Luis Cuesta Diego
Eugenio Vallarino

Aprovechamientos hidroeléctricos

TOMO II

COLEGIO DE INGENIEROS
DE CAMINOS,
CANALES Y PUERTOS

Colección
seinor 19



El Autor
D. LUIS CUESTA DIEGO
Ingeniero de Caminos, Canales
y Puertos

Graduado en 1965 en la E.T.S. de Madrid.

Especializado en el estudio y diseño de aprovechamientos hidráulicos e hidroeléctricos.

Actividades profesionales en TECNOVA (1965-66), Cubiertas y Tejados (1966-67), Torán y Cía. (1967-73) e INTECSA (1973-2000), con actuaciones en España, Oriente Medio, Norte de África y América Latina.

Correo el.: cuesta@intecsa.es



El Autor
D. EUGENIO VALLARINO CÁNOVAS
DEL CASTILLO
Dr. Ingeniero de Caminos, Canales
y Puertos

Catedrático (jubilado) de Obras y Aprovechamientos Hidráulicos en la E.T.S. de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos (Univ. Politéc. de Madrid) (1967-1984).

Profesor Emérito de dicha E.T.S.

Vocal vitalicio, por elección, del Comité Español de Grandes Presas (ICOLD).

Primer Presidente en España de la International Water Resources Association (IWRA) (1972-1982).

Actividad profesional en Estudios y Proyectos Hidráulicos en Iberduero (1941-42), Energía e Industrias Aragonesas, S.A. (1943-1953), INI y AUXINI (Jefe de Estudios Hidráulicos) (1953-1972), EDES e INITEC (1973-1984).

LUIS CUESTA DIEGO
Ingeniero de Caminos, C. y P.
EUGENIO VALLARINO
Profesor Dr. Ingeniero de Caminos, C. y P.

APROVECHAMIENTOS HIDROELÉCTRICOS

TOMO II

Portada: Nieves Córcoles

1.ª edición: 2000

© Luis Cuesta Diego.
© Eugenio Vallarino Cánovas del Castillo.
© Colegio de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos.

Reservados todos los derechos para todos los países. Ninguna parte de esta publicación, incluido el diseño de la cubierta, puede ser reproducida, almacenada o transmitida de ninguna forma, ni por ningún medio, sea éste electrónico, químico, mecánico, electro-óptico, grabación, fotocopia o cualquier otro, sin la previa autorización escrita por parte de la Editorial.

IMPRESO EN ESPAÑA
PRINTED IN SPAIN

I.S.B.N. obra completa: 84-380-0169-6
I.S.B.N.: 84-380-0168-8
Depósito legal: 29428-2000
Imprime: PISCEGRAF S.L.

Índice general

TOMO I

Preámbulo

Parte I:

PLANTEAMIENTOS GENERALES

1. Potencia y energía
2. El mercado eléctrico
3. Dimensionamiento de los aprovechamientos hidroeléctricos
4. Aprovechamiento integral de una cuenca

Parte II:

OBRAS DE TOMA Y CONDUCCIÓN

5. Obras de toma
6. Canales
7. Túneles
8. Chimeneas de equilibrio: funcionamiento y tipología
9. Chimeneas de equilibrio: cálculo
10. Golpe de ariete
11. Tuberías en presión
12. Pozos en presión

TOMO II

Parte III:

CENTRALES

13. Equipo hidromecánico principal
14. Conceptos básicos
15. Dimensionamiento y selección de turbinas
16. Alternadores
17. Regulación
18. Equipos y sistemas auxiliares
19. Centrales. Tipología
20. Centrales exteriores
21. Centrales subterráneas
22. Centrales reversibles
23. Minicentrales

Tomo II

Índice analítico

Parte III

CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

13. Equipo hidromecánico principal 17
1. Introducción 17
2. Clasificación 18
3. Turbinas Pelton 20
   3.1. Rodete 20
   3.2. Inyectores 27
   3.3. Eje 30
   3.4. Distribuidor 30
   3.5. Carcasa y foso 33
4. Turbinas Francis 33
   4.1. Cámara espiral y antedistribuidor 33
   4.2. Distribuidor 38
   4.3. Rodete 38
   4.4. Eje 42
   4.5. Tapas de la turbina 43
   4.6. Tubo de aspiración 43
5. Turbinas Kaplan 45
   5.1. Rodete 45
   5.2. Tapas de la turbina 46
   5.3. Cámara espiral y antedistribuidor 48

5.4. Turbinas sin cámara espiral 51
5.4.1. Turbinas bulbo 53
5.4.2. Turbinas bulbo en pozo 56
5.4.3. Turbinas en S 56
5.4.4. Turbinas tubulares 57
6. Turbinas Deriaz 60
Bibliografía 63

14. Turbinas: conceptos básicos 65
1. Introducción 65
2. Análisis energético 65
3. Análisis cinemático 67
3.1. Introducción 67
3.2. Turbinas de acción 67
3.2. Turbinas de reacción 70
4. Leyes de semejanza 74
4.1. Turbinas semejantes 74
4.2. Coeficientes de velocidad 74
4.3. Invariantes de las turbinas semejantes 75
4.4. Valores reducidos 76
5. Velocidad específica 77
6. Velocidad síncrona 79
7. Velocidad de embalamiento 80
8. Cavitación 81
9. Clasificación de las turbinas 83
10. Curvas caractarísticas 85
Bibliografía 92

15. Dimensionamiento y selección de turbinas 95
1. Introducción 95
2. Tipo de turbina 95
3. Disposición 97
4. Predimensionamiento 98
5. Dimensionamiento de las turbinas 101
5.1. Proceso de cálculo 101
5.2. Turbinas Francis (TF) 102
5.2.1. Velocidad específica 102
5.2.2. Altura de aspiración 103
5.2.3. Dimensiones del rodete 103
5.2.4. Dimensiones de la cámara espiral 106
5.2.5. Dimensiones del tubo de aspiración 107

5.3. Turbinas Kaplan (TK) 107
5.3.1. Velocidad específica 107
5.3.2. Altura de aspiración 108
5.3.3. Dimensiones del rodete 108
5.3.4. Dimensiones de la cámara espiral 110
5.3.5. Dimensiones del tubo de aspiración 111
5.4. Turbinas Bulbo (TB) 111
5.4. Turbinas de reacción 114
5.4.1. Número de chorros 115
5.4.2. Velocidad específica 115
5.4.3. Dimensiones del rodete 116
5.4.4. Dimensiones de la carcasa 116
5.4.5. Distribuidor 119
6. Comparación de turbinas 119
6.1. Introducción 119
6.2. Turbinas Kaplan vs turbinas Bulbo 120
6.3. TB 123
6.4. TF vs TK 125
6.5. TF vs TP 127
7. Consideraciones sobre el tubo de aspiración 132
Bibliografía 135

16. Alternadores 139
1. Introducción 139
2. Características principales 140
2.1. Potencia 140
2.2. Velocidad síncrona 142
2.3. Momento de inercia 143
2.4. Tensión de generación 145
3. Componentes principales 145
3.1. Rotor 148
3.2. Estator 148
3.3. Eje 150
3.4. Cojinetes 151
3.5. Crucetas 156
3.6. Frenos 157
3.7. Refrigeración 158
3.7. Sistema de excitación 158
4. Disposición de los cojinetes 159
4.1. Grupos verticales 159
4.2. Grupos horizontales 168

5. Dimensionamiento preliminar 168
5.1. Estator 168
5.2. Rotor 169
6. Montaje 170
7. Alternadores-motores 171
8. Transformadores 172
9. Otros equipos eléctricos 174
10. Centro de control 177
Bibliografía 183

17. Regulación 185
1. Introducción 185
2. Sistemas eléctricos 185
2.1. Red aislada 186
2.2. Red infinita 187
2.3. Control de frecuencia 189
3. Reguladores 190
3.1. Tipos de reguladores 190
3.2. Parámetros de regulación 193
4. Curvas de estatismo 195
5. Tipos de regulación 198
6. Funciones adicionales 199
7. Equipo hidraúlico de regulación 202
8. Indice de estabilidad 204
9. Válvulas de regulación de presión 207
Bibliografía 211

18. Equipos y sistemas auxiliares 213
1. Introducción 213
2. Válvulas de protección 213
2.2.1. Válvulas de mariposa 215
2.2.2. Válvulas esféricas 218
2.2.3. Compuertas cilíndricas 222
2.3. Ataguía en la descarga 224
3. Equipo de elevación 224
4. Sistema de agua de refrigeración 232
5. Sistema de drenaje 236
6. Sistema de aire comprimido 238
7. Sistema contra incendios 240
7.1. Sistema de agua 240
7.2. Sistema de CO_2 241

8. Sistema de ventilación 242
9. Sistema de agua de servicio 242
10. Otros servicios 242
Bibliografía 243

19. Centrales. Tipología 245
1. Introducción 245
2. Número de grupos 246
3. Centrales exteriores 248
3.1. Presa-central 248
3.2. Centrales de pie de presa 254
3.3. Centrales separadas de la presa 271
4. Centrales subterráneas 275
5. Centrales en pozo 285
6. Tipos especiales 285
7. Contraembalses 297
Bibliografía 299

20. Centrales exteriores 303
1. Introducción 303
2. Disposición general 306
2.1. Implantación 306
2.2. Planta 306
2.3. Alzado 308
2.4. Equipos auxiliares 314
2.5. Dependencias auxiliares 315
3. Dimensionamiento 318
3.1. Vanos principales 318
3.2. Área de descarga y montaje 319
4. Organización estructural 320
4.1. Cimentación 320
4.2. Infraestructura 321
4.3. Superestructura 323
4.3.1. Apoyo del alternador 325
4.3.2. Solicitaciones 329
4.3.3. Muros y cubiertas 331
5. Centrales con grupos de eje horizontal 331
5.1. TF y TP 331
5.2. TK Horizontales 342
6. Subestación 348
6.1. Ubicación de los transformadores 348

6.2. Ubicación de la subestación 352
7. Accesos 353
Bibliografía 353

21. Centrales subterráneas 357
1. Introducción 357
2. Ubicación de la caverna 359
3. Válvulas de protección 361
4. Ubicación de los transformadores 370
4.1. Introducción 370
4.2. Instalación exterior 370
4.3. Instalación interior 376
4.4. Análisis comparativo 384
4.5. Galería de barras 391
4.6. Generación en alta tensión 395
5. Dimensionamiento de la central 395
5.1. Disposición general 395
5.2. Dimensionamiento 398
5.3. Forma de la caverna 398
5.4. Excavación 401
5.5. Revestimiento 407
5.6. Volúmen de la caverna principal 409
6. Dispositivos auxiliares 409
6.1. Introducción 409
6.2. Galería de reconocimiento 412
6.3. Galerías de acceso y de cables 412
6.4. Galerías y cavernas en el entorno de la central 414
6.4.1. Conducciones hidráulicas 415
6.4.2. Galería de válvulas y de ataguías 415
6.4.3. Caverna de transformadores 417
6.4.4. Chimenea de equilibrio 417
6.4.5. Galerías auxiliares 420
6.5. Apoyos del puente grúa 420
6.6. Falso techo 421
7. Implantación 421
7.1. Distribuidor y colector 421
7.2. Ubicación de los grupos 422
7.3. Área de servicios 423
Bibliografía 423

22. Centrales reversibles 427
1. Introducción 427

2. Función de las CR 428
3. Tipología de las CR 429
3.1. CR de tipo mixto 430
3.2. CR de bombeo puro 430
4. Configuración general de un esquema reversible 432
4.1. Elementos integrantes 432
4.2. Equipo hidromecánico principal 433
4.3. Disposición 438
4.4. Rango de saltos utilizados 439
4.5. Selección de emplazamientos 446
5. Funcionamiento de las TB 447
5.1. Curvas características 447
5.2. Estabilidad 450
5.3. Altura de aspiración 451
5.4. TB de una etapa con saltos mayores que 500 m 451
5.5. Operación de las TB en comparación con las T convencionales. 455
6. Características de las TB 456
6.1. TB de una etapa 456
6.2. TB multietapa 457
6.3. Grupos Ternarios 463
6.4. TB regulables de dos etapas 468
6.5. Variación de frecuencia 470
7. Sistemas de arranque 472
7.1. Introducción 472
7.2. Desanegado 472
7.3. Sistemas de arranque 474
7.4. Duración de las maniobras 481
8. Tipos de central 485
8.1. Introducción 485
8.2. Centrales exteriores 486
8.3. Centrales en pozo 489
8.4. Centrales subterráneas 491
9. Dimensionamiento 493
9.1. Embalses 493
9.2. Conductos hidráulicos 499
9.3. Chimenea de equilibrado 499
9.4. TB 500
9.4.1. Procedimiento Vevey 500
9.4.2. Procedimiento de Siervo y Lugaresi 501
9.4.3. Modelo 510
9.5. Central 510

Bibliografía 511

23. Minicentrales 517
1. Antecedentes 517
2. Condicionamientos económicos 518
3. Esquema general 519
4. Dimensionamiento 521
5. Obras civiles 522
   5.1. Minicientrales de nueva planta 522
   5.2. Rehabilitación o ampliación de aprovechamientos existentes . 524
   5.3. Aprovechamiento de infraestructuras existentes 525
6. Equipo hidromecánico principal 531
   6.1. Introducción 531
   6.2. Selección y dimensionamiento de turbinas 533
   6.3. Consideraciones sobre el rendimiento 534
   6.4. Saltos de baja caida 537
   6.5. Saltos de caída media o alta 561
      6.5.1. TF 561
      6.5.2. TP 574
      6.5.3. Turbinas Michell-Banki 575
      6.5.4. Turbinas Turgo 582
   6.6. Consideraciones generales sobre el equipo mecánico 583
7. Equipo eléctrico 584
8. Consideraciones generales sobre los sistemas auxiliares y de control.. 585
Bibliografía 586

Parte III

CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

13

Equipo hidromecánico principal

1. INTRODUCCIÓN

El equipo hidromecánico de una central hidroeléctrica es el conjunto de elementos encargado de transformar la energía potencial de la corriente de agua en energía mecánica giratoria que se transmite por un eje al equipo consumidor que, usualmente, es un generador de corriente alterna. El ingenio principal de este conjunto es la turbina, que cuenta con dispositivos para regular el caudal utilizado y dirigirlo hacia el órgano rotatorio donde se realiza la transformación energética mencionada y varios equipos complementarios, como un regulador de velocidad para controlar la velocidad de giro y la potencia generada, válvulas o compuertas para aislar la máquina de la corriente de agua y los equipos auxiliares necesarios para la operación.

La turbina es un motor hidráulico de características ideales puesto que es muy eficiente, segura y fácilmente controlable, puede variar la carga o parar en forma prácticamente instantánea, y arrancar desde la posición de reposo con la válvula cerrada en poco más de un minuto. En la actualidad las turbinas hidráulicas se utilizan casi exclusivamente para accionar un generador de corriente alterna denominado por esta razón alternador. Las partes móviles de ambas máquinas, el rodete de la turbina y el rotor del alternador, están conectadas a un mismo eje, por lo que el conjunto se denomina grupo turbogenerador o, simplemente, grupo.

En el presente capítulo se analizarán y describirán los distintos tipos de turbinas, en los capítulos 14 y 15 se analizarán éstas desde los puntos de vista hidráulico y dimensional, en el 16 se describirán someramente los alternadores y equipo eléctrico principal, en el 17 se estudiará el equipo de regulación y en el 18 los equipos y

sistemas auxiliares. La descripción y análisis de estos equipos es forzosamente sintética pues únicamente se pretende presentar la información imprescindible para completar el diseño de las obras civiles de la central. Una información más extensa se puede encontrar en la bibliografía, especialmente en Kovalev(1965), Mataix(1975), Mosonyi (1980) y Raabe(1985).

2. CLASIFICACIÓN

Las turbinas son, en esencia, ruedas hidráulicas que giran con una velocidad constante accionadas por la energía potencial de un desnivel de una corriente de agua y que transmiten la energía mecánica obtenida a un eje de giro para su utilización por un equipo consumidor. La rueda hidráulica de las turbinas se denomina rodete, el cual se conecta mediante un eje transmisor al rotor, que es el elemento rotativo del equipo consumidor habitual, es decir, del alternador.

Las turbinas utilizan un rango muy amplio de desniveles, desde unos pocos metros (el mínimo económico está alrededor de los 3 m) hasta más de 1500 m (el mayor desnivel utilizado en la actualidad es de 1883 m en la central de Bieudron en la ampliación del salto de Grand Dixence) y de caudales, desde unas decenas de litros por segundo en las pequeñas centrales de montaña hasta más de 600 m^3/s en cada una de las turbinas de los aprovechamientos de los grandes ríos de llanura, como por ejemplo, 750 m^3/s en los grupos de la central de Puerta de Hierro en el río Danubio, 700 m^3/s en Itaipú y Yaciretá en el río Paraná y más de 1.000 m^3/s en cada uno de los tres grupos de mayor capacidad de la central de Grand Coulee III en el río Columbia (la potencia de estas unidades fué ampliada de 700 a 800 MW por lo que en la actualidad son los grupos hidroeléctricos de mayor capacidad del mundo). Para operar eficientemente en un campo tan amplio se han diseñado diversos tipos de turbinas que pueden clasificarse en dos grupos principales:

— *Turbinas de acción,* en las que el caudal de agua se utiliza en forma de chorro a la presión atmosférica, para lo que previamente se ha de transformar toda la energía potencial del agua en energía cinética,

— *Turbinas de reacción,* en las que el agua se utiliza a una presión superior a la atmosférica, por lo que solo una parte de su energía es cinética.

Las turbinas de acción se emplean desde épocas remotas en la forma de ruedas hidráulicas o norias; en la actualidad se usa casi exclusivamente la *turbina Pelton* (TP), evolución del modelo patentado en 1880 por L. A. Pelton, con el que en pruebas realizadas en 1883, se alcanzó un rendimiento del 82,5 %; no obstante, como se verá más adelante en el capítulo 23 sobre minicentrales, en las centrales pequeñas se instalan algunas veces otros tipos de turbinas de acción como las Turgo o las Michell-Banki.

Las turbinas de reacción se pueden clasificar en tres tipos principales en función de la forma del rodete y de la trayectoria de las partículas de agua:

— *Turbinas Francis* (TF) en las que el agua llega al rodete desde su periferia y sale axialmente por lo que las partículas describen trayectorias helicoidales inscritas en superficies cónicas. El rodete de estas turbinas está integrado por 11-19 álabes fijos entre dos superficies de revolución que guían el agua.

— *Turbinas Kaplan* (TK) en las que el agua llega al rodete y se descarga axialmente siguiendo trayectorias con la forma de hélices cilíndricas, razón por la cual se suelen llamar turbinas de flujo axial. El rodete de estas turbinas tiene la forma de hélice de barco con 3-8 palas, careciendo de superficies de guía. Las palas pueden ser fijas (en cuyo caso se suelen llamar turbinas de hélice) u orientables. La patente inicial de estas turbinas data de 1913 y se debe el ingeniero V. Kaplan.

— *Turbinas Deriaz* (TD) introducidas hacia 1950 por J. Deriaz para mejorar el rendimiento de las TF con una acusada variación de salto. Este es un tipo intermedio entre las TF y las TK en las que el rodete, a semejanza de las últimas, tiene palas orientables, aunque el flujo no es axial como en las TK, sino diagonal, por lo que también se llaman turbinas de flujo diagonal.

Estos tipos de turbinas se utilizan en una amplia variedad de saltos, caudales y potencias nominales, habiéndose alcanzado, especialmente con las TF, unas capacidades unitarias equiparables a la de los grandes grupos térmicos recientemente construídos. Para ilustrar lo anterior, en el cuadro adjunto se resumen las características básicas de las turbinas más notables de cada uno de los tres tipos más usuales, tanto por la magnitud del salto como por la potencia unitaria que generan.

TURBINAS DE MAYOR CAPACIDAD

	Mayor capacidad			**Mayor salto**		
	TK	**TF**	**TP**	**TK**	**TF**	**TK**
Central	Takka	Itaipú	Bieudron	Orlik	Häusling	Bieudron
Pais	Siria	Br/Pa	Suiza	Chec.	Austria	Suiza
H (m)	60 m	112	1874	71	744	1874
Q (m^3/s)	450	690	25	150	25	25
P (MW)	242	715	423	94	180	423
D (m)	9,2	8,5	4,63	4,6	2,77	4,63
N (rpm)	150	90,9/92,3	428,6	187	600	428,6

Las turbinas tienen unas partes fijas que se encargan del encauzamiento del flujo en una forma hidráulicamente eficiente y otras móviles que realizan la transformación de la energía hidráulica en mecánica y del control y regulación del caudal de agua utilizado. Las principales partes fijas y móviles de las turbinas de acción y reacción son:

TURBINAS DE ACCION	TURBINAS DE REACION
Partes fijas	
Conducto distribuidor	Cámara espiral y antedistribuidor
Foso de la turbina	Tubo de aspiración
Carcasa	Tapa de la turbina
Partes móviles	
Inyectores	Distribuidor
Rodete	Rodete
Deflector	Eje
Eje	

En lo que sigue se describen brevemente estas partes así como su función en el proceso de transformación energética.

3. TURBINAS PELTON

3.1. Rodete

El rodete de las TP, únicas turbinas de acción que se consideran en el presente capítulo, está constituído básicamente por un disco con cazoletas o álabes dispuestas a intervalos regulares en su periferia y que reciben el impacto de uno o varios chorros de agua procedentes de unos dispositivos, los inyectores, que transforman en energía cinética la energía potencial de la corriente de agua utilizada. El disco se acopla rígidamente al eje del alternador, al cual transmite la energía recibida de los chorros de agua a alta velocidad (figuras 13.1 a 13.5).

Las cazoletas tienen la forma de dos casquetes elipsoidales con un tabique divisor en el plano de simetría y un recorte o escotadura en la parte exterior (figura 14.2). El chorro de agua incide en el centro de la cazoleta y se divide en dos ramales simétricos que se desplazan sobre la superficie del elipsoide correspondiente hasta salir en dirección contraria y caer verticalmente en el foso de la turbina. El chorro debe incidir lo más perpendicularmente posible a la cazoleta con objeto de

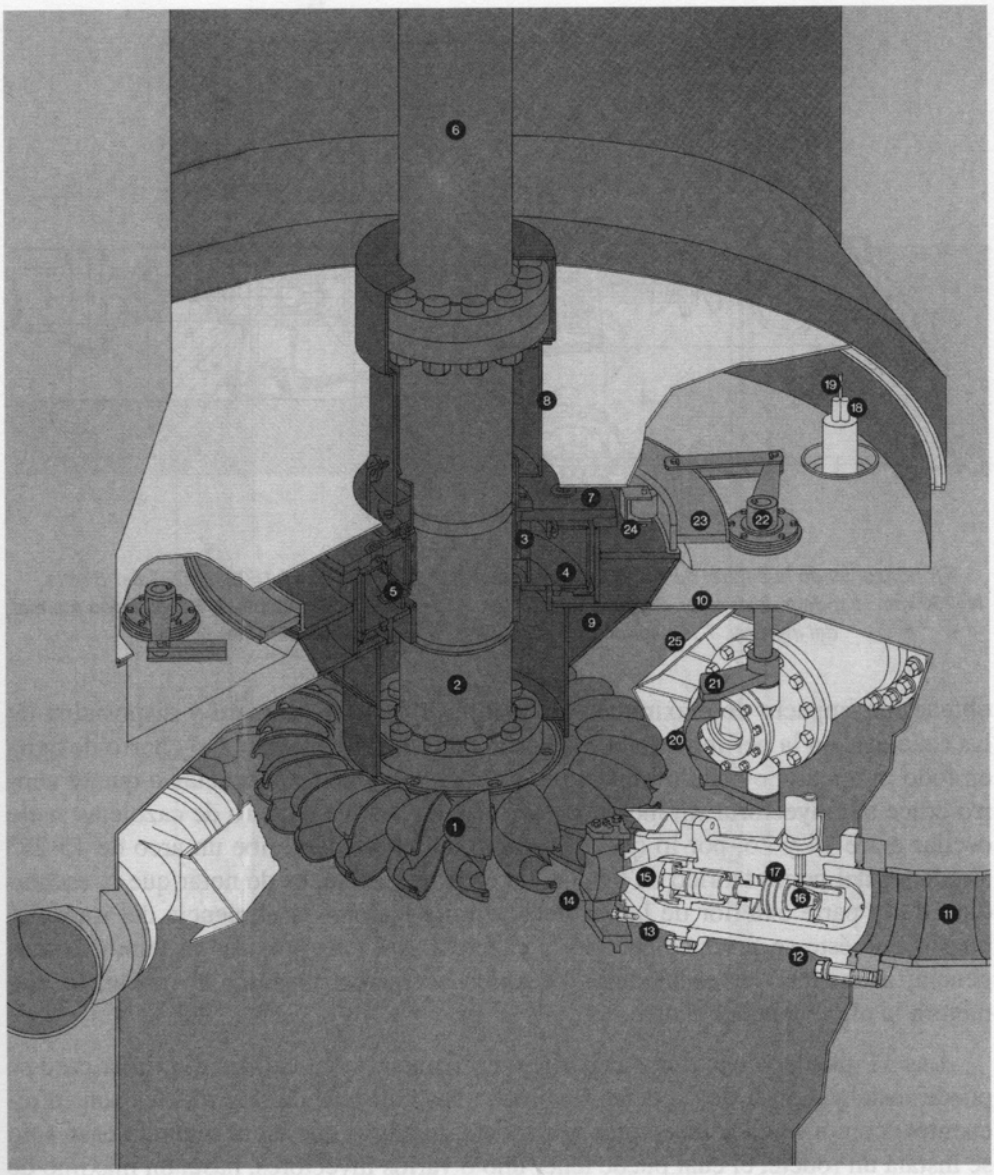


Fig. 13.1

Composición de una TP. 1 rodete, 2 eje de la turbina, 3 cojinete de la turbina, 4 depósoto de aceite, 5 lubricante, 6 eje del alternador, 7 apoyo del cojinete, 8 cubierta protectora del eje, 9 carcasa, 10 blindaje del pozo de la turbina, 11 distribuidor, 12 y 13 tobera, 14 y 15 aguja de regulación, 16 y 17 servomotor de accionamiento, 18 aceite a presión, 19 mecanismo de retroalimentación, 20, 21 y 22 deflector y mecanismo de accionamiento, 23 y 24 anillo de ajuste, 25 cubierta protectora. Fuente: SULZER Hydro.

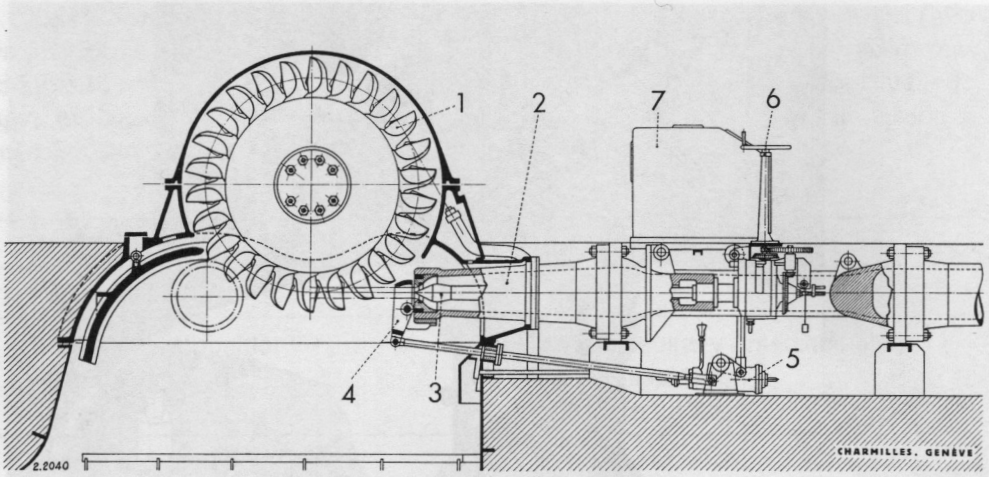


Fig. 13.2

TP horizontal de la central de Reisseck (Austria). P=22,8 MW, H=1765-1505 m, Q=1,5-1,6 m³/s, N=750 rpm. 1 rodete, 2 inyector, 3 aguja, 4 deflector, 5 servomotor de seguridad, 6 regulación manual del inyector, 7 regulador de velocidad de la turbina. Fuente: Charmilles.

obtener un impacto de máxima efectividad; asimismo, el número y disposición de las cazoletas en la periferia de la rueda son tales que se intercepta el chorro de agua en todo momento, evitando impactos contra el dorso de las cazoletas o que el chorro cruce su trayectoria sin incidir en alguna de ellas. El número de cazoletas suele oscilar entre 14 y 26, por lo que el impacto del chorro describe un arco de 15-25° alrededor del punto teórico de tangencia; en este sentido, es de notar que la escotadura de la parte exterior de la cazoleta permite mejorar la eficiencia del impacto, puesto que éste se produce cuando la cazoleta está más próxima al punto de tangencia; asimismo, las escotaduras permiten acercar el inyector al rodete, lo que mejora la eficiencia del chorro.

Las TP pueden construirse con el eje horizontal o vertical. En el primer caso se puede instalar uno o dos rodetes (las máquinas con más de dos rodetes son infrecuentes) con uno o dos inyectores por rodete, mientras que en el segundo caso solo se instala un rodete, el cual puede tener uno o varios inyectores, hasta un máximo de 6 (figuras 13.2 a 13.6). Inicialmente las cazoletas se construían individualmente o por parejas y se unían a la periferia del disco mediante pernos, lo que facilitaba su sustitución en caso de daño o avería; esta disposición no se utiliza en la actualidad, puesto que implica un debilitamiento de la rueda y no representa una ventaja significativa ya que todas las cazoletas se deterioran por igual. Por ello, en la actualidad los rodetes se funden en una sola pieza con un acero resistente a la erosión, usualmente acero inoxidable al cromo-níquel, incluso en el caso de rodetes de grandes dimensiones

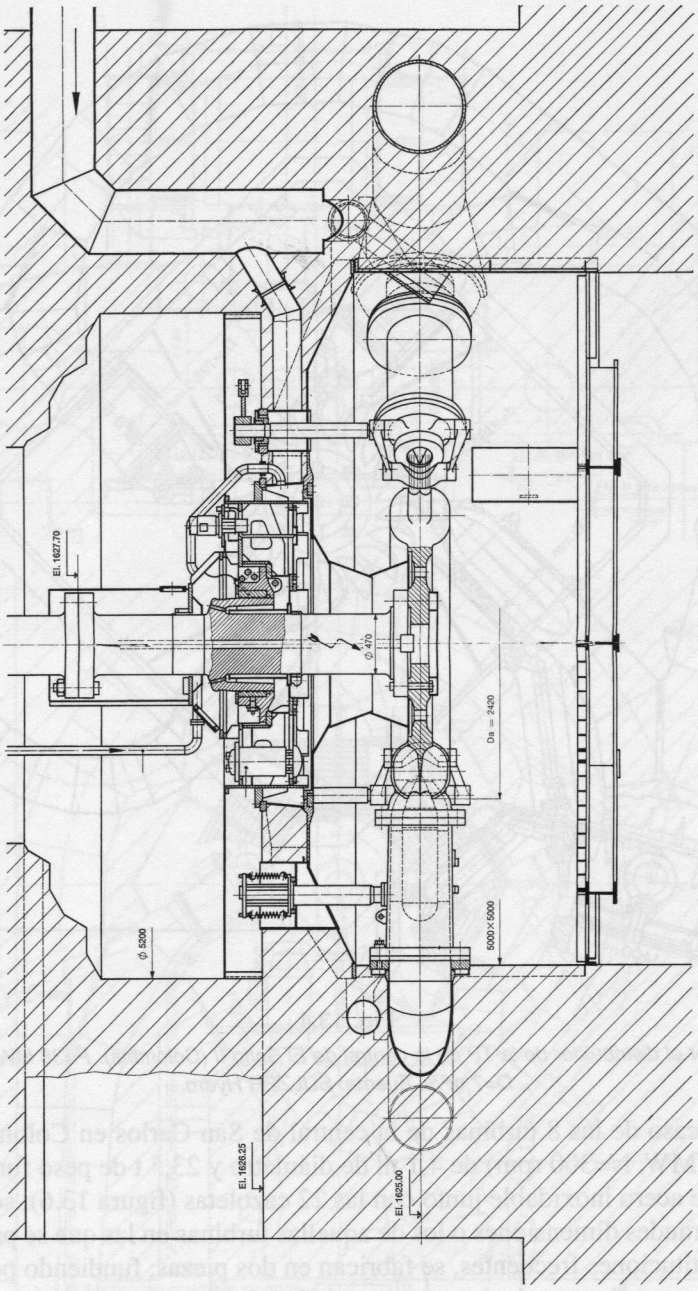


Fig. 13.3

TP vertical de la central de Finchaa (Etiopía). P= 34,2 MW, H=550 m, N=500 rpm. Fuente: Bell, SULZER Hydro.

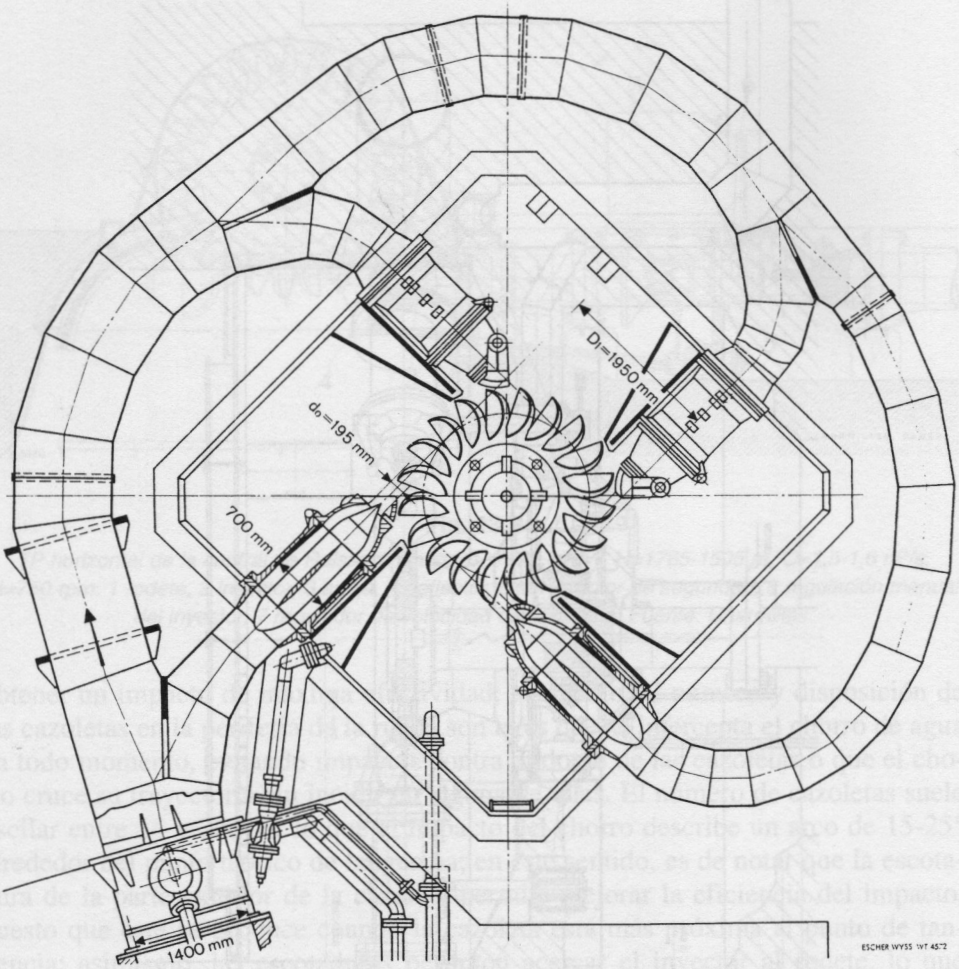


Fig. 13.4

Sección por el distribuidor de la TP de la central de El Salto II (Colombia). P=38 MW, H=566 m, Q=7 m³/s. Fuente: SULZER Hydro.

como en el caso de las 8 turbinas de la central de San Carlos en Colombia (H=587 m, P=174,4 MW, N=300 rpm) de 4,1 m de diámetro y 23,5 t de peso fundido en una sola pieza de acero inoxidable junto con las 22 cazoletas (figura 13.6); sólamente los rodetes de grandes dimensiones o los de aquellas turbinas en las que se prevé la necesidad de sustituciones frecuentes, se fabrican en dos piezas, fundiendo por un lado el anillo exterior con las cazoletas y, por otro lado, el disco central.

Las superficies interiores de las cazoletas se mecanizan y pulen cuidadosamente para conseguir superficies lisas con formas hidráulicamente eficientes.

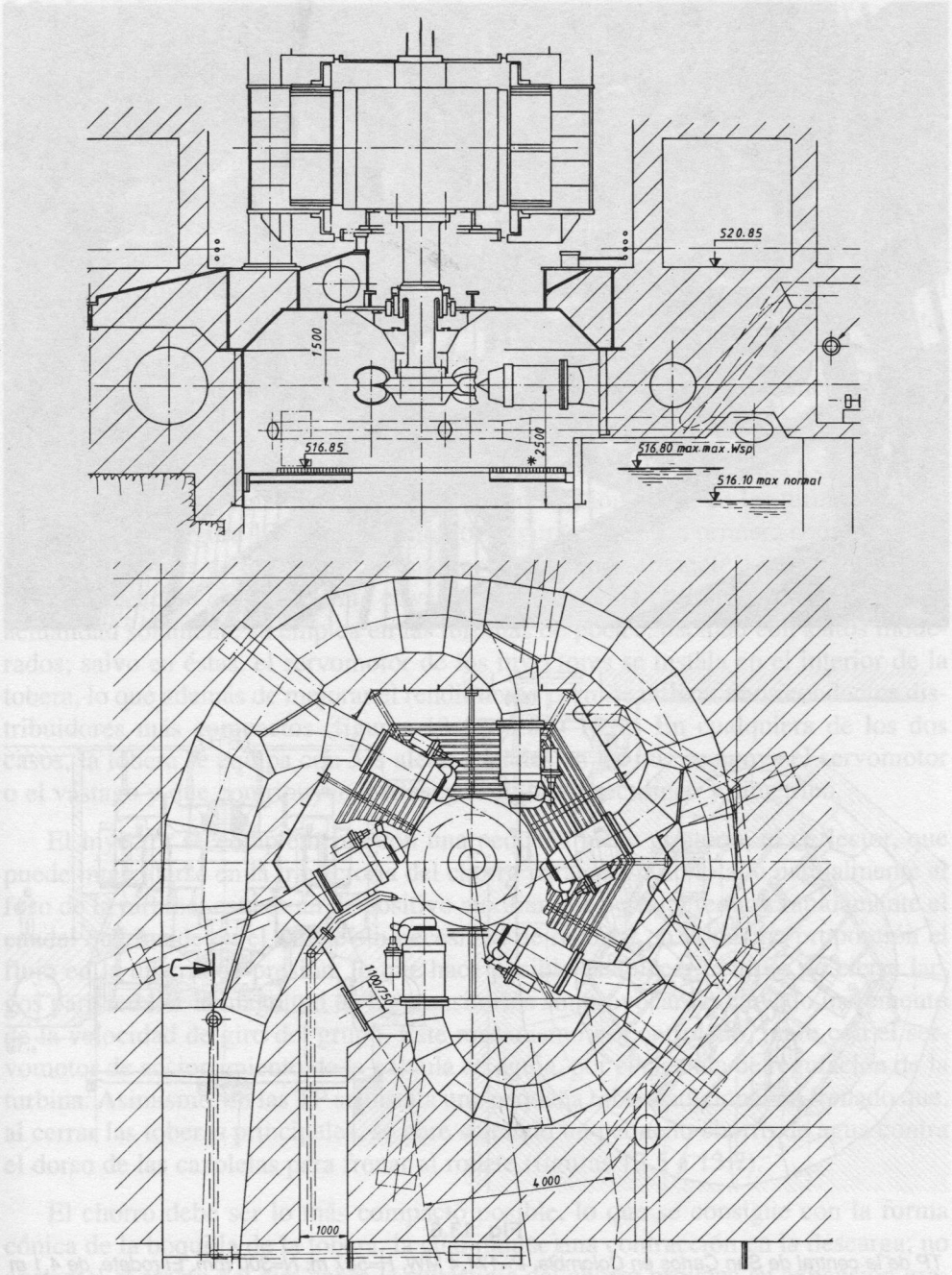


Fig. 13.5

TP de la central de Amsteg (Suiza). P=44 MW. Fuente: HYDRO VEVEY.

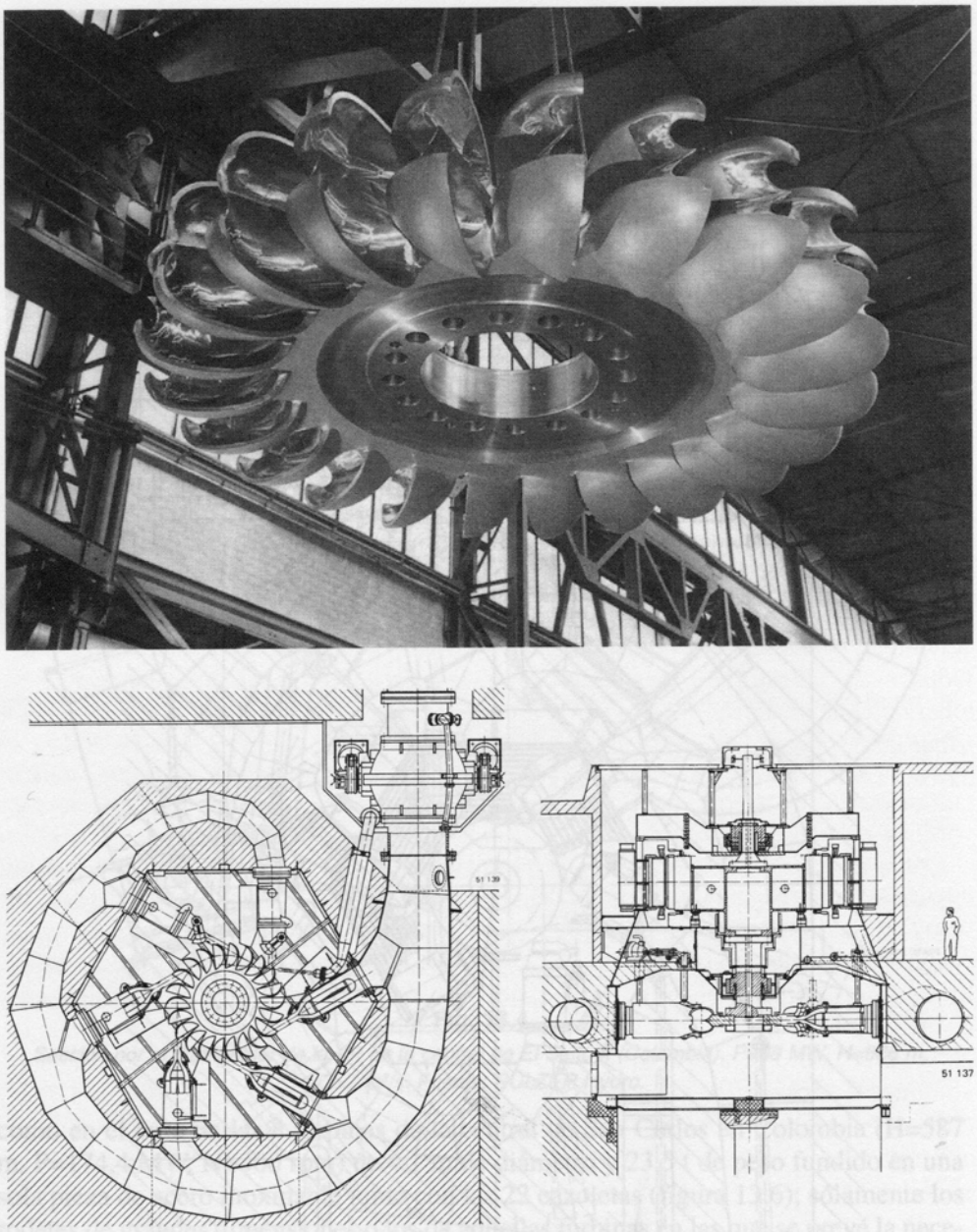


Fig. 13.6

TP de la central de San Carlos en Colombia. P=171,4 MW, H=587 m, N=300 rpm. El rodete, de 4,1 m de diámetro y 23,5 t de peso, es de acero inoxidable y tiene 22 cazoletas de 0,80 m de ancho. El recinto de la turbina está cubierto con una estructura de chapa de acero cuya parte superior forma el soporte del alternador. Fuente: SULZER Hydro.

3.2. Inyectores

Los inyectores son los mecanismos encargados de controlar el caudal a turbinar y de transformar el flujo en presión del conducto de alimentación en un chorro de alta velocidad a la presión atmosférica dirigido tangencialmente a la circunferencia descrita por los centros de impacto de las cazoletas. Estos mecanismos consisten básicamente en una válvula de aguja que se desplaza axialmente en una tobera controlada por un vástago accionado por un servomotor; el extremo posterior de la aguja tiene una forma cónica con un ángulo en el vértice próximo a 55° que se ajusta contra la superficie troncocónica de la boquilla de la tobera, mientras que en el otro extremo se dispone un muelle que tiende a desplazar la aguja hacia adelante, oponiéndose a la acción del servomotor. Bajo la acción de estos mecanismos la aguja puede adoptar cualquier posición entre totalmente cerrada y totalmente abierta, con lo que regula el caudal evacuado por la tobera.

El servomotor puede estar situado fuera de la tobera, lo que obliga a disponer un codo en el extremo final del conducto de alimentación como en las turbinas representadas en la figura 13.7, o en su interior (figuras 13.8). La primera solución, típica de las turbinas de los años 50 y anteriores, es menos eficiente a causa del codo y de la obstrucción que representa el vástago dentro de la corriente, por lo que en la actualidad sólamente se emplea en las turbinas de poca capacidad con saltos moderados; salvo en éstas, el servomotor de los inyectores se instala en el interior de la tobera, lo que además de mejorar el rendimiento permite utilizar unos conductos distribuidores más compactos (figuras 13.4, 13.5 y 13.6). En cualquiera de los dos casos, la tobera se equipa con 3-8 aletas radiales en las que se apoya el servomotor o el vástago y que contribuyen a conseguir un flujo rectilíneo y simétrico.

El inyector se complementa con una pequeña pieza giratoria, el deflector, que puede intercalarse en la trayectoria del chorro para desviarlo total o parcialmente al foso de la turbina; este es un dispositivo auxiliar que permite reducir rápidamente el caudal que incide en el rodete sin necesidad de recortar en la misma proporción el flujo en la tubería de presión, lo que hace posible establecer tiempos de cierre largos para reducir la magnitud de los transitorios sin provocar un elevado incremento de la velocidad de giro del grupo. Este mecanismo es controlado, junto con el servomotor de accionamiento de la válvula de aguja, por el sistema de regulación de la turbina. Asimismo, en las TP se instala una pequeña tobera adicional de frenado que, al cerrar las toberas principales, se abre soltando un pequeño chorro de agua contra el dorso de las cazoletas para frenar al rodete (figuras 13.5 a 13.7).

El chorro debe ser lo más compacto posible, lo que se consigue con la forma cónica de la boquilla de la tobera, la cual induce una contracción en la descarga; no obstante, el efecto del aire sobre la superficie del chorro provoca su expansión gradual, lo que obliga a situar el inyector lo más cerca posible de la circunferencia barrida por las cazoletas.

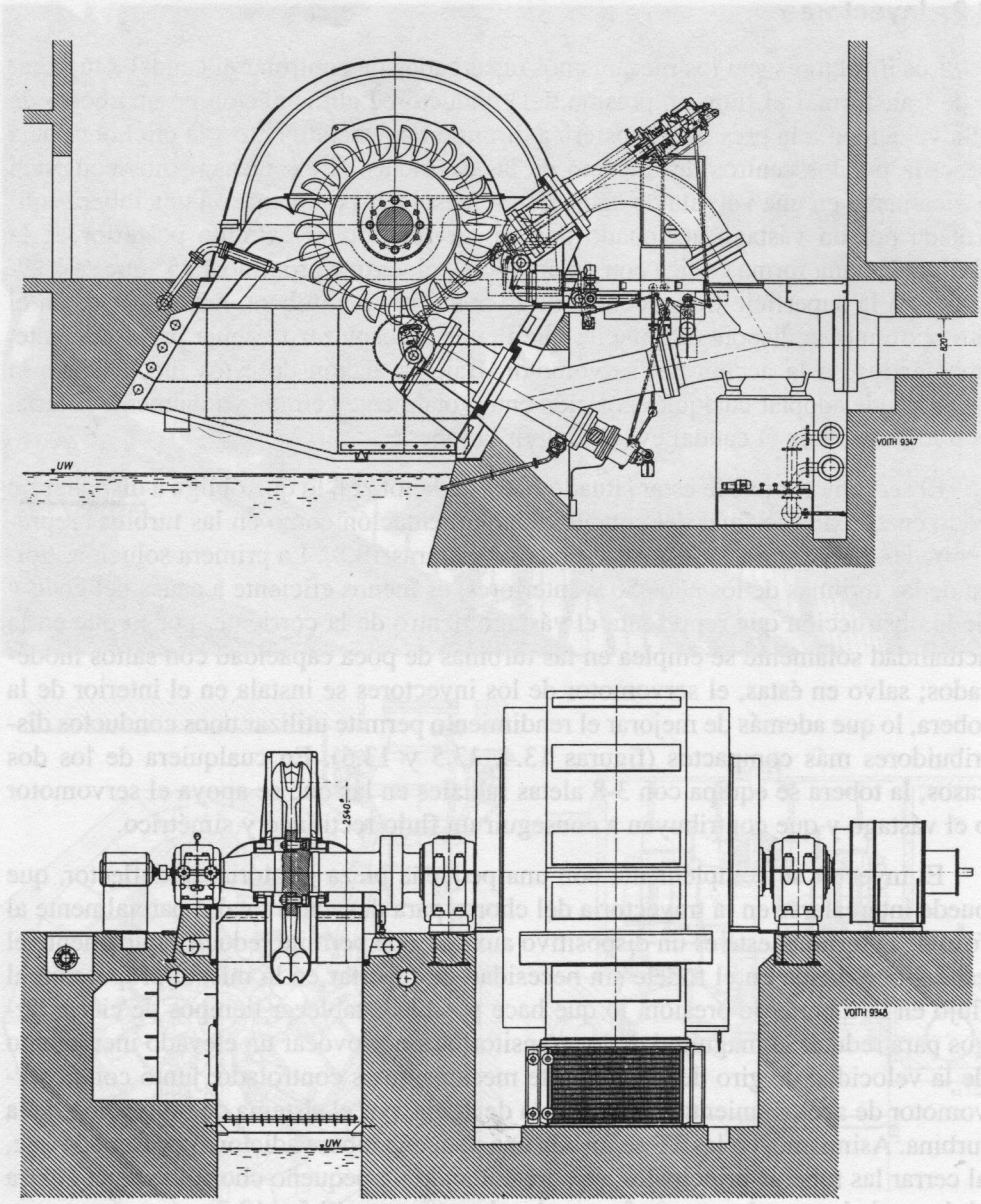


Fig. 13.7

TP de la central de Fortun (Noruega). P=36,8 MW, H=940 m, Q=4,4 m³/s, N=500 rpm. La turbina, con un rodete de 2,54 m de diámetro, está accionada por dos inyectores con servomotor exterior y dispone de una tobera de frenado (a la izquierda en la figura superior).Fuente: VOITH.

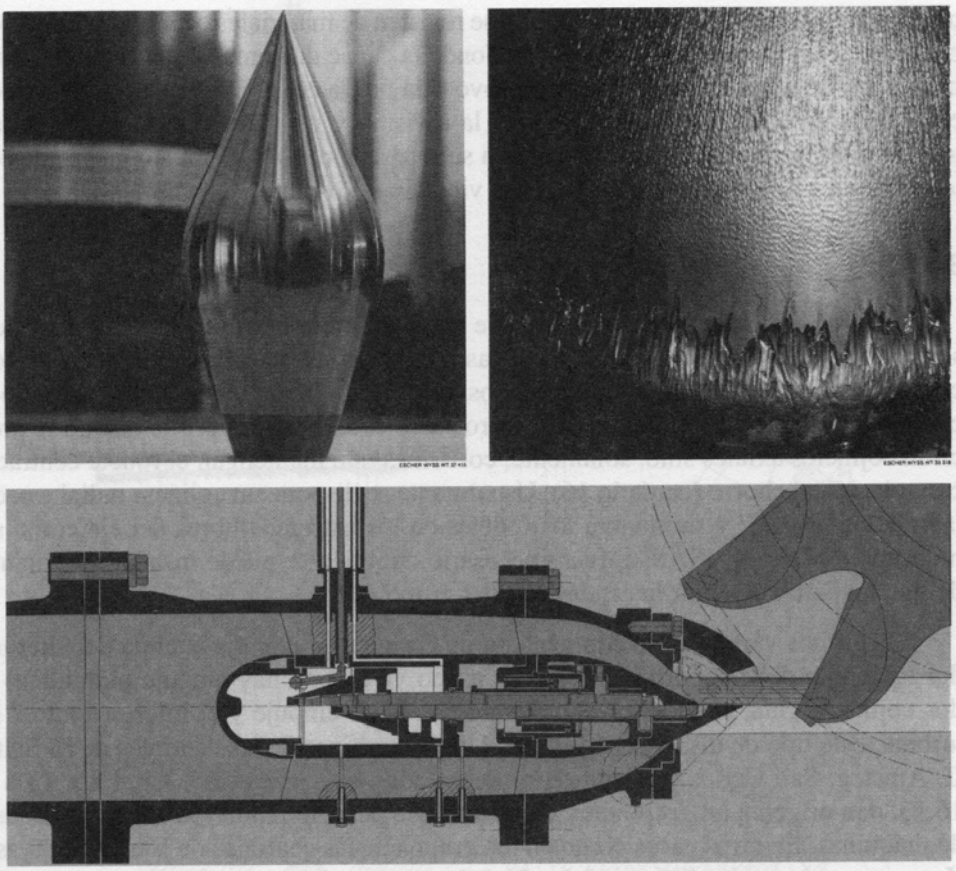


Fig. 13.8

13.8.- Inyector de una TP con el servomotor interior. La semisección superior muestra el inyector en posición abierto y la semisección inferior en posición cerrado. Las fotografías de la parte superior muestran una aguja del inyector nueva (izquierda) y erosionada por sedimentos de origen glaciar (derecha). Fuente: SULZER Hydro.

El chorro de agua tiene una velocidad muy alta, entre 80 y 140 m/s o incluso más en los saltos mayores de 1000 m, por lo que su capacidad erosiva es muy elevada y puede dañar las superficies de la aguja y la boquilla de la tobera, lo que modificaría la forma del chorro y reduciría sustancialmente el rendimiento. Por ello, estas piezas se fabrican con material duro y resistente a la abrasión a partir de un diseño que facilite su vigilancia y sustitución. Es de notar que la capacidad erosiva aumenta aproximadamente con la quinta potencia de la velocidad y se magnifica con la presencia de material granular en suspensión, tal como arena de naturaleza silícea, lo que puede provocar la destrucción de estas piezas en un período de utilización muy breve (figura 13.8); por ello, las piezas más expuestas al desgaste como las agujas o las boquillas, se disponen para que puedan ser sustituídas con facilidad y, en casos especiales, se

tratan con un cromado superficial duro o se revisten de materiales cerámicos. Este problema también afecta a las cazoletas en donde la capacidad erosiva del agua se incrementa con la irregularidad del chorro provocada por la erosión de los inyectores; por ello, es de especial importancia realizar la revisión y mantenimiento regular de las toberas y de las cazoletas para proceder a su reparación en el momento que se detecten erosiones de importancia o se acusen vibraciones o pérdidas de rendimiento.

3.3 Eje

Los grupos horizontales tienen un eje común para la turbina y el alternador que soporta la flexión inducida por las fuerzas radiales consecuencia del impacto de los chorros y del peso de todos los elementos giratorios. El empuje axial es casi nulo a causa de la simetría del impacto del chorro sobre cada cazoleta, por lo que no se precisan cojinetes axiales sino, sólamente, collarines que mantengan el rodete centrado con relación al chorro (capítulo 16). Usualmente se dispone un cojinete radial a cada lado del alternador y se montan los rodetes en los extremos libres del eje como se muestra en la figura 13.10; si fuera necesario, también se puede instalar un volante de inercia para aumentar la estabilidad del grupo.

Los grupos verticales se equipan con un cojinete de empuje encima del alternador (que solo debe soportar el peso del grupo ya que no hay empuje hidráulico) y dos cojinetes guía, el superior combinado con el de empuje y el inferior junto a la turbina; este tipo de disposición, como el de las turbinas de las centrales de El Salto II, Amsteg, San Carlos y Bieudron representadas en las figuras 13.4, 13.5, 13.6 y 16.13, dan origen a un grupo muy compacto que permite reducir la altura de la casa de máquinas. En otros casos como en los grupos de las centrales de Finchaa y Tysso II representadas en las figuras 13.3 y 20.3, los grupos turbogeneradores tienen un eje más largo y un cojinete guía adicional debajo del alternador para reducir la longitud libre entre apoyos y aumentar la primera velocidad crítica.

El rodete de los grupos verticales se desmonta extrayendo los pernos de la brida de unión y bajándolo por el foso hasta apoyarlo en un carretón que lo traslada hasta una posición dominada por el puente grúa. Asimismo, en el foso de los grupos verticales se instala una estructura desmontable debajo del rodete que facilita el acceso para revisar el estado de conservación de las cazoletas y los inyectores.

3.4 Distribuidor

La alimentación de los inyectores se realiza mediante un conducto distribuidor que comienza en la brida de salida de la válvula esférica de protección de la turbina y que, mediante las oportunas bifurcaciones, llega a cada uno de los inyectores (figuras 13.4 a 13.6). La configuración del distribuidor es muy variada en función del tipo de turbina (horizontal o vertical) y del número de rodetes y de inyectores;

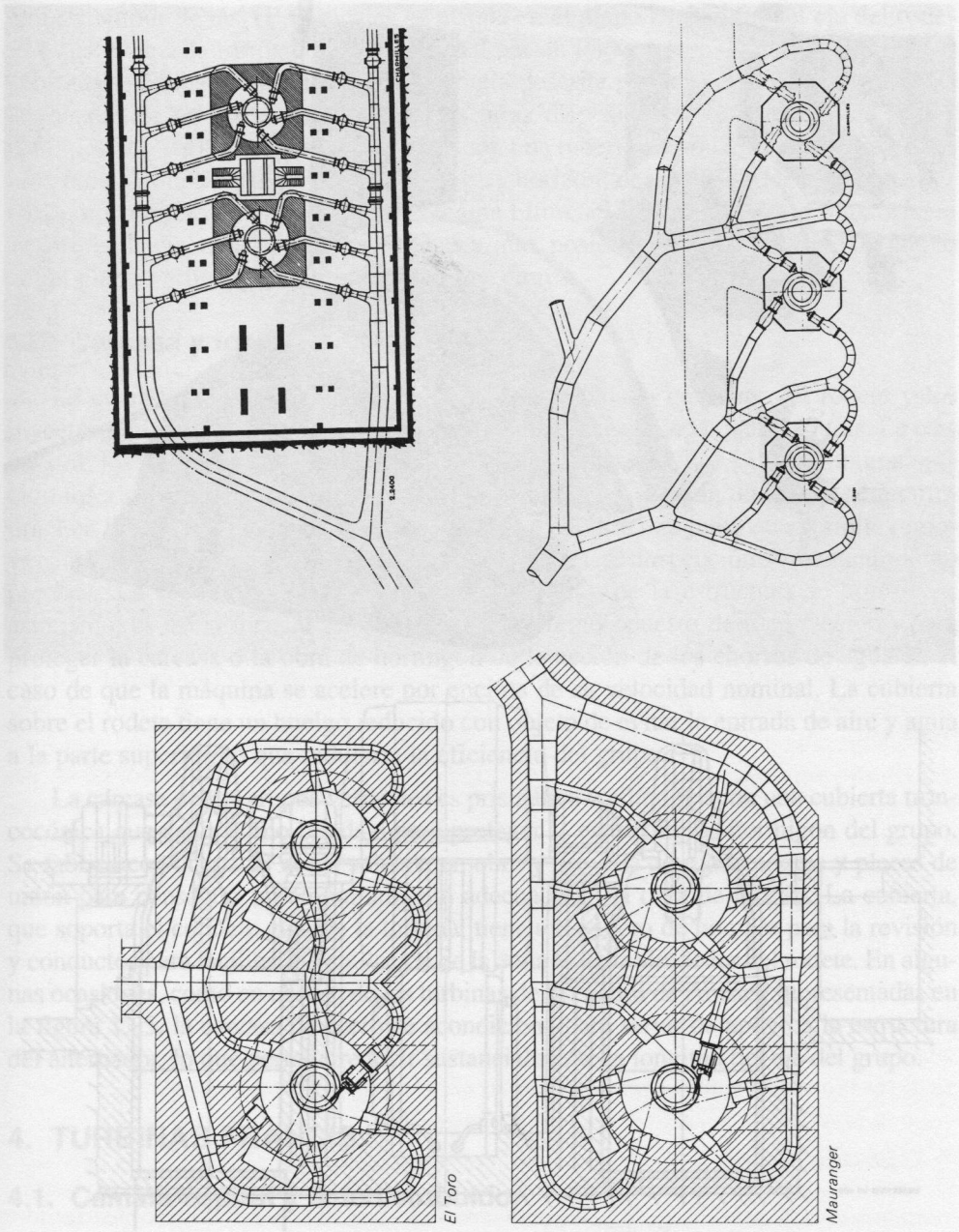


Fig. 13.9

Distribuidores de las turbinas Pelton de las centrales de El Toro (P=2x116,2 MW, H=545 m), Mont-Cenis (P=2x203,5 MW, H=860 m), Mauranger (P=2x126,8 MW, H=825 m) y Bitsch (P=2x105 MW, H=730 m). Fuente: Charmilles.

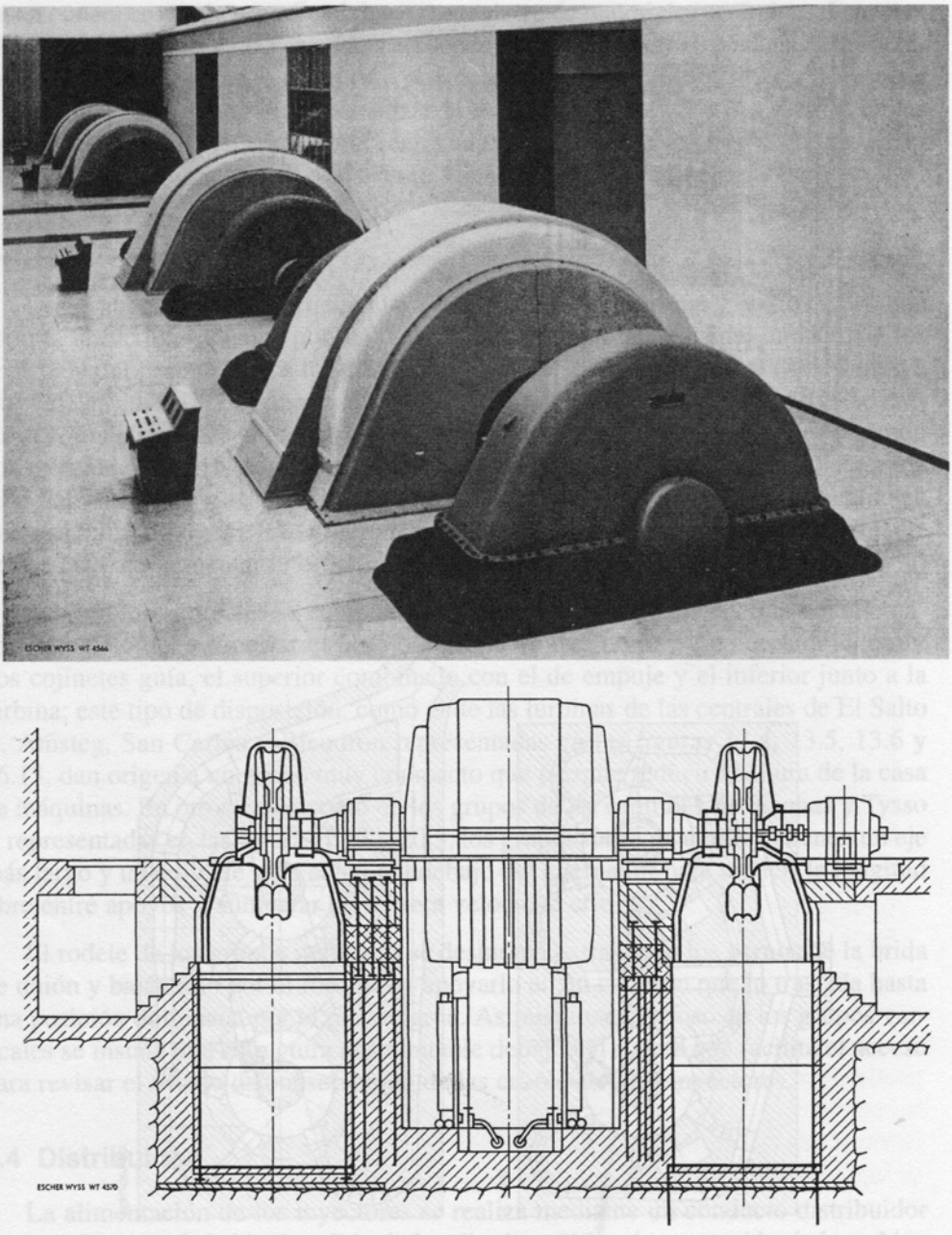


Fig. 13.10

Central de Biasca (Suiza) con tres TP de eje horizontal. P=79 MW, H=707 m, N=333,3 rpm. Los cojinetes de estas turbinas están situados entre el alternador y los rodetes y en el extremo derecho del eje está instalada la excitatriz rotante y el GIP. Fuente: SULZER Hydro.

el distribuidor de las TP verticales se instala en el plano horizontal del eje del rodete y suele tener la forma de anillo del cual parten los sucesivos ramales que se dirigen tangencialmente hacia la circunferencia descrita por los centros de impacto de las cazoletas; no obstante, son posibles otras disposiciones, especialmente en las centrales con varios grupos alimentados con una tubería de presión común, como las mostradas en la figura 13.9. En las turbinas horizontales de dos rodetes y dos chorros por cada uno de ellos se construye una bifurcación horizontal con ramales que se dirigen hacia cada uno de los rodetes y que, posteriomente se bifurcan de nuevo en un plano vertical para alimentar los inyectores.

3.5. Carcasa y foso

La carcasa es la cubierta de chapa de acero soldado que cubre el rodete y los inyectores por razones de seguridad y para evitar el efecto de las salpicaduras. La carcasa de los grupos horizontales como los de las figuras 13.2 y 13.10 tiene una sección inferior rectangular empotrada en hormigón y cerrada con una pieza semicilíndrica en la parte superior; entre ambas piezas se habilita una junta que permite remover fácilmente la cubierta para efectuar las labores de inspección y mantenimiento precisas. La sección inferior sirve como protección de la estructura de hormigón; asimismo, es usual instalar un escudo en el extremo opuesto de los inyectores para proteger la carcasa o la obra de hormigón de la acción de los chorros de agua en el caso de que la máquina se acelere por encima de su velocidad nominal. La cubierta sobre el rodete tiene un huelgo reducido con objeto de evitar la entrada de aire y agua a la parte superior, lo que reduciría la eficiencia del grupo.

La carcasa de los grupos verticales es prismática o cilíndrica con una cubierta troncocónica que actúa como blindaje para proteger la estructura de hormigón del grupo. Se fabrica con chapa de acero soldada en obra y provista de rigidizadores y placas de unión para conseguir un empotramiento adecuado en la obra de fábrica. La cubierta, que soporta el cojinete guía de la turbina, tiene un agujero de hombre para la revisión y conductos para facilitar la ventilación de la zona situada alrededor del rodete. En algunas ocasiones, como en el caso de las turbinas de la central de Amsteg representadas en la figura 13.5, la carcasa de acero se acondiciona para servir de apoyo a la estructura del alternador, lo que permite reducir sustancialmente la longitud del eje del grupo.

4. TURBINAS FRANCIS

4.1. Cámara espiral y antedistribuidor

La cámara espiral o caracol es la pieza de sección transversal circular y directriz en forma de espiral que recibe el caudal de agua en presión de la tubería forzada y la distribuye regularmente a lo largo de la periferia de un anillo con álabes fijos, el antedistribuidor, que encauza el flujo hacia el rodete (figuras 13.11 a 13.13 y 16.14).

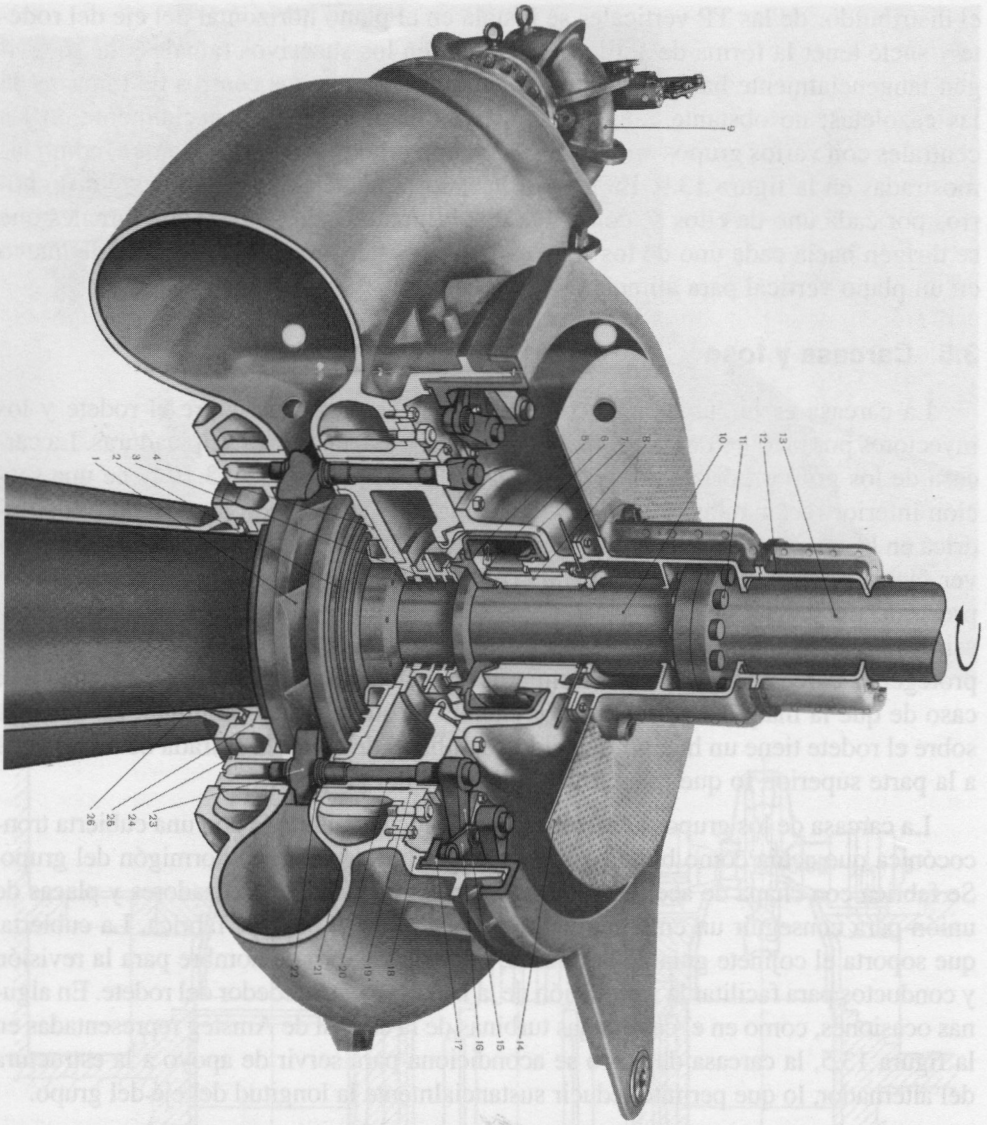


Fig. 13.11

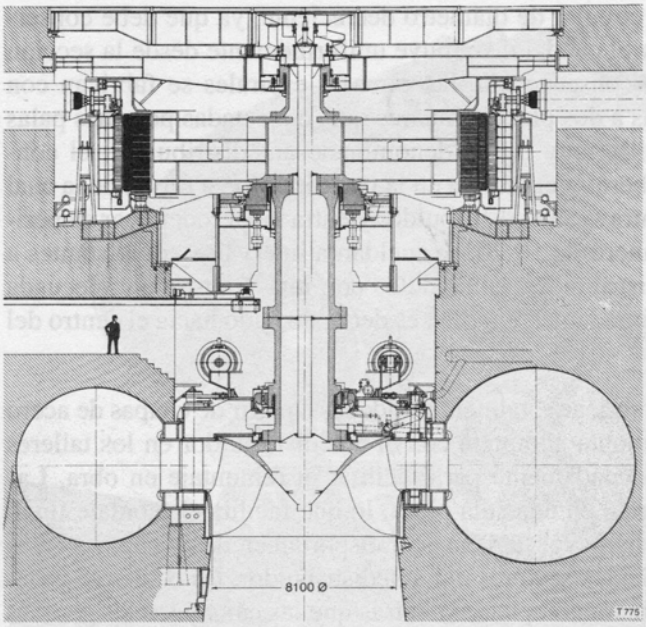
Esquema general de una TF. 1 rodete, 2 anillos de laberinto (giratorios), 3 anillos del sello del eje, 4 anillos de laberinto fijos, 5 tubo de Pitot, 6 depósito de aceite (giratorio), 7 soporte del cojinete, 8 cojinete guía, 9 válvula de alivio, 10 eje de la turbina, 11 perno de conexión, 12 tubo de protección, 13 eje intermedio, 14 plataforma de servicio, 15 y 16 palanca y biela del distribuidor, 17 anillo de regulación, 18 anillo guía del anillo de regulación, 19 tapa superior de la turbina, 20 cojinete superior de los álabes del distribuidor, 21 cámara espiral, 22 placas de desgaste de los álabes del distribuidor, 23 álabes móviles del distribuidor, 24 cojinete inferior de los álabes del distribuidor, 25 anillo o tapa inferior, 26 tubo de aspiración. Fuente: SULZER Hydro.

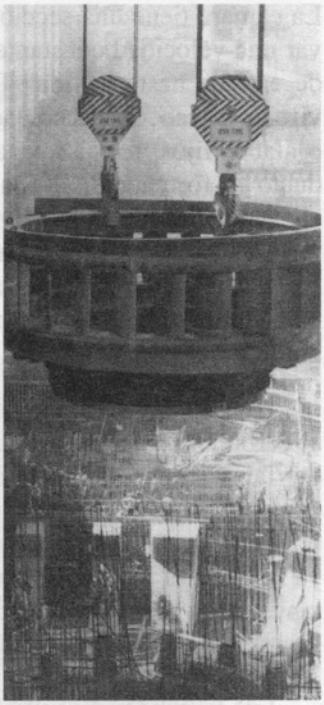
La cámara tiene una sección circular de diámetro decreciente, ya que debe conservar una velocidad constante y el caudal disminuye uniformemente desde la sección de entrada hasta la final. En consecuencia, las cámaras espirales se fabrican con virolas troncocónicas soldadas a dos placas anulares que, conectadas por unas palas o álabes fijos, forman un anillo muy rígido denominado antedistribuidor; el conducto así formado tiene una abertura cilíndrica en la parte interior, a través de la cual el caudal de agua en presión atraviesa el distribuidor y entra en el rodete por su periferia. Los álabes fijos, en número de 10-20, se sueldan a intervalos equidistantes a las placas anulares del antedistribuidor, situándolos con una orientación adecuada para conseguir un flujo aproximadamente radial, es decir, dirigido hacia el centro del anillo y del grupo.

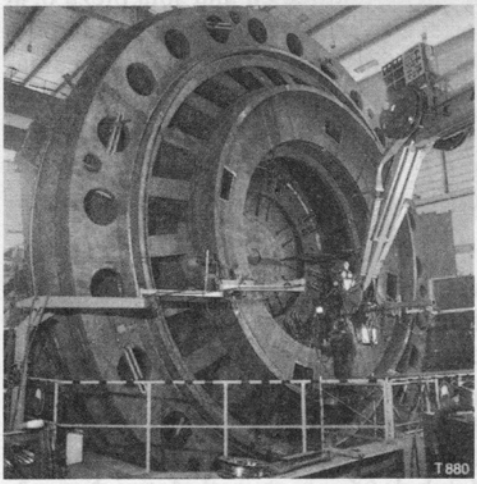
Las cámaras espirales se fabrican totalmente soldadas a partir de chapas de acero al carbono. Cada cámara se monta completa con el antedistribuidor en los talleres del fabricante y se marca adecuadamente para facilitar el remontaje en obra. Las cámaras pequeñas se transportan en una sola pieza, lo que facilita el montaje final; por el contrario, las cámaras de mayor tamaño se transportan en dos o cuatro piezas ya soldadas a los correspondientes sectores del antedistribuidor, las cuales se montan en obra para formar la cámara completa, mientras que las cámaras muy grandes se montan y sueldan totalmente en obra.

Las cámaras espirales de las turbinas que utilizan saltos grandes (por ejemplo, mayores de 300 m) tienen un tamaño reducido y unos espesores de chapa elevados; por esta razón el antedistribuidor suele fundirse en una sola pieza o, si así lo imponen las limitaciones del transporte, en varios sectores que serán posteriormente unidos en obra mediante juntas bridadas (figura 13.13). En la cámara se implantan las conexiones necesarias para instalar una tubería de vaciado y los aparatos de medición; asimismo, en la cámara o en el tramo de tubería que la une con la brida inferior de la válvula de protección, se instala un agujero de hombre para poder acceder al interior para labores de inspección y mantenimiento.

Una vez montada la cámara espiral con el antedistribuidor se realiza una prueba con agua a presión para comprobar la eficiencia y estanqueidad de las uniones. Las cámaras espirales de los grupos verticales se hormigonan para conseguir un alto grado de inercia y rigidez. El proceso de hormigonado suele realizarse manteniendo en la cámara una presión próxima a la mitad de la máxima de servicio con objeto de reducir la magnitud de la fisuración en el hormigón; alternativamente, se puede evitar la fisuración envolviendo la cámara con un material expandible, con lo que se elimina la trabazón entre el acero y el hormigón envolvente y la cámara puede deformarse sin constricciones. Las cámaras de los grupos horizontales solo se hormigonan en su parte inferior para que quede exento todo el anillo interno del distribuidor.







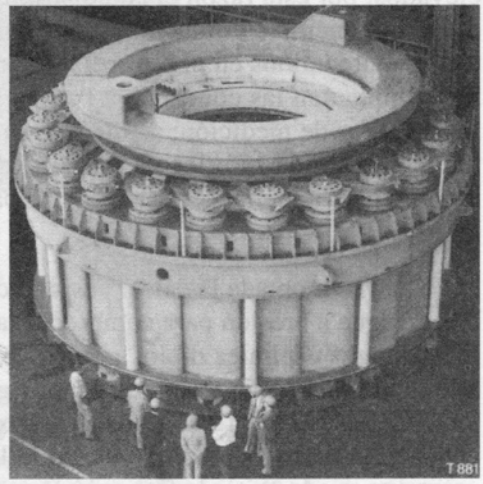


Fig. 13.12

TF de la central de Itaipú. P=740 MW, H=118,4 m, N=92,3 rpm (Brasil) y 90,0 (Paraguay). En la figura se muestra la tapa superior de la turbina durante la soldadura, el premontaje en fábrica del distribuidor y del anillo de regulación y el proceso de instalación del antedistribuidor. Fuente: VOITH.

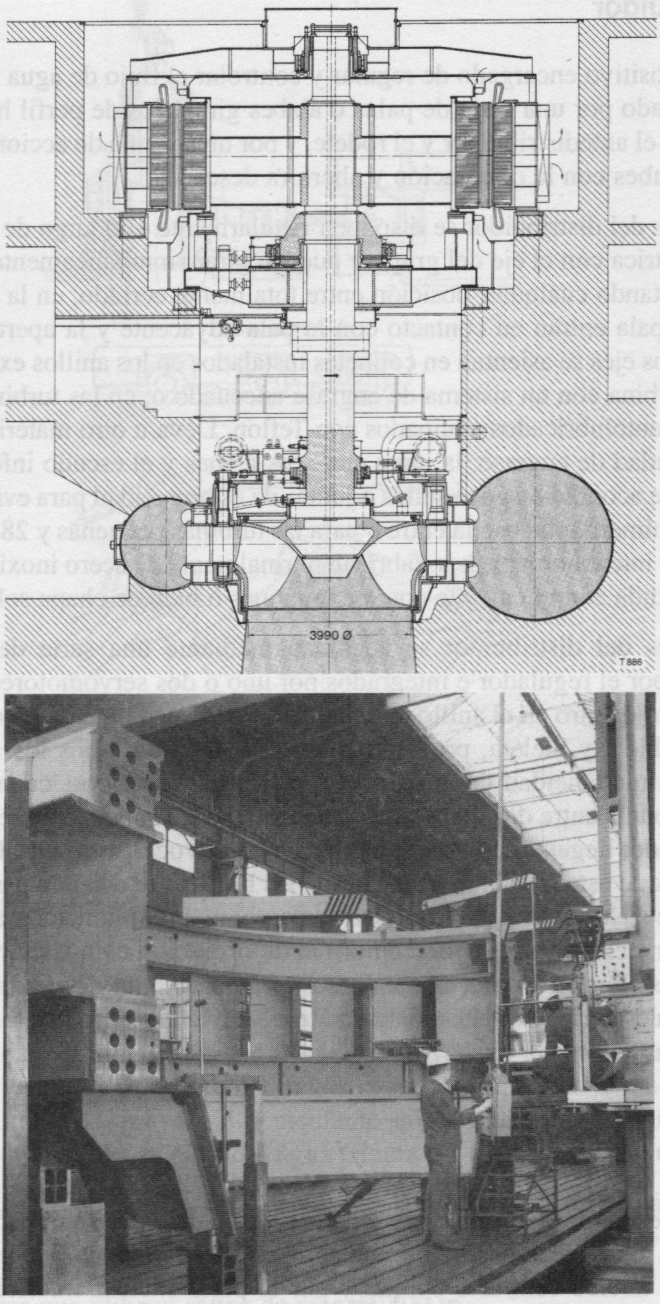


Fig. 13.13

TF de la central de Colbún P=213 MW, H=166 m, N=187,5 rpm. En la foto inferior se muestra el mecanizado de las bridas de unión de una mitad del distribuidor. Fuente: VOITH

4.2. Distribuidor

Es el dispositivo encargado de regular y controlar el flujo de agua hacia el rodete; está integrado por una serie de palas o álabes giratorios de perfil hidrodinámico situados entre el antedistribuidor y el rodete, y por un sistema de accionamiento para colocar los álabes con la orientación y abertura deseadas.

Los álabes del distribuidor se disponen regularmente a lo largo de una circunferencia concéntrica con el eje del grupo y pueden girar simultáneamente alrededor de sus ejes, adoptando cualquier posición entre totalmente cerrado, en la que los extremos de cada pala entran en contacto con la pala adyacente y la apertura total. Los extremos de los ejes se asientan en cojinetes instalados en los anillos exteriores de las tapas de la turbina con un sistema de engrase adecuado o, en las turbinas modernas, con cojinetes autolubricados equipados con Teflon, Deva u otro material similar que evite la necesidad de engrase; la junta entre los álabes y el escudo inferior y la tapa de la turbina se acondiciona con sellos o juntas de estanqueidad para evitar fugas. Los álabes, cuyo número total oscila entre 8 para las turbinas pequeñas y 28 para las grandes, deben ser intercambiables; se fabrican normalmente de acero inoxidable, bien en una pieza fundida conjuntamente con los muñones o bien de chapa soldada.

Los álabes del distribuidor se accionan mediante una serie de mecanismos comandados por el regulador e integrados por uno o dos servomotores que inducen un movimiento de giro en el anillo de regulación que, mediante un mecanismo autolubricado de biela y bieleta, provoca un giro idéntico en todos los álabes (figura 13.14). Esta simultaneidad de movimiento puede provocar que, cuando un cuerpo extraño se acodala entre dos álabes, se concentre toda la fuerza del mecanismo en el álabe bloqueado, llegando a impedir el cierre o a provocar su rotura. Para evitar los graves daños que esta situación ocasionaría, las bieletas se diseñan para que puedan ser fácilmente sustituídas y para que se rompan bajo una solicitación anormalmente alta (del orden del triple de la fuerza normal de operación). En las turbinas grandes se sustituye este sistema de accionamiento por un conjunto de servomotores, cada uno de los cuales acciona directamente un álabe, con lo que se evitan los complicados mecanismos anteriores.

4.3. Rodete

El rodete es la pieza donde la energía de presión del agua se transforma en energía mecánica. Esta pieza consta de una serie de álabes unidos por la parte interna superior a un núcleo central o corona y por la parte externa inferior a una banda (figura 13.15). La corona y la banda son superficies de revolución que giran próximas a las partes fijas de la turbina (la tapa superior e inferior respectivamente), por lo que existe una holgura a través de la cual pueden producirse fugas de agua hacia

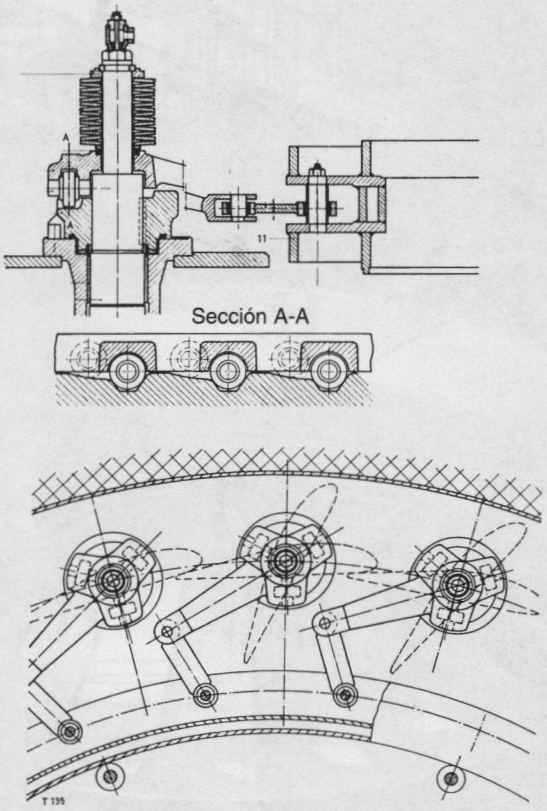


Fig. 13.14

Dispositivo de accionamiento del distribuidor. Fuente: SULZER Hydro.

la tapa de la turbina y hacia el tubo de aspiración; estas fugas son relativamente pequeñas en las turbinas nuevas, del orden del 0.2-0.3 % del caudal nominal, pero pueden aumentar significativamente con la edad y reducir el rendimiento del grupo. Para aminorar estas pérdidas se complica la superficie de contacto mediante escalones o, en las turbinas de mayor salto, mediante anillos que crean cambios bruscos de dirección lo que dificulta el paso del agua (figura 13.16).

El número de álabes del rodete debe ser distinto del número de álabes del distribuidor para evitar vibraciones cuando, al girar, se enfrentan ambos conjuntos; el número de álabes del rodete oscila entre 10 para los saltos pequeños y 22 para las turbinas grandes que utilizan saltos de más de 400 m.

Los rodetes se suelen fabricar de acero inoxidable al cromo-níquel, que posee una resistencia mecánica y dureza elevadas, lo que aumenta sensiblemente la resistencia

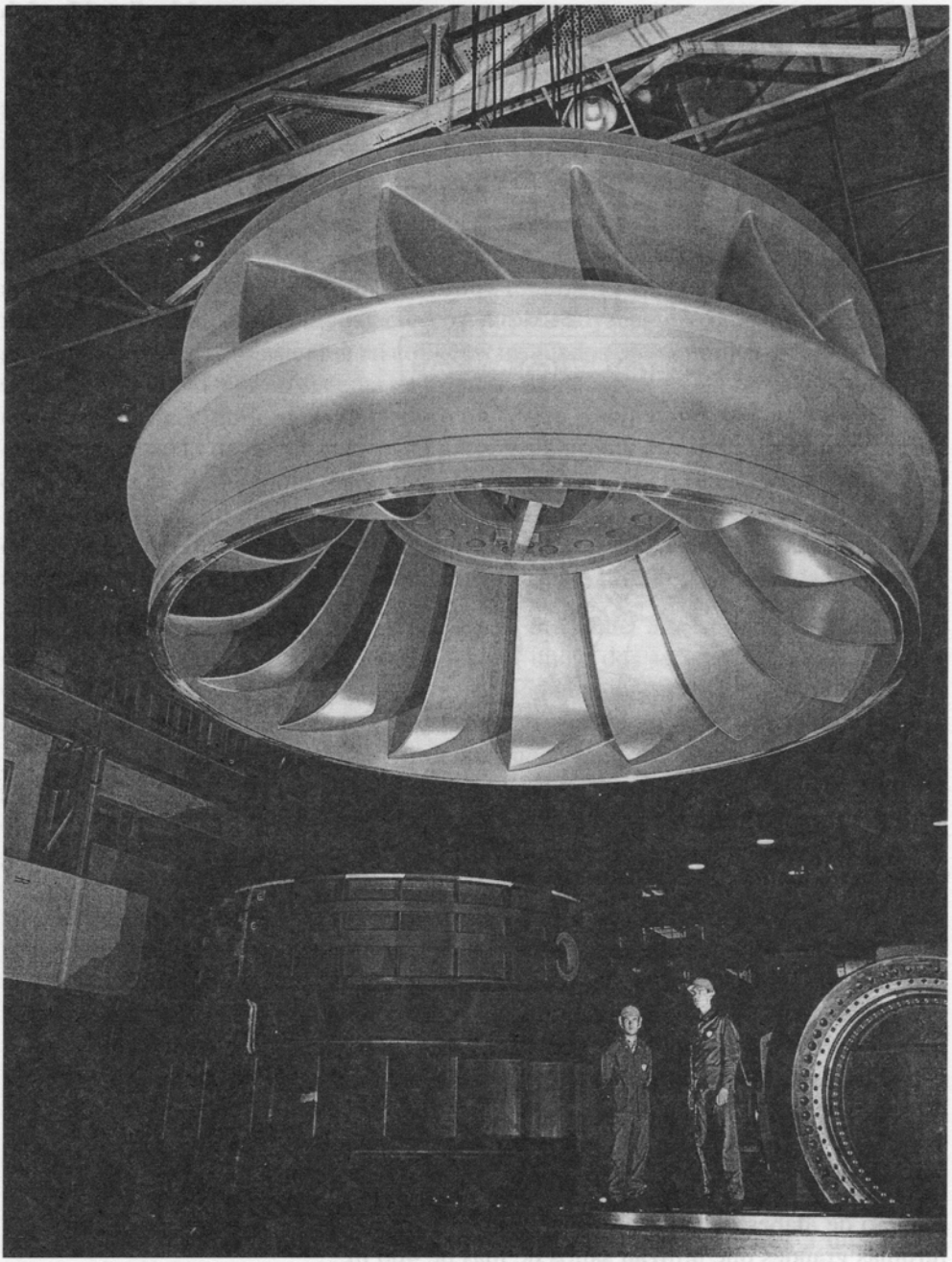


Fig. 13.15

Rodete de las turbinas de la central de Atatürk. P=330 MW, H=157 m, Q=218 m³/s, N= 150 rpm, D=5,15 m. Fuente: SULZER Hydro.

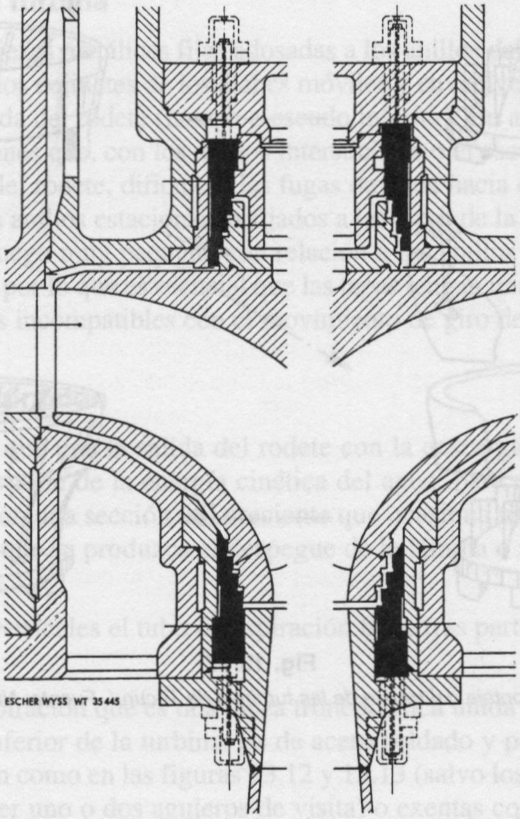


Fig. 13.16

Anillos de estanqueidad. Fuente: SULZER Hydro.

contra la cavitación y la erosión. Este material ha desplazado al acero al carbono, con o sin revestimiento de acero inoxidable, en la fabricación de los rodetes de las turbinas; incluso rodetes de grandes dimensiones como los de las turbinas de las centrales de Bath County, Churchill Falls y Guri, con diámetros entre 4,3 y 7,2 m y pesos entre 77 y 130 t se han fundido en una sola pieza con acero inoxidable; en otros casos se fabrican con acero inoxidable las partes más delicadas y de acero al carbono el resto, como los rodetes de las turbinas de Atatürk de 150 t de peso (figura 13.15), que tienen los álabes y la banda inferior del primer material y la corona superior del segundo. Los rodetes se funden en una pieza o bien se construyen los álabes de chapa y se sueldan a la corona y a la banda perimetral, como en el rodete de las turbinas de la central de Tucurui en Brasil, de 320 MW de potencia, 8,35 m de diámetro y 230 t de peso, cuyo proceso de fabricación se nuestra en la figura 13.17 (Braley et al., NEYRPIC, 1982).

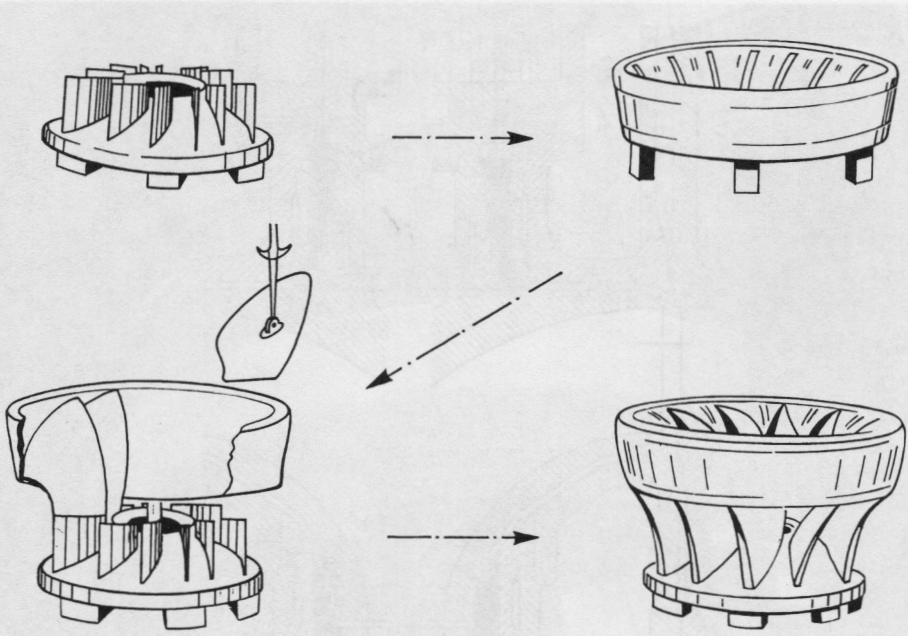


Fig. 13.17

Proceso de montaje del rodete de las turbinas de Tucuruí. Fuente: NEYRPIC,1982.

4.4. Eje

El par motor del rodete se transmite al eje de la turbina mediante una junta con pernos que, en las turbinas de mayor tamaño, se tensan mediante un tratamiento térmico. El eje puede ser forjado con una brida en cada extremo y un agujero central para la inspección de la calidad de la forja o de construcción soldada. La unión del eje de la turbina y el eje del alternador o, en su caso, el eje intermedio, se hace asimismo mediante una junta bridada.

En la intersección del eje (giratorio) y la tapa de la turbina (estacionaria) se dispone un manguito de acero inoxidable solidario con el primero y un sello para reducir las filtraciones de agua. El sello, que puede tener distintos diseños, consiste en varios anillos de carbón o asbesto grafitado que se presionan contra el manguito entre unos aros concéntricos, formando un laberinto que dificulta la salida del agua. En la parte inferior del rodete se puede disponer un anillo adicional de goma hinchable que, cuando activado a máquina parada, forma una barrera para las filtraciones desde la descarga, lo que permite la revisión del sello sin vaciar la cámara espiral.

El sello no necesita lubricación de aceite sino una refrigeración continua con agua filtrada que evite el calentamiento y desgaste de los anillos.

4.5. Tapas de la turbina

Las tapas son piezas metálicas fijas adosadas a los anillos del antedistribuidor que sirven de asiento a los cojinetes de los álabes móviles y envuelven a la corona (la tapa superior) y a la banda del rodete (la tapa o escudo inferior). En ambas tapas se disponen anillos o escalones que, con los anillos intersticiales o el escalonado dispuesto en la corona y banda del rodete, dificultan las fugas de agua hacia el eje y hacia el tubo de aspiración. Estos anillos estacionarios fijados a las tapas de la turbina suelen ser de bronce y tener un juego muy pequeño con relación a los anillos intersticiales montados sobre el rodete, por lo que es esencial que las tapas tengan una elevada rigidez que evite deformaciones incompatibles con el movimiento de giro del rodete.

4.6. Tubo de aspiración

Es el conducto que une la salida del rodete con la descarga y cuya finalidad es recuperar la mayor parte de la energía cinética del agua; para ello, el tubo de aspiración se dispone con una sección útil creciente que ocasiona una gradual reducción de la velocidad sin que se produzca el despegue de la lámina o irregularidades en el flujo (figura 13.18).

En los grupos verticales el tubo de aspiración tiene tres partes que, en el sentido de la corriente, son:

— Cono de aspiración que es una pieza troncocónica unida por la parte superior al escudo inferior de la turbina. Es de acero soldado y puede estar embebida en hormigón como en las figuras 13.12 y 13.13 (salvo los espacios necesarios para disponer uno o dos agujeros de visita) o exentas como en la figura 18.9 (en cuyo caso la parte inferior se fabrica en dos mitades unidas con pernos para poderla remover y facilitar la revisión o extracción del rodete).

— Codo, que puede ser de acero soldado o de hormigón, donde se produce una transición de la sección circular a la rectangular y un giro de 90° en la dirección de la corriente.

— Parte horizontal o difusor que suele ser de hormigón con una sección rectangular de área creciente hasta la salida.

La forma del tubo de aspiración de las turbinas de eje horizontal depende de la disposición relativa de la turbina y de la descarga, aunque suele tener asimismo las tres partes señaladas anteriormente. En la sección inferior del tubo de aspiración se disponen ranuras para colocar ataguías que permitan su vaciado para hacer posible las operaciones de revisión, mantenimiento y reparación. En los tubos de aspiración de tamaño grande (por ejemplo, con más de 5 m de anchura en la sección de la descarga) se dispone una o más pilas intermedias para reducir el vano de la superestructura y de las ataguías. Estas pilas, que no tienen finalidad hidráulica alguna sino solamente estructural, son de hormigón armado con un blindaje de acero en el extremo de aguas arriba.

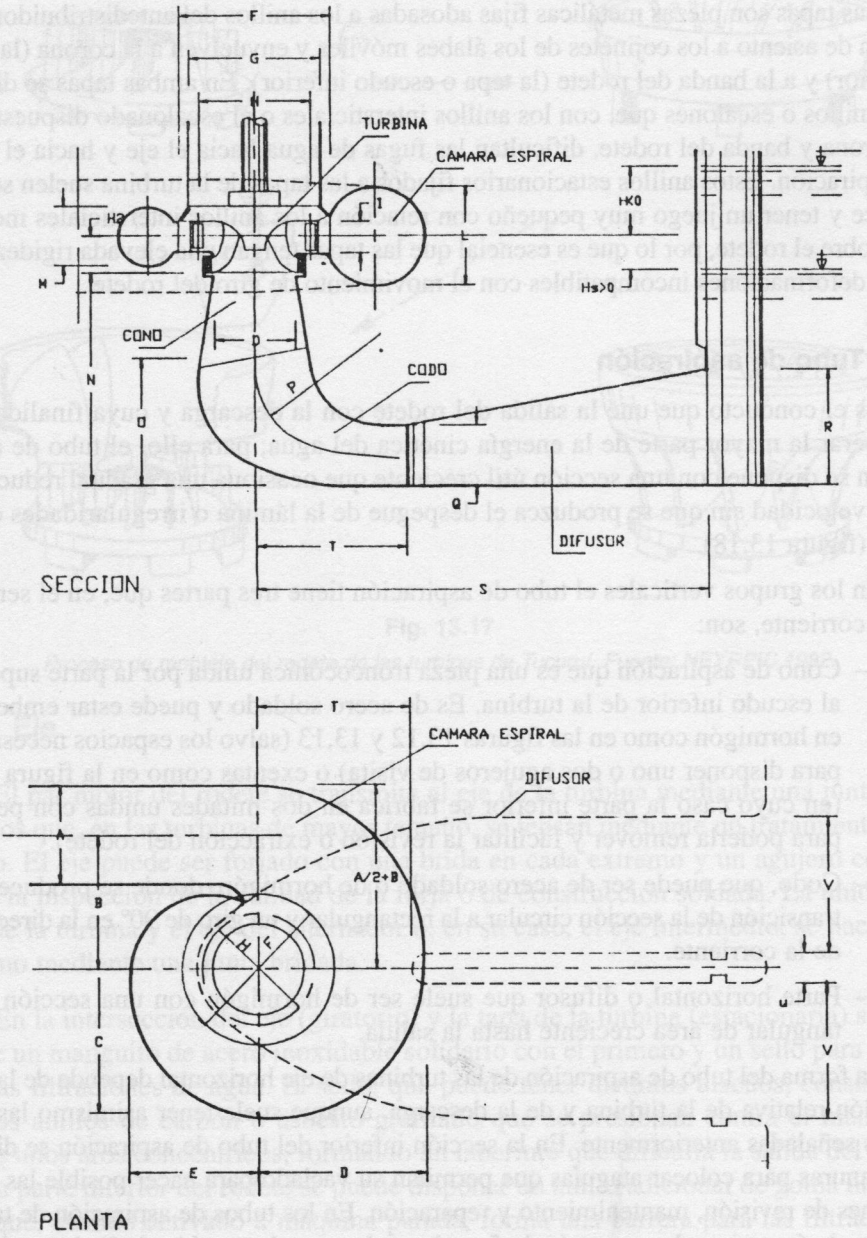


Fig. 13.18

Disposición de la cámara espiral y tubo de aspiración de una TF vertical.

El blindaje del tubo de aspiración suele prolongarse hasta pasado el codo; en cualquier caso es conveniente blindar todas las partes en las que la velocidad del agua sea mayor que 4,5 m/s. El blindaje se instala sólidamente anclado al hormigón y debe tener la rigidez suficiente para soportar las presiones exteriores cuando se vacía el tubo de aspiración, así como las vibraciones y las bruscas variaciones de presión ocasionadas por los cambios de carga o la operación con aperturas del distribuidor excesivamente pequeñas. Por esta razón, el blindaje se fabrica con rigidizadores y su trasdós se inyecta con mortero.

5. TURBINAS KAPLAN

5.1. Rodete

El rodete es el elemento más característico de este tipo de turbinas ya que las restantes partes, con las excepciones que más adelante se señalan, son similares a las partes homólogas de las TF (figura 13.19). El rodete de las TK tiene una forma de hélice de barco con 3-8 palas que pueden girar para conseguir la orientación más eficiente en función del salto existente y del caudal que se desea turbinar, lo que proporciona a estas turbinas una doble capacidad de regulación: mediante los álabes del distribuidor y mediante las palas del rodete. Las turbinas que operan con pequeñas variaciones de salto y caudal suelen ser de simple regulación, con las palas del rodete fijas (en cuyo caso se denominan turbinas de hélice) o los álabes del distribuidor fijos (que se acostumbra a calificar como semikaplan); estas turbinas son, salvo por la ausencia del mecanismo de orientación de las palas en el rodete o en el distribuidor, similares a las verdaderas TK.

El rodete consta de tres partes principales: el cubo, las palas y el mecanismo de orientación (figuras 13.19 y 13.20). El cubo, también denominado ojiva o moyú, es un cilindro hueco en cuyo interior se instala el mecanismo de accionamiento de las palas y cuyo extremo inferior se prolonga con una pieza cónica para conseguir un flujo regular; la zona media del cubo es esférica con unos agujeros en cuyo interior se insertan los muñones de las palas.

Las palas del rodete están situadas por debajo del plano medio del distribuidor, lo que induce un flujo axial en lugar de centrífugo o mixto como en las TF. Estas palas son lo suficientemente grandes como para que en su posición de cerradas se solapen con las palas adyacentes y ocupen todo el espacio anular existente entre el cubo y la envolvente, evitando que se produzcan fugas significativas de agua. La envolvente del rodete y la zona media del cubo próximas al perímetro y base de las palas tienen unas formas esféricas que facilitan el giro de las palas conservando unas holguras muy reducidas, salvo en las TK con saltos inferiores a 40 m, en las que la parte de la envolvente por encima del eje de las palas es cilíndrica con objeto de poder extraer el rodete completo sin remover la envolvente.

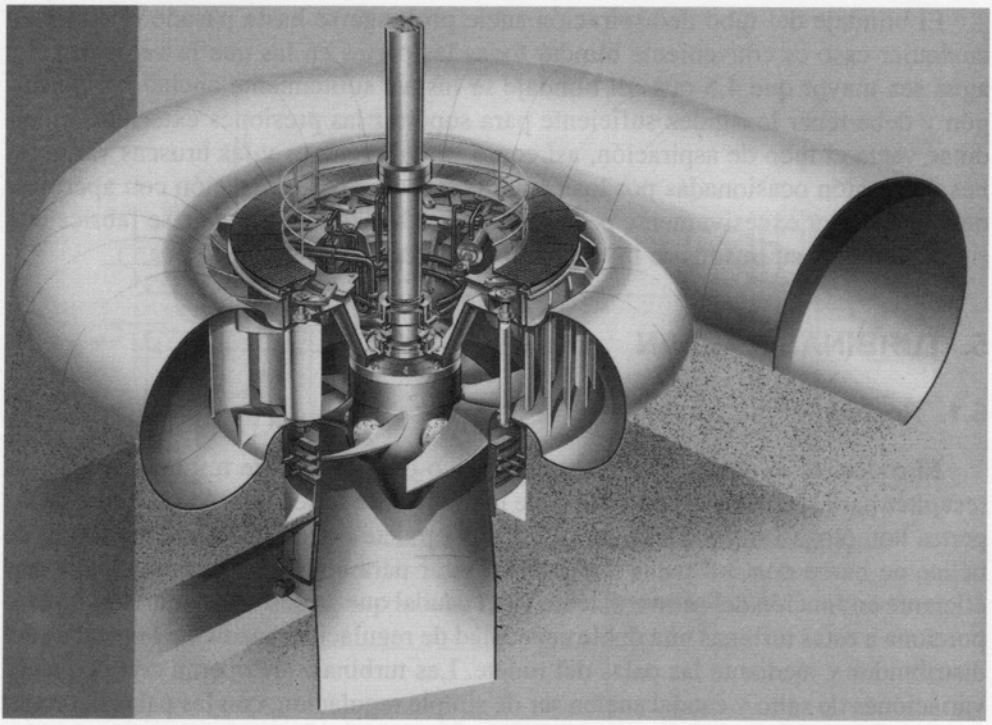


Fig. 13.19

Esquema general de una TK. Fuente: Kvaerner Hydro.

Las palas se accionan por un servomotor situado en el propio cubo (la situación más favorable) como en las turbinas de la central de Ribarroja representadas en las figuras 13.20 y 13.21, en el acoplamiento de los ejes de la turbina y alternador o en el eje del rotor del alternador y que, al desplazarse a lo largo del eje, acciona un mecanismo conectado con el muñón de la pala girándola hasta colocarla con la orientación más conveniente.

5.2. Tapas de la turbina

La tapa superior es una parte fija de construcción soldada que prolonga el cubo hasta unirlo con el anillo superior del antedistribuidor; la parte exterior de esta tapa es una placa anular con perforaciones para alojar los muñones de los ejes superiores de los álabes del distribuidor y la inferior es un hiperboloide hueco en cuyo interior se dispone el cojinete de la turbina y el prensaestopas o junta de estanqueidad entre el cubo (giratorio) y la tapa (fija).

La tapa inferior o envolvente del rodete es una pieza de construcción soldada que rodea el rodete dejando un huelgo muy reducido entre su pared interior y el contorno

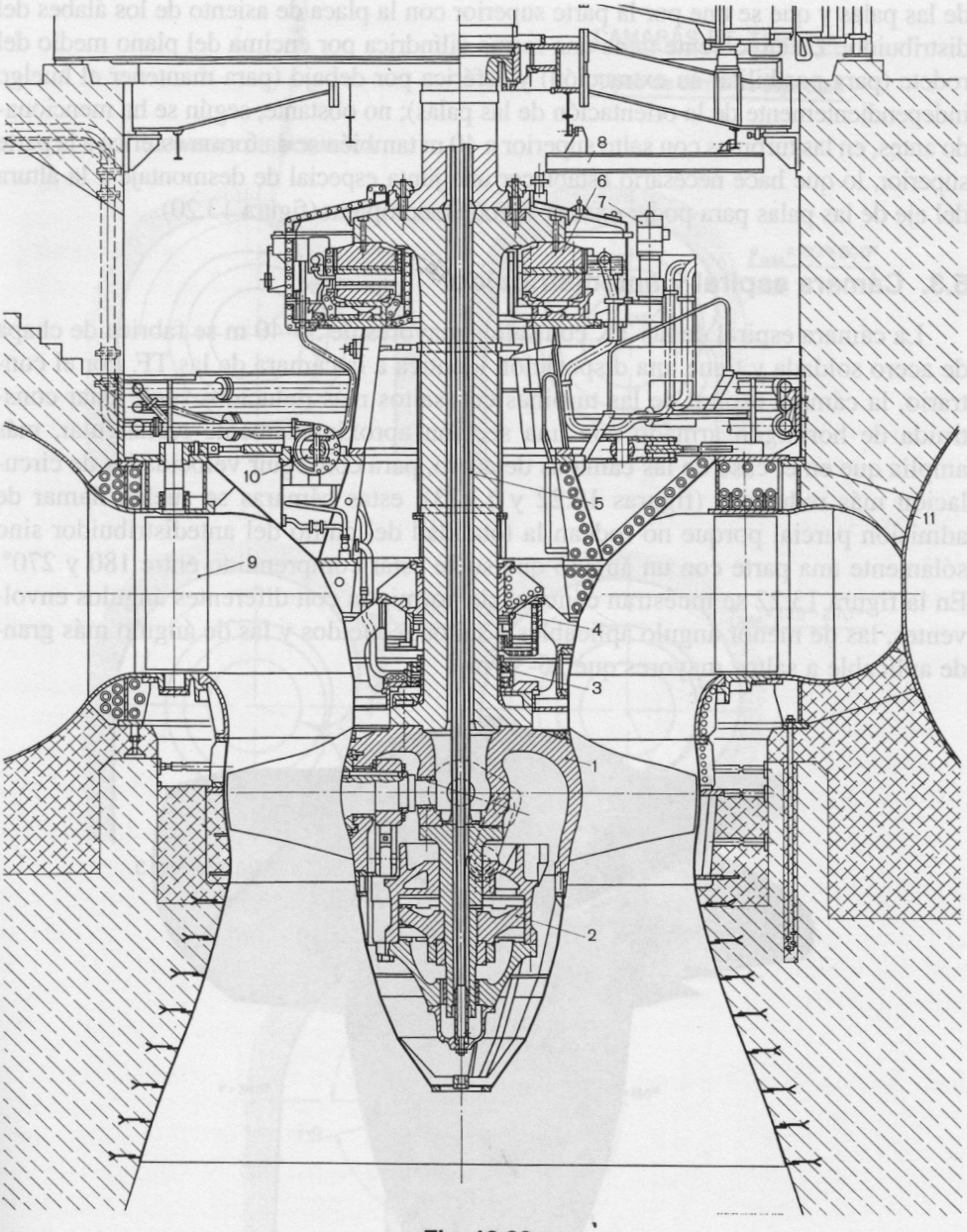


Fig. 13.20

TK de la central de Ribarroja (España). P=67,7 MW, H=34 m, Q=225 m³/s. 1 cubo, 2 servomotor de accionamiento de las palas del rodete, 3 cojinete guía inferior (autolubricado), 5 tuberías de aceite, 6 cojinete de empuje, 7 bomba de aceite del cojinete de empuje, 8 grúa radial para el montaje, 9 álabe móvil del distribuidor, 10 servomotor de los álabes móviles y 11 cámara espiral. Fuente: SULZER Hydro.

de las palas y que se une por la parte superior con la placa de asiento de los álabes del distribuidor. La envolvente tiene una forma cilíndrica por encima del plano medio del rodete (para posibilitar su extracción) y esférica por debajo (para mantener el huelgo independientemente de la orientación de las palas); no obstante, según se ha mencionado antes, en las turbinas con salto superior a 40 m también se da forma esférica a la parte superior, lo que hace necesario establecer una junta especial de desmontaje a la altura del eje de las palas para poder extraer el rodete completo (figura 13.20).

5.3. Cámara espiral y antedistribuidor

La cámara espiral de las TK con saltos mayores de 30-40 m se fabrica de chapa de acero soldada y tiene una disposición idéntica a la cámara de las TF. Por el contrario, la cámara espiral de las turbinas con saltos más reducidos suele estar construida de hormigón armado con una sección aproximadamente rectangular, más amplia que en el caso de las cámaras de acero, para conseguir velocidades de circulación más reducidas (figuras 13.22 y 13.23); estas cámaras se suelen llamar de admisión parcial porque no rodean la totalidad del anillo del antedistribuidor sino sólamente una parte con un ángulo que suele estar comprendido entre 180 y 270°. En la figura 13.22 se muestran cámaras de hormigón con diferentes ángulos envolventes, las de menor ángulo aplicables a saltos reducidos y las de ángulo más grande aplicable a saltos mayores que 25-30 m.

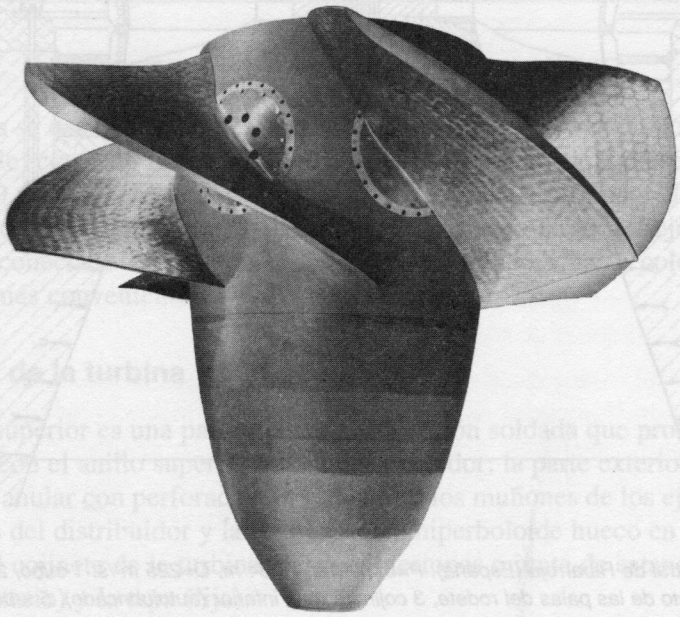


Fig. 13.21

Rodete de las turbinas de la central de Ribarroja (España). Fuente: Sulzer Hydro.

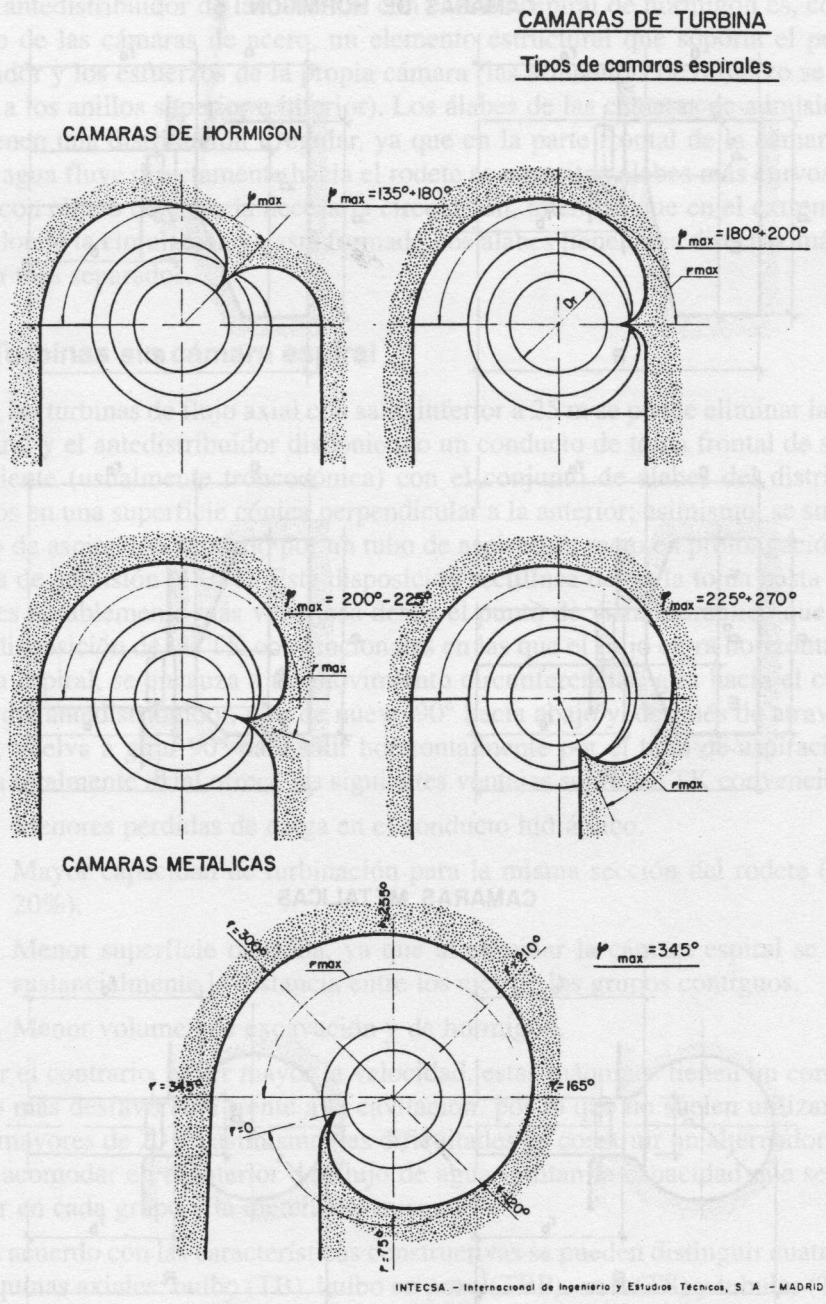


Fig. 13.22

Cámaras de admisión parcial.

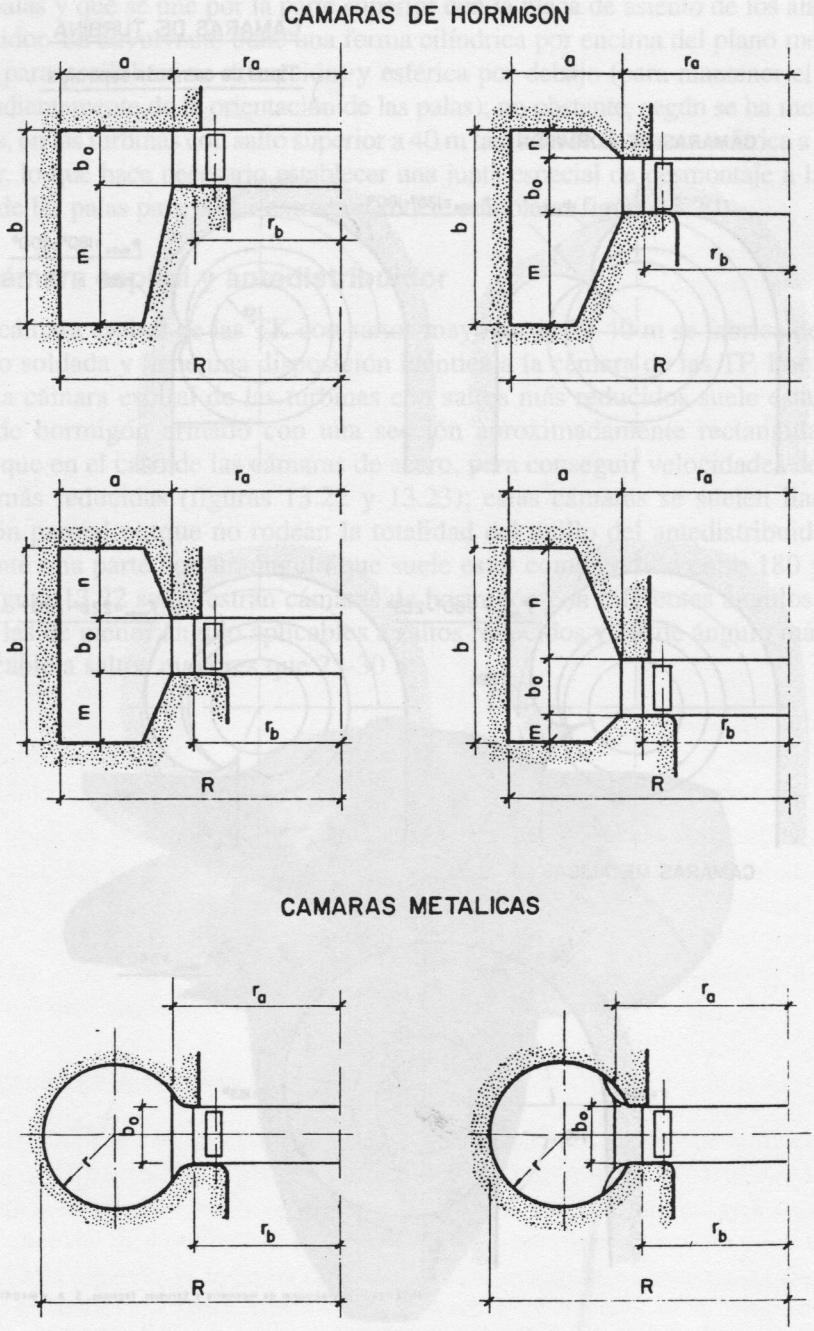


Fig. 13.23

Secciones transversales tipo de las cámaras espiral de una TK vertical.

El antedistribuidor de las turbinas con cámara espiral de hormigón es, como en el caso de las cámaras de acero, un elemento estructural que soporta el peso del alternador y los esfuerzos de la propia cámara (las armaduras de refuerzo se suelen soldar a los anillos superior e inferior). Los álabes de las cámaras de admisión parcial tienen una distribución irregular, ya que en la parte frontal de la cámara en la que el agua fluye directamente hacia el rodete se necesitan álabes más curvos y cercanos con objeto de crear la necesaria circulación, mientras que en el extremo posterior donde la circulación ya está formada, los álabes tienen una directriz más recta y están más separados.

5.4. Turbinas sin cámara espiral

En las turbinas de flujo axial con salto inferior a 25 m se puede eliminar la cámara espiral y el antedistribuidor disponiendo un conducto de toma frontal de sección decreciente (usualmente troncocónica) con el conjunto de álabes del distribuidor situados en una superficie cónica perpendicular a la anterior; asimismo, se sustituye el tubo de aspiración acodado por un tubo de aspiración recto en prolongación de la cámara de admisión (13.24). Esta disposición rectilínea desde la toma hasta la descarga es notablemente más ventajosa desde el punto de vista hidráulico que la tortuosa disposición de las TK convencionales en las que el flujo entra horizontal en la cámara espiral, se encauza a un movimiento circunferencial, gira hacia el centro a través del antedistribuidor, gira de nuevo 90° hacia abajo y, después de atravesar el rodete, vuelva a girar 90° para salir horizontalmente por el tubo de aspiración. La turbina totalmente axial ofrece las siguientes ventajas sobre las TK convencionales:

— Menores pérdidas de carga en el conducto hidráulico.

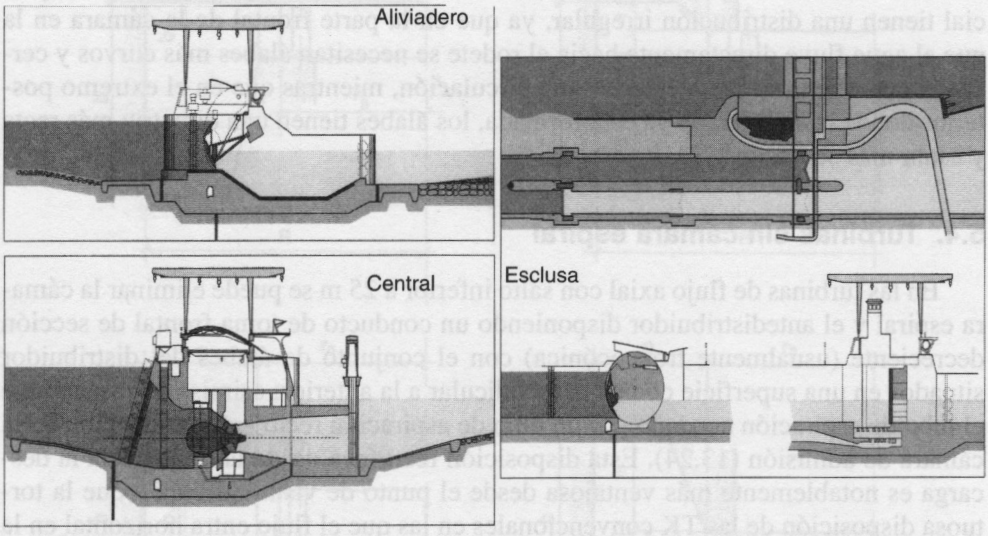
— Mayor capacidad de turbinación para la misma sección del rodete (un 10-20%).

— Menor superficie ocupada, ya que al eliminar la cámara espiral se reduce sustancialmente la distancia entre los ejes de los grupos contiguos.

— Menor volumen de excavación y de hormigón.

Por el contrario, al ser mayor la velocidad, estas máquinas tienen un comportamiento más desfavorable frente a la cavitación, por lo que no suelen utilizarse con saltos mayores de 20 m; asimismo, las dificultades de construir un alternador que se pueda acomodar en el interior del flujo de agua limitan la capacidad que se puede instalar en cada grupo y la inercia del mismo.

De acuerdo con las características constructivas se pueden distinguir cuatro tipos de máquinas axiales: bulbo (TB), bulbo en pozo (TBP), en S (TS) y tubular (TT). Al igual que las TK convencionales, estas máquinas pueden ser de doble regulación, con el distribuidor y las palas del rodete orientables para conseguir la máxima eficiencia de la operación, o ser de simple regulación con el distribuidor fijo y las palas



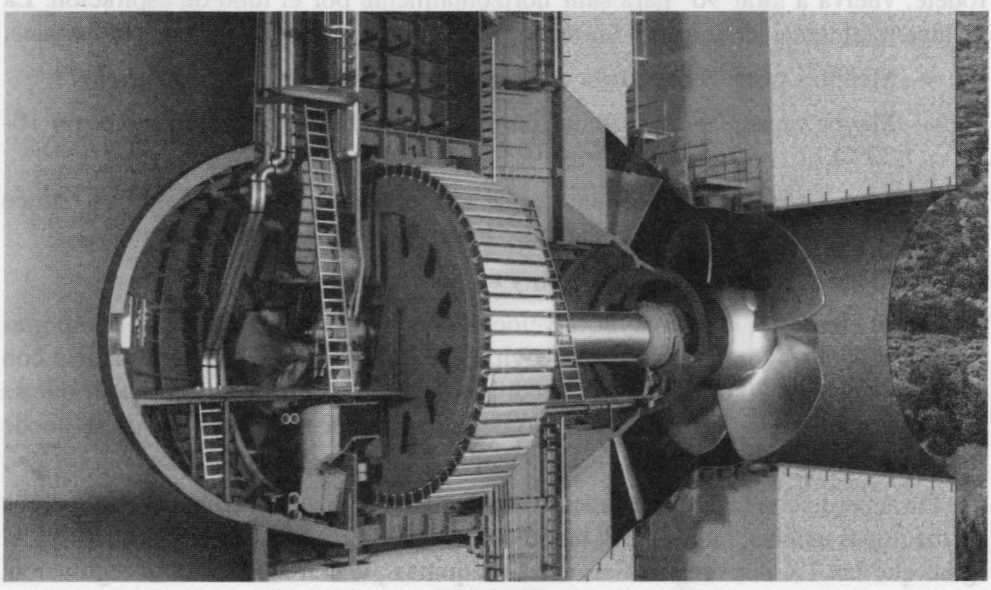


Fig. 13.24

Central de Freudenau sobre el río Danubio en Austria. P=6x27 MW, H=8,5 m. Fuente: HP&D.

del rodete orientables o, menos frecuentemente a causa de la mayor pérdida de rendimiento, con el rodete fijo y el distribuidor orientable; la otra combinación con el distribuidor y las palas del rodete fijas es poco frecuente, ya que se pierde totalmente la capacidad de regular el caudal turbinado y el rendimiento con saltos distintos del de diseño es bajo. Por otra parte, a diferencia de las turbinas convencionales, la envolvente del rodete se fabrica en dos mitades y se instala totalmente exenta mediante una junta bridada que permite un fácil desmontaje para la revisión de las partes más delicadas de la turbina.

Según se ha mencionado, existe una limitación del salto y de la capacidad de utilización de estas turbinas; la primera se establece en torno de los 22-25 m y la segunda es de poco más de 60 MW para los grupos bulbo y menor para las de los restantes tipos, según se puede apreciar en el cuadro adjunto donde se reflejan las mayores potencias unitarias alcanzadas en la actualidad.

TURBINAS AXIALES DE MAYOR CAPACIDAD

	TB	TBP	TS	TT
Central	Tadami	Murray	Ozark	Annapolis
Pais	Japón	EUA	EUA	Canadá
H (m)	20	4	9,9	7,1
Q (m^3/s)	375	650	283	378
P (MW)	65	24	25,2	19,9
D (m)	6,7	8,2	8	7,6
N (rpm)	100	52/600	60/514	50

5.4.1. *Turbinas bulbo*

La característica distintiva de las TB es la disposición del alternador encerrado en una cámara de acero sumergida en la corriente y apoyada sólidamente en la solera de la cámara de admisión (figuras 13.24 a 13.26). Esta disposición limita el diámetro del alternador (que suele ser un 5-10 % mayor que el del rodete) y dificulta su refrigeración lo que, a su vez, obliga a construir máquinas más compactas y con una inercia pequeña, y limita la potencia unitaria que se puede conseguir.

El bulbo, situado usualmente aguas arriba de la turbina, tiene dos pozos verticales para el acceso a cada lado del alternador y la instalación de cables y tuberías de agua y aceite, así como una tapa removible con una sección amplia para el montaje y desmontaje del alternador. El grupo turbina-alternador puede tener un único eje con dos cojinetes situados entre la turbina y alternador o usar dos ejes unidos con una junta bridada con un cojinete guía junto al rodete y un cojinete combinado en el extremo de aguas arriba del eje del alternador, el cual quedaría situado entre los dos cojinetes; en las máquinas de mayor tamaño se suele disponer un tercer cojinete guía

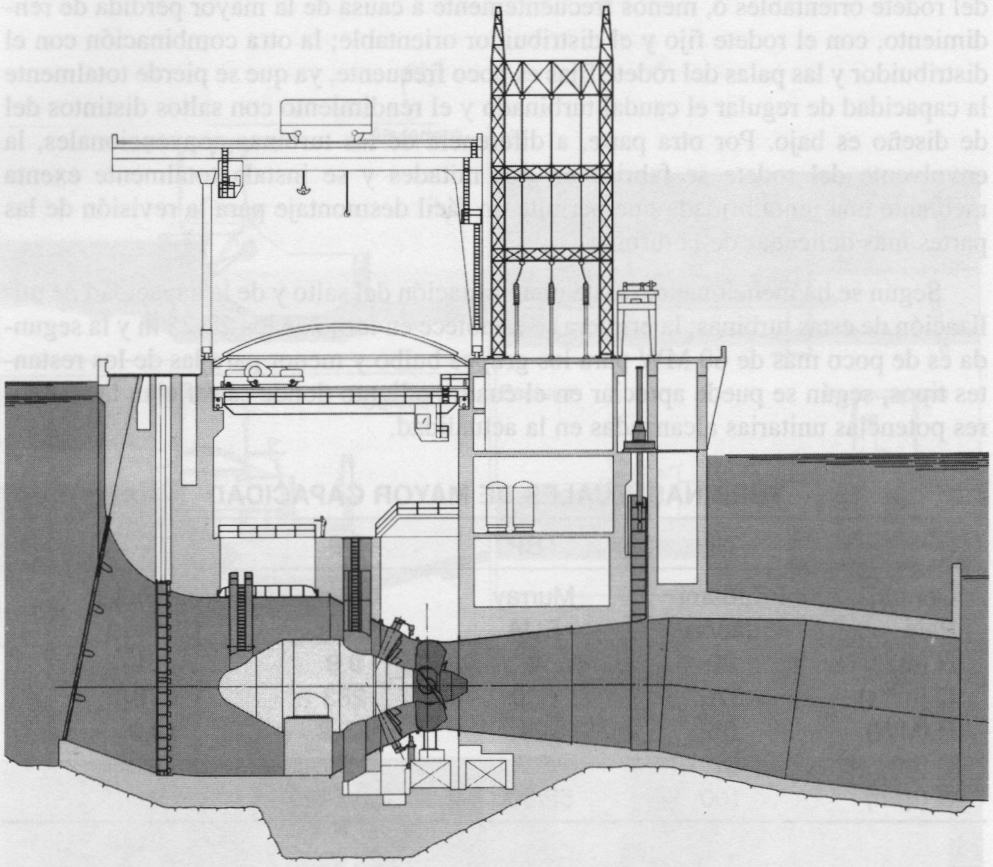


Fig. 13.25

Disposición típica de una central con TB. Fuente: NEYRPIC.

aguas abajo del alternador. Los alternadores se refrigeran utilizando la capacidad de transmisión de calor a través de la envolvente metálica del bulbo.

El rodete se sitúa en prolongación de la punta del bulbo y suele tener 3-5 palas orientables, cuyo mecanismo de accionamiento se coloca junto al cojinete guía de la turbina. El distribuidor cónico se acciona en forma similar a las TK convencionales, mediante mecanismos de biela y bieleta y un anillo de regulación dispuesto alrededor de la parte cónica exenta, al cual se transmiten los movimientos de giro mediante dos servomotores colocados verticalmente apoyados en el foso de la turbina. En las centrales con varios grupos es frecuente instalar parte de ellos con el distribuidor fijo, como en la central de Vaugris (figura 20.20) con cuatro grupos para un caudal unitario de 350 m^3/s y 5,50 m de salto, en la que dos de los grupos son de distribuidor fijo y los otros dos regulable.

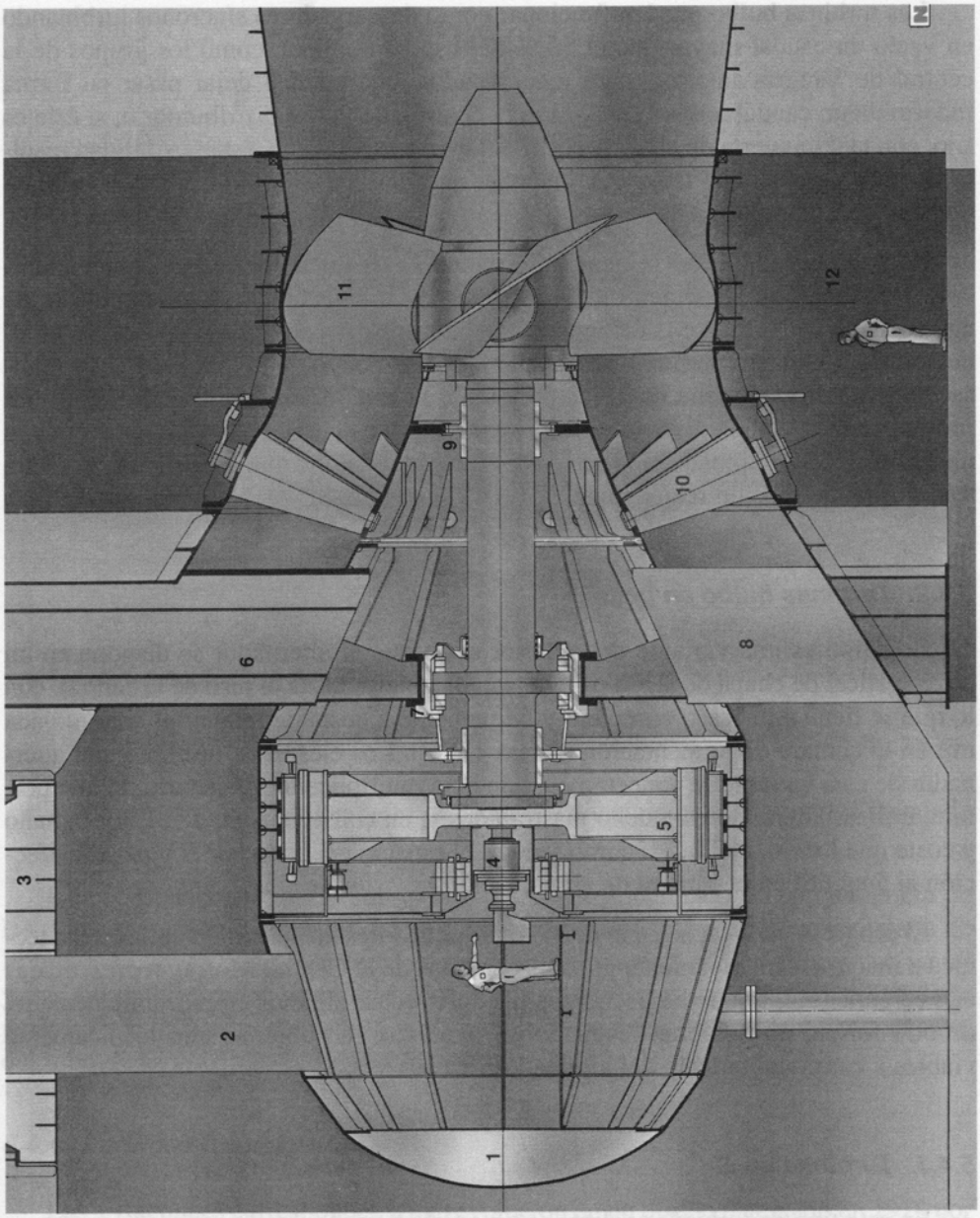


Fig. 13.26

Disposición típica de una TB, 1 Cabezal aguas arriba, 2 Pozo de acceso al compartimento de aguas arriba, 3 Tapa removible de desmontaje del alternador, 4 Cámaras de distribución de aceite, 5 Alternador 6 Paleta directriz fija superior y acceso al compartimento aguas abajo, 7 Conjunto cojinete guía aguas arriba cojinete de empuje cojinete axial, 8 Paleta directriz fija inferior, 9 Cojinete-guía aguas abajo, 10 Distribuidor móvil, 11 Alabe, 12 Pozo turbina. Fuente: NEYRPIC.

Las turbinas bulbo pueden funcionar como descargadores síncronos turbinando en vacío un caudal mayor que el 50 % del caudal nominal, como los grupos de la central de Vaugris anteriormente mencionados, que pueden dejar pasar en forma indefinida un caudal unitario de 250 m^3/s controlado por el distribuidor o, si éste es fijo, con la compuerta de control en la descarga (CNR, 1977); esta posibilidad resulta de interés pues evita tener que disponer desagües de gran capacidad sincronizados con el distribuidor para restablecer el flujo después de un cierre de emergencia.

La envolvente del rodete tiene la forma de un casquete tórico en la zona interesada por las palas, conectado a dos superficies troncocónicas, convergente la de aguas arriba y divergente la de aguas abajo. Estas piezas se construyen en dos mitades unidas mediante pernos y se instalan exentas por lo que, removiendo la semisección superior, se tiene un acceso directo a la zona del rodete y distribuidor. En prolongación del cono divergente inferior se dispone el tubo de aspiración recto con un tramo inicial blindado de sección circular, seguido de una transición y de un tramo final de sección rectangular.

5.4.2. Turbinas bulbo en pozo

Este tipo es una variante del anterior en la que el alternador se dispone en un pozo vertical de chapa de acero o de hormigón abierto hasta el piso de la central, con lo que se tiene un acceso completo y permanente a costa de reducir el área mojada útil en la cámara de alimentación (figura 13.27). Los ejes de la turbina y del alternador de esta variante se conectan mediante un multiplicador planetario, lo que permite utilizar alternadores mucho más rápidos y, en consecuencia, de menor tamaño y coste que los de las TB, así como reducir el espacio ocupado por el pozo y la afección al área útil en la cámara de alimentación.

El progreso en la tecnología de los multiplicadores ha permitido aplicar esta técnica a máquinas relativamente grandes como las de la Central Murray representadas en la figura 19.4, lo que ha hecho posible aprovechar algunos emplazamientos que, de otra forma, no hubieran resultado de interés o no hubieran sido técnicamente viables a causa del tamaño del alternador.

5.4.3. Turbinas en S

En este tipo de turbinas se dispone un quiebro en el tubo de aspiración que permite, prolongando el eje de la turbina a través de este codo en S, situar el alternador fuera de la corriente de agua. Con esta disposición se tienen dos variantes:

— El eje atraviesa el codo superior del tubo de aspiración y se instala el alternador encima de la rama inferior de éste,

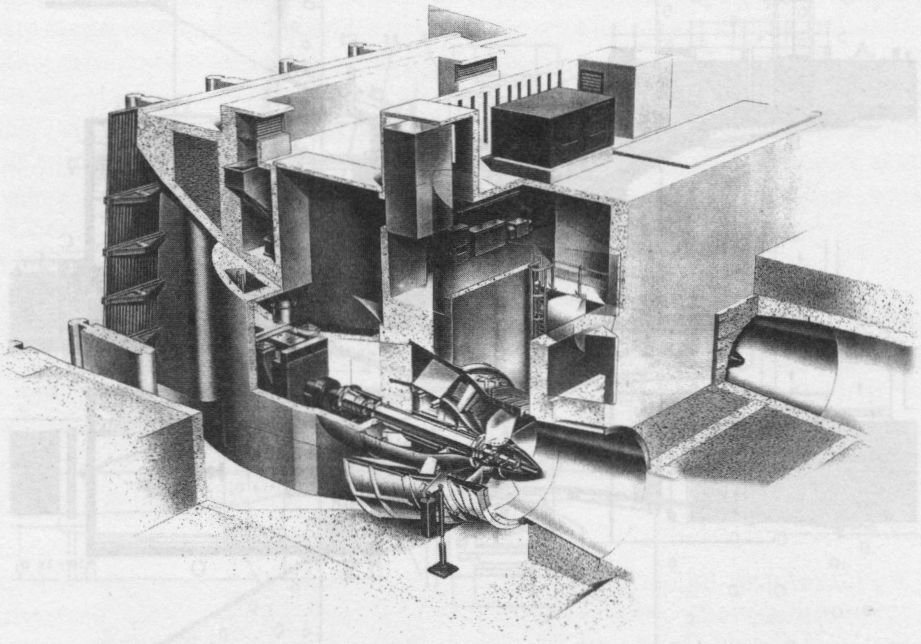


Fig. 13.27

Disposición típica de una TBP de doble regulación. Fuente: Kvaerner Hydro.

— El eje atraviesa el conducto de toma y conecta con el alternador instalado aguas arriba de la turbina.

Las TS pueden instalarse con el eje horizontal o inclinado y con cualquiera de las dos variantes mencionadas. La disposición más frecuente es la representada en la figura 13.28, es decir horizontal con el alternador aguas abajo (primera variante) y con un multiplicador planetario o de ejes paralelos que suele ser imprescindible para utilizar un alternador rápido y de poco tamaño que pueda acomodarse encima del tubo de aspiración.

5.4.4. Turbinas tubulares

Las TT actuales corresponden a una evolución de un diseño patentado en 1919 por F. Harza en la que el alternador se adosa a la periferia del rodete sin utilizar eje de transmisión (figura 13.29). La característica más notable de esta turbina axial es la disposición anular del alternador rodeando la envolvente del rodete de la turbina; con esta disposición el rotor forma un anillo adosado a la periferia del rodete lo que, además de eliminar el eje de transmisión, proporciona una inercia natural muy elevada y un

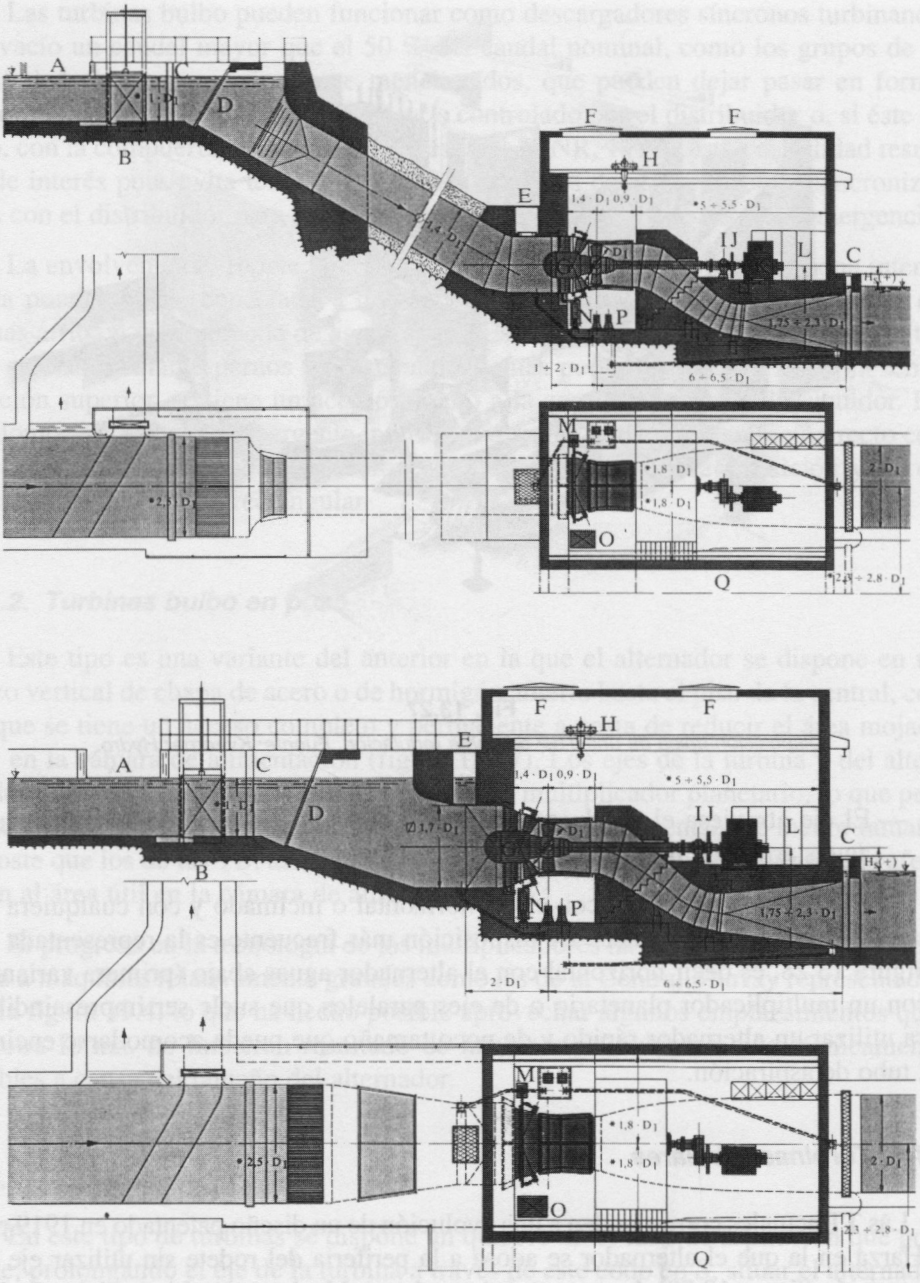


Fig. 13.28

Disposición típica de una TS de doble regulación. Fuente: SULZER Hydro.

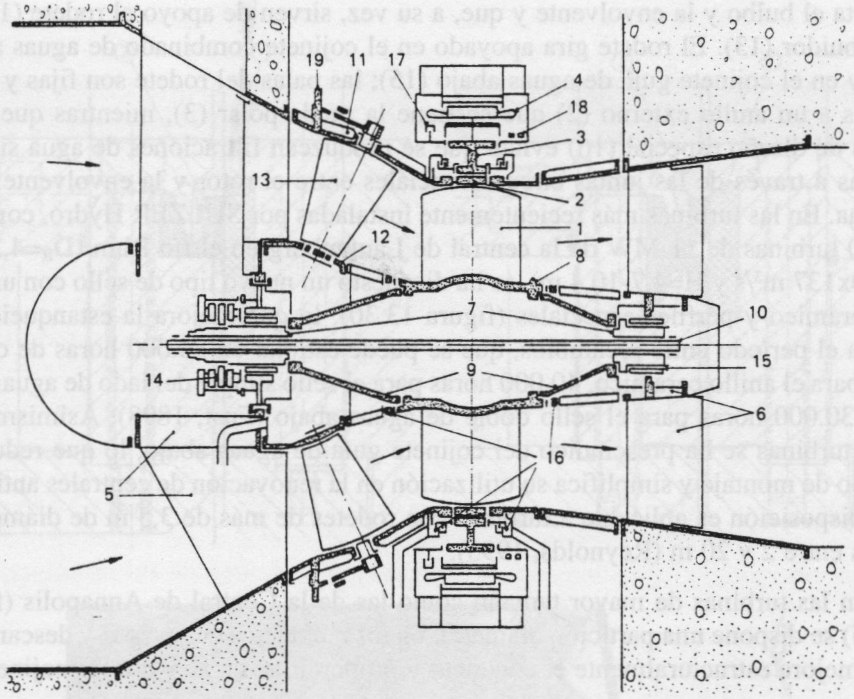


Fig. 13.29

Disposición de un grupo Straflo de la central de Ardenne ((P=3x3,4 MW, H=5,2 m, N=107,1 rpm, D_R=3,55 m). 1 rodete, 2 corona del rodete, 3 alternador anular, 4 estator, 5 antedistribuidor, 6 estructura de soporte de aguas abajo, 7 apoyos del eje, 8 cubo, 9 armadura cónica, 10 barra pretensada, 11-12 anillos del distribuidor, 13 álabes del distribuidor, 14 cojinete combinado, 15 cojinete guía, 16 sellos, 17 frenos, 18 anillos de la excitatriz, 19 anillo de regulación. Fuente: Coumans (1981).

amplio espacio para acomodar los polos y el estator, sin interferir con el flujo axial de la corriente de agua. Esta configuración resulta ideal para los aprovechamientos de salto reducido, pero implica una serie de dificultades técnicas ocasionadas por el elevado peso del rotor en relación con el peso del rodete y por la impermeabilización de las dos juntas circunferenciales entre la envolvente de la turbina y el anillo interior del rotor. Estas dificultades han limitadado la utilización de este tipo de turbinas en el pasado, aunque, con las soluciones contrastadas en los grupos actualmente en operación, las TT son una alternativa de interés a las restantes máquinas axiales.

Las TT son fabricadas por Sulzer Hydro y ACEC bajo el nombre patentado de Straflo, con unas sofisticadas soluciones a los problemas mencionados como los soportes hidráulicos del rotor y los sellos anulares dispuestos a ambos lados del borde interno del rotor para evitar la entrada de agua sin ocasionar una pérdida significativa del par motor. En la figura 13.29 se muestra esquemáticamente una turbina Straflo de tamaño medio con el antedistribuidor empotrado en hormigón que

soporta el bulbo y la envolvente y que, a su vez, sirven de apoyo al rodete (1) y al distribuidor (13). El rodete gira apoyado en el cojinete combinado de aguas arriba (14) y en el cojinete guía de aguas abajo (15); las palas del rodete son fijas y están unidas a un anillo externo (2) que sostiene la rueda polar (3), mientras que unos sellos de diseño especial (16) evitan que se produzcan filtraciones de agua significativas a través de las juntas circunferenciales entre el rotor y la envolvente de la turbina. En las turbinas más recientemente instaladas por SULZER Hydro, como en las 10 turbinas de 11 MW de la central de Laufenburg en el río Rhin (D_R=4,25 m, Q=10x137 m^3/s y H=4,7-10,4 m), se ha dispuesto un nuevo tipo de sello con un anillo cerámico y perfiles especiales (figura 13.30), lo que mejora la estanqueidad y alarga el período entre recambios, que se puede estimar en 80.000 horas de operación para el anillo cerámico, 40.000 horas para el sello simple del lado de aguas arriba y 30.000 horas para el sello doble de aguas abajo (Fust, 1898). Asimismo, en estas turbinas se ha prescindico del cojinete guía de aguas abajo, lo que reduce el tiempo de montaje y simplifica su utilización en la renovación de centrales antiguas; esta disposición es aplicable a turbinas con rodetes de más de 3,5 m de diámetro y saltos entre 2 y 20 m (Reynolds, 1995).

En las turbinas de mayor tamaño como las de la Central de Annapolis (figura 20.25) se dispone una partición diametral en los conductos de entrada y descarga, lo cual mejora estructuralmente el conducto y proporciona un apoyo a los cojinetes.

La regulación se efectúa exclusivamente por el distribuidor, ya que las palas del rodete suelen ser fijas a causa de las dificultades en su ajuste con la máquina en movimiento. Este es un grave inconveniente en las instalaciones con un número reducido de grupos o carentes de capacidad de modulación del caudal utilizable, ya que la falta de regulación de las palas del rodete induce unas notables pérdidas de rendimiento cuando la máquina opera fuera de su punto de diseño. No obstante, se han construído algunas máquinas con doble regulación, como las de la Central de Weinzödl en Austria (P=2x8,35 MW, H=10,3 m), que está operando satisfactoriamente desde su puesta en servicio en 1982.

6. TURBINAS DERIAZ

Las turbinas de flujo diagonal o TD son turbinas de doble regulación que retienen muchas de las características de las TK, de las que se diferencian principalmente por la inclinación de las palas del rodete y por la forma del cubo donde están insertadas; en las TD las palas se disponen inclinadas en lugar de perpendiculares al eje de la máquina, saliendo radialmente del cubo que tiene una forma cónica con una base más amplia y una altura mucho más reducida que en el caso de las TK. Las palas se disponen con una inclinación de 30-60° y se insertan en una sección del cubo con un diámetro bastante grande (figura 13.31); esta disposición facilita la

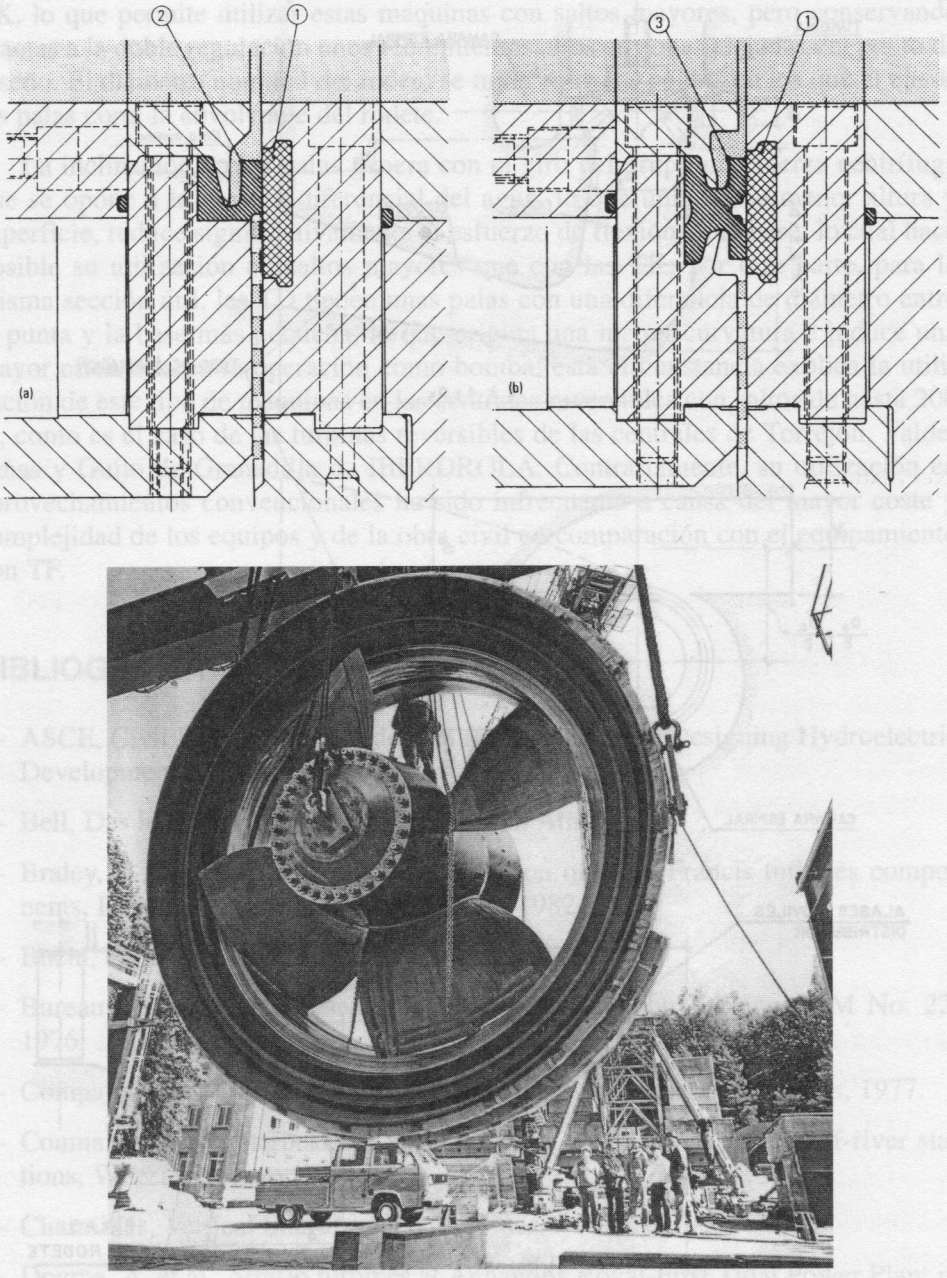


Fig. 13.30

Rodete y sellos anulares de las turbinas de la central de Laufemburg. 1 sello anular externo con anillo cerámico, 2 sello simple, 3 sello doble. Fuente: Fust (1998) y Reynolds (1995).

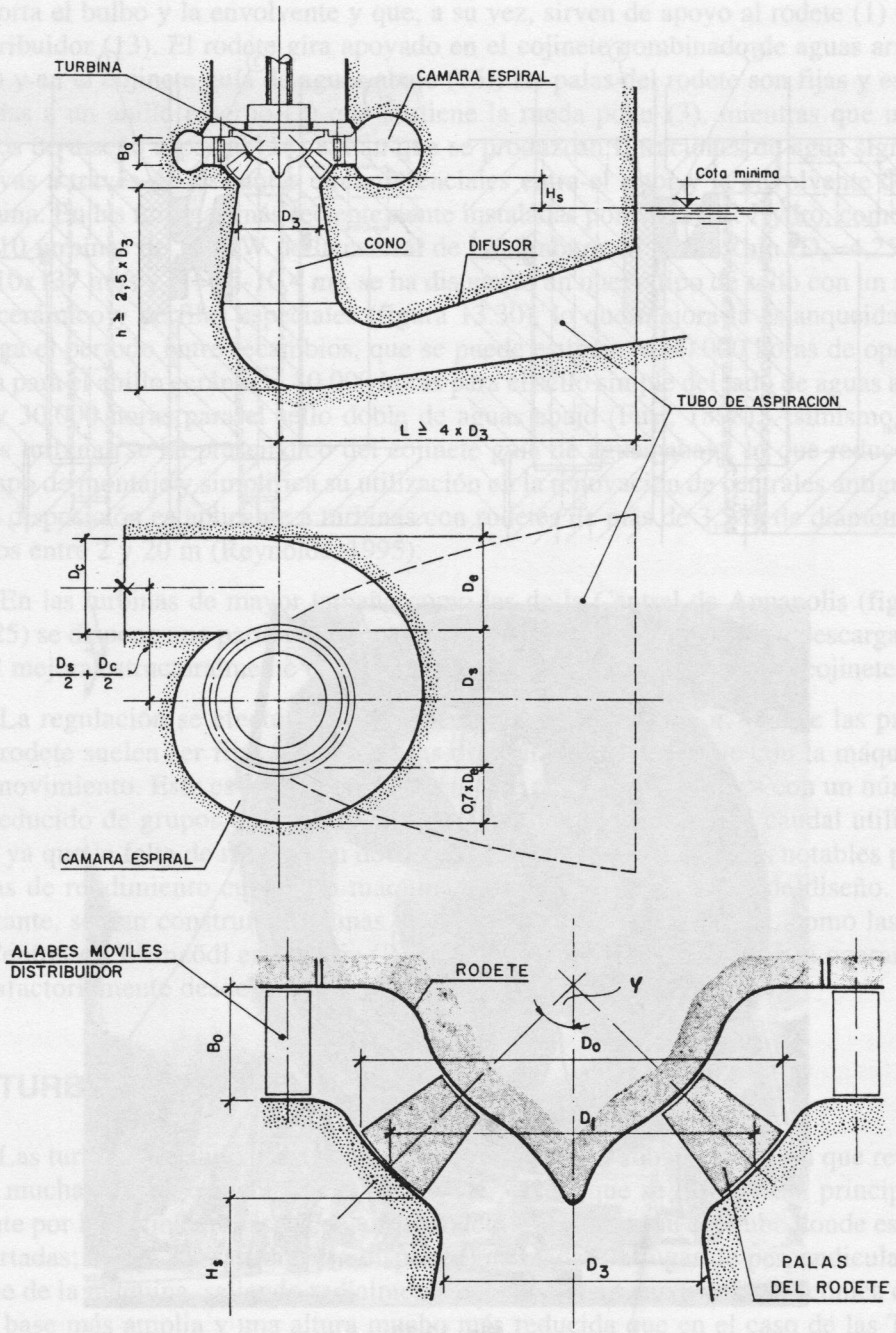


Fig. 13.31

Disposición general de una TD.

instalación de un número más elevado de palas (usualmente entre 8 y 12) que en las TK, lo que permite utilizar estas máquinas con saltos mayores, pero conservando gracias a la doble regulación unos rendimientos altos en zonas alejadas del punto de diseño. El diámetro nominal del rodete se mide entre los puntos en los que el eje de las palas corta la envolvente del rodete.

La inclinación de las palas genera con el giro del grupo una fuerza centrífuga que se opone a la presión diferencial del agua, lo que unido a su menor altura y superficie, reduce significativamente el esfuerzo de flexión en la base, lo cual hace posible su utilización en saltos mayores que con las TK; por otra parte, para la misma sección útil, las TD tienen unas palas con una diferencia de diámetro entre la punta y la base más pequeña, lo que origina una menor curvatura e induce una mayor eficiencia en la operación como bomba; esta circunstancia explica la utilización de este tipo de máquinas en las centrales reversibles con saltos de hasta 200 m, como es el caso de las turbinas reversibles de las centrales de Torrejón, Valdecañas y Guijo de Granadilla de IBERDROLA. Contrariamente, su utilización en aprovechamientos convencionales ha sido infrecuente a causa del mayor coste y complejidad de los equipos y de la obra civil en comparación con el equipamiento con TF.

BIBLIOGRAFÍA

— ASCE, Civil Engineering Guidelines for Planning and Designing Hydroelectric Developments, 1989.

— Bell, Das hydrulische kraftwerk Finchaa in Äthiopia.

— Braley, R., Garnier, S., Welded construction of large Francis turbines components, Revue Tecnique No. 1, NEYRPIC, 1982.

— Büchi, G, Le Moderne Turbine Idraulica, 1957.

— Bureau of Reclamation. Selecting Hydraulic Reaction Turbines, EM No. 22. 1976.

— Compagnie National du Rhône, Aménagement de la chute de Vaugris, 1977.

— Coumans, X., Pachterbeke, Y., Economics of Straflo units for run-of-river stations, WP&DC, Mayo, 1981.

— Charmilles, Vertical Shaft Impulse Turbines.

— Douma, A. et al., Straflo turbines at Annapolis Royal-First Tidal Power Plant in the Bay of Funday, Escher Wyys News 1981-1982.

— Entidad BinacionalYaciretá, Yaciretá Project Description, WDT'70.

— Fust, A., A review of operating experience at Laufenberg, HP&D, 6, 1998.

— Ginoccio, R., L'energie hydraulique, 1978.

— HYDRO VEVEY SA, Newsletter, Turbinas e instalaciones hidráulicas.

— Höller, K., Miller, H., Bulb and Straflo Turbines for Low Head Power Stations, Escher Wyss News, 1977.

— Ilyinykh, I. I., Hydroelectric Stations, 1983.

— Kovalev, N. N., Hydroturbines: Design and Construction, (1965).

— Krivchenko, G. I., Hydraulic machinery, Turbines and Pumps, (1983)

— Kvaerner Hydro, Kaplan Turbines, Francis Turbines and Pelton Turbines.

— Mataix, C., Turbomáquinas Hidráulicas (1975).

— May, Zu-yan, Editor, Mechanical Design and Manufacturing of Hydraulic Machinery, (1991).

— Miller, H., Die STRAFLO Turbine. SULZER Hydro.

— Mosonyi, E., Water Power Development (1965, 1985)

— NEYRPIC, Turbinas Bulbo.

— Raabe, Hydro Power, (1985)

— Reynolds, P., Spin doctored, IWP&DC, Febrero, 1995.

— SULZER Hydro, Turbinas Kaplan, Bulbo y Hélice. Francis Turbines. Turbinas Pelton.

— SULZER Hydro, Hydraulic Installations.

— SULZER Hydro, Multi-stage water power utilization on the Euphrat.

— Voest Alpine, Bulb turbines.

— Voest Alpine, Bulb turbines and hydraulic structures for the «Salzach River» power plant chain.

— VOITH, 260.000-HP Francis Turbines for Estreito Power Station, Brazil.

— VOITH, Turbinas Pelton de dos toberas en la central hidroeléctrica subterránea de Fortun de A/S Aardal og Sundal Verk, Noruega.

14

Turbinas: conceptos básicos

1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se analiza el funcionamiento hidráulico de los distintos tipos de turbinas con el propósito de establecer los conceptos básicos en relación con su dimensionamiento y operación que sean de interés para el proyectista de las obras civiles. Dado lo limitado del objetivo el tratamiento del tema es sintético; para análisis más detallados puede consultarse la bibliografía reseñada, en especial: Kovalev (1965), Krivchenko (1983), Mataix (1975), Mosonyi (1985) y Raabe(1985).

2. ANÁLISIS ENERGÉTICO

La energía específica del agua en el embalse, entrada en el rodete y descarga, secciones 1, 2 y 3 del aprovechamiento hidroeléctrico representado esquemáticamente en la figura 14.1, se pueden expresar mediante la ecuación de Bernouilli:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + H_f = z_3 + \frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} + H + H_f \qquad (14.1)$$

donde H_f es la pérdida de carga entre la toma en el embalse y la sección de entrada en la cámara espiral y H es el salto neto disponible en la turbina (no se consideran las pérdidas en la cámara espiral y tubo de aspiración porque están incluídas en el rendimiento propio de la máquina). Admitiendo que v_1, p_1 y p_3 son nulos, se deduce que los saltos bruto y neto disponibles para la operación de la turbina son:

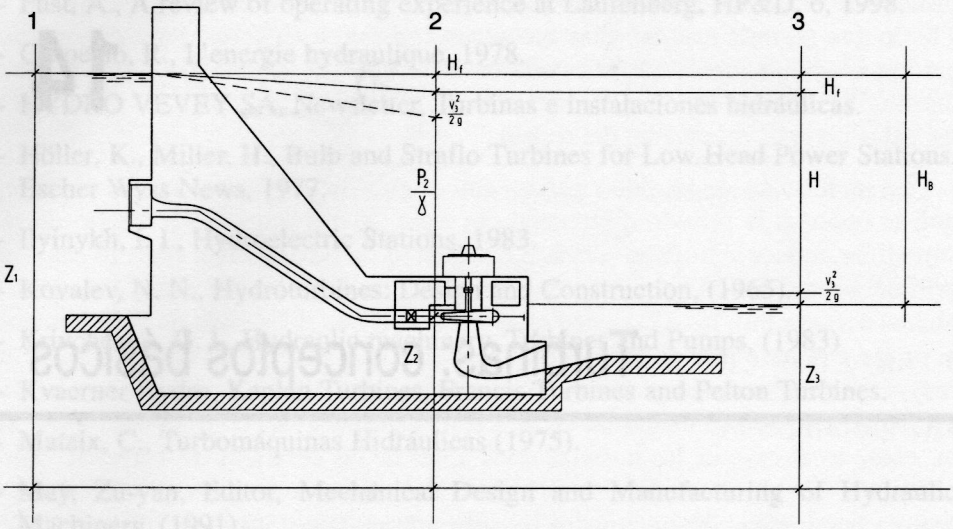


Fig. 14.1
Salto bruto y neto.

$$H_B = z_1 - z_3; \quad H = z_1 - z_3 - H_f - \frac{v_3^2}{2g} \tag{14.2}$$

Por otra parte, dado que las ecuaciones (14.1) y (14.2) representan la energía específica en kg × m por kg de agua circulando a través del sistema, se concluye que la potencia absorbida por la turbina se obtiene multiplicando H por ρ × g × Q, es decir:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = \gamma \cdot Q \cdot H$$

donde:

— ρ es la densidad del agua en kg/m³ (ρ = 1.000 kg/m³)

— g es la aceleración de la gravedad en m/s² (g = 9,8 m/s²)

— γ es el peso específico del agua en N/m³ (γ = 9.800 N/m³)

— Q es el caudal en m³/s

— H es el salto neto en m correspondiente al caudal Q

— P es la potencia en W (1 W = 1 J/s = 1 Nxm/s)

Dado que el W es una unidad excesivamente pequeña para los efectos prácticos se utiliza en su lugar el kW por lo que, teniendo en cuenta que la densidad del agua es de 1.000 kg/m³ se obtiene la potencia absorbida en kW como:

$$P(\text{kW}) = \frac{1000}{1000} \cdot g \cdot Q \cdot H = g \cdot Q \cdot H \qquad (14.3)$$

donde Q es el caudal en m^3/s y H es el salto neto anteriormente definido; en esta última expresión no debe olvidarse que está implícito el coeficiente $\rho/1.000$, cuyo valor es 1 pero que tiene unas dimensiones de kg/m^3. La potencia entregada por la turbina es algo menor que la absorbida y se puede expresar por la relación:

$$P_e = \eta \cdot g \cdot Q \cdot H \qquad (14.4)$$

donde η es el rendimiento global de la máquina.

3. ANÁLISIS CINEMATICO

3.1. Introducción

El análisis teórico de las turbomáquinas se realiza suponiendo despreciable el efecto de la pérdida de carga por fricción y considerando un fluído incompresible; el teorema del momento de la cantidad de movimiento aplicado con estas hipótesis a un tubo de corriente limitado por las secciones 1 y 2 y considerando un flujo de carácter permanente, se puede expresar como:

$$\boldsymbol{F} = \rho \cdot Q \cdot (\boldsymbol{v}_1 - \boldsymbol{v}_2)$$

donde $\boldsymbol{F}$ es la resultante de todas las fuerzas exteriores aplicadas sobre el fluído limitado por el tubo de corriente y $\boldsymbol{v}_1$ y $\boldsymbol{v}_2$ son las velocidades en las secciones inicial y final ($\boldsymbol{F}$ y $\boldsymbol{v}$ son magnitudes vectoriales).

3.2. Turbinas de acción

La fuerza ejercida sobre la cazoleta de la TP representada en la figura 14.2 por el chorro de agua es igual a la variación por segundo de la cantidad de movimiento del chorro, es decir:

$$F = \rho \cdot Q \cdot v \cdot (1 - m \cdot \cos \Theta) \qquad (14.5)$$

donde:

- F = es la fuerza ejercida en N,
- Q = caudal de agua que incide en la cazoleta en m^3/s,
- v = velocidad relativa del agua con relación a la cazoleta en m/s,
- $m \cdot v \cdot \cos \Theta$ = velocidad relativa de salida del chorro en m/s,
- m = coeficiente representativo de la pérdida de velocidad del agua en la cazoleta,
- Θ = cambio de dirección del chorro de agua (radianes).

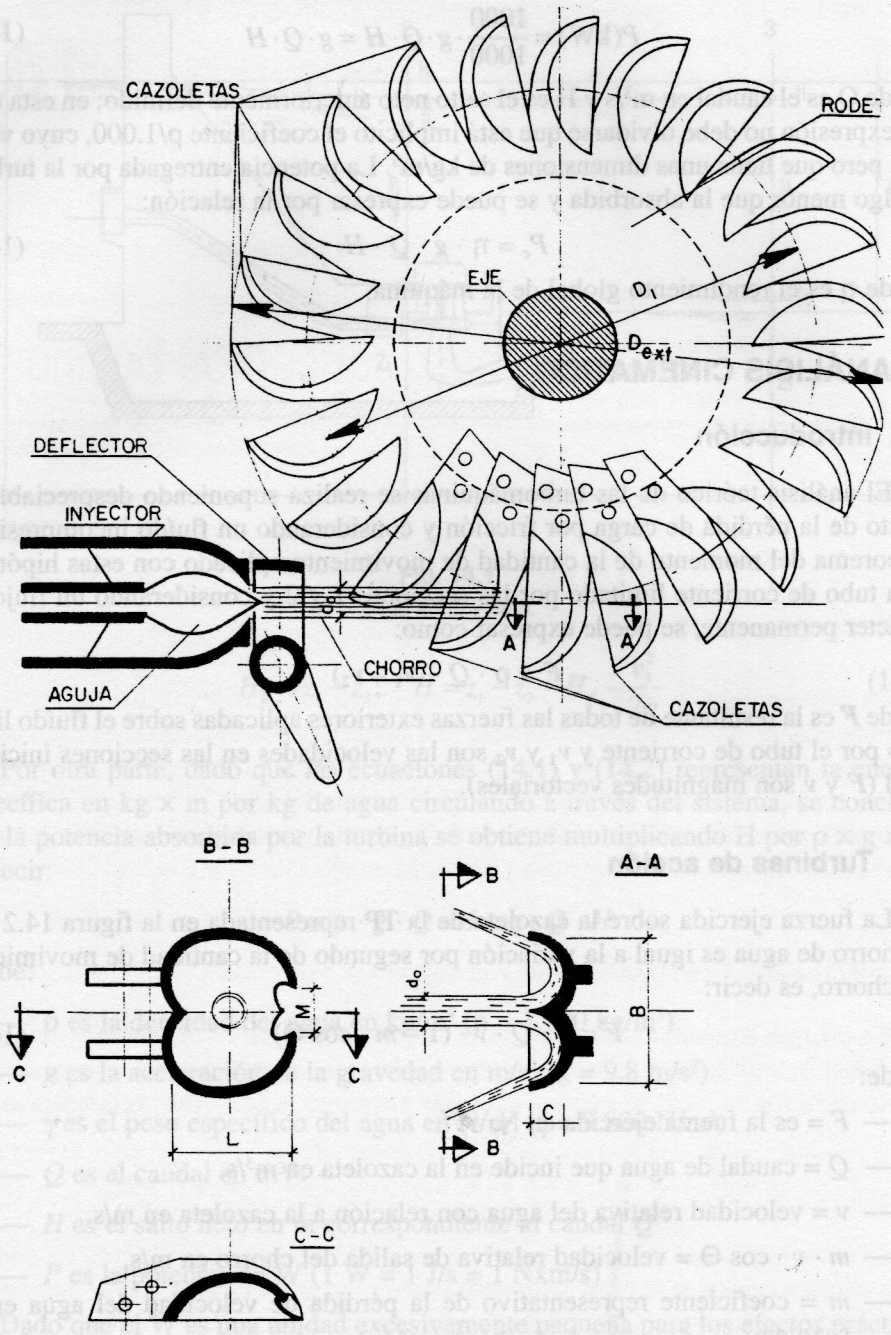


Fig. 14.2
Rodete Pelton.

Para obtener un rendimiento óptimo el ángulo de deflexión y el coeficiente m deben estar tan próximos a 180° y a 1 como sea posible; no obstante, dado que el chorro saliente no debe golpear el dorso de las cazoletas y que se producen pérdidas en el choque que reducen la velocidad de salida, se tienen unos valores inferiores a los óptimos, que suelen oscilar alrededor de 165° para el ángulo de deflexión y 0,96 para el coeficiente de amortiguamiento. Por otra parte, el par inducido por la fuerza F y la potencia absorbida por el rodete se pueden calcular con las expresiones:

$$v = w - u = w - r \cdot \omega$$

$$T = F \cdot r = \rho \cdot Q \cdot v \cdot r \cdot (1 - m \cdot \cos \Theta) \qquad (14.6)$$

$$P = T \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot v \cdot r \cdot \omega \cdot (1 - m \cdot \cos \Theta) \qquad (14.7)$$

donde:

— w = velocidad absoluta del chorro en m/s,

— u = velocidad lineal absoluta de la cazoleta en m/s,:

— T = par actuando sobre el rodete en J (1 J = 1 Nxm),

— r = radio del rodete en m,

— P = potencia absorbida por el rodete en W (1 W = 1 Nxm/s),

— ω = velocidad de giro del rodete en rad/s.

Asimismo, el rendimiento hidráulico se puede expresar como la relación entre la potencia calculada con (14.7) y la potencia del chorro, es decir:

$$\eta = (w - r \cdot \omega) \cdot r \cdot \omega \cdot (1 - m \cdot \cos \Theta) / g \cdot H \qquad (14.8)$$

De las fórmulas (14.6) a (14.8) se deduce que:

— El par T decrece linealmente desde un valor máximo para $w = 0$, que sería el caso del rodete bloqueado por el freno, a un valor nulo cuando $w = \omega \cdot r$, es decir, cuando no se produce impacto por coincidir la velocidad del chorro con la velocidad tangencial del rodete.

— La potencia absorbida por la turbina y su rendimiento hidráulico varían parabólicamente con la velocidad de giro del rodete, teniendo unos valores nulos para $\omega = 0$ y para $\omega = w/r$ y un valor máximo para $\omega = w/2r$. Es decir, la potencia absorbida y el rendimiento son nulos cuando no hay movimiento ($w = \omega = 0$) o cuando no hay impacto ($w = \omega/r$) y es máxima cuando la velocidad tangencial del rodete es la mitad de la velocidad absoluta del chorro.

3.2. Turbinas de reacción

El caudal entrante en el rodete de una turbina de reacción puede considerarse integrado por un conjunto de tubos de corriente definidos por su contorno C en la sección de entrada, conjuntamente con la trayectoria de las partículas que lo integran. La velocidad de las partículas de agua en estos tubos de corriente puede ser definida con relación a un sistema de ejes ligado a las partes fijas de la turbina (sistema absoluto) o con relación a un sistema de ejes asociado al propio rodete (sistema móvil).

Cada uno de los tubos de corriente sufre al atravesar el rodete una desviación provocada por los álabes; asimismo, las partículas de agua en el interior del tubo siguen trayectorias curvilíneas por lo que están sometidos a la acción de fuerzas centrífugas, que aplicadas a los álabes, bien directamente o bien a través de capas líquidas intermadias, producen el par motor sobre el eje del grupo. Para el análisis dinámico del flujo a través del rodete de las turbinas de reacción es conveniente considerar en las secciones de entrada y salida en el rodete el triángulo de velocidades de las partículas definido por los vectores:

— $\boldsymbol{w}$: velocidad absoluta,

— $\boldsymbol{u}$: velocidad circunferencial provocada por el giro del rodete ($u = \omega \cdot r$),

— $\boldsymbol{v}$: velocidad relativa, con relación al sistema de ejes solidario con el rodete ($\boldsymbol{v} = \boldsymbol{w} - \boldsymbol{u}$).

En el caso de una TF el agua penetra en uno de los canales del rodete fluyendo entre dos álabes con una velocidad absoluta w_1, que se puede descomponer en la velocidad relativa media v_1 y la velocidad circunferencial $u_1 = \omega \cdot r_1$ ocasionada por el movimiento de rotación del rodete con una velocidad angular ω (rad/s). En consecuencia, la velocidad absoluta es la composición vectorial de las dos velocidades anteriores y puede determinarse con el triángulo de velocidades representado en la figura 14.3; un triángulo similar puede establecerse a la salida del rodete con la velocidad relativa media de salida v_2, la velocidad circunferencial $u_2 = \omega r_2$ y la velocidad absoluta w_2.

Considerando la variación de la cantidad de movimiento de la masa de agua en el rodete se obtiene la fuerza tangencial ejercida sobre los álabes cuya expresión, conocida como ecuación de Euler, es:

$$F = \rho \cdot Q \cdot (w_1 \cdot \cos \alpha_1 - w_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

Asimismo, a partir de la fórmula anterior se obtiene el par y la potencia transmitidos por el flujo de agua en presión al rodete que, con la notación de la figura 14.3, es:

$$T = \rho \cdot Q \cdot (r_1 \cdot w_1 \cdot \cos \alpha_1 - r_2 \cdot w_2 \cdot \cos \alpha_2) = \rho \cdot Q \cdot (r_1 \cdot w_{t1} - r_2 \cdot w_{t2}) \quad (14.9)$$

$$P = T \cdot \omega = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = \rho \cdot Q \cdot (u_1 \cdot w_{t1} - u_2 \cdot w_{t2}) \quad (14.10)$$

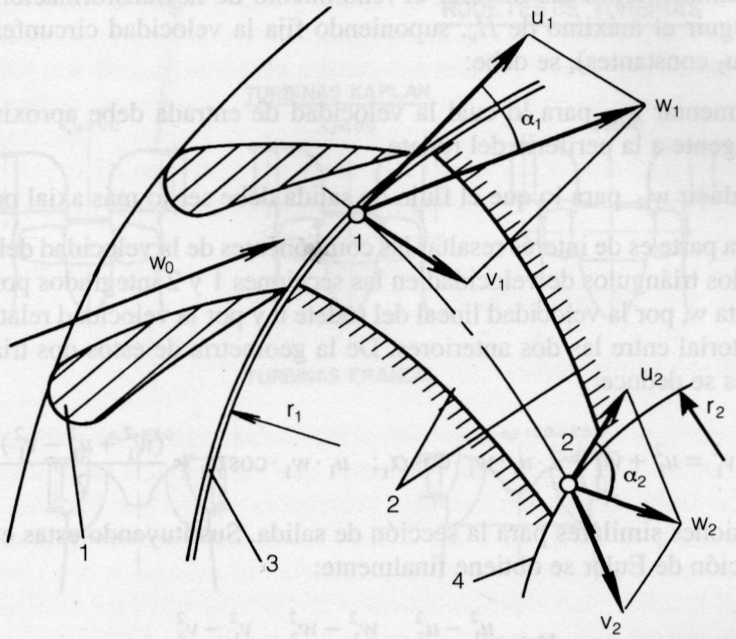


Fig. 14.3

Triángulo de velocidades de un rodete Francis. 1 álabes del distribuidor, 2 contorno de un canal del rodete, 3 sección de entrada, 4 sección de salida.

donde:

— r_1 y r_2 = radios de entrada (1) y salida (2) del rodete en m,

— w_1 y w_2 = velocidad absoluta del agua en las secciones 1 y 2 del rodete en m/s,

— α_1 y α_2 = ángulo de la velocidad w con la trayectoria del rodete en 1 y 2,

— w_{t1} y w_{t2} = componentes tangenciales de las velocidades absolutas w_1 y w_2,

— ω= velocidad angular de rotación en rad/s.

De las expresiones anteriores se deduce:

$$H_u = \frac{u_1 \cdot w_{t1} - u_2 \cdot w_{t2}}{g} \qquad (14.11)$$

donde H_u es la altura de caída interna, que es el salto efectivamente utilizado para transmitir energía mecánica al eje del grupo o, expresado de otra forma, la energía por kg de agua efectivamente transformada en energía mecánica. La diferencia entre la altura neta y la altura útil ($H - H_u$) es una p.d.c. interna en el rodete, denominada

pérdida manométrica. Para mejorar el rendimiento de la transformación, es decir, para conseguir el máximo de H_u, suponiendo fija la velocidad circunferencial (es decir u_1 y u_2 constantes), se debe:

— Aumentar w_{t1}, para lo cual la velocidad de entrada debe aproximarse a la tangente a la periferia del rodete.

— Reducir w_{t2}, para lo que el flujo de salida debe ser lo más axial posible.

Por otra parte es de interés resaltar las componentes de la velocidad del agua estableciendo los triángulos de velocidad en las secciones 1 y 2 integrados por la velocidad absoluta w, por la velocidad lineal del rodete u y por la velocidad relativa v, diferencia vectorial entre las dos anteriores. De la geometría de estos dos triángulos de velocidades se deduce:

$$v_1^2 = u_1^2 + w_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot w_1 \cdot \cos\alpha_1; \quad u_1 \cdot w_1 \cdot \cos\alpha_1 = \frac{(w_1^2 + u_1^2 - v_1^2)}{2} \qquad (14.12)$$

con expresiones similares para la sección de salida. Sustituyendo estas expresiones en la ecuación de Euler se obtiene finalmente:

$$H_u = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} - \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g} \qquad (14.13)$$

que resalta la interrelación entre el salto disponible y los triángulos de velocidades aguas arriba y aguas abajo del rodete y, en consecuencia, de su forma geométrica. Esta relación también es válida para las turbinas de flujo axial (Mataix, 1975); en particular, cabe señalar que en las turbinas axiales (TK) $u_1 = u_2$ por lo que el salto útil depende sólamente de las alturas de velocidad absoluta y relativa, las cuales no pueden ser muy elevadas para evitar pérdidas excesivamente altas; este hecho limita la magnitud del salto que se puede utilizar con este tipo de turbinas por lo que con saltos relativamente altos (por ejemplo mayores que 50 m) conviene utilizar turbinas de flujo diagonal (TD) o turbinas de flujo radial-axial (TF) en las que existe una diferencia considerable entre las alturas de la velocidad periférica; esta diferencia debe crecer con la magnitud del salto, lo que explica la variación de la forma del rodete, en el que aumenta el diámetro de entrada y se reduce el de salida a medida que se incrementa el salto disponible (ver figura 14.4).

Por otra parte, hay que señalar que el rendimiento depende exclusivamente de la disposición de los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete y no, si se desprecian las pérdidas por rozamientos internos, del tamaño del rodete. En realidad estas pérdidas no son despreciables, por lo cual el rendimiento de las turbinas aumenta con el tamaño del rodete (del orden de medio punto porcentual por cada m de aumento del diámetro). Por ello, el rendimiento medido en los ensayos en

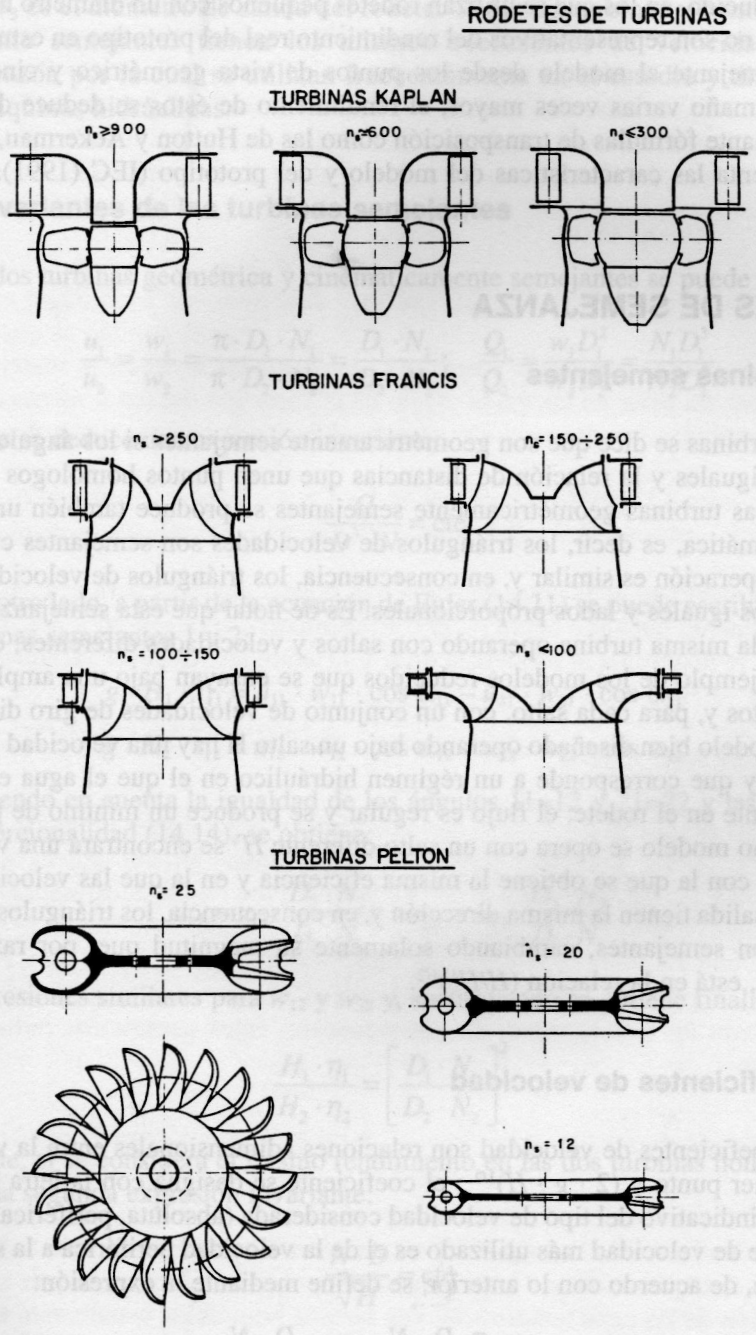


Fig. 14.4

Evolución de la forma de los rodetes al aumentar al salto.

modelo reducido, en los que se utilizan rodetes pequeños con un diámetro no mayor que 0,5 m, no son representativos del rendimiento real del prototipo en estudio que, aunque semejante al modelo desde los puntos de vista geométrico y cinemático, tiene un tamaño varias veces mayor; el rendimiento de éstos se deduce de los de aquel mediante fórmulas de transposición como las de Hutton y Ackerman, que tienen en cuenta las características del modelo y del prototipo (IEC (1991), Mataix (1975)).

4. LEYES DE SEMEJANZA

4.1. Turbinas semejantes

Dos turbinas se dice que son geométricamente semejantes si los ángulos homólogos son iguales y la relación de distancias que unen puntos homólogos es constante. En las turbinas geométricamente semejantes se produce también una semejanza cinemática, es decir, los triángulos de velocidades son semejantes cuando el modo de operación es similar y, en consecuencia, los triángulos de velocidades tienen ángulos iguales y lados proporcionales. Es de notar que esta semejanza se produce para la misma turbina operando con saltos y velocidades diferentes; este es el caso por ejemplo de los modelos reducidos que se ensayan bajo una amplia variedad de saltos y, para cada salto, con un conjunto de velocidades de giro diferentes; para un modelo bien diseñado operando bajo un salto H hay una velocidad N que es la óptima y que corresponde a un régimen hidráulico en el que el agua entra tangencialmente en el rodete, el flujo es regular y se produce un mínimo de pérdidas. Si el mismo modelo se opera con un salto diferente H' se encontrará una velocidad de giro N' con la que se obtiene la misma eficiencia y en la que las velocidades de entrada y salida tienen la misma dirección y, en consecuencia, los triángulos de velocidades son semejantes, cambiando solamente su magnitud que, por razones de semejanza, está en la relación $(H/H')^{1/2}$.

4.2. Coeficientes de velocidad

Los coeficientes de velocidad son relaciones adimensionales entre la velocidad en cualquier punto y $(2 \cdot g \cdot H)^{1/2}$; el coeficiente se designa con la letra k con un subíndice indicativo del tipo de velocidad considerada (absoluta, periférica, etc.). El coeficiente de velocidad más utilizado es el de la velocidad periférica a la salida del rodete que, de acuerdo con lo anterior, se define mediante la expresión:

$$k_u = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot N}{60 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = \frac{D_3 \cdot N}{84{,}55 \cdot \sqrt{H}}$$

donde D_3 es el diámetro de salida del rodete. Todas las turbinas y bombas geométricamente semejantes tienen los mismos coeficientes de velocidad (Mataix, 1975), razón por la cual se utilizan frecuentemente en el estudio y diseño de las turbomáquinas hidráulicas.

4.3. Invariantes de las turbinas semejantes

En dos turbinas geométrica y cinemáticamente semejantes se puede establecer:

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot N_1}{\pi \cdot D_2 \cdot N_2} = \frac{D_1 \cdot N_1}{D_2 \cdot N_2}; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{w_1 D_1^2}{w_2 D_2^2} = \frac{N_1 D_1^3}{N_2 D_2^3} \tag{14.14}$$

de donde se deduce una expresión invariante:

$$\frac{Q}{D^3 \cdot N} = \text{cte} \tag{14.15}$$

Por otro lado, a partir de la ecuación de Euler (14.11) se puede escribir que, para las turbinas semejantes 1 y 2:

$$g \cdot H_1 \cdot \eta_1 = u_{11} \cdot w_{11} \cdot \cos \alpha_{11} - u_{21} \cdot w_{21} \cdot \cos \alpha_{21}$$

$$g \cdot H_2 \cdot \eta_2 = u_{12} \cdot w_{12} \cdot \cos \alpha_{12} - u_{22} \cdot w_{22} \cdot \cos \alpha_{22}$$

Teniendo en cuenta la igualdad de los ángulos 11=12 y 21=22 y las relaciones de proporcionalidad (14.14), se obtiene:

$$u_{12} = u_{11} \cdot \frac{D_2 \cdot N_2}{D_1 \cdot N_1}; \quad u_{22} = u_{21} \cdot \frac{D_2 \cdot N_2}{D_1 \cdot N_1}$$

con expresiones similares para w_{12} y w_{22} y, sustituyendo se obtiene finalmente:

$$\frac{H_1 \cdot \eta_1}{H_2 \cdot \eta_2} = \left[\frac{D_1 \cdot N_1}{D_2 \cdot N_2} \right]^2$$

por lo que, si se considera el mismo rendimiento en las dos turbinas homólogas, se obtiene la segunda expresión invariante:

$$\frac{N \cdot D}{\sqrt{H}} = \text{cte} \tag{14.16}$$

Asimismo, combinando las expresiones (14.15) y (14.16) se obtiene otra expresión invariante consecuencia de las dos anteriores:

$$\frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} = \text{cte} \tag{14.17}$$

A partir de las expresiones que relacionan la potencia y el par motor de una turbina y de los invariantes anteriores se obtienen dos nuevos que relacionan la potencia y el par motor con el diámetro del rodete y el salto neto; estos dos nuevos invariantes son:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H; \quad \Rightarrow \frac{P}{D^2 \cdot H^{3/2}}; \quad T = \frac{P \cdot 2 \cdot \pi}{N}; \quad \Rightarrow \frac{T}{D^3 \cdot H} \tag{14.18}$$

Las expresiones invariantes anteriores, denominadas leyes de la semejanza, se suelen aplicar sin tener en cuenta el efecto de la variación del rendimiento entre las turbinas homólogas, resultando las cuatro formulaciones básicas siguientes:

$$\frac{N \cdot D}{\sqrt{H}}; \quad \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}}; \quad \frac{P}{D^2 \cdot H^{3/2}}; \quad \frac{T}{D^3 \cdot H} \tag{14.19}$$

Estas expresiones se pueden aplicar a una misma máquina para evaluar el efecto de la variación del salto sobre N, Q ó P; asimismo, aplicándolo a dos máquinas homólogas se determina la influencia de N y D sobre las restantes variables.

4.4. Valores reducidos

Dado que es posible operar una serie de turbinas homólogas con una gran variedad de saltos, caudales y velocidades resulta conveniente utilizar índices que representen las características operacionales de la serie. Para ello se acostumbra a utilizar los invariantes definidos en (14.19), que se conocen como parámetros reducidos y se designan con los subíndices 11, y que representan la velocidad de giro, el caudal, la potencia y el par motor de una turbina semejante con un rodete de tamaño unidad operando bajo un salto unidad; en consecuencia, estos parámetros reducidos se definen como:

$$n_{11} = \frac{N \cdot D}{\sqrt{H}}; \quad q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}}; \quad p_{11} = \frac{P}{D^2 \cdot H^{3/2}}; \quad t_{11} = \frac{T}{D^3 \cdot H} \tag{14.20}$$

Los valores reducidos de mayor interés son los dos primeros, n_{11} y q_{11}, denominados velocidad y caudal reducidos. Estos parámetros característicos de toda la serie de turbinas semejantes son de gran utilidad para el dimensionamiento de una turbina en función de las características de una turbina homóloga, usualmente un modelo reducido para el que se han obtenido las curvas adimensionales que definen las variables de interés de la turbina en función de n_{11} y q_{11}.

Los parámetros así definidos se miden en unidades de $m^{1/2}/s$ por lo que sus valores cambian con el sistema de unidades utilizado, por lo que se suelen reducir a una forma adimensional dividiéndolos por $g^{1/2}$. Los nuevos parámetros, que se designan con los subíndices ed, se denominan velocidad y caudal unitario; éstos y la potencia unitaria obtenida en forma similar, se definen como:

$$\omega_{ed} = \frac{\omega . D}{\sqrt{g \cdot H}}; \quad q_{ed} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{g \cdot H}}; \quad P_{ed} = \frac{P}{\rho \cdot D^2 (g \cdot H)^{3/2}} \qquad (14.21)$$

Otros parámetros adimensionales utilizados son los coeficientes de velocidad y energía que se definen como:

$$\psi = \frac{H}{u_1^2 / 2 \cdot g}; \quad \varphi = \frac{Q}{\pi \cdot D_1^2 \cdot u_1}$$

donde u_1 es la velocidad periférica del rodete, igual a $\pi \cdot D \cdot N/60$. La equivalencia entre estos parámetros adimensionales y los valores reducidos anteriormente definidos es:

$$\psi = \frac{2 \cdot g \cdot 60^2}{\pi^2 \cdot n_{11}^2}; \quad \varphi = \frac{60 \cdot q_{11}}{\pi^2 \cdot n_{11}} \qquad (14.22)$$

5. VELOCIDAD ESPECÍFICA

El parámetro más utilizado en relación con el dimensionamiento y diseño de una turbina de características (salto, velocidad de giro y potencia) determinadas es la velocidad específica, que se puede definir como la velocidad en revoluciones por minuto de una turbina semejante a la turbina en estudio que, supuesta la misma eficiencia y un salto unidad, produzca una potencia unitaria. Teniendo en cuenta las expresiones invariantes anteriomente deducidas:

$$n_{11} = \frac{N \cdot D}{\sqrt{H}}; \quad p_{11} = \frac{P}{D^2 H^{3/2}} = \frac{P \cdot N^2}{n_{11}^2 \cdot H^{5/2}}$$

se puede escribir, llamando N_s y D_s a la velocidad y el diámetro del rodete de la turbina homóloga de 1 kW de potencia y 1 m de salto:

$$\frac{N_S}{N} = \frac{D}{D_S} \cdot \sqrt{\frac{1}{H}}; \quad \frac{1}{P} = \left(\frac{D_S}{D}\right)^2 \cdot \frac{1}{H^{3/2}}$$

de donde eliminando D/D_s se obtiene la expresión de la velocidad específica buscada:

$$N_S = \frac{N \cdot \sqrt{P}}{H^{5/4}} \tag{14.23}$$

La velocidad específica así definida depende del sistema de unidades empleado; con unidades métricas es usual utilizar el kW como unidad de potencia en sustitución del caballo de vapor (CV) usado hasta hace algunos años, mientras que en el sistema americano se utiliza el pie como unidad de longitud y el caballo de vapor (HP) como unidad de potencia. La equivalencia entre estos sistemas es:

— N_s (m,kW) = n_s (CV)/1,16

— N_s (m,kW) = 3,81 × n'_s (pies, HP)

También es frecuente, especialmente en el caso de las bombas, definir la velocidad específica en términos de caudal en lugar de potencia; esta definición, que tiene en cuenta que la potencia es proporcional al caudal y al salto, es:

$$N_q = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \tag{14.24}$$

que, si se supone un rendimiento de 0,9184 da una equivalencia en el caso de las turbinas de:

$$N_S = N \frac{\sqrt{9{,}8 \cdot 0{,}9184 \cdot Q \cdot H}}{H^{5/4}} = N \cdot \frac{3 \cdot \sqrt{Q \cdot H}}{H^{5/4}} = 3\, N_q$$

Todas las turbinas semejantes desde los puntos de vista geométrico y cinemático tienen la misma velocidad específica. No obstante, los modelos funcionan con una amplia gama de velocidades de giro, caudales y saltos, con una infinidad de puntos de operación en el diagrama $n_{11} - q_{11}$, a cada uno de los cuales correspondería una N_s, por lo que se hace necesario escoger un valor característico representativo de la serie de turbinas homólogas; este valor es el correspondiente al punto de rendimiento óptimo que caracteriza a todas las turbinas de la serie.

Las anteriores definiciones de la velocidad específica tienen el inconveniente de depender del sistema de unidades utilizado por lo que, al igual que en el caso de los valores reducidos, se suele utilizar una variante adimensional obtenida dividiendo (14.24) por $g^{3/4}$. En consecuencia esta velocidad específica adimensional se define como:

$$\omega_q = \frac{\omega\, Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

Merece la pena resaltar que la velocidad específica y la velocidad de giro son dos conceptos radicalmente diferentes, ya que la primera define la forma geométrica de la turbina mientras que la segunda representa la velocidad real de giro. De hecho, la velocidad específica es, según se verá más adelante, inversamente proporcional a la raíz cuadrada del salto, y la velocidad de giro es proporcional a la raíz cuarta del salto e inversamente proporcional a la raíz cuadrada del caudal:

$$N_S = \frac{K}{\sqrt{H}}; \quad N = N_S \frac{H^{5/4}}{\sqrt{P}} = K_1 \frac{H^{1/4}}{\sqrt{Q}}$$

Por esta razón la velocidad específica disminuye al aumentar el salto nominal mientras que la velocidad de giro aumenta, lo que explica el hecho de que las turbinas con baja N_s y, en consecuencia salto grande, tengan una N elevada y, asimismo, que dos turbinas con la misma velocidad específica, y por lo tanto el mismo salto, tengan velocidades de giro muy diferentes en función de su caudal nominal. Por esta razón, la clasificación de las turbinas en lentas o rápidas según la magnitud de su velocidad específica es confusa, ya que las turbinas calificadas como lentas según la velocidad epecífica son las que giran a mayor velocidad lo que, indudablemente, es un contrasentido; por ello, es conveniente evitar este tipo de clasificación y sustituirla por la denominación de turbinas de alta o baja velocidad específica con lo que se evita cualquier tipo de ambigüedad.

6. VELOCIDAD SÍNCRONA

Los alternadores acoplados a las turbinas hidráulicas no pueden girar con una velocidad arbitraria sino que, al estar conectados a la red eléctrica, deben girar con una velocidad que origine una corriente alterna con la frecuencia propia de la red; llamando a esta frecuencia f y al número de pares de polos del alternador $2p$, se debe verificar que:

$$N = \frac{60 \cdot f}{2p}$$

Las frecuencias más usuales son 50 Hz en Europa, el Cono Sur de América Latina, Africa y Asia (excepto parte del Japón) y 60 Hz en el resto de los países americanos y del Japón. Las velocidades de giro correspondientes a esta condición se denominan velocidades de sincronismo o síncronas y, dependiendo del número de pares de polos utilizado, son las resumidas en el cuadro adjunto para las frecuencias de 50 y 60 Hz. Según se puede observar, en las máquinas lentas con más de 10 pares de polos, solo se utiliza un número par de pares de polos para simplificar la construcción del alternador.

	VELOCIDAD SINCRONA (rpm)	
Pares de polos	**f = 50 Hz**	**f = 60 Hz**
1	3.000	3.600
2	1.500	1.800
3	1.000	1.200
4	750	900
5	600	720
6	500	600
7	428,57	514,28
8	375	450
9	333,33	400
10	300	360
12	250	300
14	214,29	257,14
16	187,50	225
18	166,67	200
20	150	180
22	136,36	163,64
24	125	150
26	115,38	138,46
28	107,14	128,57
30	100	120

7. VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO

Cuando se retira brúscamente la carga eléctrica del alternador el distribuidor de la turbina comienza a cerrarse para reducir el caudal de agua admitido pero, mientras se completa el proceso de cierre, el grupo se acelera como consecuencia del exceso de energía hidráulica utilizada; la velocidad máxima se alcanza coincidiendo con el cierre total y su magnitud depende, según se analiza en los Capítulos 10 y 17 sobre transitorios y regulación, de la ley de cierre del distribuidor, del rendimiento de la turbina fuera del campo de utilización normal y de la inercia del grupo y de la masa de agua en movimiento y suele oscilar entre el 130 y 160 % de la velocidad síncrona para las turbinas de tamaño medio y grande y entre el 140 y 180 % para los grupos pequeños.

No obstante, si por una operación defectuosa el distribuidor no cierra totalmente, se sigue turbinando un caudal de agua que depende del grado de apertura y de las características de la turbina, con lo que el grupo se acelera hasta alcanzar una velocidad límite con la que se anula el rendimiento de la turbina. La velocidad de giro

correspondiente a esta situación y a una apertura total del distribuidor se denomina velocidad de embalamiento y constituye un estado límite para el diseño mecánico de la turbina, del alternador y de los equipos auxiliares como cojinetes, equipo de engrase, etc.. La velocidad de embalamiento se estima mediante un coeficiente multiplicador de la velocidad nominal que, por lo general, oscila en torno de 1,8 para las TF, 1,9 para las TP y 2,2 para las TK de eje vertical y 2,8 para las de eje horizontal.

8. CAVITACIÓN

La cavitación es la formación de burbujas de vapor de agua en el interior o junto al contorno de un líquido en movimiento cuando la presión existente es inferior a la presión de vapor del líquido (0,30 m de c. de a. a la temperatura normal). La formación de burbujas se suele iniciar junto a las discontinuidades o las zonas de fuerte curvatura cuando la presión es insuficiente para forzar a las partículas a seguir la trayectoria definida por el contorno, por lo que está asociada con las áreas de baja presión o alta velocidad de la masa líquida o con cambios bruscos en las superficies que confinan el flujo.

El vapor contenido en el interior de las burbujas se condensa violentamente cuando, al desplazarse siguiendo la trayectoria del líquido, las burbujas encuentran zonas con presiones más altas. Este fenómeno produce golpeteos, vibraciones, ruidos, discontinuidades en el flujo con la formación de estelas y una pérdida de rendimiento. Las burbujas suelen tener un tamaño reducido (varios mm), una vida media corta (milésimas de segundo a segundos) y una velocidad de colapso muy alta (centenares de m/s) por lo que pueden ocasionar presiones puntuales muy elevadas cuando se condensan junto al contorno del fluído; este fenómeno de golpeteo continuo puede provocar en un período relativamente corto el picado de las superficies metálicas con notables pérdidas de material y, a causa de lo repetitivo del fenómeno, la aparición de tensiones de fatiga que debilitan aún más las piezas.

El área más delicada en las turbinas hidráulicas en relación con la cavitación es la salida del rodete puesto que en esta zona coexiste una presión baja con una velocidad alta y con discontinuidades en el contorno. Por ello se exige una condición de no cavitación en esta zona consistente en que la presión absoluta sea en todo momento superior a la presión de vapor del agua. Aplicando el teorema de Bernouilli a la sección 1 de salida del rodete y a la sección 2 en la descarga se tiene:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + h_f$$

donde:

— z_1 y z_2 son las elevaciones de la sección crítica y de la superficie de agua en la descarga,

— P_1 y P_2 son las presiones absolutas en 1 y 2 (P_2 = presión atmosférica),

— V_1 y V_2 son las velocidades en 1 y 2,

— h_f es la pérdida de carga en el tubo de aspiración.

Despreciando h_f y V_2 frente a H y V_1 y llamando $H_S = z_1 - z_2$ se tiene que:

$$H_s + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma}$$

Llamando $H_A = P_2 / \gamma$ y $H_V = P_1 / \gamma$ y dividiendo por H se obtiene:

$$\frac{V_1^2}{2 \cdot g \cdot H} = \frac{H_A - H_V - H_S}{H}$$

La expresión del primer miembro se denomina coeficiente de Thoma y se designa por σ; a través de este coeficiente se obtiene la altura de aspiración mínima requerida para evitar la cavitación:

$$H_S = H_A - H_V - \sigma H$$

en donde H es el salto más desfavorable a efectos de la cavitación, el cual suele coincidir con el salto crítico, es decir, con el salto máximo con el que puede operar la turbina con una apertura total del distribuidor; este salto coincide con el salto para el que la potencia de la turbina equilibra la capacidad del alternador, ya que con saltos mayores la turbina debe de operar con aperturas inferiores a la máxima para no generar una potencia mayor que la instalada en el alternador. La altura de aspiración H_s se debe medir entre el nivel en la descarga con un solo grupo en operación y el punto más desfavorable del rodete, que en los grupos verticales coincide con el eje del rodete en las TK y con la sección de salida en las TF, mientras que en los grupos horizontales corresponde al punto más elevado de estas secciones. Un concepto similar, de uso más extendido en el dimensionamiento de las instalaciones de bombeo, es el de altura neta positiva de aspiración (ANPA o NPSH en la literatura anglosajona), el cual se define como:

$$ANPA = H_A - H_V - H_S \pm H_L$$

donde H_L es la pdc entre la salida del rodete y la sección final del tubo de aspiración, con el signo + en el caso de las turbinas y el – en el de las bombas (figura 14.5).

En el cálculo de la altura de aspiración se debe tener en cuenta que la magnitud de la presión atmosférica (H_A) depende de la elevación del emplazamiento y el de la presión de vapor (H_V) de la temperatura del agua (ver cuadro adjunto); asimismo se debe tener en cuenta que la presión atmosférica varía 0,30-0,50 m con las condiciones meteorológicas, por lo cual resulta aconsejable aumentar ligeramente la altura de aspiración calculada.

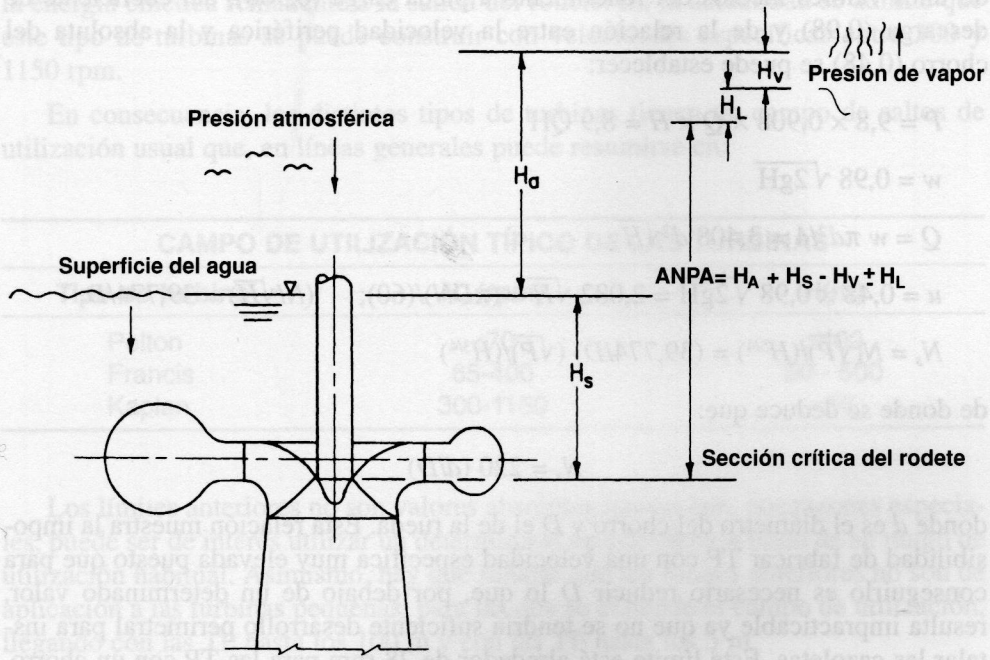


Fig. 14.5

Altura de aspiración. Fuente: Bureau of Reclamation.

	VALOR DE H_A–H_V (m)				
Elevación	**5°**	**10°**	**15°**	**20°**	**25°**
0	10,262	10,226	10,177	10,112	10,027
500	9,662	9,626	9,577	9,512	9,427
1000	9,091	9,055	9,006	8,941	8,856
1500	8,548	8,512	8,463	8,398	8,313
2000	8,031	7,995	7,946	7,881	7,796
2500	7,539	7,533	7,484	7,419	7,334

9. CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS

La experiencia existente en el campo del diseño y fabricación de las turbinas permite establecer unos límites prácticos entre los que habitualmente varía la velocidad específica de los distintos tipos de máquinas. En el caso de las TP se puede calcular el límite superior a través de las relaciones entre Q, H, N y N_S; consideran-

do unos valores medios del rendimiento a plena carga (0,908), del coeficiente de descarga (0,98) y de la relación entre la velocidad periférica y la absoluta del chorro (0,48) se puede establecer:

$$P = 9{,}8 \times 0{,}908 \times Q \times H = 8{,}9\ \mathrm{QH}$$

$$w = 0{,}98\ \sqrt{2gH}$$

$$Q = w\ \pi d^2/4 = 3{,}408\ d^2\sqrt{H}$$

$$u = 0{,}48 \times 0{,}98\ \sqrt{2gH} = 2{,}082\ \sqrt{H} = (\pi DN)/(60); \qquad (N/\sqrt{H}) = 39{,}774/D$$

$$N_s = N(\sqrt{P})/(H^{5/4}) = (39{,}774/D)\ (\sqrt{P})/(H^{3/4})$$

de donde se deduce que:

$$N_s = 220\ (d/D)$$

donde d es el diámetro del chorro y D el de la rueda. Esta relación muestra la imposibilidad de fabricar TP con una velocidad específica muy elevada puesto que para conseguirlo es necesario reducir D lo que, por debajo de un determinado valor, resulta impracticable ya que no se tendría suficiente desarrollo perimetral para instalar las cazoletas. Este límite está alrededor de 28 rpm para las TP con un chorro, valor que se debe multiplicar por $\sqrt{n}$ para las máquinas de n chorros. En consecuencia el límite superior para las TP con 6 chorros es de 70 rpm.

La forma del rodete de las TF varía al aumentar el salto utilizado y, en consecuencia, al disminuir la velocidad específica. Esta variación se traduce en un aumento del diámetro de entrada y una reducción del diámetro de salida y de la altura del distribuidor, lo que produce conductos cada vez más estrechos y más difíciles de construir y reparar (figura 14.4); asimismo, con esta reducción de N_s aumenta el riesgo de cavitación y disminuye el rendimiento, lo que conduce a un límite inferior en el valor de la velocidad específica utilizable por estas turbinas que, en la actualidad, está alrededor de 22 rpm. En el extremo opuesto, al aumentar N_s aumenta la altura del distribuidor y el diámetro de salida (que se llega a hacer mayor que el de entrada) por lo que la forma del rodete se aproxima a una hélice y la curva de rendimiento se hace cada vez más apuntada, lo que implica un límite superior de la velocidad específica utilizable con estas turbinas, que está en torno de las 400 rpm.

La curva de rendimientos de las TK es, gracias a la capacidad de orientar las palas del rodete para adaptarse a las condiciones del flujo impuestas por el salto y la apertura del distribuidor, mucho más plana, lo que permite utilizar velocidades específicas más elevadas que con las TF; el límite superior viene impuesto en este caso por el aumento del coeficiente de cavitación y por la importancia creciente de

la energía cinética remanente a la salida del rodete. En la actualidad se admite que este tipo de turbinas se puede construir con velocidades específicas entre 300 y 1150 rpm.

En consecuencia, los distintos tipos de turbinas tienen un campo de saltos de utilización usual que, en líneas generales puede resumirse en:

CAMPO DE UTILIZACIÓN TÍPICO DE LAS TURBINAS

Tipo de turbina	N_s (rpm)	H(m)
Pelton	<70	>400
Francis	65-400	30 - 500
Kaplan	300-1150	<50

Los límites anteriores no son valores absolutos puesto que, por razones especiales, puede ser de interés utilizar un determinado tipo de turbina fuera de su rango de utilización habitual. Asimismo, hay que señalar que los límites anteriores no son de aplicación a las turbinas pequeñas, para las que se extiende el campo de utilización, llegando con las TP hasta los 100 m y con las TF hasta los 5 m.

10. CURVAS CARACTERÍSTICAS

Las condiciones de operación de una turbina se definen mediante diagramas que representan los parámetros de interés en función de H y Q o de otra pareja de variables que se juzgue más conveniente; en estos diagramas se puede representar el rendimiento, la potencia, el coeficiente de cavitación, la apertura del distribuidor, la orientación de las palas del rodete, etc., mediante isolíneas que definen el lugar geométrico de los puntos en los que el valor del parámetro en estudio es constante. Este es el caso de los gráficos de las figuras 14.6 a 14.9 donde se representa el rendimiento y grado de apertura del distribuidor en función de H/H_N y de Q/Q_N para TF y TK. Estos diagramas se han tomado del Bureau of Reclamation (1976) y representan valores típicos de los rendimientos obtenidos en los años 60, por lo que en la actualidad resultan algo conservadores; por otra parte es de notar que el valor de n_s métrico señalado en los gráficos está calculado con la potencia en CV.

Otro tipo de representación habitual es el de la figura 14.10, en la que se establece el valor de un parámetro en función de una variable como el salto, el caudal o la apertura del distribuidor; en el caso de la citada figura se han representado los rendimientos típicos para el salto nominal de varios tipos de turbinas en función del caudal turbinado (en realidad de Q/Q_N, donde Q_N es el caudal nominal).

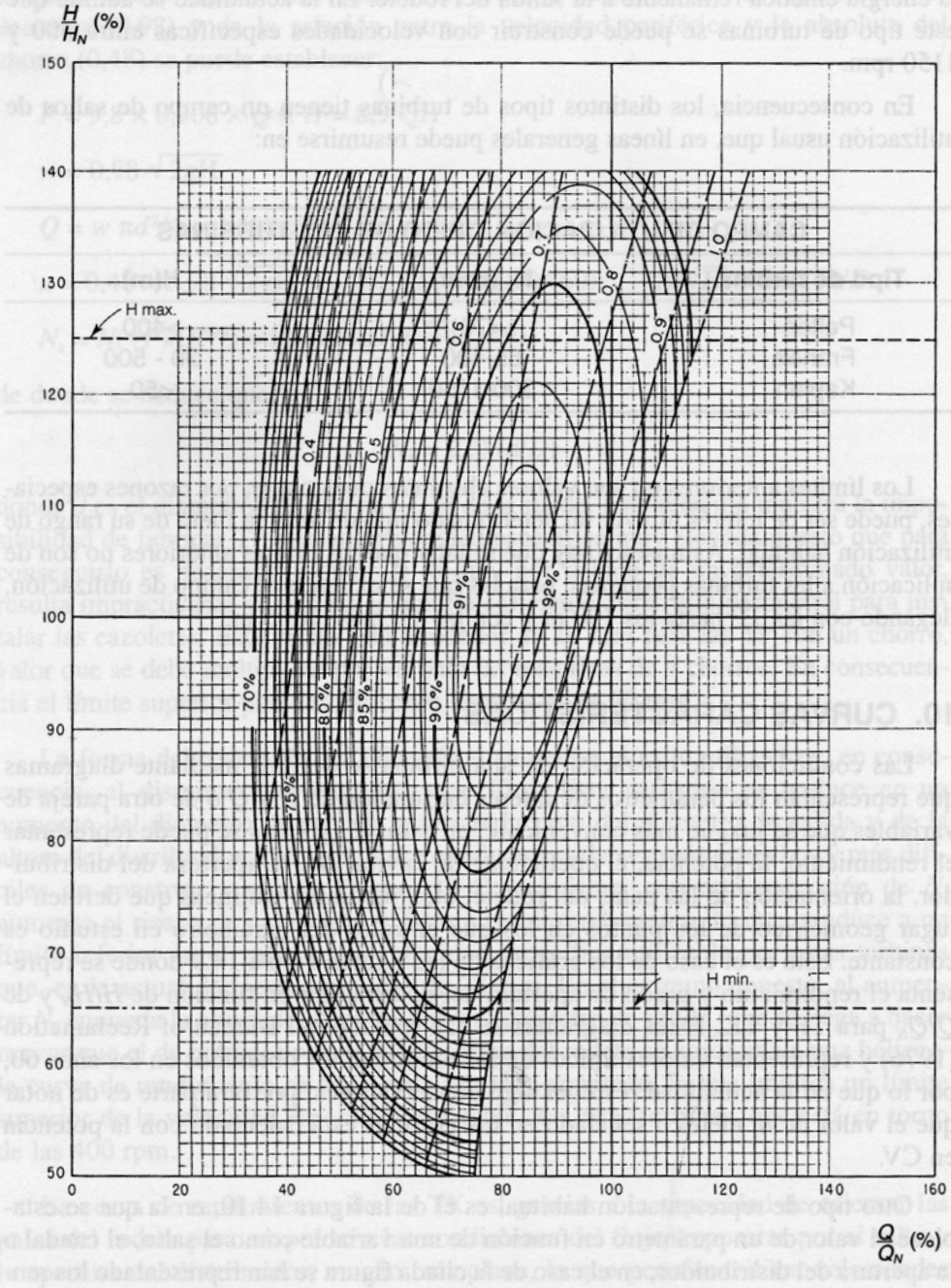


Fig. 14.6

Curvas de rendimiento de TF. N_s = 184 – 228 rpm. Fuente: Bureau of Reclamation, 1976.

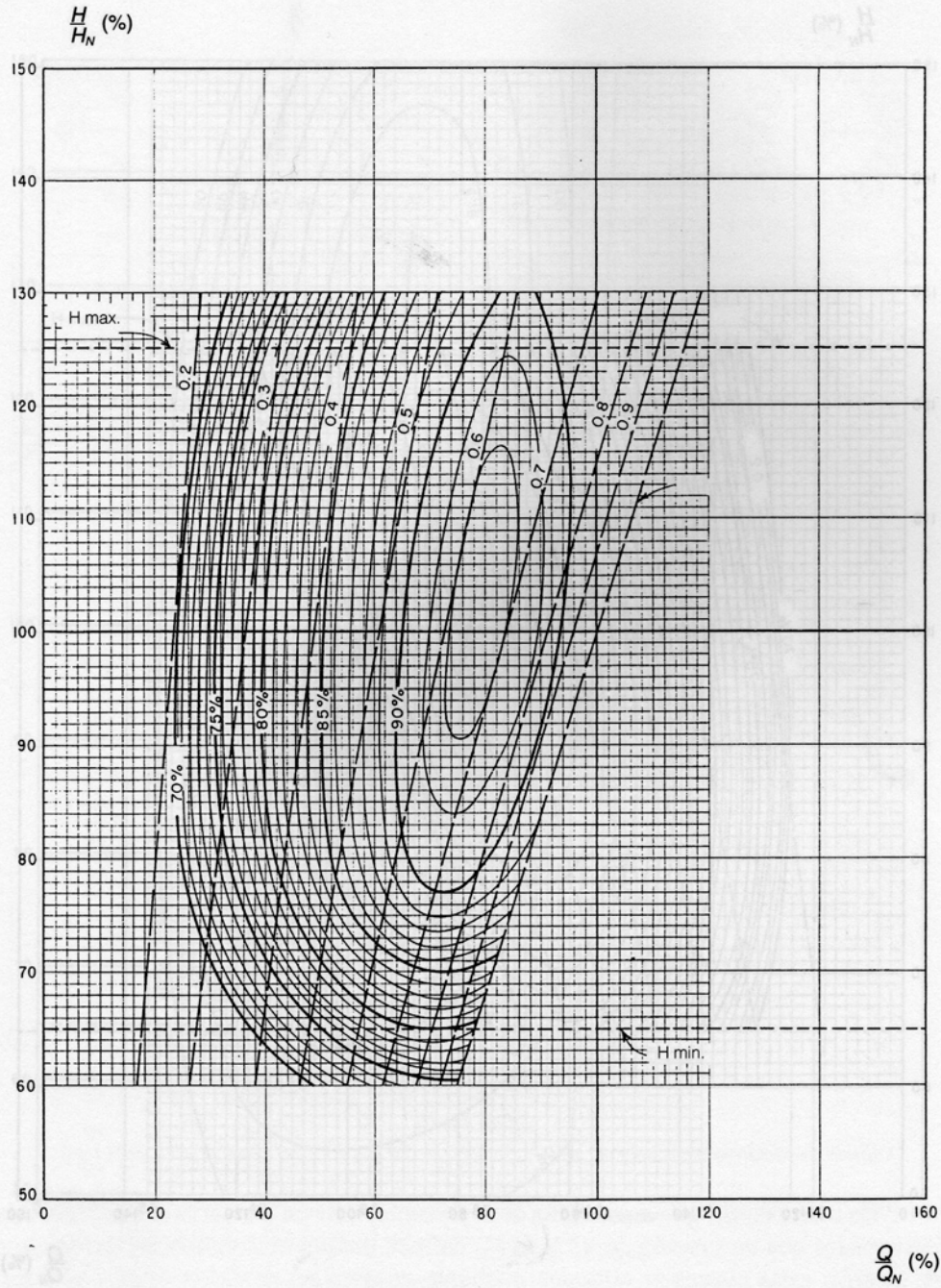


Fig. 14.7

Curvas de rendimiento de TF. N_s = 153 – 184 rpm. Fuente: Bureau of Reclamation, 1976.

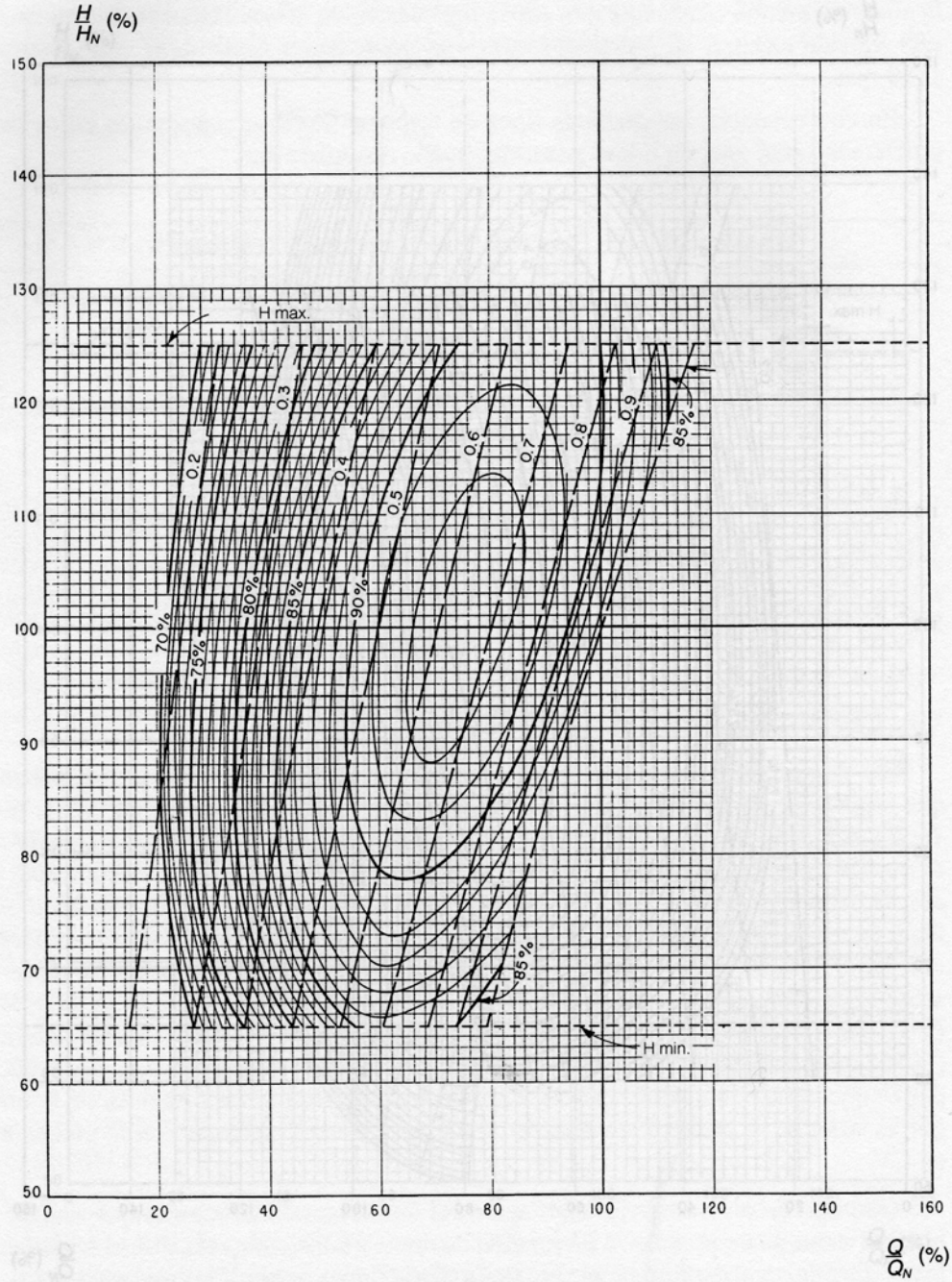


Fig. 14.8

Curvas de rendimiento de TF. N_s = 96 – 153 rpm. Fuente: Bureau of Reclamation, 1976.

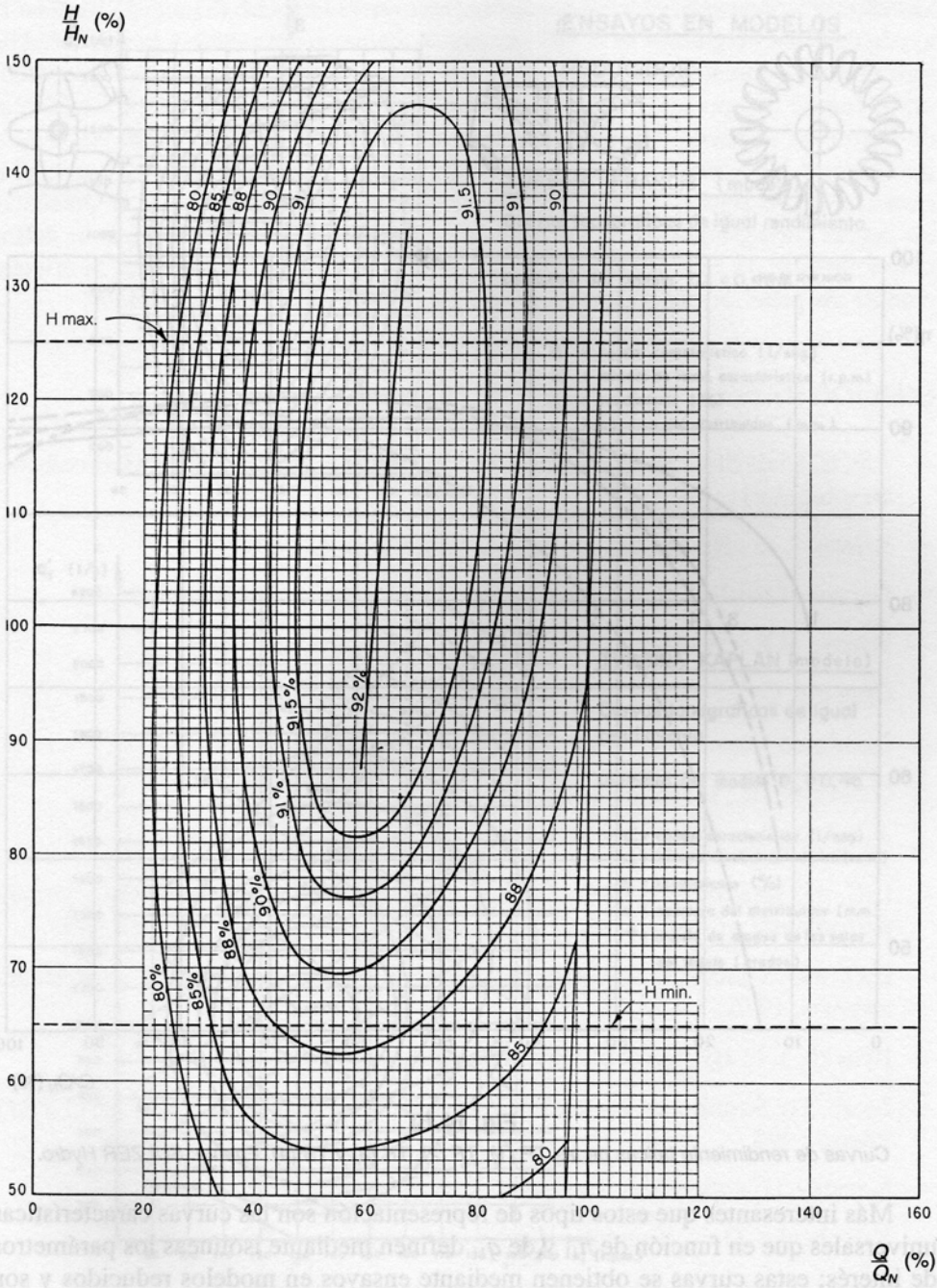


Fig. 14.9

Curvas de rendimiento de TK. N_s = 545 rpm. Fuente: Bureau of Reclamation, 1976.

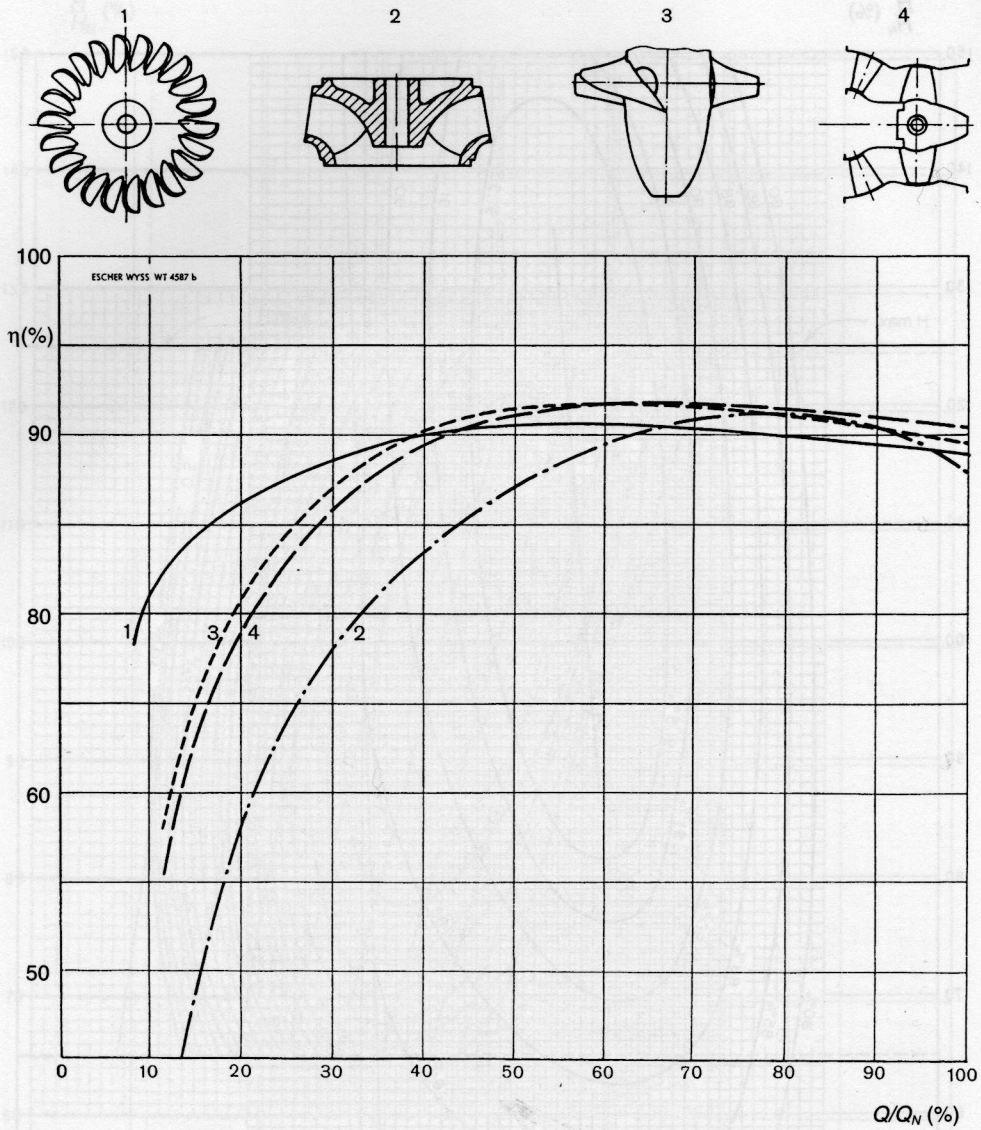
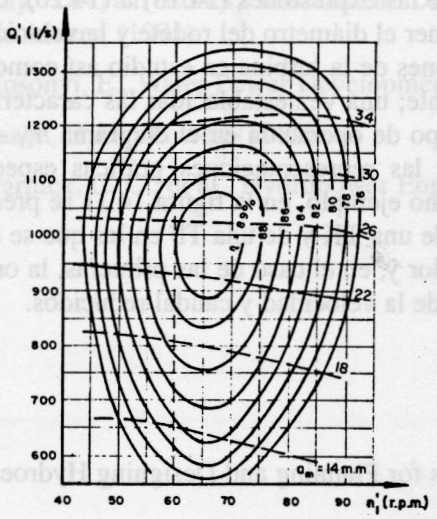


Fig. 14.10

Curvas de rendimiento típicas de las TP (1), TF (2), TK (3) y TB (4). Fuente: SULZER Hydro.

Más interesantes que estos tipos de representación son las curvas características universales que en función de n_{11} y de q_{11} definen mediante isolíneas los parámetros de interés; estas curvas se obtienen mediante ensayos en modelos reducidos y son de aplicación a toda la serie de turbinas semejantes con la del modelo, haciendo la transformación correspondiente para pasar de las variables reducidas (n_{11} y q_{11}) a las



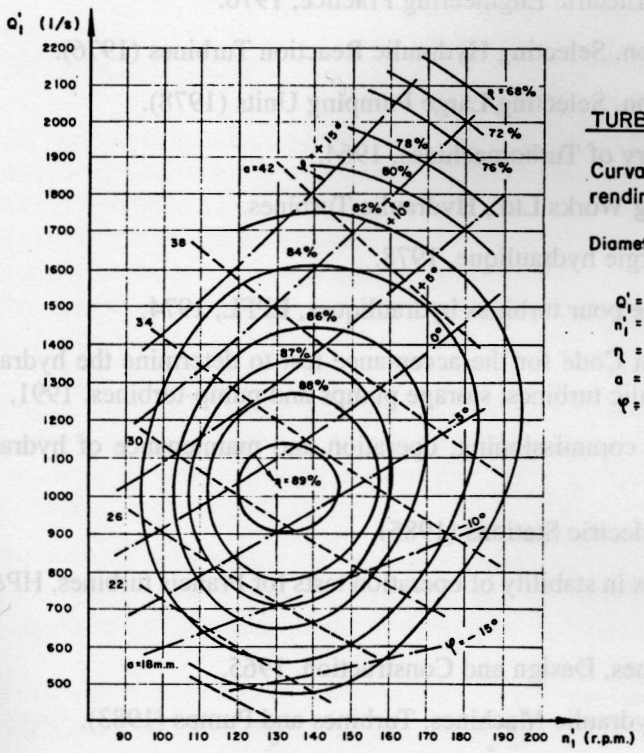
ENSAYOS EN MODELOS REDUCIDOS

TURBINA FRANCIS (modelo)

Curvas topograficas de igual rendimiento.

Diametro del modelo $D_m = 0,46$ m.

Q' = caudal caracteristico (l/seg.)
n'_1 = número de revol. caracteristico (r.p.m.)
η = rendimiento (%)
a = apertura del distribuidor (m.m.)



TURBINA KAPLAN (modelo)

Curvas topograficas de igual rendimiento

Diametro del modelo $D_m = 0,46$

Q'_1 = caudal caracteristico (l/seg)
n'_1 = número revol. caracteristico (r.p.m.)
η = rendimiento (%)
a = apertura del distribuidor (m.m.)
φ = angulo de ataque de las palas del rodete (grados)

Fig. 14.11

Curvas características universales. Fuente: LMW.

variables absolutas (N, Q y H) mediante las expresiones (14.18) a (14.20). Con la ayuda de estos diagramas se puede obtener el diámetro del rodete y la velocidad de giro más convenientes para las condiciones de la turbina en estudio así como definir el campo de operación más interesante; una vez establecidas las características de la turbina se puede delimitar el campo de operación en el diagrama $n_{11} - q_{11}$ y transformar las variables para obtener las representaciones gráficas específicas como las de las figuras 14.5 a 14.8. Como ejemplo, en la figura 14.11 se presentan las curvas correspondientes a modelos de una TK y de una TF en las que se define el rendimiento, la apertura del distribuidor y, en el caso de las primeras, la orientación de las palas del rodete, en función de la velocidad y caudal reducidos.

BIBLIOGRAFÍA

— ASCE, Civil Engineering Guidelinas for Planning and Designing Hydroelectric Developments (1989).

— Brown, J. G., Hydro-Electric Engineering Practice, 1970.

— Bureau of Reclamation, Selecting Hydraulic Reaction Turbines (1976).

— Bureau of Reclamation, Selecting Large Pumping Units (1978).

— Csanady, G. T., Theory of Turbomachines, 1964.

— Dominion Engneering Works Ltd., Hydraulic Turbines.

— Ginocchio, R., L'energie hydraulique, 1978.

— Graeser, J. E., Abaque pour turbines hydrauliques, EPFL, 1974.

— IEC, 41, International Code for the acceptance test to determine the hydraulic performance of hydralic turbines, storage pumps and pump-turbines, 1991.

— IEC, 545, Guide for commissioning, operation and maintenance of hydraulic turbines, 1976.

— Ilynykh, I. I., Hydroelectric Stations (1985).

— Jacob, Th, Similitudes in stability of operation tests for Francis turbines, HP&D, Enero, 1994.

— Kovalev, Hydroturbines, Design and Construction, 1965.

— Krivchenko, G. I., Hydraulic Machines, Turbines and Pumps (1983).

— Mataix, C., Turbomáquinas Hidráulicas (1975).

— Mataix, C, Mecánica de fluídos y máquinas hidráulicas, 1982.

— May, Zu-Yan, Editor, Mechanical Design and Manufacturing of Hydraulic Machinery, (1991).

— Mosonyi, E., Water Power Developments (1965, 1985).

— Raabe, Hydro Power, (1985).

— Warnick, C. C., et al., Hydropower Engineering, 1984.

15

Dimensionamiento y selección de turbinas

1. INTRODUCCIÓN

Al realizar el estudio o anteproyecto de una central hidroeléctrica es necesario estimar el tamaño de los grupos turbogeneradores para completar el prediseño de la obra civil y evaluar su costo. Esta situación no se presenta al hacer el diseño constructivo, puesto que en esta etapa ya se ha seleccionado el equipo electromecánico principal y se conocen las dimensiones del mismo proporcionadas por los sumunistradores respectivos. En consecuencia, es durante la etapa de anteproyecto o diseño de licitación cuando se precisa seleccionar el tipo de equipo más apropiado y estimar sus dimensiones para completar la definición de la casa de máquinas y obras auxiliares. Lógicamente, las dimensiones del equipo que finalmente se seleccione no coincidirán con las inicialmente estimadas pero, si el dimensionamiento inicial fue correcto, las diferencias serán pequeñas y no implicarán variaciones en el diseño de la obra civil de la planta.

El objetivo del presente capítulo es presentar unos criterios básicos para determinar el tipo de equipamiento más conveniente y estimar sus dimensiones principales, con objeto de facilitar el estudio o el prediseño de la casa de máquinas.

2. TIPO DE TURBINA

En el capítulo 14 se han resumido los campos de utilización usuales de los tipos de turbina más importantes en función del salto nominal. Los tales son:

TIPO DE TURBINA	SALTO NOMINAL (M)
KAPLAN	< 50
FRANCIS	30 - 500
PELTON	>400

Las turbinas de tipo Francis han ido expandiendo su campo de utilización en detrimento de las Kaplan en el extremo inferior y de las Pelton en el superior, por lo que en la actualidad existen amplias zonas en las que resulta viable utilizar más de un tipo de turbina. Por otra parte, el campo de utilización posible depende también del tamaño del grupo, como se muestra en el gráfico de la figura 15.1 en el que se representan los límites actuales de utilización de los distintos tipos de turbinas existentes en el mercado. Según este gráfico, procedente de SULZER Hydro, las turbinas Francis son técnicamente viables hasta saltos netos de 750 m siempre que su potencia sea mayor que 40 MW y las Kaplan hasta saltos de 70 m. Por otra parte, hay que señalar que las turbinas pequeñas (por ejemplo de menos de 5 MW) no se ajustan a los límites genarales anteriormente definidos, puesto que se pueden utilizar

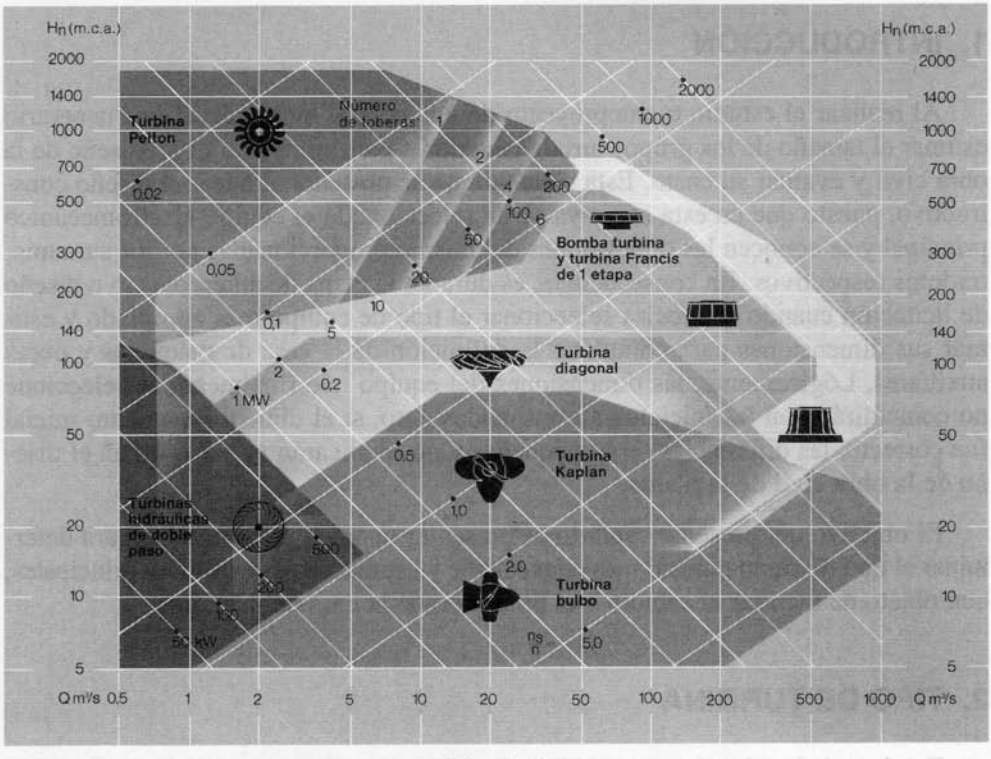


Fig. 15.1

Campo de utilización de los distintos tipos de turbinas. Fuente: SULZER Hydro.

turbinas Pelton con saltos menores de 200 m y turbinas Francis con saltos menores de 10 m. Es interesante comparar el gráfico de la figura 15.1 con otro del mismo fabricante definiendo el campo de utilización que se consideraba posible en los años 60 para las TF, cuyo límite superior se establecía en 600 m, un 20 % menor que el que se considera factible en la actualidad.

Los límites generales definidos anteriormente pueden considerarse válidos para los casos usuales en los que no existen condicionamientos operacionales especiales. En el apartado 7 se analizan aquellos casos en los que resulta viable la utilización de dos o más tipos de turbinas con objeto de destacar las ventajas e inconvenientes de cada uno de ellos.

3. DISPOSICIÓN

Los primeros grupos turbogeneradores hidráulicos se instalaron con el eje horizontal, puesto que es la disposición más simple y la que proporciona mayores facilidades para el montaje y el mantenimiento o reparación, ya que todas las partes del grupo son fácilmente accesibles. Esta disposición tiene el grave inconveniente de requerir una superficie grande por lo que, al aumentar la capacidad de los grupos, se hizo necesario disponerlos con el eje vertical para reducir las dimensiones y el coste de la obra civil. Por esta razón las turbinas Francis de tamaño medio o grande (por ejemplo mayores de 4-8 MW, dependiendo de la velocidad) se disponen casi sin excepción con el eje vertical, mientras que las pequeñas (por ejemplo menores de 2 MW) se instalan con el eje horizontal.

Las turbinas Kaplan convencionales son por lo general máquinas voluminosas, ya que son infrecuentes las instalaciones con este tipo de turbina para caudales pequeños. Por ello estas turbinas se instalan usualmente con el eje vertical, reservando la disposición horizontal para las turbinas Kaplan sin cámara espiral que utilizan saltos menores que 20-25 m con turbinas tipo bulbo, en S o tubulares.

La disposición de las turbinas Pelton está condicionada no solo por el tamaño sino también por el número de rodetes y el número total de chorros. En este tipo de turbinas está más extendida la disposición horizontal que, entre otras ventajas, ofrece la posibilidad de instalar más de un rodete, lo que en algunos casos puede resultar ventajoso. Como regla general puede decirse que se prefiere la instalación horizontal cuando hay uno o dos chorros por rodete (lo que suele ocurrir en máquinas de poca capacidad o con un salto nominal elevado) y que la instalación vertical resulta obligada cuando el número total de chorros es de cinco o seis (lo que suele estar asociado a máquinas de gran capacidad o de salto nominal más reducido).

Obviamente, en la selección del tipo o de la disposición de las turbinas de un aprovechamiento hidroeléctrico intervienen otros factores como las condiciones locales, la calidad del agua, la variación del salto o caudal utilizable, etc., por lo que la solución más conveniente puede diferir de la más usual para el salto o caudal nominales en consideración. En particular, en los aprovechamientos de pequeña capacidad existe una amplia gama de soluciones alternativas, incluso con turbinas no convencionales, lo que debe ser tomado en consideración durante los estudios, el diseño o el proceso de licitación.

4. PREDIMENSIONAMIENTO

El dimensionamiento de las turbinas puede basarse en las leyes de semejanza aplicadas sobre una serie de datos procedentes de ensayos en modelo reducido o sobre prototipos en operación. Según este método, cualquier salto aprovechable está ubicado en una banda a la que se asocia un modelo-patrón del que se conocen las curvas características universales, lo que permite resolver el problema; por ejemplo, en la figura 15.2 se representan las series de turbinas estandarizadas del fabricante ruso Leningrad Metal Works (LMZ), que cubren el rango de saltos entre 3 y 1.000 m, definiendo los límites de utilización y la potencia máxima de cadas tipo; las series de las TK (PL) y TF (RO) están completas y la definición de cada uno de los 8 grupo se complementa con la información contenida en las curvas universales del modelo patrón y los datos tipo característicos de la serie. En los cuadros adjuntos se resumen las características básicas de los ocho modelos-patrón que cubren el rango de saltos máximos entre 15 y 80 m para las TK y 30-500 m para las TF (Illyinykh, 1985).

TURBINAS KAPLAN								
	PL15	**PL20**	**PL30**	**PL40**	**PL50**	**PL60**	**PL70**	**PL80**
Salto (m)	**5-15**	**10-20**	**15-30**	**20-40**	**30-50**	**40-60**	**45-70**	**50-80**
n_1 (optima)	160	140	125	120	115	110	105	100
n_1 (máxima)	180	160	150	140	135	130	125	110
q_1 (m^3/s)	2,3/ 1,9	2,2/ 1,75	2,0/ 1,5	1,8/ 1,3	1,5/ 1,2	1,35/ 1,1	1,25/ 1,0	1,1/ 0,85
D (máximo, m)	10,6	10,0	9,5	9,5	9,0	8,5	8,5	8,5
Palas (n°)	4	4	6	7	8	8	8	8
D del cubo	0,35	0,37	0,41	0,43	0,47	0,51	0,57	0,60
H distribuidor	0,42	0,40	0,40	0,38	0,37	0,35	0,35	0,35

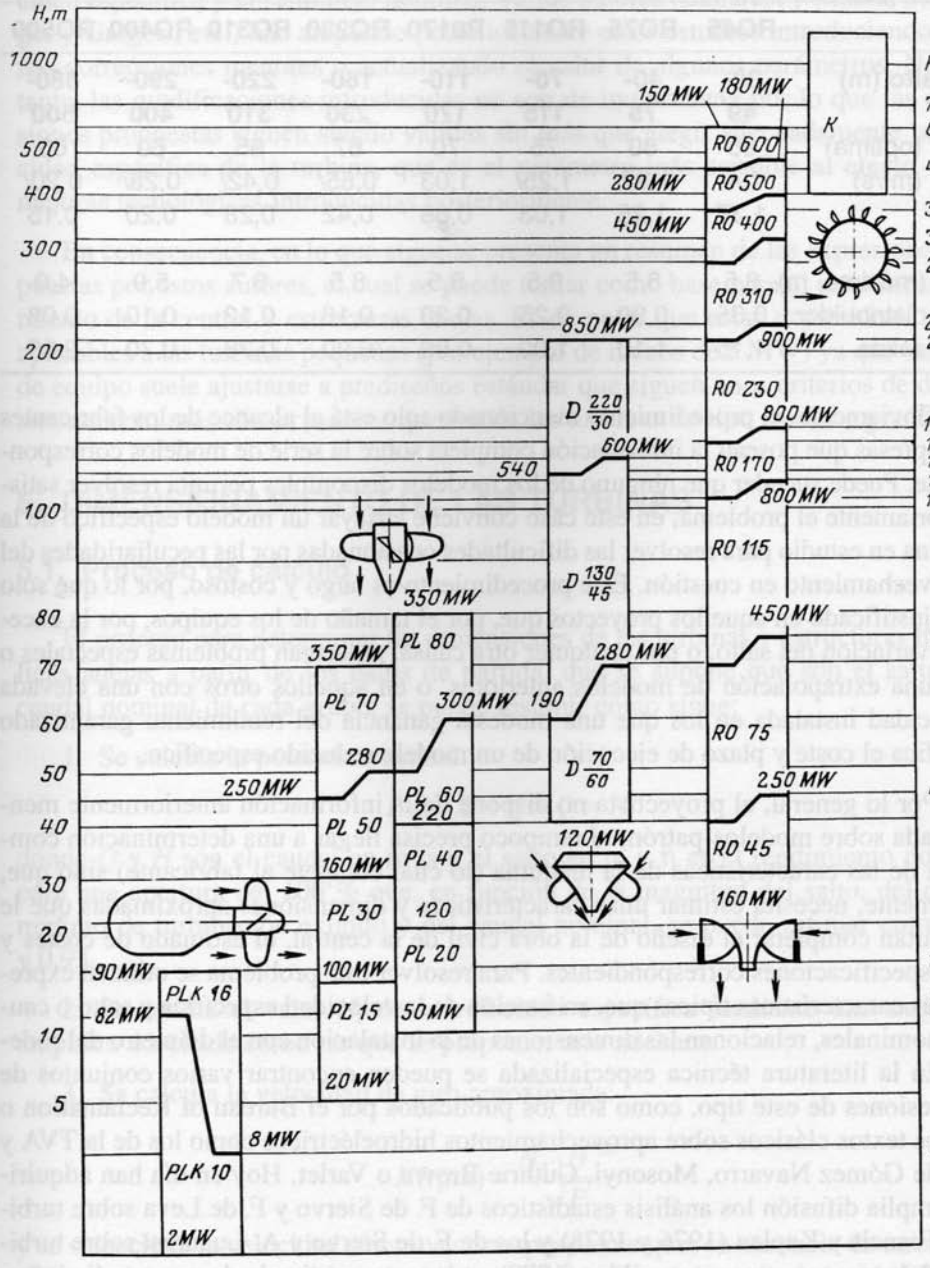


Fig. 15.2

Series de turbinas de LMZ para saltos entre 3 y 1.000 m. Fuente: Ilyinykh, 1985.

	TURBINAS FRANCIS							
	RO45	**RO75**	**RO115**	**R0170**	**RO230**	**RO310**	**RO400**	**RO500**
Salto (m)	**30-49**	**40-75**	**70-115**	**110-170**	**160-230**	**220-310**	**290-400**	**380-500**
n_1 (optima)	85	80	75	70	67	65	60	60
q_1 (m^3/s)	1,4/1,37	1,37/1,25	1,25/1,03	1,03/0,65	0,65/0,42	0,42/0,28	0,28/0,20	0,20/0,15
D (máximo, m)	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	6,7	5,0	4,0
H distribuidor	0,35	0,30	0,25	0,20	0,16	0,12	0,10	0,08
D salida	1,15	1,10	1,00	0,95	0,90	0,78	0,70	0,65

Obviamente, el procedimiento mencionado solo está al alcance de los fabricantes o empresas que posean la información completa sobre la serie de modelos correspondiente. Puede suceder que ninguno de los modelos disponibles permita resolver satisfactoriamente el problema; en este caso conviene ensayar un modelo específico de la turbina en estudio para resolver las dificultades ocasionadas por las peculiaridades del aprovechamiento en cuestión. Este procedimiento es largo y costoso, por lo que solo está justificado en aquellos proyectos que, por el tamaño de los equipos, por la excesiva variación del salto, o por cualquier otra causa, presentan problemas especiales o son una extrapolación de modelos anteriores, o en aquellos otros con una elevada capacidad instalada en los que una modesta ganancia del rendimiento garantizado justifica el coste y plazo de ejecución de un modelo reducido específico.

Por lo general, el proyectista no dispone de la información anteriormente mencionada sobre modelos-patrón, ni tampoco precisa llegar a una determinación completa de las características de la máquina (lo cual compete al fabricante) sino que, sólamente, necesita estimar unas características y dimensiones aproximadas que le permitan completar el diseño de la obra civil de la central, el estimado de costes y las especificaciones correspondientes. Para resolver este problema se utilizan expresiones características típicas que, en función de la velocidad específica y salto o caudal nominales, relacionan las dimensiones de la instalación con el diámetro del rodete. En la literatura técnica especializada se pueden encontrar varios conjuntos de expresiones de este tipo, como son los publicados por el Bureau of Reclamation o en los textos clásicos sobre aprovechamientos hidroeléctricos como los de la TVA y los de Gómez Navarro, Mosonyi, Guthrie Brown o Varlet. Hoy en día han adquirido amplia difusión los análisis estadísticos de F. de Siervo y F. de Leva sobre turbinas Francis y Kaplan (1976 y 1978) y los de F. de Siervo y A. Lugaresi sobre turbinas Pelton y máquinas reversibles (1979) en los que, partiendo de una amplia información sobre las dimensiones de los equipos hidromecánicos de plantas hidroeléctricas en operación, se obtiene un conjunto completo y sistemático de expresiones

que permiten estimar las dimensiones básicas de las máquinas en función de la velocidad específica y el salto neto nominal. Varios autores (Lugaresi y Massa, Schweiger y Gregori, etc.) han ampliado posteriormente estos estudios introduciendo algunas correcciones menores o actualizando el valor de algunos parámetros. No obstante, las modificaciones introducidas no son de importancia por lo que las expresiones propuestas siguen siendo válidas sin más que elegir adecuadamente la velocidad específica de la turbina, que es el parámetro más sensible al efecto de las mejoras tecnológicas introducidas posteriormente.

En consecuencia, en lo que sigue se presenta un resumen de las expresiones propuestas por estos autores, el cual se puede tomar como base para el predimensionamiento de la central y estructuras anejas. Es de notar que estas expresiones no son aplicables a las turbinas pequeñas (por ejemplo de menos de 5 MW) ya que este tipo de equipo suele ajustarse a prediseños estándar que siguen unos criterios de dimensionamiento más conservadores que los de las turbinas de tipo medio o grande.

5. DIMENSIONAMIENTO DE LAS TURBINAS

5.1. Proceso de cálculo

El proceso para determinar las dimensiones de las turbinas y estructuras hidráulicas anejas a partir de los datos de partida, que se supone que son el salto y el caudal nominal de cada grupo, se puede resumir como sigue:

1. Se calcula la potencia nominal:

$$P = 9.8 \times \eta \times Q \times H$$

donde Q y H son el caudal en m^3/s y el salto en m y η es el rendimiento nominal para una apertura del 100 % que, en función de la magnitud del salto, del caudal mínimo de turbinación exigido y del caudal nominal, se puede estimar entre 0,90 y 0,93.

2. Se estima el valor N_s de la velocidad específica mediante una expresion empírica adecuada como las que se proponen más adelante.

3. Se calcula la velocidad de giro aproximada:

$$N(\text{rpm}) = \frac{N_s \cdot H^{1,25}}{\sqrt{P}}$$

y se selecciona la velocidad síncrona correspondiente que, en ausencia de otros condicionamientos, puede ser la velocidad síncrona más próxima a la velocidad de giro anteriormente estimada. Con la velocidad síncrona elegida se recalcula la velocidad específica final de la turbina.

4. Se estima el coeficiente de cavitación mediante una expresión empírica apropiada y se calcula la altura de aspiración y la cota de implantación del plano medio de la cámara espiral; si la cota resultante es inconveniente o incompatible con las condiciones del aprovechamiento se modifica la velocidad síncrona seleccionada hata conseguir una cota de implantación adecuada. En el caso de las TP no se puede hablar de altura de aspiración; el concepto equiparable sería el de la altura del o de los rodetes sobre el nivel máximo en el canal de descarga, lo que fija la implantación de la turbina.

5. Se determina el coeficiente de velocidad periférica mediante una fórmula empírica adecuada. Teniendo en cuenta que este coeficiente es, según se vió en el capítulo 14, la relación entre la velocidad periférica del rodete y la velocidad absoluta teórica del agua, se calcula el diámetro del rodete mediante la expresión:

$$k_u = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot N}{60 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}; \quad D_3 = \frac{60}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{N} \cdot k_u = 84{,}55 \cdot \frac{k_u \sqrt{H}}{N}$$

donde k_u es el coeficiente de velocidad periférica y D_3 es el diámetro de salida del rodete.

6. Se estiman las dimensiones aproximadas del rodete, cámara espiral, tubo de aspiración, etc. mediante expresiones empíricas en función del diámetro del rodete y de la velocidad específica.

5.2. Turbinas Francis (TF)

5.2.1. Velocidad específica

La expresión propuesta para estimar la velocidad específica de una turbina de salto y caudal nominales H y Q es:

$$N_S = \frac{3.470}{H^{0,625}}$$

que, considerando un rendimiento de 0,91, da una velocidad de giro de:

$$N(\text{rpm}) = \frac{N_S \cdot H^{1,25}}{\sqrt{9{,}8 \cdot 0{,}91 \cdot Q \cdot H}} = \frac{1.164 \cdot H^{0,125}}{\sqrt{Q}}$$

Otra fórmula empírica ampliamente utilizada para calcular la velocidad específica es:

$$N_S = \frac{2.000}{\sqrt{H}}; \quad N(\text{rpm}) = \frac{670 \cdot H^{0,25}}{\sqrt{Q}}$$

Estas dos fórmulas dan el mismo resultado para $H = 95$ m, mientras que la primera rinde velocidades más elevadas para saltos nominales más reducidos y la segunda para saltos mayores. Cualquiera de estas dos expresiones puede utilizarse para estimar la velocidad específica inicial a partir de la cual se determinará la velocidad síncrona y la velocidad específica final correspondiente.

5.2.2. Altura de aspiración

Según se ha mencionado, se denomina altura de aspiración de una turbina la diferencia de cota entre el elemento que se esté considerando (en las turbinas el rodete) y el nivel mínimo en la descarga (esta altura tiene signo negativo cuando el nivel mínimo en la descarga está por encima del rodete y positivo en el caso contrario). En las TK se mide la altura de aspiración con relación al eje del rodete mientras que en las TF se acostumbra a medir esta altura con relación al plano medio del distribuidor en lugar de la salida del rodete que es en realidad el punto más desfavorable (figura 15.3). El coeficiente de cavitación y la altura de aspiración de las TF pueden estimarse mediante las expresiones:

$$\sigma = \frac{N_S^{1,41}}{13.263}; \quad H_S = H_a - H_v - \sigma \cdot H$$

donde H_S es la altura de aspiración de la turbina medida con relación al plano medio del distribuidor, H_a es la presión atmosférica y H_v es la presión del vapor de agua; la diferencia de los dos últimos valores se estima en función de la elevación del emplazamiento y de la temperatura del agua (ver capítulo 14), por lo que con las expresiones anteriores se calcula la elevación del plano medio del distribuidor y de la cámara espiral.

5.2.3. Dimensiones del rodete

El coeficiente de velocidad periférica en la sección de salida del rodete se define, como ya se vió, por la expresión:

$$k_u = \frac{D_3 \cdot N}{84,55 \cdot \sqrt{H}}$$

donde D_3 es el diámetro de salida del rodete. De acuerdo con *F.* de Siervo el valor de este coeficiente se puede estimar mediante la expresión:

$$k_u = 0,31 + N_s / 400$$

lo que permite determinar el diámetro del rodete. Las restantes dimensiones se calculan mediante las expresiones (ver figura 15.4):

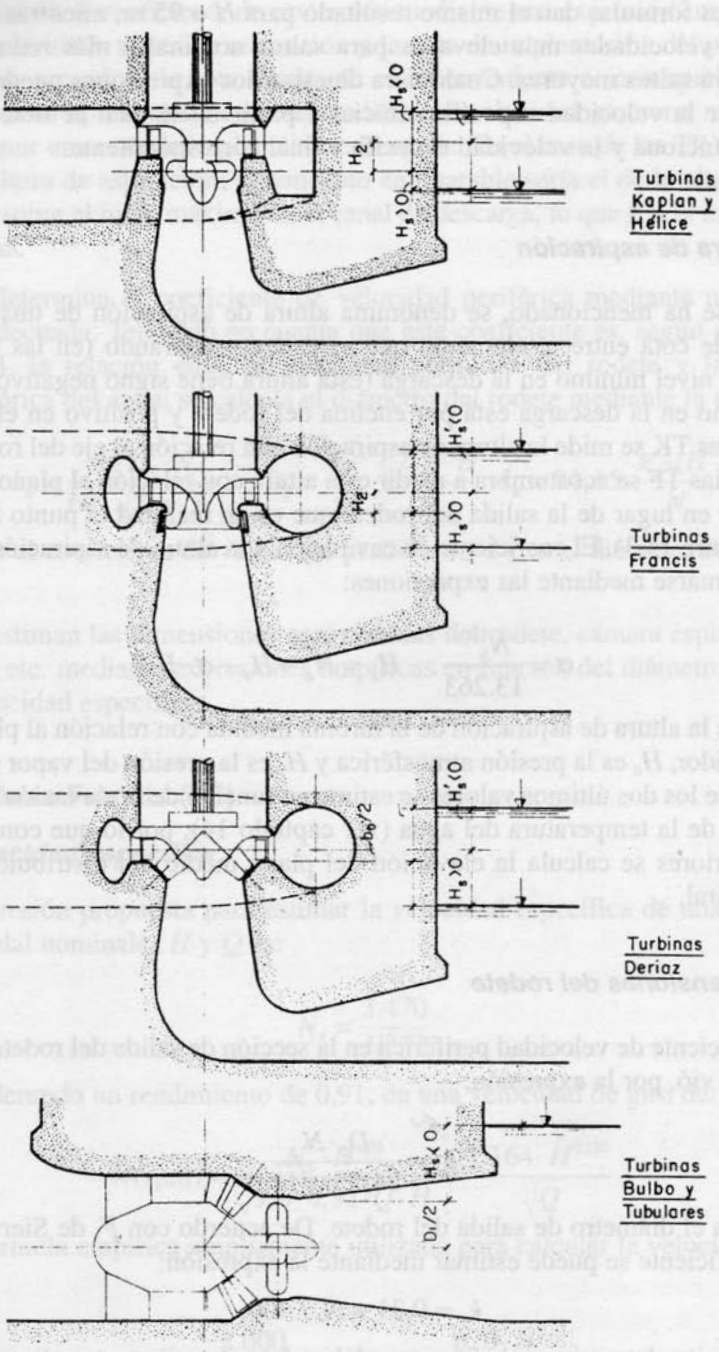

Turbinas
Kaplan y
Hélice
Turbinas
Francis
Turbinas
Deriaz
Turbinas
Bulbo y
Tubulares

Fig. 15.3

$$D_1 = (0{,}4 + 94{,}5 / N_s) \cdot D_3$$

$$D_2 = D_3 / (0{,}96 + 0{,}00038 \cdot N_s)$$

$$H_1 = (0{,}094 + N_s / 4000) \cdot D_3$$

$$H_2 = (-0{,}05 + 42 / N_s) \cdot D_3 \qquad \text{para } N_s < 110$$

$$H_2 = D_3 / (3{,}16 - 0{,}0013 \cdot N_s) \quad \text{para } N_s > 110$$

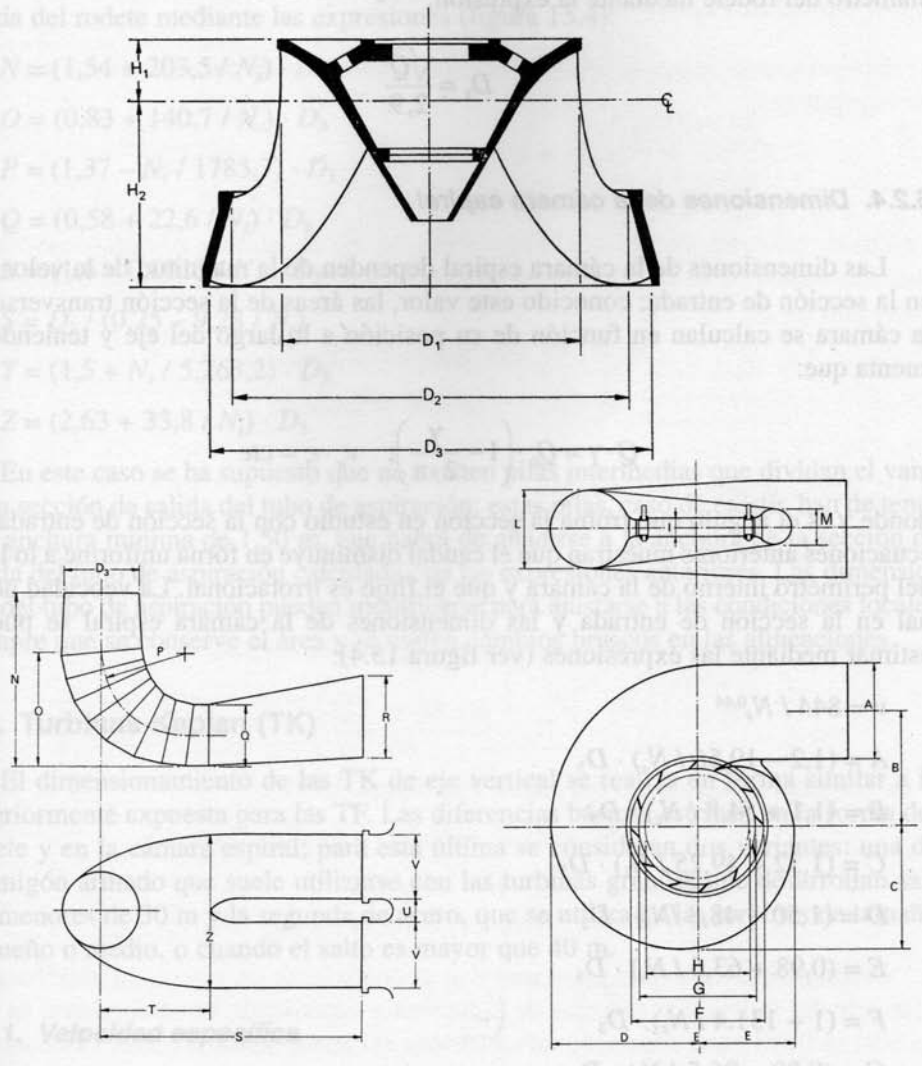


Fig. 15.4

Rodete, cámara espiral y tubo de aspiración de las TF. Fuente: de Siervo et al., WP&DC, 1976.

Lugaresi y Massa (1987) proponen una expresión para el coeficiente de velocidad periférica ligeramente distinto; este nuevo coeficiente, relacionado con N_q o con N_s, es:

$$k_u = 0,293 + \frac{N_q}{123,5} \approx 0,293 + \frac{N_S}{370}$$

Asimismo, estos autores señalan que si la velocidad específica seleccionada no difiere sustancialmente de la teórica, se puede obtener una buena aproximación del diámetro del rodete mediante la expresión:

$$D_3 = \frac{\sqrt{Q}}{2,9}$$

5.2.4. Dimensiones de la cámara espiral

Las dimensiones de la cámara espiral dependen de la magnitud de la velocidad en la sección de entrada; conocido este valor, las áreas de la sección transversal de la cámara se calculan en función de su posición a lo largo del eje y teniendo en cuenta que:

$$Q \cdot \gamma = Q_0 \cdot \left(1 - \frac{\gamma}{2 \cdot \pi}\right); \quad v_u \cdot r_1 = cte$$

donde γ es el ángulo que froma la sección en estudio con la sección de entrada; las ecuaciones anteriores muestran que el caudal disminuye en forna uniforme a lo largo del perímetro interno de la cámara y que el flujo es irrotacional. La veocidad nominal en la sección de entrada y las dimensiones de la cámara espiral se pueden estimar mediante las expresiones (ver figura 15.4):

$v = 844 / N_s^{0,44}$

$A = (1,2 - 19,56 / N_s) \cdot D_3$

$B = (1,1 + 54,8 / N_s) \cdot D_3$

$C = (1,32 + 49,25 / N_s) \cdot D_3$

$D = (1,50 + 48,8 / N_s) \cdot D_3$

$E = (0,98 + 63,6 / N_s) \cdot D_3$

$F = (1 + 131.4 / N_s) \cdot D_3$

$G = (0,89 + 96,5 / N_s) \cdot D_3$

$H = (0,79 + 81,75 / N_s) \cdot D_3$

$$I = (0{,}1 + N_s / 1538{,}5) \cdot D_3$$

$$L = (0{,}88 + N_s / 2040) \cdot D_3$$

$$M = (0{,}60 + N_s / 66.667) \cdot D_3$$

5.2.5. Dimensiones del tubo de aspiración

Las dimensiones del tubo de aspiración se estiman en función del diámetro de salida del rodete mediante las expresiones (figura 15.4):

$$N = (1{,}54 + 203{,}5 / N_s) \cdot D_3$$

$$O = (0{,}83 + 140{,}7 / N_s) \cdot D_3$$

$$P = (1{,}37 - N_s / 1785{,}7) \cdot D_3$$

$$Q = (0{,}58 + 22{,}6 / N_s) \cdot D_3$$

$$R = (1{,}6 - 0{,}0013 / N_s) \cdot D_3$$

$$S = D_3 / (0{,}25 - 9{,}28 / N_s)$$

$$T = (1{,}5 + N_s / 5.263{,}2) \cdot D_3$$

$$Z = (2{,}63 + 33{,}8 / N_s) \cdot D_3$$

En este caso se ha supuesto que no existen pilas intermedias que dividan el vano de la sección de salida del tubo de aspiración; estas pilas, caso de existir, han de tener una anchura mínima de 1,50 m, que habrá de añadirse a la anchura de la sección de salida del tubo de aspiración calculada con las expresiones anteriores. Las dimensiones del tubo de aspiración pueden modificarse para ajustarse a las condiciones locales siempre que se conserve el área y se eviten cambios bruscos en las alineaciones.

5.3. Turbinas Kaplan (TK)

El dimensionamiento de las TK de eje vertical se realiza en forma similar a la anteriormente expuesta para las TF. Las diferencias básicas estriban en la forma del rodete y en la cámara espiral; para esta última se consideran dos variantes: una de hormigón armado que suele utilizarse con las turbinas grandes que desarrollan saltos menores de 30 m y la segunda de acero, que se utiliza en las turbinas de tamaño pequeño o medio, o cuando el salto es mayor que 40 m.

5.3.1. Velocidad específica

Segun F. de Siervo y F. de Leva (1978), la velocidad específica de las TK se puede calcular con la expresión:

$$N_s = 2419 / H^{0,489}$$

Asimismo, también puede utilizarse la expresión alternativa propuesta per Schweiger y Gregori (1987 y 1989):

$$N_s = 2375 / H^{0,486}$$

que da unos resultados similares.

5.3.2. Altura de aspiración

El coeficiente de cavitación y la altura de aspiración se pueden estimar mediante las expresiones:

$$\sigma = \frac{N_S^{1,46}}{15.625}; \quad H_S = H_a - H_v - \sigma \cdot H$$

a partir de las cuales se calcula la elevación del eje del rodete. Alternativamente se pueden considerar otras expresiones que dan unos valores algo más conservadores, como son las de:

$$\sigma = N_s^{1,64} / 39.100 \text{ (Bureau of Reclamation)}$$

$$\sigma = N_s^{1,50} / 20.000 \text{ (Mosonyi)}$$

5.3.3. Dimensiones del rodete

El coeficiente de velocidad periférica se puede estimar mediante la expresión:

$$k_u = 0,79 + N_s / 621$$

por lo que el diámetro exterior de las palas del rodete resulta:

$$D_M = \frac{84,55 \cdot k_u \sqrt{H}}{N}$$

y las restantes dimensiones del rodete (ver figura 15.5):

$$D_m = (0,25 + 94,64 / N_s) \, . \, D_M$$

$$H_m = 6,94 \, . \, D_M / N_s^{0,403}$$

$$H_1 = (0,38 + N_s / 19.342) \cdot D_M$$

Combinando las expresiones que dan el coeficiente de velocidad periférica, el diámetro del rodete y la potencia de la turbina y suponiendo un rendimiento en ésta de 0,91 se llega a una expresión que relaciona el caudal nominal con el cuadrado del diámetro del rodete, de la forma:

$$Q = F(H) \cdot D_M^2$$

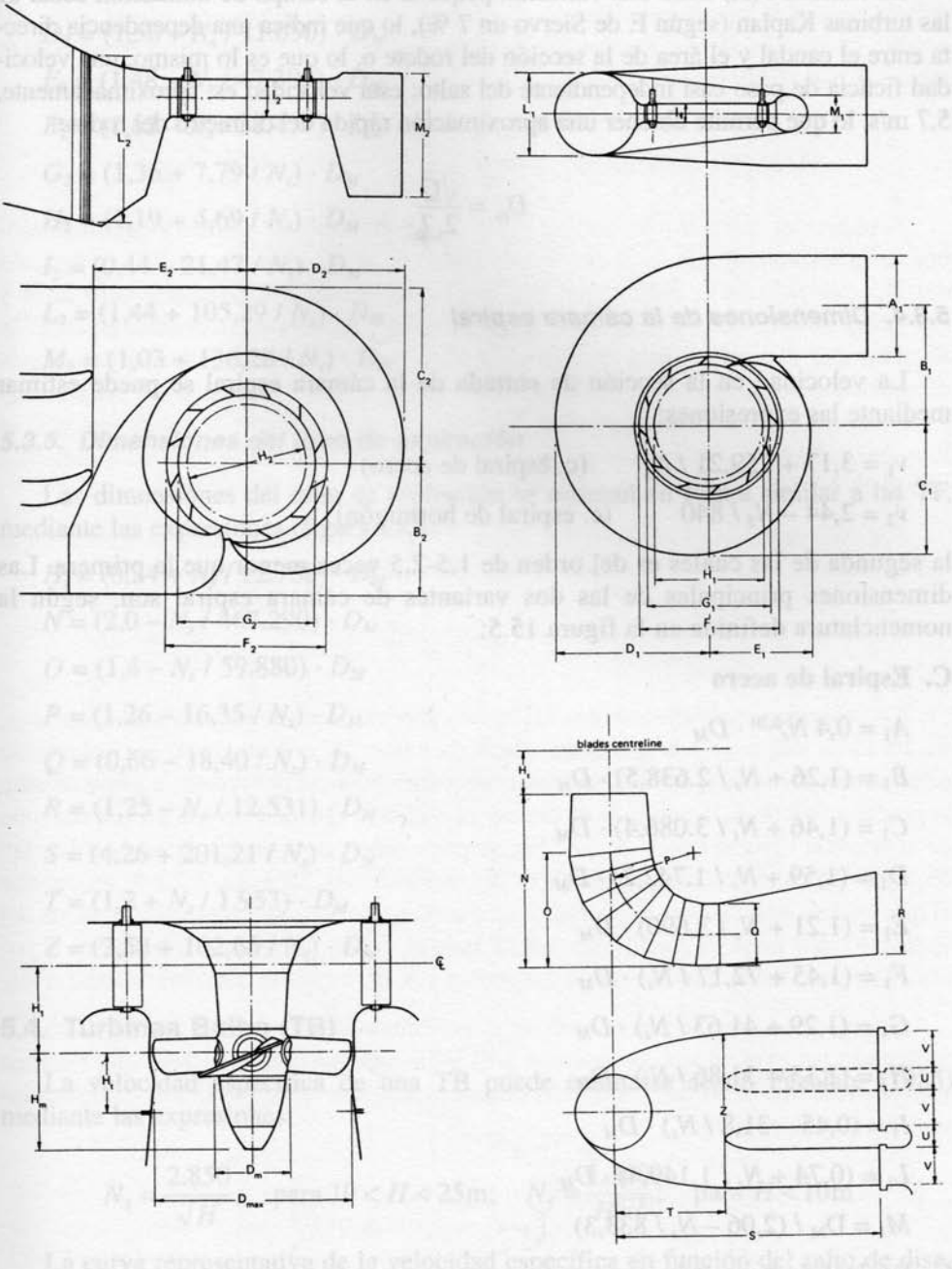


Fig. 15.5

Rodete, cámara espiral y tubo de aspiración de las TK. Fuente: de Siervo et al., WP&DC, 1977 y 1978.

La función F(H) tiene una variación pequeña en el campo de utilización usual de las turbinas Kaplan (según F. de Siervo un 7 %), lo que indica una dependencia directa entre el caudal y el área de la sección del rodete o, lo que es lo mismo, una velocidad ficticia de paso casi independiente del salto; esta velocidad es, aproximadamente, 5,7 m/s, lo que permite obtener una aproximación rápida del diámetro del rodete:

$$D_M = \frac{\sqrt{Q}}{2,7}$$

5.3.4. Dimensiones de la cámara espiral

La velocidad en la sección de entrada de la cámara espiral se puede estimar mediante las expresiones:

$v_1 = 3,17 + 759,21 / N_s$ (c. espiral de acero)

$v_2 = 2,44 - N_S / 840$ (c. espiral de hormigón)

la segunda de las cuales es del orden de 1,5-2,5 veces menor que la primera. Las dimensiones principales de las dos variantes de cámara espiral son, según la nomenclatura definida en la figura 15.5:

C. Espiral de acero

$A_1 = 0,4\ N_s^{0,20} \cdot D_M$

$B_1 = (1,26 + N_s / 2.638,5) \cdot D_M$

$C_1 = (1,46 + N_s / 3.086,4) \cdot D_M$

$D_1 = (1,59 + N_s / 1.742,2) \cdot D_M$

$E_1 = (1,21 + N_s / 3.690) \cdot D_M$

$F_1 = (1,45 + 72,17 / N_s) \cdot D_M$

$G_1 = (1,29 + 41,63 / N_s) \cdot D_M$

$H_1 = (1,13 + 31,86 / N_s) \cdot D_M$

$I_1 = (0,45 - 31,8 / N_s) \cdot D_M$

$L_1 = (0,74 + N_s / 1.149,4) \cdot D_M$

$M_1 = D_M / (2,06 - N_s / 833,3)$

C. Espiral de hormigón

$B_2 = D_M / (0,76 + N_s / 11.211)$

$C_2 = D_M / (0{,}55 + N_s / 67.568)$

$D_2 = (1{,}58 - N_s / 11.050) \cdot D_M$

$E_2 = (1{,}48 - N_s / 47.393) \cdot D_M$

$F_2 = (1{,}62 - N_s / 31.477) \cdot D_M$

$G_2 = (1{,}36 + 7{,}79 / N_s) \cdot D_M$

$H_2 = (1{,}19 + 4{,}69 / N_s) \cdot D_M$

$I_2 = (0{,}44 - 21{,}47 / N_s) \cdot D_M$

$L_2 = (1{,}44 + 105{,}29 / N_s) \cdot D_M$

$M_2 = (1{,}03 + 136{,}28 / N_s) \cdot D_M$

5.3.5. Dimensiones del tubo de aspiración

Las dimensiones del tubo de aspiración se estiman en forma similar a las TF, mediante las expresiones (figura 15.5):

$H_t = (0{,}24 + N_s / 12.788) \cdot D_M$

$N = (2{,}0 - N_s / 467.290) \cdot D_M$

$O = (1{,}4 - N_s / 59.880) \cdot D_M$

$P = (1{,}26 - 16{,}35 / N_s) \cdot D_M$

$Q = (0{,}66 - 18{,}40 / N_s) \cdot D_M$

$R = (1{,}25 - N_s / 12.531) \cdot D_M$

$S = (4{,}26 + 201{,}21 / N_s) \cdot D_M$

$T = (1{,}2 + N_s / 1.953) \cdot D_M$

$Z = (2{,}58 + 102{,}66 / N_s) \cdot D_M$

5.4. Turbinas Bulbo (TB)

La velocidad específica de una TB puede estimarse según Fezalare (1985) mediante las expresiones:

$$N_S = \frac{2.850}{\sqrt{H}}; \quad \text{para } 10 < H < 25\text{m}; \quad N_S = \frac{1.300}{H^{0,15}}; \quad \text{para } H < 10\text{m}$$

La curva representativa de la velocidad específica en función del salto de diseño correspondiente a las expresiones anteriores se representa en la figura 15.6, junto a las curvas correspondientes a las TK convencionales; asímismo, en esta figura se

representa el valor del coeficiente de velocidad periférica que relaciona el diámetro del rodete con la velocidad síncrona. Como en los casos anteriores, con el valor del caudal y salto de diseño y estos dos parámetros se puede seleccionar la velocidad síncrona y el diámetro del rodete:

$$P(kW) = 9{,}8 \cdot \eta_t \cdot Q \cdot H; \quad N = N_S \cdot \frac{H^{1{,}25}}{\sqrt{P}}; \quad D = 84{,}55 \cdot \frac{k_u \cdot \sqrt{H}}{N}$$

A partir del diámetro del rodete se estima el diámetro del bulbo y las dimensiones de la infraestructura de la central. El primero oscila entre D y 1,2.D en función del T_m requerido en la instalación; una vez seleccionado los diámetros del rodete y del bulbo se estiman las dimensiones de la infraestructura de la central en función de estos dos diámetros; este dimensionamiento puede realizarse con las relaciones dimensionales definidas por Moore (1985) en función del diámetro del rodete (D_R) y del bulbo (D_B) representadas en la figura 15.7, entre los que se puede destacar la longitud mínima del tubo de aspiración ($5.D_R$) y el área de la sección de salida (del orden de $3{,}5.D_R^2$, lo que equivale a 4,5 veces el área bruta del rodete).

Por otra parte, el coeficiente de Thoma y la altura de aspiración con relación al eje del rodete pueden estimarse mediante las expresiones:

$$\sigma = \frac{N_S^{1{,}6}}{28{,}940}; \quad H_S = (H_a - H_v) - \sigma \cdot H - \frac{D}{2} = H_b - \sigma \cdot H - \frac{D}{2}$$

La velocidad específica de las TB es, de acuerdo con las expresiones anteriores, un 10-15 % mayor que la que correspondería a una TK convencional para el mismo salto, razón por la cual se requiere una mayor sumergencia del rodete; a pesar de ello, la profundidad de la instalación es menor ya que este tipo de turbinas carece del tubo de aspiración vertical típico de las TK convencionales, cuya profundidad es del orden de 2,5.D-2,8.D. Asimismo, el diámetro del rodete de las TB es un 8-10 % menor que el que tendría una TK convencional, lo que indica una mayor velocidad a la salida del rodete, lo cual pone de manifiesto por un lado el menor tamaño de la máquina y, por otro, la necesidad de una mayor sumergencia y la importancia del tubo de aspiración.

Alternativamente se puede realizar el predimensionado de las centrales con TB utilizando las expresiones propuestas por Schweiger y Gregori (1988) que resultan menos conservadoras que las anteriormente definidas; las expresiones establecidas por estos autores son:

$$N_q = \frac{1.059}{H^{0{,}625}}; \quad \rightarrow \quad N_S = \frac{3.178}{H^{0{,}625}}$$

$$k_u = 1 + 0{,}0038 \cdot N_q \sim 1 + 0{,}0114 \cdot N_s$$

con las que se obtienen unas dimensiones algo más ajustadas que en el caso anterior.

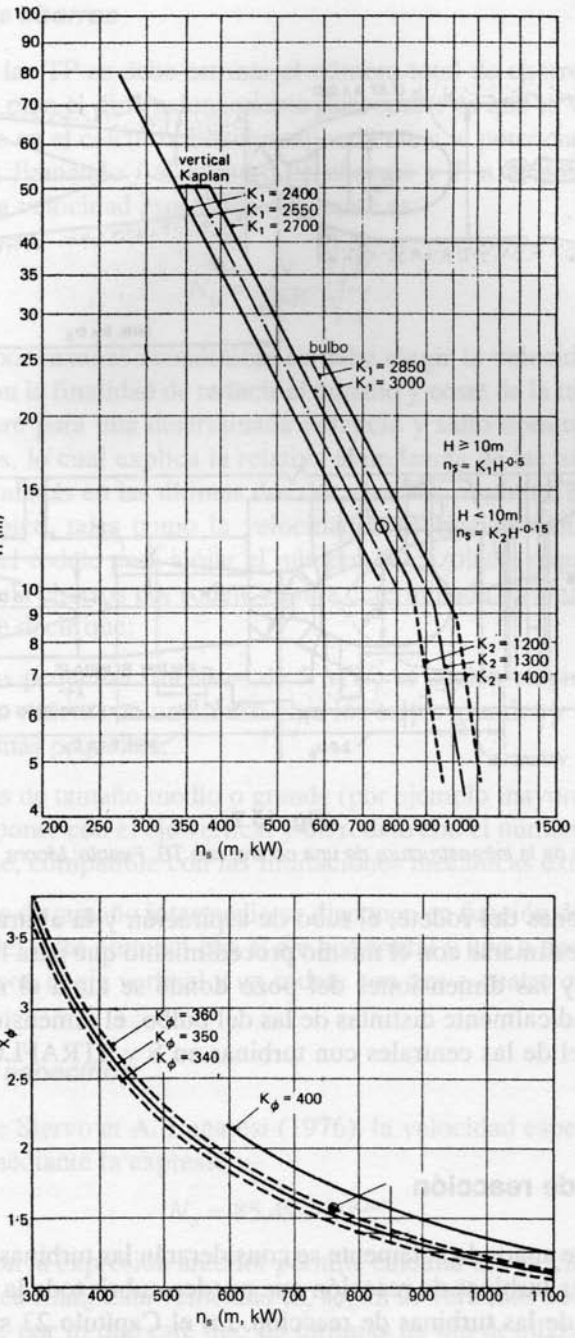


Fig. 15.6

Dimensionamiento de las TB. Fuente: Fazalare, WP&DC 1985.

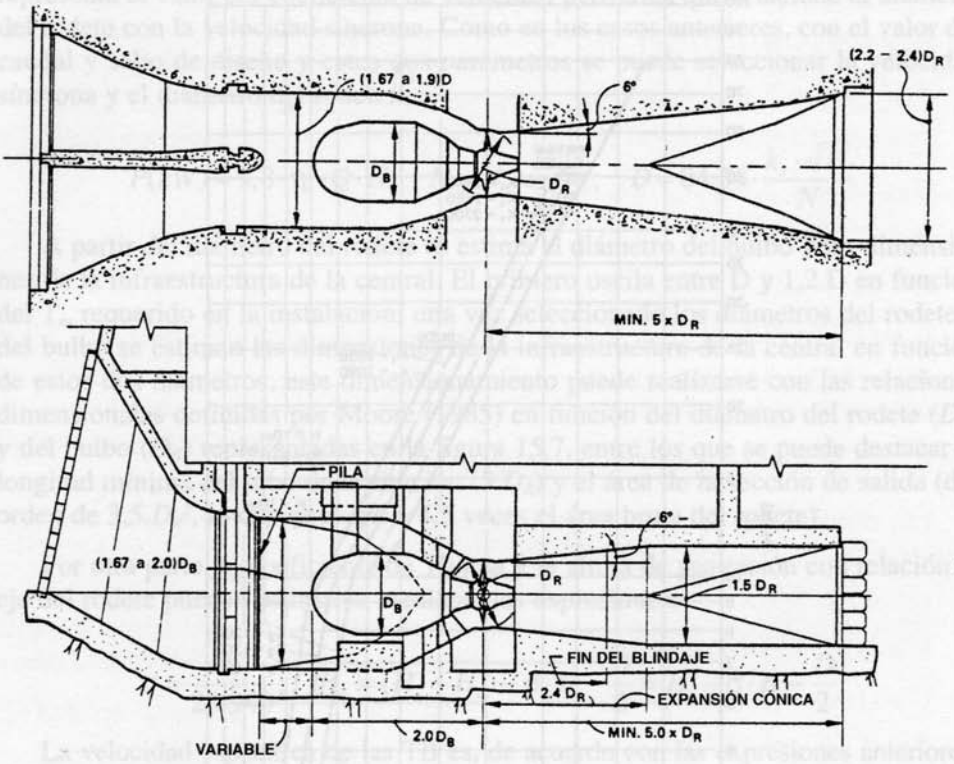


Fig. 15.7

Dimensiones de la infraestructura de una central con TB. Fuente: Moore (1985) WP'85.

Las dimensiones del rodete, el tubo de aspiración y la altura de aspiración de las TBP pueden estimarse con el mismo procedimiento que para las TB; por el contrario, la forma y las dimensiones del pozo donde se aloja el multiplicador y el alternador son radicalmente distintas de las del bulbo; el dimensionamiento de este pozo, así como el de las centrales con turbinas en S y STRAFLO, se analizará en el capítulo 23.

5.4. Turbinas de reacción

En el presente apartado solamente se considerarán las turbinas de tipo Pelton, ya que son las únicas turbinas de reacción que pueden cubrir toda la gama de caudales y saltos propios de las turbinas de reacción. En el Capítulo 23 se analizarán otros tipos de turbinas de reacción como las Turgo o Banki, que se utilizan con alguna frecuencia en los aprovechamientos de poca capacidad (minicentrales).

5.4.1. Número de chorros

En el caso de las TP se debe estimar el número total de chorros de la máquina como paso previo para el dimensionamiento del rodete, ya que la velocidad específica que interviene en el cálculo es la correspondiente a la potencia o caudal de uno de ellos: es decir, llamando j al número de chorros y P a la potencia total de la máquina en kW, la velocidad específica resultante es:

$$N_{sj} = \frac{N}{H^{1,25}} \cdot \sqrt{\frac{P}{j}}$$

Es claro que por razones económicas se debe elegir la velocidad síncrona más elevada posible con la finalidad de reducir el tamaño y coste de la turbina y del alternador; esto requiere para una determinada potencia y salto nominales aumentar el número de chorros, lo cual explica la relativa abundancia de las turbinas con cinco o seis chorros instaladas en las últimas dos décadas. No obstante, existen limitaciones de tipo mecánico, tales como la velocidad periférica máxima admisible o el tamaño mínimo del rodete para alojar el número de cazoletas requerido, las cuales limitan el número de chorros por rodete en una determinada turbina. Como criterios generales se puede decir que:

— las turbinas pequeñas (menores de 5 MW) se suelen elegir con el eje horizontal y un rodete con un chorro para los saltos grandes y dos chorros para los saltos más pequeños,

— las turbinas de tamaño medio o grande (por ejemplo mayores de 20 MW) se suelen disponer con el eje vertical y un rodete con el número de chorros más alto posible, compatible con las limitaciones mecánicas existentes,

— las turbinas de tamaño intermedio se disponen en función de las condiciones locales y del salto nominal con el eje horizontal y uno o dos rodetes con dos chorros o con el eje vertical y un rodete con tres o cuatro chorros.

5.4.2. Velocidad específica

Según de F. de Siervo et A. Lugaresi (1976), la velocidad específica de una TP puede estimarse mediante la expresión:

$$N_{sj} = 85{,}49 \,/\, H^{0,243}$$

que, combinada con la expresión anterior permite calcular la velocidad síncrona y la velocidad específica final. Esta velocidad es, según se verá más adelante, muy inferior a la de las TF, por lo que este tipo de turbinas ha ido desplazando progresivamente a las TP en la zona de utilización común entre ambas, entre los 300 y los 500 o incluso 600 m.

5.4.3. Dimensiones del rodete

El coeficiente de velocidad periférica se puede estimar mediante la expresión:

$$k_u = 0{,}5445 - N_{sj} / 256{,}4$$

que permite calcular el diámetro medio del rodete mediante la expresión:

$$D_2 = 60\, k_u \cdot (2 \cdot g \cdot H)^{0{,}5} / (\pi\, N) = 84{,}55 \cdot k_u \cdot H^{0{,}5} / N$$

El diámetro exterior del rodete y el del chorro se pueden calcular en función del diámetro medio y de la velocidad específica como (figura 15.8):

$$D_3 = (1{,}028 + 0{,}0137\, N_{sj}) \,.\, D_2$$

$$D_j = N_{sj} \cdot D_2 / (250{,}74 - 1{,}796\, N_{sj})$$

mientras que el ancho y la longitud de las cazoletas se estiman mediante las expresiones:

$$H_1 = 3{,}20.\, D_j^{0{,}96}$$

$$H_2 = 3{,}23.\, D_j^{1{,}02}$$

Es interesante señalar que combinando las expresiones anteriores se puede expresar el caudal turbinado como:

$$Q = D_3^2 \,.\, F(H) \cdot j$$

donde, según F. de Siervo, la función $F(H)$ tiene un valor que varía entre 0,34 y 0,36 de donde se deduce que, como una primera aproximación, el caudal de una TP depende solo del cuadrado del diámetro exterior y del número de chorros. Asimismo, esta relación permite obtener una primera aproximación del diámetro del rodete en función del caudal y del número de chorros:

$$D_3 = 0{,}6 \cdot \sqrt{\frac{Q}{j}}$$

Alternativamente, la velocidad específica, el diámetro medio del rodete y la anchura de la cazoleta se pueden estimar directamente utilizando los ábacos propuestos por los suministradores para simplificar el dimensionamiento preliminar de este tipo de equipos. Como ejemplo, en la figura 15.9 se presenta el ábaco de Sulzer Hydro para el dimensionamiento preliminar de las TP, en el que Q es el caudal por inyector, H es el salto de diseño, D_1 es el diámetro medio del rodete y B_2 es el ancho de la cazoleta.

5.4.4. Dimensiones de la carcasa

Las dimensiones de la carcasa dependen del diámetro exterior del rodete; estas dimensiones, en el caso de las turbinas verticales y con la notación de la figura 15.8, se pueden estimar mediante las expresiones:

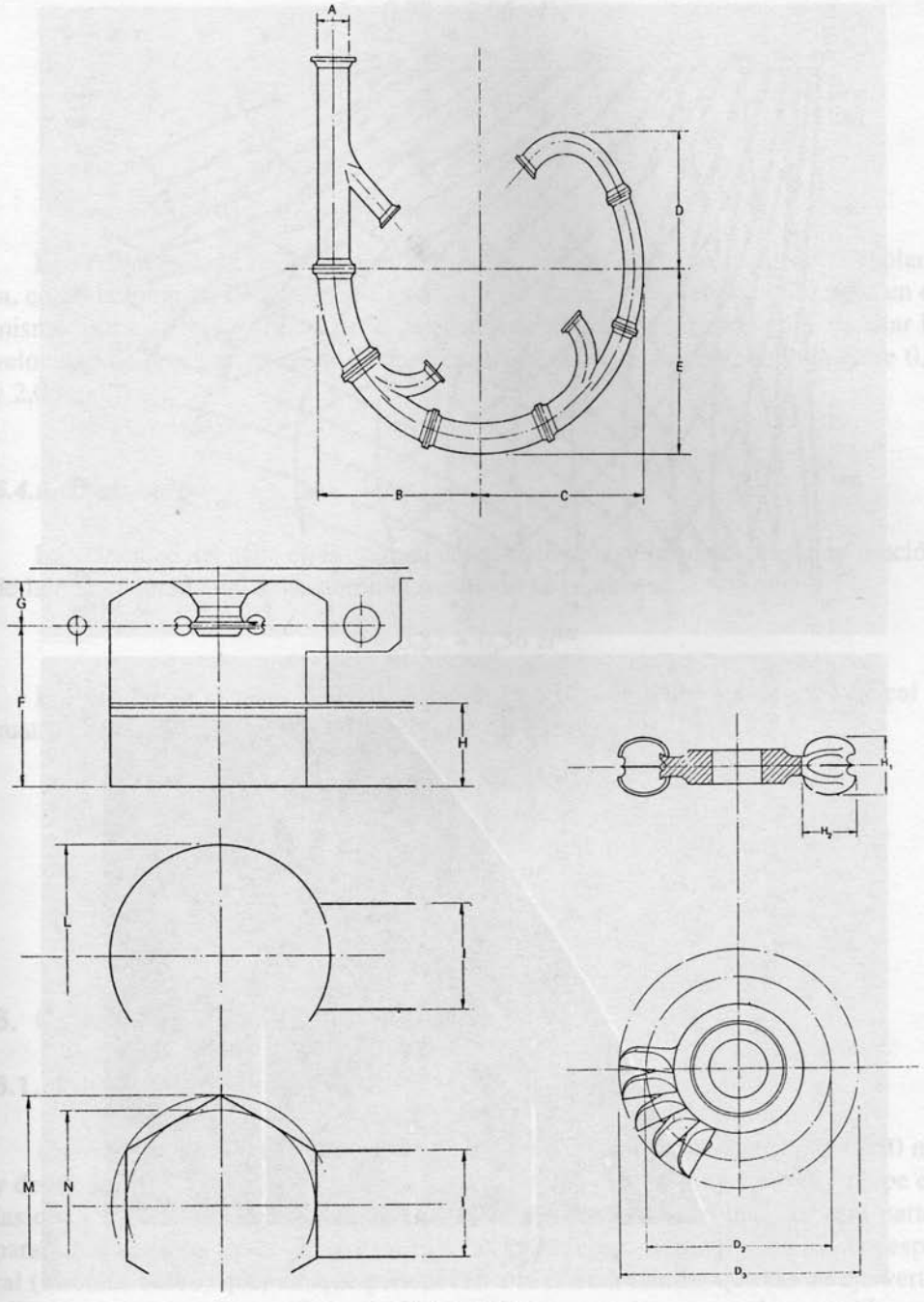


Fig. 15.8

Rodete, distribuidor y carcasa de las TP. Fuente: de Siervo et al., WP&DC 1978.

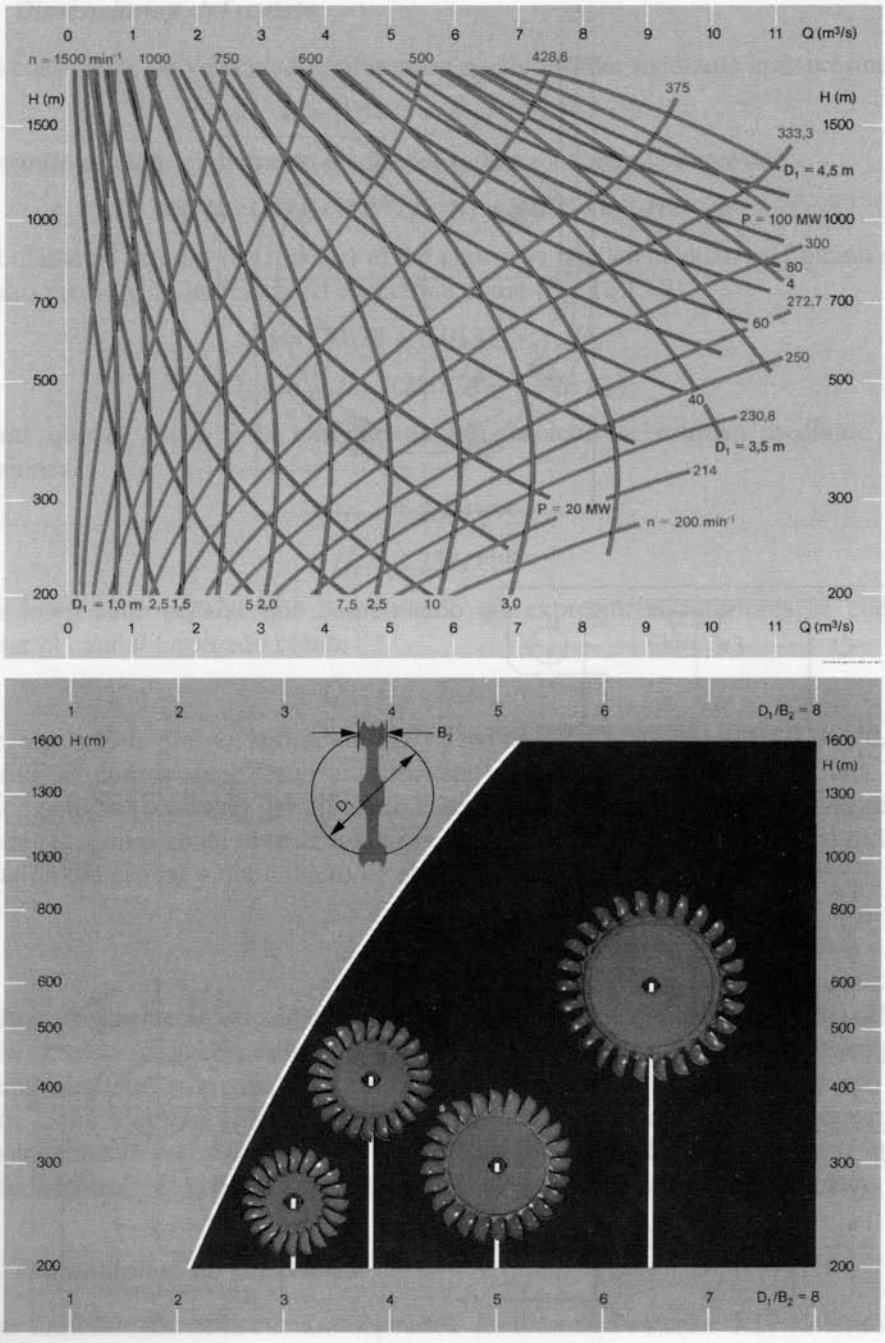


Fig. 15.9

Dimensionamiento de las TP. Fuente: SULZER Hydro.

$$L = 0{,}78 + 2{,}06 \cdot D_3$$

$$G = 0{,}196 + 0{,}376 \cdot D_3$$

$$F = 1{,}09 + 0{,}71 \cdot L$$

$$H = 0{,}62 + 0{,}513 \cdot L$$

$$I = 1{,}28 + 0{,}37 \cdot L$$

Estas dimensiones se deben ajustar con las condiciones específicas de cada planta, como la longitud del canal de descarga o las variaciones del nivel del agua en el mismo; por esta misma razón no se puede establecer una expresión para calcular la velocidad del agua en el canal de descarga , que suele estar comprendida entre 0,4 y 2,0 m/s.

5.4.5. Distribuidor

La velocidad del agua en la entrada del distribuidor se puede expresar en función de la raíz cuadrada del salto nominal mediante la expresón:

$$v = 0{,}82 + 0{,}36\, H^{1/2}$$

Las dimensiones principales del distribuidor para una turbina de eje vertical y cuatro chorros se pueden estimar mediante las expresiones (figura 15.8):

$$B = 0{,}595 + 0{,}694 \cdot L$$

$$C = 0{,}362 + 0{,}68 \cdot L$$

$$D = -0{,}219 + 0{,}70 \cdot L$$

$$E = 0{,}430 + 0{,}70 \cdot L$$

6. COMPARACIÓN DE TURBINAS

6.1. Introducción

Entre las zonas de posible utilización de las TF por un lado (entre 30 y 750 m) y de las TK (menos de 75 m) y TP (más de 200 m) por otro, hay áreas de solape en las que es técnicamente posible instalar más de un tipo de turbina. Por otra parte, para saltos menores de 20-25 m cabe utilizar TK de eje horizontal y sin cámara espiral (turbinas bulbo) que, aunque pertenecen a la misma familia que las de eje vertical, tienen una configuración radicalmente distinta, por lo que pueden considerarse como equipos diferentes. En lo que sigue se analizan las ventajas e inconvenientes

de estos tipos de equipamiento alternativo y se presentan criterios generales para la selección preliminar de los más adecuados.

6.2. Turbinas Kaplan vs turbinas Bulbo

Las TK de eje vertical y cámara espiral se han instalado con saltos de hasta 4 ó 5 m. Sin embargo, estas turbinas para los saltos inferiores a 15-20 m resultan unas máquinas voluminosas que requieren una obra civil grande y costosa, como se puede apreciar en la figura 15.10 donde se representa la central de Bertoldsheim construída en 1965 sobre el río Danubio y equipada con tres TK de eje vertical para un caudal unitario de 167 m^3/s, un salto nominal de 5 m y una potencia de 6.860 kW; por esta razón las turbinas de tipo bulbo (o sus variantes de bulbo en pozo, turbinas en S o STRAFLO) han sustituído a las TK tradicionales con cámara espiral y eje vertical en el aprovechamiento de los saltos menores que 15-20 m. Este tipo de equipamiento ofrece varias ventajas sobre las TK verticales que, referidas a los grupos bulbo, se pueden resumir en:

— implantación más compacta a causa de la eliminación de la cámara espiral como se muestra en la figura 15.11, en la que se representa a la misma escala un aprovechamiento con TK verticales y turbinas bulbo,

— edificio más bajo, por lo que destaca menos sobre el paisaje. Asimismo, la cimentación de las turbinas bulbo está a una cota algo más alta que el fondo del tubo de aspiración de las TK verticales. En consecuencia, la obra civil se integra más fácilmente en el paisaje y es más económica con las TB que con las TK,

— la velocidad síncrona es más alta y el diámetro del rodete es un 8-10 % más pequeño,

— el rendimiento medio ponderado es ligeramente más elevado a causa de la disposición rectilínea del circuito hidráulico.

Por el contrario, estas turbinas tienen algunos inconvenientes en comparación con con las TK convencionales, los más importantes de los cuales son:

— no pueden operar en red aislada ni colaborar en el control de la frecuencia a causa de la escasa inercia del alternador,

— peor accesibilidad, especialmente en los grupos pequeños con diámetros del rodete menores que 4 m, lo que dificulta las labores de montaje y mantenimiento,

— el alternador es más caro.

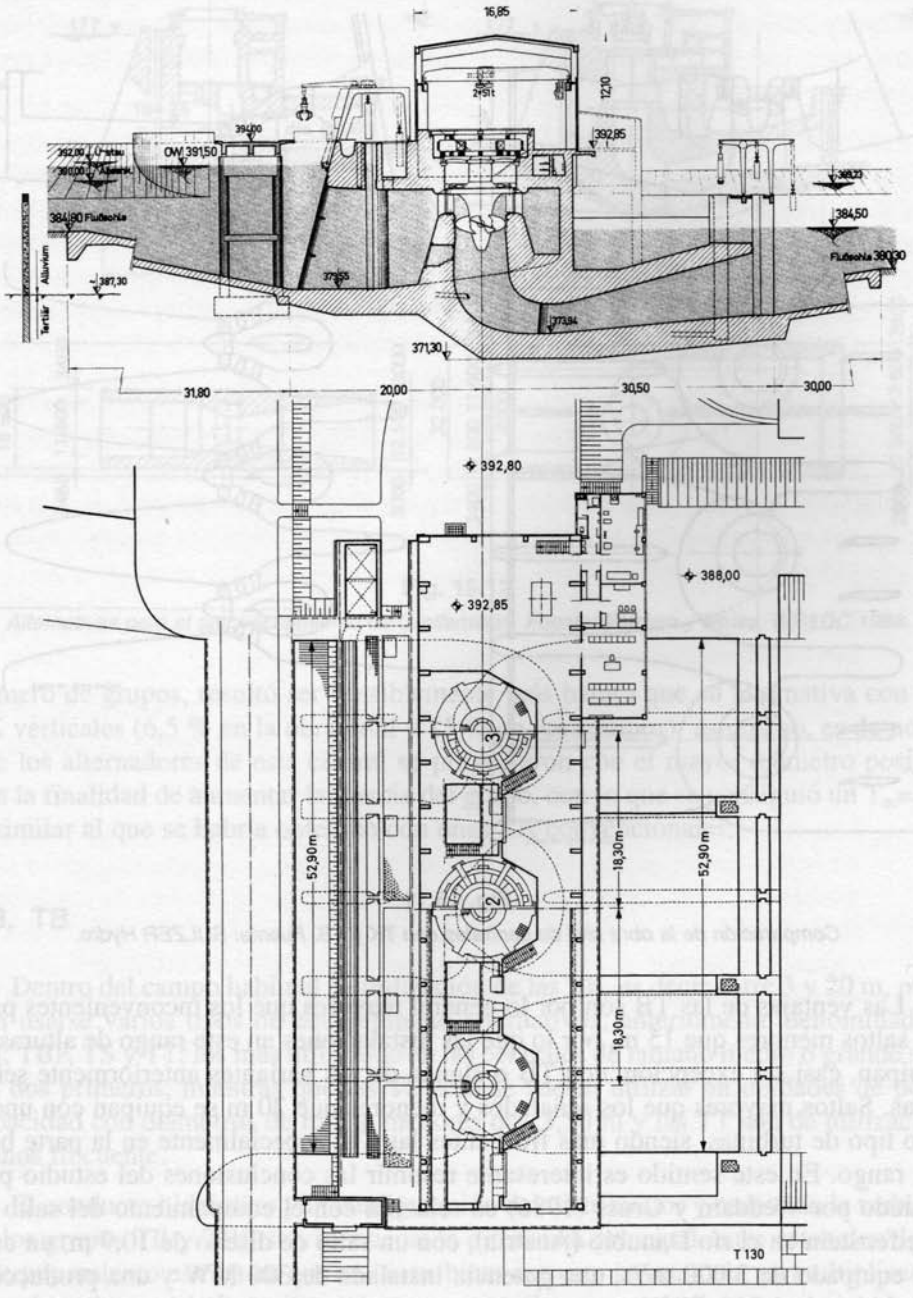


Fig. 15.10

Central de Bertoldsheim. Fuente: VOITH.

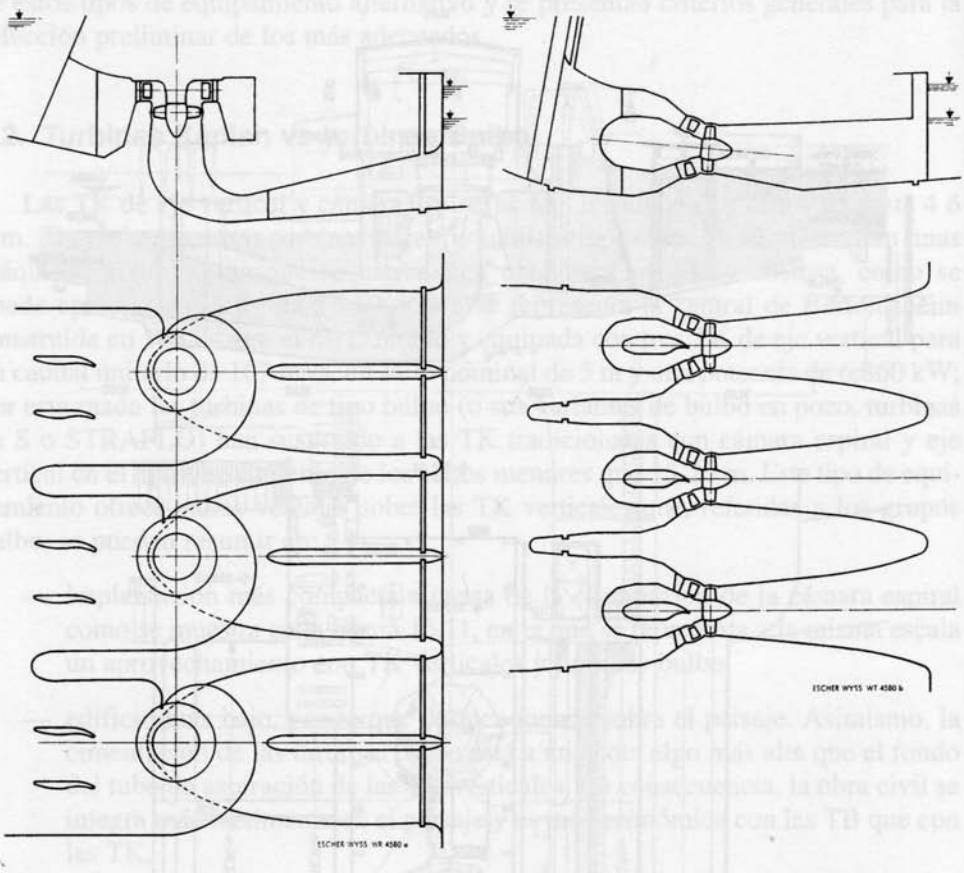


Fig. 15.11

Comparación de la obra civil de centrales con TK y TB. Fuente: SULZER Hydro.

Las ventajas de las TB son por lo general mayores que los inconvenientes para los saltos menores que 15 m, por lo que las instalaciones en este rango de alturas se equipan, casi sin excepción, con TB o alguna de sus variantes anteriormente señaladas. Saltos mayores que los señalados y menores que 20 m se equipan con uno u otro tipo de turbinas, siendo más frecuentes las TB, especialmente en la parte baja del rango. En este sentido es interesante resumir las conclusiones del estudio presentado por Weddam y Gruss (1986) en relación con el equipamiento del salto de Greifenstein en el río Danubio (Austria), con un salto de diseño de 10,9 m, un caudal equipado de 3.000 m^3/s, una potencia instalada de 300 MW y una producción energética de 1.720 GWH; en este esquema se realizó un detallado estudio comparativo del equipamiento con 6 TK verticales de 8,4 m de diámetro y 9 TB de 6,3 m de diámetro (figura 15.12) seleccionándose el último porque, a pesar del mayor

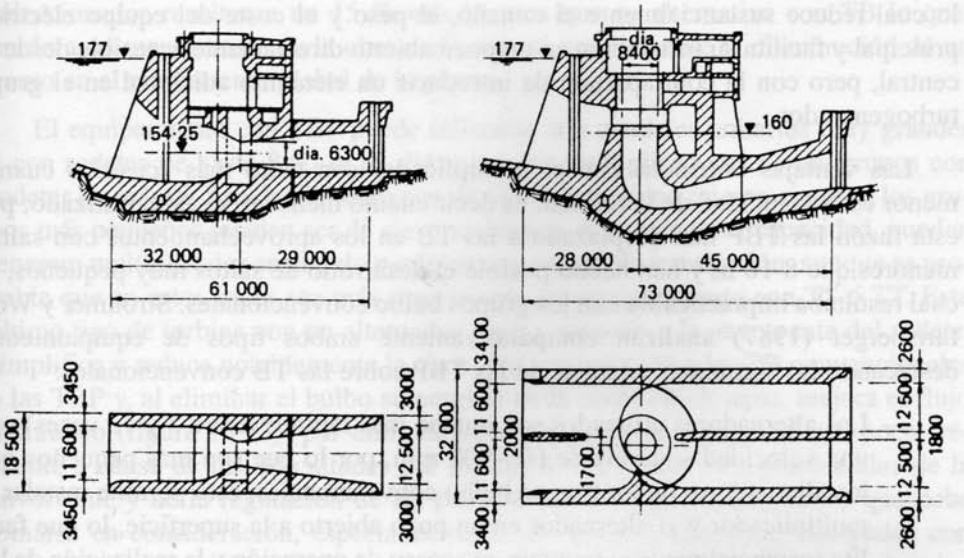


Fig. 15.12

Alternativas para el aprovechamiento de Greifenstein. Fuente: Wedam y Gruss, WP&DC 1986.

número de grupos, resultó ser sensiblemente más barato que su alternativa con las TK verticales (6,5 % en la obra civil y 15 % en los equipos); asimismo, es de notar que los alternadores de esta central se proyectaron con el mayor diámetro posible con la finalidad de aumentar la inercia del grupo, con lo que se consiguió un T_m=3,5 s, similar al que se habría obtenido con unas TK convencionales.

6.3. TB

Dentro del campo habitual de utilización de las TB, es decir entre 3 y 20 m, pueden usarse varios tipos de equipamiento alternativos, anteriomente denominados: TB, TBP, TS y TT; los más utilizados en las centrales de tamaño medio o grande son los dos primeros, mientras que las TS solo se suelen utilizar en unidades de poca capacidad con diámetros de rodete menores que 3,50 m y las TT son de utilización menos frecuente.

El conducto hidráulico y la configuración del distribuidor y rodete de la turbima en los grupos TB y TBP son idénticos; la diferencia principal entre estos dos tipos de equipamiento estriba en que en las turbinas en pozo se intercala un multiplicador entre la turbina y el alternador, mientras que en los grupos bulbo convencionales la conexión entre estos elementos es directa. El multiplicador de las TBP permite utilizar alternadores con una velocidad de giro 5-12 veces mayor que la de la turbina,

lo cual reduce sustancialmente el tamaño, el peso y el coste del equipo eléctrico principal y facilita su instalación en un pozo abierto directamente accesible desde la central, pero con la contrapartida de introducir un elemento adicional en el grupo turbogenerador.

Las ventajas obtenidas con el multiplicador son tanto más acusadas cuanto menor es la velocidad de la turbina, es decir cuanto menor es el salto utilizado; por esta razón las TBP han desplazado a las TB en los aprovechamientos con saltos menores que 8-10 m y han hecho posible el desarrollo de saltos muy pequeños, lo cual resultaba impracticable con los grupos bulbo convencionales. Strohmer y Wolfartsberger (1987) analizan comparativamente ambos tipos de equipamiento, destacando las siguientes ventajas de las TBP sobre las TB convencionales:

— Los alternadores utilizados son mucho más rápidos (entre 5 y 12 veces) con una velocidad síncrona de 600-900 rpm, por lo que son más pequeños que los alternadores de los grupos bulbo convencionales; esto permite instalar el multiplicador y el alternador en un pozo abierto a la superficie, lo que facilita sustancialmente el montaje, el acceso, la operación y la realización de los trabajos de mantenimiento.

— La velocidad de la turbina puede elegirse con total independencia de la velocidad síncrona del alternador.

— El alternador puede ser totalmente montado en fábrica y transportado en una pieza, lo cual facilita su instalación en la central y reduce sustancialmente los costes del montaje.

— Las dimensiones del conducto hidráulico son aproximadamente las mismas en ambos casos, ya que el menor tamaño del bulbo compensa la mayor obstrucción ocasionada por el pozo abierto; asimismo, la pérdida de rendimiento inducida por el multiplicador queda parcialmente compensada por la ganancia obtenida al utilizar alternadores más rápidos y eficientes. En consecuencia, el rendimiento global de la instalación en ambos casos es similar.

— El coste total de los equipos de los aprovechamientos con saltos bajos es un 10-20 % más barato con las TBP que con las TB, y el coste de la obra civil y el del montaje de los equipos es también más pequeño.

De acuerdo con lo anterior se puede concluir que el equipamiento con TBP es más conveniente que con TB en aquellos aprovechamientos con saltos inferiores a 8-10 m; en este sentido es de interés el análisis de selección del equipamiento propuesto para el aprovechamiento de Kennebec en EUA (Harty, 1988), con dos grupos de 7.500 MW para un salto de 7,90 m y un caudal unitario de 114 m^3/s, con el que se seleccionó un equipamiento con TBP de 3,95 m de diámetro a 116,7 rpm acoplado mediante un multiplicador planetario a un alternador de 600 rpm; los equipos

seleccionados resultaron un 15 % más baratos que su alternativa con TB lo que, unido a un menor coste de la obra civil, superó ampliamente la disminución de un punto en el rendimiento global de la planta.

El equipamiento con TBP puede utilizarse con caudales unitarios muy grandes y con rodetes de hasta 8,50 m de diámetro; los multiplicadores de los grupos con rodetes de más de 3 m de diámetro son de tipo epicicloidad mientras que en los grupos más pequeños pueden ser de ejes paralelos o, si son de poca capacidad, pueden tener un multiplicador en ángulo o utilizar una correa de transmisión, aunque es probable que en estos casos sea más conveniente un equipamiemto con TS ó TT. Este último tipo de turbina con un alternador anular adosado a la envolvente del rodete, simplifica y reduce notablemente la obra civil con relación a las TB convencionales o las TBP y, al eliminar el bulbo sumergido en la corriente de agua, mejora el flujo hidráulico (figura 15.13); por ello, aunque es un tipo de equipo de uso poco frecuente a causa de las dificultades del sellado de las juntas circunferenciales de la envolvente y de la regulación de las palas del rodete, es una alternativa que debe tomarse en consideración, especialmente en los aprovechamientos equipados con varios grupos. Asimismo, las turbinas en S resultan una alternativa de interés a los anteriores tipos de turbina para el equipamiento de los grupos de poca potencia (ver capítulo 23).

6.4. TF VS TK

Los aprovechamientos entre 30 y 75 m se pueden equipar con TK o TF; las ventajas de las segundas sobre las primeras se pueden resumir en:

— coeficiente de cavitación más favorable, lo cual permite una instalación a una cota más elevada con el consiguiente ahorro en obra civil,

— rendimiento óptimo del equipo más elevado, especialmente para las alturas mayores de 50 m,

— velocidad de embalamiento más reducida; asimismo, el caudal para esta velocidad es más pequeño.

Por el contrario, las ventajas de las TK sobre las Francis se pueden resumir en:

— campo de utilización más amplio, con mejores rendimientos a cargas parciales; las TK pueden operar con cargas de hasta el 20 % de la potencia nominal, mientras que las TF difícilmente operan con una eficiencia aceptable por debajo del 40 o 50 %,

— están algo mejor adaptadas que las TF para operar eficientemente con saltos que tengan una fuerte oscilación,

— tienen una velocidad síncrona más elevada.

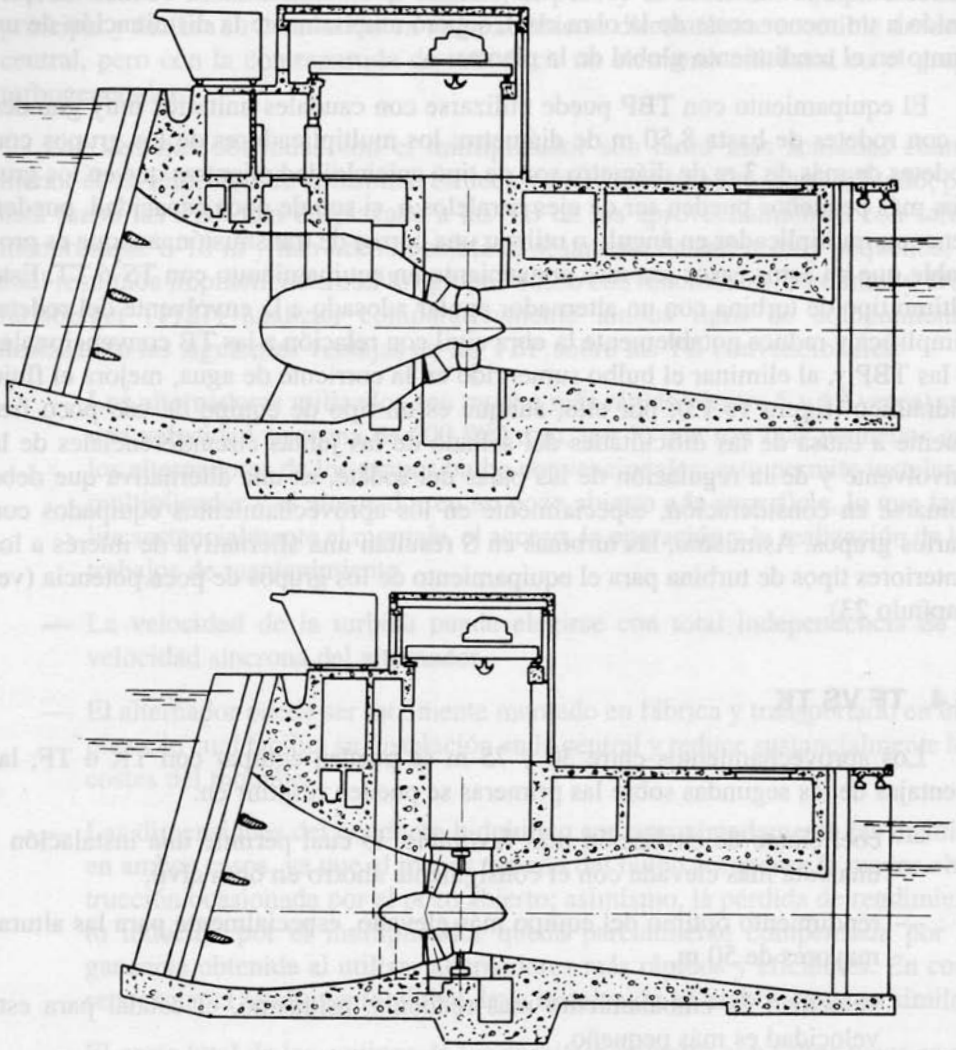


Fig. 15.13

Comparación de la obra civil de centrales con TB y TT. Fuente: SULZER Hydro.

En la figura 15.14 se representan ambas alternativas para un aprovechamiento de 50 m y 50 MW dibujadas a la misma escala. Como se puede apreciar, las TF tienen una configuración más compacta, lo que se traduce en un menor coste de la obra civil; como por otra parte el coste de los equipos tambien es menor con las TF que con las TK, se comprende que con saltos entre 35 y 50 m sea mucho más frecuente el equipamiento con aquellas que con éstas; las TK serían preferibles en el caso en

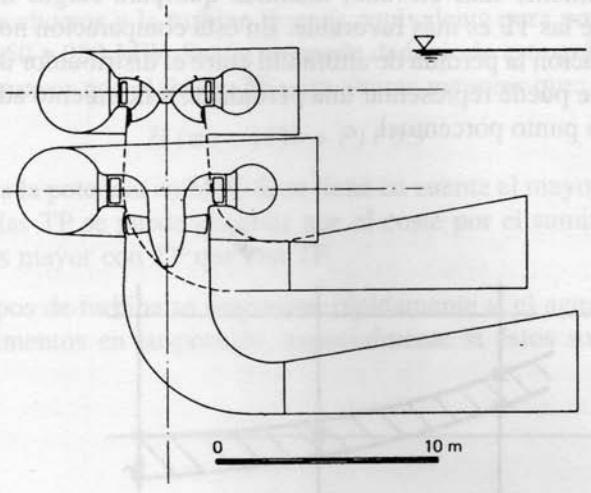


Fig. 15.14

Comparación de la obra civil de centrales con TK y TF. Fuente: de Siervo et al., WP&DC 1978.

que fuese de especial importancia la mayor flexibilidad de estas turbinas para trabajar con cargas parciales o para operar con saltos que tengan una variación importante. Asimismo, por encima de los 50 m de salto es inusual la utilización de TK.

6.5. TF VS TP

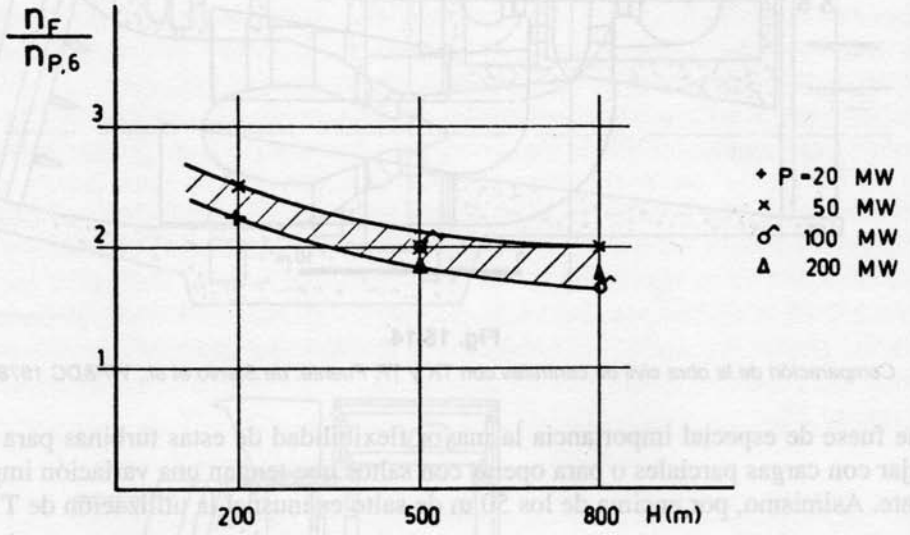
Los saltos entre 200 y 750 m pueden equiparse mediante TF o TP, siempre que las primeras satisfagan las limitaciones de fabricación en lo que se refiere al tamaño mínimo para los saltos más elevados; estas limitaciones se pueden establecer en 20 MW para un salto de 500 m y en 40 MW para un salto de 750 m ya que, por debajo de estas capacidades, se tienen velocidades específicas menores que 60, lo que implica unos rodetes con conductos hidráulicos muy estrechos de difícil construcción y mantenimiento.

H. Grein y H. Hauser (1977) han publicado un detallado estudio comparativo sobre la utilización de TF verticales y TP de 6 chorros en este rango de saltos, del que se ha extraído la información y conclusiones que se recogen a continuación:

— La velocidad síncrona de las TF es del orden del doble que la de las TP para el mismo salto lo que, lógicamente, conduce a utilizar alternadores más pequeños y económicos (figura 15.15).

— Las TP pueden operar con un rendimiento aceptable con cargas parciales, de hasta el 20 % de la potencia nominal, mientras que las TF no suelen bajar del 40-50 %; por otra parte, con cargas inferiores al 70-80 % las TP tienen

un rendimiento más elevado, mientras que para cargas mayores el rendimiento de las TF es más favorable. En esta comparación no se ha tomado en consideración la pérdida de altura útil entre el distribuidor de las TP y la descarga, que puede representar una pérdida de rendimiento adicional del orden de medio punto porcentual.



	Pelton	Francis
H(m)	360	360
P (MW)	100	100
n (Upm)	272.7	500
$\eta_\wedge$	~0.905	~0.935

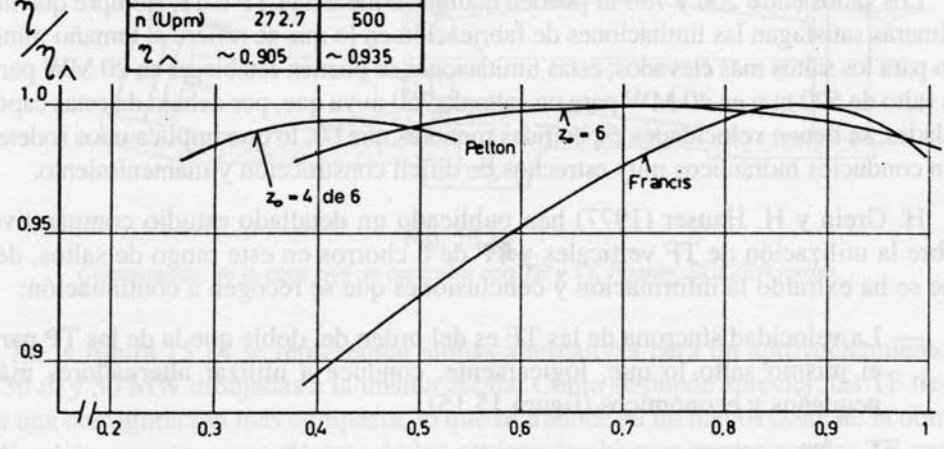


Fig. 15.15

Relación entre las velocidades síncronas y el rendimiento de las TF y TP. Fuente: Grein, 1977.

— En la figura 15.16 se representa la relación aproximada entre el coste de la TP de seis chorros y la turbina Francis equivalente para potencias nominales de 20, 50 y 200 MW. Según se puede deducir de este gráfico, el coste de las TP es mayor que el de las TF para alturas menores que:

$$H\,(\mathrm{m}) = (430 + P) / 0{,}9$$

donde P es la potencia en MW. Si se tiene en cuenta el mayor coste del alternador de las TP se puede concluir que el coste por el suministro del grupo siempre es mayor con TP que con TF,

— Ambos tipos de turbina se deterioran rápidamente si el agua turbinada contiene sedimentos en suspensión, especialmente si éstos son de naturaleza

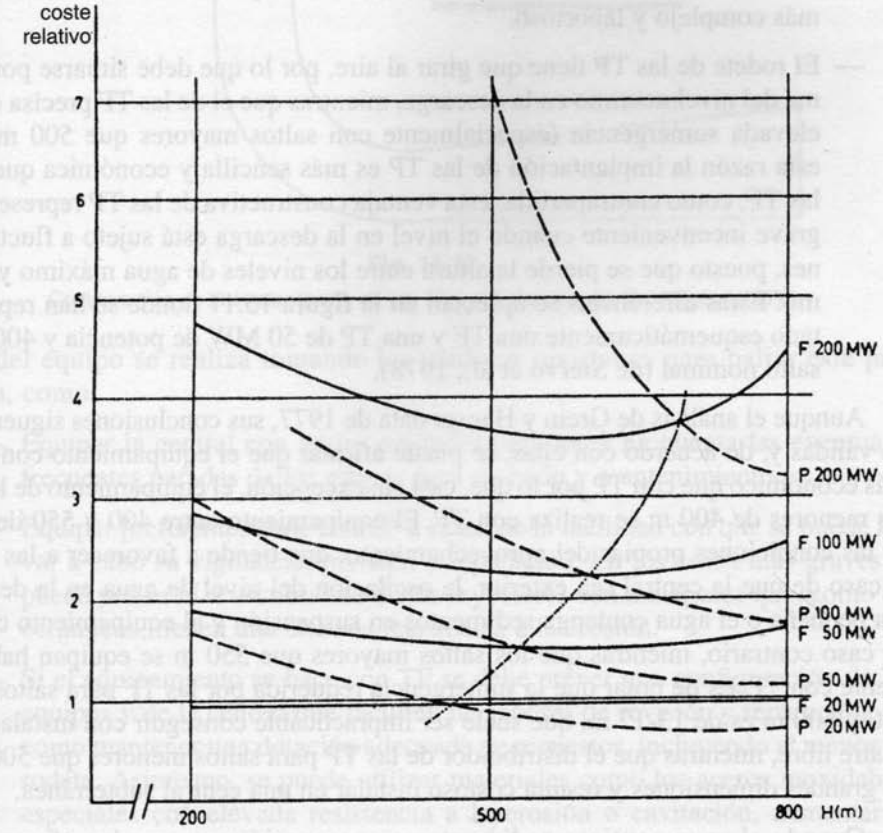


Fig. 15.16

Relación de costes entre las TF y las TP. Fuente: Grein, 1977.

silícea. En las TP se deterioran principalmente las cazoletas, las toberas y las agujas lo que, adicionalmente, provoca perturbaciones en los chorros que aceleran el proceso de erosión de las cazoletas. El daño en las TF se produce en los anillos del laberinto, en las superficies de los álabes del distribuidor (especialmente en las zonas próximas a las tapas de las turbinas) y en los álabes del rodete (especialmente en las superficies del lado de la descarga).

— La erosión en las TP es, a causa de la mayor velocidad relativa, más rápida y extensa que la que se produce en las TF. Sin embargo, las TP tienen las importantes ventajas de que las piezas sujetas a erosión están a la vista, por lo que el daño se detecta de inmediato, y de que las partes afectadas pueden repararse o cambiarse fácil y rápidamente; por el contrario, la erosión en las TF solo se aprecia al vaciar la turbina y extraer el rodete, lo que son operaciones infrecuentes; asimismo, el cambio de las piezas erosionadas es mucho más complejo y laborioso.

— El rodete de las TP tiene que girar al aire, por lo que debe situarse por encima del nivel máximo en la descarga, mientras que el de las TF precisa de una elevada sumergencia (especialmente con saltos mayores que 500 m). Por esta razón la implantación de las TP es más sencilla y económica que la de las TF; como contrapartida, esta ventaja constructiva de las TP representa un grave inconveniente cuando el nivel en la descarga está sujeto a fluctuaciones, puesto que se pierde la altura entre los niveles de agua máximo y mínimo. Estas diferencias se aprecian en la figura 15.17 donde se han representado esquemáticamente una TF y una TP de 50 MW de potencia y 400 m de salto nominal (de Siervo et al., 1978).

Aunque el análisis de Grein y Hauser data de 1977, sus conclusiones siguen siendo válidas y, de acuerdo con ellas, se puede afirmar que el equipamiento con TF es más económico que con TP por lo que, casi sin excepción, el equipamiento de los saltos menores de 400 m se realiza con TF. El equipamiento entre 400 y 550 depende de las condiciones propias del aprovechamiento, que tiende a favorecer a las TP en el caso de que la central sea exterior, la oscilación del nivel de agua en la descarga sea pequeña o el agua contenga sedimentos en suspensión y al equipamiento con TF en caso contrario, mientras que los saltos mayores que 550 m se equipan habitualmente con TP. Es de notar que la sumergencia requerida por las TF para saltos entre 550 y 600 m es de 13-17 m, que suele ser impracticable conseguir con instalaciones al aire libre, mientras que el distribuidor de las TP para saltos menores que 500 m es de grandes dimensiones y resulta costoso instalar en una central subterránea.

Cuando el agua contiene sedimentos en suspensión que puedan afectar a las turbinas se procura su eliminación cuidando el diseño de la toma e instalando unos desarenadores adecuados; por otra parte, el diseño de la central y la selec-

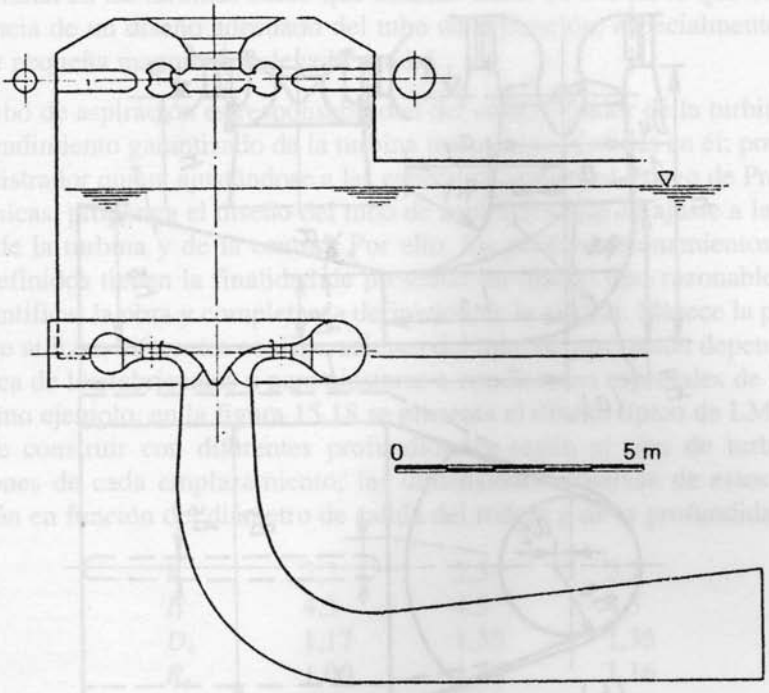


Fig. 15.17

Comparación de la implantación de las TF y TP. Fuente: de Siervo et al (1978).

ción del equipo se realiza tomando las medidas oportunas para paliar este problema, como:

— Equipar la central con varias unidades para tener en cuenta las eventuales frecuentes paradas de los grupos para revisión y mantenimiento.

— Equipar preferentemente con TP a causa de la facilidad con que se puede llevar a cabo su vigilancia, revisión y reparación. En los casos más graves se puede prever el revestimiento de los inyectores con materiales que, como los cerámicos, tienen una elevada resistencia a la erosión.

— Si el equipamiento se hace con TF se debe prever una configuración de los equipos y de la central que faciliten las labores de revisión y reparación, así como mantener una dotación adecuada de repuestos, incluyendo al menos un rodete. Asimismo, se puede utilizar materiales como los aceros inoxidables especiales con elevada resistencia a la erosión o cavitación, aumentar la sumergencia o selecionar una velocidad de giro más reducida, construir el cono del tubo de aspiración exento para facilitar su remoción y la revisión del rodete, etc..

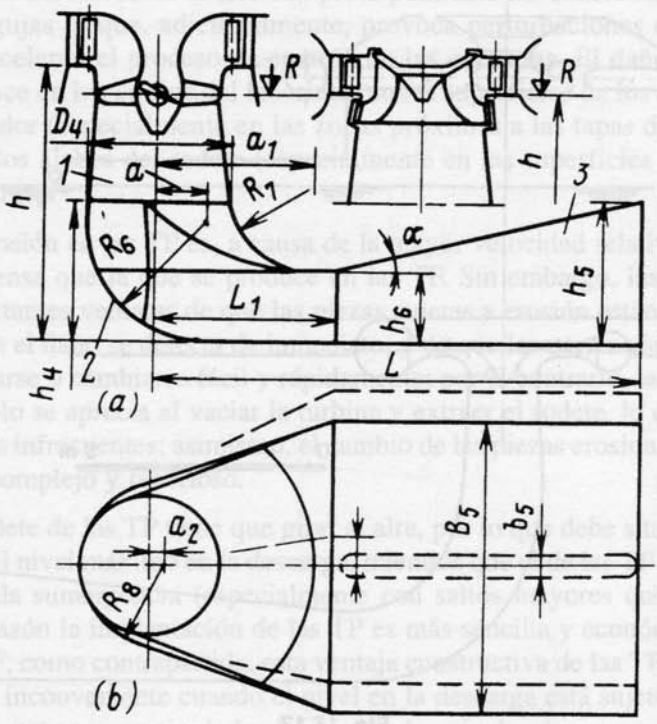


Fig. 15.18

Tubo de aspiración de LMZ. a sección longitudinal, b planta, 1 cono, 2 codo, 3 difusor. Fuente: Illyinykh, 1985.

7. CONSIDERACIONES SOBRE EL TUBO DE ASPIRACION

La finalidad de los tubos de aspiración es:

— conducir el caudal turbinado al canal de descarga,

— aprovechar el desnivel (caso de existir) entre el rodete y el canal de descarga,

— recuperar la energía cinética existente a la salida del rodete.

Para satisfacer estos objetivos, los tubos de aspiración se construyen como difusores con una sección creciente desde la salida del rodete hasta el extremo de aguas abajo, de forma que la velocidad del agua disminuye gradualmente sin que en ningún momento se produzcan despegues o torbellinos. Es de notar que, como es lógico, la relación entre la energía cinética en la salida del rodete y el salto neto utilizado crece al disminuir éste, pues equivale a 1-3 puntos porcentuales en las TF, aumentando hasta el 10-20 % en las TK convencionales y llegando a superar el 50 % del

salto nominal en las turbinas bulbo que utilizan saltos de 5-8 m, lo que confirma la importancia de un diseño adecuado del tubo de aspiración, especialmente para los saltos de pequeña magnitud y elevado caudal.

El tubo de aspiración es responsabilidad del suministrador de la turbina, puesto que el rendimiento garantizado de la turbina incluye las pérdidas en él; por ello será el suministrador quien, ajustándose a las especificaciones del Pliego de Prescripciones Técnicas, proponga el diseño del tubo de aspiración que se ajuste a las características de la turbina y de la central. Por ello, los predimensionamientos anteriormente definidos tienen la finalidad de presentar un diseño tipo razonable que permita cuantificar la obra y completar la definición de la central. Merece la pena señalar que se utilizan diferentes configuraciones del tubo de aspiración dependiendo de la práctica de los fabricantes o para ajustarse a condiciones especiales de la instalación; como ejemplo, en la figura 15.18 se presenta el diseño típico de LMZ, el cual se puede construir con diferentes profundidades según el tipo de turbina y las condiciones de cada emplazamiento; las dimensiones relativas de estos tubos de aspiración en función del diámetro de salida del rodete y de la profundidad, son:

h	2,3	2,5	2,7
L	4.5	4.5	4.5
D_4	1,17	1,35	1,35
R_6	1,00	1,16	1,16
R_7	0,70	0,82	0,82
R_8	0,68	0,78	0,78
h_6	0,58	0,67	0,67
a	0,42	0,49	0,49
a_1	1,28	1,48	1,48
v	0,09	0,11	0,11
B_5	2,38	2,47	2,47
L_1	1,50	1,75	1,75

La profundidad de los tubos de aspiración de las centrales exteriores se limita a 2,3-2,5 veces el diámetro del rodete con objeto de no encarecer las excavaciones; en las centrales subterráneas, por el contrario, no importa tanto la profundidad como la anchura en la descarga, que debe ser pequeña para no debilitar el pilar de roca existente entre dos tubos contiguos; por ello, en estas plantas se suele utilizar un tubo de aspiración más profundo y estrecho, formado prolongando la parte cónica para aumentar la sección en el codo y reducir el ancho del difusor conservando el mismo área útil, como el representado en la figura 15.19 desarrollado por el Bureau of Reclamation. Este tubo de aspiración se puede construir también con un codo tórico y un conducto de descarga circular, lo que resulta de interés cuando en la descarga hay que instalar válvulas de aislamiento de tipo mariposa o cuando el tubo de aspiración se prolonga con un túnel de sección circular (figura 15.20).

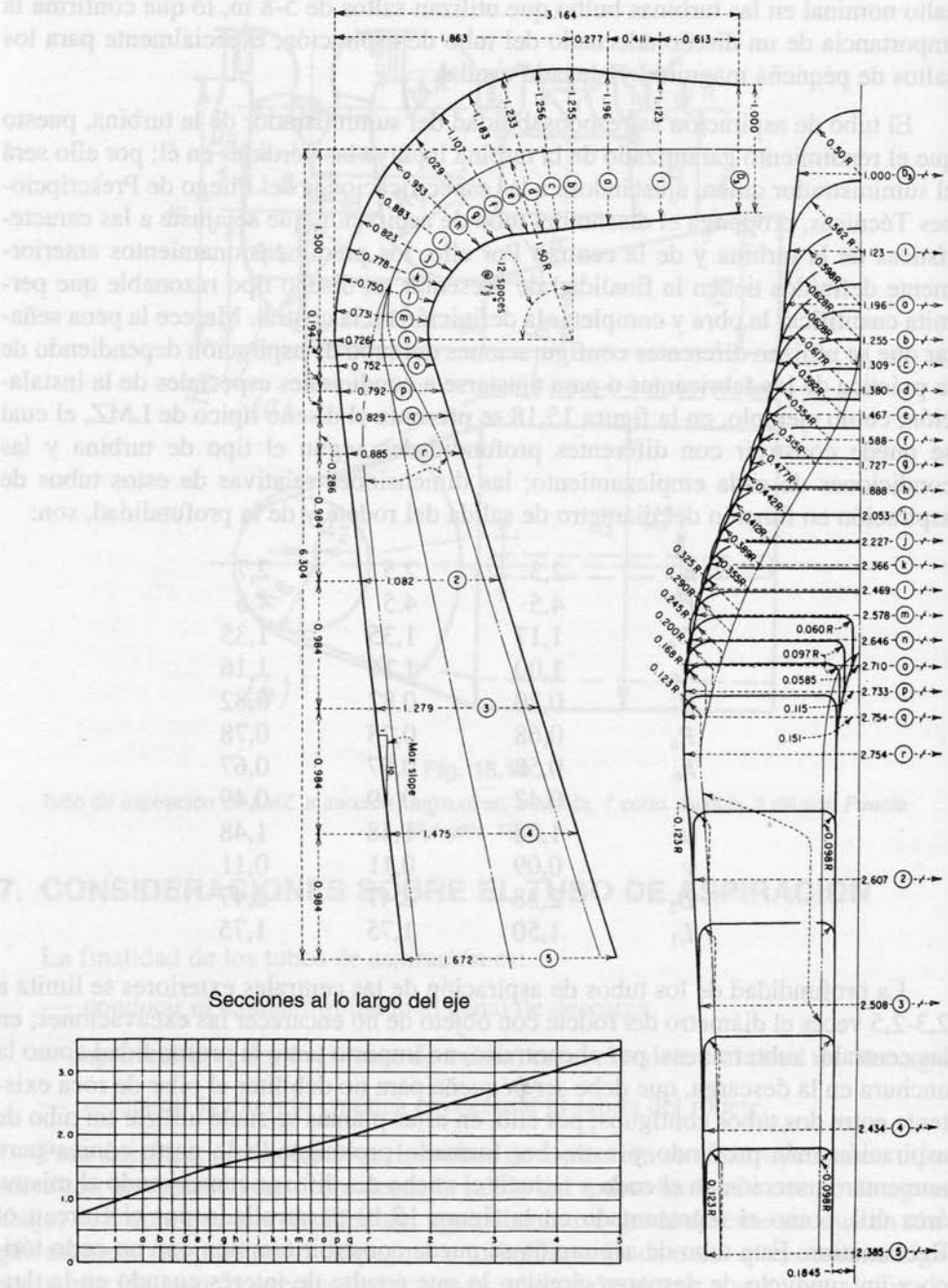


Fig. 15.19

15.19.- Tubo de aspiración profundo. Fuente: Bureau of Reclamation (1976).

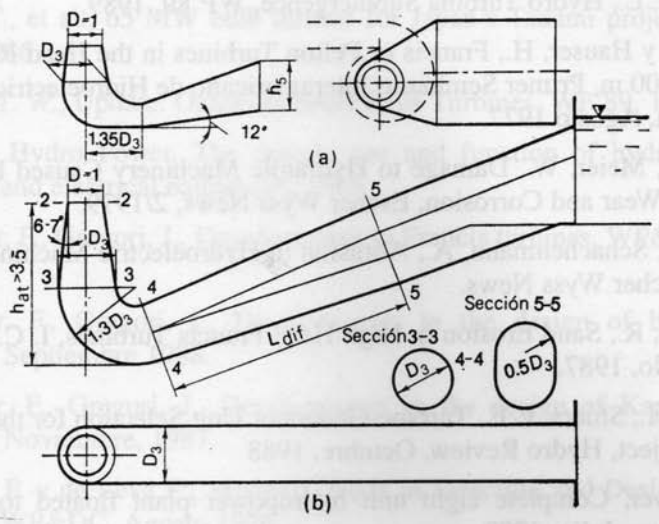


Fig. 15.20

15.20.- Tubos de aspiración de diseño especial. Fuente: Krivchenko, 1986.

BIBLIOGRAFIA

— ASCE, Civil Engineering Guidelines for planning and Designing Hydroelectric Developments, 1989.

— Brekke, H., Recent trends in the design and layout of Pelton turbines, WP&DC, Noviembre, 1987.

— Brown, J. G., Hydro-Electric Engineering Practice, Blackie & Sons Ltd., 1970.

— Bureau of Reclamation, Selecting Hydraulic Reaction Turbines, E. M. No. 20, 1976.

— Cederberg, B., Hydro turbines geared for higher powers, WP&DC, Septiembre 1981.

— Cotillon, J., Advantages of bulb units for low-head developments, WP%DC, Enero 1977.

— Coumans, X., Pachterbeke, Y., Economics of Straflo units for run-of-river stations, WP&DC, Mayo 1981.

— CHARMILLES, Quelques turbines Pelton remarquables

— Fazalare, R. W., Bulb turbine selection for the Main Canal, WP&DC, Octubre 1985.

— Gordon, J. L., Hydro Turbina Submergence, WP'89, 1989.

— Grein, H. y Hauser, H., Francis or Pelton Turbines in the Head Range between 200 and 800 m, Primer Seminario Interamericano de Hidroelectricidad, Mérida, Venezuela, Agosto 1977.

— Grein, H., Meier, W., Damage to Hydraulic Machinery Caused by Cavitation, Abrasive Wear and Corrosion, Escher Wyss News, 2/1979.

— Grein, H., Schachenmann, A., Abrasion in Hydroelectric Machinery, SULZER Hydri, Escher Wyss News.

— Hartmann, R., Sand Erosion in High Head Francis Turbines, I. C. on Hydropower in Oslo, 1987.

— Harty, F. H., Shiers, P. F., Turbine-Generator Unit Selection for the Hydro-Kennebec Project, Hydro Review, Octubre, 1988

— Hydropower, Complete eight unit hydropower plant floated to Vidalia site, Hydropower, Julio, 1989.

— H&D, The turbines and governing system for Freudenau, H&D, 2-1998.

— Ilyinykh, I. I., Hydroelectric Stations, 1985.

— Kovalev, N. N., Hydroturbines, Design and Construction, 1965.

— Krivchenko, G. I., Hydraulic Machines, Turbines and Pumps, 1986.

— Kubota, T., Tsukamoto, T., Calculation of prototype cavitation characteristics in large bulb turbines, WP&DC, Septiembre, 1968.

— KVAERNER Hydro, Kaplan Turbines, Francis Turbines, Pelton Turbines.

— Lindeström, L., et al., Sidney A. Murray, Jr. Hydroelectic Power Plant Turbine Design and Testing, WP'91, 1991.

— Lugaresi, A. y Massa, A., Kaplan turbines: design trends in the last decade, WP&DC, Mayo, 1988.

— Lugaressi, A. y Massa, A., Designing Francis turbines: trends in the last decade, WP&DC, Noviembre, 1987.

— Magauer, P. F., Wolfartsberger, K., Design Concepts for Vertical Kaplan Turbines, WP'91, 1991.

— Mayo, H. A., Tube turbines keeps cost down, WP&DC, Julio 1980.

— Moore, E. T., Taylor, W. H., Main Canal Headworks Hydroelectric Project, WP'85, 1985.

— Moraes, J., et al., Turbines for Itaipú, WP&DC, Diciembre 1981 y Enero 1982.

— Motoki, T., et al., 65 MW bulb turbine for Japan's Tadami project, WP&DC, Agosto 1986.

— Plunkett, T. W., Update: Ozark-Webbers Falls Turbines, WP'89, 1989.

— Raabe, J, Hydro Power, The design, use and function of hydromechanical, hydraulic and electrical equipment, 1985.

— Schweiger, F., Gregori, J., Developments in Francis turbines, WP&DC, Agosto, 1985.

— Schweiger, F., Gregori, J., Developments in the design of bulb turbines, WP&DC, Septiembre 1988.

— Schweiger, F., Gregori, J., Developments in the design of Kaplan turbines, WP&DC, Noviembre, 1987.

— de Siervo F. y de Leva F:, Modern Trends in Selecting and Designing Francis Turbines; WP&DC, Agosto 1976.

— de Siervo F. y de Leva F., Modern Trends in Selecting and Designing Kaplan Turbines, WP&DC, Diciembre 1977 y Enero 1978.

— de Siervo F. y Lugaresi A., Modern Trends in Selecting and designing Pelton Turbines, WP&DC, Diciembre 1978.

— Singh, S., Operational problems and development of a new runner for silty water, WP&DC, Noviembre, 1990.

— Steele, R. D., Pit Turbine Technology for Low Head Hydro Projects, WP'87, 1987.

— Strohmer F, Wolfartsberger, K., Pit-type turbines-An economical solution for low head applications, WP'87, 1987.

— SULZER Hydro, Ceramic Coating.

— SULZER Hydro, Turbinas Kaplan, Turbinas Francis, Turbinas Pelton.

— Thirriot, C., Comparaison entre turbine Kaplan et groupe bulb. La Houille Blanche, 3, 1987.

— Ueda, T., Large capacity bulb units in Japan, WP&DC, Marzo, 1983.

— Warnick, C. C., et al., Hydropower Engineering, 1984.

— Wedam, W., Gruss, P., Low head hydro on the Austrian Danube, WP&DC, Noviembre, 1986.

— Yuzuru, N., Hisao, I., 65 MW Bulb Turbine Generating Unit for Tadami Project, WP'89, 1989.

16

Alternadores

1. INTRODUCCIÓN

El alternador es la máquina que transforma la energía mecánica suministrada por la turbina en energía eléctrica de corriente alterna. Como tal máquima eléctrica es objeto de otras publicaciones (ver, por ejemplo J. Fraile, 1993 y 1996) por lo que, en el presente capítulo únicamente se considerarán aquellos aspectos relacionados con el estudio del aprovechamiento o el anteproyecto de las obras civiles de la central. En esencia, el alternador consiste en una masa giratoria (el rotor) en cuya periferia se disponen unos electroimanes (los polos) que giran en el interior de un cilindro hueco (el estator) compuesto por chapas magnéticas de acero al silicio. Tanto el rotor como el estator tienen devanados construídos con cobre electrolítico; los devanados del rotor, situados en los polos, se conectan a través de anillos y escobillas a una fuente externa de corriente continua (la excitatriz). El flujo magnético creado por la corriente de excitación pasa a través del espacio entre el rotor y el estator (el entrehierro) y, al girar el rotor, induce en el devanado del estator una fuerza electromotriz que al aplicarla a un circuito exterior hace fluir una corriente eléctrica.

La mayor parte de los alternadores que se utilizan en las centrales hidroeléctricas son de tipo síncrono y, por esta razón, son los únicos que se considerarán en el presente capítulo; estos alternadores requieren el suministro de una corriente continua de excitación al rotor para crear el campo magnético que induce la corriente alterna en el estator. Por el contrario, en las centrales pequeñas se suelen instalar alternadores asíncronos o de inducción, que no requieren corriente de excitación sino que utilizan la corriente de la red para la creación del campo magnético; estos

alternadores son más sencillos y económicos que los síncronos (en realidad son similares a los motores de inducción de jaula de ardilla) pero presentan problemas operacionales, por lo que su utilización se limita a los grupos pequeños (por ejemplo menos de 1 MW) y rápidos (por ejemplo más de 600 rpm); con este tipo de alternadores es necesaria la instalación de una batería de condensadores con una potencia reactiva importante para compensar la potencia reactiva generada.

2. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

2.1. Potencia

La potencia en bornes generada por el alternador se calcula aplicando a la potencia entregada por la turbina un coeficiente representativo del rendimiento de la transformación de la energía mecánica en eléctrica:

$$P_a = \eta_a \cdot P_t = g \cdot \eta_a \cdot \eta_t \cdot Q \cdot H$$

donde P_a y P_t son, respectivamente, la potencia generada por el alternador y la entregada por la turbina en kW y η_a es el rendimiento global del alternador. El rendimiento de los alternadores depende del tamaño y características eléctricas de la máquina y tiene unos valores típicos de:

P (MW)	RENDIMIENTO (%)
< 0,5	0,92 - 0,94
0,5 - 1,0	0,94 - 0,96
1,0 -10,0	0,96 - 0,97
10,0 - 50,0	0,97 - 0,98
> 50	> 0,98

La potencia nominal del alternador es la potencia con que se ha diseñado la máquina, que no tiene que coincidir necesariamente con la potencia nominal de la turbina. La variación de la capacidad de generación de la turbina es más acusada en las TF, puesto que al efecto directamente proporcional del salto disponible se une la variación del caudal turbinable que, aproximadamente, es proporcional a la raíz cuadrada de aquél, por lo que la capacidad de generación varía con la potencia 3/2 del salto. En la figura 16.1 se representa esquemáticamente la capacidad de generación máxima en función del salto neto de una TF con un salto variable entre el 65 y el 120 % del salto nominal, valores a los que corresponde respectivamente unas capacidades máximas del 81 y del 112 % de la nominal (turbinación) y del 46 y el 131 % de la potencia nominal (generación); en consecuencia, la variación de la capacidad de generación de las turbinas en función del salto es muy acusada, por lo que puede

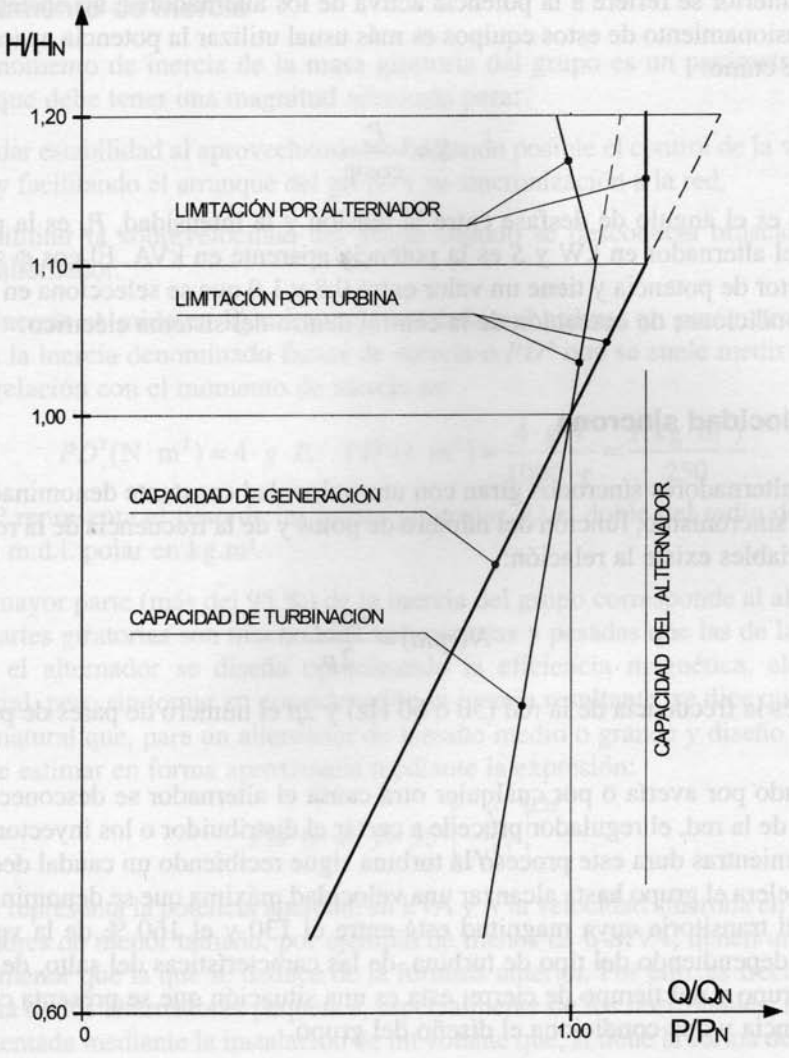


Fig. 16.1

ser conveniente dimensionar el alternador para un salto diferente del nominal de la turbina; en el caso representado en la figura 16.1 se ha supuesto el alternador dimensionado para un salto equivalente al 110 % del nominal de la turbina, por lo que la capacidad de generación del grupo está limitada por la turbina para saltos inferiores a éste y por el alternador para saltos superiores. Por ello, una vez seleccionados el salto y caudal nominales de la turbina se debe estudiar la capacidad más conveniente del alternador comparando el valor del incremento del producible energético obtenido al aumentar esta capacidad con el coste correspondiente.

Lo anterior se refiere a la potencia activa de los alternadores; no obstante, para el dimensionamiento de estos equipos es más usual utilizar la potencia aparente que se define como:

$$S = \frac{P_a}{\cos \varphi}$$

donde φ es el ángulo de desfase entre la tensión y la intensidad, P_a es la potencia activa del alternador en kW y S es la potencia aparente en kVA. El cos φ se denomina factor de potencia y tiene un valor entre 0,8 y 1,0 que se selecciona en función de las condiciones de operación de la central dentro del sistema eléctrico.

2.2. Velocidad sincrona

Los alternadores síncronos giran con una velocidad constante denominada velocidad de sincronismo, función del número de polos y de la frecuencia de la red; entre estas variables existe la relación:

$$N(\text{rpm}) = \frac{60 \cdot f}{2p}$$

donde f es la frecuencia de la red (50 ó 60 Hz) y $2p$ el número de pares de polos del rotor.

Cuando por avería o por cualquier otra causa el alternador se desconecta bruscamente de la red, el regulador procede a cerrar el distribuidor o los inyectores de la turbina; mientras dura este proceso la turbina sigue recibiendo un caudal decreciente que acelera el grupo hasta alcanzar una velocidad máxima que se denomina sobrevelocidad transitoria cuya magnitud está entre el 130 y el 160 % de la velocidad nominal dependiendo del tipo de turbina, de las características del salto, de la inercia del grupo y del tiempo de cierre; esta es una situación que se presenta con cierta frecuencia y que condiciona el diseño del grupo.

La situación más desfavorable se produce cuando, por fallo del dispositivo de regulación, no se activan los mecanismos de cierre del distribuidor, por lo que no se corta el flujo de agua y el grupo continúa acelerándose hasta que se alcanza una velocidad de giro con la que se anula el rendimiento en la transformación de energía hidráulica en energía mecánica. Esta velocidad, denominada de embalamiento oscila, dependiendo del tipo de turbina, entre el 180 y el 280 % de la velocidad nominal y es la condición crítica de diseño a causa, tanto de la fuerza centrífuga desarrollada en las partes giratorias, como por el calentamiento de los cojinetes y las vibraciones en el eje. Por esta causa los alternadores no se someten a pruebas de velocidad de embalamiento (Fazalare, 1981) ya que éstas podrían ocasionar daños de difícil o costosa reparación.

2.3. Momento de inercia

El momento de inercia de la masa giratoria del grupo es un parámetro fundamental que debe tener una magnitud adecuada para:

— dar estabilidad al aprovechamiento haciendo posible el control de la velocidad y facilitando el arranque del grupo y su sincronización a la red,

— limitar la sobrevelocidad del grupo cuando se desconecta brúscamente el alternador.

La inercia se mide en kg.m^2, aunque es habitual utilizar un parámetro proporcional a la inercia denominado factor de inercia o PD^2 que se suele medir en $t \cdot m^2$ y cuya relación con el momento de inercia es:

$$PD^2(\mathrm{N \cdot m^2}) = 4 \cdot g \cdot I; \quad PD^2(\mathrm{t \cdot m^2}) = \frac{4 \cdot g \cdot I}{1000 \cdot g} = \frac{I(\mathrm{kg \cdot m^2})}{250}$$

donde P representa el peso de las partes giratorias, D el doble del radio de giro en m e I el m.d.i. polar en kg.m^2.

La mayor parte (más del 95 %) de la inercia del grupo corresponde al alternador, cuyas partes giratorias son mucho más voluminosas y pesadas que las de la turbina; cuando el alternador se diseña optimizando la eficiencia magnética, eléctrica y estructural, pero sin tomar en consideración la inercia resultante, se dice que tiene la inercia natural que, para un alternador de tamaño medio o grande y diseño moderno se puede estimar en forma aproximada mediante la expresión:

$$PD^2(t \cdot m^2) = 55 \cdot \left[\frac{S}{N^{1,5}}\right]^{1,25}$$

donde S representa la potencia aparente en kVA y N la velocidad síncrona en rpm. Los alternadores de menor tamaño, por ejemplo de menos de 6 MVA, tienen una inercia natural menor que la que se deduce de la fórmula anterior. Por ello, es frecuente que la inercia de los alternadores pequeños, especialmente de los horizontales, tenga que ser aumentada mediante la instalación de un volante que, si tiene la forma de un disco de acero de diámetro D_v (m) y espesor e constante (m), tiene un peso y una inercia de:

$$P(t) = \frac{7{,}84 \cdot \pi \cdot D_v^2 \cdot e}{4} = 6{,}157 \cdot D_v^2 \cdot e; \quad PD^2(\mathrm{t \cdot m^2}) = \frac{P \cdot D_v^2}{2} = 3{,}079 \cdot D_v^4 \cdot e$$

La inercia de las turbinas de tipo Francis, incluyendo la del agua contenida en el interior del rodete, se puede estimar mediante la fórmula propuesta por el Bureau of Reclamation:

$$PD^2(\mathrm{t \cdot m^2}) = 1{,}5 \cdot \left[\frac{P}{N^{1,5}}\right]^{1,25}$$

donde P es la potencia nominal de la turbina en kW y N es la velocidad de giro en rpm. La inercia del alternador puede aumentarse por encima de su valor natural incrementando el diámetro y añadiendo peso; el incremento de coste correspondiente es reducido y puede estimarse en un 5 % del coste total del alternador para un aumento del 50 % de la inercia natural (Moore, 1995). La inercia de los alternadores horizontales se puede aumentar añadiendo un volante de inercia en el extremo libre del eje, el opuesto a la ubicación de la turbina o entre la turbina y el alternador.

Otro parámetro de uso común directamente relacionado con la inercia del alternador es el tiempo de arranque mecánico o tiempo de lanzamiento, que se define como el tiempo en segundos que se precisa para acelerar el grupo turboalternador sometido al par nominal de la turbina, desde 0 hasta su velocidad de sincronismo. Este tiempo característico se calcula a partir de la ecuación básica del movimiento:

$$T \cdot dt = I \cdot d\omega$$

donde T es el par neto nominal en N · m, t el tiempo en s, I el m.d.i. del grupo en kg.m^2 y ω es la velocidad de giro en rad/s. Integrando entre el instante inicial con velocidad nula y $t = T_m$ cuando se alcanza la velocidad nominal, se obtiene el valor del tiempo de arranque buscado:

$$dt = \frac{I \cdot d\omega}{T}; \quad T_m = \frac{I \cdot \omega}{T} = \frac{I \cdot \omega^2}{P}$$

donde T_m es el tiempo de arranque en s y P la potencia nominal de la turbina en W. Sustituyendo I por su valor en función del PD^2 en t · m^2 y poniendo ω en rpm y P en kW se obtiene:

$$I = 250 \cdot PD^2; \quad \omega^2 = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot N^2}{3.600} = \frac{N^2}{91{,}189}; \quad T_m = \frac{250 \cdot PD^2 \cdot N^2}{91{,}189 \cdot 1000 \cdot P} = \frac{PD^2 \cdot N^2}{364{,}76 \cdot P}$$

Es de notar que el mdi (I) y el momento giratorio (PR^2 ó $PD^2/4$) son conceptos diferentes, cuyas magnitudes se miden en kg · m^2 y N · m^2 en el SI y en UTM · m^2 y kp · m^2 en el sistema técnico, respectivamente, y al igual que la relación entre el peso y la masa en estos sistemas, sucede que el valor numérico del primero expresado en kg · m^2 es idéntico al del segundo expresado en kp · m^2:

$$PR^2(\mathrm{N \cdot m^2}) = I(\mathrm{kg \cdot m^2}) \cdot g(\mathrm{m/s^2}); \quad PR^2(\mathrm{kp \cdot m^2}) = \frac{PR^2(\mathrm{N \cdot m^2})}{9{,}8(\mathrm{N/kp})} = I(\mathrm{kg \cdot m^2}) \cdot \frac{g}{9{,}8}$$

lo que con frecuencia da origen a confusiones. La equivalencia entre el PR^2 y el WR^2 medido en lb · pie^2 se establece teniendo en cuenta que 1 t · m^2 = 23.726 lb · pie^2:

$$PD^2(\mathrm{t \cdot m^2}) = 4 \cdot PR^2 = \frac{WR^2(\mathrm{lb \cdot pie^2})}{5.931}$$

2.4. Tensión de generación

La tensión de generación es, como su propio nombre indica, la tensión a la que se genera la corriente alterna. Esta tensión suele estar comprendida entre 6 kV para los generadores pequeños y 20 kV para los grandes, según se muestra en la figura 16.2 donde se representa el rango usual de la tensión de generación en función de la potencia aparente del grupo.

La tensión de generación es siempre menor que la de transporte, lo que obliga a equipar la central con transformadores de potencia que eleven la primera hasta la segunda; es obvio que resultaría más ventajoso generar con la misma tensión que la línea eléctrica de salida, ya que con ello se eliminarían equipos, se mejoraría el rendimiento global y se simplificaría la instalación. Una solución de este tipo se está probando en la actualidad con un alternador experimental instalado en 1998 en la central de Porjus en Suecia; este alternador, denominado «Powerformer», tiene una potencia de 10 MW y una tensión de generación de 45 kV, y se ha construído sustituyendo las barras trenzadas con aislamiento de resinas sintéticas de los estatores convencionales por cables de alta tensión con aislamiento de polietileno (Leijon, 1998); asimismo, está en curso de montaje un segundo alternador de este tipo de 75 MVA y 145 kV en la central de Porsi, también en Suecia (HP&D, 2, 1999).

3. COMPONENTES PRINCIPALES

Los componentes principales del alternador son: rotor, estator, eje, cojinetes, crucetas, frenos, refrigeradores y sistema de excitación (figura 16.3).

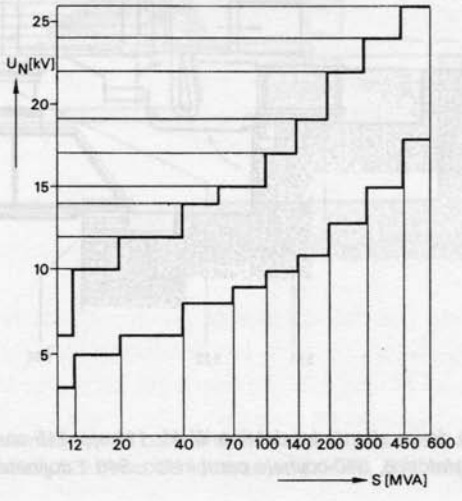
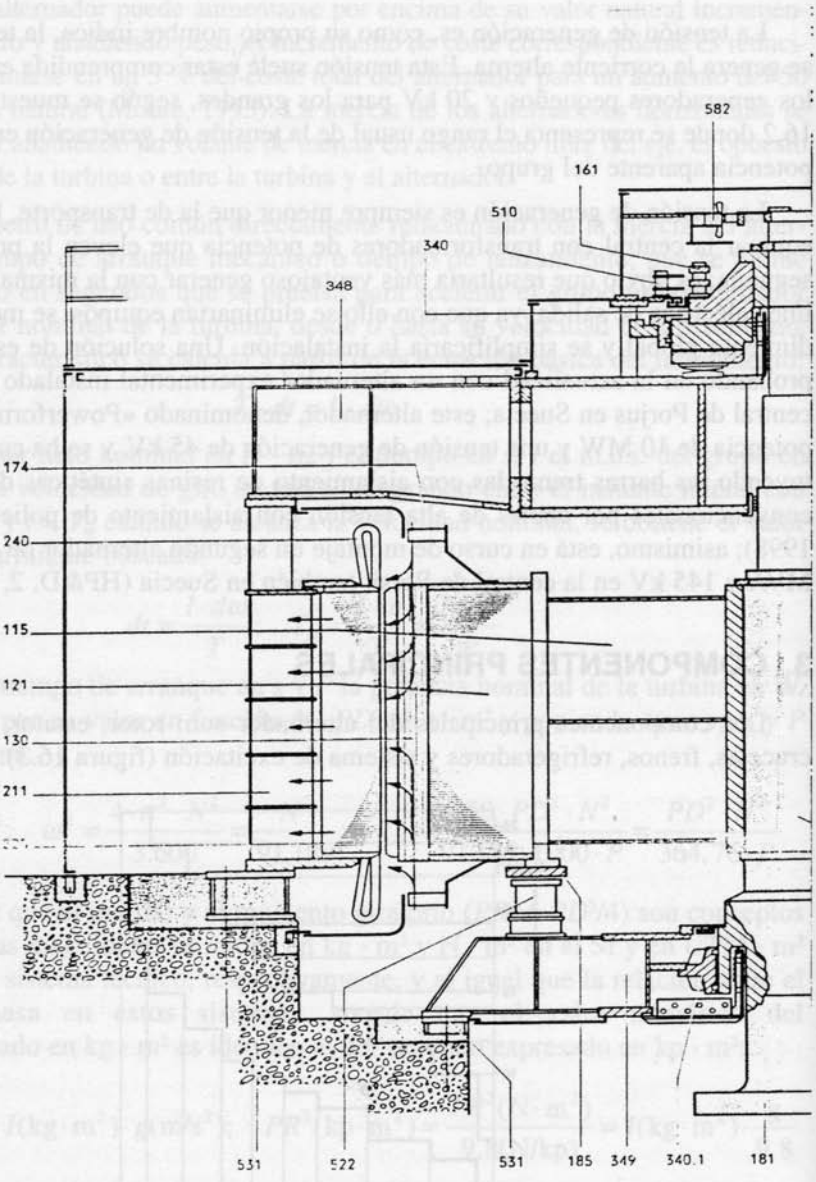
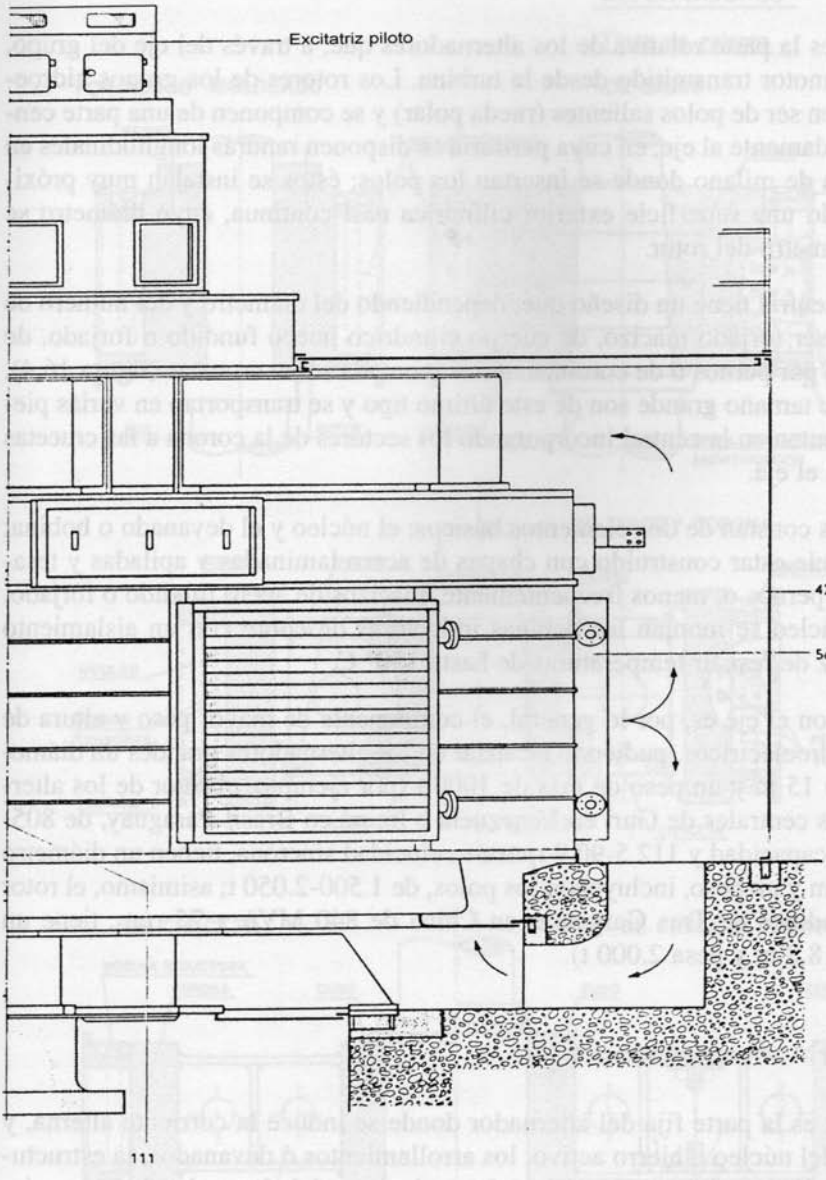


Fig. 16.2
Tensión de generación. Fuente: BBC-ABB.



Disposición típica de un alternador del tipo W 41: 111 eje, 115 cruceta del rotor, 121 corona, 130 p
enrollamiento estatórico, 340 cojinete combinado, 340.1 cojinete guía, 348 cruceta superior, 349

La semisección derecha corresponde a un alternador con equipo de excitación rotativo, tipico de



174 ventilador, 181 brida de acoplamiento, 185 corona de frenado, 211 carcasa, 220 estator, 240 cubierta, 510 soporte portaescobillas, 522 freno, 531 placas de asiento, 564 refrigeradores 582

ores a 1965-70, y la semisección de la izquierda a un equipo con sistema de excitación estática.

3.1. Rotor

El rotor es la parte rotativa de los alternadores que, a través del eje del grupo, recibe el par motor transmitido desde la turbina. Los rotores de los grupos hidroeléctricos suelen ser de polos salientes (rueda polar) y se componen de una parte central unida rígidamente al eje, en cuya periferia se disponen ranuras longitudinales en forma de cola de milano donde se insertan los polos; éstos se instalan muy próximos, formando una superficie exterior cilíndrica casi continua, cuyo diámetro se denomina diámetro del rotor.

La parte central tiene un diseño que, dependiendo del diámetro y del número de polos, puede ser forjado macizo, de cuerpo cilíndrico hueco fundido o forjado, de discos sujetos por pernos o de corona exterior montada sobre crucetas (figura 16.4). Los rotores de tamaño grande son de este último tipo y se transportan en varias piezas que se montan en la central incorporando los sectores de la corona a las crucetas interiores con el eje.

Los polos constan de dos elementos básicos: el núcleo y el devanado o bobina; el primero suele estar construido con chapas de acero laminadas y apiladas y tesadas mediante pernos o, menos frecuentemente, macizos de acero fundido o forjado. Sobre este núcleo se montan las bobinas inductoras de cobre con un aislamiento especial capaz de resistir temperaturas de hasta 130° C.

El rotor con el eje es, por lo general, el componente de mayor peso y altura de los grupos hidroeléctricos, pudiendo alcanzar en los alternadores grandes un diámetro de más de 15 m y un peso de más de 1000 t (por ejemplo, el rotor de los alternadores de las centrales de Guri en Venezuela e Itaipú en Brasil-Paraguay, de 805-824 MVA de capacidad y 112,5-90,9 rpm de velocidad síncrona, tienen un diámetro de 15,0-16,6 m y un peso, incluyendo los polos, de 1.500-2.050 t; asimismo, el rotor de los alternadores de Tres Gargantas en China de 840 MVA y 75 rpm, tiene un diámetro de 18,8 m y pesa 2.000 t).

3.2. Estator

El estator es la parte fija del alternador donde se induce la corriente alterna, y se compone del núcleo o hierro activo, los arrollamientos o devanados, la estructura de soporte y la carcasa exterior. El núcleo es la parte del alternador donde se cierra el flujo magnético del rotor; se construye con chapas de acero especial apiladas en forma de paquetes, comprimidas y tesadas mediante pernos roscados; la superficie interior del núcleo tiene unas ranuras longitudinales donde se instalan barras de conexión que facilitan el montaje de las chapas. El arrollamiento del estator puede construirse con cables o barras; en la actualidad, se utilizan generalmente

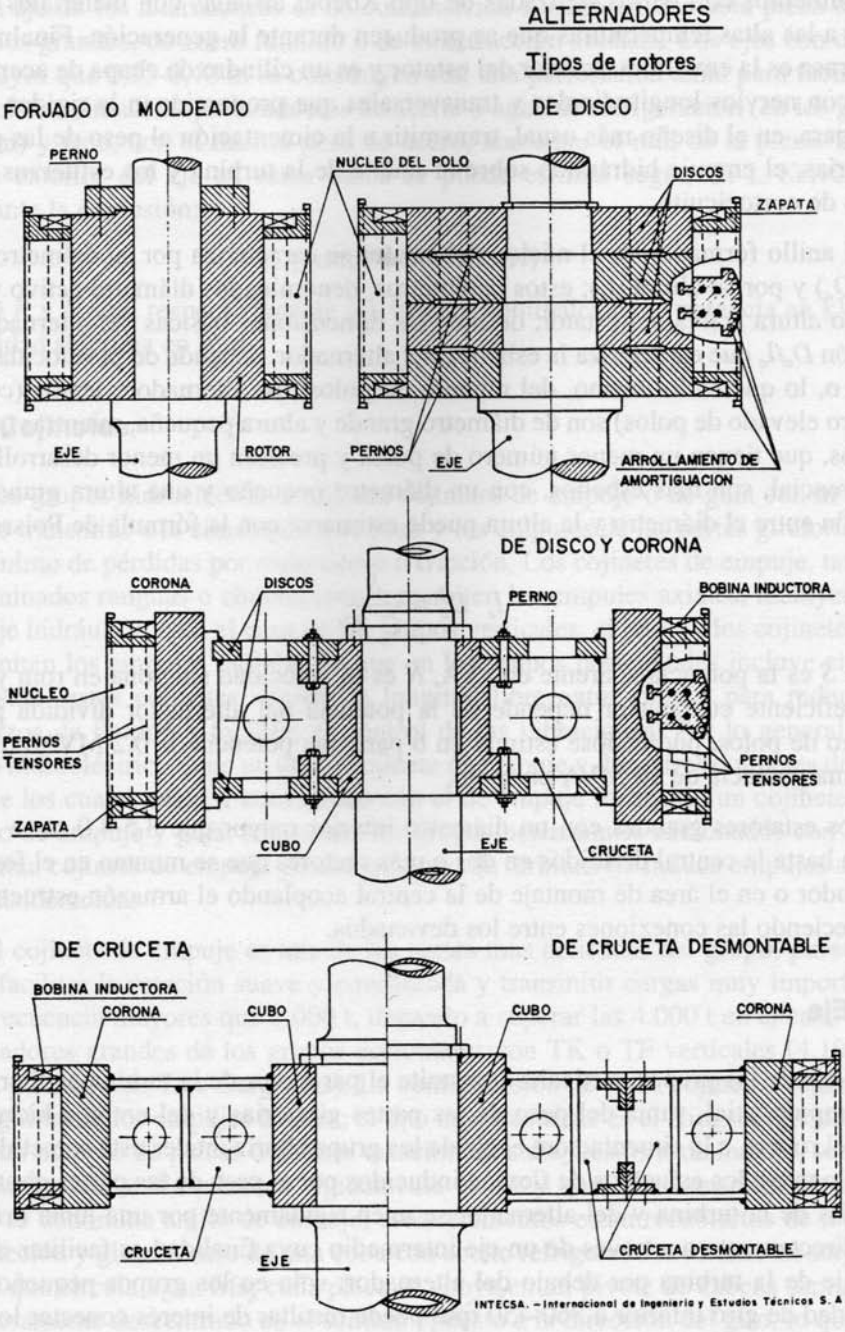


Fig. 16.4

Tipos de rotor.

arrollamientos con barras trenzadas de tipo Roebel aisladas con materiales resistentes a las altas temperaturas que se producen durante la generación. Finalmente, la carcasa es la envoltura exterior del estator y es un cilindro de chapa de acero soldada con nervios longitudinales y transversales que proporcionan la rigidez necesaria para, en el diseño más usual, transmitir a la cimentación el peso de las partes giratorias, el empuje hidráulico sobre el rodete de la turbina y los esfuerzos dinámicos de cortocicuito.

El anillo formado por el núcleo del estator se caracteriza por su diámetro interior (D_a) y por su altura (l_a); estos parámetros, denominados diámetro activo y longitud o altura activa del estator, definen las dimensiones básicas del alternador; la relación D_a/l_a que caracteriza la esbeltez del alternador, depende de la velocidad síncrona o, lo que es lo mismo, del número de polos; los alternadore lentos (con un número elevado de polos) son de diámetro grande y altura pequeña, mientras que los rápidos, que tienen un menor número de polos y precisan un menor desarrollo circunferencial, son más esbeltos, con un diámetro pequeño y una altura grande. La relación entre el diámetro y la altura puede estimarse con la fórmula de Poisson:

$$l_e \cdot D_a^2 = \frac{S}{C \cdot N}$$

donde S es la potencia aparente en kVA, N es la velocidad síncrona en rpm y C es un coeficiente cuyo valor depende de la potencia del alternador dividida por el número de polos, pudiéndose estimar en 6 para una potencia de 0,2 MVA/polo y 9 para una potencia de 10 MVA por polo.

Los estatores grandes con un diámetro interior mayor que 3,5-4,0 m se transportan hasta la central divididos en dos o más sectores que se montan en el foso del alternador o en el área de montaje de la central acoplando el armazón estructural y estableciendo las conexiones entre los devanados.

3.3. Eje

El eje de los grupos verticales transmite el par motor de la turbina al alternador y el empuje axial, suma del peso de las partes giratorias y del empuje hidráulico sobre el rodete, a la cimentación; el eje de los grupos horizontales está sometido adicionalmente a los esfuerzos de flexión inducidos por el peso de las partes giratorias. Los ejes de la turbina y del alternador se unen rígidamente por una junta bridada, bien directamente o a través de un eje intermedio cuya finalidad es facilitar el desmontaje de la turbina por debajo del alternador; solo en los grupos pequeños con velocidad de giro inferior a 360-450 rpm puede resultar de interés conectar los ejes de la turbina y del alternador a través de un engranaje multiplicador para utilizar un alternador rápido y de construcción estándar con una turbina mucho más lenta.

El eje de los alternadores es de construcción forjada en una sola pieza o, para tamaños grandes, de acero fundido o de construcción soldada. Los ejes con diámetro mayor que 0,35-0,40 m se construyen con una perforación axial para facilitar el control de calidad, alojar conductos de aceite o agua de refrigeración (en los grupos Kaplan) y para, con el mismo peso de acero, aumentar el mdi de la pieza. El diámetro exterior del eje en estos casos se puede estimar según G. I. Krivchenko mediante la expresión:

$$D_s \text{ (mm)} = 105 \, (P / N)^{0,35}$$

donde P y N son, respectivamente los valores nominales de la potencia en kW y la velocidad síncrona en rpm.

3.4. Cojinetes

Los grupos hidroeléctricos utilizan cojinetes de empuje o de guía con la finalidad de transmitir a la cimentación el peso y los empujes de las partes giratorias con un mínimo de pérdidas por rozamiento o fricción. Los cojinetes de empuje, también denominados ranguas o chumaceras, transmiten los empujes axiales, incluyendo el empuje hidráulico y, en el caso de los grupos verticales, el peso, y los cojinetes guía transmiten los empujes radiales, lo que en los grupos horizontales incluye el peso; asimismo, estos cojinetes acortan la longitud libre entre apoyos para reducir los esfuerzos de flexión y facilitar el control de las vibraciones. Por lo general, cada grupo hidroeléctrico tiene un único cojinete de empuje y dos o tres cojinetes de guía, uno de los cuales suele ir combinado con el de empuje formando un cojinete combinado de empuje y guía; sólamente los grupos horizontales accionados con TP no necesitan cojinete de empuje ya que este tipo de turbinas no induce empujes axiales de consideración.

El cojinete de empuje es una de las partes mas delicadas del grupo, puesto que debe facilitar la rotación suave y equilibrada y transmitir cargas muy importantes, con frecuencia mayores que 1.000 t, llegando a superar las 4.000 t en el caso de los alternadores grandes de los grupos accionados con TK o TF verticales (4.100 t en Itaipú y 5.500 t en Tres Gargantas). La configuración de estos cojinetes depende de la magnitud de los empujes axiales; el tipo más frecuente es el Kingsbury, que consta de un número de placas o patines estacionarios dispuestos radialmente, sobre las que desliza un anillo adosado rígidamente al eje y que, por transmitir el empuje axial, se denomina anillo de empuje; estos elementos están recubiertos de material antifricción y giran dentro de una cuba con aceite refrigerado mediante un serpentín por el que circula agua fría; cada placa se apoya en un pivote de cabeza semiesférica ligeramente descentrado en el sentido opuesto a la dirección del giro, lo que ocasiona una separación creciente entre el anillo y las placas, provocando la formación de una película de aceite que proporciona la fuerza ascensional necesaria y transmite

la carga axial; en otros tipos, las placas estacionarias se apoyan sobre pequeñas piezas cilíndricas o a lo largo de cuñas radiales, con lo que se consigue un efecto similar de crear la fuerza ascensional de soporte (figura 16.5). En cualquier caso los cojinetes de empuje deben conseguir una distribución uniforme de las cargas, el amortiguamiento de los esfuerzos transitorios, el control de las deformaciones del cojinete y la formación de una película de aceite.

Los cojinetes guía verticales constan de una serie de segmentos cilíndricos de espesor decreciente sujetos entre la superficie del eje y la de un manguito exterior que, al girar sumergidos en aceite, transmiten unas fuerzas radiales a la superficie lateral de los segmentos que se equilibran cuando el eje está centrado; en la figura 16.6 se muestran semisecciones esquemáticas de una de las disposiciones típicas de estos dos tipos de cojinete (apoyo y guía) para ejes verticales.

Los cojinetes combinados de apoyo y guía incorporan los dos tipos anteriores en un solo elemento, que tiene una disposición típica como la que se muestra en las figuras 16.7 ó 16.8.

Los cojinetes de empuje, de guía y los combinados (radiales y axiales) de los grupos horizontales tienen un diseño similar a los descritos para los grupos verticales (figura 16.9).

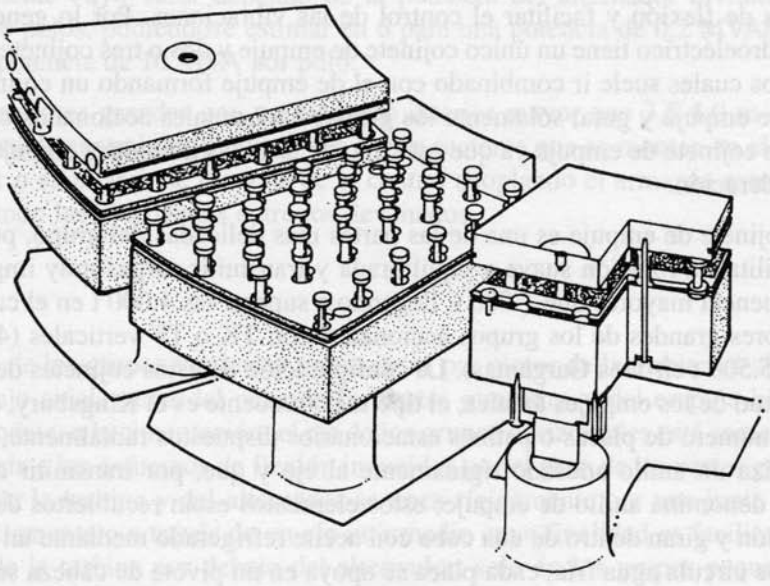


Fig. 16.5

Detalle del sistema de apoyo de doble capa de las placas de un cojinete de empuje. Fuente: Gummer, 1998.

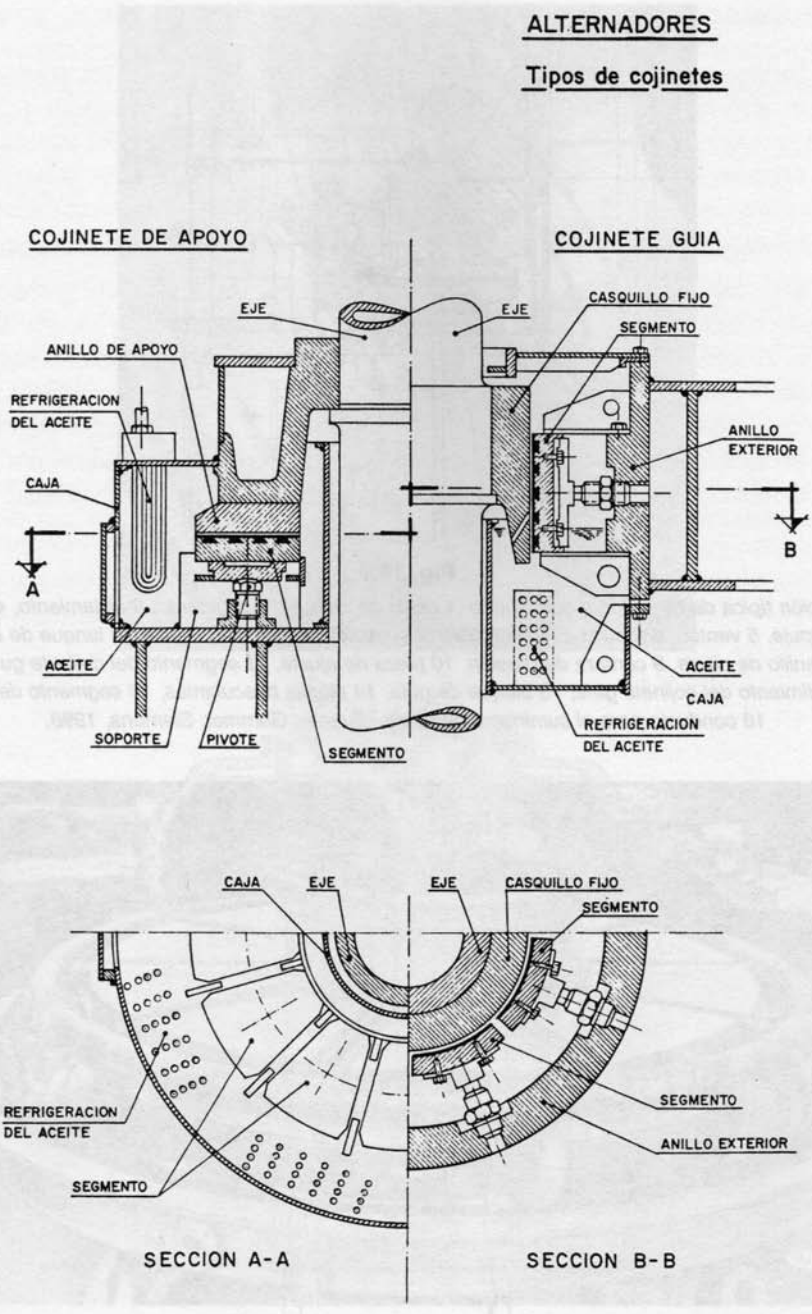


Fig. 16.6

Disposición típica de los cojinetes de apoyo y de guía.

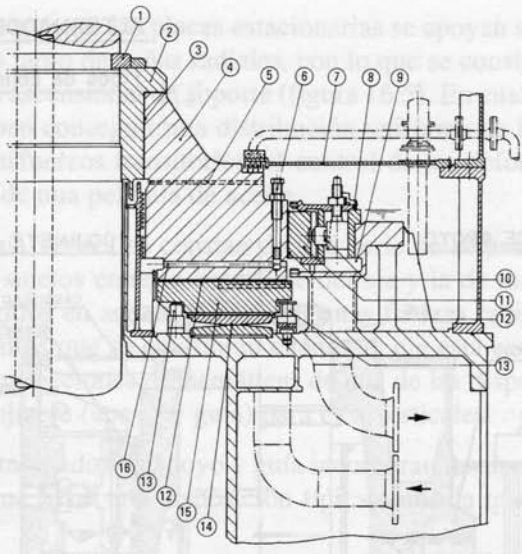


Fig. 16.7

Disposición típica de un cojinete combinado. 1 anillo de empuje, 2 segmento, 3 aislamiento, 4 bloque de empuje, 5 venteo, 6 tornillo de ajuste para el suministro de aceite, 7 tapa del tanque de aceite, 8 anillo de cierre, 9 cámara de presión, 10 pieza de ajuste, 11 segmento del cojinete guía, 12 revestimiento del cojinete guía, 13 bloque de guía, 14 placas basculantes, 15 segmento de empuje, 16 conducto para el suministro de aceite. Fuente: Gummer, Siemens, 1998.

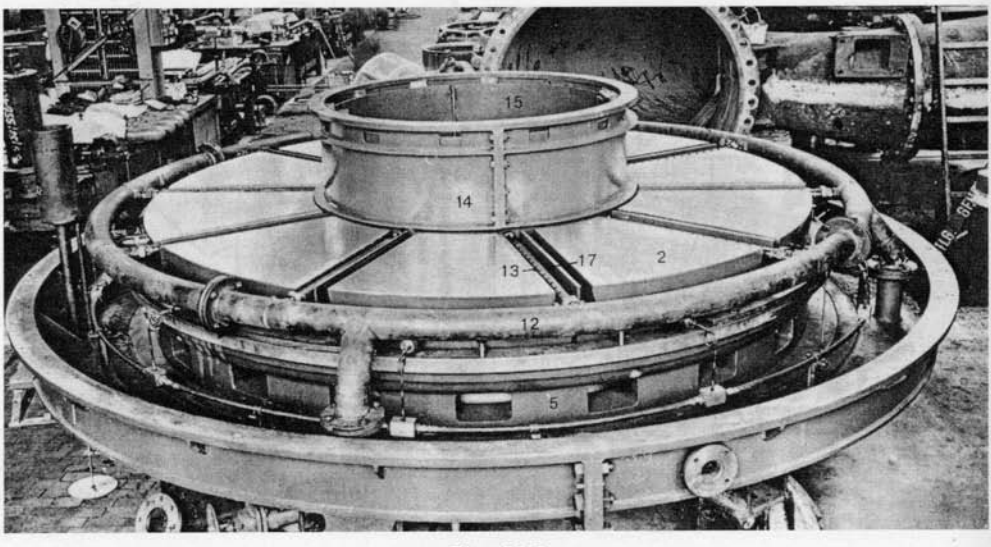


Fig. 16.8

Cojinete combinado: 2 patín, 5 chasis, 12 alimentación, 13 conducto de inyección de aceite, 14 bomba, 15 marguito, 17 colector de aceite. Fuente: SULZER Hydro.

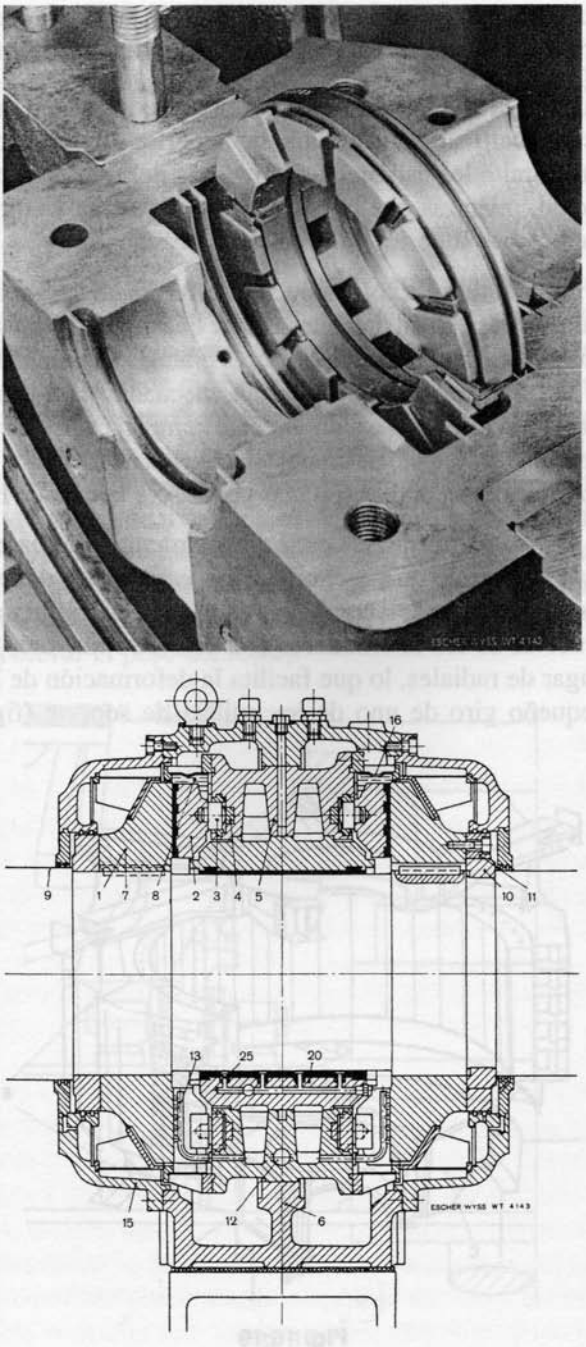


Fig. 16.9

Cojinetes de un grupo horizontal. Fuente: SULZER Hydro.

3.5. Crucetas

Las fuerzas transmitidas por los cojinetes de apoyo y de guía de los grupos hidroeléctricos verticales se trasladan a la cimentación mediante entramados radiales o crucetas de vigas de acero situados en la parte superior e inferior del alternador. La cruceta superior transmite los esfuerzos a la carcasa del estator y, por intermedio de ésta a la cimentación, mientras que la cruceta inferior se apoya directanmente en la obra de fábrica de la parte superior del foso de la turbina.

La carga más importante es la correspondiente al cojinete de empuje que, en el caso más común de alternadores con un diámetro menor que 4-5 m, se sitúa encima del alternador. Las crucetas superiores de los alternadores grandes, con un diámetro mayor que 5 m, tienen unos brazos largos que no resultan adecuadas para transmitir el empuje axial, ya que la estructura resultaría excesivamente compleja y pesada; por ello, en estos casos es preferible situar el cojinete de empuje debajo del alternador y transmitir las cargas a la cruceta inferior cuyos brazos son más cortos, o a la tapa de la turbina.

Cada una de las dos crucetas conecta dos estructuras anulares concéntricas y situadas en el mismo plano lo que, a causa de las variaciones de temperatura, induce unos esfuerzos elevados en los brazos radiales y en las estructuras anulares; por esta razón, las crucetas de los alternadores con diámetro mayores que 10 m suelen ser oblicuas en lugar de radiales, lo que facilita la deformación de los brazos que se traduce en un pequeño giro de uno de los anillos de soporte (figura 16.10); esta

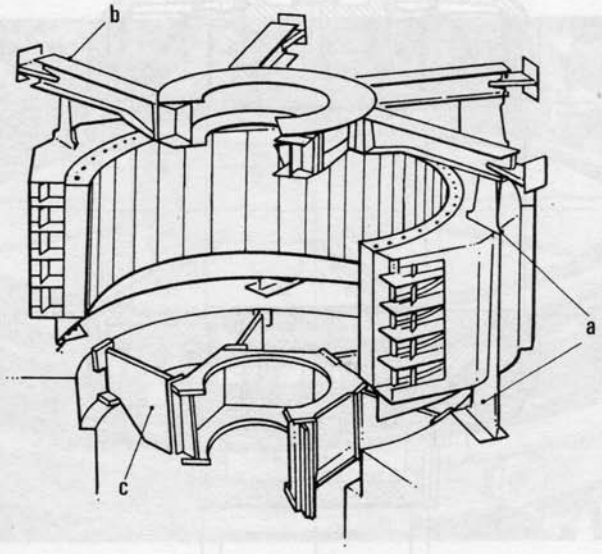


Fig. 16.10

Crucetas de apoyo con brazos oblicuos; a conexión estator cimentación mediante pilares oblicuos, b cruceta superior, c cruceta inferior. Fuente: Vögele, 1998.

disposición, desarrollada por ABB, es muy ventajosa en los alternadores de diámetro grande ya que permite reducir sustancialmente los esfuerzos en las crucetas, las estructuras anulares y sobre la cimentación y, al mismo tiempo, garantiza la conservación de la forma circular del estator (Vögale, 1998).

3.6. Frenos

Al desconectar el alternador y cerrar la admisión de la turbina, el grupo se decelera pero sigue girando con una velocidad decreciente durante un largo tiempo; esta situación aconseja introducir un frenado mecánico cuando la velocidad de giro alcanza el 25-35 % de la velocidad nominal para evitar daños en el cojinete de empuje cuando la velocidad de giro es insuficiente para garantizar la formación de la película protectora de aceite. Por esta razón los alternadores se equipan con un sistema de frenado consistente en un anillo de acero montado sobre la cruceta inferior del rotor y un número de cilindros accionados por aire comprimido que, cuando el rotor alcanza la velocidad adecuada, presionan unas zapatas de frenado contra el anillo (figura 16.11); este sistema puede utilizarse para reducir la carga sobre el cojinete de empuje o para levantar el alternador durante las operaciones de revisión y desmontaje (en este caso se emplea aceite en presión, ya que el aire comprimido no es adecuado para elevar el peso del rotor).

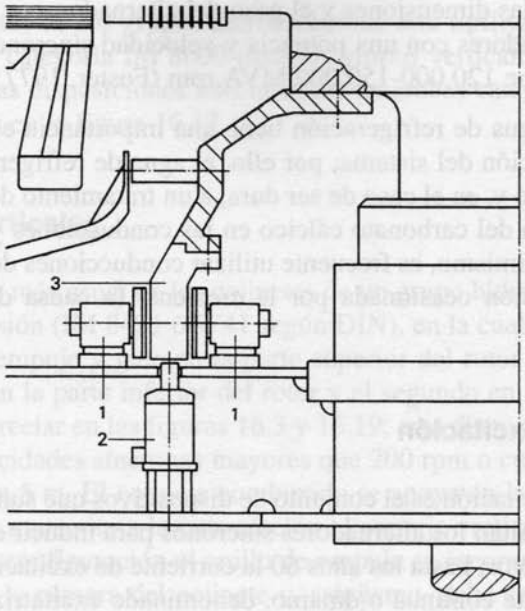


Fig. 16.11

Disposición típica de los frenos de una alternador: 1 cilindro de frenado, 2 gato de levantamiento, 3 anillo de frenado. Fuente: ABB.

3.7. Refrigeración

Las pérdidas energéticas en el alternador se transforman en calor que es preciso eliminar para evitar elevaciones excesivas de la temperatura de los devanados; con este propósito se instala un circuito forzado de aire de refrigeración que impulsa aire fresco a través de las ranuras previstas en el rotor y estator con esta finalidad. El aire caliente de retorno se enfría en unos intercambiadores de calor aire-agua dispuestos en la superficie externa de la carcasa del alternador o se expulsa al exterior; en el primer caso (el más usual) se tiene un circuito cerrado de aire de refrigeración y un circuito abierto de agua fría que alimenta los intercambiadores de calor aire-agua. El segundo procedimiento con el circuito abierto es menos efectivo, por lo que solo se utiliza en los alternadores pequeños; asimismo, requiere la instalación de filtros de aire de gran capacidad para eliminar las partículas u otros elementos en suspensión en el aire aspirado.

En los alternadores grandes con velocidades de giro elevadas es difícil o costoso conseguir una refrigeración adecuada con un circuito de aire; por ello, en estos casos se adopta un sistema mixto de refrigeración por agua del estator y por aire del rotor o un sistema totalmente hidráulico, tanto del estator como del rotor. Este sistema encarece la construcción del alternador, por lo que sólamente se utiliza en casos especiales en los que no resulta viable la refrigeración por aire o en los que es conveniente reducir las dimensiones y el peso del alternador; por ello, solo se suele utilizar en los alternadores con una potencia y velocidad síncrona elevadas, con un índice P×N mayor que 120.000-150.000 MVA.rpm (Foster, 1977).

La calidad del agua de refrigeración tiene una importancia especial, ya que de ella depende la duración del sistema; por ello, el agua de refrigeración se somete a un proceso de filtrado y, en el caso de ser dura, a un tratamiento descalcificador que evite la precipitación del carbonato cálcico en las conducciones y en los intercambiadores de calor. Asimismo, es frecuente utilizar conducciones de acero inoxidable para evitar la corrosión ocasionada por la creciente (a causa de la lluvia ácida) acidez del agua.

3.7. Sistema de excitación

El sistema de excitación es el conjunto de dispositivos que suministra la corriente continua que necesitan los alternadores síncronos para inducir el campo magnético en los polos del rotor; hasta los años 60 la corriente de excitación procedía de un generador de corriente continua o dínamo, denominado excitatriz principal, que se montaba en el eje del grupo complementada por una excitatriz auxiliar, denominada excitatriz piloto, montada en el extremo superior del eje del alternador. Este sistema rotativo ha sido sustituído por otro de excitación estático en el que la corriente

continua se obtiene rectificando corriente alterna mediante rectificadores de silicio (tiristores) situados fuera del alternador; la corriente alterna se toma de los transformadores de servicios auxiliares de la planta o, menos frecuentemente, de un alternador síncrono de reducido tamaño que se instala en el extremo libre del eje del grupo. La sustitución del sistema de excitación dinámica por la estática ha cambiado el aspecto de las salas de operación de las centrales, de donde han desaparecido los apéndices piramidales que sobresalían del suelo, tan característicos de las centrales de los años 60 y anteriores (compásese por ejemplo las dos semisecciones del alternador representado en la figura 16.3 o los grupo turbogeneradores de la central de Brévières representados en la figura 17.12 con los de la central de El Infiernillo representados en la figura 16.16).

4. DISPOSICIÓN DE LOS COJINETES

La disposición de los cojinetes depende básicamente de la potencia y velocidad síncrona del alternador; asímismo, esta disposición también depende de la magnitud de la la velocidad de giro con la que se comienza a producir vibraciones en el eje del grupo, denominada primera velocidad crítica; es habitual especificar que esta velocidad sea como mínimo un 25 % mayor que la velocidad de embalamiento, lo que puede ser una condición difícil de cumplir en los alternadores rápidos. La disposición de los cojinetes de los grupos hidroeléctricos está tipificada en la norma IEC 34-7:1992 bajo la categoría IM 8000 para los grupos verticales y la IM 7000 para los horizontales; las disposiciones más ususales de ambas categorías se representan esquemáticamente en la figura 16.12.

4.1. Grupos verticales

La disposición más usual de los cojinetes de un grupo hidroeléctrico es la denominada en suspensión (IM 8421 ó W41 según DIN), en la cual se instala un cojinete combinado de empuje y guía en la parte superior del rotor y dos cojinetes guía adicionales, uno en la parte inferior del rotor y el segundo en la tapa de la turbina, según se puede apreciar en las figuras 16.3 y 16.19; esta disposición se utiliza generalmente con velocidades síncronas mayores que 200 rpm o cuando el diámetro del rotor es menor que 5 m. El cojinete combinado se apoya en la cruceta superior del alternador, la cual transmite a la cimentación el empuje vertical y las fuerzas horizontales; con esta configuración el anillo de empuje se incorpora al eje después de instalar el rotor y la cámara del cojinete y, asimismo, debe ser removido antes de proceder a la extracción del rotor. En los grupos pequeños en los que la velocidad crítica no representa un elemento condicionante del diseño se puede eliminar el cojinete guía situado debajo del rotor, con lo que el grupo se apoyaría exclusivamente

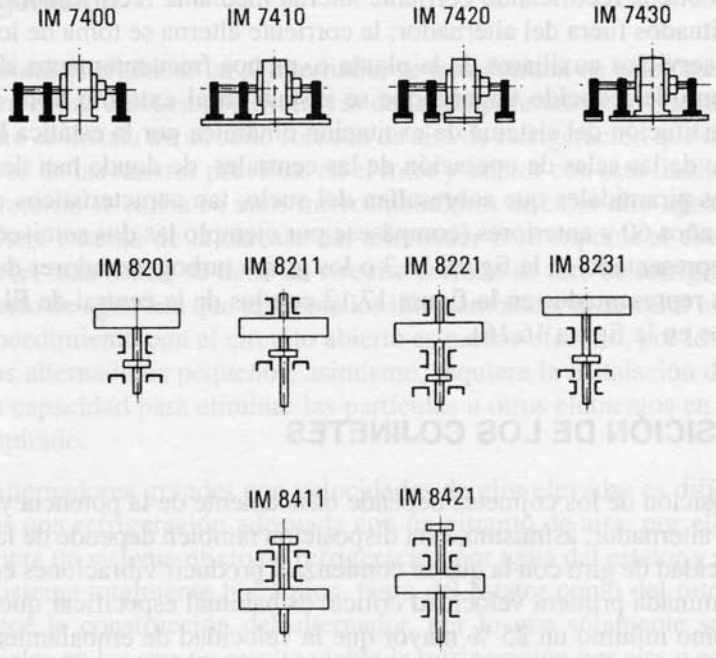


Fig. 16.12

Nomenclatura de los cojinetes según CEI. Fuente: Gummer, H&D, 1998.

en el cojinete combinado superior y en el cojinete guía de la tapa de la turbina (disposición IM 8411 ó W21 según DIN). Esta disposición se adopta en los grupos grandes con TP en los que el rodete se sitúa próximo al rotor y no queda espacio entre ellos para colocar los dos cojinetes guía, como es el caso del alternador de la central de Bieudron de 465 MVA de potencia a 428.6 rpm que, probablemente, es el mayor alternador hidroeléctrico de alta velocidad del mundo, con una potencia de 33,2 MVA por polo (figura 16.13); el alternador, fabricado por ABB, está refrigerado por agua y, debido a su tamaño, velocidad y características constructivas, la primera velocidad crítica es menor que la velocidad de embalamiento de la turbina, lo que resulta admisible en los grupos accionados con TP.

Según se ha mencionado, en los alternadores con un diámetro mayor que 5 m, lo que suele coincidir con velocidades síncronas menores que 100-200 rpm dependiendo de la potencia nominal, es preferible situar el cojinete de empuje debajo del rotor en lugar de en la parte superior, y apoyarlo directamente en la cruceta inferior cuyos brazos son más cortos que los de la superior y, en consecuencia, forma una estructura resistente más simple y ligera. Esta disposición, denominada en paraguas (IM 8201 ó W8 según DIN), prescinde del cojinete superior, por lo que el grupo se apoya en el cojinete combinado situado debajo del rotor y en un cojinete guía situado en la tapa de la turbina,

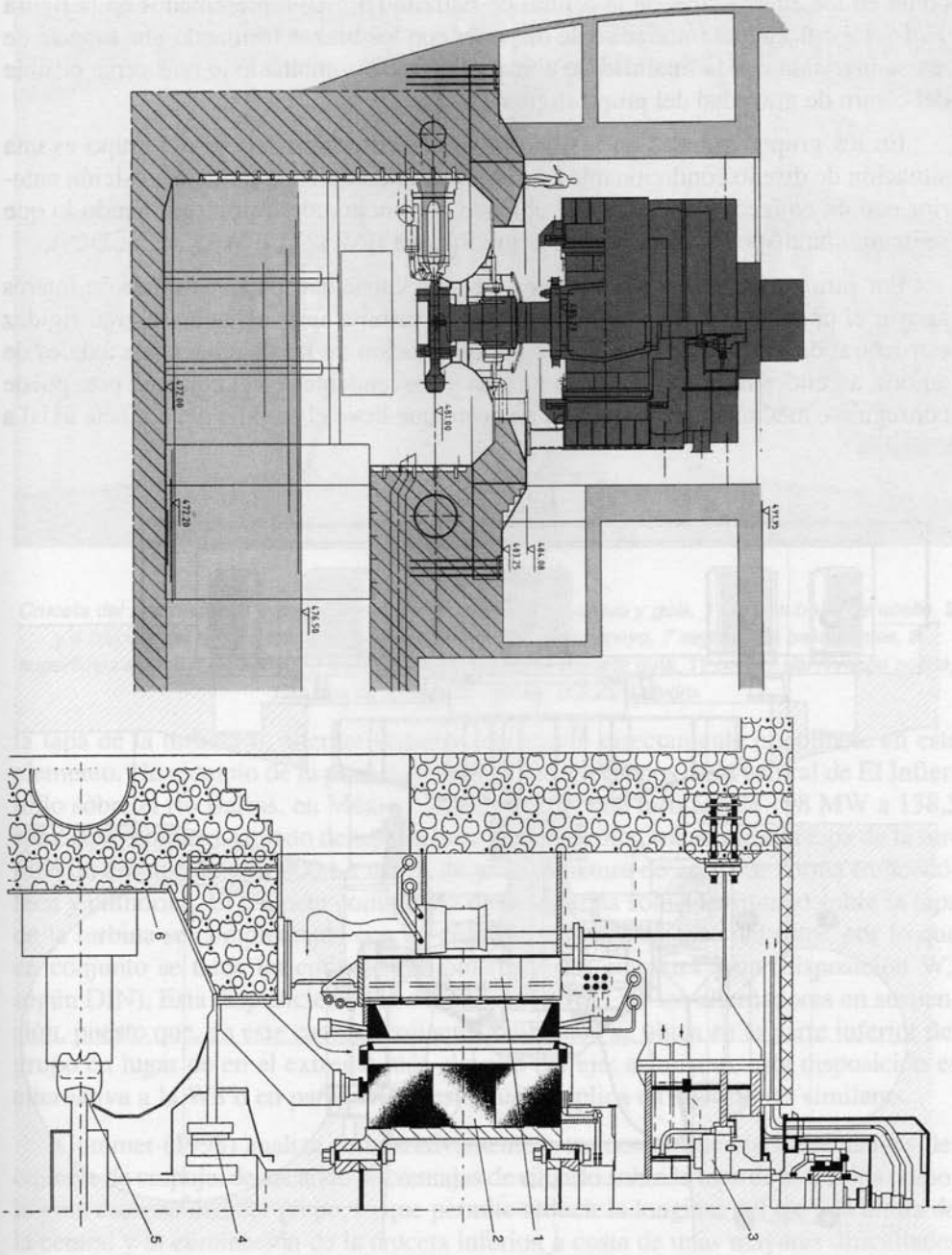


Fig. 16.13

Alternador de la central de Bieudron (Suiza). P=465 MVA, H=1874–1633 m, N=428,6 rpm. 1 estator, 2 rotor, 3 cojinete combinado, 4 cojinete guía, 5 rodete, 6 carcasa de la turbina. Fuente: Hydro Vevey, ABB.

como en los alternadores de la central de Estreito (Brasil) representados en la figura 16.14. La cruceta del rotor se suele disponer con los brazos formando una especie de artesa invertida con la finalidad de ubicar el cojinete combinado lo más cerca posible del centro de gravedad del grupo (figura 16.15).

En los grupos grandes en los que la velocidad crítica del eje del grupo es una situación de diseño condicionante es conveniente complementar la disposición anterior con un cojinete guía adicional ubicado por encima del rotor, originando lo que se denomina disposición en paraguas modificada (IM 8221 ó W42 según DIN).

Por otra parte, en los alternadores de gran capacidad puede resultar de interés apoyar el cojinete combinado en la tapa de la turbina aprovechando la gran rigidez estructural de este elemento y la distinta orientacion de las solicitaciones axiales de ambos, ascendentes en la tapa de la turbina y descendentes en el cojinete; esto puede conseguirse mediante una estructura de acero que lleve el empuje del cojinete axial a

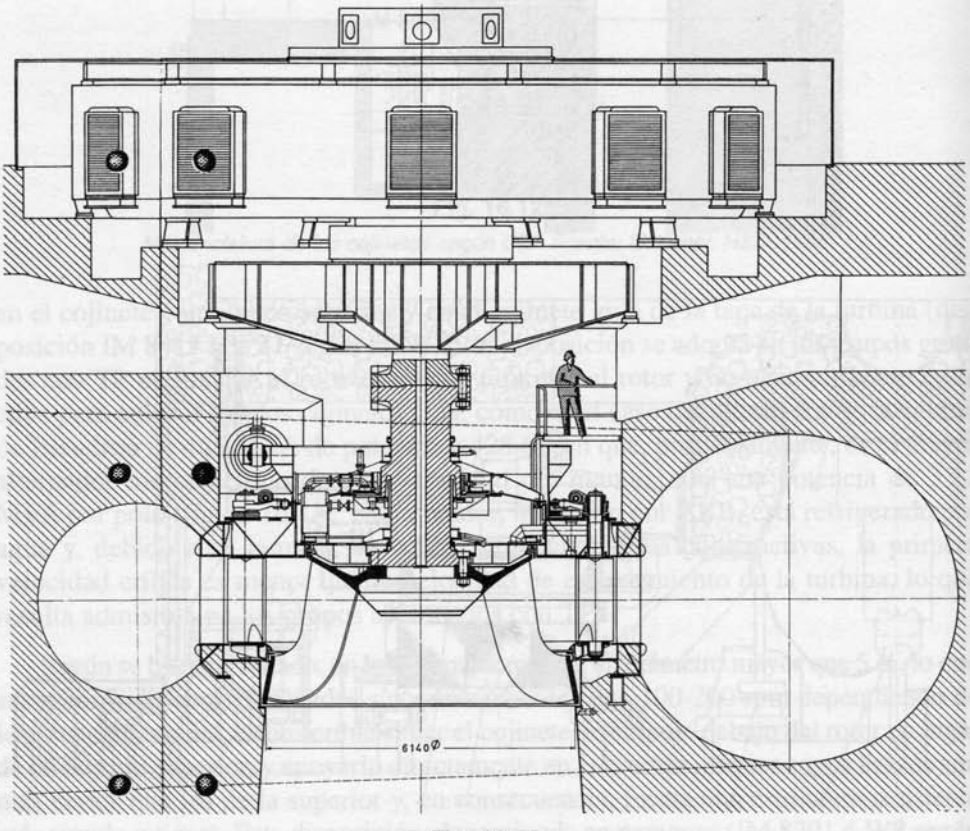


Fig. 16.14

Grupo turbogenerador de la central de Estreito. P=192 MW, H=63 m, Q=333 m³/s, N=112,5 rpm. Fuente: VOITH.

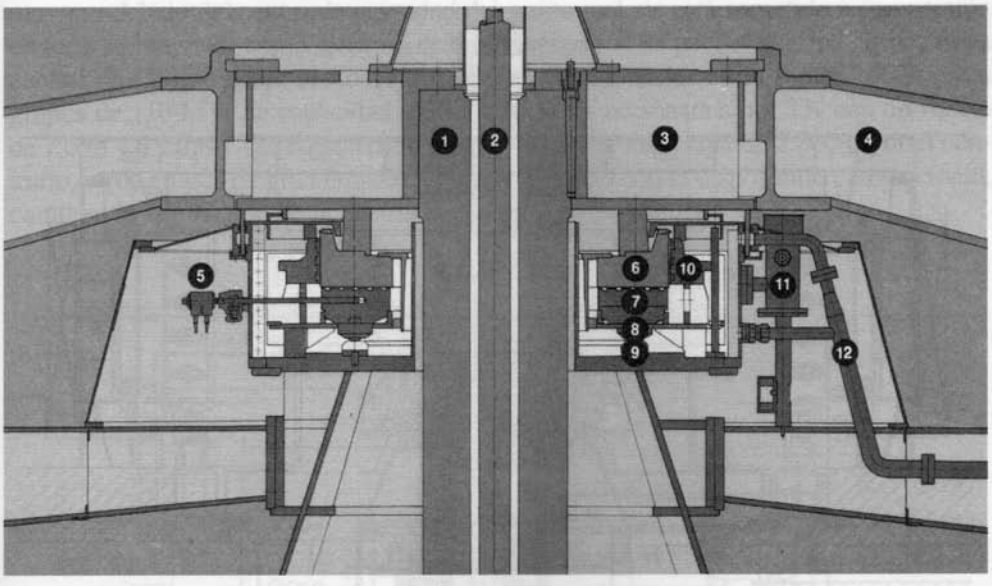


Fig. 16.15

Cruceta del alternador en artesa con cojinete combinado de apoyo y guía. 1 eje, 2 tubería de aceite, 3 y 4 cruceta del rotor, 5 instrumentos de control, 6 anillo de apoyo, 7 segmentos basculantes, 8 superficies esféricas de apoyo, 9 anillo de hierro dulce, 10 cojinete guía, 11 control del nivel de aceite, 12 tubos de aireación. Fuente: SULZER Hydro.

la tapa de la turbina o, alternativamente, apoyando directamente el cojinete en este elemento. Un ejemplo de la primera solución son los grupos de la central de El Infiernillo sobre el río Balsas, en México, (figura 16.16) con turbinas de 198 MW a 138,5 rpm, cuyo cojinete, situado debajo de la cruceta del rotor, transmite a la tapa de la turbina un empuje de casi 800 t a través de una estructura de acero de forma troncocónica y cilíndrica. El cojinete combinado de la segunda solución situado sobre la tapa de la turbina se complementa con un cojinete guía a cada lado del rotor, por lo que en conjunto se tiene un cojinete combinado y dos cojinetes guía (disposición W3 según DIN). Esta disposición es la contraria a la W41 de los alternadores en suspensión, puesto que, en este caso, el cojinete combinado se ubica en la parte inferior del grupo en lugar de en el extremo más elevado del eje; asimismo, esta disposición es alternativa a la W8 o en paraguas, puesto que se aplica en situaciones similares.

Gummer (1998) analiza comparativamente estas dos ubicaciones alternativas del cojinete de empuje, destacando las ventajas de situarlo sobre la tapa de la turbina como: la gran compacidad del grupo, lo que permite reducir la longitud del eje y la altura de la central y la eliminación de la cruceta inferior, a costa de unas mayores dificultades para el acceso al foso de la turbina (figura 16.17); ésta es una disposición que solo se puede utilizar en los alternadores grandes con velocidades menores que 200 rpm en los que, a diferencia de los alternadores en suspensión, el cojinete principal está colocado

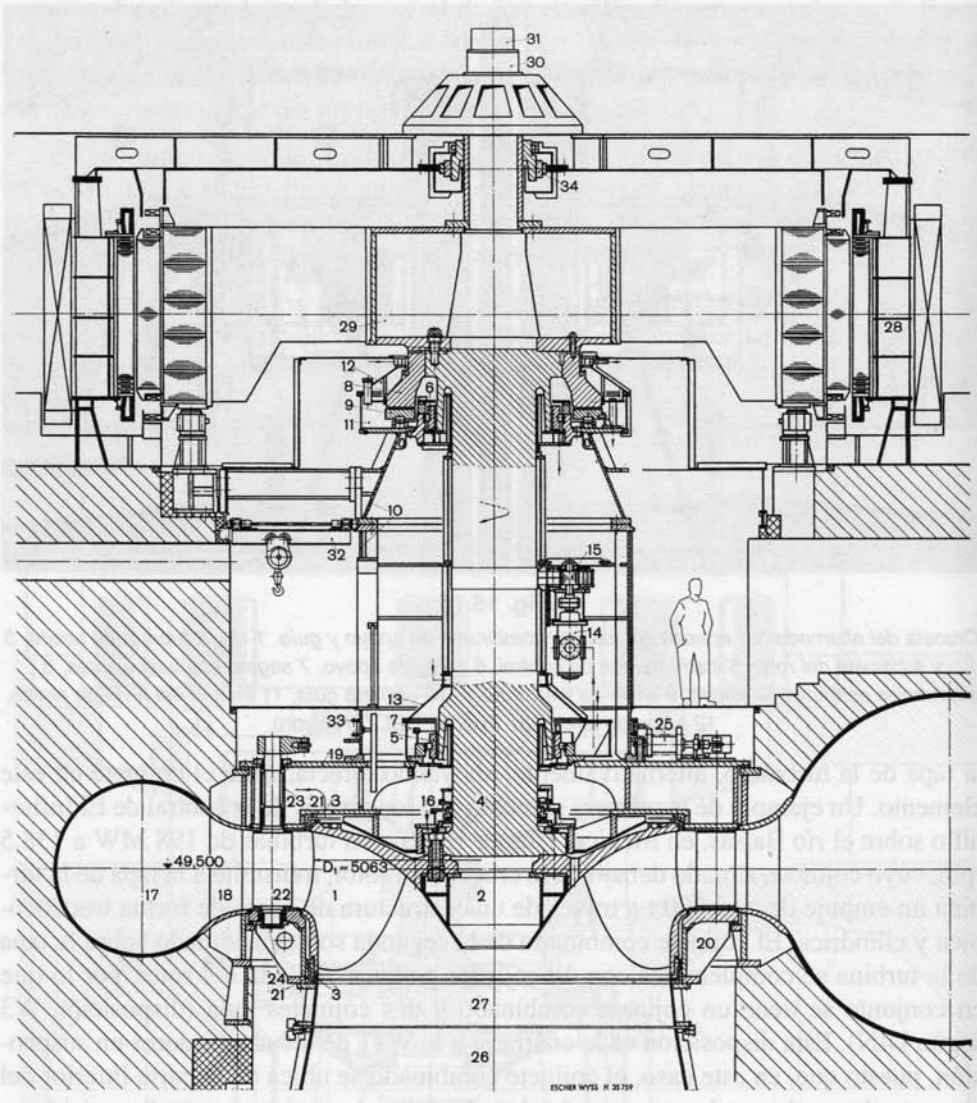


Fig. 16.16

Grupo turbogenerador de El Infiernillo. P=198 MW, H=102 m, Q=200 m³/s, N=138,5 rpm. 1 Rodete, 2 cubo del rodete, 3 Anillos de laberinto, 4 eje, 5 y 6 cojinetes guía, 7 tanque de aceite para el cojinete guía inferior, 8 anillo de empuje, 9 segmentos basculantes, 10 bloque de soporte del cojinete de apoyo, 11, tanque de aceite del cojinete de empuje, 12 y 13 tapas de los tanque de aceite, 14 bomba de tornillo, 15 rueda de transmisión, 16 sello mecánico del eje, 17 cámara espiral, 18 antedistribuidor, 19 tapa superior, 20 anillo inferior, 21 anillos de laberinto estacionarios, 22 álabes móviles del distribuidor, 23 y 24 cojinetes de los álabes móviles, 25 servomotor de los álabes móviles, 26 tubo de aspiración, 27 anillo de empalme, 28 estator, 29 rotor, 30 GIP del regulador, 31 interruptor de sobrevelocidad, 32 grúa auxiliar, 33 anillo de control, 34 cojinete guía del alternador.

muy por debajo del centro de gravedad del grupo y el eje está sometido a compresión en toda su longitud; como ejemplo de esta disposición se puede citar los grupos de la central de Cedillo sobre el río Tajo (España) representados en la figura 16.18; estos grupos de 110 MW de capacidad y 98,2 rpm están accionados por TK con un rodete de 7,6 m y 6 palas y sus cojinetes de empuje soportan una carga de 2.800 t. Por el contrario, otros grupos de gran tamaño se han construido con la disposición convencional, como en la ampliación de la central de Grand Coulee (figura 16.19).

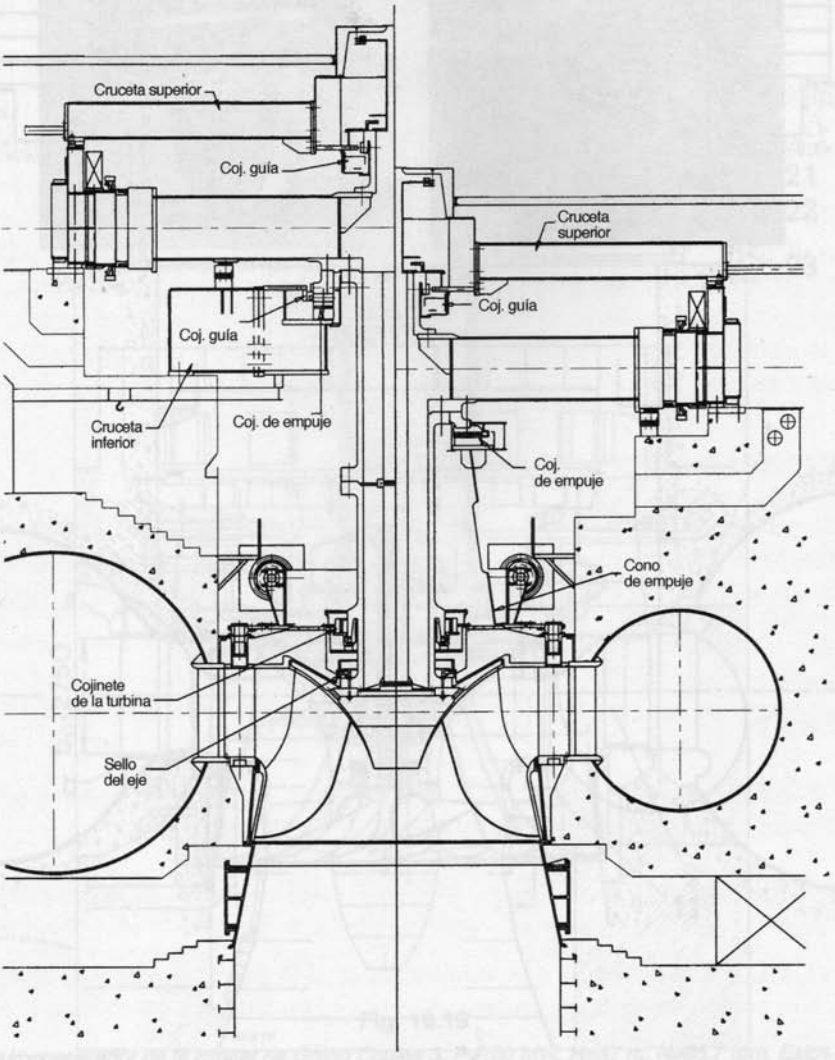
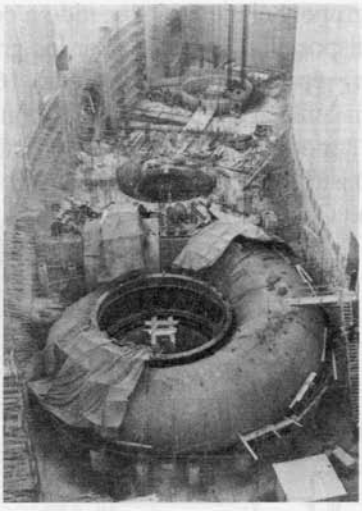
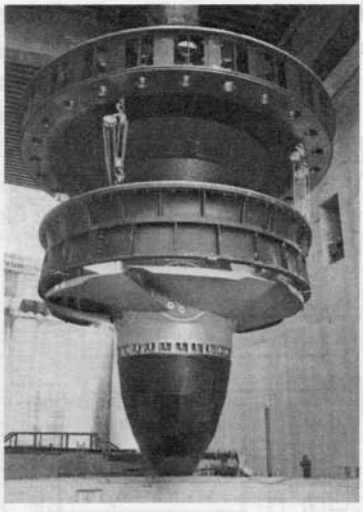


Fig. 16.17

Disposición con el cojinete sobre la cruceta inferior (izquierda) o sobre la tapa de la turbina (derecha). Fuente: Gummer, 1998.





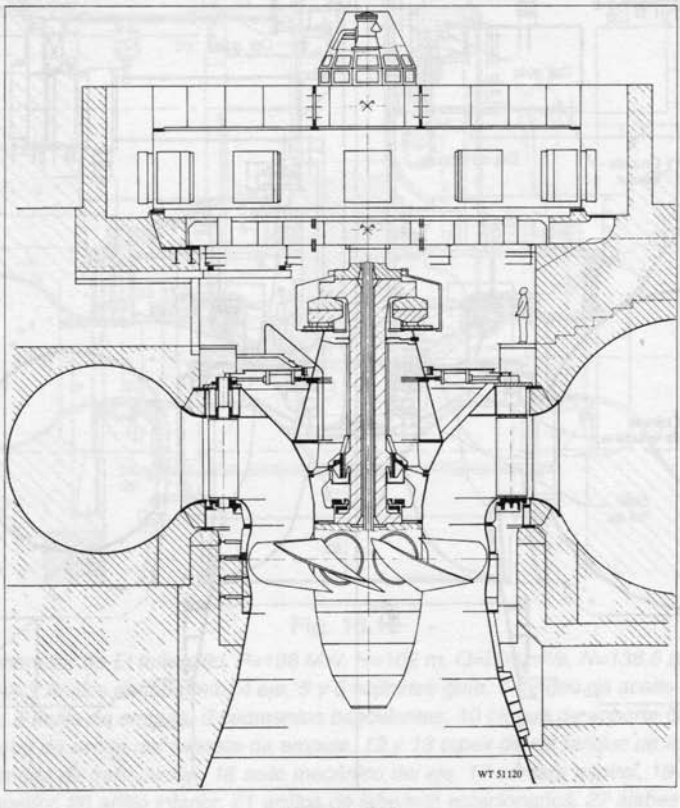


Fig. 16.18

Grupo turbogenerador de la central de Cedillo (España). P=110 MW, H=43 m, Q=300 m³/s, N=93,8 rpm. Fuente: SULZER Hydro.

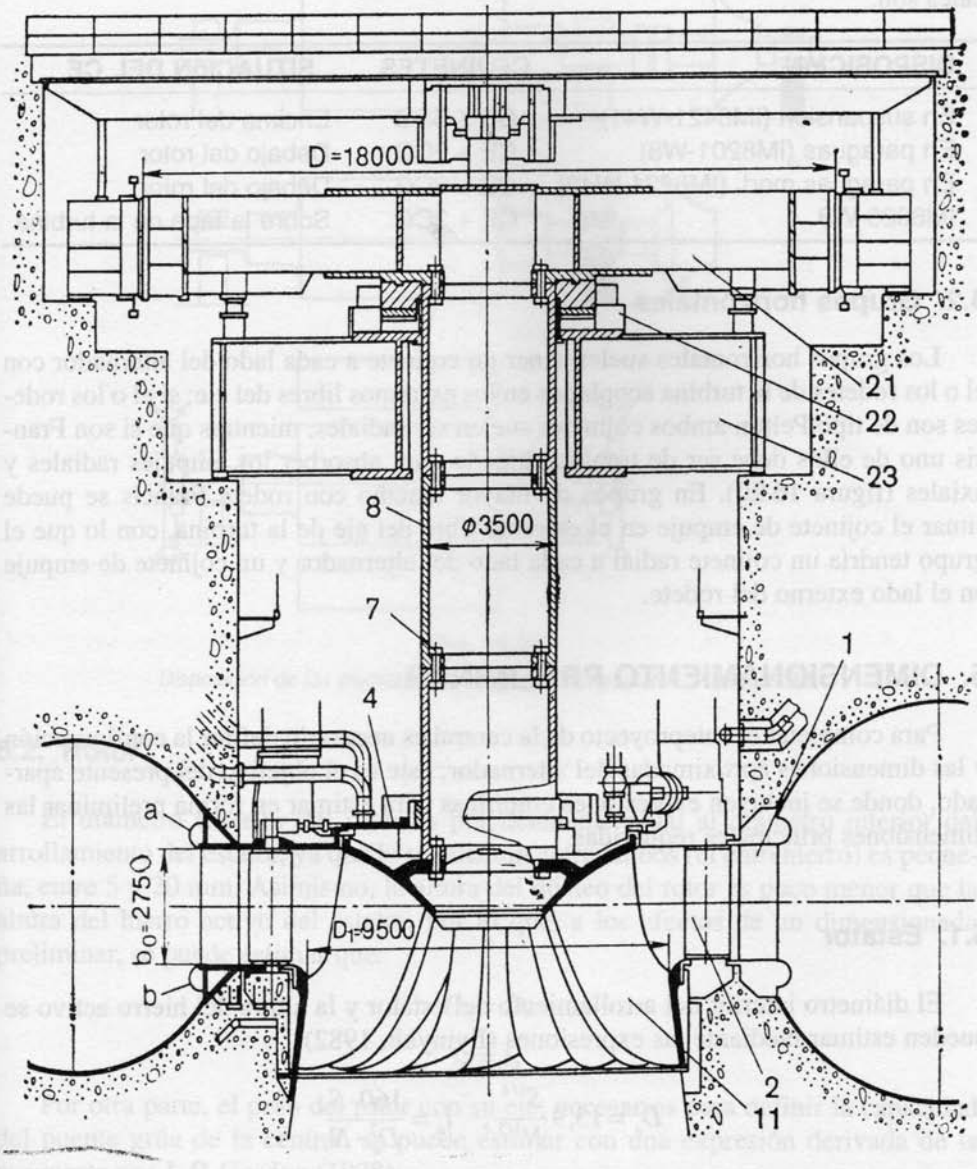


Fig. 16.19

Grupo turbogenerador de la central de Grand Coulee 3. P=700 MW, H=87 m, N=85,7 rpm. Estos grupos fueron modificados después de su instalación incrementando su potencia hasta 800 MW; a y b guías del distribuidor, 1 álabes fijos, 2 álabes móviles del distribuidor, 4 mecanismo de accionamiento, 7 y 8 eje, 11 rodete, 21 rotor, 22 cojinete de apoyo, 23 cruceta inferior. Fuente: Krivchenko (1986), Allis Chalmers.

Resumiendo, las disposiciones más usuales de los cojinetes de los grupos verticales son:

DISPOSICIÓN	COJINETES	SITUACIÓN DEL CE
En suspensión (IM8421-W41)	CE + 3CG	Encima del rotor
En paraguas (IM8201-W8)	CE + 2CG	Debajo del rotor
En paraguas mod. (IM8221-W42)	CE + 3CG	Debajo del rotor
IM8025-W3	CE + 3CG	Sobre la tapa de la turbina

4.2. Grupos horizontales

Los grupos horizontales suelen tener un cojinete a cada lado del alternador con el o los rodetes de la turbina acoplados en los extremos libres del eje; si el o los rodetes son de tipo Pelton ambos cojinetes suelen ser radiales, mientras que si son Francis uno de ellos debe ser de tipo combinado para absorber los empujes radiales y axiales (figura 16.20). En grupos de mayor tamaño con rodete Francis se puede situar el cojinete de empuje en el extremo libre del eje de la turbina, con lo que el grupo tendría un cojinete radial a cada lado del alternador y un cojinete de empuje en el lado externo del rodete.

5. DIMENSIONAMIENTO PRELIMINAR

Para completar el anteproyecto de la central es necesario definir la configuración y las dimensiones aproximadas del alternador; este es el objetivo del presente apartado, donde se incluyen expresiones empíricas para estimar en forma preliminar las dimensiones principales requeridas.

5.1. Estator

El diámetro interior del arrollamiento del estator y la altura del hierro activo se pueden estimar mediante las expresiones (Ilyinykh, 1982):

$$D_a = 13{,}9\frac{S^{1/4}}{N^{1/3}}; \quad l_a = \frac{160 \cdot S}{D_a^2 \cdot N}$$

donde D_a y l_a son el diámetro y la longitud en m, S la potencia aparente nominal en kVA y N la velocidad síncrona en rpm. Asimismo, el diámetro exterior de la carcasa del estator puede estimarse mediante la expresión:

$$D_c = (1{,}06 \sim 1{,}10) \cdot D_a$$

donde D_c es el diámetro de la carcasa del alternador en m.

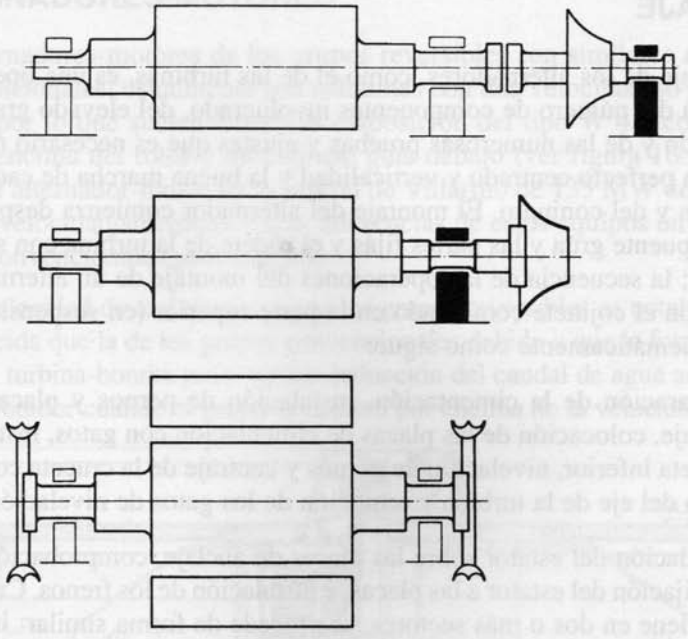


Fig. 16.20

Disposición de los cojinetes en los grupos horizontales. Fuente: ABB.

5.2. Rotor

El diámetro exterior del rotor es prácticamente igual al diámetro interior del arrollamiento del estator, ya que la separación entre ambos (el entrehierro) es pequeña, entre 5 y 20 mm. Asimismo, la altura del núcleo del rotor es poco menor que la altura del hierro activo del estator, por lo que, a los efectos de un dimensionado preliminar, se puede estimar que:

$$D_r = D_i$$

$$l_n = l_a$$

Por otra parte, el peso del rotor con su eje, necesarios para definir la capacidad del puente grúa de la central, se puede estimar con una expresión derivada de la propuesta por J. P. Gordon (1978):

$$P(\mathrm{t}) = 45 \cdot \left(\frac{MVA}{\sqrt{N}} \right)^{0,74}$$

donde P es el peso en t, MVA la potencia aparente en MVA y N la velocidad síncrona en rpm.

6. MONTAJE

El montaje de los alternadores, como el de las turbinas, es una operación compleja a causa del número de componentes involucrado, del elevado grado de precisión requerido y de las numerosas pruebas y ajustes que es necesario realizar hasta conseguir un perfecto centrado y verticalidad y la buena marcha de cada uno de los componentes y del conjunto. El montaje del alternador comienza después de haber instalado el puente grúa y las partes fijas y el rodete de la turbina con su eje y plato de conexión; la secuencia de las operaciones del montaje de un alternador del tipo más usual con el cojinete combinado en la parte superior (en suspensión) se puede resumir esquemáticamente como sigue:

— Preparación de la cimentación, instalación de pernos y placas previas de anclaje, colocación de las placas de cimentación con gatos, instalación de la cruceta inferior, nivelación de pernos y centraje de la cruceta con relación al plato del eje de la turbina y remoción de los gatos de nivelación.

— Instalación del estator sobre las placas de anclaje, comprobación del centrado, fijación del estator a las placas, e instalación de los frenos. Cuando el estator viene en dos o más sectores, se procede de forma similar: instalación de los sectores sobre las placas de fundación, unión de las carcasas, comprobación de la redondez y centrado, unión de los devanados y acondicionamiento de los aislantes.

— Elevación de los gatos de los frenos e instalación de chapas de realce lubricadas, instalación del rotor sobre los frenos realzados y nivelación y centrado del rotor con relación al plato del eje de la turbina.

— Montaje de la cruceta superior centrándola, nivelándola y uniéndola a la carcasa del estator, instalación del cojinete combinado, ajuste de la altura y unión de las bridas de los ejes del rotor y de la turbina.

— Instalación del cojinete inferior, reajuste de los pernos y placas de fundación, colocación de los hormigones secundarios de cierre y montaje de los cierres, accesorios, escobillas, cableados y conexiones.

El montaje de los grupos turbina-alternador de una central incluye un conjunto de operaciones que debe ser analizado con detalle puesto que, por regla general, involucra a varios suministradores y tiene múltiples interferencias con la obra civil del resto de la planta y con el montaje de los sistemas auxiliares. El plazo del montaje de un grupo completo depende del tamaño del equipo y de las interferencias con el resto de la obra; el período de montaje en el caso de un grupo de tamaño medio es de casi un año, al que hay que añadir dos meses para las pruebas y puesta en marcha antes de poder comenzar con la operación comercial del mismo.

7. ALTERNADORES-MOTORES

Los alternadores-motores de los grupos reversibles son similares a los alternadores convencionales; usualmente son máquinas con una velocidad de giro relativamente alta, por lo que suelen tener una disposición del tipo W 41, con el cojinete combinado encima del rotor y un cojinete guía debajo (ver figura 16.21, donde se representa el alternador-motor de la central de Villarino de 135 MW de capacidad y 600 rpm de velocidad síncrona). Otras diferencias de estos equipos en relación con los grupos convencionales provienen de:

— La velocidad de embalamiento de los grupos reversibles es notablemente más reducida que la de los grupos convencionales debido a que la forma del rodete de la turbina-bomba provoca una reducción del caudal de agua admitido en el distribuidor cuando el grupo se acelera por encima de la velocidad síncrona.

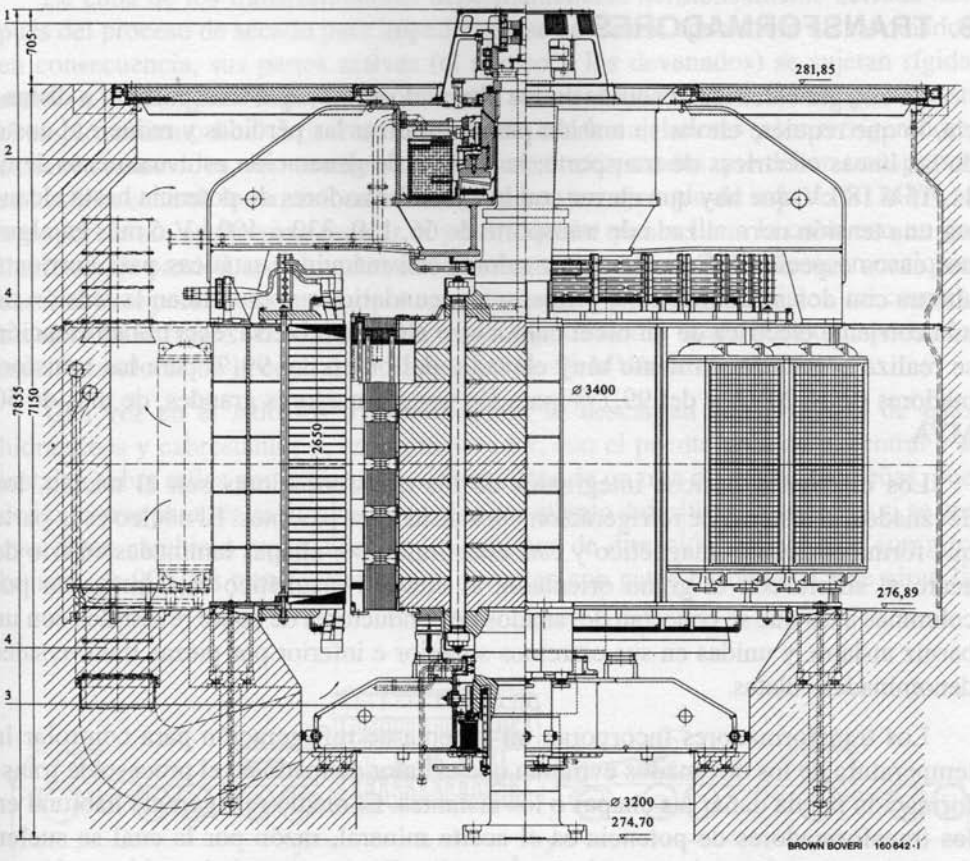


Fig. 16.21

Motor-alternador de la central de Villarino. P=135 MW, N=600 rpm: 1 generador de imanes permanentes, 2 cojinete combinado, 3 cojinete guía inferior, 4 ventiladores axiales. Fuente: ABB.

— Los cojinetes y el circuito de refrigeración deben estar preparados para la rotación del grupo en los dos sentidos.

— Los grupos reversibles deben invertir el sentido de giro en el plazo más corto posible, para lo que no basta la acción de los frenos mecánicos de los alternadores convencionales. Por esta razón, los alternadores-motores de los grupos reversibles incorporan frenos eléctricos que permiten reducir el tiempo requerido por la operación.

Asimismo, estas instalaciones tienen, como se verá en el capítulo 22, otras diferencias en los equipos auxiliares, como los equipos de arranque o los sistemas de desanegado de los rodetes de las turbinas para reducir la potencia requerida durante los arranques como motores.

8. TRANSFORMADORES

La energía eléctrica generada en los alternadores hay que transportarla a distancia, lo que requiere elevar su tensión para minimizar las pérdidas y reducir el coste de las líneas eléctricas de transporte; la tensión de generación es usualmente de 6, 11, 15 ó 18 kV, que hay que elevar con los transformadores de potencia hasta alcanzar una tensión normalizada de transporte de 66, 110, 330 ó 400 kV ó más en algunos casos especiales. Estos transformadores son máquinas estáticas para corriente alterna con dos arrollamientos, primario y secundario, que modifican la tensión de una corriente eléctrica de un nivel bajo a otro alto, o viciversa; esta transformación se realiza con un rendimiento muy elevado, del orden del 99 % para los transformadores de 10 MVA y del 99,7 % para los transformadores grandes, de más de 50 MVA.

Los elementos básicos integrantes de los transformadores son el núcleo, los devanados, el sistema de refrigeración y los aisladores pasantes. El núcleo es la parte que forma el circuito magnético y está constituído por chapas laminadas en frío de acero al silicio con el grano orientado; el circuito magnético está integrado por columnas a las que se conectan devanados de conductores de cobre revestidos con un barniz aislante y unidas en sus extremos superior e inferior por piezas transversales denominadas culatas.

Los transformadores incorporan un sistema de refrigeración para controlar la temperatura de los devanados evitando que el calor disipado en el proceso de transformación pueda dañar las chapas o los aislantes. El medio refrigerante habitual en los transformadores de potencia es el aceite mineral, razón por la cual se suelen denominar transformadores en baño de aceite. Para conseguir la refrigeración se sumergen las partes activas del transformador en una cuba de acero llena de aceite con aditivos inhibidores para evitar su oxidación y polimerización; la cuba se

complementa con un depósito de expansión colocado a una cota más elevada para mantenerla siempre llena y conseguir que la superficie de contacto del aceite con el aire sea pequeña, así como también, para proporcionar una cámara de expansión que acomode los cambios de volumen del aceite provocados por las variaciones de la temperatrura. El tipo de refrigeración, que caracteriza al transformador, se identifica según las normas de la CEI mediante cuatro letras, las dos primeras indicando el tipo de refrigerante en contacto con los devanados (O, W y A por aceite, agua y aire) y la naturaleza de la circulación (N ó F por natural ó forzada con ventiladores o bombas), y las dos segundas referidas al refrigerante en contacto con el sistema de refrigeración exterior; así, por ejemplo, las denominaciones ONAN y ONAF indican transformadore refrigerados por aceite con circulación natural el cual, a su vez, está refrigerado por aire con circulación natural en el primer caso y forzada en el segundo.

La cuba de los transformadores debe mantenerse herméticamente cerrada después del proceso de secado para impedir que se condense agua sobre los devanados; en consecuencia, sus partes activas (el núcleo y los devanados) se sujetan rígidamente a la cuba para evitar daños internos y se transportan en una sola pieza hasta el emplazamiento final. Los transformadores, con los aisladores y los refrigeradores externos removidos, son usualmente las piezas más pesadas que deben transportarse hasta la central; los transformadores grandes, por ejemplo de más de 50 MVA, se transportan sin aceite para reducir el peso, para lo que se llena la cuba con un gas inerte a baja presión, usualmente nitrógeno a una presión de 0,25 bares; en cualquier caso, el transporte de estos equipos requiere procedimientos especiales, tal como se muestra en la figura 16.22, donde se representa el medio usado para transportar los transformadores de la central de Malgovert de 80 MVA de capacidad.

Una vez en el sitio los transformadores se descargan con la ayuda de gatos hidráulicos y cabrestantes o, en elgunos casos, con el puente grúa de la central y se instalan sobre raíles por lo que, al estar provistos de un tren de ruedas pequeñas, pueden moverse para ser colocados en su emplazamiento definitivo o extraerlos si se precisa algún cambio o reparación; en los cambios de dirección, usualmente con giros bruscos de 90°, los transformadores se levantan con gatos hidráulicos y se giran las

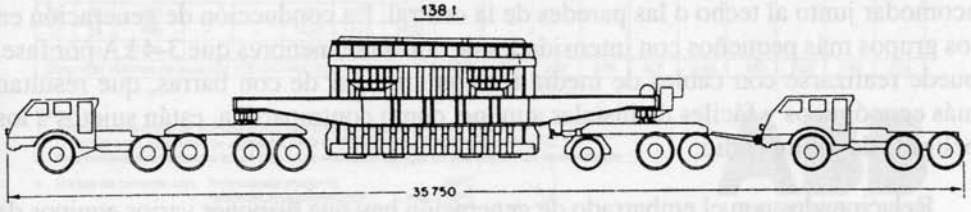


Fig. 16.22

Transporte de uno de los transformadores de la central de Malgovert. Fuente: La Houille Blanche.

ruedas para acoplarlas a la nueva dirección de las vías; por ello, la traslación de estos equipos es siempre paralela, sin que se produzcan cambios en la orientación (a menos que se emplee una grúa para levantarlos y girarlos).

Dado que los transformadores tienen grandes cantidades de aceite es necesario establecer medidas protectoras contra accidentes como incendios o explosiones; por ello, es habitual separar los transformadores adyacentes por muros cortafuegos de hormigón y disponer debajo de su emplazamiento un foso lleno de grava con un conducto de descarga hacia un depósito colector con suficiente capacidad para alojar todo el aceite del equipo. Asimismo, la instalación de los transformadores debe estar dotada con un sistema automático de agua contra incendios de una capacidad adecuada.

9. OTROS EQUIPOS ELÉCTRICOS

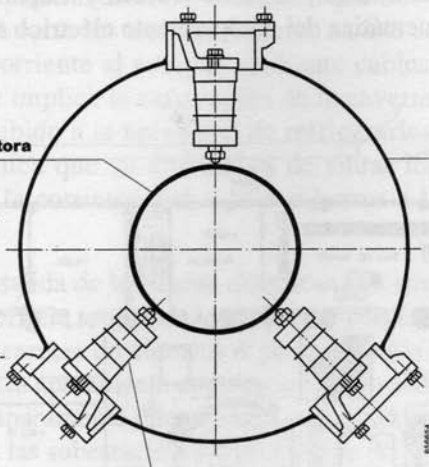
Por regla general, cada alternador se empareja con un transformador trifásico de igual potencia o, si hay graves problemas de transporte, con tres transformadores monofásicos con un tercio de la potencia nominal del grupo, lo que conlleva una pérdida de rendimiento y un significativo aumento de coste. En las centrales con varios grupos de tamaño pequeño o medio puede resultar de interés por razones económicas instalar barras de interconexión o transformadores de doble arrollamiento en el primario para conectar dos grupos a un mismo transformador.

La conexión entre alternadores y transformadores se realiza por medio de tres barras de cobre ó de aluminio (una por fase) aisladas; estas barras se disponen segregadas para intensidades de corriente mayores que 5 kA por fase y no segregadas en caso contrario. Las barras segregadas son conductos cilídricos de aluminio puro sujetos mediante aisladores de resina en el eje de tubos de aluminio (figura 16.23) refrigerados por ventilación natural; estas barras ocupan un espacio considerable a causa del tamaño del tubo y de la necesaria separación entre ellos y con relación a la obra de fábrica; las barras no segregadas ocupan menos espacio, ya que se disponen en el interior de un único receptáculo rectangular de aluminio que es más fácil acomodar junto al techo o las paredes de la central. La conducción de generación en los grupos más pequeños con intensidades de corriente menores que 3-4 kA por fase, puede realizarse con cables de media tensión en lugar de con barras, que resultan más económicos y fáciles de instalar aunque, como contrapartida, están sujetos a los peligros de un incendio.

Relacionados con el embarrado de generación hay que disponer varios equipos de protección y control como: las conexiones al generador, celdas de transformadores de tensión, transformador de excitación, seccionadores de puesta a tierra del

Conductos de Barras de Fases Aisladas para corrientes de alta intensidad

Construccion monofasica y encapsulada



Conductor / barra conductora

El material constitutivo del conductor es aluminio puro (E) Al 99,5%. En función de su diámetro, se utilizan tubos extruidos o chapas cilindradas. La forma tubular permite un cálculo exacto de la corriente de desplazamiento, el intercambio calorífico y el cálculo de las fuerzas de corto circuito. Componentes de dilatación de aluminio, permiten una dilatación termica del conductor. Mantenimiento no es necesario.

Encapsulado

El encapsulado, igual que el conductor, es de aluminio puro (E) Al 99.5%. Los tubos del encapsulado se fabrican de chapas cilindradas, en diámetros y espesores de pared variables. La soldàdura se efectua bajo un gas de protección. El encapsulado es autoportante hasta en un largo de 20 m con una libre elección de los puntos de fijación. Las interconexiones de dilatación se realizan mediante fuelles de aluminio en el trayecto del encapsulado o fuelles de dilatacion en las conexiones a los equipos, lograndose de esta manera las compensaciones térmicas de dilatación. Dependiendo de los condicionamientos de temperatura y una optima terminación del encapsulado, se realiza adicionalmente al pintado interno, un pintado exterior del conducto de barras.

Aisladores soporte

Los aisladores de resina sintética soportan al conductor en el encapsulado, y preveen la distancia electrica de aire entre el conductor y el encapsulado que está puesto a tierra. Una superficie deslizante en el aislador sopoñe permite desplazamientos relativos en dirección axial entre conductor y encapsulado. Un aislador por punto de fijacion esta provisto de un resorte ajustable, para que durante el montaje compense las tolerancias diametrales del encapsulado y en casos de cortocircuito compense los probables desplazamientos del conductor. Cada aislador es accesible desde el exterior.

Seleccion del sistema / /Tipo – GA 12 - GA 36

Dimensions	Corrientes	Conductor	Encapsulado					Conductor / Encapsulado									
		ø mm	Diametro en mm					Tensión alterna frecuencia industri 50 (60) Hz 1 min en kV					Tensión de impulso 1.2/50 µ seg en kV				
		Tipo GA	Tipo GA					Tipo GA					Tipo GA				
Nr.	kA	12-36	12	17,5	24	30	36	12	17,5	24	30	36	12	17,5	24	30	36
01	3	100	460	550	640	730	820										
02	5	190	550	640	730	820	910										
03	8	280	640	730	820	910	1000										
04	10	370	730	820	910	1000	1090		(36)						(110)		
05	12	460	820	910	1000	1090	1180	28	38	50	70	70	75	95	125	145	170
06	15	550	–	1000	1090	1180	1270			(60)	(80)					(150)	(150)
07	17	640	–	1090	1180	1270	1360										
08	20	730	–	–	1270	1360	1450										
09	22	820	–	–	1360	1450	1540										
10	24	910	–	–	1450	1540	1630										
11	26	1000	–	–	1540	1630	1720										
Distancias Minimas de aislación VDE 0101/IEC 71,2 in mm								120	160	220	270	325	120	160	220	270	325

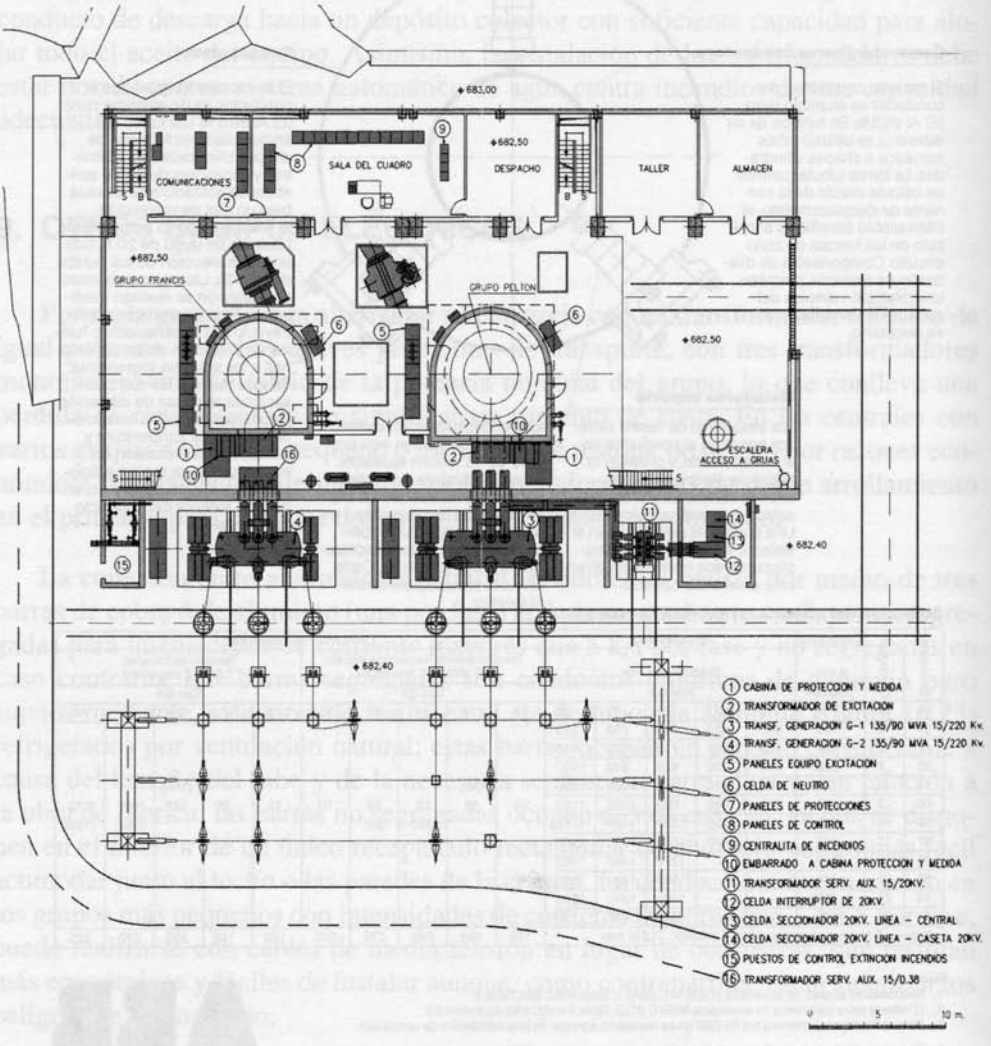
Nota:
1. Tensiones de ensayo de acuerdo a VDE 0.111, parte 1, Tabla I/IEC 694, Tabla 1
2. ( ) Valores entre paréntesis de acuerdo a ANSI C 37.23, Tabla 3A/IEC 298, Apéndice EE.
3. Para corrientes superiores a los 26 (28) kA es necesario agregar de una instalación de ventilación.
4. Cargas de corriente con: Temperatura ambiente 40ºC
   Temperatura del conductor max. 105ºC
   Temperatura del encapsulado max. 80ºC

ASEA BROWN BOVERI

Fig. 16.23

Barras aislada para corrientes de alta intensidad. Fuente: ABB.

neutro e interruptores de grupo que, junto con los octógonos que alojan los alternadores y las conducciones de generación, suelen ser condicionantes para el dimensionamiento y organización del espacio en la planta de alternadores de la central; como ejemplo de lo anterior se presenta en las figuras 16.24, 21.17 y 16.25 la planta de alternadores de las centrales de Soutelo, Saucelle-Huebra y Valparaíso de IBERDROLA, con la representación esquemática del equipamiento eléctrico en estas plantas.



CENTRAL DE SOUTELO. PLANTA GENERAL

Fig. 16.24

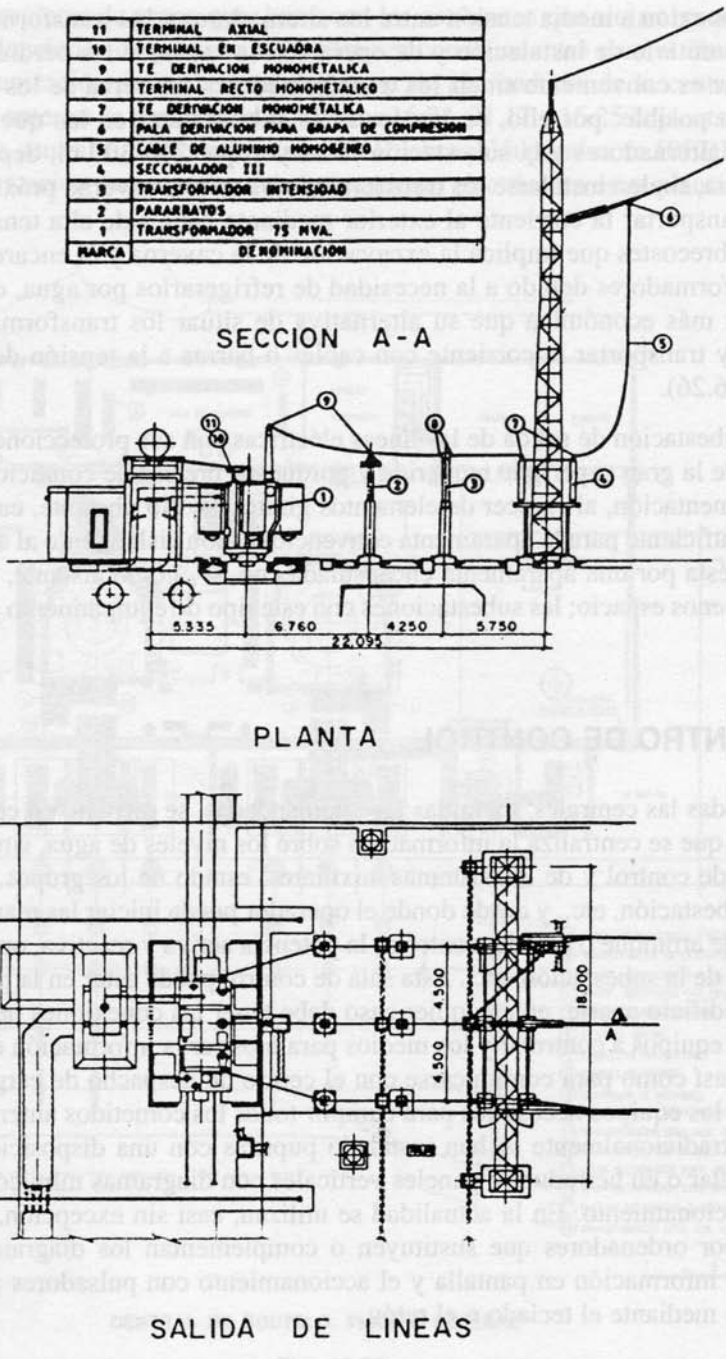
Planta de alternadores de la central de Soutelo. Fuente: IBERDROLA.

La conexión a media tensión entre los alternadores y los transformadores tiene un coste unitario de instalación y de operación (a causa de las pérdidas) elevado, por lo que es conveniente situar los transformadores tan cerca de los alternadores como sea posible; por ello, en las centrales subterráneas en las que la distancia entre los alternadores y la subestación es mayor que 200-300 m, dependiendo de la potencia, suelen instalarse los transformadores en una caverna próxima a la central, y transportar la corriente al exterior mediante cables de alta tensión; a pesar de los sobrecostes que implica la excavación de la caverna y el encarecimiento de los transformadores debido a la necesidad de refrigerarlos por agua, esta solución suele ser más económica que su alternativa de situar los transformadores en el exterior y transportar la corriente con cables o barras a la tensión de generación (figura 16.26).

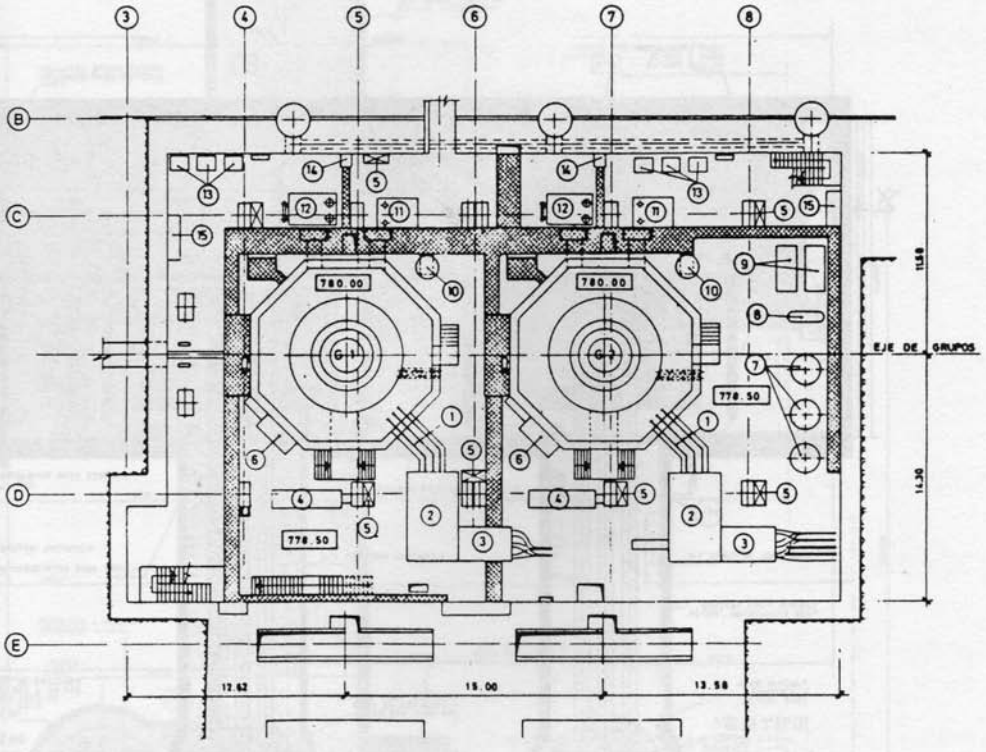
La subestación de salida de las líneas eléctricas con sus protecciones es exterior a causa de la gran superficie requerida y porque no precisa de condiciones especiales de cimentación, al carecer de elementos giratorios. No obstante, cuando no hay espacio suficiente para la aparamenta convencional con aislamiento al aire, se puede sustituir ésta por una aparamenta encapsulada con SF_6 como aislante, que requiere mucho menos espacio; las subestaciones con este tipo de equipamiento suelen ser de interior.

10. CENTRO DE CONTROL

En todas las centrales, incluídas las telemandadas, se dispone un centro de control en el que se centraliza la información sobre los niveles de agua, situación de las válvulas de control y de los sistemas auxiliares, estado de los grupos, transformadores, subestación, etc., y desde donde el operador pueda iniciar las maniobras automáticas de arranque o parada, controlar la potencia activa y reactiva, operar los interruptores de la subestación, etc.. Esta sala de control puede estar en la propia central o en un edificio aparte; en cualquier caso debe tener las conexiones necesarias con todos los equipos a controlar y los medios para mostrar la información e impartir las órdenes, así como para comunicarse con el centro de despacho de carga. La disposición de los equipos necesarios para cumplir todos los cometidos anteriores es muy variada; tradicionalmente se han instalado pupitres con una disposición en planta semicircular o en herradura o paneles verticales con diagramas mímicos y pulsadores de accionamiento. En la actualidad se utilizan, casi sin excepción, sistemas de control por ordenadores que sustituyen o complementan los diagramas mímicos mediante información en pantalla y el accionamiento con pulsadores por el accionamiento mediante el teclado o el ratón.



Planta de alternadores de la ce

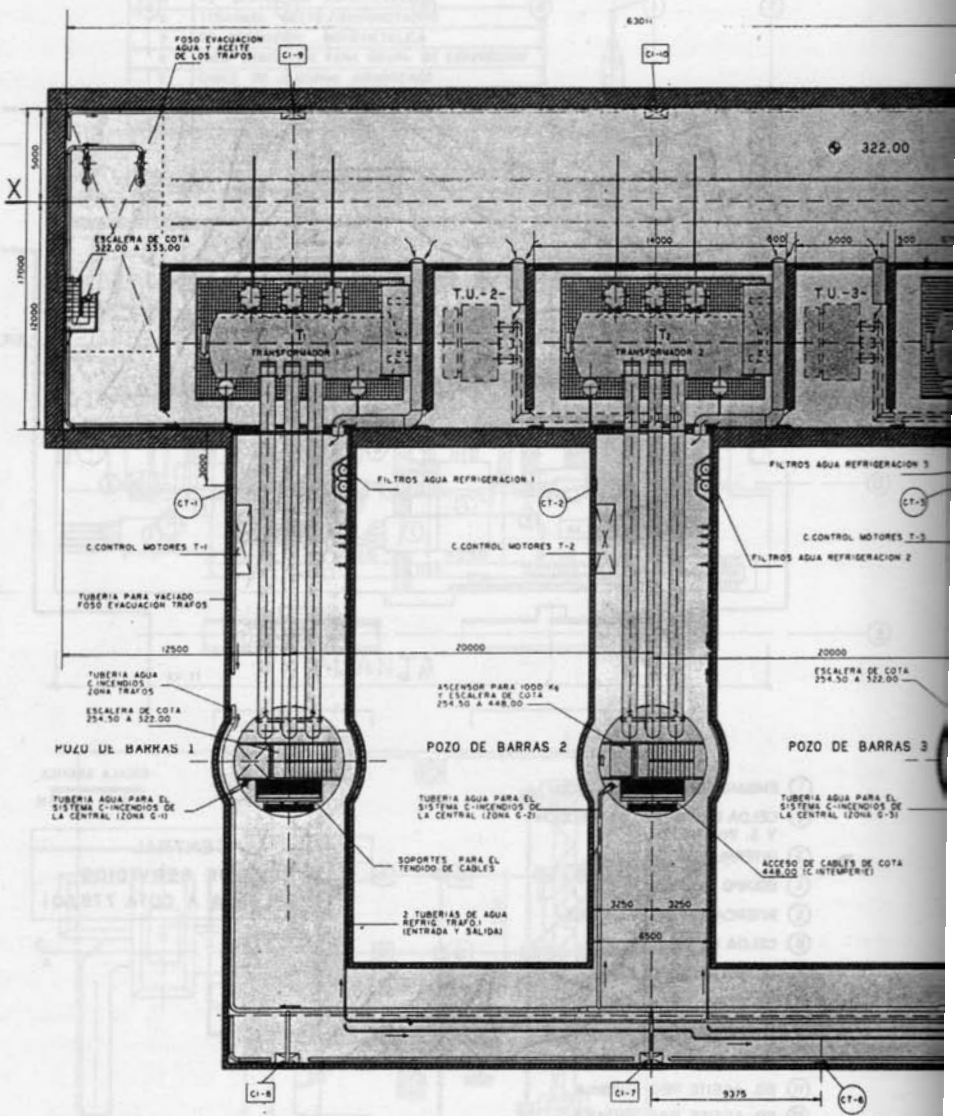


ESCALA GRAFICA
0 1 2 3 4 5M

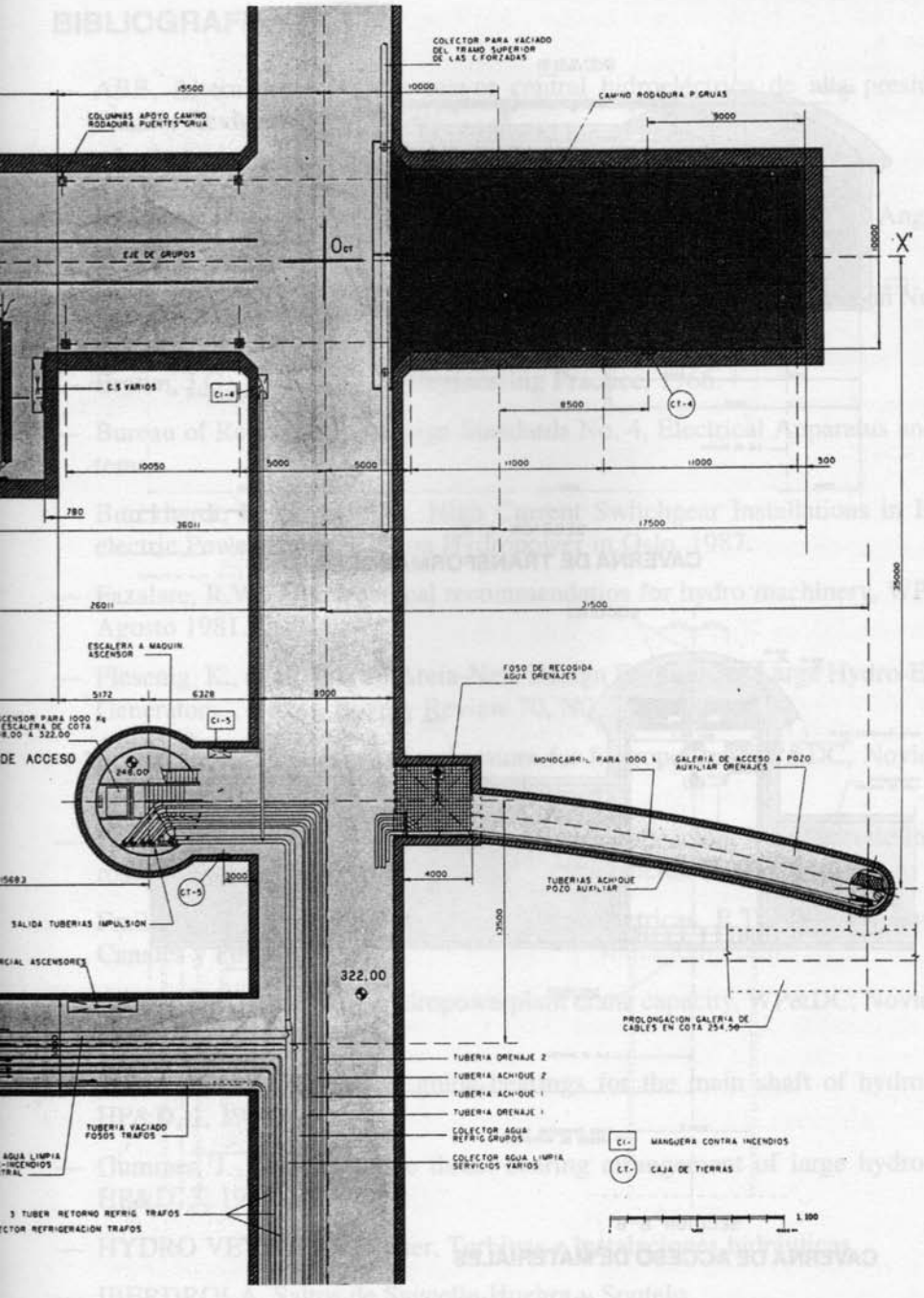
CENTRAL
NAVE DE SERVICIOS
(PLANTA A COTA 778,50)

1. EMBARRADO DE GENERACION
2. CELDA DE MEDIDA, PROTECCION Y S. INVERSOR
3. INTERRUPTOR DE GRUPO
4. EQUIPO EXCITACION
5. INTERCAMBIADOR FANCOILS
6. CELDA DE NEUTRO
7. DEPOSITOS DE DESANEGADO
8. CALDERIN DE DESANEGADO
9. COMPRESORES DE DESANEGADO
10. ACUMULADOR AIRE - ACEITE
11. EQ. ACEITE REG. TURBINA
12. EQ. ACEITE REG. VALVULA
13. BOTELLAS NITROGENO
14. ACUMULADOR NIT. - ACEITE
15. C.C.M. DE GRUPOS 1 y 2

Fuente: Martín de la Sierra (1989).



Disposición de los transforma



La Muela. Fuente: IBERDROLA.

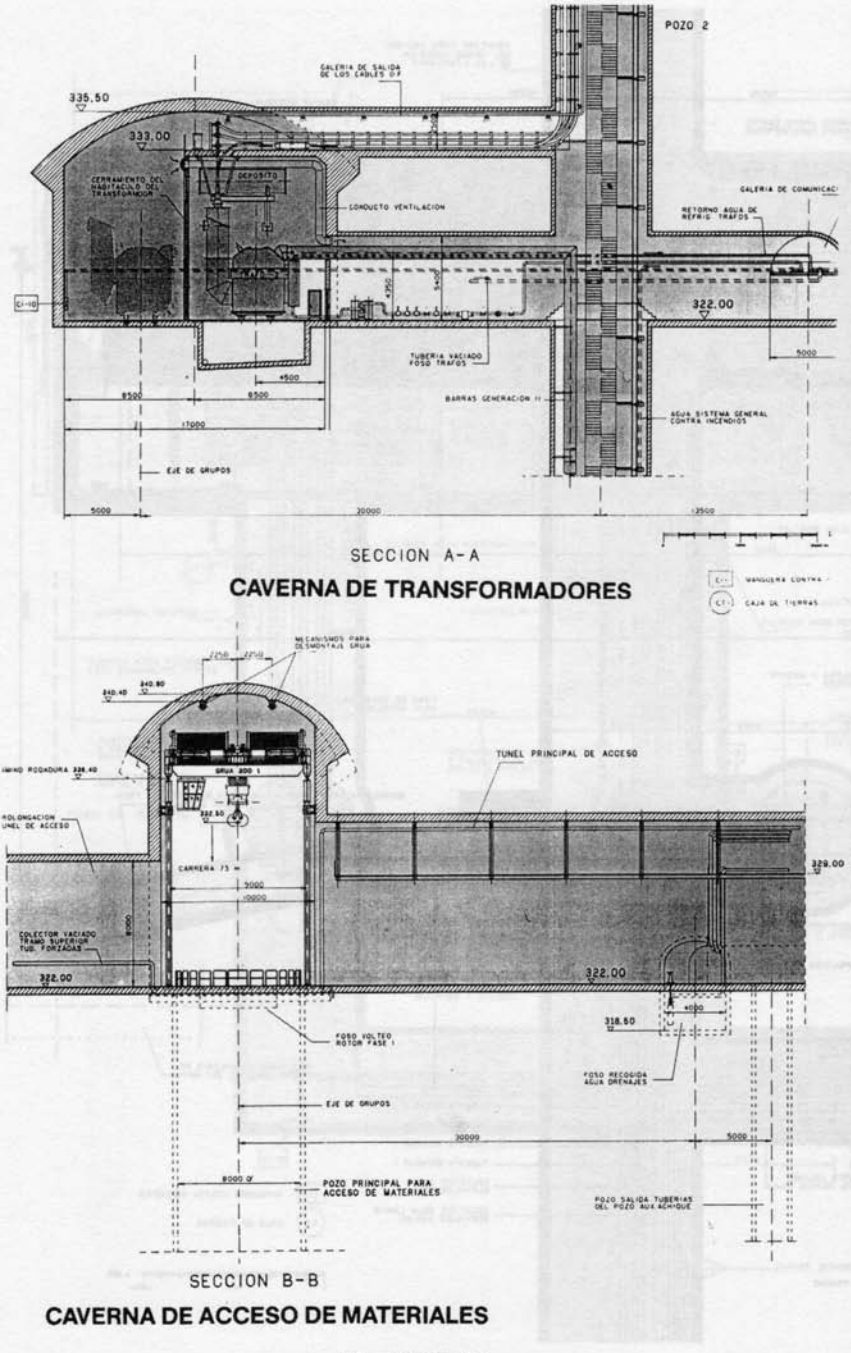


Fig. 16.26 (b)

Disposición de los transformadores en la central de La Muela. Fuente: IBERDROLA.

BIBLIOGRAFÍA

— ABB, Alternadores para la mayor central hidroeléctrica de alta presión del mundo, Revista ABB 10/ 1994.

— Alsthom Atlantique, Generators for Hydroelectric Power Plants.

— Baumann, K.M., J. Podlesak, The FT of the El Infiernillo and La Angostura hydroelectric stations in Mexico, Escher Wyss News, 1972.

— BBC. Syncronous machines for hydroelectric power plants. Publication No. CH-T 130082 E.

— Brown, J.G., Hydroelectric Engineering Practice, 1966.

— Bureau of Reclamation, Design Standards No. 4, Electrical Apparatus and Systems.

— Burckhardt, P., Haneke, K., High Current Switchgear Installations in Hydroelectric Power Plants, I. C. on Hydropower in Oslo, 1987.

— Fazalare, R.W., Five technical recommendatios for hydro machinery, WP&DC, Agosto 1981.

— Flesenig, K., et al., Foz do Areia-New Design Features for Large Hydro-Electric Generators, , Brown Bovery Review 70, N0. 7/8, 1983.

— Foster, E.N., The design of generators for hydropower, WP&DC, Noviembre, 1978.

— Fraile, J.; Máquinas Eléctricas. Servicio de Publicaciones, Colegio de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, Segunda edición (1993).

— Fraile, J., Introducción a las instalaciones eléctricas, E.T.S de I. de Caminos, Canales y Puertos, 1996.

— Gordon, J.P., Estimating hydropowerplant crane capacity, WP&DC, Noviembre, 1978.

— Gummer, J.H., Thrust and guide bearings for the main shaft of hydro units, HP&D, 1, 1998.

— Gummer, J. H., Alternative thrust bearing arrangement of large hydro units, HP&D, 3, 1998.

— HYDRO VEVEY, Newsletter, Turbinas e instalaciones hidráulicas.

— IBERDROLA, Saltos de Saucelle-Huebra y Soutelo.

— IEC, 34-7,

— Iliynykh, I. I., Hydroelectric Stations, Mir Pub., 1985

— Krivchenko, G. I., Hydraulic Machines, Turbines and Pumps, Mir Pub., 1986

— Leijon, M., Power generation without transformers, HP&D, 2, 1998.

— Leijon, M., et al., High voltage power generation without transformers, HP&D, 4, 1998.

— Martín de la Sierra, J. F., Salto de Valparaíso-Río Tera (Provincia de Zamora), ROP, Abril, 1989.

— Mez, F., et al., Pumped Storage Plants Operating under High head Resulting in High Speed Machines, I. C. on Hydropower in Oslo, 1987.

— Moore, Improving Design of Small Hydro Plants, WP'85, (1985),

— Mosonyi, E., Low Head Power Plants,

— Obrist, H., Pivots pour groupes hydro-electriques, Escher Wyss News, 1959.

— Siemens, Hydroelectric Power.

— Spaeren, P.H., et al., Gas insulated switchgear for underground power plants in Norway, I.C. on Hydropower in Oslo, 1987.

— Vögele, H.; Design of the generarors for the Three Gorges, HP&D, 3, 1998.

— Westgaard, E., Electrical Equipment, Hydropower Development, Vol. 13, 1994.

17

Regulación

1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas eléctricos sirven la demanda de un número muy elevado de consumidores, la mayor parte de los cuales son sensibles a las variaciones de la frecuencia de la corriente eléctrica, por lo que ésta debe ser controlada entre límites muy estrechos para garantizar un servicio con un nivel adecuado de calidad. Asimismo, y dado que la energía eléctrica no se almacena, la potencia suministrada en cada momento debe ser igual a la potencia consumida, incluyendo en este concepto la demanda real del mercado, los consumos propios y las pérdidas en el transporte y distribución. Esta igualdad entre generación y consumo se consigue manteniendo la frecuencia del sistema en sus valores nominales puesto que, si hay excedente, la frecuencia tiende a aumentar y, si hay déficit, sucede lo contrario. Por ello es esencial mantener un control estricto de la frecuencia de la red actuando con los centros de generación más apropiados para satisfacer este objetivo; estos centros son, por lo general, los aprovechamientos hidroeléctricos con embalses de regulación, los cuales tienen unas características operacionales muy favorables para el seguimiento de la carga del sistema eléctrico, ajustando en todo momento la generación a la demanda.

2. SISTEMAS ELÉCTRICOS

La frecuencia de los sistemas eléctricos está directamente asociada con la velocidad de giro de las máquinas rotatorias (alternadores y motores) conectadas, las cuales giran en sincronismo con la fase y frecuencia propias del sistema. La

frecuencia nominal de la red es de 50 HZ en Europa, Cono Sur de América Latina y parte del Japón y de 60 Hz en el resto de América; esta frecuencia nominal se debe respetar entre límites muy estrechos para evitar perturbaciones en la operación de los equipos consumidores, como cambios en la potencia suministrada por los motores, alteraciones en los sistemas electrónicos, problemas en los sistemas de generación, etc.. El valor promedio de la frecuencia en condiciones normales de operación medida en períodos de 10 s debe ajustarse a lo especificado por las normas vigentes; la norma de aplicación en este aspecto en Europa es la EN 50.160, que para las conexiones síncronas establece los siguientes límites de variación (UNESA, 1996):

— 50 HZ + – 1 % (49,5-50,5 Hz) durante el 95 % de una semana,

— 50 Hz – 6 % – +4 % (47-52 Hz) en todo momento.

Los límites anteriores se refieren a la red de distribución, la cual se ve afectada por las perturbaciones ocasionadas por los consumidores grandes (especialmente hornos eléctricos industriales, motores o equipos rectificadores) o por fenómenos naturales como tormentas o descargas eléctricas, ya que las centrales con regulación de frecuencia producen una onda sinusoidal prácticamente perfecta. Se comprende que en todos los sistemas eléctricos debe existir una capacidad de generación adecuada para controlar la frecuencia de la red en puntos estratégicos, con la finalidad de evitar perturbaciones en la red de distribución que excedan los límites establecidos.

Según se ha mencionado, los aprovechamientos hidroeléctricos con regulación son los centros de generación idóneos para el control de los sistemas eléctricos, especialmente si están bien situados con relación a los centros de consumo y tienen una potencia y un índice de estabilidad elevados. Por ello, el tipo de control deseable en los aprovechamientos hidroeléctricos depende en gran medida de las características del sistema eléctrico al que están conectados y del número y calidad de los centros de generación que lo alimentan. En este sentido, los sistemas eléctricos suelen tipificarse por sus casos extremos de que solo exista un centro de generación, que por esta razón se dice que opera en red aislada, o de que el sistema sea muy grande con numerosos centros de generación con una capacidad global muy superior a la potencia del grupo individual en estudio, que operaría en lo que podría asimilarse a una red infinita.

2.1. Red aislada

Según se ha mencionado, se dice que una central hidroeléctrica opera en red aislada cuando es el único centro de generación del sistema, por lo que la frecuencia de éste está controlada por la velocidad de giro de las turbinas y el número de pares de polos de los alternadores de acuerdo con la expresión:

$$f = N \cdot 2p / 60$$

donde f es la frecuencia en Hz, N la velocidad de giro en rpm y $2p$ el número de pares de polos. Por otra parte, la carga de los alternadores, igual a la suma de todas las cargas eléctricas conectadas al sistema, es variable con el tiempo en una forma que, aunque sigue pautas relativamente uniformes, es incontrolable desde el centro de generación, lo que hace necesario introducir un dispositivo que permita ajustar continuamente la generación a la demanda.

Una variación de carga del alternador produce, en tanto no se modifique la potencia suministrada por la turbina que lo acciona, una variación de la velocidad de giro del grupo para compensar con el cambio de la energía cinética de la masa rotante la variación de la energía demandada. Esta variación de la velocidad del grupo se rige por la ecuación:

$$T_t - T_r = I \cdot dw / dt$$

donde T_t y T_r son los pares motor (turbina) y resistente (alternador) en N.m, I es el m.d.i. de las masas rotantes en kg · m^2 y w es la velocidad de giro en rad/s. En consecuencia, un aumento (disminución) de la carga del alternador se traduce en una disminución (aumento) de la velocidad de giro del grupo, tanto mayor cuanto más pequeña sea la inercia de la masa rotante; para restablecer las condiciones nominales es necesario aumentar (disminuir) la energía hidráulica suministrada a la turbina, para lo cual, dado que el salto bruto disponible es constante, se aumenta (disminuye) el caudal turbinado en la cuantía precisa para compensar exactamente la variación de carga del alternador. El dispositivo que se encarga de realizar esta labor es el regulador de la turbina cuyo funcionamiento se analiza someramente en el punto 3; por el momento merece la pena resaltar que para conseguir que la oscilación de la frecuencia sea pequeña conviene que el grupo tenga una inercia elevada, que las oscilaciones transitorias de la presión en la conducción forzada sean pequeñas y que la variación de caudal que compensa la variación de carga se produzca con rapidez. Por ello, la inercia del grupo, las dimensiones de la chimenea de equilibrio o cámara de carga y la inercia de la columna de agua entre las superficies libres a ambos lados de la turbina deben satisfacer unas condiciones que garanticen la estabilidad de la operación, ya que la variación del caudal turbinado provoca una variación de presión de sentido opuesto que, si el salto no satisface estas condiciones, es decir si no es estable, produce un resultado contrario al buscado.

2.2. Red infinita

La operación en red aislada es extremadamente infrecuente ya que, por lo general, los sistemas eléctricos están interconectados englobando centenares de miles o millones de consumidores y numerosos centros de generación. Es por ello que los grupos hidroeléctricos, que rara vez superan los 250 MW de potencia, son una parte muy reducida de la potencia en operación en un sistema, por lo que resulta apropiado

hablar de una red infinita. Por ejemplo, el mercado peninsular español, que a su vez está interconectado con el europeo, tiene una demanda que oscila entre un mínimo de 15 GW y un máximo de 30 GW, por lo que la potencia del grupo hidroeléctrico más grande del sistema representa poco más del 0,2 % de la demanda mínima del mercado propio; incluso en mercados más limitados que por su situación geográfica no pueden interconectarse con otros sistemas es infrecuente que la capacidad del grupo hidroeléctrico de mayor tamaño supere el 4 % de la potencia mínima en operación en el sistema. La interconexión entre los sistemas eléctricos aumenta la estabilidad del conjunto, puesto que reduce las variaciones de frecuencia consecuencia de un cambio brusco de la carga; por ejemplo, en el sistema interconectado europeo en el que está integrado la red española se obtiene un índice de estabilidad de 12.000 MW/Hz, es decir, hace falta un cambio de carga de 1.200 MW para que se produzca una variación de frecuencia de 0,1 Hz, mientras que en un sistema aislado de 120 MW este valor sería de 60 MW/Hz (UNESA, 1996).

La frecuencia de los grupos de generación en una red infinita está impuesta por la red, por lo que las exigencias sobre los grupos individuales son radicalmente diferentes de las anteriormente señaladas para el caso de operación en red aislada. La carga de la mayor parte de los alternadores en un sistema asimilable a una red infinita viene impuesta desde el centro de control o centro de despacho de carga para generar energía dentro de una franja horaria determinada, sirviendo una banda de la curva de carga diaria. Por ello ya no es una exigencia imprescindible que cada uno de los grupos generadores participe activamente en el control de la frecuencia; de hecho, en un sistema como éste, operan grupos hidroeléctricos con reguladores de nivel o de caudal en lugar de reguladores de velocidad o, incluso, grupos con alternadores asíncronos cuya velocidad está directamente controlada por la red.

En cualquier caso, subsiste la necesidad de igualar en todo momento la generación y la demanda del sistema o, lo que es lo mismo, de controlar la frecuencia del sistema dentro de los límites admisibles. Para este cometido se utilizan preferentemente aquellas centrales hidroeléctricas convencionales o reversibles con embalse que tengan una potencia adecuada y estén bien situados con relación a los principales centros de generación y consumo, ya que este tipo de centrales:

— Pueden variar su carga en forma prácticamente instantánea, tanto si están funcionando con carga parcial como si marchan en vacío sincronizados a la red (reserva rodante).

— Tienen una inercia relativa elevada en comparación con los grupos térmicos, por lo que su acción reguladora es más eficaz.

— Pueden arrancar y sincronizar con la red desde máquina parada con la válvula de protección cerrada en poco más de un minuto, mientras que los grupos térmicos más ágiles, las turbinas de gas, tardan más de quince minutos.

Estos grupos deben operar a carga parcial con objeto de que puedan tomar o dejar carga en forma instantánea para ajustar la potencia programada a la instantánea realmente demandada por el mercado; asimismo, los proyectos hidroeléctricos deben proporcionar la reserva de utilización inmediata o rápida necesaria para cubrir el fallo del mayor grupo térmico en operación.

Esta capacidad de participar en el control de frecuencia o de operar en red aislada tiene un valor significativo, aún en el caso de que no se precise para la operación normal, puesto que resulta de gran utilidad para absorber aumentos de carga imprevistos o para restaurar las condiciones operativas de la red en situaciones de emergencia. Por ello, siempre que se pueda conseguir con un coste razonable, los aprovechamientos hidroeléctricos de tamaño medio o grande deben estar capacitados para operar en una red aislada y contribuir al control de la frecuencia de la red ya que, aunque en circunstancias normales no se precise este tipo de servicio, es una característica que contribuye a mejorar la seguridad del sistema y que resulta de gran utilidad en situaciones accidentales o de emergencia.

2.3. Control de frecuencia

Merece la pena destacar los estrechos límites entre los que se debe controlar la frecuencia de la red para proporcionar un servicio de la calidad requerida y evitar el peligro de que se produzcan perturbaciones de importancia; como ejemplo, Mosonyi (1986) cita el caso de la red de la (antigua) R.D. de Alemania donde el control de la frecuencia está dirigido a evitar desviaciones de más de 0,05 Hz con relación a la frecuencia nominal de 50 Hz; para conseguir este objetivo se dispone un sistema de control primario que se activa en menos de 3 s por la acción de los reguladores cuando, a causa de un repentino aumento de la demanda, se produce un descenso de más de 0,01 Hz; si esta actuación no consigue restaurar la frecuencia nominal, se activa en menos de 20 s un sistema secundario integrado por los restantes centros de generación con capacidad de regulación de la frecuencia. Si la perturbación es más importante, como la provocada por el fallo de una línea troncal o el disparo de un grupo térmico, y las medidas anteriores no consiguen restablecer la frecuancia nominal, se movilizan todas las reservas disponibles cuando se alcanza una frecuencia de 49,8 Hz y se comienza la desconexión de consumidores cuando se alcanza la frecuencia de 49,4 Hz y, por último, la división de la red general en redes locales cuando se alcanza una frecuencia de 47,6 Hz.

Las variaciones excesivas de la frecuencia, así como la de otros parámetros representativos de la calidad de la onda, pueden estar originados por sobrecargas repentinas del sistema o, más frecuentemente, por el disparo de un grupo térmico grande (600-1.000 MW) o por averías graves en una linea o en una subestación importante; este desequilibrio repentino entre demanda y oferta puede superar la capacidad

de regulación de la red y obligar, para evitar perturbaciones mayores, a desconectar selectivamenteo zonas de consumidores; la restauración del servicio se realiza progresivamente por bloques en la forma representada en la figura 17.1, en la que se refleja el efcto de un desequilibrio accidental grave y el proceso subsiguiente hasta normalizar el suministro.

3. REGULADORES

Los reguladores de los grupos hidroeléctricos son los dispositivos utilizados para controlar el caudal turbinado en cada momento con la finalidad de conseguir unos determinados valores de la variable regulada: velocidad de giro, nivel de agua en la cámara de carga, caudal desaguado o potencia generada. Asimismo los reguladores se utilizan para arrancar o parar la turbina, sincronizar el grupo, orientar las palas del rodete de las TK u operar los inyectores o los deflectores de las TP. En lo que sigue se describe someramente la funcionalidad de los reguladores de velocidad, ya que es el dispositivo de regulación de las turbinas mas extendido y característico.

3.1. Tipos de reguladores

Los primeros reguladores eran dispositivos puramente mecánicos de acción directa que, mediante un sensor, detectaban las desviaciones de velocidad con relación

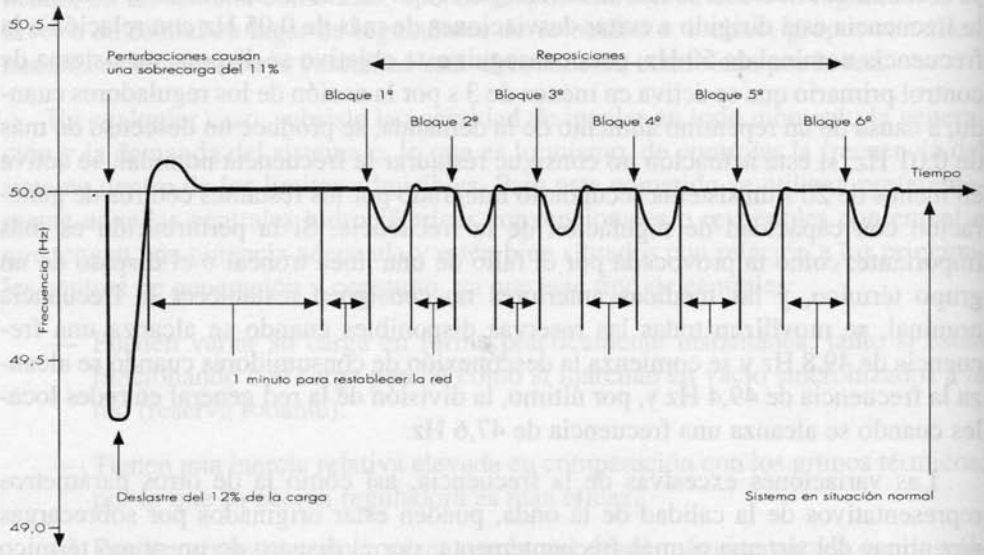


Fig. 17.1

Comportamiento de la frecuencia durante un desequilibrio grave. Fuente: UNESA, 1996.

a la velocidad de régimen y accionaban el mecanismo corrector correspondiente. Estos reguladores no resultaron apropiados para la regulación de la velocidad de las turbinas hidráulicas, puesto que carecían de la capacidad de trabajo necesaria para accionar los álabes del distribuidor; por esta razón, a finales del siglo pasado se introdujo en el equipo de regulación mecánico un dispositivo hidráulico que, mediante aceite en presión y servomotores, se encargaba del accionamiento del distribuidor y, en su caso, de las palas del rodete, inyectores o deflectores. Este tipo de regulador, denominado mecánico-hidráulico, estuvo en vigencia durante varias décadas y se componía de los siguientes elementos:

— Equipo sensor de las desviaciones de la velocidad con relación a la velocidad de régimen, consistente en un péndulo centrífugo con masas giratorias controladas por un muelle, girando con una velocidad proporcional a la del grupo, por lo que cualquier desviación con relación a la velocidad nominal se acusaba por el desplazamiento de las masas giratorias y el ascenso o descenso del manguito del péndulo; usualmente, el péndulo giraba accionado por un motor alimentado por un generador de imanes permanentes denominado por brevedad GIP (o PMG en la literatura inglesa) acoplado al eje del grupo.

— Un conjunto de mecanismos integrados por palancas, muelles, contrapesos, levas, etc., que amplificaban la señal del péndulo y accionaban las válvulas del sistema hidráulico de presión.

— Sistema hidráulico integrado por un tanque de aceite, dos bombas helicoidales para presurizar el aceite, filtros, equipo de refrigeración, un acumulador o tanque de presión, conducciones de aceite y servomotores de accionamiento de los álabes del distribuidor (figura 17.2); el acumulador es un depósito de aceite presurizado con aire comprimido que proporciona la energía para el accionamiento de los servomotores, así como una reserva para cubrir eventuales fallos de las bombas, para lo cual debe tener un volumen adecuado que se llena parcialmente (un 30-40 %) con aceite en presión y el resto con aire comprimido.

— Compresor de aire y calderín de reserva para reponer el aire consumido durante la operación.

Un regulador de este tipo, habitual en la década de los 60 para la regulación de las TK, se representa esquemáticamente en la figura 17.2; el regulador representado utiliza un contrapeso para el cierre del distribuidor lo que ofrece una elevada garantía de servicio para las turbinas de tamaño medio, con una capacidad de regulación de hasta 20.000 kp.m.

Posteriormente se introdujeron los reguladores electro-hidráulicos en los que se sustituyeron los complicados mecanismos de transmisión y control de los reguladores

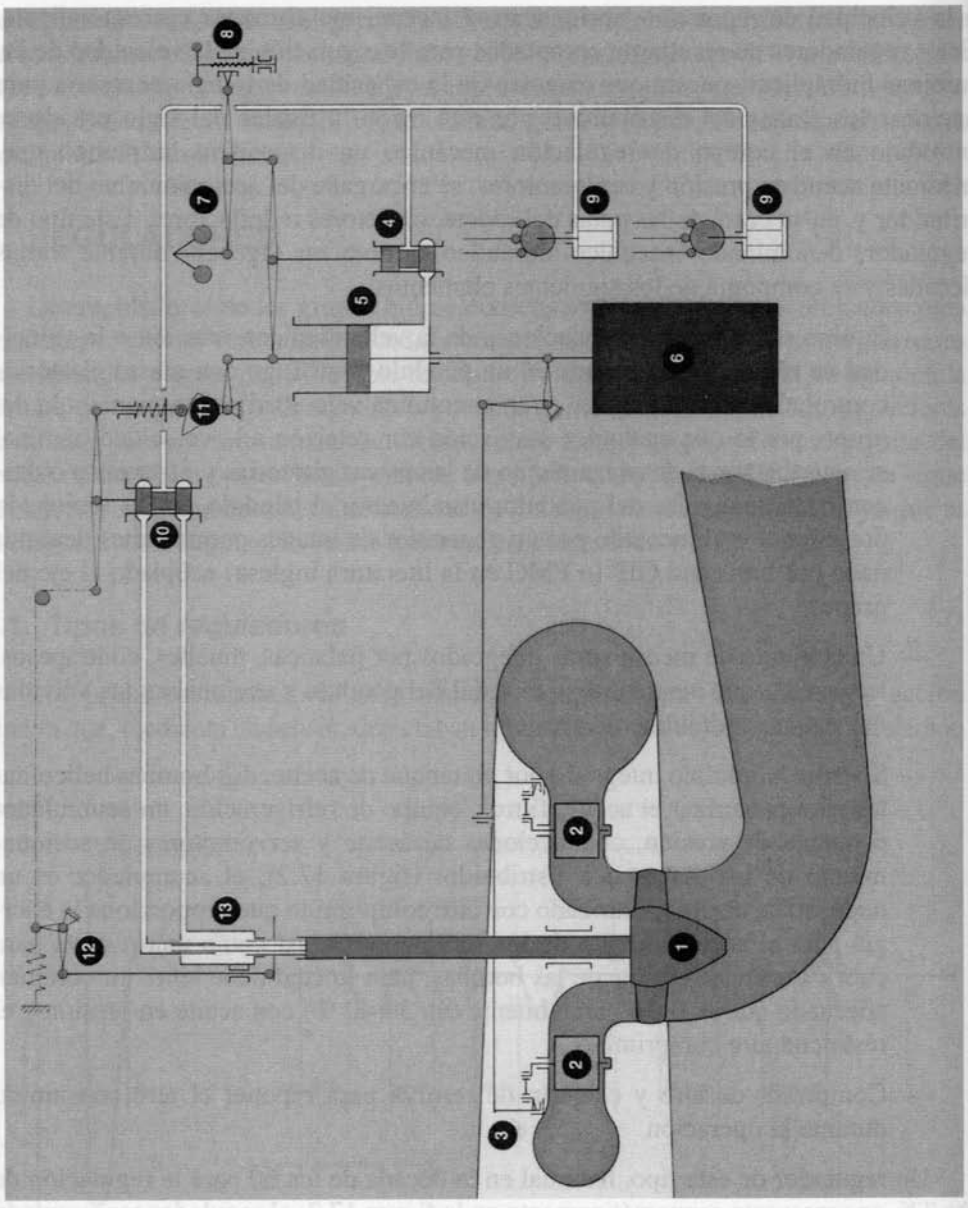


Fig. 17.2

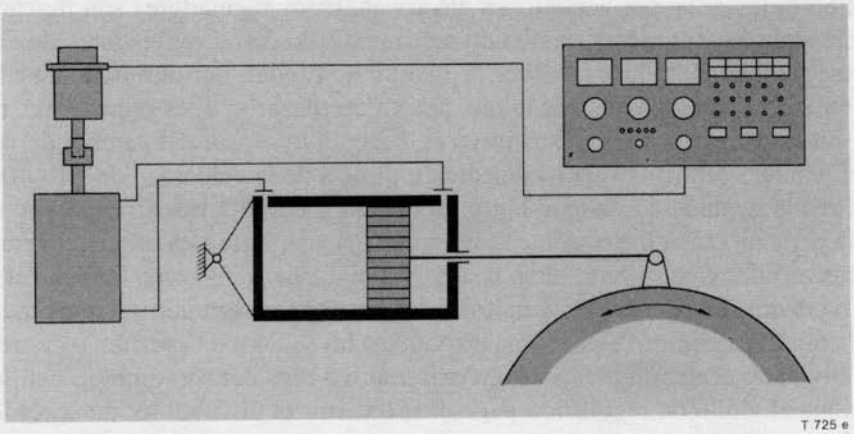
Diagrama esquemático de un regulador mecánico-hidráulico de una TK de tamaño medio: 1 rodete con servomotor para orientar las placas, 2 álabes del distribuidor, 3 anillo de regulación, 4 válvula de control de los álabes, 5 servomotor de los álabes, 6 contrapeso de cierre de los álabes del distribuidor, 7 péndulo, 8 ajuste de velocidad y carga, 9 bombas de aceite, 10 válvula de control del rodete, 11 leva de control del rodete, 12 dispositivo de retroalimentación del rodete, 13 suministro de aceite al rodete. Fuente: SULZER Hydro.

mecánico-hidráulicos por conexiones eléctricas. Estos reguladores son mucho más versátiles que los anteriores, pudiendo actuar no solo como reguladores de velocidad, sino también como reguladores de nivel o de caudal; por otra parte, resultaron mas confiables y compactos por lo que pronto desplazaron a los reguladores mecánicos. En estos reguladores se sustituyó el dispositivo sensor del cambio de velocidad (el péndulo centrífugo) por la medición directa de la velocidad de giro mediante una rueda dentada adosada al eje y un captador de impulsos. El nexo de unión entre la parte eléctrica o electrónica (el regulador) y la parte hidráulica (el actuador) es el convertidor electro-hidráulico o servoválvula, que transforma las señales eléctricas recibidas del primero en señales lineales mecánico-hidráulicas que envía a la válvula piloto de control; esta última responde a las señales de apertura o cierre recibidas enviando aceite en presión a un extremo o a otro del servomotor, con lo que se acciona el anillo de regulación para abrir o cerrar el distribuidor de acuerdo con las señales recibidas. Un dispositivo de este tipo se muestra esquemáticamente en la figura 17.3 junto a una servoválvula de tipo TSM 6 de VOITH.

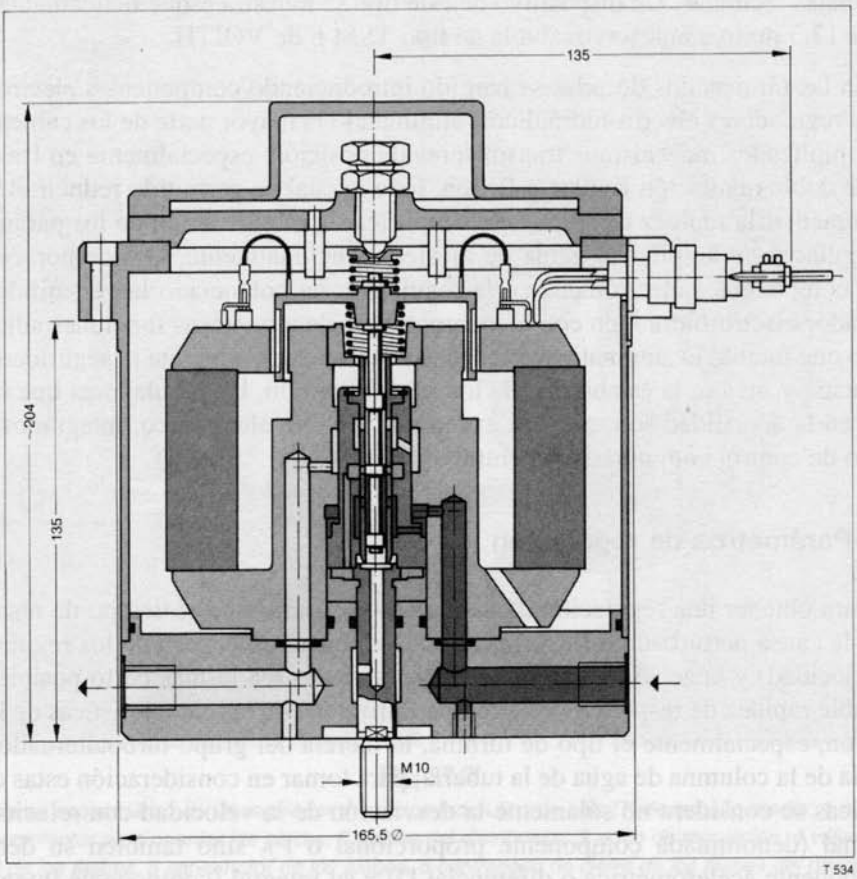
En las últimas dos décadas se han ido introduciendo componentes electrónicos en los reguladores electro-hidráulicos, eliminando la mayor parte de los cableados y los complicados mecanismos transmisores de posición, especialmente en las turbinas de doble regulación Kaplan y Pelton, todo lo cual ha permitido reducir el tamaño, aumentar la rapidez de respuesta, simplificar la modificación de los parámetros de regulación y ampliar la gama de ajustes. Adicionalmente, la incorporación de estos componentes electrónicos en la regulación ha potenciado la versatilidad del regulador electro-hidráulico con la incorporación de numerosas funciones adicionales, lo que facilita la automatización de las instalaciones, aumenta la seguridad de la operación y mejora la estabilidad de los saltos. Por ello, los reguladores que se instalan en la actualidad son, casi sin excepción, de tipo electrónico, integrados en el centro de control conjunto de la central.

3.2. Parámetros de regulación

Para obtener una regulación de calidad es necesario que el tiempo de respuesta entre la causa perturbadora (la variación de velocidad en el caso de los reguladores de velocidad) y la acción correctora correspondiente sea lo más corto posible; esta deseable rapidez de respuesta debe compatibilizarse con las características de la instalación, especialmente el tipo de turbina, la inercia del grupo turboalternador y la inercia de la columna de agua de la tubería; para tomar en consideración estas características se considera no sólamente la desviación de la velocidad con relación a la nominal (denominada componente proporcional o P), sino también su derivada (componente acelerométrica o diferencial D) y su integral (componente integral I). Estas magnitudes, afectadas por coeficientes multiplicadores denominados ganancias, permiten adecuar la respuesta a las variaciones de velocidad detectadas a lo



T 725 e



T 534

Fig. 17.3

Convertidor electro-hidráulico. Fuente: VOITH.

largo de la maniobra de regulación y a las características de la instalación, con la finalidad de evitar en la medida de lo posible perturbaciones que puedan provocar fenómenos de inestabilidad o sobrepresiones o sobrevelocidades transitorias excesivamente elevadas.

Los reguladores se suelen clasificar de acuerdo con los parámetros que utilizan, denominándose de tipo PD, PI o PID. Un regulador de tipo proporcional dotado de un elemento que responda exclusivamente a la desviación de la velocidad no es estable, puesto que conduce a una sobreactuación y, en definitiva, a un movimiento pendular de la variable regulada y del mecanismo regulador. Por ello, es necesario introducir una retroalimentación o compensación primaria que actúe en función de la posición del servomotor de la válvula de accionamiento (componente integral) y un dispositivo amortiguador que evite reacciones excesivamente bruscas.

La introducción de una componente adicional, acelerométrica o diferencial, permite mejorar la respuesta a las desviaciones respecto del valor de consigna de la variable controlada, con la consiguiente mejora en la estabilidad de la instalación (Howe, 1981). Es de notar que la constante de tiempo (tiempo de respuesta) de la medición de la velocidad en un regulador electrónico es muy pequeña (del orden de 20 ms) y puede despreciarse, por lo que es muy sencillo obtener una señal de control proporcional a la tasa instantánea de variación de velocidad; por esta razón, no existe una diferencia de coste significativa entre un regulador de tipo PI o PID (en realidad, el coste de un regulador depende principalmente de la capacidad de su sistema hidráulico y no del tipo de regulación que proporciona).

4. CURVAS DE ESTATISMO

La velocidad de un grupo turboalternador controlado con un regulador de velocidad varía en función de la potencia generada según una curva que se puede asimilar a una recta según se representa en la figura 17.4, donde se puede apreciar que la velocidad es máxima para una potencia nula (marcha en vacío sin carga) y mínima para la operación a plena capacidad entregando la potencia nominal. Por ello, en un punto de operación determinado, el alternador suministra una potencia P_1 girando con la velocidad síncrona o frecuencia nominal f_n, pero si la carga aumenta a P_2 la frecuencia disminuya a f_2 y actúa el regulador aumentando el caudal turbinado para equilibrar el incremento de la demanda. Este proceso, que se suele denominar regulación primaria, está caracterizado por el estatismo o variación relativa de la frecuencia al variar la potencia:

$$b = \frac{f_{\max} - f_{\min}}{f_n}$$

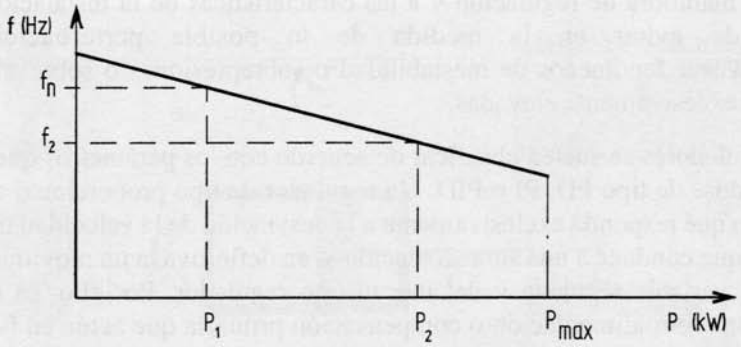


Fig. 17.4

que usualmente se mide en % y cuyo valor suele oscilar entre el 2 y el 4 %, no superando nunca el 10 %. En realidad, los gráficos de estatismo se realizan representando en ordenadas el valor relativo de la variable controlada (en este caso la frecuencia) y en abscisas el valor relativo de la variable controladora, que puede ser la posición del servomotor o la potencia suministrada. El estatismo permanente es la pendiente de la línea de estatismo, que se puede medir según la tangente en el punto específico en operación, en cuyo caso se representa por b_p, o según la cuerda que une los dos puntos extremos, en cuyo caso se representa por b_s (figura 17.5).

Los reguladores que tienen un estatismo nulo, denominados astáticos o isódromos, presentan una recta de estatismo horizontal por lo que mantienen constante la velocidad del grupo, independientemente de la potencia suministrada. Esta característica parece a primera vista ventajosa; no obstante, tiene el grave inconveniente de que las máquinas así reguladas tienden a absorber la totalidad de la variación de la demanda por lo que, si no operan en isla, se produce una indeterminación en el reparto de las variaciones de carga entre los distintos grupos generadores que

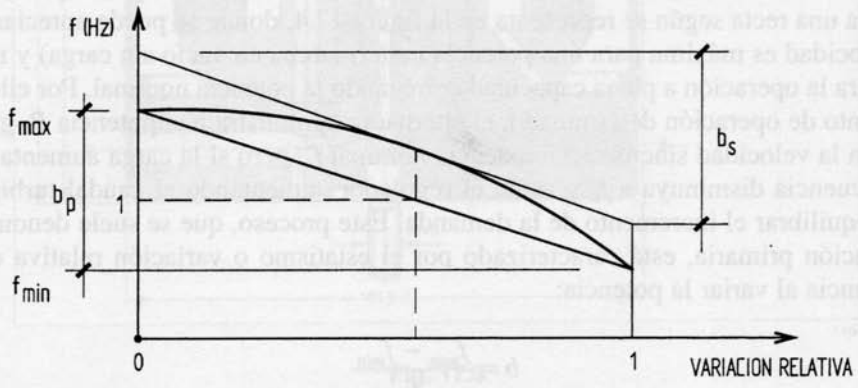


Fig. 17.5

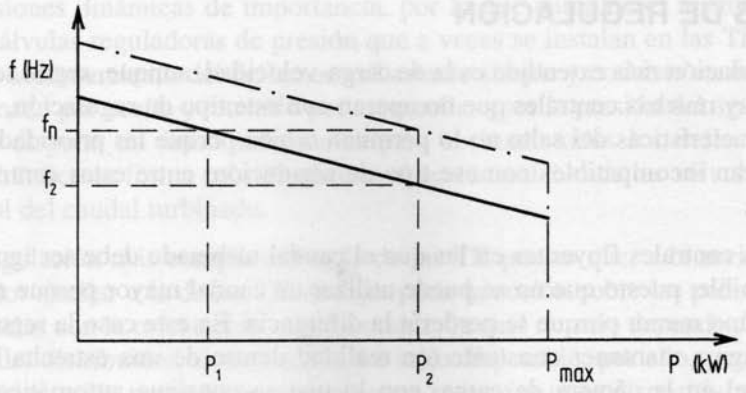


Fig. 17.6

alimentan el sistema. Por esta razón, los equipos de generación de los sistemas eléctricos están dotados con reguladores estáticos, cuyo estatismo se establece en función del reparto de las variaciones de la demanda que se quiere atender, de tal forma que a los grupos que participan activamente en el control de la frecuencia de la red se les da un valor del estatismo permanente bajo y a los que no participan se les da un valor alto. El alternador debe operar siempre con la velocidad síncrona o frecuencia nominal por lo que, una vez efectuada la maniobra para modificar la potencia de acuerdo con la demanda (en las figuras 17.4 y 17.6 pasar de P_1 a P_2) hace falta una maniobra correctora que restaure la frecuencia nominal (pasando de f_2 a f_n en las mismas figuras). Esto es lo que se denomina regulación secundaria y se consigue trasladando paralelamente la recta de estatismo para que al final de la maniobra se tenga, al igual que antes de producirse la perturbación, la frecuencia nominal (ver figura 17.6). En consecuencia, la recta de estatismo de un regulador estático varía entre una posición baja correspondiente a la marcha en vacío sin carga y una alta correspondiente al funcionamiento con la potencia máxima o nominal figura 17.7).

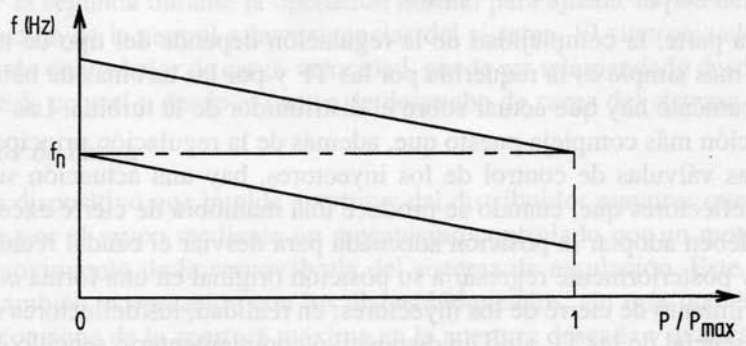


Fig. 17.7

5. TIPOS DE REGULACIÓN

La regulación más extendida es la de carga-velocidad, aunque, según se ha mencionado, hay muchas centrales que no operan con este tipo de regulación, bien porque las características del salto no lo permiten o bien porque las prioridades operacionales sean incompatibles con ese tipo de regulación; entre estas centrales cabe mencionar:

— Las centrales fluyentes en las que el caudal turbinado debe ser igual al disponible, puesto que no se puede utilizar un caudal mayor porque no lo hay, ni uno menor porque se perdería la diferencia. En este caso la regulación se dirige a mantener constante (en realidad dentro de una estrecha banda) el nivel en la cámara de carga, con lo que se consigue automáticamente la igualdad entre el caudal turbinado y el disponible.

— Los saltos en los que, por tener una chimenea de equilibrio de sección insuficiente o una tubería en presión excesivamenta larga, no pueden regular carga porque originarían oscilaciones inestables. En este caso, el regulador opera con la carga bloqueada, conservando el grado de apertura del distribuidor o inyectores independientemente de las variaciones de la frecuencia del sistema.

— Los aprovechamientos de propósitos múltiples en los que el caudal turbinado debe ajustarse a las demandas prioritarias del proyecto. En este caso la regulación se dirige a satisfacer las demandas prioritarias, turbinando el caudal requerido para ello.

El tipo de regulación no es necesariamente inamovible sino que, por el contrario, puede ajustarse a las condiciones de cada momento y a las necesidades del mercado; por ejemplo, un aprovechamiento de propósitos múltiples puede no ser condicionante durante buena parte del año, o un salto inestable puede dejar de serlo con niveles altos del embalse o con un único grupo en operación, o una central con regulación puede convertirse en una central fluyente cuando el embalse está lleno y el caudal entrante supera al caudal equipado.

Por otra parte, la complejidad de la regulación depende del tipo de turbina; la regulación más simple es la requerida por las TF y por las turbinas de hélice, puesto que únicamente hay que actuar sobre el distribuidor de la turbina. Las TP tienen una regulación más compleja puesto que, además de la regulación principal actuando sobre las válvulas de control de los inyectores, hay una actuación subsidiaria sobre los deflectores que, cuando se produce una maniobra de cierre excesivamente rápida, deben adoptar la posición adecuada para desviar el caudal rechazado por la turbina y posteriormente regresar a su posición original en una forma coordinada con el movimiento de cierre de los inyectores; en realidad, los deflectores no son un elemento esencial de las TP, sino un dispositivo complementario sencillo que mejora su funcionalidad al permitir maniobras de cierre rápidas sin que se produzcan

sobrepresiones dinámicas de importancia, por lo que cumplen el mismo cometido que las válvulas reguladoras de presión que a veces se instalan en las TF. El mecanismo de accionamiento del deflector es bastante simple y consiste en un servomotor accionado por aceite y retenido por un muelle o por la presión del agua; normalmente se dispone un único servomotor para accionar todos los deflectores de la rueda hidráulica en forma coordinada con el accionamiento de las válvulas de aguja de control del caudal turbinado.

La regulación más complicada es la de las TK puesto que, a la acción sobre el distribuidor similar a la de las TF, se superpone la acción sobre las palas del rodete para situarlas con la orientación más favorable, la cual no solo depende del grado de apertura del distribuidor, sino también del salto disponible; por ello, para materializar esta orientación por medios mecánicos se requerían unos dispositivos de levas y palancas muy complicados que son innecesarios en los reguladores electrónicos, puesto que la interrelación entre la apertura del distribuidor, el salto neto disponible y la orientación de las palas del rodete está predefinida en forma digital o analógica.

En las figuras 17.8 y 17.9 se presentan los diagramas de funcionamiento del regulador de una TF (VOITH) y de una TB de doble regulación (NEYRPIC).

6. FUNCIONES ADICIONALES

Además de la función esencial de controlar la velocidad o la carga, los reguladores realizan tareas complementarias que facilitan la operación o aumentan la seguridad de la planta; entre éstas cabe destacar las siguientes:

Sincronizador

Es un dispositivo que sirve para modificar la consigna de velocidad entre un 85 % con carga nula y el 105 % con carga máxima; consiste en un motor eléctrico con reductora y embrague que se utiliza para modificar la consigna de velocidad o de carga, la primera durante el arranque para sincronizar y acoplar en paralelo el grupo a la red y la segunda durante la operación normal para ajustar la potencia generada y la operación de la central a las exigencias del sistema. El sincronizador, también denominado controlador de carga-velocidad, puede ser telemandado desde la sala de control de la central o desde el centro de despacho de carga del sistema.

Limitador de carga

Es un dispositivo que impide aperturas del distribuidor mayores que la máxima admisible por el grupo mediante un mecanismo controlado por un motor que bloquea el movimiento de la servoválvula del sistema de regulación. Este dispositivo permite también la operación con los álabes bloqueados, sin más que establecer el valor de consigna de la apertura máxima en la apertura deseada y avanzar el sincronizador hasta que los álabes queden bloqueados contra el límite de apertura.

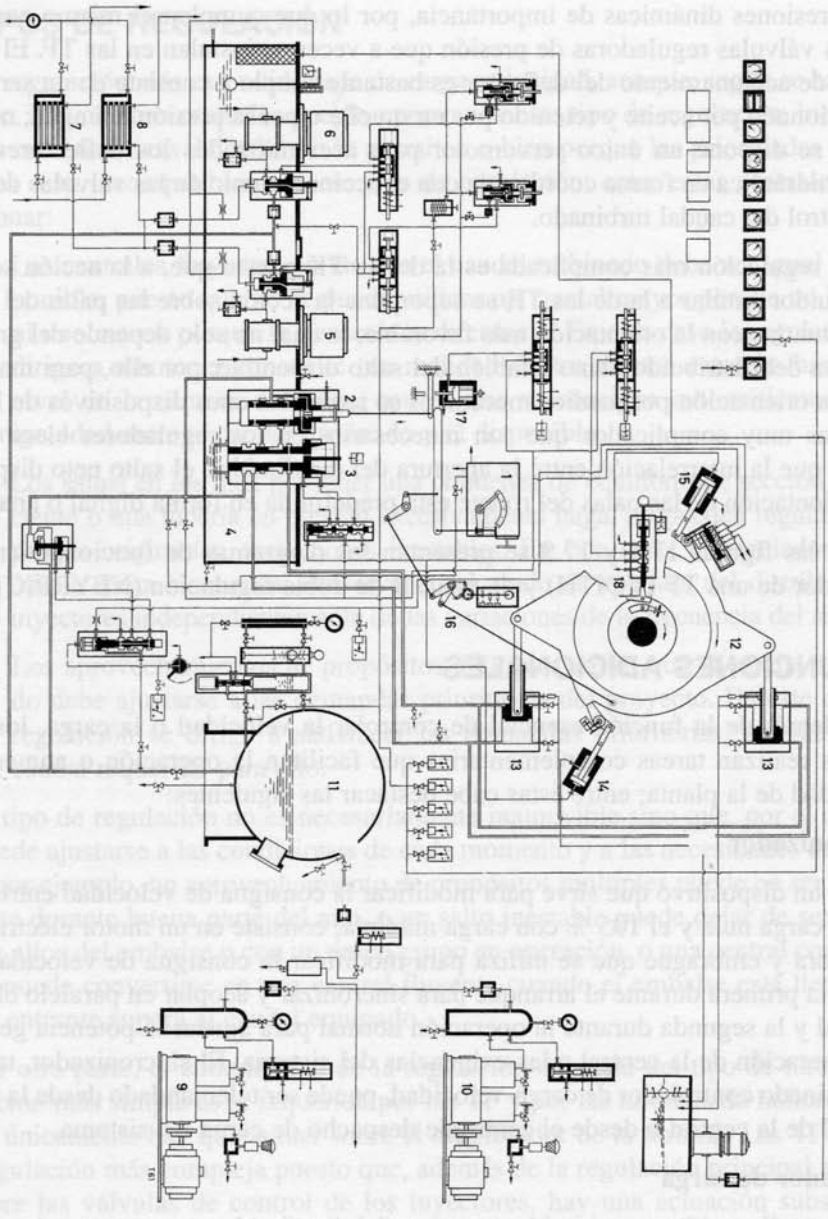


Fig. 17.8

Diagrama esquemático de la regulación de una TF. 1 actuador, 2 válvula de control de la compuerta, 3 dispositivo para el cierre de emergencia, 4 tanque de aceite, 5 y 6 bombas de aceite, 7 y 8 refrigeradores del aceite, 9 y 10 compresores, 11 tanque de presión, 12 anillo del distribuidor, 13 servomotores, 14 y 15 servomotores de los álabes móviles, 16 retroalimentación, 17 válvula de cierre rápido, 18 interruptor de sobrevelocidad. Fuente: VOITH.

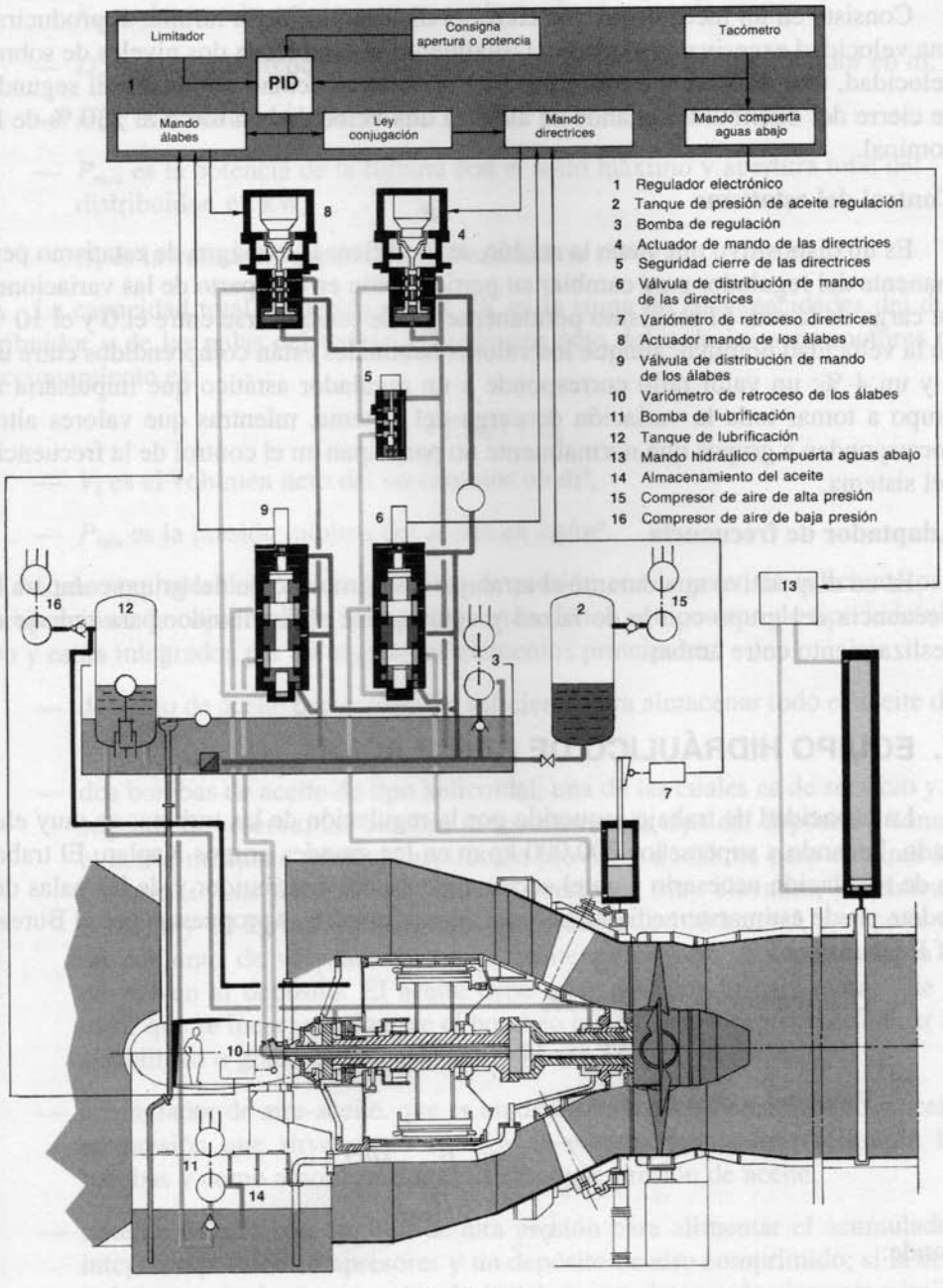


Fig. 17.9

Diagrama esquemático de la regulación de una TB. Fuente: NEYRPIC.

Control de sobrevelocidad

Consiste en un mecanismo que cierra el distribuidor de la turbina al producirse una velocidad excesiva en el grupo. Usualmente se establecen dos niveles de sobrevelocidad, uno de alarma en torno al 120 % de la velocidad nominal y el segundo de cierre del distribuidor cuando se alcanza una velocidad en torno al 130 % de la nominal.

Control del estatismo

Es un dispositivo que tiene la misión de modificar la consigna de estatismo permanente del regulador para cambiar su participación en el reparto de las variaciones de carga de la red. El estatismo permanente puede establecerse entre el 0 y el 10 % de la velocidad nominal, aunque los valores habituales están comprendidos entre un 2 y un 4 %; un valor nulo corresponde a un regulador astático que impulsaría al grupo a tomar toda la variación de carga del sistema, mientras que valores altos corresponden a grupos que normalmente no participan en el control de la frecuencia del sistema.

Adaptador de frecuencia

Es un dispositivo que durante el arranque y sincronización del grupo compara la frecuencia del grupo con la de la red y actúa sobre el distribuidor para reducir el deslizamiento entre ambas.

7. EQUIPO HIDRÁULICO DE REGULACIÓN

La capacidad de trabajo requerido por la regulación de las turbinas es muy elevado, llegando a superar los 200.000 kp.m en los grandes grupos Kaplan. El trabajo de regulación necesario para el accionamiento del distribuidor y de las palas del rodete puede estimarse mediante las expresiones empíricas propuestas por el Bureau of Reclamation:

— Distribuidor de las TF y TK

$$FY_M = 34 \cdot (h_{wh} \cdot D_g \cdot M)^{1,14}$$

— Palas del rodete de las TK

$$FY_b = \frac{8,70 \cdot P_{\max} \cdot N_s^{1/4}}{\sqrt{H_{\max}}}$$

donde:

— FY_M, FY_b es la capacidad de trabajo en kp · m requerida para el accionamiento de los álabes del distribuidor y de las palas del rodete,

— M es la altura del distribuidor en m,

— h_{wh} es la presión máxima en m, incluyendo el golpe de ariete,

— D_g es el diámetro de la circunferencia de los álabes del distribuidor en m,

— H_{max} es el salto máximo en m,

— P_{max} es la potencia de la turbina con el salto máximo y apertura total del distribuidor, en kW,

— N_s es la velocidad específica (calculada con kW y m).

La capacidad total requerida en las TK es la suma de las capacidades del distribuidor y de las palas del rodete. El volumen neto del o de los servomotores de accionamiento es:

$$V_s = FY_M / P_{min}$$

— V_s es el volumen neto del servomotor en m^3,

— P_{min} es la presión mínima del aceite en kg/m^2.

Cada regulador debe tener un equipo de presión con la potencia suficiente para proporcionar la capacidad de trabajo requerida. Estos equipos son de tipo hidráulico y están integrados per los siguientes elementos principales:

— depósito de aceite con capacidad suficiente para almacenar todo el aceite del sistema,

— dos bombas de aceite de tipo helicoidal, una de las cuales es de servicio y la segunda de reserva; las bombas se instalan en la tapa del depósito y toman el aceite mediante tubos de aspiración provistos de filtros para eliminar las impurezas. Las bombas trabajan con presiones muy elevadas, usualmente entre 60 y 80 kg/cm^2 y en algunos casos de hasta 140 kg/cm^2, y a través de un conjunto de válvulas envían el aceite en presión al acumulador o lo devuelven al depósito. El aceite debe estar refrigerado para evitar que el calor que se incorpora durante el bombeo pueda deteriorarlo y perjudicar su estabilidad o grado de viscosidad,

— acumulador de aire-aceite, que es un depósito con aire comprimido y aceite en presión que sirve como reserva de energía para cubrir fallos de las bombas y como amortiguador del sistema de presión de aceite,

— sistema de aire comprimido de alta presión para alimentar el acumulador, integrado por dos compresores y un depósito de aire comprimido; si la central tiene más de un grupo puede instalarse un sistema de aire comprimido para alimentar a todos los reguladores de la planta,

— amplificador hidráulico integrado por una válvula piloto, también denominada electroválvula o servoválvula, y el servomotor de accionamiento del anillo de regulación del distribuidor o del mecanismo de accionamiento de las palas del rodete o de los inyectores.

La válvula piloto consiste en un cilindro con un doble émbolo que lo divide en tres partes, la central conectada con el acumulador de aceite en presión y las dos exteriores con el depósito de aceite; cuando el doble émbolo está en su posición de equilibrio obtura dos aberturas en la parte central de la válvula piloto, mientras que al desplazarse en un sentido o en el contrario siguiendo las órdenes del regulador, comunica la cámara central de aceite en alta presión con un extremo del servomotor de accionamiento de los álabes y una de las cámaras de baja presión con el otro extremo, provocando el desplazamiento del émbolo en el sentido deseado y la apertura o cierre de los álabes (figuras 17.8 y 17.9).

Los reguladores descritos son los que se utilizan en los grupos de tamaño medio o grande; en los grupos turbogeneradores pequeños se utilizan equipos de regulación más sencillos puesto que necesitan una capacidad de trabajo muy inferior y, según se verá en el capítulo 23, con frecuencia no se requiere regulación de velocidad sino de nivel de agua en la cámara de carga o en la toma; estos reguladores prescinden de los acumuladores de aire comprimido como elemento amortiguador y de reserva energética, sustituyéndolo por cilindros con una membrana y nitrógeno presurizado.

8. ÍNDICE DE ESTABILIDAD

Los estudios de estabilidad y de regulación de los grupos hidroeléctricos se realizan una vez definido el esquema de aprovechamiento como parte de la ingeniería de control del proyecto. No obstante, el proyectista debe evaluar la estabilidad del salto durante las etapas iniciales de los estudios con objeto de precisar los dispositivos de estabilización que puedan ser necesarios o el tipo de energía que el aprovechamiento puede generar. Para estos análisis preliminares se utilizan criterios de estabilidad aproximados que permiten identificar los problemas operacionales en relación con la regulación de los grupos y evaluar si el esquema en estudio necesitará una chimenea de equilibrio u otros dispositivos de control.

Unos criterios simplistas utilizados durante mucho tiempo se basaban en la relación entre la longitud de la tubería en presión y el salto (L/H) o en el parámetro Lv/H, que Elsden (1964) recomendaba que no superasen 5 ó 20, respectivamente. Estos criterios son en la actualidad excesivamente conservadores y, por otra parte, no tienen en cuenta la inercia del grupo ni la clase de operación de la

central. Por ello, es preferible establecer los criterios de estabilidad a partir de las constantes hidráulica y mecánica de tiempo, que son dos parámetros característicos de la regulación representativos de la inercia de la columna de agua en la tubería en presión y de la inercia de la masa rotante del grupo, respectivamente; la relación entre estos dos parámetros proporciona un índice adimensional, que se puede denominar índice de estabilidad (IE), el cual permite realizar una evaluación rápida de las posibilidades de regulación de un esquema hidroeléctrico y de la necesidad de construir una chimenea de equilibrio o de modificar la configuración de la conducción en presión. Se recuerda que las constantes de tiempo mecánico e hidráulico se calculan como:

$$T_m(\mathrm{s}) = \frac{I \cdot \omega^2}{2} = \frac{PD^2 \cdot N^2}{364{,}7 \cdot P}; \quad T_w(\mathrm{s}) = \sum \frac{L_i \cdot v_i}{g \cdot H}$$

donde:

— PD^2 = factor de inercia del grupo en $\mathrm{t} \cdot \mathrm{m}^2$.

— N = velocidad síncrona en rpm.

— P = potencia en kW.

— $L_i \cdot v_i$ = longitud en m por la velocidad en m/s de todos los tramos de conducción entre la toma o la chimenea de equilibrio y la descarga, incluyendo la cámara espiral y el tubo de aspiración.

— H = salto en m.

La constante hidráulica de tiempo varía con el nivel de embalse y con el numero de grupos en operación, por lo que deberán analizarse todas las situaciones características del aprovechamiento. El valor de T_m suele estar comprendido entre 2 y 6 s y el de T_w entre 1 y 3 s, aunque pueden encontrarse valores mucho más altos (Fezalare, 1855).

Existen varios criterios para estimar el grado de estabilidad de un aprovechamiento sobre la base del valor de este índice; dos de los más extendidos fueron el expuesto por Lundgren (1958), que recomendaba unos valores del IE no inferiores a 2,5 para las plantas equipadas con TP y a 3,0 para las equipadas con TF o TK, y el propuesto por el Bureau of Reclamation (1976) según el cual los saltos en los que $\mathrm{IE} > 2 \cdot T_w$ ofrecen unas buenas condiciones para la regulación; estos criterios resultan en la actualidad conservadores, especialmente con los reguladores PID electrónicos en uso. Un criterio más apropiado es el expuesto por Fazalere (1985) según el cual las condiciones de regulación de un esquema hidroeléctrico correspondientes a distintos valores del índice de estabilidad son:

IE	CONDICIONES DE REGULACIÓN
2	Valor mínimo para sincronizar
2,5-3,0	Deficientes
5,0-8,0	Aceptables
> 8,0	Buenas

La efectividad de los modernos reguladores electrónicos tipo PID ha mejorado sustancialmente las posibilidades de regulación de los saltos hidroeléctricos, por lo que los valores del índice de estabilidad anteriormente señalados resultan en la actualidad conservadores; en este sentido, Borg (1993) señala que el desarrollo de este tipo de reguladores ha permitido la operación con éxito de plantas con un IE tan bajo como 1, siempre que la inercia de su masa rotante sea inferior al 25 % de la inercia de la red a la que está conectada; de hecho, la mayor parte de los grupos bulbo en operación actualmente tienen valores del índice entre 1,0 y 1,8 y, como señala Gill (1991), existen pequeños aprovechamientos en operación con valores del índice entre 0,5 y 1,5, los cuales pueden arrancar y sincronizar con la red sin problemas especiales. Por otro lado, la mayor parte de los aprovechamientos pequeños o de tipo medio no participan activamente en el control de la frecuencia del sistema por lo que no necesitan un IE>2; por ello, en estos esquemas se fija la duración y la forma de la ley de cierre del distribuidor, así como la inercia del alternador, para conseguir el óptimo económico entre el coste de las estructuras o dispositivos de control, la pérdida de carga en la conducción y la magnitud de la sobrevelocidad y sobrepresión durante los transitorios ocasionados por los cierres de emergencia. Por el contrario, los aprovechamientos que se pretende puedan participar en el control de la frecuencia deben tener un índice de estabilidad alto en todo el rango de operación con la finalidad de que puedan variar la apertura, o incluso abrir y cerrar totalmente, sin las limitaciones que ocasionaría un grado de estabilidad deficiente. En cualquier caso, los esquemas con valores del índice de estabilidad inferiores a 3 deben analizarse para evaluar el coste de mejorar la estabilidad; esta mejora puede conseguirse:

— aumentando la sección de la tubería de presión,

— aproximando la chimenea de equilibrio a la central,

— incrementando la inercia del alternador.

Asimismo, es conveniente analizar las centrales con índices de estabilidad próximos o inferiores a 2 porque, aunque funcionen con los álabes bloqueados y no intervengan en el control de la frecuencia, pueden tener serios problemas a causa de los fenómenos transitorios durante las maniobras de cierre, tanto por el aumen-

to de la presión como por la magnitud de la sobrevelocidad. Es de notar que los aprovechamientos con TP no tienen estos problemas ya que, gracias a la acción de los deflectores, pueden conseguir una variación suave del caudal circulante por la tubería de presión (lo que evita un golpe de ariete excesivo) y, al mismo tiempo, reducir rápidamente el caudal turbinado (lo que impide alcanzar valores altos de la sobrevelocidad transitoria); este mismo efecto se puede conseguir en los aprovechamientos equipados con TF instalando válvulas de regulación que permitan controlar la sobrepresión y la sobrevelocidad de los grupos.

9. VÁLVULAS DE REGULACIÓN DE PRESIÓN

Las centrales hidroeléctricas con tuberías en presión excesivamente largas o, lo que es lo mismo, con un tiempo de arranque alto y un índice de estabilidad bajo, presentan problemas operacionales por su deficiente estabilidad y por la magnitud de los transitorios ocasionados por la variación del caudal turbinado. En el supuesto de que no sea posible reducir la longitud de la tubería acercando la chimenea de equilibrio a la central o instalando una cámara hidroneumática compensadora, se deben imponer limitaciones a la operación como: operar con los álabes bloqueados (con lo que se eliminan los efectos de la inestabilidad) o aumentar el tiempo de las maniobras de apertura o cierre (con lo que se reduce la magnitud de los transitorios). Esta última medida conlleva un efecto indeseado, como es el aumento de la sobrevelocidad transitoria ocasionado por el disparo del alternador, que puede alcanzar valores excesivos, llegando incluso a alcanzar la velocidad de embalamiento; este inconveniente se puede resolver incrementando la inercia del alternador lo que, como se vió anteriormente, reduce proporcionalmente los incrementos de la velocidad transitoria. Si esta medida no resulta suficiente se debe instalar una válvula de regulación de presión que, al operar en sincronismo con el distribuidor, permite reducir el tiempo de cierre de éste para no provocar sobrepresiones o sobrevelocidades excesivas; esta válvula, también denominada descargador síncrono o vernier, cumple en las centrales con TK o TF el mismo papel que los deflectores de las TP, evacuando el caudal rechazado por la turbina durante las maniobras de cierre, lo que permite reducir a voluntad el tiempo de cierre del distribuidor conservando un tiempo de cierre largo en la tubería en presión.

La válvula reguladora de presión puede utilizarse también para facilitar el arranque y sincronización del grupo e, incluso, la operación en isla de aprovechamientos que, de otra forma, serían inestables, como el caso de la central de Coteau Creek, que puede operar en red aislada a pesar de tener un T_w = 10 s. No obstante, la operación en red aislada requiere que la válvula funcione sin ahorro de caudal, es decir, en forma tal que la suma del caudal turbinado y el desguado

por la válvula sea constante; asimismo, la válvula no es efectiva durante las aperturas por lo que, si no se opera sin ahorro de caudal, este tipo de maniobra debe realizarse con lentitud.

Las válvulas reguladoras de presión se instalan usualmente en una bifurcación de la cámara espiral, según se representa en la figura 17.10 en una turbina de Kvaerner Hydro; no obstante, si se precisa su utilización como bypass cuando la turbina está fuera de servicio, la válvula debe de colocarse en una bifurcación que parta de la tubería en presión aguas arriba de la válvula de protección. Los tipos de válvula más extendido son el Howell-Bunger con un obturador móvil cilíndrico o el de cazoleta con obturadores de disco axiales. Un ejemplo de la primera

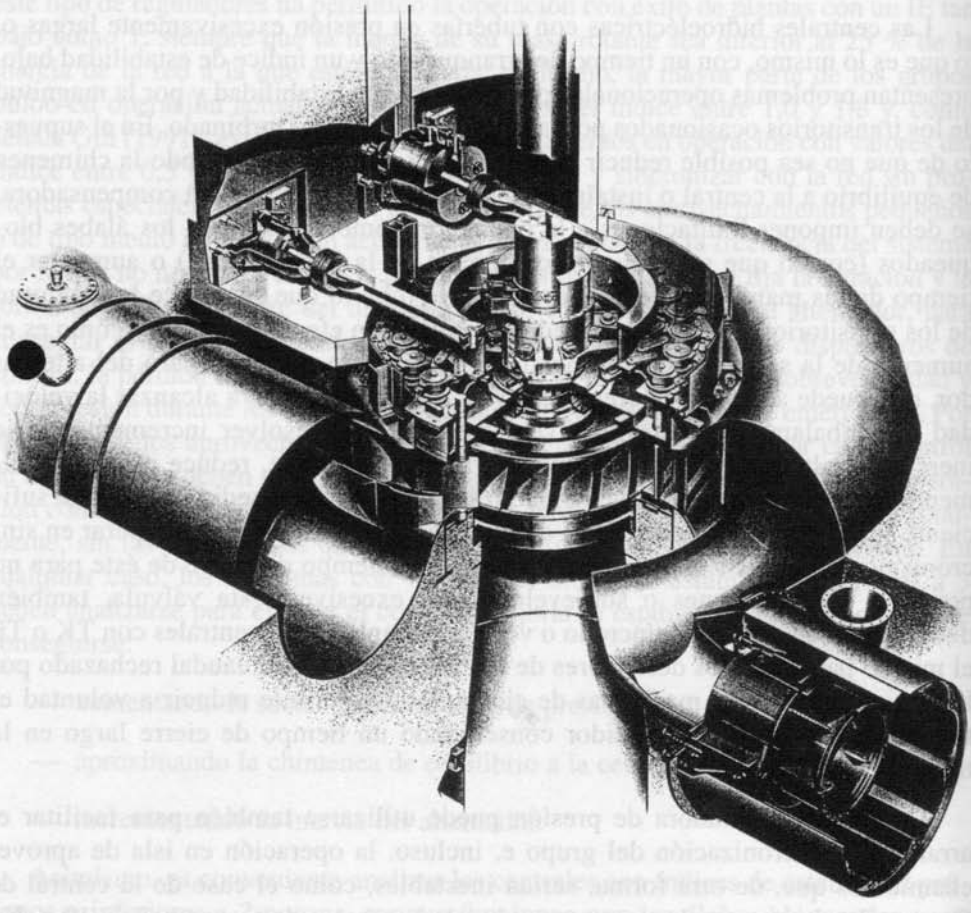


Fig. 17.10

Válvula reguladora de presión. Fuente: KVAERNER Hydro.

alternativa es la válvula de regulación de 600 mm instalada en la central de Grizzly (Logan, 1991), con una potencia instalada de 20 MW, un salto neto de 207 m y una tubería en presión de 1.500 m de longitud y 2,25 m de diámetro; la válvula, representada en la figura 17.11, permite satisfacer unas condiciones operativas muy exigentes, con una sobrepresión por golpe de ariete de un 10 % de la presión nominal y una sobrevelocidad transitoria de un 32 %. En la figura 17.12 se representa la válvula del segundo tipo instalada en la central de Brévières sobre el río Isére, en Francia; esta central utiliza un caudal máximo de 50 m^3/s para saltos entre 165 y 225 m, mediante una conducción de 1.180 m con un T_w = 3,9 s para el salto mínimo; en este caso el descargador síncrono está accionado por el anillo del regulador lo que permite la apertura rápida simultánea con el cierre del distribuidor, reduciendo la sobrepresión y la sobrevelocidad a un 31,5 % de los valores nominales. Otro ejemplo notable de este tipo de instalación es el de la central del Atazar, con un caudal equipado de 15 m^3/s y una conducción de 3 m de diámetro y 3.388 m de longitud con una constante de tiempo hidráulica extremadamente alta (T_w =13,5 s) y un índice de estabilidad muy bajo (IE = 0,4). En esta central se han instalado válvulas reguladoras de presión de 500 mm (figura 23.31) que permiten reducir la sobrepresión a un 30 % y la sobrevelocidad a un 43 %; asimismo, en circunstancias excepcionales, esta válvula permite la operación en isla de uno de los grupos para alimentar la red del sistema de emergencia, para lo cual se opera de tal forma que la suma del caudal turbinado y del evacuado por la válvula sea casi constante.

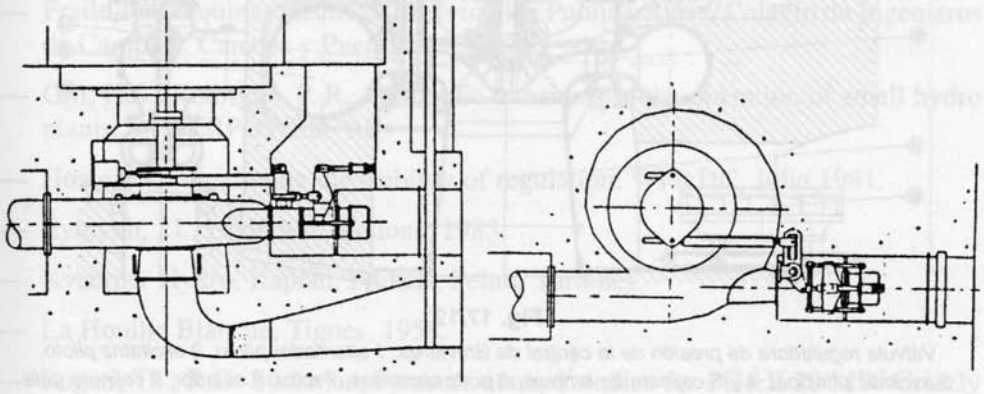


Fig. 17.11

Válvula reguladora de presión de la central de Grizzly. Fuente: Logan, 1991.

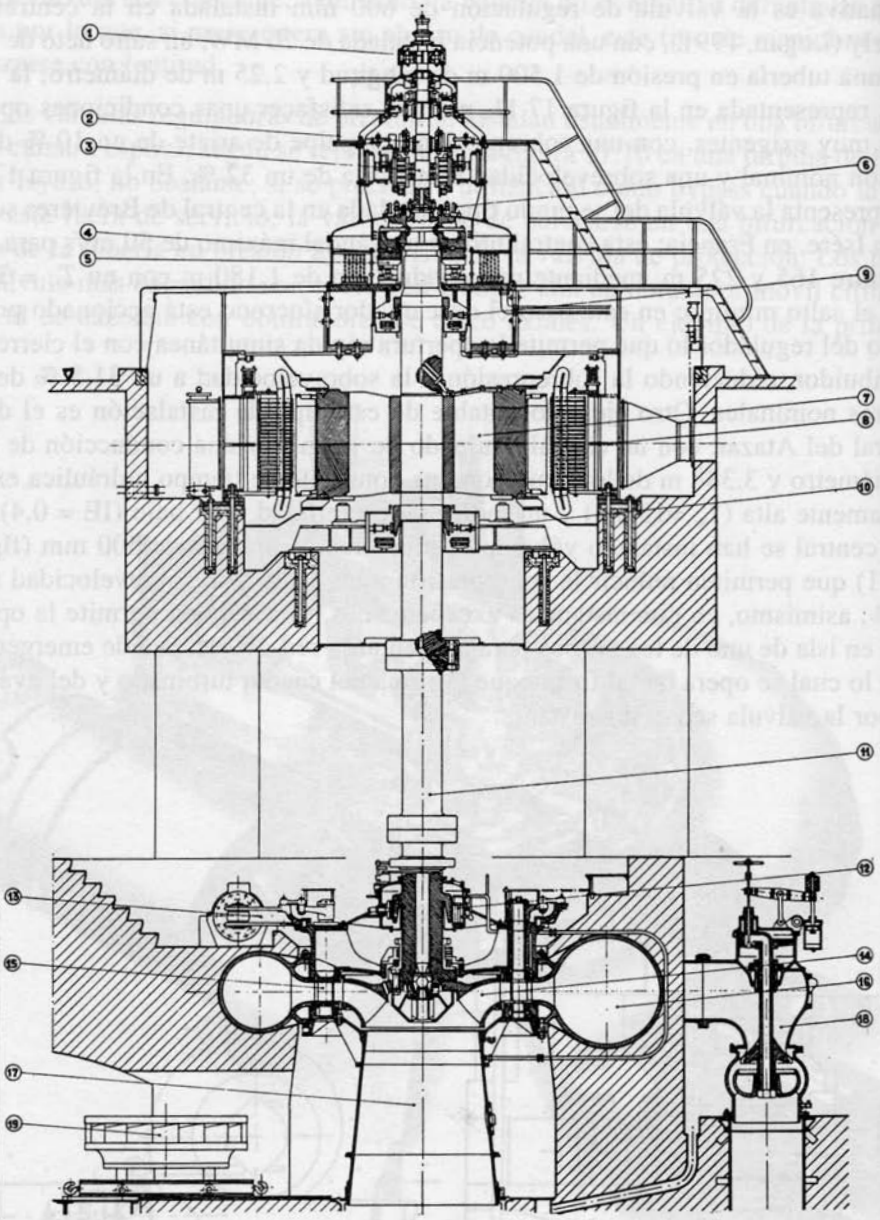


Fig. 17.12

Válvula reguladora de presión de la central de Brévières: 1 alternador piloto, 2 excitatriz piloto, 3 excitatiz principal, 4 y 5 cojinete de empuje, 6 portaescobillas, 7 rotor, 8 estartor, 9 cojinete guía superior, 10 cojinete guía inferior, 11 eje intermedio, 12 cojinete guía de la turbina, 13 servomotor del distribuidor, 14 rodete, 15 álabes del distribuidor, 16 cámara espiral, 17 tubo de aspiración, 18 válvula de regulación, 19 rodete desmontado.. Fuente: La Houille Blanche.

BIBLIOGRAFÍA

— Agnew, P. W., Bryce, G. W., Optimising turbine operation by electronic governing, WP&DC, Enero, 1977.

— ASCE, EPRI, Civil Engineering Guidelines for Planning and Designig Hydroelectric Projects, 1989.

— Borg, J. E, Section 22, Davie's handbook of applied hydraulics, cuarta edición, editado por Zipparro y Hasen (1993).

— Brown, J.G., Hydro-electric engineering practice,1966.

— Byrne, M., et al, Hydraulic Aspects of West Delaware Tunnel Hydroelectric Project, WATERPOWER '91, 1991.

— BUREAU OF RECLAMATION, Selecting Hydraulic Reaction Turbines, E. M. No. 20, 1976,

— BUREAU OF RECLAMATION, Mechanical governors for hydroelectric units, FEB, 1990,

— Carson, P., Optimizing frequency regulation of isolated hydroelectric projects, WP '83, 1983.

— IBERDROLA, ENDESA, Sevillana de Electricidad y Unión Fenosa, Centrales hidroeléctricas II, Editorial Paraninfo,1994,

— Jaeger, C, Fluid Transients in Hydroelectric Engineerig practice, 1977.

— Fezalare, R.W., Bulb turbine selection for the Main Canal Project, WP&DC, Octubre, 1985.

— Fraile, J., Máquinas eléctricas. Servicio de Publicaciones, Colegio de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, 1993.

— Gill, H.S., Rodrigue, P. R., Hydraulic transients in the operation of small hydro plants, WATERPOWER '91.

— Howe, J.C., Predicting the stability of regulation, WP&DC, Julio,1981.

— Ilyinykh, I.I., Hydraulic Stations, 1985.

— Kvaerner Hydro, Kaplan, Francis, Pelton Turbines.

— La Houille Blanche, Tignes, 1958.

— Logan, Th., R.D. Stutsman, Pressure control studies for PG&E 20 MW Grizzly Hydroelectric Project, WATERPOWER '91.

— Mosonyi, E., Low head powerplants, Vol. I, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1987.

— NEYRPIC, Turbinas bulbo.

— Rich, G.R., Speed regulation and governing stability, Section 29, Handbook of Applied Hydraulics, editado por Calvin y Sorensen, 3.ª ed., 1969.

— Ransford, G.D., PID regulation revisited, WP&DC, Enero de 1983.

— SULZER Hydro, Turbinas Kaplan, Pelton.

— SULZER Hydro, The governing of water turbines using electronic modules.

— SULZER Hydro, DTL 525, Sistema digital de regulación de turbinas.

— Tadel, M., Frequency stability on an isolated network, Revista técnica NEYRPIC, 1987.

— TVA, Mechanical design of hydro plants, Technical Report No. 34, 1960.

— UNESA, Guía sobre la calidad de las ondas en las redes eléctricas (1996)

— VEVEY, The MIPREG-500 VEVEY Microprocessor electronic governor head, 1983.

— Voest-Alpine, Electro-hydraulic governors.

— VOITH, Electro-hydraulic governors for water turbines, Folleto t 2361 e.

— VOITH, Pressure reducing needle valves.

— Wilhelmi, J. R., Explotacion del Sistema Eléctrico de Potencia, Un. Politécnica de Madrid, E. T. S. de Ing. de Caminos, Canales y Puertos, Mayo, 1989.

— Wilhelmi, J. R., Control de Sistemas Hidroeléctricos, Un. Politécnica de Madrid, E. T. S. de Ing. de Caminos, Canales y Puertos, 1991.

— Zipparro, V. J., Hasen, H.,Editores, Davis' Handbook of Applied Hydraulics, 4.ª edición, 1993.

18

Equipos y sistemas auxiliares

1. INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se describen brevemente los equipos y sistemas mecánicos auxiliares, entre los que se incluyen las válvulas y compuertas del circuito hidráulico principal, los equipos de elevación y los sistemas de: agua de refrigeración, achique y drenaje, agua de servicio, aire comprimido, ventilación y contra incendios. La descripción y dimensionamiento preliminar de estos equipos y sistemas es de tipo general, ya que únicamente se pretende poner de manifiesto su relación con el diseño conceptual de la central y evaluar las características básicas que deban ser tomadas en consideración en el anteproyecto de la obra civil de la planta.

2. VÁLVULAS DE PROTECCIÓN

El distribuidor de las turbinas hidráulicas no cierra herméticamente sino que, por el contrario, las turbinas con el distribuidor cerrado y sometido a la carga del embalse tienen pequeñas fugas de agua que pueden llegar a inducir el inicio del giro del grupo y, en cualquier caso, representan una pérdida económica de consideración. Por otra parte, la instalación de una válvula de protección aguas arriba de la turbina es un elemento de seguridad adicional, pues permite cerrar la admisión a la cámara espiral en el caso de que un fallo del regulador impida accionar los álabes del distribuidor; este cierre de emergencia es de gran interés, puesto que aumenta el grado de seguridad de la central, facilita la revisión de las turbinas y, ante un fallo del distribuidor, reduce el tiempo durante el cual el grupo gira con una velocidad superior

a la nominal y, en algunos casos, puede evitar que se alcance la velocidad de embalamiento. Asimismo, es de notar que si no existe válvula de protección y se cierra la compuerta de toma para reducir las pérdidas de agua, se vacía parcialmente la tubería de presión, lo que complica el arranque subsiguiente al tener que llenar previamente el conducto; esto no sucede al cerrar la válvula de protección puesto que, con la tecnología actual, la válvula y la cámara espiral están situadas por debajo del nivel mínimo de agua en la descarga, por lo que el tramo aguas abajo de la válvula se despresuriza, pero no se vacía.

En consecuencia, la instalación de una válvula de protección en la embocadura de la cámara espiral es una práctica habitual dirigida a evitar fugas de agua con la máquina parada, aumentar la seguridad del sistema y facilitar los trabajos de mantenimiento y revisión; ésta práctica tiene pocas excepciones, las cuales pueden estar originadas porque:

— no existe tubería en presión, como es el caso de las centrales integradas en la presa, por lo que puede conseguirse el efecto buscado cerrando las compuertas de toma,

— la sección de entrada en la cámara espiral es muy grande, lo que implicaría una válvula de cierre muy voluminosa y de elevado coste; en este caso la instalación de la válvula de protección puede no estar justificada, en especial si cada grupo está alimentado por una tubería independiente y existe la posibilidad de controlar el flujo rápidamente con las compuertas de toma.

En estos casos, que corresponden a turbinas con caudales equipados grandes y con diámetros de entrada en la cámara espiral mayores que 5 m, se suele equipar la toma con un doble cierre mediante compuertas vagón con accionamiento hidráulico, como, por ejemplo, en las centrales de Alcántara y Chicoasén, representadas en las figuras 19.14 y 21.11, respectivamente. En los casos restantes en los que se instala una válvula de protección junto a la entrada de la cámara espiral, la toma se controla con una sola compuerta, usualmente precedida por una ataguía para el mantenimiento.

Las válvulas de protección suelen ser de de tipo mariposa hasta presiones de servicio de 200-250 m y de tipo esférico para presiones mayores. Estas válvulas se accionan con cargas equilibradas (para lo que disponen del oportuno bypass), aunque en situación de emergencia pueden cerrar contra un caudal muy superior al nominal. Las válvulas se diseñan para la máxima presión de servicio, la cual incluye las sobrepresiones por golpe de ariete más desfavorables, y se someten a una prueba hidráulica con una presión equivalente al 150 % de la presión de diseño. Las válvulas se construyen con bridas que se unen rígidamente a la tubería de presión y a la cámara espiral mediante pernos; la instalación incluye una junta de desmontaje que facilita la instalación y las operaciones de montaje y desmontaje posteriores.

Por otra parte, la cámara espiral y el tubo de aspiración se deben vaciar periódicamente para revisar el rodete de la turbina o para llevar a cabo reparaciones o labores de mantenimiento; para este vaciado se precisa un cierre en la salida del tubo de aspiración que, junto con el cierre de la válvula de protección, permita aislar la turbina y evacuar el agua contenida entre ambos cierres hacia el pozo de achique; el cierre de aguas abajo suele realizarse mediante ataguías colocadas con un cabrestante móvil o un puente grúa ya que, por ser de operación esporádica, no se precisa un accionamiento rápido o automático; como excepción a lo anterior hay que señalar el caso de las centrales subterráneas con una elevada sumergencia con relación a la descarga, en las que el cierre aguas abajo se realiza con válvulas mariposa o compuertas deslizantes, a causa de la dificultad de situar la cámara de accionamiento de las ataguías por encima del nivel máximo del agua en la descarga, y las centrales con grupos bulbo en las que con frecuencia se instala en la descarga una compuerta de regulación para facilitar el arranque del grupo o su operación como desagüe.

2.2.1. Válvulas de mariposa

Las válvulas mariposa son los elementos de cierre más frecuentes en las centrales que utilizan saltos pequeños o medios, ya que requieren menos espacio y son de construcción más sencilla que sus posibles alternativas, por lo que resultan más ligeras y económicas. La válvula es de construcción de acero soldado o fundido y consta de cuerpo con dos patas para su unión con la cimentación, un disco lenticular con un eje pasante, conducción de bypass con válvula de control, mecanismo de accionamiento y armario de control (figuras 18.1 y 18.2).

Las válvulas mariposa de protección de las turbinas se abren mediante un servomotor de aceite en presión y se mantienen abiertas con un bloqueo mecánico o por la acción del servomotor, mientras que el cierre se inicia por la acción de un contrapeso al liberarse el bloqueo mecánico o la presión del aceite; el mecanismo de bloqueo puede desactivarse en forma manual desde el cuadro local de mando, mediante señales eléctricas desde el regulador o desde el centro de control o automáticamente por exceso de velocidad del agua o por caída de la presión aguas abajo.

El disco obturador tiene una tendencia al cierre consecuencia de la excentricidad del eje del disco, por lo que el proceso de cierre se frena con el servomotor para evitar maniobras de cierre excesivamente bruscas. La maniobra suele tener una duración de 0,5-1,0 minuto aunque, de ser necesario, se puede fijar entre límites bastante amplios para acomodarse a las condiciones del salto o al tipo de operación de la planta. Se debe resaltar que el accionamiento por contrapeso junto con la tendencia al cierre del disco, ofrece la máxima seguridad ante situaciones de emergencia, puesto que garantiza la capacidad de cierre de la válvula en cualquier situación operativa.

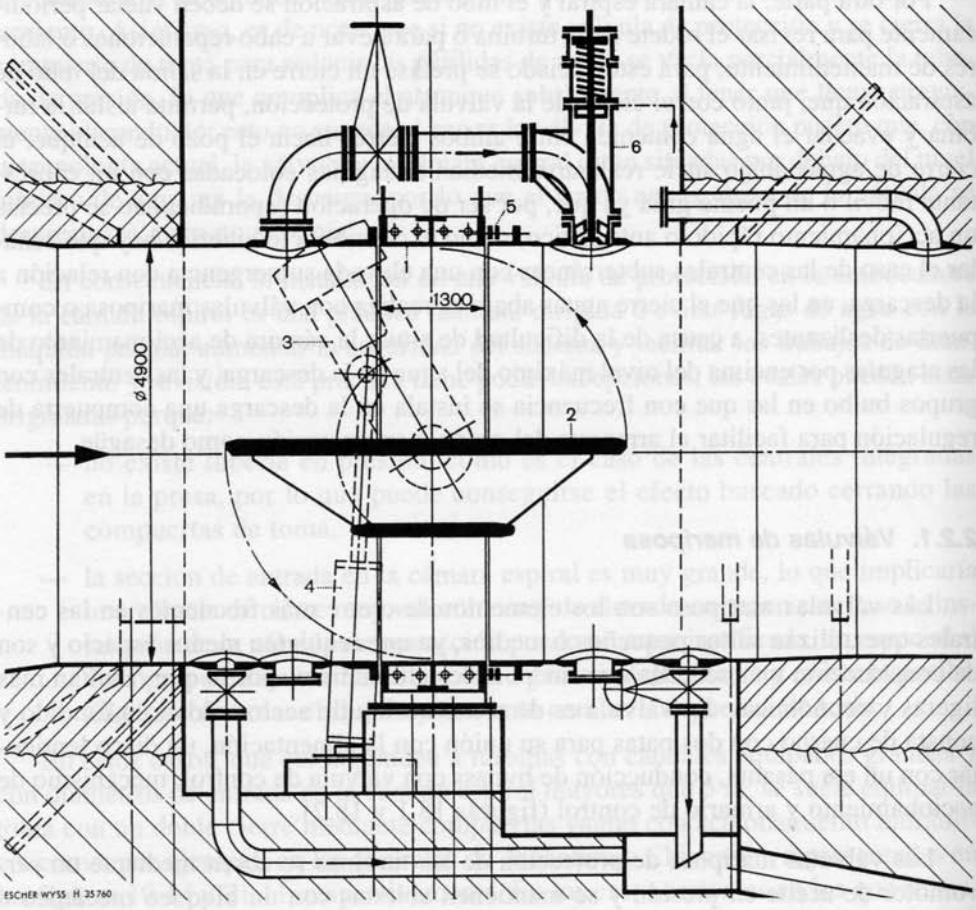


Fig. 18.1

Válvula mariposa de protección de las turbinas de la central de El Infiernillo; las 6 válvulas están diseñadas para un caudal de 202 m³/s y una presión de 15 kp/cm². 1 Cuerpo; 2 Disco; 3 Contrapeso; 4 Servomotor; 5 Junta de desmontaje; 6 Válvula de llenado. Fuente: SULZER Hydro.

El coeficiente de pérdida de carga con la válvula totalmente abierta depende del grado de obturación ocasionado por el disco, por lo que aumenta con su espesor o, lo que es equivalente, con la presión de servicio; según Tanaka (1991) se puede estimar el coeficiente de pérdida de carga variando linealmente entre 0,15 para una presión de servicio de 50 m y 0,25 para una presión de 200 m. La velocidad nominal del agua a través de la válvula suele estar entre 5 y 7 m/s; velocidades mayores son posibles pero ocasionan pérdidas de carga elevadas por lo que, con alguna frecuencia, la válvula de protección se dispone con un diámetro algo mayor que el de la sección de entrada en la cámara espiral.

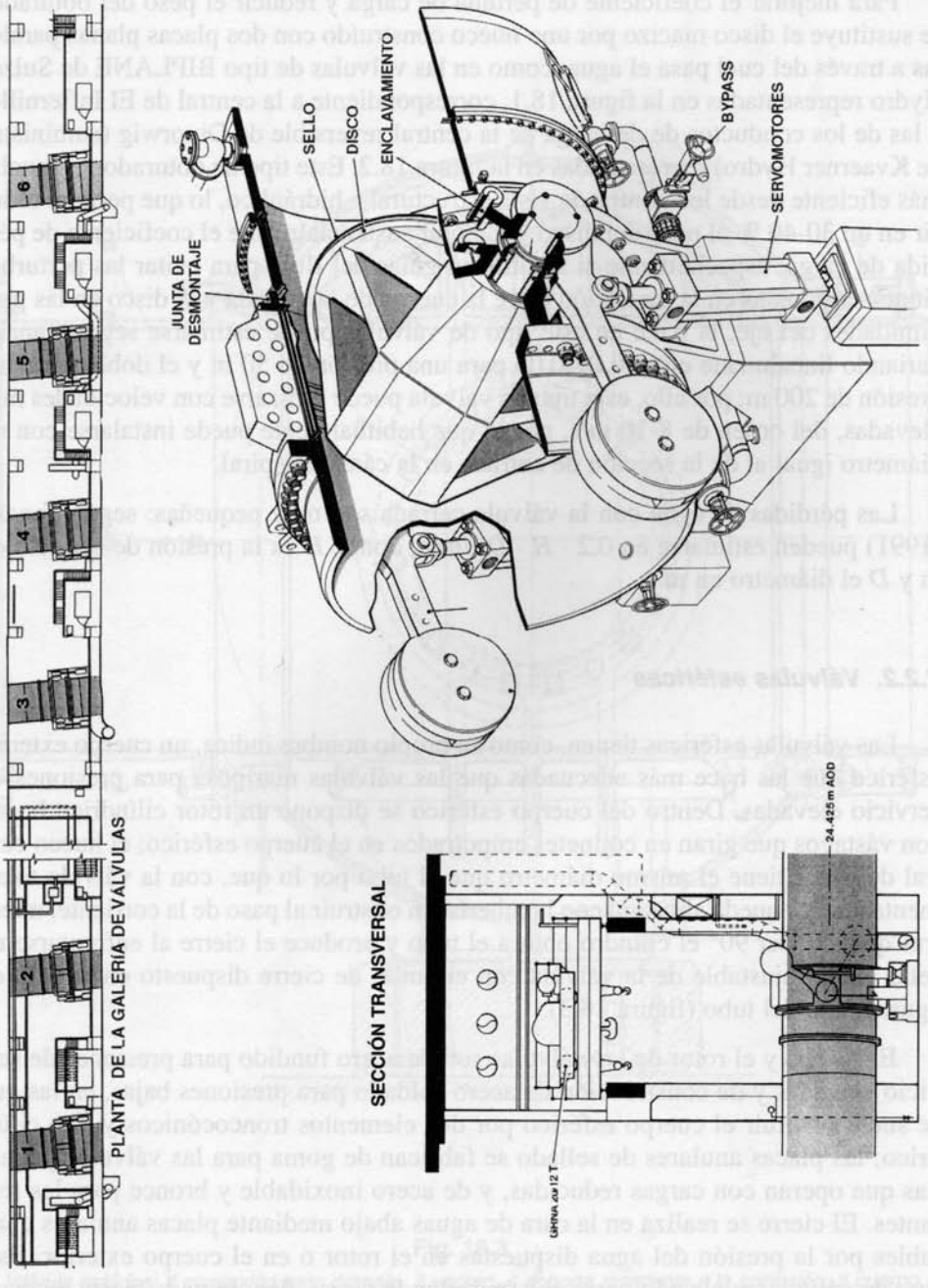


Fig. 18.2

Galería de válvulas y válvula mariposa en la descarga de la central reversible de Dinorwig. D=3,75 m, Q=78 m³/s. Fuente: Baines (1983), First Hydro.

Para mejorar el coeficiente de pérdida de carga y reducir el peso del obturador se sustituye el disco macizo por uno hueco construído con dos placas planas paralelas a través del cual pasa el agua, como en las válvulas de tipo BIPLANE de Sulzer Hydro representadas en la figura 18.1, correspondiente a la central de El Infiernillo, o las de los conductos de descarga de la central reversible de Dinorwig (suministro de Kvaerner Hydro) representadas en la figura 18.2. Este tipo de obturador es mucho más eficiente desde los puntos de vista estructural e hidráulico, lo que permite reducir en un 30-40 % el peso del disco y mejorar sustancialmente el coeficiente de pérdida de carga, especialmente si se utilizan guías del flujo para evitar las perturbaciones originadas en la transición entre la cuerpo de la válvula y el disco en las proximidades del eje; la p.d.c en este tipo de válvulas puede estimarse según Tanaka variando linealmente entre 0,05-0,06 para una presión de 50 m y el doble para una presión de 200 m; por ello, este tipo de válvula puede utilizarse con velocidades más elevadas, del orden de 8-10 m/s, por lo que habitualmente puede instalarse con un diámetro igual al de la sección de entrada en la cámara espiral.

Las pérdidas de agua con la válvula cerrada son muy pequeñas; según Tanaka (1991) pueden estimarse en $0{,}2 \cdot H \cdot D$ l/min, donde H es la presión de servicio en m y D el diámetro en m.

2.2.2. Válvulas esféricas

Las válvulas esféricas tienen, como su propio nombre indica, un cuerpo exterior esférico que las hace más adecuadas que las válvulas mariposa para presiones de servicio elevadas. Dentro del cuerpo esférico se dispone un rotor cilíndrico hueco con vástagos que giran en cojinetes empotrados en el cuerpo esférico; el hueco central del rotor tiene el mismo diámetro que el tubo por lo que, con la válvula totalmente abierta queda alineado con la tubería sin obstruir al paso de la corriente, mientras que al girar 90° el cilindro obtura el tubo y produce el cierre al enfrentarse un sello anular ajustable de la válvula con el anillo de cierre dispuesto en la cara de aguas abajo del tubo (figura 18.3).

El cuerpo y el rotor de las válvulas son de acero fundido para presiones de servicio elevadas y de construcción de acero soldado para presiones bajas, en las que se suele sustituir el cuerpo esférico por dos elementos troncocónicos y uno cilíndrico; las placas anulares de sellado se fabrican de goma para las válvulas pequeñas que operan con cargas reducidas, y de acero inoxidable y bronce para las restantes. El cierre se realiza en la cara de aguas abajo mediante placas anulares ajustables por la presión del agua dispuestas en el rotor o en el cuerpo exterior. Este tipo de válvulas suele equiparse con un segundo cierre, denominado cierre de mantenimiento, el cual se instala en la cara de aguas arriba del rotor con un sello ajustable por la presión del agua; una válvula de este tipo se muestra en la figura 18.3,

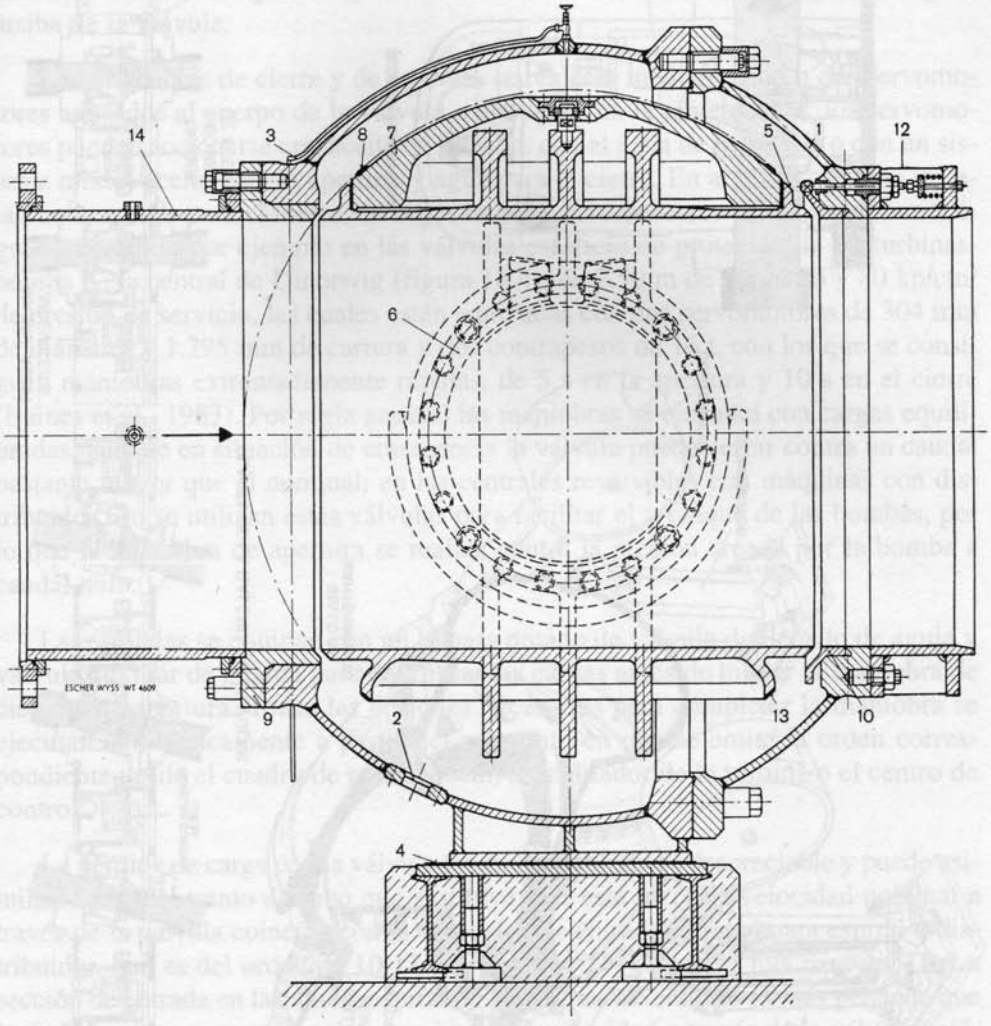


Fig. 18.3

Válvula esférica: 2 concexión para drenaje, 3 venteo, 4 soporte resistente a la corrosión, 5 cuerpo rotativo, 6 bridas para los ejes, 7 placa de cierre, 8 y 9 superficies de sellado, 10 cierre de mantenimiento, 12 dispositivo posicionador, 13 superficie de sellado de mantenimiento en el cuerpo rotativo, 14 sección removible del tubo. Fuente: SULZER Hydro.

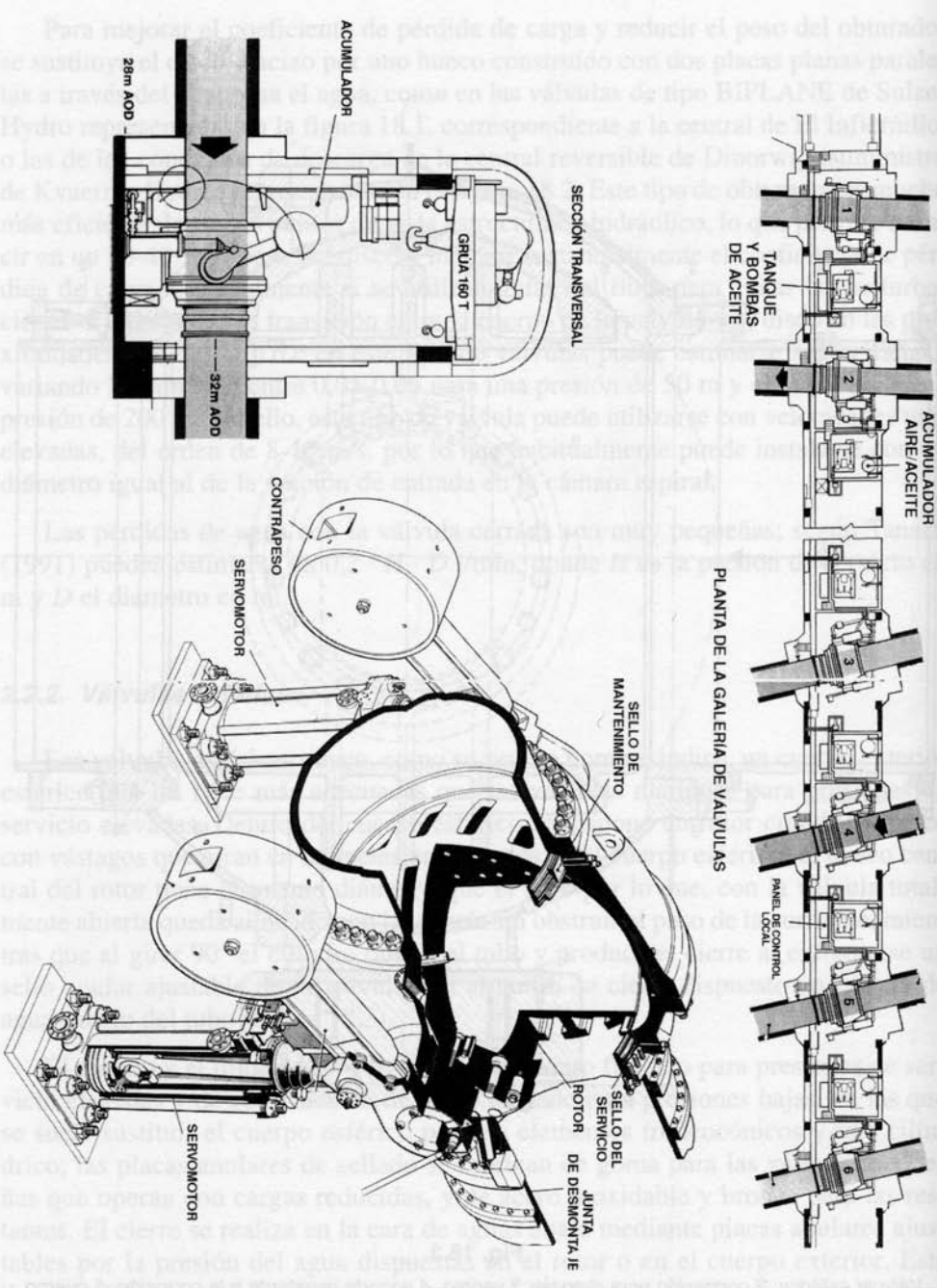


Fig. 18.4

Galería de válvulas de alta presión y válvula esférica de la central reversible de Dinorwig. D=2,5 m, H=800 m. Fuente: Baines (1983), First Hydro.

que representa las válvulas de protección de la central de Kotmale, de 2,10 m de diámetro y 310 m de presión de servicio; cuando se cierra este sello de mantenimiento se pueden revisar los cojinetes y reemplazar las empaquetaduras del sello principal del lado de aguas abajo sin necesidad de vaciar la tubería de presión aguas arriba de la válvula.

Las maniobras de cierre y de apertura se realizan mediante uno o dos servomotores adosados al cuerpo de la válvula o apoyados en la cimentación; los servomotores pueden accionarse con aceite en presión, con el agua de la tubería o con un sistema mixto: aceite para la apertura y agua para el cierre. En algunos casos se instalan contrapesos para el cierre, en cuyo caso los servomotores actúan como amortiguadores, como por ejemplo en las válvulas esféricas de proteción de las turbinas-bomba de la central de Dinorwig (figura 18.4), de 2,50 m de diámetro y 80 kp/cm^2 de presión de servicio, las cuales están equipadas con dos servomotores de 304 mm de diámetro y 1.295 mm de carrera y dos contrapesos de 16 t, con los que se consiguen maniobras extremadamente rápidas, de 5 s en la apertura y 10 s en el cierre (Baines et al., 1983). Por regla general las maniobras se ejecutan con cargas equilibradas, aunque en situación de emergencia la válvula puede cerrar contra un caudal bastante mayor que el nominal; en las centrales reversibles con máquinas con distribuidor fijo se utilizan estas válvulas para facilitar el arranque de las bombas, por lo que la maniobra de apertura se realiza contra la presión creada por la bomba a caudal nulo.

Las válvulas se equipan con un bypass dotado de válvula de llenado de aguja y válvula auxiliar de guarda para equilibrar las cargas antes de iniciar la maniobra de cierre o de apertura. Todas las acciones necesarias para completar la maniobra se ejecutan automáticamente a partir del momento en que se emite la orden correspondiente desde el cuadro de mando local, el regulador de la turbina o el centro de control.

La pérdida de carga con la válvula totalmente abierta es despreciable y puede asimilarse a la del tramo de tubo que sustituye; por esta razón la velocidad nominal a través de la válvula coincide con la velocidad de entrada en la cámara espiral o distribuidor, que es del orden de 10-12 m/s para las TF y de 9-15 m/s para las TP. La sección de entrada en la cámara espiral de los grupos reversibles es más pequeña que la de los grupos convencionales, con lo que la velocidad a través de la válvula esférica de protección es más elevada, pudiendo llegar a superar los 20 m/s en las plantas con más de 500 m de salto (por ejemplo en la central de La Muela con un caudal unitario máximo de turbinación de 46,2 m^3/s para un salto neto de 513 m se han instalado válvulas de 1,60 m de diámetro, lo que una velocidad máxima de 23 m/s); es de notar que la velocidad máxima a través de la válvula abierta en las centrales reversibles está generalmente comprendida entre 15 y 21 m/s (por ejemplo, 20,1 en Bath County, 15,6 m/s en Dinorwig, 21,2 en Guanghzhou, 17,1 en Helms, 19,0 en Monte-

zic, 19,5 en Racoon Mountains y Rocky Mountains, 20,7 en Shia Bishe y 14,4 en el Tajo de la Encantada); lógicamente, estas velocidades tan elevadas solo son viables cuando la válvula está situada inmediata a la cámara espiral y está precedida por un cono reductor de la tubería ya que, en caso contrario, se tendrían unas pérdidas de carga por rozamiento en la conducción excesivamente altas. Las pérdidas de agua por fugas con la válvula cerrada son muy reducidas, inferiores a las que se producirían con una válvula mariposa.

2.2.3. Compuertas cilíndricas

Las válvulas mariposa de protección son equipos costosos y su implantación resulta frecuentemente complicada a causa del espacio requerido por la válvula y los equipos auxiliares. Estas dificultades se pueden resolver sustituyendo la válvula mariposa aguas arriba de la turbina por una compuerta cilíndrica colocada entre los álabes fijos del antedistribuidor y los álabes móviles del distribuidor y accionada por varios (entre 3 y 6) gatos eléctricos o hidráulicos que operan en forma sincronizada subiendo o bajando la compuerta; este tipo de cierre es muy efectivo y se ha aplicado también en las turbinas reversibles ISOGYRO para cerrar los conductos anulares que comunican la cámara espiral con cada uno de los rodetes (capítulo 22).

Las compuertas cilíndricas en el distribuidor tienen la ventaja adicional sobre las válvulas mariposa de que, cuando están totalmente abiertas, no presentan obstáculos al flujo de agua, por lo cual no ocasionan pérdidas de carga ni originan vibraciones o estelas. Como contrapartida, estas compuertas introducen una complicación en un área particularmente difícil y tiene los inconvenientes de no permitir el vaciado de la cámara espiral (para esto habría que cerrar la compuerta de toma y vaciar la tubería en presión) y de dificultar la revisión de los álabes móviles, especialmente si la altura del distribuidor es pequeña; por otra parte, las eventuales filtraciones a través de la compuerta cerrada se producen en forma de chorros o proyecciones, lo que puede dificulta las labores de revisión y mantenimiento. Probablemente, estos inconvenientes motivan que sea una solución poco utilizada a pesar de las evidentes ventajas en cuanto a ahorro de espacio en todas las plantas de la central y a reducción de pérdidas de carga. La primera instalación de este tipo se remonta a 1947 en la central de Monteynard en la que, por estar ubicada en el interior de la base de una presa bóveda, era de gran interés suprimir la válvula de mariposa para reducir al mínimo el ancho de la planta (figura 19.28, Conte, 1961). En el cuadro adjunto se enumeran otras realizaciones posteriores, entre las que destacan las 17 compuertas cilíndricas instaladas en las centrales de La Grande 2 y La Grande 4 (figura 18.5), accionadas por 6 servomotores hidráulicos sincronizados situados en la tapa de la turbina.

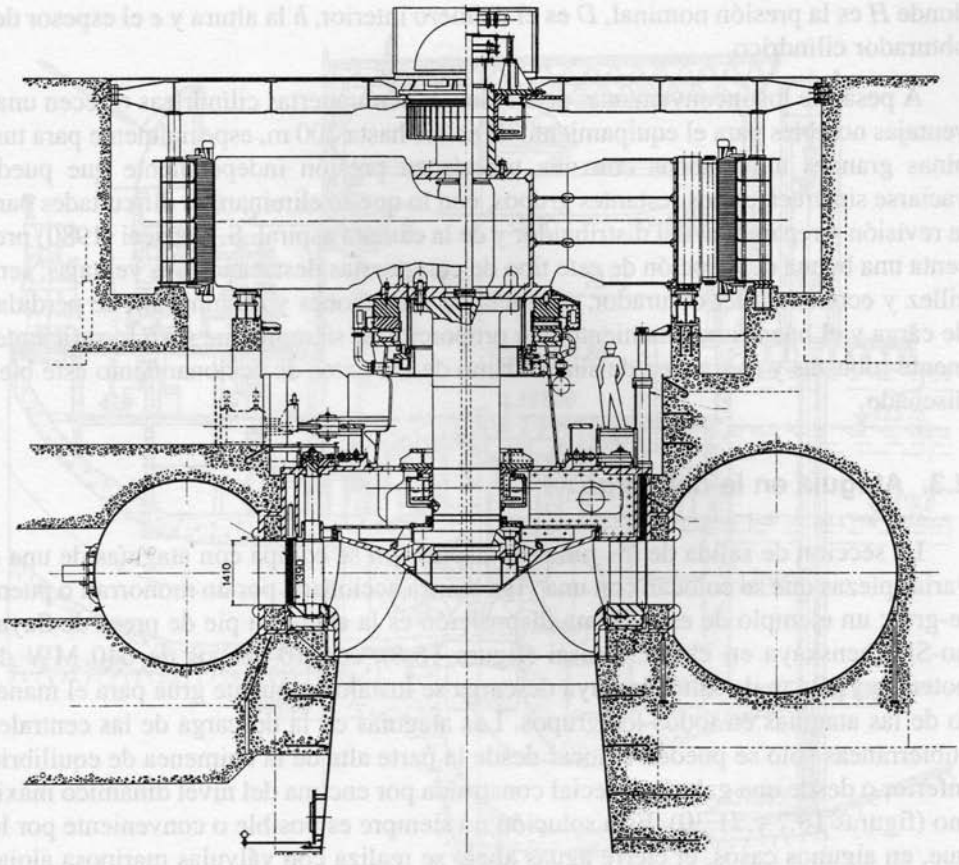


Fig. 18.5

Compuerta cilíndrica en las turbinas de La Grande 2. Fuente: Casacci, NEYRPIC, Revue technique No. 1, 1980.

COMPUERTAS CILÍNDRICAS

Central	Año	N.°	H (m)	e (mm)	D (m)	h (m)
LA GRANDE 2	1979	8	137	127	7,6	1,39
SARRANS	1981	1	84	85	3,9	0,86
ST. ETIENNE	1981	1	62	85	3,9	0,86
L'AIGLE	1982	1	77	120	6,0	1,33
ST. GUILERME	1982	2	275	120	3,0	1,33
LA GRANDE 4	1983	9	117	120	7,4	1,38
ST. P. MAREGES	1984	1	73	140	6,0	—
TORRAO	1986	2	52	140	8,0	1,5
VALPARAÍSO	1988	2	60	100	5,3	1,1

donde H es la presión nominal, D es el diámero interior, h la altura y e el espesor del obturador cilíndrico.

A pesar de los inconvenientes señalados, las compuertas cilíndricas ofrecen unas ventajas notables para el equipamiento de saltos hasta 200 m, especialmente para turbinas grandes alimentadas con una tubería en presión independiente que puede vaciarse sin afectar a los restantes grupos, con lo que se eliminan las dificultades para la revisión y reparación del distribuidor y de la cámara espiral. S. Canacci (1980) presenta una buena descripción de este tipo de compuertas destacando sus ventajas: sencillez y economía del obturador, ausencia de vibraciones y eliminación de pérdidas de carga y el buen funcionamiento que proporcionan siempre que sean lo suficientemente robustas y el sistema de sincronismo de los gatos de accionamiento esté bien diseñado.

2.3. Ataguía en la descarga

La seccion de salida de los tubos de aspiración se equipa con ataguías de una o varias piezas que se colocan con una viga tenaza accionada por un monorraíl o puente-grúa; un ejemplo de esta última disposición es la central a pie de presa de Sayano-Shushenskaya en el río Yenisei (figura 18.6), con 10 grupos de 640 MW de potencia y 194 m de salto, en cuya descarga se instaló un puente grúa para el manejo de las ataguías en todos los grupos. Las ataguías en la descarga de las centrales subterráneas solo se pueden colocar desde la parte alta de la chimenea de equilibrio inferior o desde una galería especial construída por encima del nivel dinámico máximo (figuras 18.7 y 21.30). Esta solución no siempre es posible o conveniente por lo que, en algunos casos, el cierre aguas abajo se realiza con válvulas mariposa alojadas en una galería especial como en el caso de la centra de Villarino representada en la figura 18.8, o mediante compuertas deslizantes o basculantes alojadas en la propia central, como en las centrales de Tanes y Montezic representadas en las figuras 21.6 y 18.9, o fuera de la caverna como en la central de La Muela representada en la figura 21.3 (en todos los casos mencionados se trata de centrales subterráneas reversibles con una elevada sumergencia con relación al nivel máximo en la descarga, lo que dificulta la solución alternativa de instalar ataguías manejadas con un cabrestante o un puente grúa).

3. EQUIPO DE ELEVACIÓN

El montaje o desmontaje de los equipos se realiza con una grúa que domine los emplazamientos correspondientes y las áreas de descarga y montaje de la central. Esta grúa, que puede ser de puente o de pórtico según el tipo de la central, debe ser capaz de manejar los equipos más grandes y voluminosos a instalar.

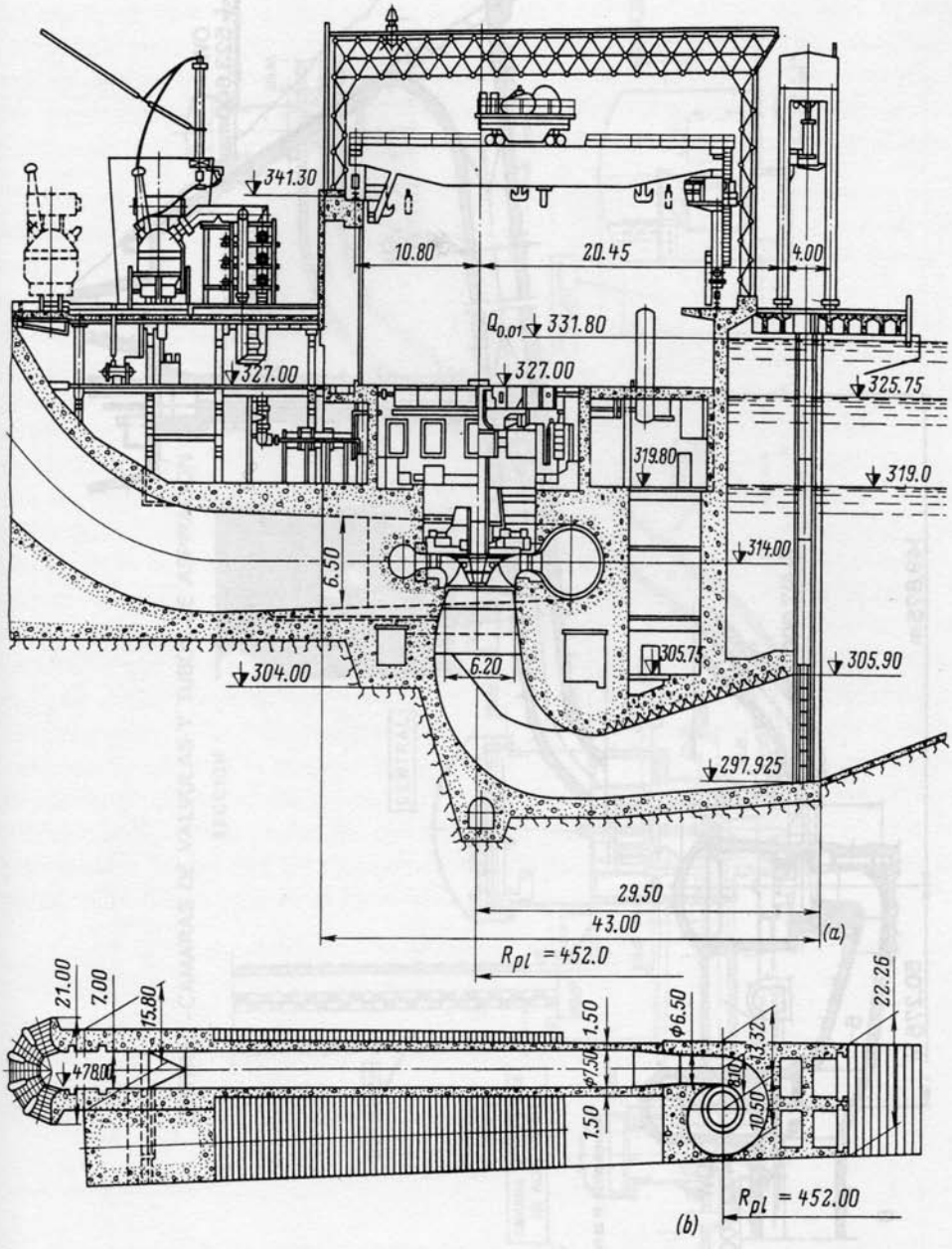


Fig. 18.6

Central de pie de presa de Sayano-Shushenkaya (P=10x640 MW, H=194 m). Fuente, Ilyinykh, 1985.

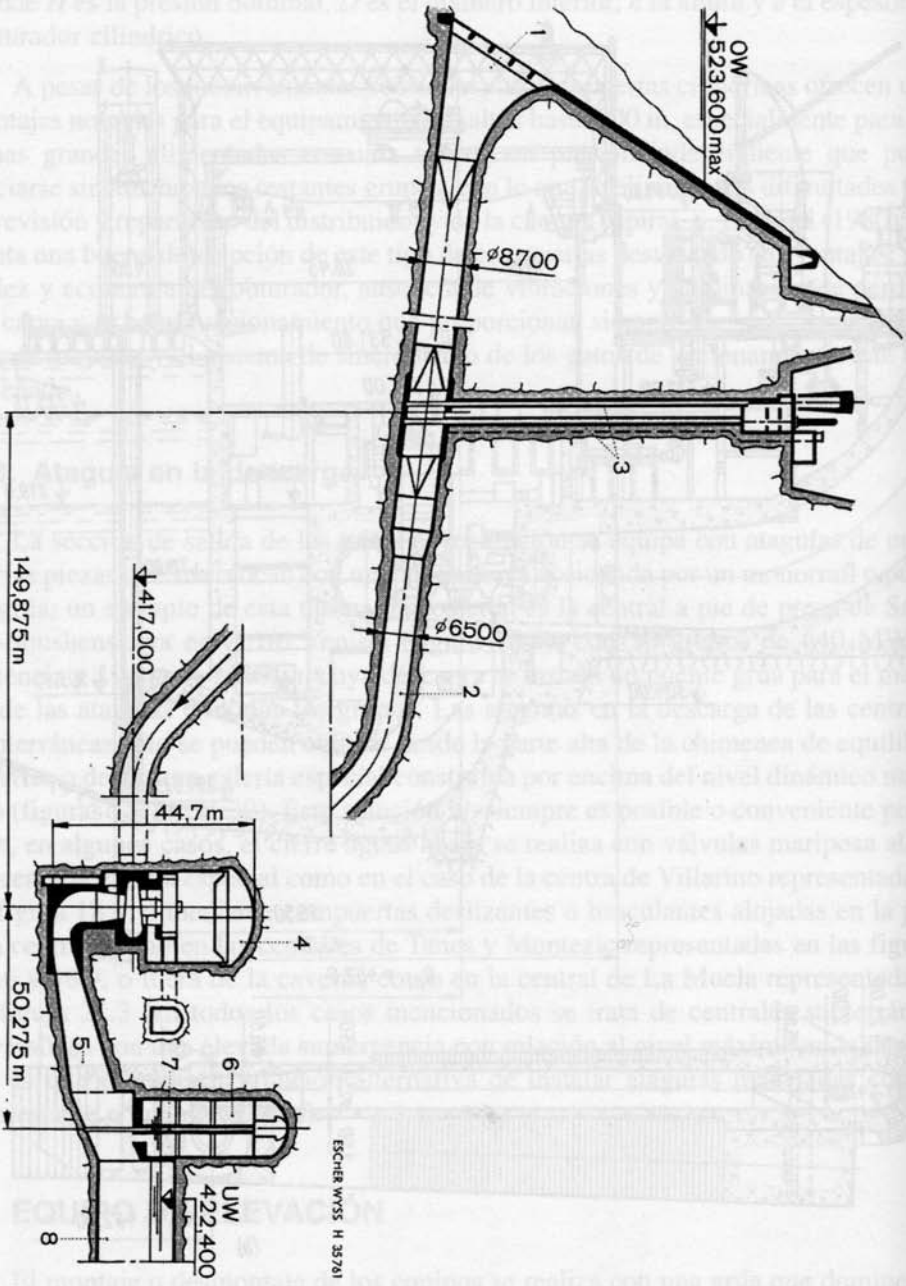


Fig. 18.7

Ataguía en la descarga de la central de La Angostura, P=3x222=666 MW, Q=3x208 m³/s, H=102 m, N=128,6 rpm. Fuente: Baumann, SULZER Hydro, 1972.

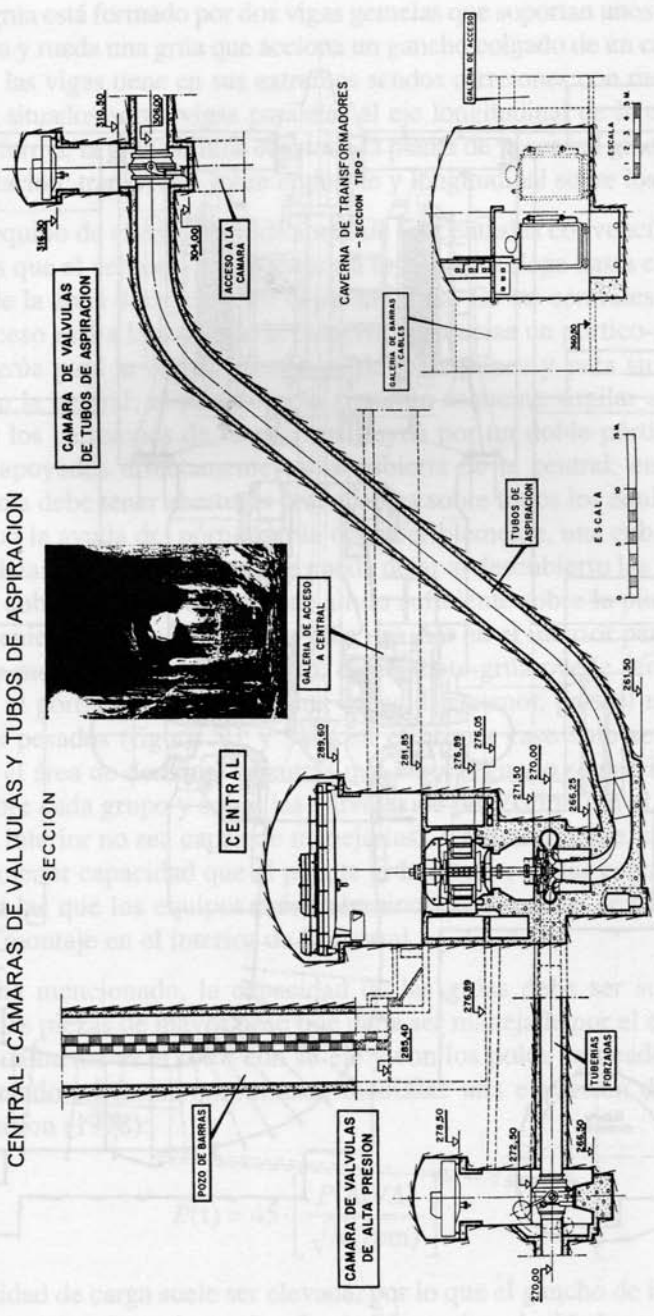


Fig. 18.8

Válvula mariposa en la descarga de la central reversible de Villarino. Q=38,75–28,99 m³/s; H_{max}=398–410 m, P=6x135=810 MW; N=600 rpm. Fuente: IBERDROLA.

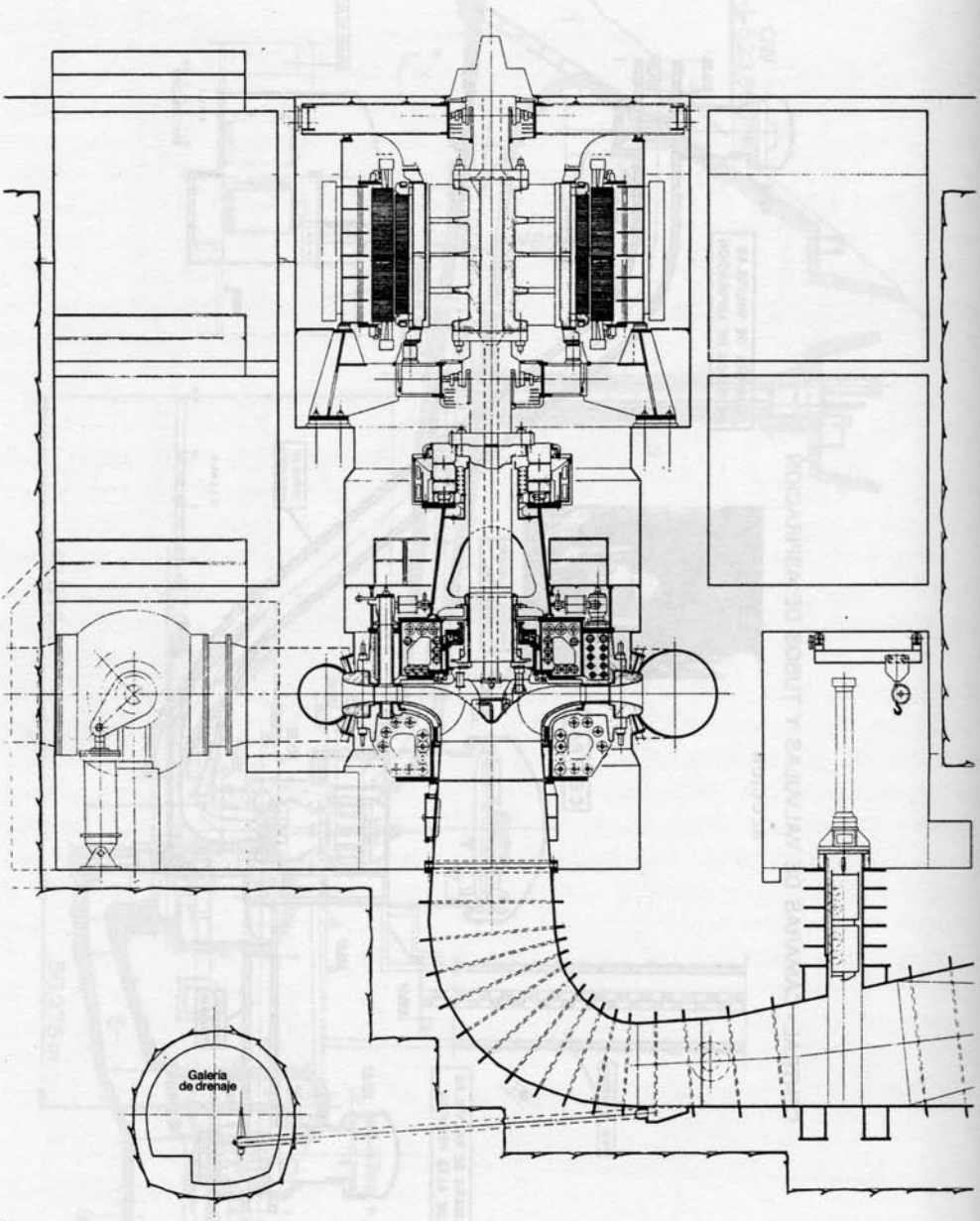


Fig. 18.9

Compuerta deslizante en la descarga de las turbinas-bomba de la central de Montezic. Fuente, Bergeret, NEYRPIC, Revue technique No. 3, 1984.

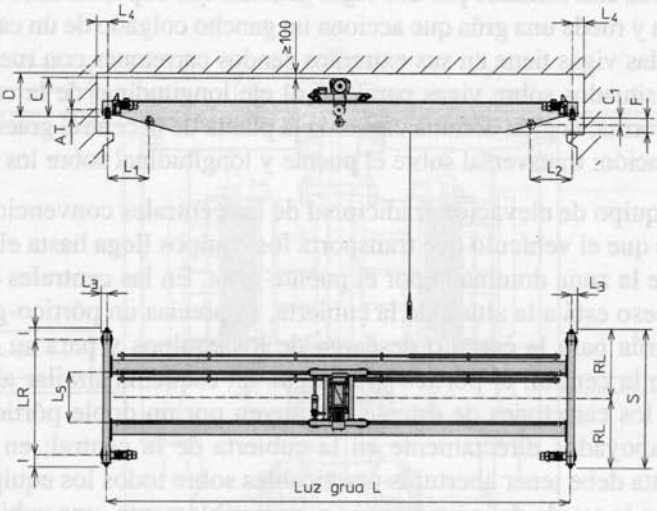
El puente-grúa está formado por dos vigas gemelas que soportan unos carriles sobre los que se apoya y rueda una grúa que acciona un gancho colgado de un cable. El puente formado por las vigas tiene en sus extremos sendos carretones con ruedas que apoyan en carriles situados sobre vigas paralelas al eje longitudinal de la central (figura 18.10); de esta forma, la grúa domina casi toda la planta de la central gracias a su doble sistema de traslación: transversal sobre el puente y longitudinal sobre los carretones.

Este es el equipo de elevación tradicional de las centrales convencionales o subterráneas en las que el vehículo que transporta los equipos llega hasta el área de descarga, dentro de la zona dominada por el puente-grúa. En las centrales de tipo enterrado, cuyo acceso está a la altura de la cubierta, se precisa un pórtico-grúa en lugar de un puente-grúa para la carga o descarga de los equipos y para su extracción o introducción en la central; el pórtico-grúa sigue un esquema similar al del puente-grúa en el que los carretones de éste se sustituyen por un doble pórtico que rueda sobre carriles apoyados directamente en la cubierta de la central; en este caso el techo de la planta debe tener aberturas practicables sobre todos los equipos que haya que manejar con la ayuda del pórtico-grúa o, preferiblemente, una cubierta formada por tramos deslizantes sobre carriles que pueda dejar al descubierto las áreas de interés. Cuando la cubierta de la central tiene altura suficiente sobre la planta de operaciones es conveniente montar un puente-grúa auxiliar en el interior para facilitar las operaciones de montaje y mantenimiento; este puente-grúa puede ser de la misma capacidad que el pórtico exterior o de una capacidad menor, para el manejo de los equipos menos pesados (figura 5.1 y 5.2); en el primer caso solo se necesita una abertura sobre el área de descarga mientras que en el segundo se precisan aberturas adicionales sobre cada grupo y sobre las válvulas de protección (en el supuesto que el puente-grúa interior no sea capaz de manejarlas). Contrariamente, el pórtico grúa exterior es de menor capacidad que el puente grúa interior en las centrales con grupos grandes en las que los equipos más voluminosos y pesados se transportan por piezas para su montaje en el interior de la central.

Según se ha mencionado, la capacidad de las grúas debe ser suficiente para movilizar la o las piezas de mayor peso que deba ser manejada por el equipo de elevación que, usualmente es el rotor con su eje y con los polos colocados, cuyo peso puede ser estimado en forma aproximada mediante una expresión derivada de la fórmula de Gordon (1978):

$$P(\mathrm{t}) = 45 \cdot \left[\frac{P(MVA)}{\sqrt{N(\mathrm{rpm})}} \right]^{0,74}$$

Esta capacidad de carga suele ser elevada, por lo que el gancho de izaje tiene una velocidad de maniobra lenta (entre 2 y 5 m/min para la velocidad normal y la décima parte para la velocidad reducida) y no resulta apropiado para el manejo de las cargas más livianas; por ello, los puentes-grúa se equipan con un gancho auxiliar que



REACCIONES POR RUEDA (KGS.)

CAPACIDAD KGS.		LUZ (m)												
		6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
1600	Max.	1200	1320	1490	1520	1645	1790	1975	2130	2420	2740	3040	3370	3810
	Min.	435	490	625	630	730	860	1020	1170	1455	1750	2045	2370	2805
2000		1375	1540	1675	1725	1850	2000	2190	2350	2650	2960	3280	3610	4050
		460	550	640	660	765	895	1055	1210	1495	1780	2015	2425	2870
2500		1590	1760	1880	1990	2115	2275	2465	2660	2930	3245	3560	3900	4400
		480	565	625	695	800	940	1100	1285	1545	1840	2140	2475	2955
3200		1895	2080	2200	2340	2490	2655	2880	3105	3335	3670	3990	4435	4900
		525	595	655	750	860	1005	1195	1405	1625	1935	2240	2685	3130
4000		2320	2500	2665	2800	3000	3160	3425	3620	3860	4190	4515	4925	5395
		590	635	710	805	950	1080	1320	1490	1720	2025	2340	2740	3390
5000		2830	2970	3140	3330	3515	3750	3970	4240	4450	4765	5105	5555	6095
		735	695	765	885	1020	1220	1395	1645	1850	2130	2455	2895	3415
6300		3420	3580	3775	4150	4245	4450	4710	4930	5200	5600	5950	6320	6765
		835	780	845	860	1165	1340	1560	1740	1975	2350	2695	3045	3470
8000		4385	4560	4785	4990	5250	5500	5750	5980	6270	6610	7035	7490	8060
		1045	945	1000	1100	1290	1575	1775	1965	2205	2505	2905	3335	3885
10000		5000	5385	5660	5950	6235	6520	6790	7140	7440	7800	8095	8495	9265
		1280	1230	1255	1380	1530	1720	1920	2205	2415	2770	3035	3405	4140
12500		6100	6520	6915	7250	7545	7820	8145	8450	8780	9265	9620	10100	10725
		1530	1410	1490	1605	1755	1920	2155	2595	2655	3090	3405	3860	4430
16000		7720	8235	5660	9140	9475	9820	10170	10500	10850	11320	11710	12120	12780
		1985	1770	1760	1980	2085	2275	2505	2745	3025	3395	3725	4095	4670
20000		9510	10120	10625	11035	11410	11775	12150	12550	12965	13415	13930	14370	15020
		2430	2170	2130	2180	2305	2485	2715	2995	3305	3655	4100	4485	5080
25000		11725	12605	13250	13765	14250	14875	15370	15830	16315	16915	17400	18110	18625
		3480	2980	2815	2770	2875	3195	3460	3735	4070	4540	4925	5395	5835
32000		14790	15895	16690	17385	17975	18560	19350	19980	20550	21145	21940	22570	23285
		4410	3785	3545	3545	3645	3860	4360	4755	5145	5580	6170	6685	7305
40000		17970	19620	20635	21430	22185	22915	23615	24170	24965	25660	26490	27420	28200
		5735	5125	4730	4590	4595	4825	5140	5380	5920	6400	6985	7755	8420
50000		21875	23695	24970	25945	26890	27775	28570	29350	30160	30930	31975	32875	33830
		7610	6305	5705	5435	5490	5710	5980	6350	6820	7300	7995	8690	9465
63000		27080	29265	30780	31975	33100	34065	34985	35880	36925	37920	39380	40785	42245
		9000	7400	6645	6315	6355	6515	6800	7180	7820	8455	9520	10660	11890

Peso de las gruas = 2 x (Rmax + Rmin) – Capacidad de la grua.

Capacidad Tns.	L Luz en mts.	POLIPASTO ELECTRICO TIPO	vel. elev. m/min.	R. gancho m.	L1	L2	L3	L4	L5	AT	C1	C	D	F	I	LR	RL	S
1,6	≤ 15	AG-16	8	6	760	760	95	200	900	135	- 8	753	853	170	230	2000	1230	2460
	16-17													210		2500	1480	2960
	18-22				900				1300					350		3250	1855	3710
	23-28				1000				1600					590		4000	2230	4460
	29-30								2000					690		4500	2480	4960
2	≤ 15	AG-20	6	6	760	760	95	200	900	135	- 8	753	853	170	230	2000	1230	2460
	16-17													230		2500	1480	2960
	18-22				900				1300					370		3250	1855	3710
	23-28				1000				1600					610		4000	2230	4460
	29-30								2000					710		4500	2480	4960
2,5	≤ 15	AG-25	5	6	760	760	95	200	900	135	- 8	753	853	210	230	2000	1230	2460
	16-17													250		2500	1480	2960
	18-22				900				1300					390		3250	1855	3710
	23-28				1000				1600					630		4000	2230	4460
	29-30						127		2000	155	- 43	788	888	696	260	4500	2510	5020
3,2	≤ 15	AG-32	4	6	760	760	95	200	900	135	- 8	753	853	250	230	2000	1230	2460
	16-17													300		2500	1480	2960
	18-22				900				1300					430		3250	1855	3710
	23-26				1000				1600					590		4000	2230	4460
	27-28						127			155	- 43	788	888	656	260		2260	4520
	29-30								2000					756		4500	2510	5020
4	≤ 12	BG-40	6	6	840	840	95	200	1100	135	26	820	920	210	230	2000	1230	2460
	13-17													340		2500	1480	2960
	18-22				900				1600					470		3250	1855	3710
	23-28				1000		127			155	- 9	854	954	676	260	4000	2260	4520
	29-30						140		2000	180	- 64	910	1010	740	285	4500	2535	5070
5	≤ 10	BG-50	5	6	840	840	95	200	1100	135	26	820	920	190	230	2000	1230	2460
	11-17													390		2500	1480	2960
	18-22						127		1600	155	- 9	854	954	476	260	3250	1885	3770
	23-26				950									616		4000	2260	4520
	27-28						140			180	- 64	910	1010	660	285		2285	4570
	29-30								2000					780		4500	2535	5070
6,3	≤ 10	BG-63	4	6	840	840	95	200	1100	135	26	820	920	230	230	2000	1230	2460
	11-17						127			155	- 9	854	954	406	260	2500	1510	3020
	18-22								1600					536		3250	1885	3770
	23-28						140			180	- 64	910	1010	720	285	4000	2285	4570
	29-30								2000					800		4500	2535	5070
8	≤ 15	CG-80	6	6	910	910	127	200	1300	155	170	960	1060	406	260	2500	1510	3020
	16-22						140			180	115	1015	1115	540	285	3250	1910	3820
	23-24								1600					600		4000	2285	4570
	25-28						160	250		228	65	1065	1165	724	330		2330	4660
	29-30								2000					844		4500	2580	5160
10	≤ 7	CG-100	5	6	910	910	127	200	1300	155	170	960	1060	156	260	2500	1510	3020
	8-13						140			180	115	1015	1115	330	285		1535	3070
	14-18													500		3250	1910	3820
	19-22						160	250		228	65	1065	1165	574	330		1955	3910
	23-28								1600					774		4000	2330	4660
	29-30						173		2000	285	- 10	1140	1240	816	375	4500	2625	5250
12,5	≤ 9	CG-125	4	6	910	910	140	200	1300	180	115	1015	1115	220	285	2500	1535	3070
	10-11									228	65	1065	1165	254	330		1580	3160
	12-22						160	250						634		3250	1955	3910
	23-28								1600	285	- 10	1140	1240	776	375	4000	2375	4750
	29-30						173		2000					896		4500	2625	5250
16	≤ 10	DG-160	5	6	1020	1020	160	250	1300	228	133	1197	1297	274	330	2500	1580	3160
	11-22						173			285	55	1275	1375	636	375	3250	2000	4000
	23-28								1600					836		4000	2375	4750
	29-30								2000					956		4500	2625	5250
20	≤ 9	DG-200	4	6	1020	1020	173	250	1300	285	55	1275	1375	186	375	2500	1625	3250
	10-22													736		3250	2000	4000
	23-28								1600					936		4000	2375	4750
	29-30						192		2000	375	- 75	1405	1505	866	440	4500	2690	5380
25	≤ 14	EG-250	5	6	1275	1275	173	250	1600	285	290	1560	1660	476	375	3250	2000	4000
	15-16						192			375	160	1690	1790	456	440		2065	4130
	17-27								2000					876		4000	2440	4880
	28-30													976		4500	2690	5380
32	≤ 11	EG-320	4	6	1310	1310	192	250	1600	375	160	1730	1830	256	440	3250	2065	4130
	12-16													506		4000	2440	4880
	17-25						210	275		530	95	1795	1895	800	470		2470	4940
	26-30								2000					1000		5000	2970	5940
40	≤ 7	EG-400	3	4	1325	1325	192	250	2000	375	580	1810	1910	76	440	4000	2440	4880
	8-14						210	275		530	515	1875	1975	400	470		2470	4940
	15-27								2400					980		5000	2970	5940
	28-30													1100		5500	3220	6440
50	≤ 12	EG-500	2,5	3	1370	1370	210	275	2000	530	320	1955	2055	365	470	4000	2470	4940
	13-25													1015		5000	2970	5940
	26-30								2400					1265		5500	3220	6440
63	≤ 12	EG-630	2	3	1370	1370	210	275	2000	530	320	1955	2055	385	470	4000	2470	4940
	13-24													1025		5000	2970	5940
	25-28								2400					1305		5500	3220	6440
	29-30													1445		6000	3470	6940

alleres Jaso.

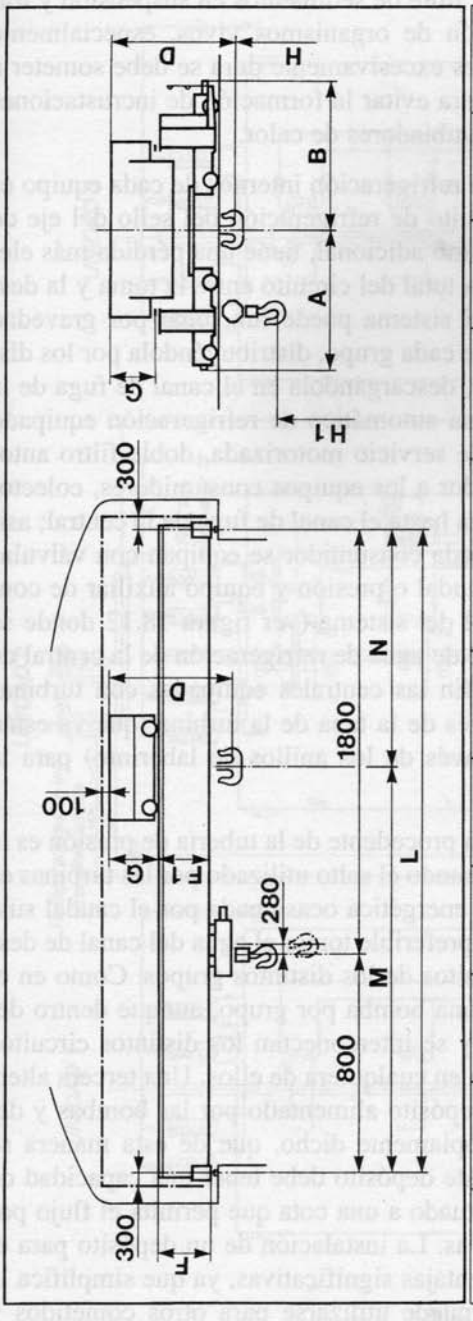
puede movilizar una fracción de la carga del gancho principal a una velocidad 5-10 veces mayor. Asimismo, cuando el peso del rotor es muy elevado, se suelen instalar dos puentes-grúa gemelos capaces cada uno para la mitad de la carga total, los cuales operan independientemente, salvo cuando es necesario movilizar cargas grandes, en cuyo caso operan en forma sincronizada sujetando las piezas con una viga yugo.

En el cuadro adjunto, tomado de un catálogo comercial de T. JASO, se muestran las características principales de los puentes-grúa normalizados de hasta 63 t de capacidad, incluyendo las zonas muertas junto a los muros longitudinales de la central (la nomenclatura utilizada en este cuadro es la representada en la figura 18.10); asimismo, en la figura 18.11 (KONE) se muestran las características principales de puentes grúa de hasta 250 t de capacidad.

En las centrales se necesitan con frecuencia puentes grúa adicionales para manejar equipos pesados situados fuera del alcance del puente grúa principal. Este es el caso de las galerías de válvulas de algunas centrales subterráneas, donde se requiere la instalación de puentes grúa para el montaje y mantenimiento de las válvulas o de las atagúías en la descarga; un ejemplo de las primeras es la central de Dinorwig, donde se instalaron sendos puentes grúa en las galerías de las válvulas de protección (de 160 t de capacidad para el servicio de las seis válvulas esféricas de 2,50 m de diámetro) y de la descarga (de 80 t de capacidad para el servicio de las seis válvulas mariposa de 3,75 m de diámetro); asimismo, en esta central se instaló un puente grúa de 15 t de capacidad en la estructura de desdcarga inferior para el manejo de las rejas y de la ataguía.

4. SISTEMA DE AGUA DE REFRIGERACIÓN

El sistema de agua de refrigeración tiene la misión de suministrar el caudal de agua requerido por los equipos que precisan refrigeración que, por lo general, son: el alternador, el cojinete de empuje, los cojinetes guía, el sello del eje, el regulador y el sistema de aire comprimido. La demanda total depende de la temperatura del agua utilizada y de las características de los equipos consumidores y es del orden de 1,0-1,2 l/s por cada MW de potencia instalada. El consumidor más importante es el alternador, que puede absorber más de los dos tercios del total, seguido del cojinete combinado de empuje y guía; en la estimación anterior no se consideran casos especiales como son los de las centrales que necesitan desanegar el rodete para el arranque como bomba (caso de buena parte de las centrales reversibles) o para operar como compensador síncrono, las cuales requieren un sistema especial de aire comprimido de alta presión que puede tener un consumo elevado de agua de refrigeración, o el de aquellas otras en las que se instala un equipo climatizador para toda la planta que también demanda un elevado caudal de agua de refrigeración.



Load (t)	H (m)	A (mm)	B (mm)	D (mm)	G (mm)	F_1 (mm)		F min (mm)	M (mm)	N (mm)
						L=10 m	L=15 m	L=20 m		
30	28	2450	2900	1800	680	980	1100	1100	600	700	700
	50	3200	3650							
50	15	2450	2900	1800	680	980	1100	1100	600	700	700
	28	3200	3650							
63	9	2450	2900	1800	680	980	1100	1350	600	700	700
	19	3200	3650							
100	16	2400	3100	1920	800	1350	1350	1600	1050	1100	1000
	50	3700	4400							
150	11	2400	3100	1960	800	1350	1600	1850	1250	1100	1000
	35	3700	4400							
200	8	2400	3100	1990	800	1350	1600	1850	1250	1100	1000
	26	3700	4400							
250	7	2400	3100	2070	800	1350	1600	1850	1250	1100	1000
	20	3700	4400							

Fig. 18.11

Puente-grúa birraíl. Fuente: KONE.

La refrigeración necesita agua filtrada, libre de sedimentos en suspensión y tratada con cloro para evitar la proliferación de organismos vivos, especialmente durante las paradas; asimismo, si el agua es excesivamente dura se debe someter a un enérgico tratamiento desendurecedor para evitar la formación de incrustaciones de cal en las conducciones y en los intercambiadores de calor.

La pérdida de carga en los circuitos de refrigeración internos de cada equipo es del orden de 5 m, con excepción del circuito de refrigeración del sello del eje de cada turbina que, por requerir un filtrado fino adicional, tiene una pérdida más elevada. En consecuencia, la pérdida de carga total del circuito entre la toma y la descarga es relativamente baja, por lo que el sistema puede funcionar por gravedad tomando el agua de la tubería en presión de cada grupo, distribuyéndola por los distintos equipos consumidores y, finalmente, descargándola en el canal de fuga de la central; cada grupo tiene su propio sistema automático de refrigeración equipado con: válvula de guarda manual, válvula de servicio motorizada, doble filtro autolimpiante, planta de tratamiento, distribuidor a los equipos consumidores, colector del agua utilizada y conducción de descarga hasta el canal de fuga de la central; asimismo, los circuitos de refrigeración de cada consumidor se equipan con válvulas de aislamiento, válvulas reguladoras de caudal o presión y equipo auxiliar de control que faciliten la operación y el control del sistema (ver figura 18.12 donde se representa el diagrama de flujo del circuito de agua de refrigeración de la central de Yellowtail, del Bureau of Reclamation). En las centrales equipadas con turbinas Francis se pueden utilizar las fugas a través de la tapa de la turbina (que ya están sometidas a una filtración muy fina a través de los anillos de laberinto) para la refrigeración de la junta del eje.

La refrigeración por gravedad con agua procedente de la tubería de presión es la más sencilla, pero resulta antieconómica cuando el salto utilizado por las turbinas es mayor que 60-80 m a causa de la pérdida energética ocasionada por el caudal sustraído a la generación; para estos saltos es preferible tomar el agua del canal de descarga e impulsarlo por bombeo a los circuitos de los distintos grupos. Como en el caso anterior, se dispone un circuito con una bomba por grupo, aunque dentro del sistema se instala una bomba de reserva y se interconectan los distintos circuitos para, en caso de necesidad, poder utilizarla en cualquiera de ellos. Una tercera alternativa consiste en construir un pequeño depósito alimentado por las bombas y del cual parte el sistema de refrigeración propiamente dicho, que de esta manera se transforma en un sistema por gravedad; este depósito debe tener una capacidad de al menos dos horas de consumo y estar situado a una cota que permita el flujo por gravedad en todas las situaciones operativas. La instalación de un depósito para el sistema de agua de refrigeración ofrece ventajas significativas, ya que simplifica la operación, reduce el caudal consumido, puede utilizarse para otros cometidos y aumenta la seguridad del sistema, por lo que es una solución aconsejable siempre que se pueda construir con un coste razonable.

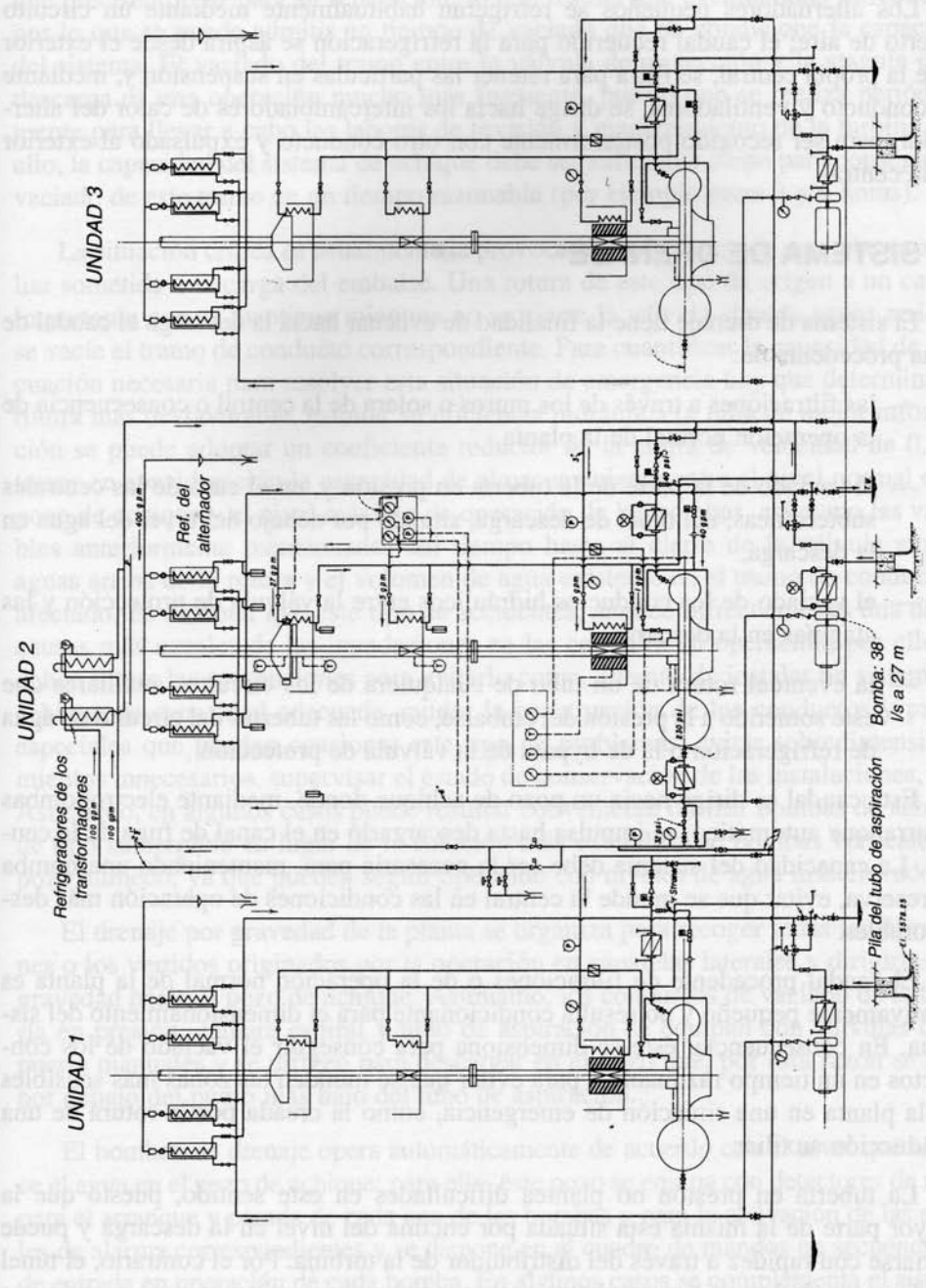


Fig. 18.12

Diagrama de flujo del circuito de agua de refrigeración de la central de Yellowtail. Fuente: Bureau of Reclamation.

Los alternadores pequeños se refrigeran habitualmente mediante un circuito abierto de aire; el caudal requerido para la refrigeración se aspira desde el exterior o de la propia central, se filtra para retener las partículas en suspensión y, mediante un conducto y ventiladores, se dirige hacia los intercambiadores de calor del alternador, para ser recogido posteriormente con otro conducto y expulsado al exterior de la central.

5. SISTEMA DE DRENAJE

El sistema de drenaje tiene la finalidad de evacuar hacia la descarga el caudal de agua procedente de:

— las filtraciones a través de los muros o solera de la central o consecuencia de la operación normal de la planta,

— el vaciado de la parte de la tubería en presión y, en el caso de las centrales subterráneas, del túnel de descarga, situado por debajo del nivel del agua en la descarga,

— el vaciado de los conductos hidráulicos entre la válvula de protección y las ataguías en la descarga,

— la eventual rotura de un tubo de cualquiera de los circuitos auxiliares que esté sometido a la presión del embalse, como las tuberías del circuito de agua de refrigeración o la de bypass de la válvula de protección .

Este caudal se dirige hacia un pozo de achique donde, mediante electrobombas de arranque automático, se impulsa hasta descargarlo en el canal de fuga de la central. La capacidad del sistema debe ser la necesaria para, manteniendo una bomba de reserva, evitar que se inunde la central en las condiciones de operación más desfavorables.

El caudal procedente de filtraciones o de la operación normal de la planta es relativamente pequeño y no resulta condicionante para el dimensionamiento del sistema. En consecuencia, éste se dimensiona para conseguir el vaciado de los conductos en un tiempo razonable y para evitar que se inunden las zonas más sensibles de la planta en una situación de emergencia, como la creada por la rotura de una conducción auxiliar.

La tubería en presión no plantea dificultades en este sentido, puesto que la mayor parte de la misma está situada por encima del nivel en la descarga y puede vaciarse con rapidez a través del distribuidor de la turbina. Por el contrario, el túnel de descarga de las centrales subterráneas puede tener un volumen muy grande que resultaría impracticable vaciar en un plazo relativamente corto; sin embargo, este túnel solo hay que vaciarlo en el caso de que se produzcan daños de consideración

que precisen obras para su reparación, lo que resulta una eventualidad infrecuente, por lo que se puede admitir un tiempo de vaciado que no condicione la capacidad del sistema. El vaciado del tramo entre la válvula de protección y la ataguía en la descarga es una operación mucho más frecuente, puesto que se realiza periódicamente para llevar a cabo las labores de revisión y mantenimiento de la turbina. Por ello, la capacidad del sistema de achique debe ser suficiente como para conseguir el vaciado de este tramo en un tiempo razonable (por ejemplo entre 3 y 6 horas).

La situación crítica es usualmente la provocada por la rotura de una tubería auxiliar sometida a la carga del embalse. Una rotura de este tipo da origen a un caudal importante que se mantiene mientras no se cierre la válvula situada aguas arriba y se vacíe el tramo de conducto correspondiente. Para cuantificar la capacidad de evacuación necesaria para resolver esta situación de emergencia hay que determinar la rotura más desfavorable, estimar su eficiencia hidráulica (a falta de mejor información se puede adoptar un coeficiente reductor de la altura de velocidad de 0,5) y tomar en consideración la capacidad de almacenamiento entre el nivel normal en el pozo de achique y el nivel máximo de operación de las bombas, así como las variables anteriormente mencionadas del tiempo hasta el cierre de la válvula situada aguas arriba de la rotura y el volumen de agua existente en el tramo de conducción afectado. Es de notar que este tipo de accidentes, aunque infrecuente, es una de las causas más usuales de las inundaciones en las centrales en operación; por ello, se deben tomar las precauciones para evitarlo como, además de instalar un sistema de achique de capacidad adecuada, cuidar la construcción de los conductos y piezas especiales que puedan ocasionar este tipo de problemas, evitar sobredimensionamientos innecesarios, supervisar el estado de conservación de las instalaciones, etc.. Asimismo, en algunos casos puede resultar conveniente utilizar bombas de achique de tipo sumergible en lugar de la solución más extendida de bombas verticales en pozo húmedo, ya que pueden seguir operando con niveles de agua más elevados.

El drenaje por gravedad de la planta se organiza para recoger todas las filtraciones o los vertidos originados por la operación en canaletas laterales y dirigirlas por gravedad hacia el pozo de achique. Asimismo, los conductos de vaciado de la tubería en presión, cámara espiral y tubo de aspiración se equipan con válvulas compuerta manuales y se dirigen para descargar en el pozo que, por esta razón se sitúa por debajo del punto más bajo del tubo de aspiración.

El bombeo de drenaje opera automáticamente de acuerdo con el nivel que alcance el agua en el pozo de achique; para ello, éste pozo se equipa con detectores de nivel para el arranque y parada de cada una de las bombas y para la activación de las señales de alarma correspondientes y se dispone en el cuadro de mandos un secuenciador de entrada en operación de cada bomba. En algunos casos se complementa el sistema de drenaje con un eyector accionado por la carga del embalse, el cual complementa la acción de las bombas de drenaje utilizando una fuente de energía diferente.

El caudal que llega al pozo procedente de filtraciones o de la operación normal de la planta suele ser mucho menor que la capacidad de una de las bombas de achique por lo que, para evitar que la primera bomba arranque con excesiva frecuencia para operar durante unos pocos minutos, se necesita un pozo con una sección amplia; para ello es frecuente suplementar la capacidad del mismo con una galería que, con una pequeña variación de nivel, proporcione la capacidad de almacenamiento buscada, evitando más de dos arranques por hora y períodos de funcionamiento menores que 15 minutos. También se pueden instalar bombas de distinto tamaño para reducir el número de arranque cuando el caudal a evacuar es pequeño; esta solución es frecuente en las centrales grandes como la de Cortes, con dos TF de 123 MW para un caudal nominal de 162 m^3/s, donde se instalaron 4 bombas de 30 m^3/h para el drenaje y 2 bombas de 420 m^3/h para el achique; una solución similar se adoptó en la central de San Lorenzo en el río Lempa en El Salvador, equipada con dos grupos de 87 MVA accionados con TK con una velocidad síncrona de 105,5 rpm, en cuyo pozo de achique se instalaron cuatro bombas verticales con una altura manométrica de 48 m, dos de 360 m^3/h y otras dos de 1.000 m^3/h.

En las centrales con muchas unidades y, en consecuencia, muy largas es frecuente instalar dos pozos de achique y drenaje, uno en cada extremo de la central equipadas con bombas de dos tamaños, como en el caso de la central de Caruachi en la que se prevén dos pozos de 7×14 m con dos bombas de 1.050 m^3/h y cinco bombas de 800 m^3/h (figura 18.13).

6. SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

Las centrales hidroeléctricas suelen estar equipadas con un sistema de aire comprimido con dos niveles de presión: uno bajo (7-8 kg/cm^2) para servicios generales, operación de herramientas o acumuladores neumáticos, (los alternadores incorporan en su suministro los compresores para el accionamiento de los frenos por lo que ésta demanda de aire comprimido no está integrada en el sistema), y el segundo alto (60-80 kg/cm^2) para la operación del acumulador aira-agua de los reguladores.

El sistema de baja presión se compone de dos compresores con sus respectivos filtros y equipo de seguridad y control, un depósito para reserva de aire y las conducciones de aire correspondientes hasta los equipos consumidores o las tomas de aire comprimido ubicadas en las plantas de turbinas y alternadores (en las centrales pequeñas se suele omitir este sistema ya que no es imprescindible para la operación de la planta).

El sistema de alta presión se incluye usualmente en el suministro de los reguladores puesto que son los únicos consumidores. Sin embargo, en los casos en que se precisa desanegar los rodetes para operar como compensador síncrono o para facilitar el arranque como bomba, es necesario un sistema de mucha mayor capacidad

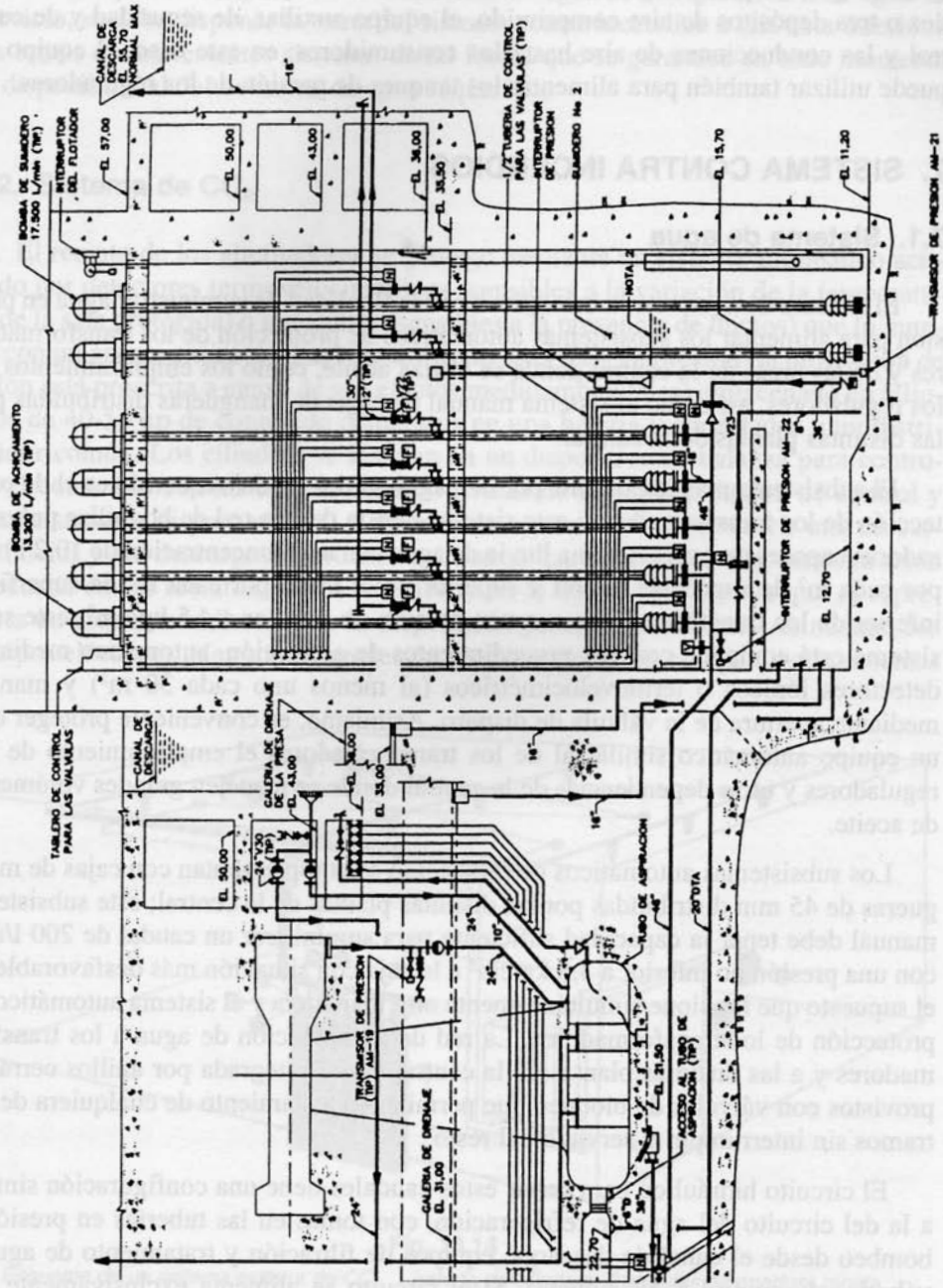


Fig. 18.13

Pozo de achique de la central de Caruachi. Fuente: EDELCA.

que el requerido por la regulación; este sistema está integrado por dos compresores, dos o tres depósitos de aire comprimido, el equipo auxiliar, de seguridad y de control y las conducciones de aire hasta los consumidores; en este caso, el equipo se puede utilizar también para alimentar los tanques de presión de los reguladores.

7. SISTEMA CONTRA INCENDIOS

7.1. Sistema de agua

El sistema de agua contra incendios tiene la finalidad de suministrar agua en presión para alimentar los subsistemas automáticos de protección de los transformadores y de las áreas de la central donde se utiliza aceite, como los emplazamientos de los reguladores, así como al sistema manual de cajas de mangueras distribuídas por las distintas plantas de la central.

El subsistema más importante por la magnitud del caudal requerido es el de protección de los transformadores; este sistema consta de una red de boquillas pulverizadoras capaces de proyectar una lluvia de agua con una concentración de 10,2 l/min por cada m^2 de superficie lateral y superior y 6,0 l/min por cada m^2 de superficie inferior de los transformadores con una presión no inferior a 4,5 kp/cm^2; este subsistema está equipado con dos procedimientos de activación, automático mediante detectores iónicos o termovelocimétricos (al menos uno cada 30 m^2) y manual mediante apertura de la válvula de disparo. Asimismo, es conveniente proteger con un equipo automático similar al de los transformadores el emplazamiento de los reguladores y otras dependencias de la central donde se manejen grandes volúmenes de aceite.

Los subsistemas automáticos de protección se complementan con cajas de mangueras de 45 mm distribuídas por las distintas plantas de la central; este subsistema manual debe tener la capacidad suficiente para suministrar un caudal de 200 l/min con una presión no inferior a 3,5 kg/cm^2 a la caja con situación más desfavorable en el supuesto que funcione simultáneamente otra manguera y el sistema automático de protección de los transformadores. La red de alimentación de agua a los transformadores y a las distintas plantas de la central estará integrada por anillos cerrados provistos con válvulas de bloqueo que permitan el aislamiento de cualquiera de los tramos sin interrumpir el servicio del resto.

El circuito hidráulico para servir estos caudales tiene una configuración similar a la del circuito del agua de refrigeración, con tomas en las tuberías en presión o bombeo desde el canal de descarga, equipos de filtración y tratamiento de agua y válvulas de control y aislamiento. Si el circuito se alimenta exclusivamente por bombeo debe incorporar un depósito hidroneumático y una bomba booster de arranque automático para mantener la presión adecuada; si, por el contrario, se alimenta

desde un depósito compartido con el sistema de agua de refrigeración o de agua de servicio, se debe disponer la toma del sistema contra incendios a una cota inferior a las tomas de los restantes sistemas de tal forma que se garantice en todo momento la disponibilidad del volumen de agua requerido.

7.2. Sistema de CO_2

El recinto de los alternadores se protege mediante un sistema automático activado por detectores termovelocimétricos (sensibles a la variación de la temperatura de la sala protegida) o ionizantes (sensibles a la presencia de humos) que lo inunde con un agente extintor; el agente utilizado es el CO_2 en presión (la utilización de halón está proscrita a causa de sus efectos medioambientales) almacenado en cilindros de 40-50 kp de contenido dispuestos en una batería y conectados a un distribuidor común. Los cilindros se instalan en un dispositivo de balanza para controlar el contenido con las conducciones, válvulas de seguridad, equipo de control y mecanismos de disparo manual y automático necesarios para producir una descarga inicial y las descargas retardadas necesarias para mantener una concentración adecuada en los recintos, según se muestra en la figura 18.14, en la que se representa un esquema indicativo de la disposición general del sistema. Asimismo, los equipos eléctricos tales como paneles de control y celdas se equiparán con sistemas

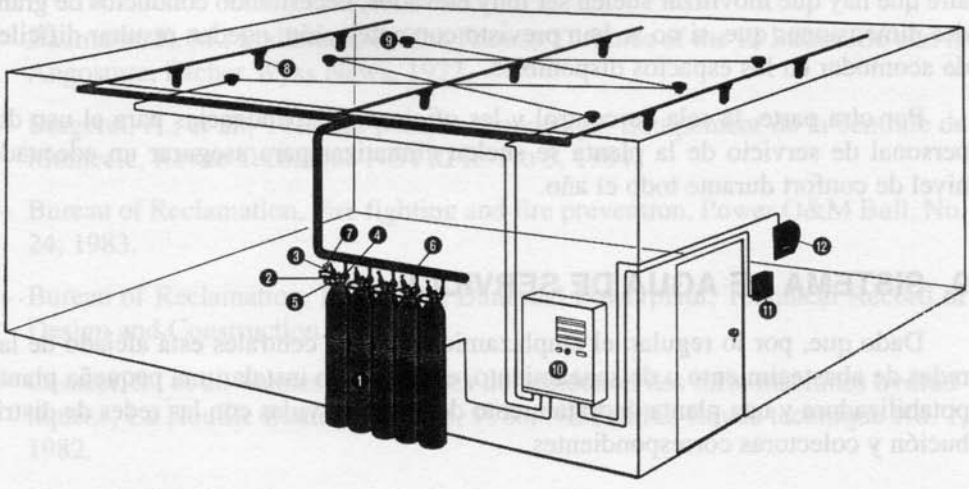


Fig. 18.14

Esquema de un sistema extintor de CO_2. 1 batería de cilindros, 2 válvulas de apertura rápida, 3 palanca de disparo, 4 válvulas antirretorno, 5 manguera de alta presión, 6 distribuidor, 7 cabezal, 8 toberas de descarga, 9 detectores, 10 panel de control, 11 mando manual y 12 sirena de alarma. Fuente: Total Walther.

autónomos de extinción adosados al equipo y capaces de mantener una concentración adecuada en los recintos a proteger.

Además de estos sistemas fijos se instalan extintores móviles distribuídos por las dependencias de la central en las que exista peligro de incendios; estos sistemas se complementan con detectores de humo distribuídos por las distintas plantas de la central y detectores iónicos instalados en los armarios eléctricos y cuadros de control. Por otra parte, las bandejas y conducciones de cables se equipan con detectores de humos y se protegen sellando los pasos a través de muros y suelos y por aplicación de substancias intumescentes.

8. SISTEMA DE VENTILACIÓN

Todas las dependencias de la central deben ser ventiladas para sustituir el aire viciado y evitar elevaciones de temperatura como consecuencia del calor desprendido por los equipos eléctricos, las conducciones de cables o el sistema de iluminación. Como regla general se puede decir que se precisa una tasa de tres a seis renovaciones por hora, dependiendo del tipo y utilización de cada local, para asegurar un nivel adecuado de confort. Para ello se instala un sistema de ventilación forzada mediante ventiladores de impulsión o aspiración y una red de conductos de chapa que dirija el aire fresco hacia las distintas dependencias de la central y extraiga el aire viciado conduciéndolo al exterior. Merece la pena resaltar que los caudales de aire que hay que movilizar suelen ser muy elevados, necesitando conductos de grandes dimensiones que, si no se han previsto con antelación, pueden resultar difíciles de acomodar en los espacios disponibles.

Por otra parte, la sala de control y las oficinas o dependencias para el uso del personal de servicio de la planta se suelen climatizar para asegurar un adecuado nivel de confort durante todo el año.

9. SISTEMA DE AGUA DE SERVICIO

Dado que, por lo regular, el emplazamiento de las centrales está alejado de las redes de abastecimiento o de saneamiento, es necesario instalar una pequeña planta potabilizadora y una planta de tratamiento de aguas servidas con las redes de distribución y colectoras correspondientes.

10. OTROS SERVICIOS

Las centrales hidroeléctricas son edificios industriales que, además de alojar los equipos de generación y auxiliares, deben servir para facilitar la operación y control

de las instalaciones, para lo cual precisan una serie de servicios o dependencias adicionales a los anteriormente mencionados. Algunos de estos servicios tuvieron mucha importancia en el pasado, cuando cada central era una instalación autónoma con sus propios talleres o almacenes de repuestos para realizar los trabajos de reparación y mantenimiento con los equipos propios de la central; en la actualidad, por el contrario, las centrales no disponen por lo general de medios de mantenimiento propios, sino que los trabajos de revisión y mantenimiento son realizados por equipos especialistas no residentes y las reparaciones de los equipos de la planta se efectúan en talleres especializados o se envían a fábrica. En consecuencia, los sevicios necesarios en la actualidad en la mayor parte de las centrales son más modestos que en el pasado, aunque, en cualquier caso, las centrales deben tener almacenes de repuestos para pequeño material eléctrico o mecánico, vestuarios y servicios higiénicos para el personal externo de revisión y mantenimiento, así como los medios y herramientas especiales que puedan ser requeridas para el mantenimiento de la planta.

BIBLIOGRAFÍA

— Baines, et al., Dinorwig Pumped Storage Scheme, Proccedings de la ICE, Noviembre, 1983.

— Barp, B., Grein, H., The «Biplane» Butterfly valve, System Escher Wyss, Escher Wyss News, 1969.

— Baumann, K. M., Podlesack, J., The Francis Turbines of the El Infiernillo and la Angostura, Escher Wyss News, 1972.

— Bergeret, A., et al., Turbines pompes monoétage. Equipement de la centrale de Montecic, Revue Technique NEYRPIC No 3, 1984.

— Bureau of Reclamation, Fire fighting and fire prevention, Power O&M Bull. No. 24, 1983.

— Bureau of Reclamation, Blue Mesa Dam and Powerplant, Technical Record of Design and Construction, 1973.

— Casacci, S., et al, Vannes cylindriques de protection des turbomachines hydrauliques», La Houille Blanche No. 7/8, 1980, NEYRPIC, Revue technique No. 1, 1982.

— Conte, J., The Drac development, Travaux, 1961.

— EDELCA, Central de Caruachi.

— Dolder, G., Escher Wyss Spherical Valves during the last 50 years, Escher Wyss News, 1973.

— First Hydro, Dinorwig.

— Gordon, J. L., Estimating hydro power-house crane capacity, WP&DC, Noviembre, 1978.

— Ilyinnykh, I.I., Hydroelectric Stations, 1985.

— JASO SA, Catálogo.

— KONE, Cranes for Hydroelectric Power Plants.

— Kvaerner Hydro, Spherical and lattice butterfly valves.

— Lewin, J., Hydraulic Gates and Valves, 1995

— Meystre, N., Safety Butterfly Valves, Escher Wyss News, 1/1963.

— Paravy, A., Tournery, J. F., Aménagement de l'Ain: Le barrage de Coiselet, Travaux, Mayo 1973.

— Sauron,M.A., Les grandes installations hidroélectriques récentes au Portugal, Revista Técnica NEYRPIC, 1986.

— Tanaka, H., Inlet valves and discharg valves, Capítulo 7 de Mechanical design and manufacturing of hydraulic machines (1991).

— Total Walther, CO_2-Fire Extinguishing Systems.

— VOITH, órganos de cierre y de regulación.

— Wiedler, K., The Spherical valves for the Pumps, Escher Wyss News 1/1965.

19

Centrales. Tipología

1. INTRODUCCIÓN

La disposición y tipo más convenientes para la central de un aprovechamiento hidroeléctrico depende de numerosos factores, entre los que cabe destacar:

— las características y disposición de la toma de agua,

— la distancia entre los puntos de la toma y de la descarga e incorporación al río,

— los niveles de agua extremos en la toma y en la descarga,

— la configuración topográfica y geológica del terreno,

— el número de grupos y la magnitud del caudal equipado y del salto utilizado,

— la sumergencia requerida,

— la disponibilidad de espacio para la central, obras de incorporación al río y obras complementarias, especialmente la subestación,

— los accesos disponibles,

— los condicionamientos medioambientales.

Dada la gran variedad de factores que influyen sobre la posible configuración de una central hidroeléctrica se comprende que exista un amplio abanico de soluciones, cada una de las cuales resuelve satisfactoriamente algunos de los condicionamientos

existentes; por ello la solución mas conveniente en cada caso dependerá del peso relativo de los distintos factores lo que, con frecuencia, obliga a estudios comparativos detallados para determinarla. En consecuencia, es conveniente establecer una clasificación que facilite el análisis y evaluación de los distintos tipos de soluciones ; esta clasificación puede establecerse atendiendo a varios criterios, aunque la preferible a los efectos del presente texto es la que se basa en la relación de la central con la superficie del terreno, la cual conduce a establecer tres tipos principales:

— central exterior, en la que los accesos y las obras de descarga e incorporación al río están al aire libre,

— central subterránea que, como su propio nombre indica, está situada debajo de la superficie del terreno, por lo que precisa una galería de acceso, una galería o pozo de ventilación y cables y un túnel de descarga para evacuar el caudal turbinado,

— central en pozo, que puede considerarse un tipo intermedio entre los dos anteriores, en el que el acceso es al aire libre, pero los grupos turbogeneradores se sitúan en el fondo de un pozo, a una gran profundidad en relación con el terreno.

La solución mas extendida es, lógicamente, la primera, con central exterior que es, asimismo, la que permite una variedad de soluciones mas amplia; contrariamente, los restantes dos tipos son bastante rígidos en lo que se refiere a la configuración general de las plantas, no cabiendo otras variaciones que las motivadas por la ubicación de la central con relación al terreno, la toma o la descarga o con relación a las restantes estructuras del proyecto. En lo que sigue se analiza el número de grupos más conveniente y se describen someramente las principales variantes de cada uno de los tres tipos de central considerados, destacándose sus ventajas e inconvenientes, así como describiendo algunos ejemplos notables.

2. NÚMERO DE GRUPOS

Una vez seleccionado el caudal equipado y el salto nominal se debe determinar el número de grupos turbogeneradores a instalar en la central. Esta determinación suele ser sencilla en el caso de una central pequeña o de tamaño medio, puesto que la solución más económica es el equipamiento con un único grupo, ya que tanto el coste de los equipos como el de la obra civil aumenta con el número de grupos mientras que el rendimiento energético global se reduce. En consecuencia, el aprovechamiento ideal estaría equipado con un solo grupo turbogenerador con la capacidad total del esquema; no obstante, esta solución puede presentar serios inconvenientes que aconsejen aumentar el número de grupos, como cuando:

— la central es de tipo fluyente y carece de capacidad de regulación diaria ya que, en este caso, se perdería todo el caudal disponible inferior al mínimo técnico de turbinación, que para las TF es del orden de la mitad del caudal nominal; esta pérdida energética tiene con frecuencia un valor económico significativo que compensa el sobrecoste de incrementar el número de grupos; la solución en estos casos puede consistir en construir un depósito de regulación que permita modular el caudal fluyente o, alternativamente, equipar la central con dos o incluso más grupos para aprovechar la mayor parte del caudal disponible,

— las servidumbres del aprovechamiento imponen el desagüe de caudales pequeños, muy inferiores al caudal equipado del aprovechamiento; este sería el caso de los aprovechamientos de propósito múltiple en los que las demandas de caudal para el riego o abastecimiento son prioritarias y en determinadas épocas del año exigen derivar un caudal pequeño que no se podría utilizar si la central estuviera equipada con un solo grupo. Este puede ser también el caso de los aprovechamientos de pie de presa en los que se exige un caudal ecológico lo suficientemente grande como para justificar su aprovechamiento energético, pero menor que la capacidad mínima de turbinación de un grupo; esta situación puede llevar a instalar turbinas de distinto tamaño en el mismo aprovechamiento, una práctica que se había abandonado en la década de los 50,

— la energía generada por la central es esencial para cubrir un servicio determinado o la central debe estar en disposición de poder operar en red aislada; en este caso se debe instalar más de un grupo para garantizar la capacidad de generar energía aunque uno esté fuera de servicio.

Salvo en estos casos u otros similares, conviene equipar la central con un solo grupo, ya que los equipos hidroeléctricos tienen una elevada garantía de funcionamiento y las paradas programadas para mantenimiento pueden organizarse para reducir al mínimo las pérdidas energéticas.

En los proyectos de mayor tamaño con una potencia instalada mayor que 100 o 200 MW dependiendo del tamaño del mercado, es conveniente instalar al menos dos grupos para evitar una pérdida de capacidad de generación significativa cuando un grupo quede fuera de servicio; asimismo, en estos proyectos es necesario tener en cuenta otras limitaciones adicionales en relación con el tamaño admisible de los equipos porque:

— por razones operativas o de garantía de servicio no se deben instalar grupos con una capacidad mayor que el 10 % de la demanda máxima a servir,

— por dificultades de transporte puede ser conveniente o incluso inevitable aumentar el número de grupos para reducir su tamaño o peso,

— el tamaño de los equipos con una instalación de dos grupos es mayor que el máximo que es posible o aconsejable fabricar. Esta limitación solo es de aplicación en los aprovechamientos muy grandes que, por razones obvias, no son frecuentes.

3. CENTRALES EXTERIORES

Según se ha mencionado, existe una amplia variedad de subtipos dentro de esta categoría; los principales se describen someramente a continuación.

3.1. Presa-central

Esta solución produce un esquema muy compacto, ya que la toma y la descarga forman un conjunto integrado con la central, el cual sustituye a la presa. Es una solución típica de los ríos de llanura con grandes caudales equipados que aprovechan desniveles inferiores a unos 40 m con TK con cámara espiral de hormigón; en el conjunto integrado presa-central se pueden distinguir varias partes, con frecuencia separadas por juntas de construcción inyectadas que, de aguas arriba hacia aguas abajo, son (figura 19.1):

— Toma con reja y compuertas deslizantes, precedidas o no por ataguías de guarda; la toma suele estar dividida en dos o tres vanos separados por pilas intermedias con los extremos curvos en planta para conseguir una equirrepartición del caudal a lo largo del perímetro de la cámara espiral.

— Cámara espiral de hormigón armado con el cono y codo del tubo de aspiración. Este bloque es el que constituye la central propiamente dicha, ya que es el que aloja los equipos de generación y control, así como el equipo de elevación.

— Extremo del tubo de aspiración que sobresale de la central; la sección de salida del tubo suele estar dividida en dos o tres vanos por pilas intermedias con ranuras para instalar ataguías; sobre estas pilas se instala un puente grúa para el manejo de las ataguías y, de ser necesario, se puede construir una plataforma para instalar los transformadores y los pórticos de salida de líneas.

Estas centrales son típicas de los ríos caudalosos, por lo que se integran con una presa-vertedero de gravedad y, frecuentemente, con esclusas para la navegación y escalas de peces para facilitar la emigración de la fauna piscícola. Como ejemplos notables representativos se pueden citar las centrales de Caruachi (figuras 19.1), que actualmente está construyendo EDELCA en el río Caroní, aguas abajo de Guri, y la central de Yaciretá (figura 19.2) en el tramo binacional del río Paraná, entre Argentina y Paraguay. La primera de estas centrales tiene 12 TK con un salto y caudal nominales de 35,6 m y 550 m^3/s, con una potencia total instalada de 2.244 MW; la

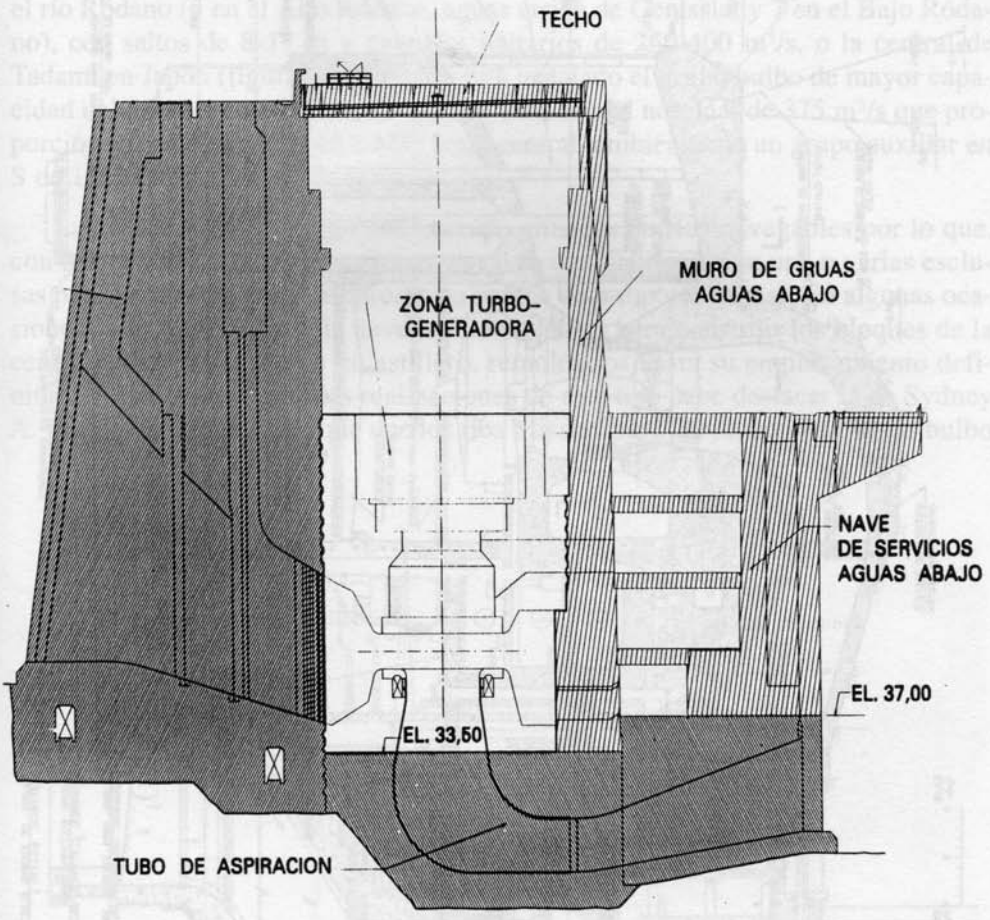


Fig. 19.1

Central de Caruachi. Fuente: EDELCA.

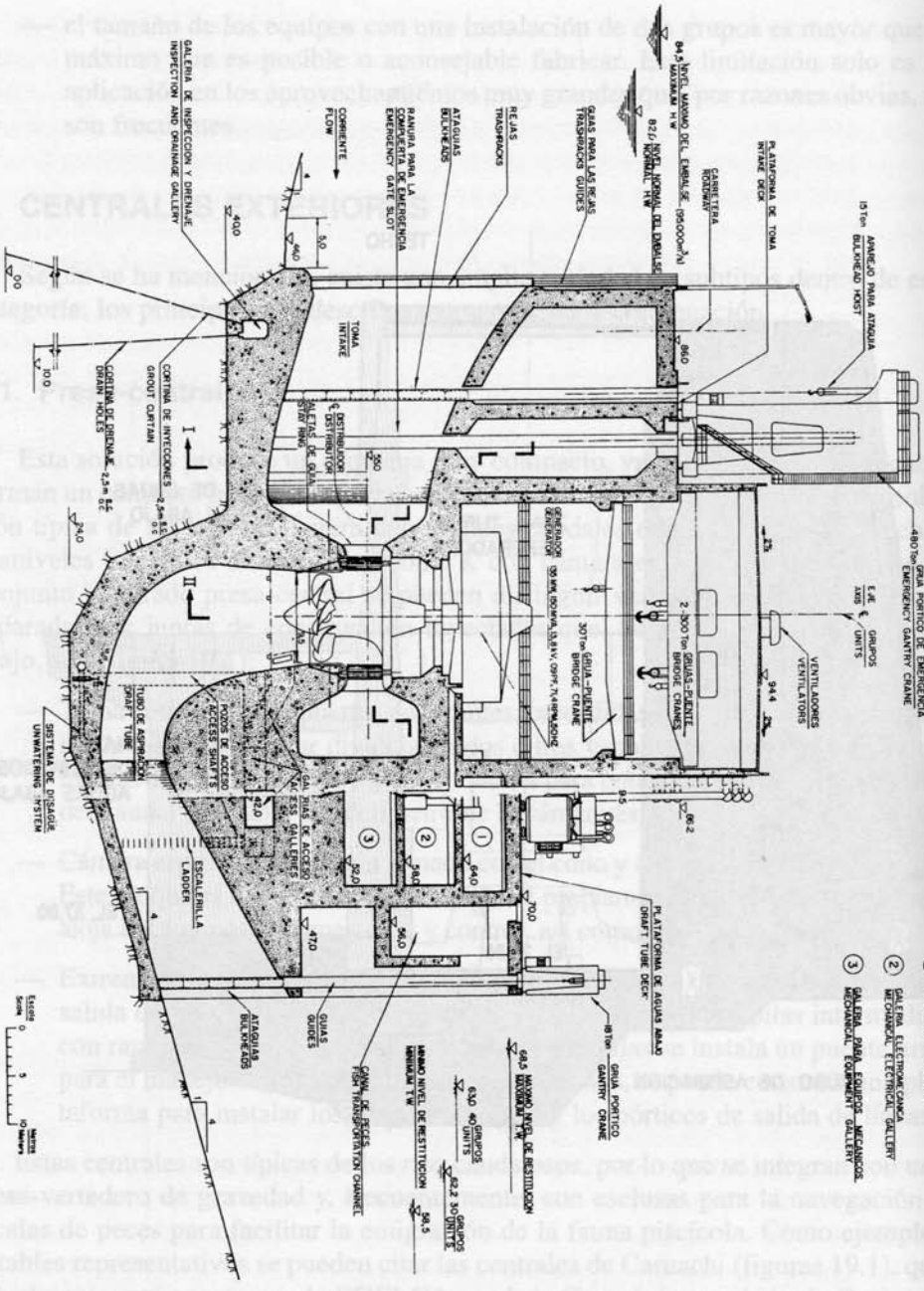


Fig. 19.2

Central de Yaciretá. P=20x135 MW, H=21,3 m, Q=730 m³/s, N=71,4 rpm, D₁=9,50. Fuente: WDT'77, Fischer (1987).

segunda, Yaciretá, aprovecha una cuenca vertiente de 975.000 km^2 con un caudal medio de 11.900 m^3/s mediante 20 TK de 750m^3/s y un salto nominal de 21,30 m que proporcionan una potencia total de 2.880 MW y una producción anual de 18.000 GWh

El equipamiento con TK de eje horizontal (turbinas bulbo o en pozo) se realiza también con este tipo de centrales en las que el edificio sustituye a la presa; como ejemplo se pueden citar los 12 aprovechamientos de este tipo construídos en el río Ródano (5 en el Alto Ródano, aguas arriba de Genissiat y 7 en el Bajo Ródano), con saltos de 8-17 m y caudales unitarios de 250-400 m^3/s, o la central de Tadami en Japón (figura 19.3), donde está instalado el grupo bulbo de mayor capacidad del mundo, con un salto de 20,7 m y un caudal nominal de 375 m^3/s que proporciona una potencia de 65,8 MW (esta central también tiene un grupo auxiliar en S de 1,7 MW).

Las centrales de este tipo suelen estar situadas en ríos navegables por lo que, con frecuencia, la estructura presa-central se complementa con una o varias esclusas para permitir el paso de barcazas o barcos de tranporte fluvial. En algunas ocasiones se ha aprovechado la navegabilidad del río para construir los bloques de la central en un dique seco o un astillero, remolcarlos hasta su emplazamiento definitivo y fondearlos; entre las realizaciones de este tipo cabe destacar la de Sydney A. Murray sobre un canal que une los ríos Mississippi y Rojo, con 8 turbinas bulbo

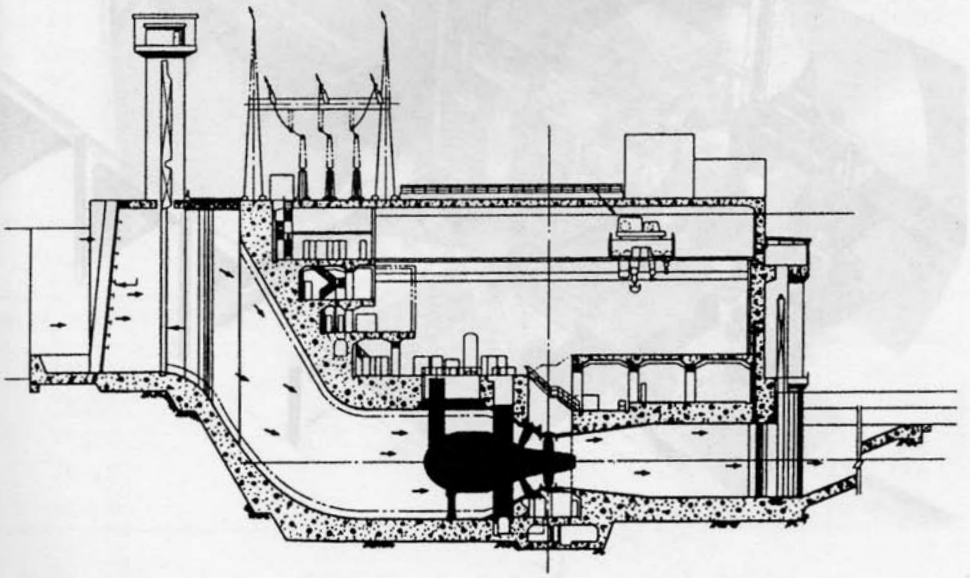
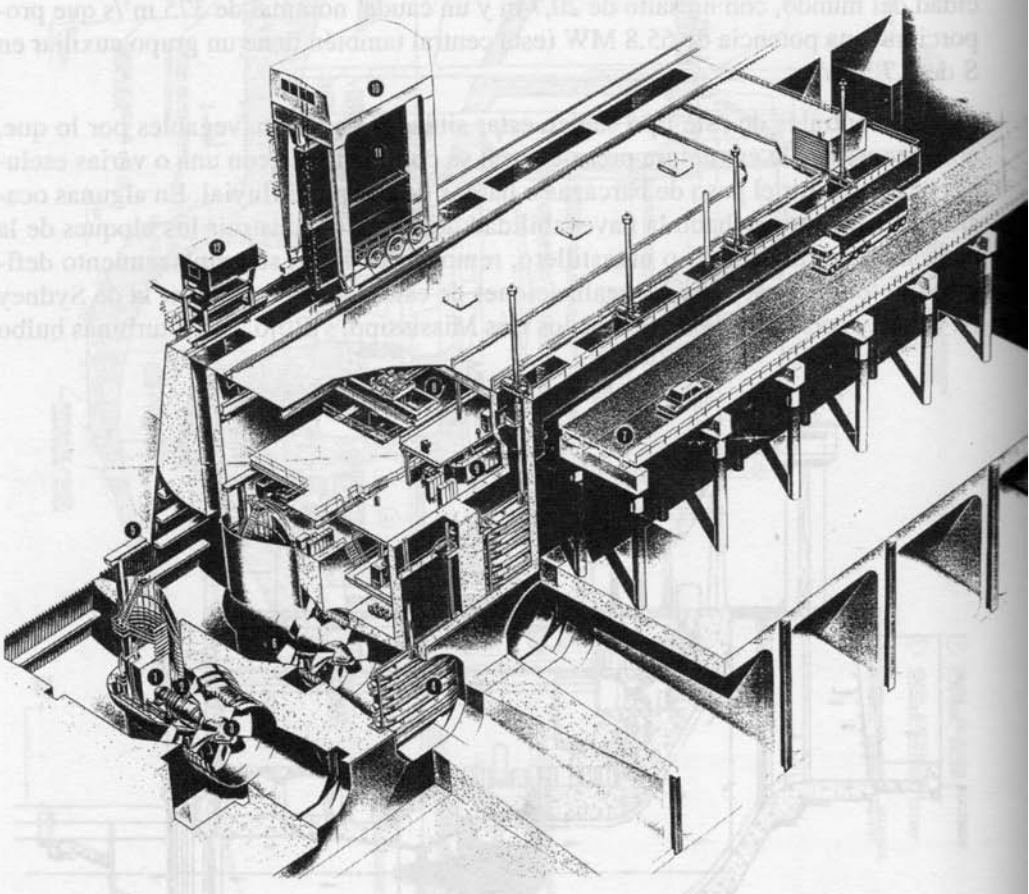
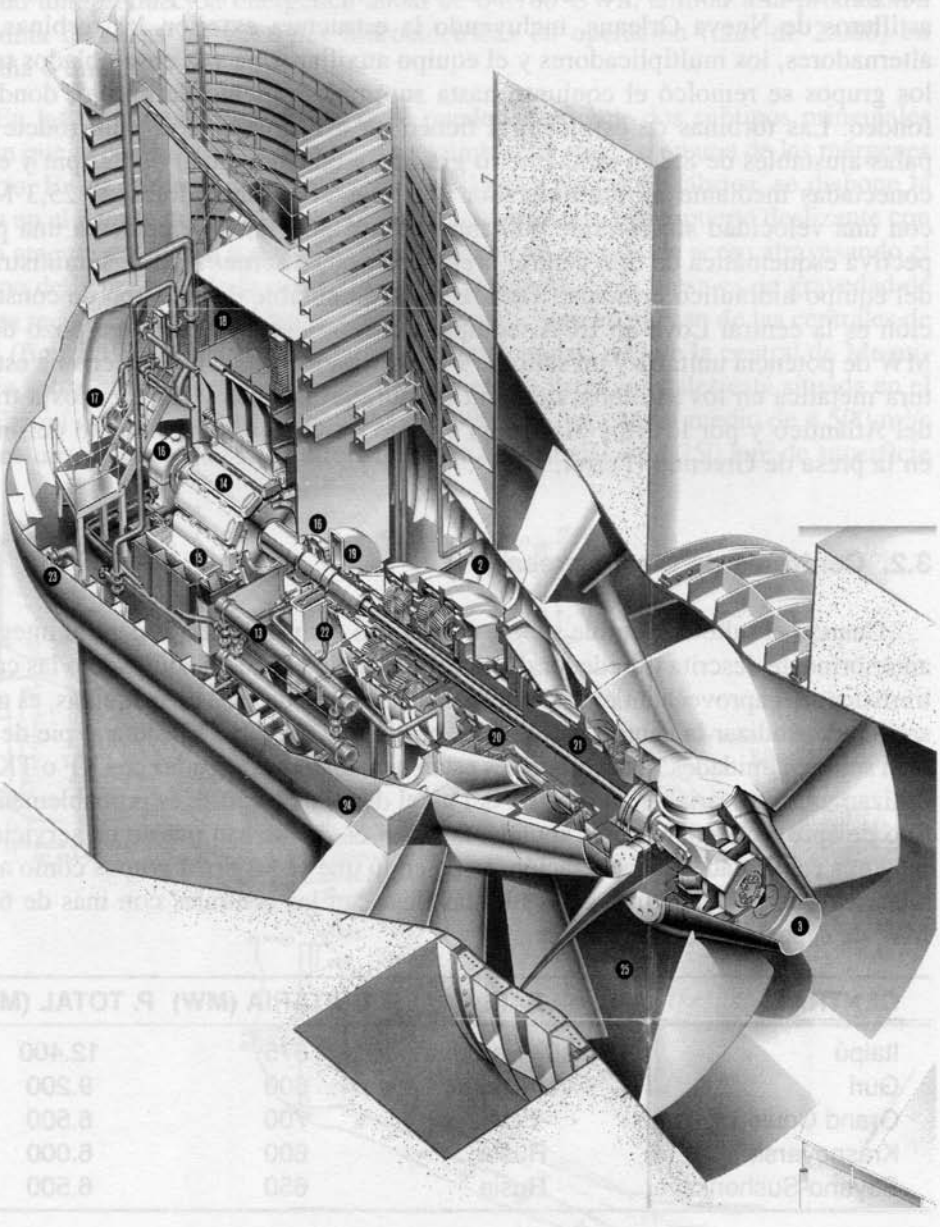


Fig. 19.3

Central de Tadami. P=65,8 MW, H=20,7 m, Q=375 m^3/s, N=100 rpm, D_R=6,70 m. Fuente: Yuzuru (1989).



Central de S. A. Murray: 1 generador, 2. multiplicador, 3 rodete, 4 compuerta en la descarga,
12 limpiarrejas, 13 refrigeradores, 14 rotor, 15 estator, 16 cojinete del alternador, 17 suministro de a
del agua de refrigeración, 24 tanque



s, 6 álabes fijos, 7 carretera, 8 guía, 9 sala de control, 10 grúa, 11 compuerta de aguas-arriba, es, 19 freno, 20 cojinete de empuje, 21 cojinete guía, 22 dispositivo de sobrevelocidad, 23 descarga del rodete. Fuente: Kvaerner Hydro.

en pozo que utilizan un salto de 2,4-5,6 m y un caudal de 5.000 m^3/s generando una potencia de 192 MW; la central de 139x44 m se construyó por módulos en los astilleros de Nueva Orleans, incluyendo la estructura exterior, las turbinas, los alternadores, los multiplicadores y el equipo auxiliar. Una vez ensamblados todos los grupos se remolcó el conjunto hasta su emplazamiento definitivo, donde se fondeó. Las turbinas de esta central tienen un distribuidor fijo y un rodete con palas ajustables de 8,2 m de diámetro girando a una velocidad de 52 rpm y están conectadas mediante un multiplicador epicicloidal a alternadores de 25,3 MVA con una velocidad síncrona de 600 rpm; en la figura 19.4 se presenta una perspectiva esquemática de esta central preparada por Kvaerner Hydro, suministrador del equipo hidráulico principal. Otra realización notable de este tipo de construcción es la central Love en EUA, equipada con tres grupos bulbo en pozo de 24 MW de potencia unitaria y un salto de 9 m, que fueron ensamblados en una estructura metálica en los astilleros de Saint Nazaire en Francia y remolcados a través del Atlántico y por los ríos Mississipi y Ohio hasta su emplazamiento definitivo en la presa de Greenup (Ferrer, 1991).

3.2. Centrales de pie de presa

Cuando el salto disponible supera el máximo admisible con la central integrada anteriormente descrita (alrededor de 40 m) o cuando el caudal equipado o las características del aprovechamiento desaconsejan esta tipo de casa de máquinas, es necesario independizar la central de la presa, por lo que aquella se instala al pie de ésta o en sus proximidades. Estas centrales están usualmente equipadas con TF o TK que utilizan un salto variable en función del nivel del embalse; este es probablemente el tipo de aprovechamiento más abundante y con el que se han puesto en servicio las mayores capacidades de generación, tanto en lo que se refiere a grupos como a instalaciones completas; entre estas últimas destacan las centrales con más de 6.000 MW de capacidad total instalada:

CENTRAL	PAIS	P. UNITARIA (MW)	P. TOTAL (MW)
Itaipú	Brasil - Paraguay	675	12.400
Guri	Venezuela	600	9.200
Grand Coulee	EUA	700	6.500
Krasnoyarsk	Rusia	600	6.000
Sayano-Sushenkaya	Rusia	650	6.500

así como la central de Tres Gargantas, actualmente en construcción en el río Yangtze en China, que tendrá una potencia de 18.200 MW en 26 grupos de 700 MW accionados por TF con un salto nominal de 90 m; esta central utilizará la escorrentía de

una cuenca vertiente de 1.000.000 km^2 con un caudal medio de 14.300 m^3/s obteniendo una producción energética anual de 84.700 GWh, similar a la producción conjunta de todas las centrales hidroeléctricas en operación (más de 2.000) en España e Italia.

En las centrales de pie de presa se pueden distinguir dos subtipos principales según que la central esté situada transversalmente al cauce o en una de las márgenes del río. En el primer caso, usualmente asociado a presas de fábrica, se dispone la toma en el paramento de la presa, equipada con una reja y compuerta deslizante con o sin ataguía de guarda y seguida de una tubería en presión de acero atravesando el cuerpo de la presa, y de la central al pie de la misma. Si la presa es de gravedad de planta recta la central se ubica al pie de la presa, como en el caso de las centrales de Guri (figura 19.5) e Itaipú anteriormente mencionadas, o el de la central de Mequinenza sobre el río Ebro, en España. La primera de estas centrales está situada en el río Caroní con una cuenca vertiente de 85.000 km^2, un caudal medio de 4.500 m^3/s y tiene una presa de 162 m de altura que crea un embalse de 4.250 km^2 de superficie

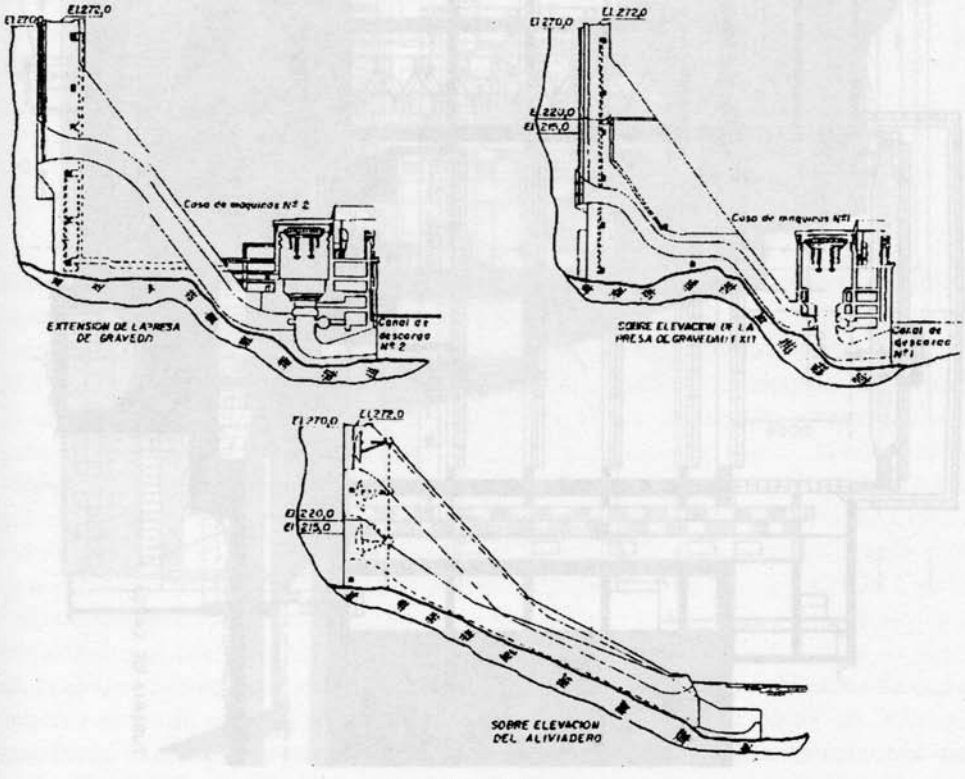
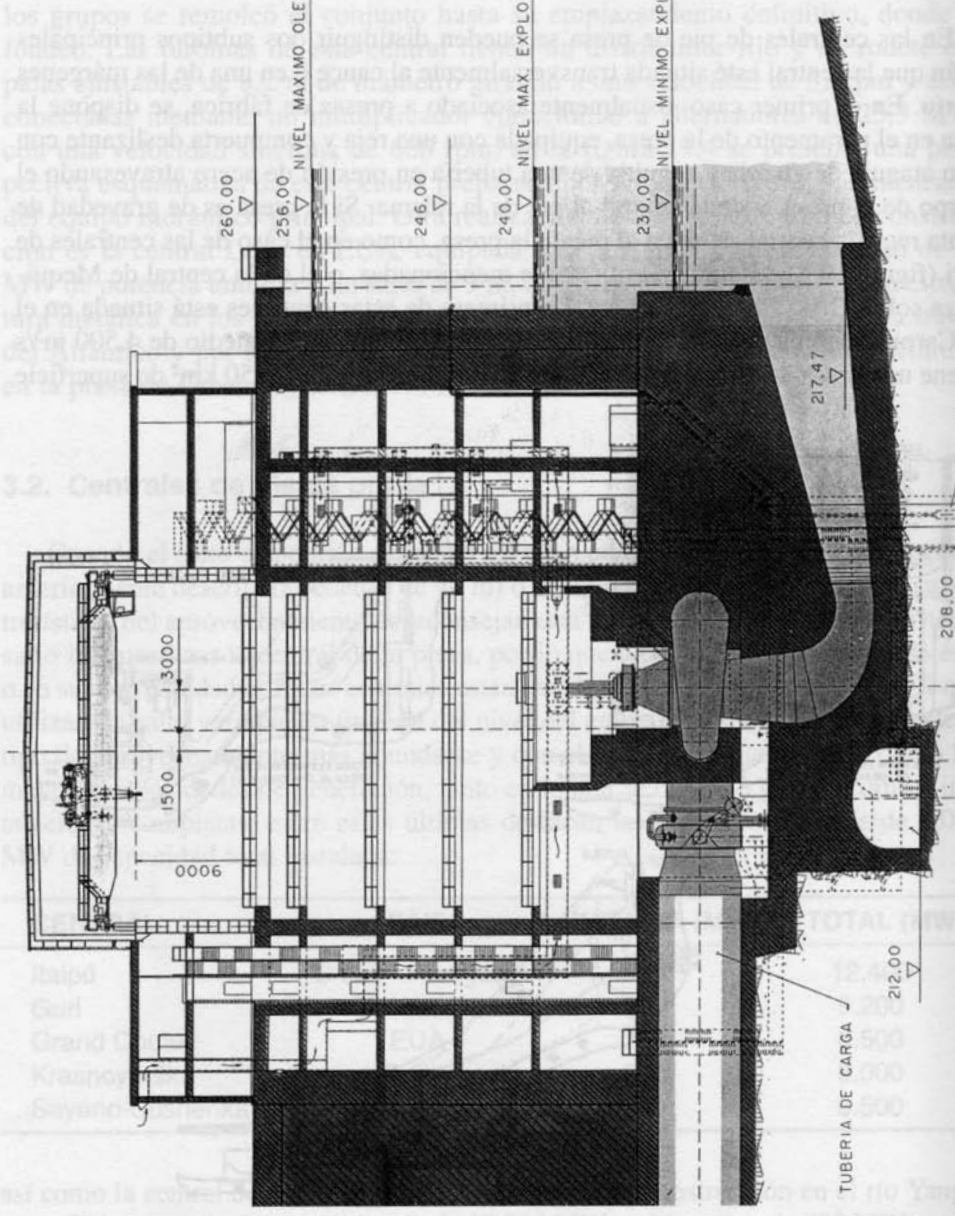
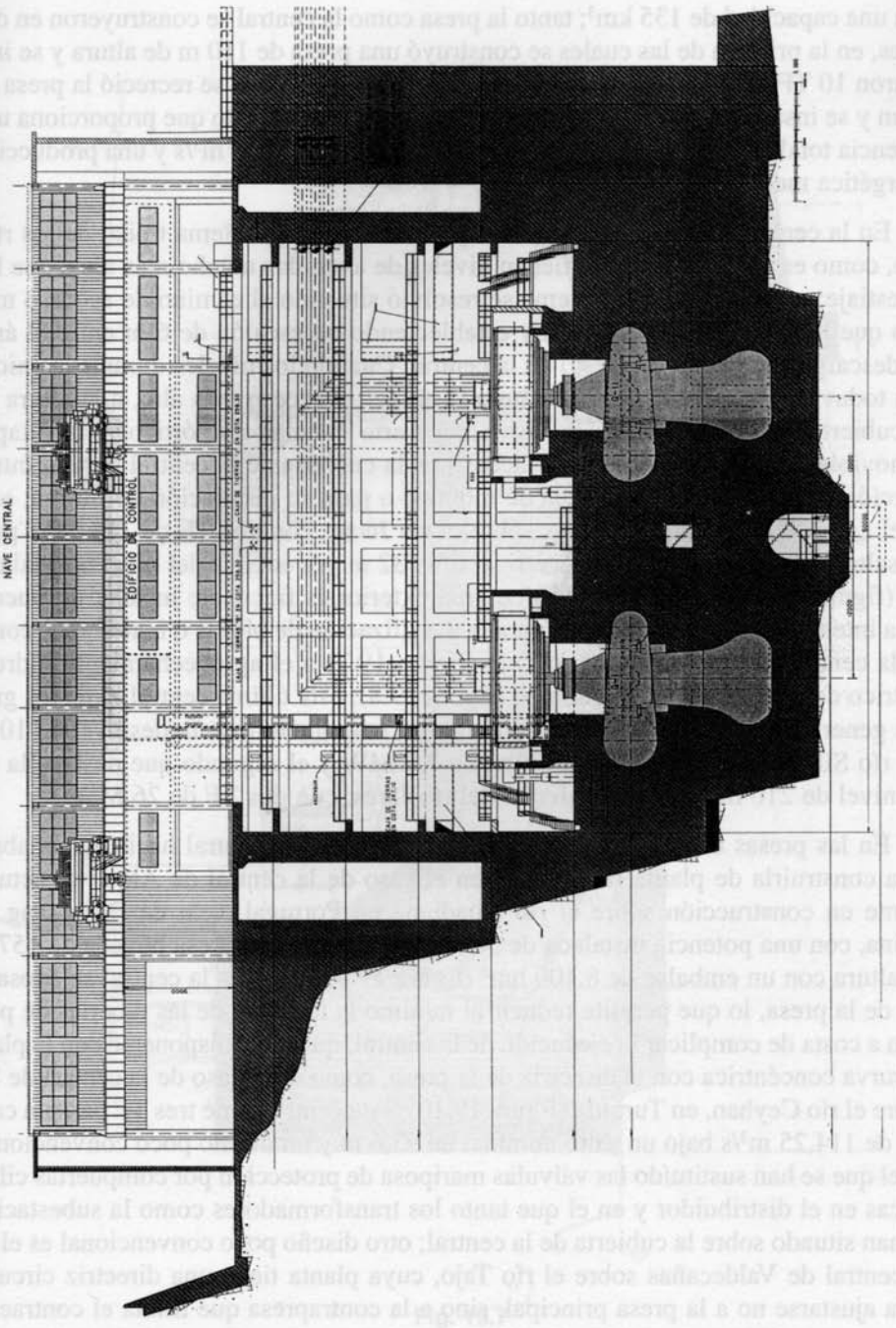


Fig. 19.5

Central de Guri. Fuente: EDELCA.



Central de Cortes, P=2x12



0 rpm. Fuente: IBERDROLA.

con una capacidad de 135 km^3; tanto la presa como la central se construyeron en dos fases, en la primera de las cuales se construyó una presa de 110 m de altura y se instalaron 10 TF de 200 m^3/s de caudal unitario y en la segunda se recreció la presa en 52 m y se instalaron otras 10 TF para un caudal de 500 m^3/s, lo que proporciona una potencia total de 9.200 MW con un caudal equipado de 7.000 m^3/s y una producción energética media de 46.000 GWh/año.

En la central de Mequinenza hubo que resolver un problema típico de los ríos que, como es usual en España, tienen niveles de avenidas mucho más altos que los de estiaje; en este caso el problema se resolvió situando el camino de accceso más alto que la planta de generadores y estableciendo un escalón de 6 m entre el área de descarga y montaje y el resto de la central. Cuando los niveles durante avenidas son todavía mas elevados, es necesario disponer el acceso más alto, a la altura de la cubierta de la central, lo cual hace necesario instalar un pórtico grúa y tapas removibles sobre la plataforma de acceso en la cubierta de la central para la introducción de los equipos en el área de montaje o para su instalación definitiva; este es el caso de la central de Cortes sobre el río Júcar, con dos TF de 123 MW para un salto de 83 m, en la que el acceso se sitúa 32 m por encima del nivel normal del río (figura 19.6). Además del pórtico grúa exterior es frecuente instalar un puente grúa interior de menor capacidad para la movilización de piezas o materiales, como en la central de Azután en el río Tajo (figura 19.7) o el aprovechamiento hidroeléctrico del Jares inferior y Santiago (figura 19.8); esta última central aloja los grupos generadores de dos saltos muy diferentes, uno que utiliza un desnivel de 10 m del río Sil mediante dos grupos bulbo de 7,2 MW y el segundo que desarrolla un desnivel de 210 m del tramo inferior del río Jares, con dos TF de 26 MW.

En las presas de tipo bóveda se suele retranquear la central hacia aguas abajo para construirla de planta recta como en el caso de la central de Alqueva, actualmente en construcción sobre el río Guadiana en Portugal, o la de Dongjiang en China, con una potencia instalada de 500 MW al pie de una presa bóveda de 157 m de altura con un embalse de 8.100 hm^3 (figura 19.9). A veces la central se adosa al pie de la presa, lo que permite reducir al mínimo la longitud de las tuberías de presión a costa de complicar la ejecución de la central, que debe disponerse con la planta curva concéntrica con la directriz de la presa, como es el caso de la central de Sir sobre el río Ceyhan, en Turquía (figura 19.10); esta central tiene tres TF para un caudal de 114,25 m^3/s bajo un salto nominal de 93,6 m y un diseño poco convencional, en el que se han sustituído las válvulas mariposa de protección por compuertas cilíndricas en el distribuidor y en el que tanto los transformadores como la subestación se han situado sobre la cubierta de la central; otro diseño poco convencional es el de la central de Valdecañas sobre el río Tajo, cuya planta tiene una directriz circular para ajustarse no a la presa principal, sino a la contrapresa que limita el contraembalse, que también es una bóveda (de hecho, la contrapresa forma el muro de aguas abajo de la central).

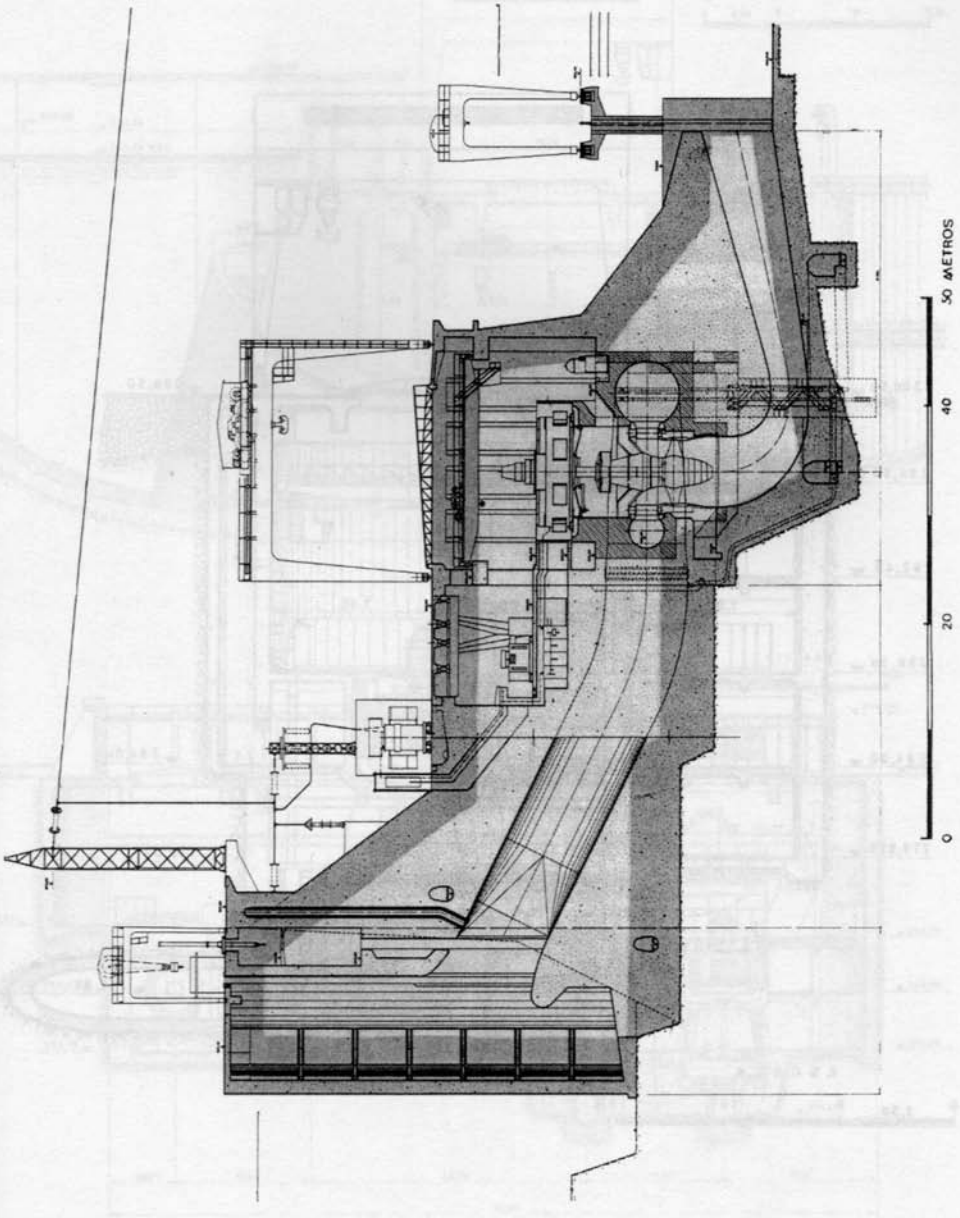
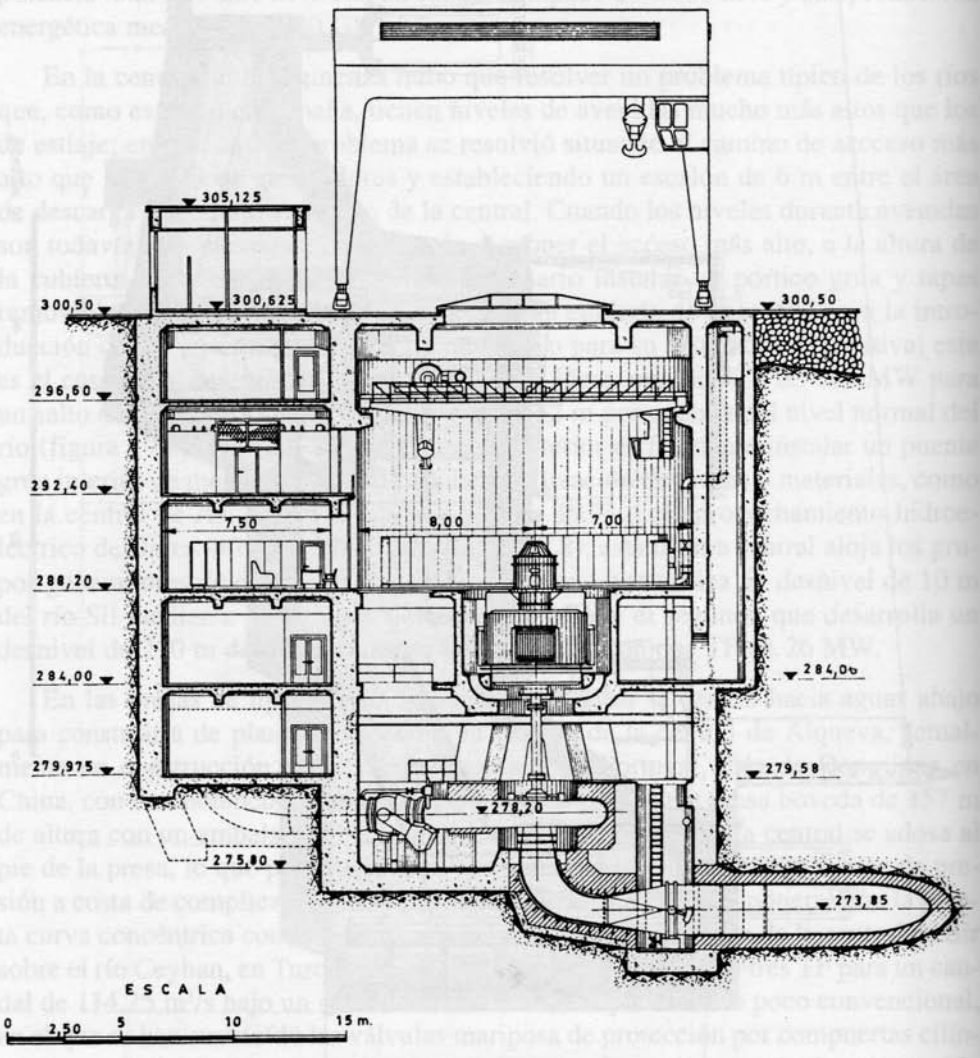
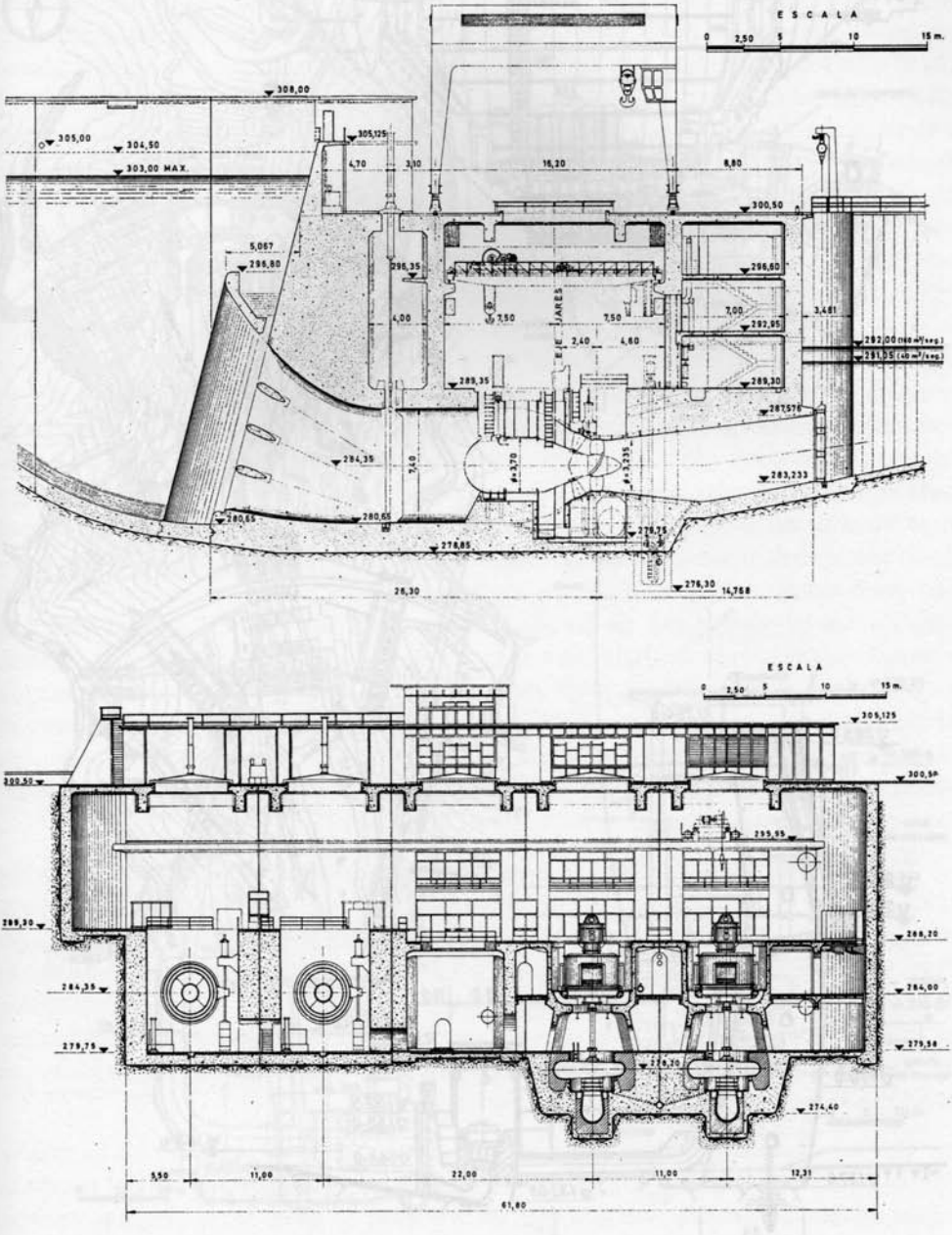


Fig. 19.7

Central de Azután. P=3x67=181 MW, Q=3x250=750 m³/s, H=31,6 m, N=115,4 rpm. Fuente: IBERDROLA.



Central de Jares y Santiago, P=2x26 MW (TFR).



0 m, N=500-157,6 rpm. Fuente: IBERDROLA.

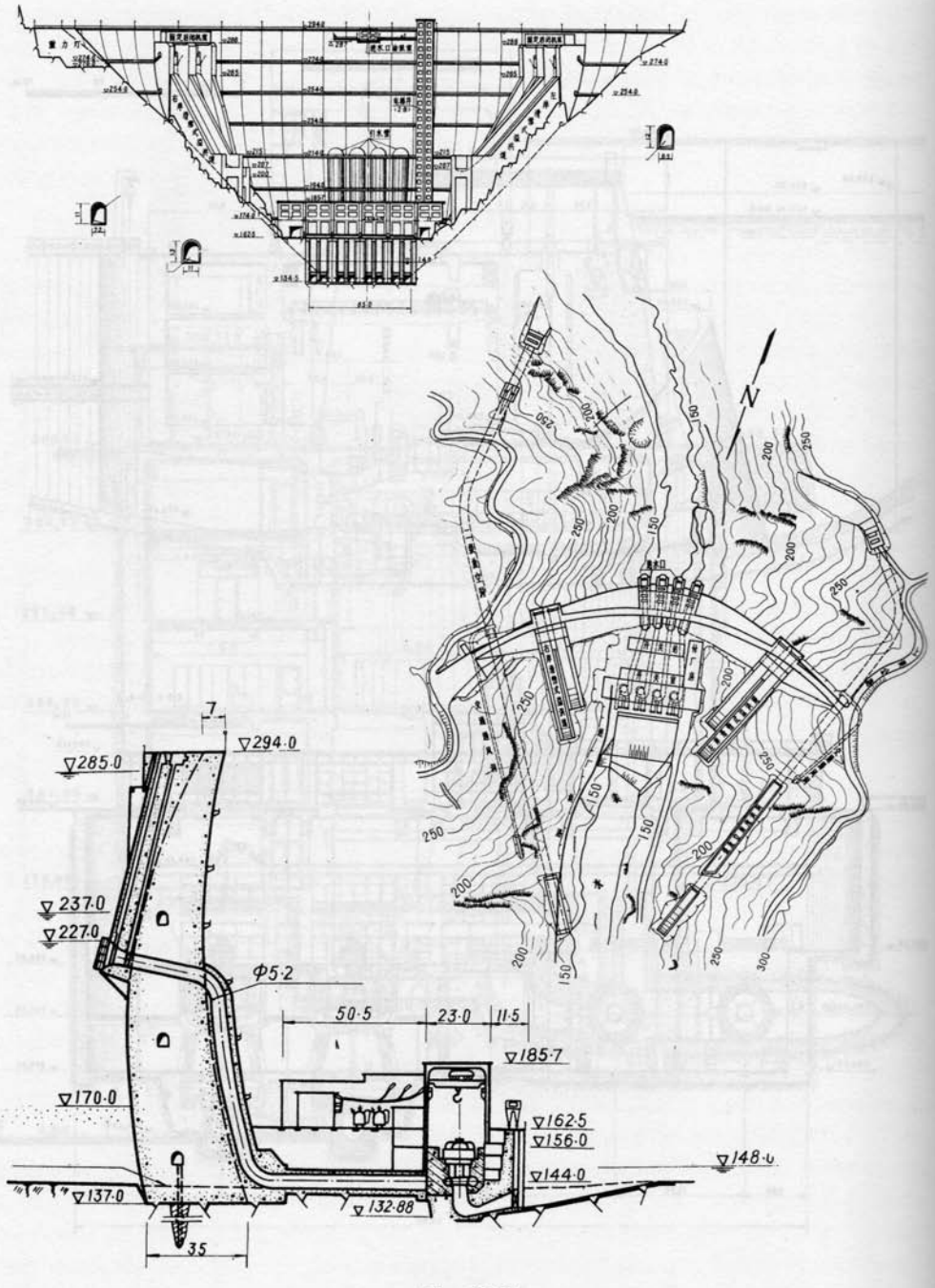


Fig. 19.9

Central de Dongjiang. P=4x127,5 MW. Fuente: Jingyi,WP&DC, 1988.

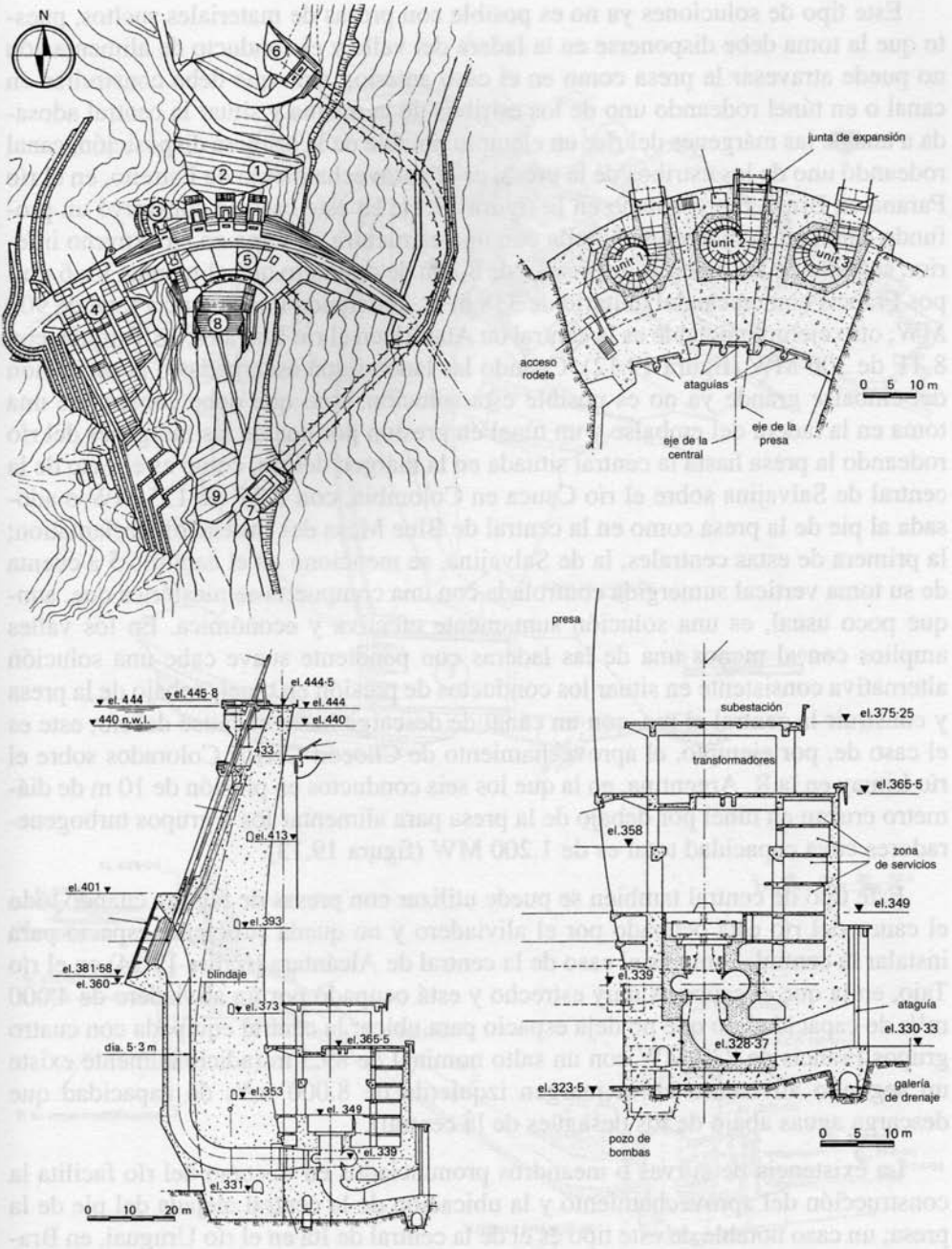


Fig. 19.10

Central de Sir. P=3x97=290 MW, Q=3x114,25, H=94 m, N=200 rpm. Fuente: Özis, WP&DC, 1990.

Este tipo de soluciones ya no es posible con presas de materiales sueltos, puesto que la toma debe disponerse en la ladera del valle y el conducto de alimentación no puede atravesar la presa como en el caso anterior, sino que debe construirse en canal o en túnel rodeando uno de los estribos de la misma y situar la central adosada a una de las márgenes del río; un ejemplo notable de la primera disposición, canal rodeando uno de los estribos de la presa, es el aprovechamiento de Estreito, en el río Paraná en Brasil representado en la figura 19.11; en este caso se construyó un profundo canal en la margen izquierda con una estructura de toma en su extremo inferior, seguido de las tuberías de presión de 8,2 m de diámetro que alimentan los 6 grupos Francis con un caudal unitario de 338 m^3/s, generando una potencia total de 900 MW; otro ejemplo notable es la central de Atatürk en el río Eufrates, en Turquía, con 8 TF de 300 MW (figura 19.12). Cuando las laderas son escarpadas o la oscilación del embalse grande ya no es posible esta solución, sino que debe construirse una toma en la ladera del embalse y un túnel en presión por una de las márgenes del río rodeando la presa hasta la central situada en la márgen del río, como es el caso de la central de Salvajina sobre el río Cauca en Colombia, con 2 TF de 135 MW o adosada al pie de la presa como en la central de Blue Mesa del Bureau of Reclamation; la primera de estas centrales, la de Salvajina, se mencionó en el capítulo 5 a cuenta de su toma vertical sumergida controlada con una compuerta semiesférica que, aunque poco usual, es una solución sumamente efectiva y económica. En los valles amplios con al menos una de las laderas con pendiente suave cabe una solución alternativa consistente en situar los conductos de presión en túnel, debajo de la presa y construir la central al pie, con un canal de descarga hasta el cauce del río; este es el caso de, por ejemplo, el aprovechamiento de Chocón-Cerros Colorados sobre el río Limay en la R. Argentina, en la que los seis conductos en presión de 10 m de diámetro cruzan en túnel por debajo de la presa para alimentar los 6 grupos turbogeneradores cuya capacidad total es de 1.200 MW (figura 19.13).

Este tipo de central tambien se puede utilizar con presas de fábrica cuando todo el cauce del río está ocupado por el aliviadero y no queda suficiente espacio para instalar la central, como es el caso de la central de Alcántara (figura 19.14) en el río Tajo, en la que el cauce es muy estrecho y está ocupado por un aliviadero de 4.000 m^3/s de capacidad, lo que no deja espacio para ubicar la central equipada con cuatro grupos Francis de 230 MW con un salto nominal de 89,5 m (adicionalmente existe un segundo aliviadero en la margen izquierda de 8.000 m^3/s de capacidad que descarga aguas abajo de los desagües de la central).

La existencia de curvas o meandros pronunciados en el curso del río facilita la construcción del aprovechamiento y la ubicación de la central alejada del pie de la presa; un caso notable de este tipo es el de la central de Itá en el río Uruguai, en Brasil, donde un giro de 180° en el curso del río facilitó la construcción del aprovechamiento con una presa de 125 m de altura y una central con 6 grupos Francis de 270 MW con un salto nominal de 101 m (figura 19.15); un caso similar aunque en una

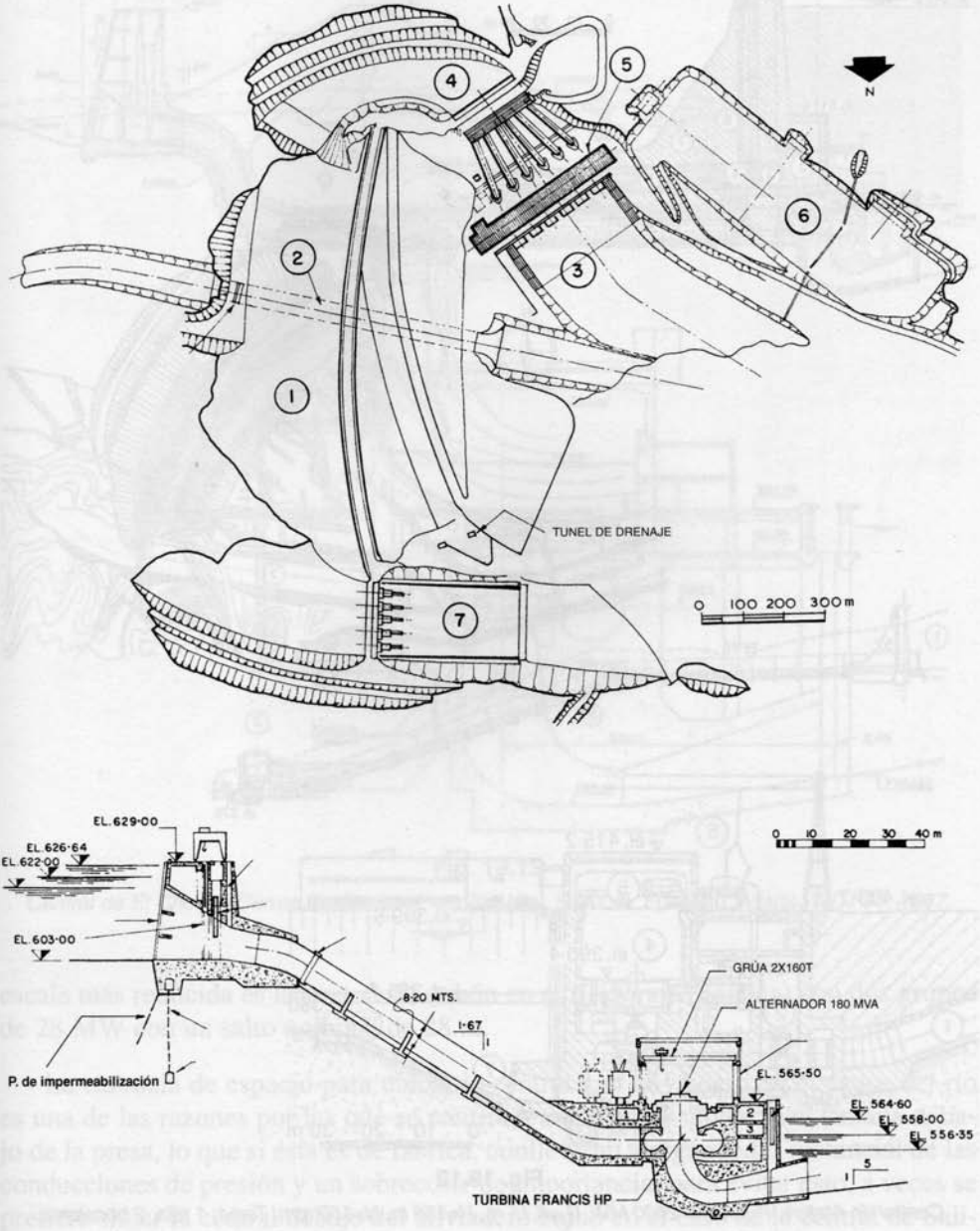


Fig. 19.11

Central de Estreito: 1 presa principal, 2 desvío, 3 canal de descarga, 4 canal de toma, 5 central, 6 subestación, 7 aliviadero. Fuente: Bendixen. WP, 1965.

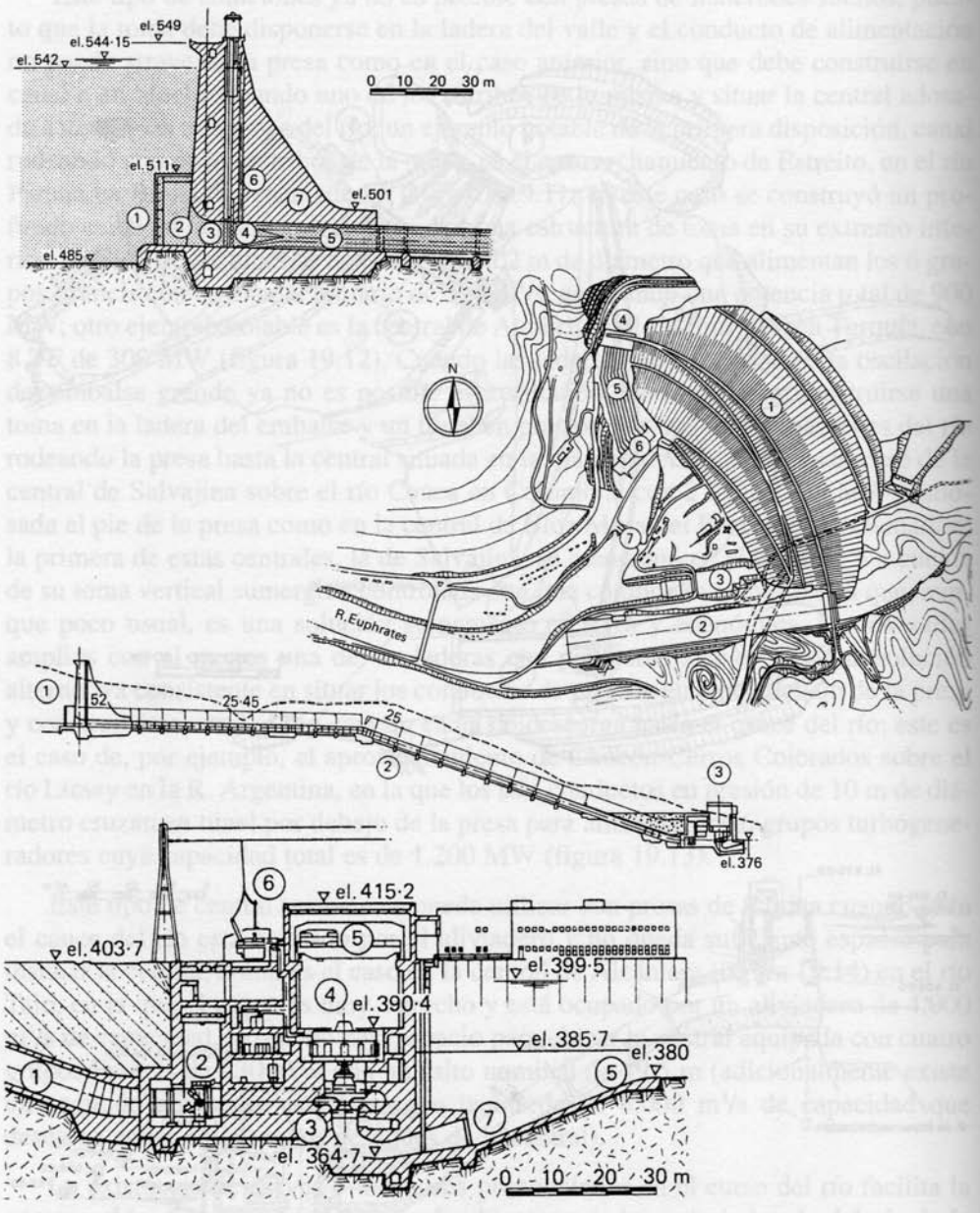


Fig. 19.12

Central de Atatürk, P=8x300=2400 MW, D_3=5,15 m, H=156 m, N=150 rpm. Toma: 1 reja, 2 bocatoma, 3 compuerta, 4 transición, 5 tubería en presión, 6 conducto de ventilación, 7 presa de hormigón. Presa: 1 presa, 2 aliviadero, 3 desvío y desagües, 4 toma, 5 tuberías en presión, 6 central, 7 ataguía. Tubería en presión: 1 toma, 2 tuberías (8 de 6,6-7,2 m de diámetro), 3 central. Central: 1 tubería en presión, 2 válvula mariposa (D=5,7 m), 3 turbina, 4 alternador, 5 grúa, 6 transformador (24x105 MVA), 7 descarga. Fuente: Özis, 1990.

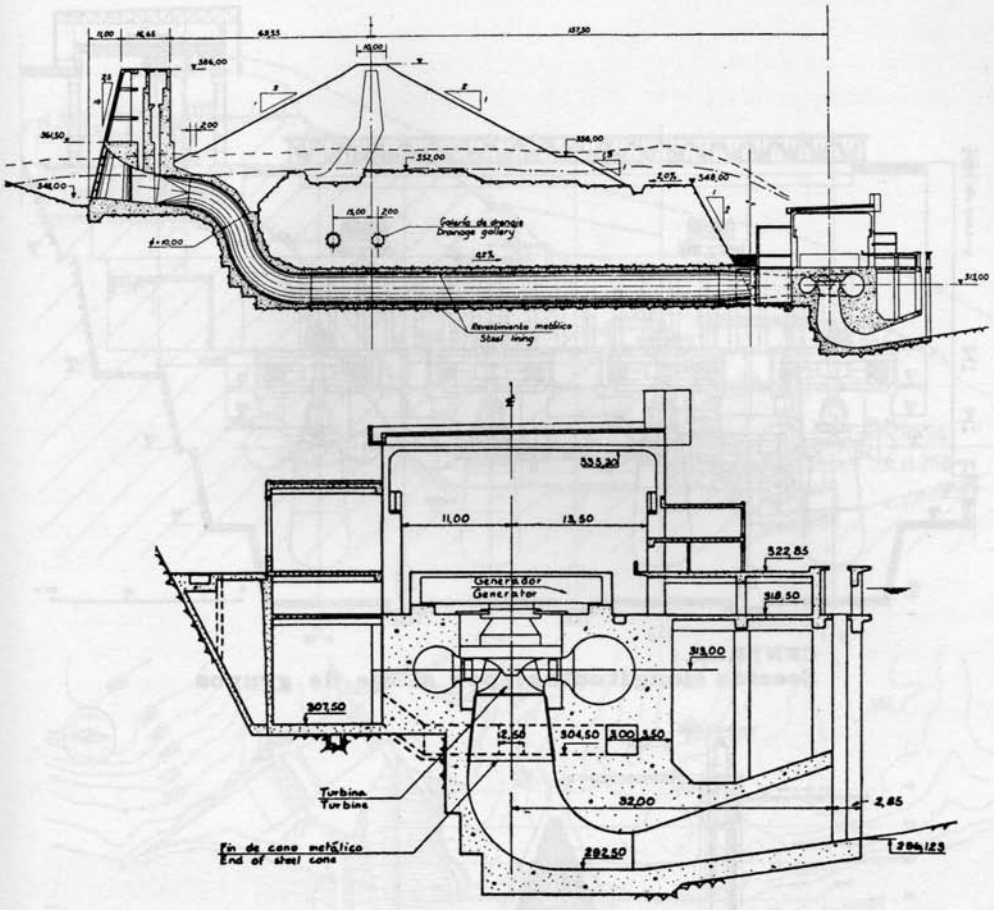
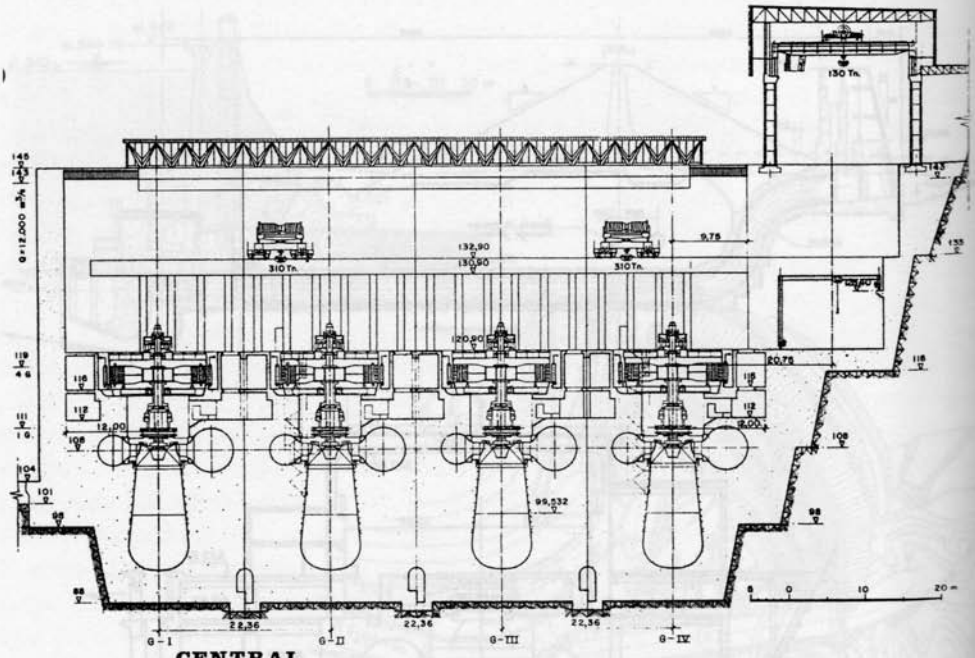


Fig. 19.13

Central de El Chocón-Cerros Colorados, P=6x200 MW, H=61 m. Fuente: Ondarts, WDT'77, 1977.

escala más reducida es la central de Arbón en el río Navia (España) con dos grupos de 28 MW con un salto nominal de 28 m.

La carencia de espacio para ubicar la central y el aliviadero en el cauce del río es una de las razones por las que se recurre a una central subterránea situada debajo de la presa, lo que si ésta es de fábrica, conlleva un alargamiento sustancial de las conducciones de presión y un sobrecoste de importancia; para evitar esto, a veces se prefiere situar la central debajo del aliviadero como en el caso de la central de Salime en el río Navia, con cuatro TF de 30,4 MW bajo un aliviadero de 2.000 m^3/s de capacidad (figura 19.16) o la central de Karakaya sobre el río Eufrates (Turquía), que es la mayor central de este tipo, con 6 TF de 300 MW para un caudal unitario



CENTRAL.
Seccion ~longitudinal por el eje de grupos

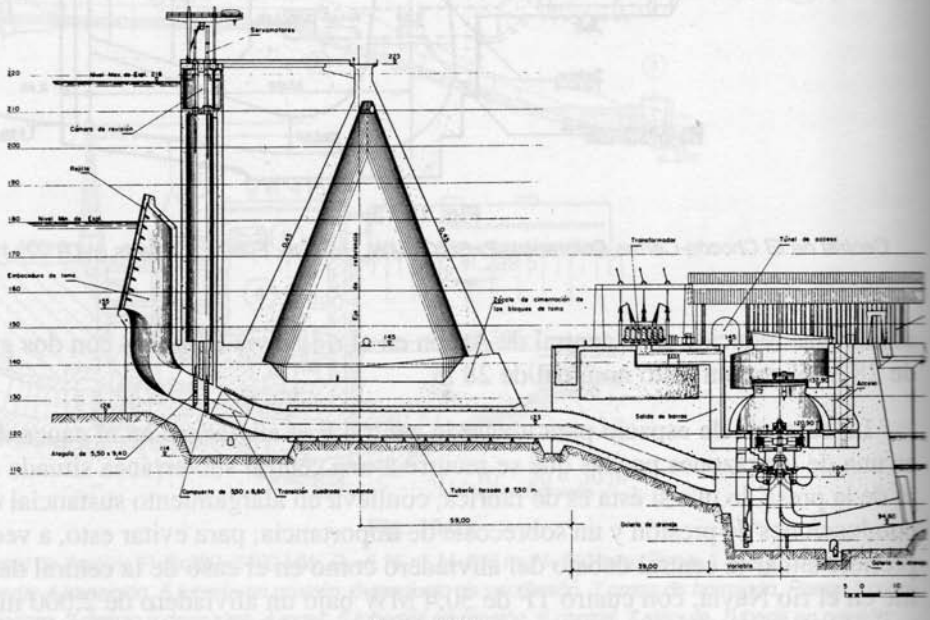


Fig. 19.14

Central de Alcántara. P=4x230=920 MW, Q=4x290 m³/s, H=90 m, N=115,4 rpm. Fuente: IBERDROLA.

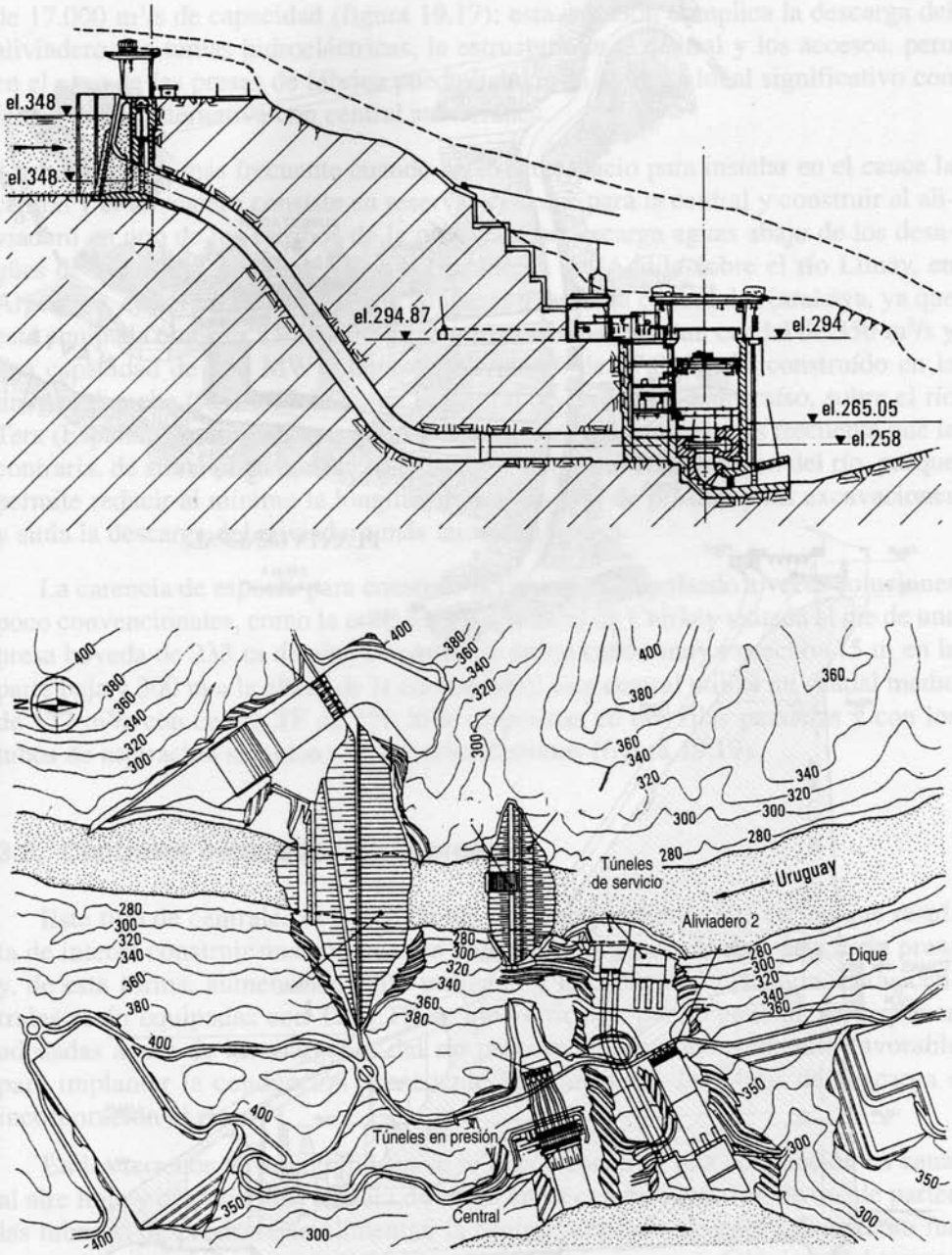


Fig. 19.15

Central de Itá. Fuente: Antunes, HP&D, 1998

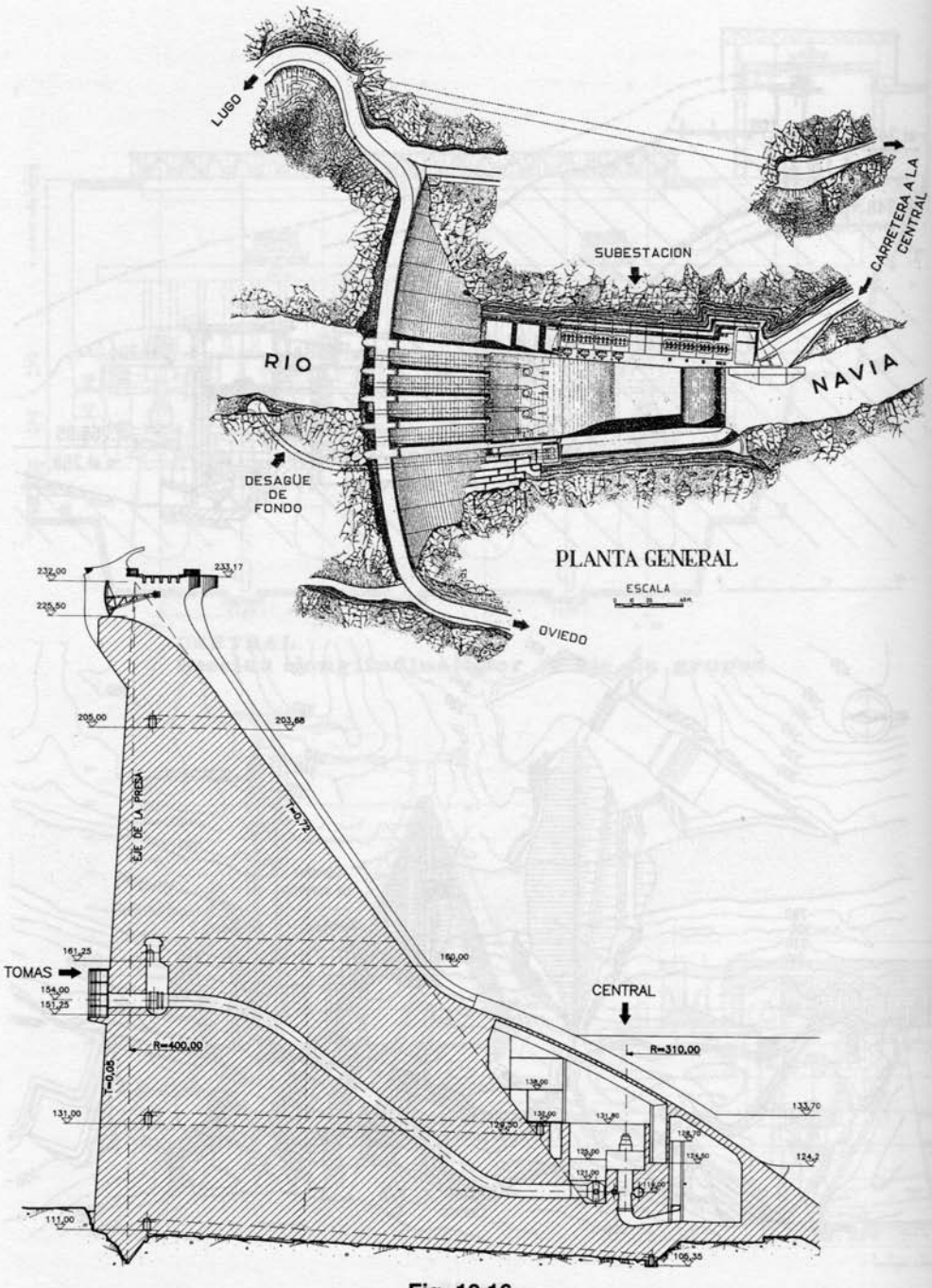


Fig. 19.16

Central de Salime. P=4x35 MVA, Q=4x30 m³/s. Fuente: Hidroeléctrica del Cantábrico y Electra de Viesgo.

de 233 m^3/s y un salto nominal de 144,5 m, situadas debajo del aliviadero de la presa de 17.000 m^3/s de capacidad (figura 19.17); esta solución complica la descarga del aliviadero, las tomas hidroeléctricas, la estructura de la central y los accesos, pero en el caso de las presas de fábrica puede inducir un ahorro global significativo con relación a su alternativa con central subterránea.

La solución más frecuente cuando no existe espacio para instalar en el cauce la central y el aliviadero consiste en reservar el cauce para la central y construir el aliviadero en uno de los estribos de la presa con la descarga aguas abajo de los desagües de la central, como se ha hecho en Piedra del Aguila sobre el río Limay, en Argentina, cuyas características son similares a las de la central de Karakaya, ya que está equipada con seis TF (cuatro en la primera etapa) para un caudal de 350 m^3/s y una capacidad de 350 MW y tiene un aliviadero de 17.000 m^3/s construído en la margen derecha (figura 19.18) o en la central reversible de Valparaíso, sobre el río Tera (España), de dimensiones más modestas. Esta solución es más frecuente que la contraria, de situar el aliviadero en el cauce y la central en la margen del río, porque permite reducir al mínimo la longitud de las tuberías de presión y las excavaciones y sitúa la descarga del aliviadero más lejos de la presa.

La carencia de espacio para construir la central ha impulsado a veces soluciones poco convencionales, como la utilizada en la central de Chirkey situada al pie de una presa bóveda de 233 m de altura construída en un cañón muy estrecho (15 m en la parte baja y 300 m a la altura de la coronación); esta central utiliza un caudal medio de 177 m^3/s con cuatro TF de 250 MW dispuestas en dos filas paralelas y con los tubos de aspiración situados a dos niveles distintos (figura 19.19).

3.3. Centrales separadas de la presa

Este tipo de centrales es típico de los ríos con pendiente alta en los que resulta de interés construir una conducción para alejar el punto de descarga de la presa y, de esta forma, aumentar el salto utilizado y la capacidad instalada. Estas centrales están equipadas con TF ó TP de eje vertical y, por lo general, se disponen adosadas a una de las márgenes del río procurando un emplazamiento favorable para implantar la conducción procedente del embalse y las obras de descarga e incorporación al río.

En los terrenos de topografía suave se puede construir una conducción en canal al aire libre y disponer una cámara de carga en su extremo inferior, de donde parten las tuberías de presión que alimentan la central; este tipo de aprovechamiento fué muy utilizado en el pasado pues, si las características geomorfológicas del terreno son las adecuadas, resulta una solución fácil de construir y económica, como en el salto de Castrejón en el río Tajo, que dispone de un canal de 20 km de longitud para

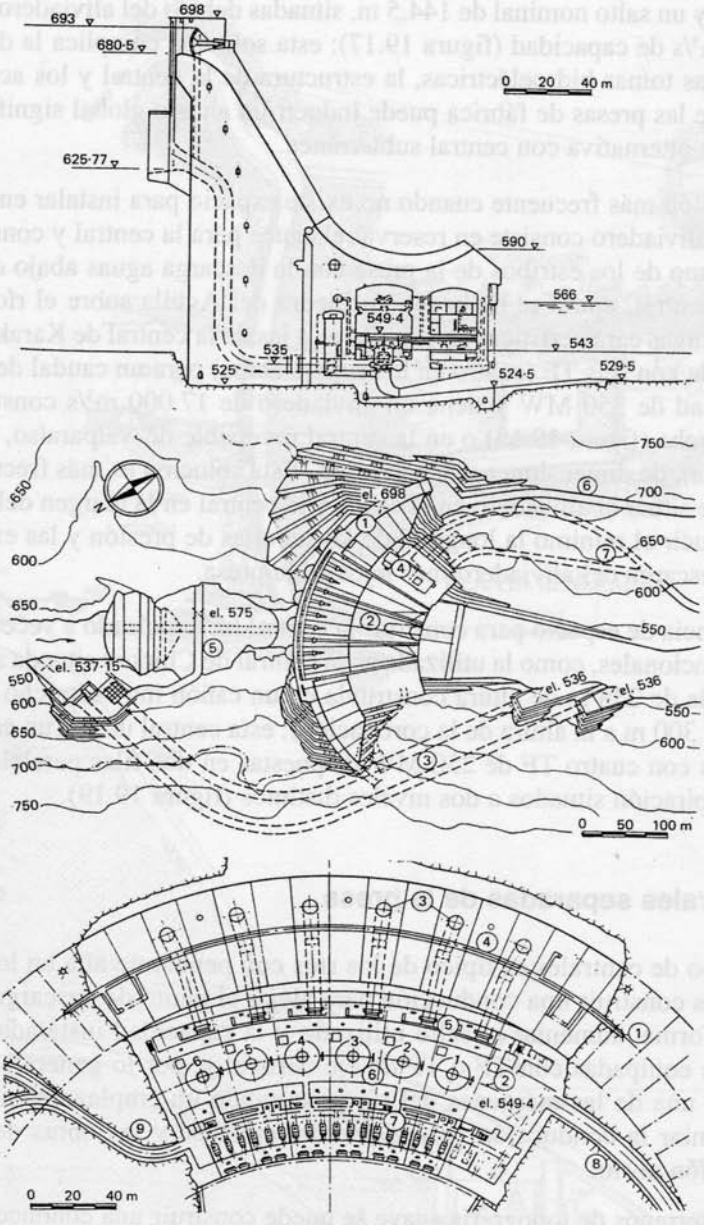


Fig. 19.17

Central de Karakaya. P=6x300=1800 MW, Q=6x233=1400 m³/s, H=145 m, N=150 rpm. Presa: 1 presa, 2 alividaero, 3 desvío y desagües de fondo, 4 edificio de control, 5 ataguía, 6 carretera de acceso, 7 galería de acceso. Central: 1 eje de la presa, 2 eje de la central, 3 tuberías en presión (D=7-6 m), 4 péndulo, 5 válvulas mariposa (D=6 m), 6 sala de máquinas, 7 transformadores principales (18x105 MVA), 8 galería de acceso, 9 galería de acceso a los desagües de fondo. Fuente: Özis, 1989.

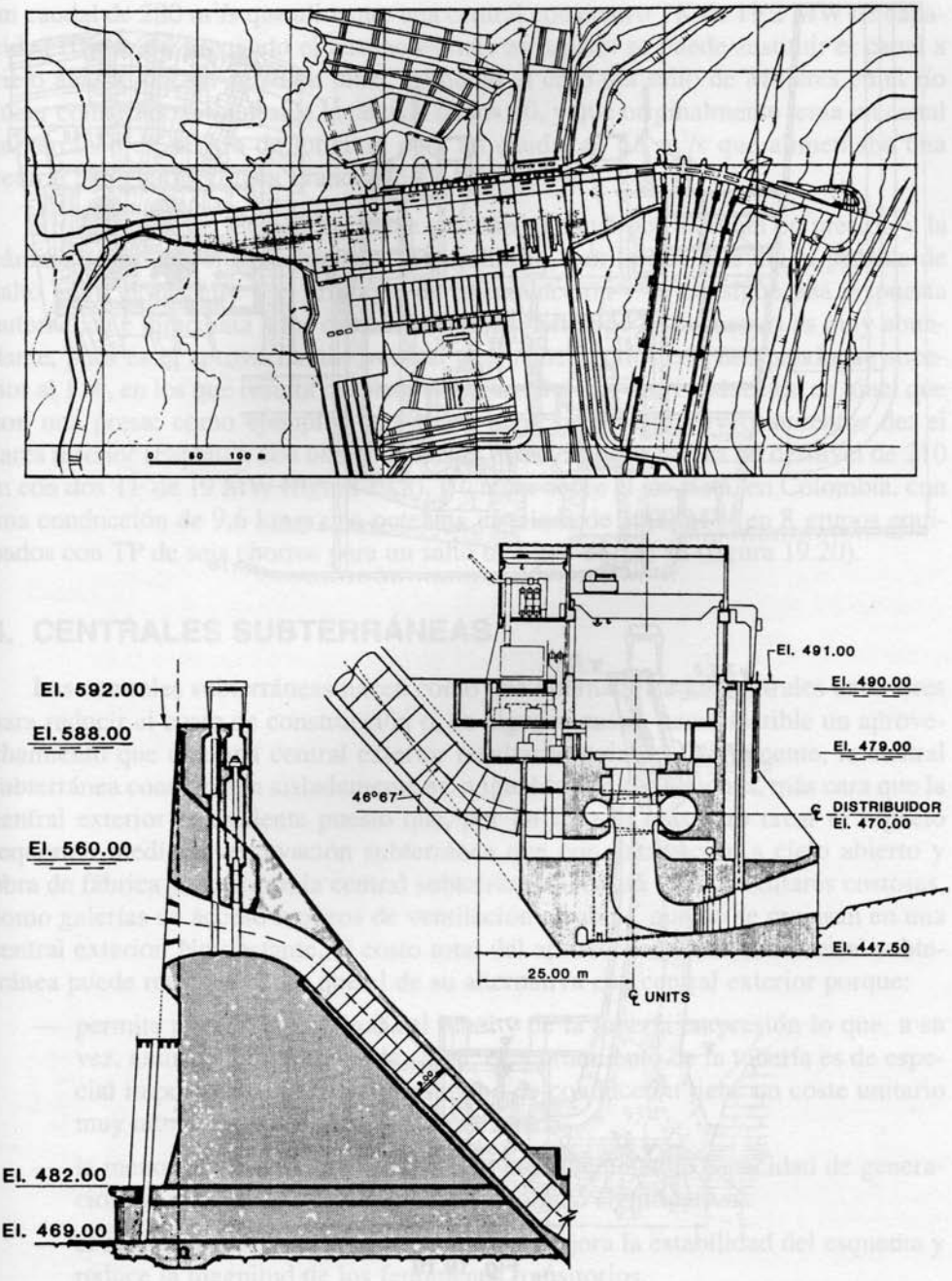


Fig. 19.18

Central de Piedra del Águila, P=6x350=2100 MW (4 en primera fase), Q=6x350=2100 m³/s. Fuente: González, 1985.

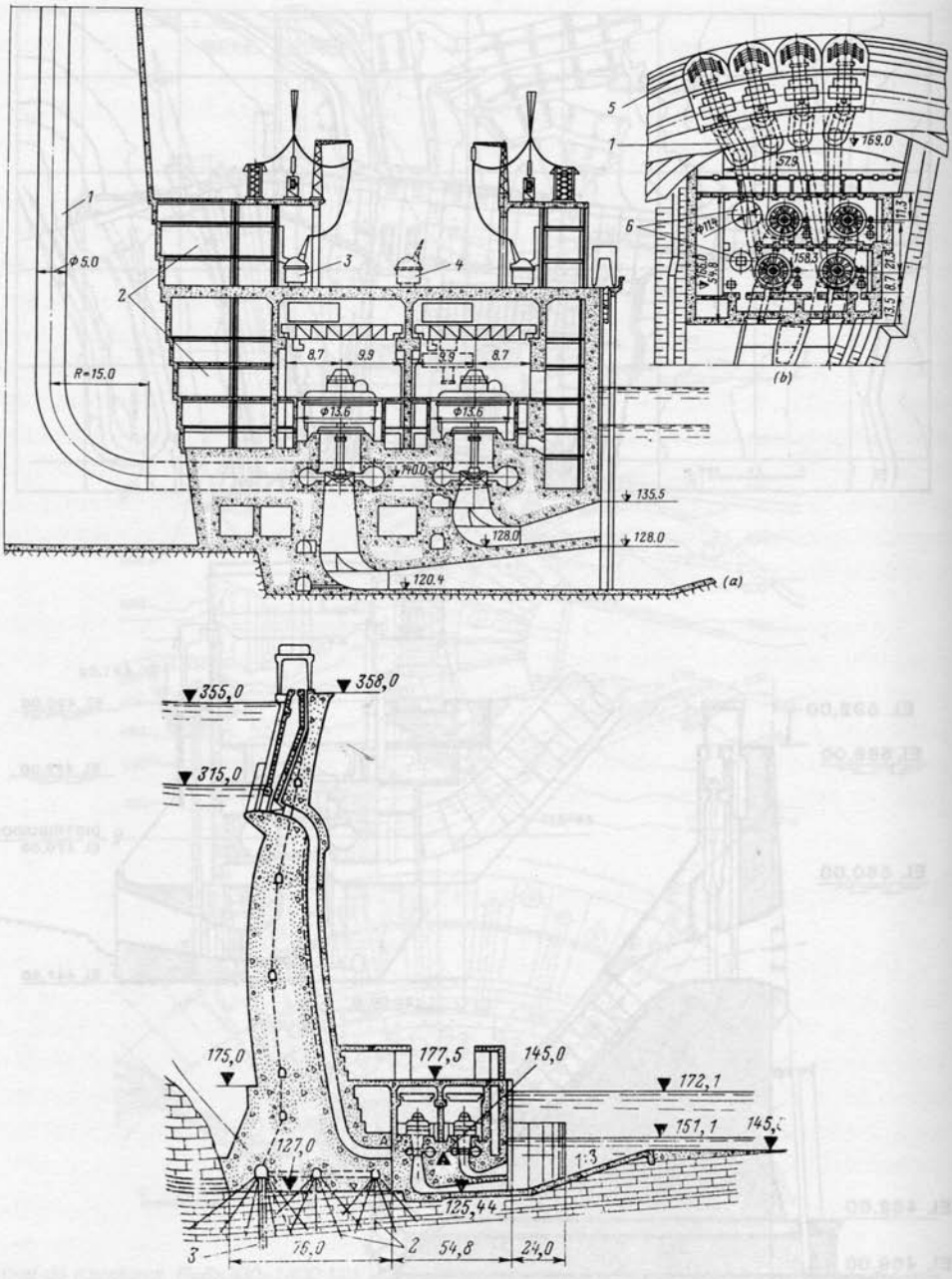


Fig. 19.19

Central de Chirkey, P=4x250 MW, H=170 m. 1 tubería en presión, 2 áreas de servicio, 3 transformador, 4 posición del transformador durante el montaje, 5 tomas, 6 fosos de montaje.. Fuente: WDT'77 (1977), Ilynykh (1985).

un caudal de 280 m^3/s que alimenta una central con cuatro TK de 19,2 MW de capacidad (figura 1.8); cuando el terreno es más escarpado se puede sustituir el canal a cielo abierto por un canal en túnel, como en el caso del salto de Millares en el río Júcar construído a finales de la década de los 30, y que originalmente tenía un canal subterráneo de 17 km de longitud para un caudal de 55 m^3/s que alimentaba una central con cuatro grupos Francis de 20 MW.

En la actualidad es más frecuente sustituir el canal por un túnel en presión y la cámara de carga por una chimenea de equilibrio, con lo que se evita la pérdida de salto entre el embalse y el arranque de la conducción y se consigue una respuesta automática e inmediata a los cambios de carga. Este tipo de esquemas es muy abundante, pues es el aprovechamiento ideal para aquellos ríos con una pendiente superior al 1 %, en los que resulta más barato ganar salto con una conducción en túnel que con una presa; como ejemplos se pueden mencionar los aprovechamientos de: el Jares inferior (España), con una conducción de 5,4 km que utiliza un desnivel de 210 m con dos TF de 19 MW (figura 19.8), y Chivor sobre el río Batá, en Colombia, con una conducción de 9,6 km y una potencia instalada de 1000 MW en 8 grupos equipados con TP de seis chorros para un salto nominal de 741 m (figura 19.20).

4. CENTRALES SUBTERRÁNEAS

Las centrales subterráneas nacen como una alternativa a las centrales exteriores para reducir el costo de construcción o, en algunos casos, hacer factible un aprovechamiento que con una central exterior resultaría inviable. Obviamente, la central subterránea considerada aisladamente es, a igualdad de condiciones, más cara que la central exterior equivalente puesto que, por un lado es más caro crear el espacio requerido mediante excavación subterránea que con excavación a cielo abierto y obra de fábrica y, por otro, la central subterránea necesita obras auxiliares costosas, como galerías de acceso o pozos de ventilación o cables, que no se precisan en una central exterior. No obstante, el costo total del aprovechamiento con central subterránea puede resultar menor que el de su alternativa con central exterior porque:

— permite reducir la longitud del túnel y de la tubería en presión lo que, a su vez, aminora las pérdidas de carga; el acortamiento de la tubería es de especial importancia, puesto que este tipo de conducción tiene un coste unitario muy alto y unas pérdidas de carga elevadas,

— la menor pérdida de carga induce un incremento en la capacidad de generación, lo que puede tener un valor económico significativo,

— el acortamiento de la tubería en presión mejora la estabilidad del esquema y reduce la magnitud de los fenómenos transitorios,

— se reducen al mínimo las construcciones en el cauce del río que, con frecuencia, tienen un coste muy elevado y están sujetas al peligro de inundaciones,

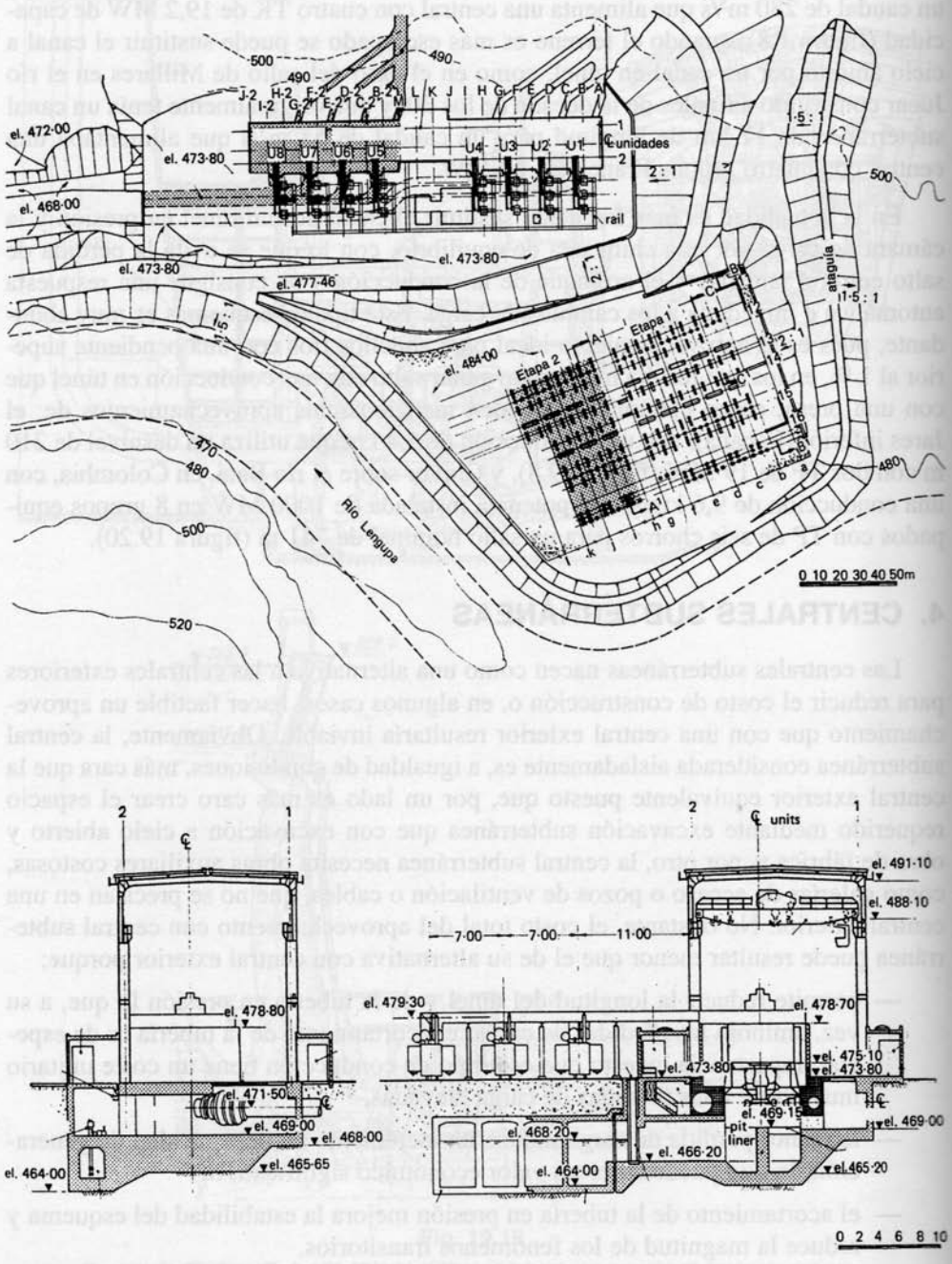


Fig. 19.20

Central de Chivor, P=8x125=1000 MW, H=741 m, j=6, N=450 rpm. Fuente: Buendía, WP, 1974.

— los costes de mantenimiento y amortización son menores, puesto que las obras subterráneas tienen una vida útil más larga y unos costes de mantenimiento menores que las exteriores (como contrapartida, los costes operacionales de iluminación, ventilación y drenaje son más altos),

— menores costes de adquisición de terrenos,

— la utilización de una central subterránea otorga una gran libertad para elegir el punto más conveniente para la descarga, lo que puede mejorar sensiblemente la rentabilidad del aprovechamiento al alargar el tramo de río aprovechado e incrementar el desnivel utilizado.

Estas ventajas superan con frecuencia los sobrecostes propios de la central subterránea, por lo que este tipo de solución resulta la alternativa más conveniente o, en algunos casos, la única viable. Asimismo, es de notar que la central subterránea ofrece otras ventajas que a menudo son difíciles de evaluar en términos económicos, pero que pueden hacerla preferible a su alternativa al aire libre, aunque su coste sea algo mayor; entre estas ventajas cabe mencionar:

— la mayor seguridad frente a los riesgos de inundaciones, sabotajes, actos de guerra o, más frecuentemente, frente a una eventual inestabilidad de los terrenos,

— menor impacto visual, tanto de la central en sí como de las obras auxiliares,

Por otra parte, hay situaciones en las que una central exterior resulta inviable o extremadamente complicada como, por ejemplo, cuando:

— el cauce del río es tan estrecho que impide o encarece excesivamente la construcción de una central en una de sus márgenes,

— la oscilación de los niveles de agua en el emplazamiento de la central son muy elevados a causa de avenidas o por estar estar en la cola de un embalse,

— las turbinas requieren una sumergencia elevada que, de adoptar una solución al aire libre, necesitarían unas excavaciones muy profundas, incompatibles con las características del emplazamiento (caso típico de las centrales reversibles),

— las laderas de los emplazamientos potenciales tienen problemas de estabilidad y resulta aconsejable evitar excavaciones u obras de importancia en el cauce.

Por ello no es de extrañar que, a medida que han ido progresando los medios de investigación y análisis y los equipos de construcción de obras subterráneas se ha ido extendiendo la utilización de este tipo de soluciones con preferencia a sus alternativas más directas con instalaciones al aire libre. Lógicamente, este tipo de central solo es viable si las condiciones geológicas son adecuadas y si la potencia instalada es lo suficientemente grande como para superar los sobrecostes propios de la obra subterránea, básicamente las galerías de acceso y auxiliares.

Las centrales subterráneas pueden situarse junto a la presa de embalse con la descarga en las proximidades del pie de la presa o a una cierta distancia de la misma, a medio camino entre la toma y la descarga o cerca de esta última. La primera situación suele estar originada por las dificultades para construir una central superficial, bien por problemas geomorfológicos, por falta de espacio o por los elevados niveles de agua en la descarga, como por ejemplo en la central de El Cajón sobre el río Humuya (figura 19.21), en Honduras; este aprovechamiento hidroeléctrico, que tiene una presa bóveda de 226 m de altura con un embalse de 5.700 hm^3 de capacidad total, está situado en un cañón muy estrecho, lo que aconsejó construir una central subterránea (4 x 75 MW en primera fase); otro ejemplo notable es la central de Ertan con una potencia instalada de 6x550 MW (Hong-Yan, 1989), que utiliza el desnivel creado por una presa bóveda de 240 m de altura construída en el río Yalong en China (figura 19.22). El segundo tipo, a veces denominado tipo sueco, suele estar motivado porque el terreno desciende desde la toma a la descarga, lo que impide construir un túnel en presión convencional, como por ejemplo en la central de Belesar sobre el Miño (España), con tres grupos Francis de 77 MW para un salto neto de 136 m y un caudal unitario de 65 m^3/s con un túnel de descarga de 1,2 km de longitud o la de Alto Lindoso, sobre el río Limia en Portugal, con dos TF de 350 MW para un caudal equipado total de 200 m^3/s, que tiene un túnel de descarga de 5 km de longitud (figura 21.4); la mayor central del mundo de este tipo es la de Churchill Falls en Canadá, (figura 19.23) que utiliza un tramo del río Churchill con un caudal medio de 1.320 m^3/s y gradiente muy elevado (debido parcialmente a las cascadas que dan nombre al proyecto); esta central está equipada con 11 TF de 475 MW para un salto nominal de 310 m, con un caudal equipado total de 1.840 m^3/s que se devuelve al río mediante dos túneles en presión de 1,7 km de longitud y sección en baúl de 13,5×18,0 m.

Los emplazamientos más usuales de las centrales subterráneas no están junto a la presa como en los casos anteriores, sino en una posición intermedia entre la toma y la descarga o en las proximidades de la descarga. La primera de estas ubicaciones viene obligada cuando el terreno de la segunda mitad del tramo aprovechado desciende por debajo del nivel máximo del embalse de cabecera, como en el caso de la central reversible de Tanes en el río Nalón (España) con dos TF reversibles con un caudal unitario de 60 m^3/s y un salto neto máximo de 116 m (figura 19.24); en este tipo de esquemas suele ser necesaria una galería de acceso y un túnel de descarga relativamente largos, cuyo coste se compensa con el acortamiento de la tubería de presión, como en la central de Guavio en Colombia (figura 21.11). El último tipo es, probablemente, el más frecuente, y suele estar motivado por las dificultades de construir una central en el cauce a causa de su estrechez o por problemas de estabilidad de las laderas, como es el caso de la central de Agoyán en el río Pastaza (Ecuador), donde el encajonamiento del río y los problemas de estabilidad de la margen izquierda dificultaban la construcción de accesos y de una central exterior (figura 19.25) o, simplemente, por razones económicas o medioambientales.

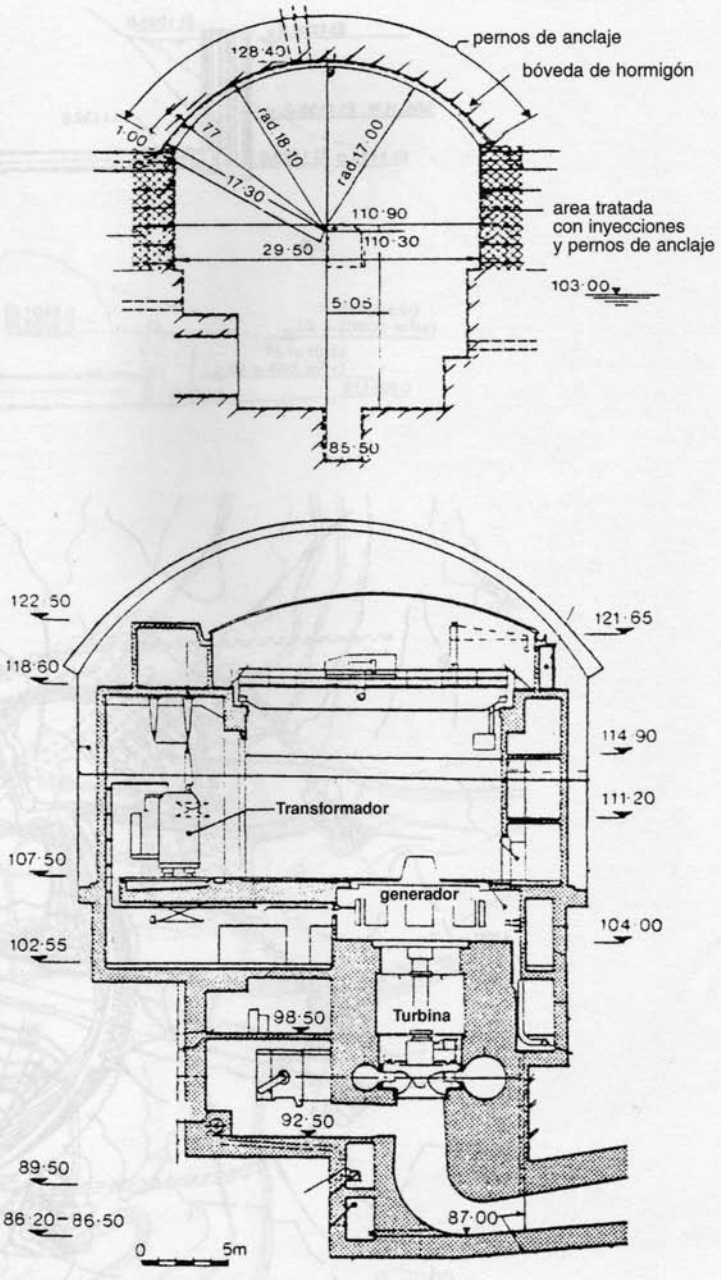
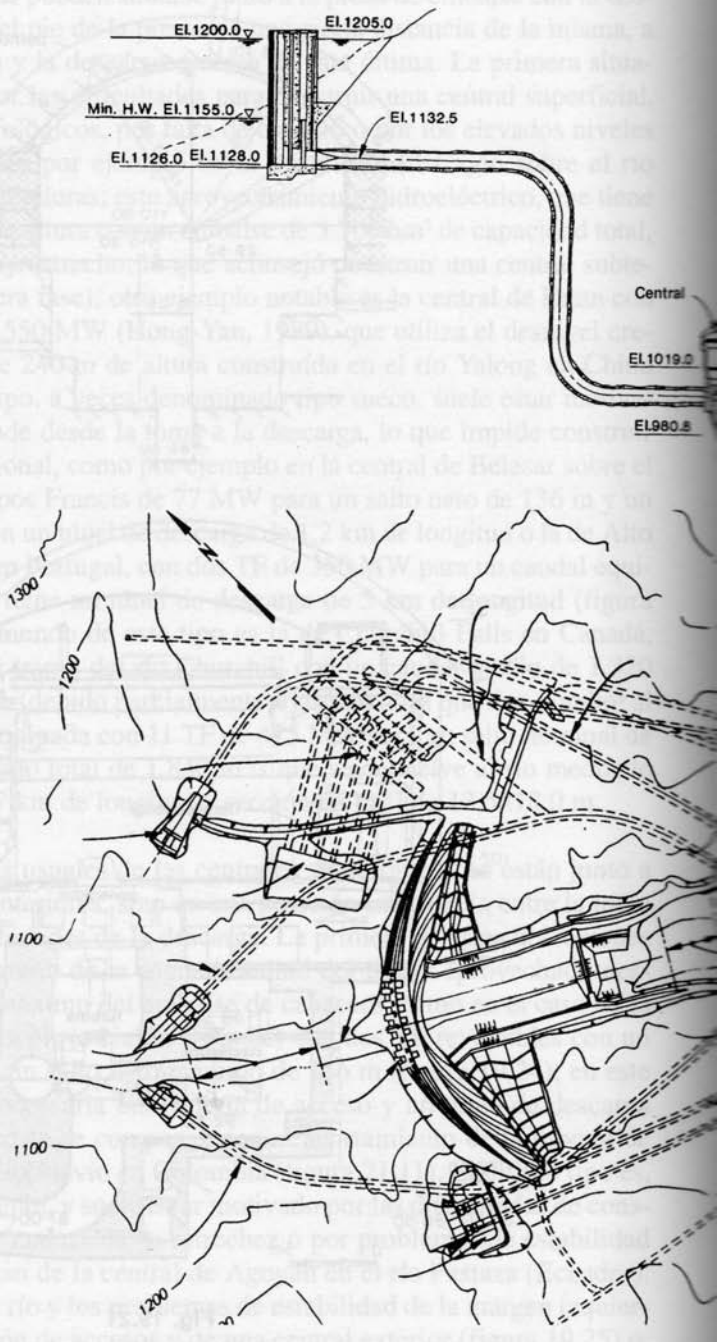
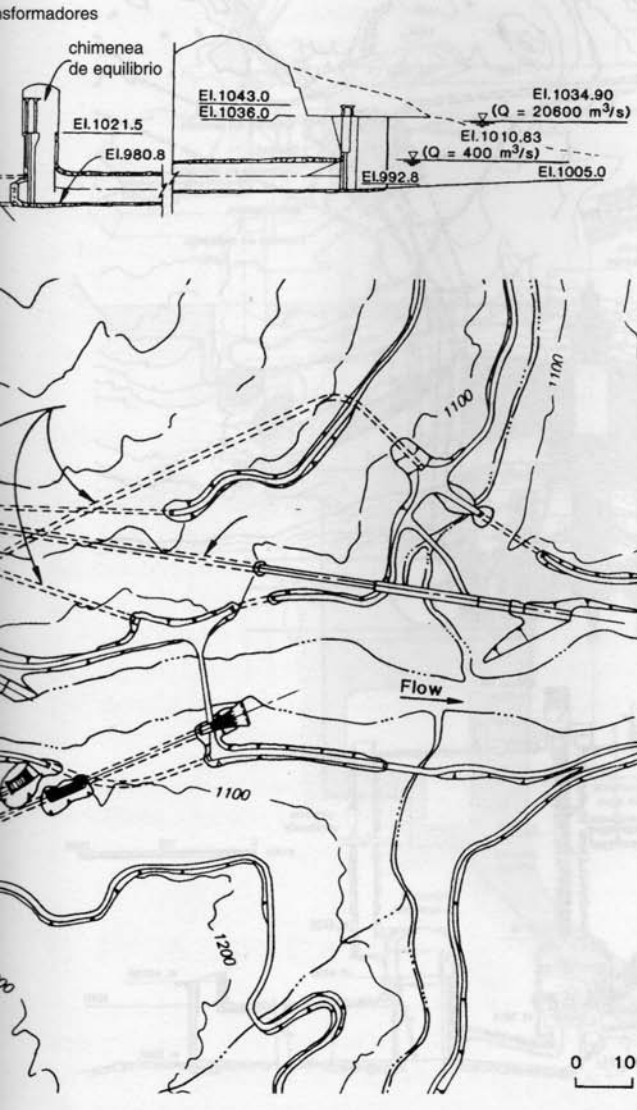


Fig. 19.21

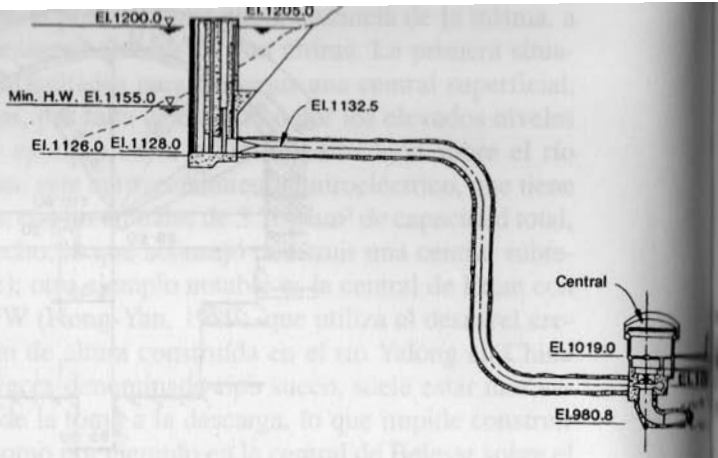
Central de El Cajón. P=4x80=320 MW, Q=4x55=2220 m³/s, H=180-113 m, N=300 rpm. Fuente: Díaz, WP&DC, 1981.

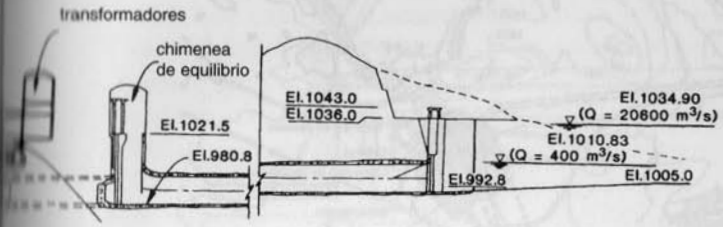


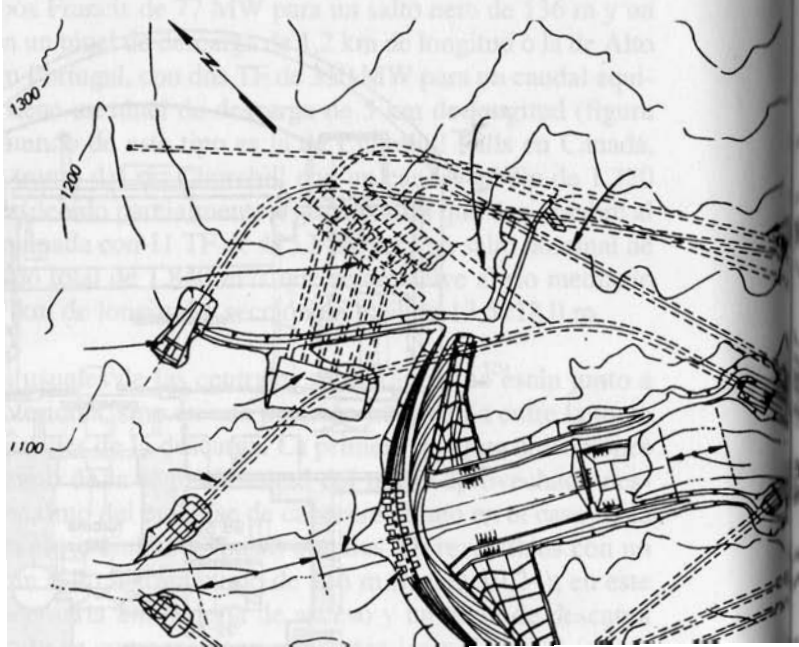
Central de Ertan, P=6x550 M

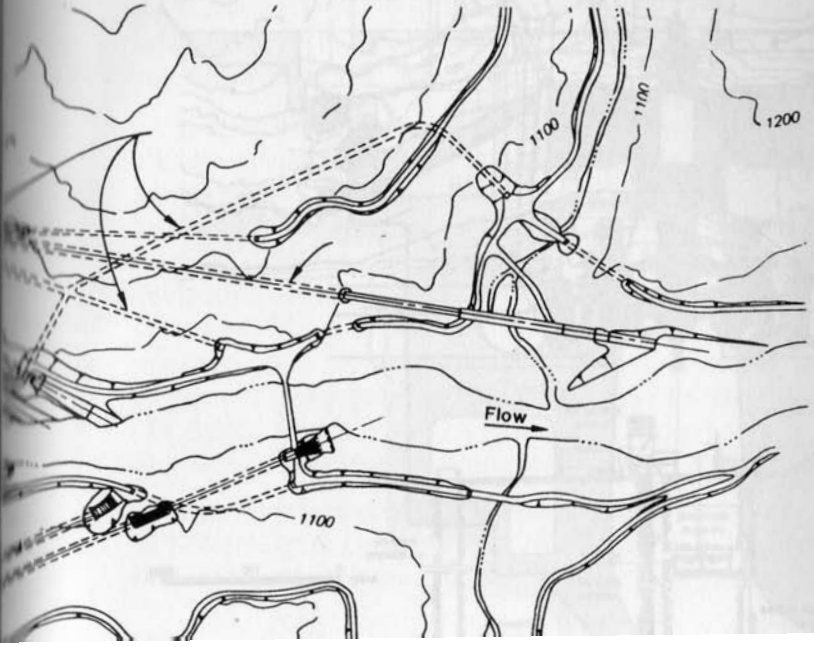


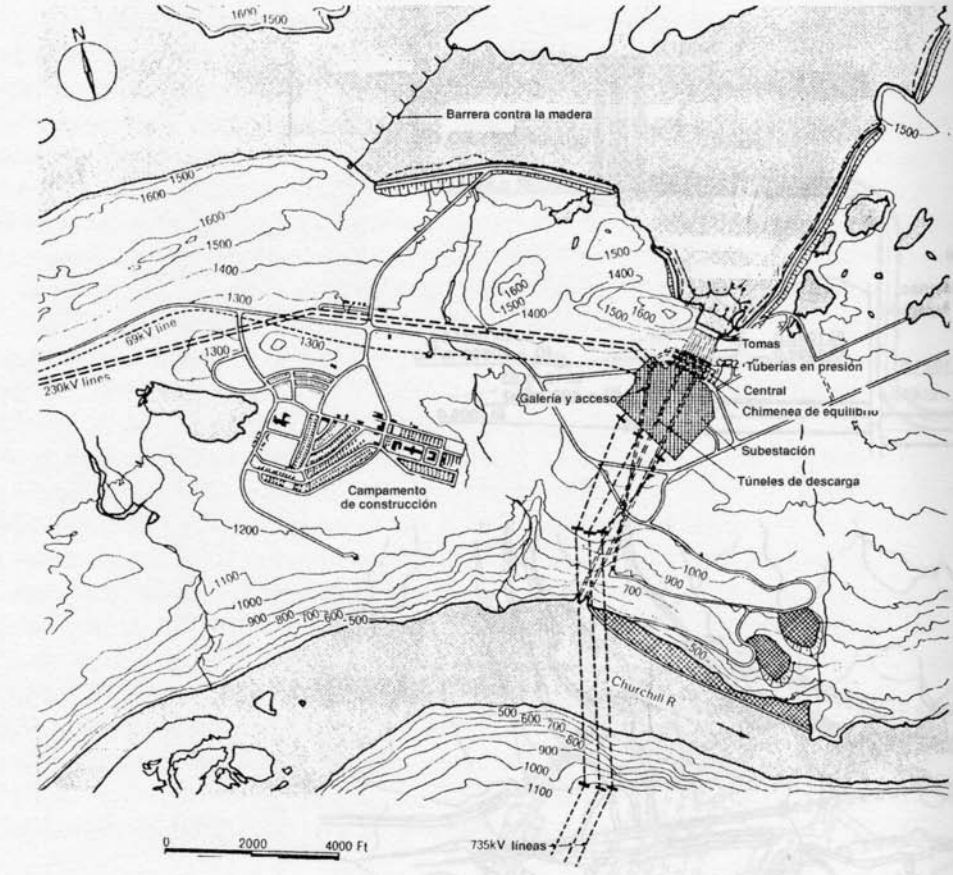
Vaño. Fuente: Hong-Yan, 1989.

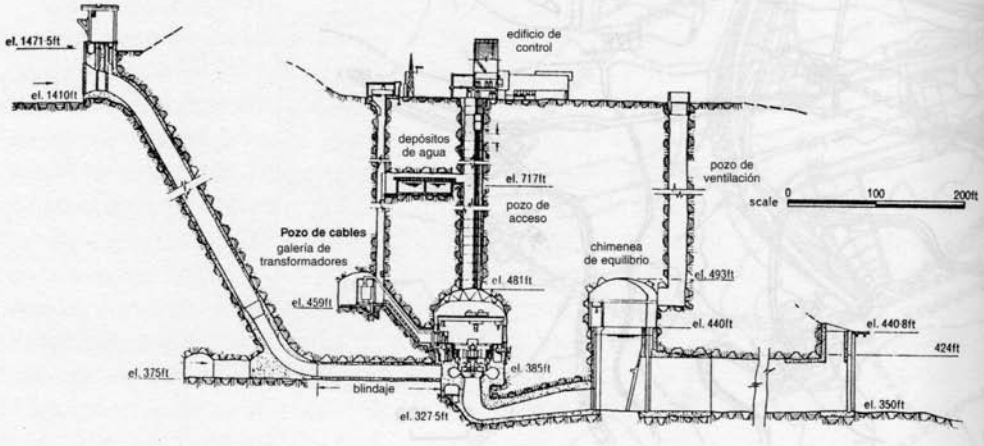

El.1200.0
El.1205.0
Min. H.W. El.1155.0
El.1132.5
El.1126.0
El.1128.0
Central
El.1019.0
El.980.8


transformadores
chimenea
de equilibrio
El.1043.0
El.1036.0
El.1021.5
El.980.8
El.1034.90
(Q = 20600 m³/s)
El.1010.83
(Q = 400 m³/s)
El.992.8
El.1005.0

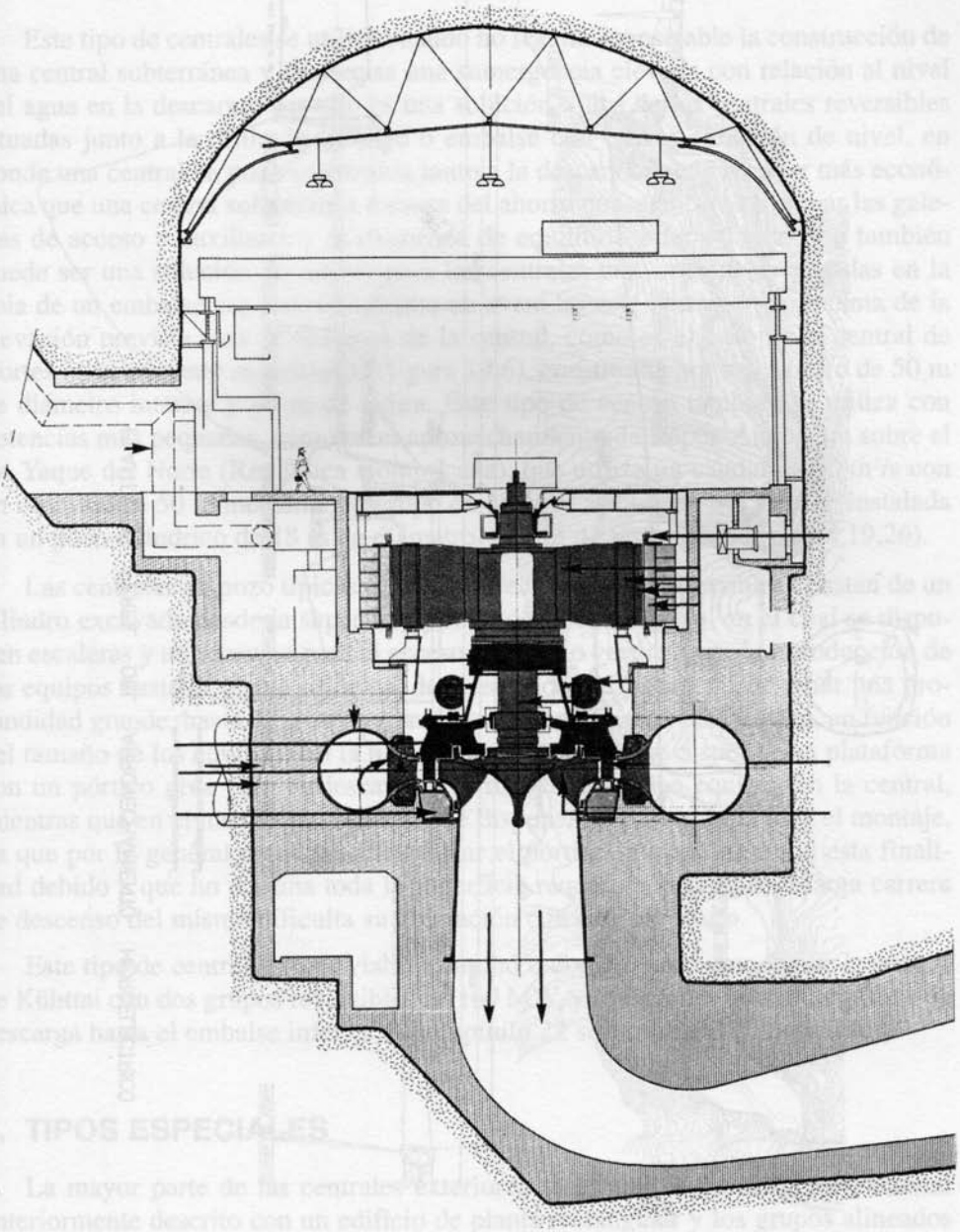

1300
1200
1100


1200
1100
1100
Flow
1100





Central de Churchill Falls. P=11x480 M



rpm. Fuente: Willet, WP, 1971, Dominion.

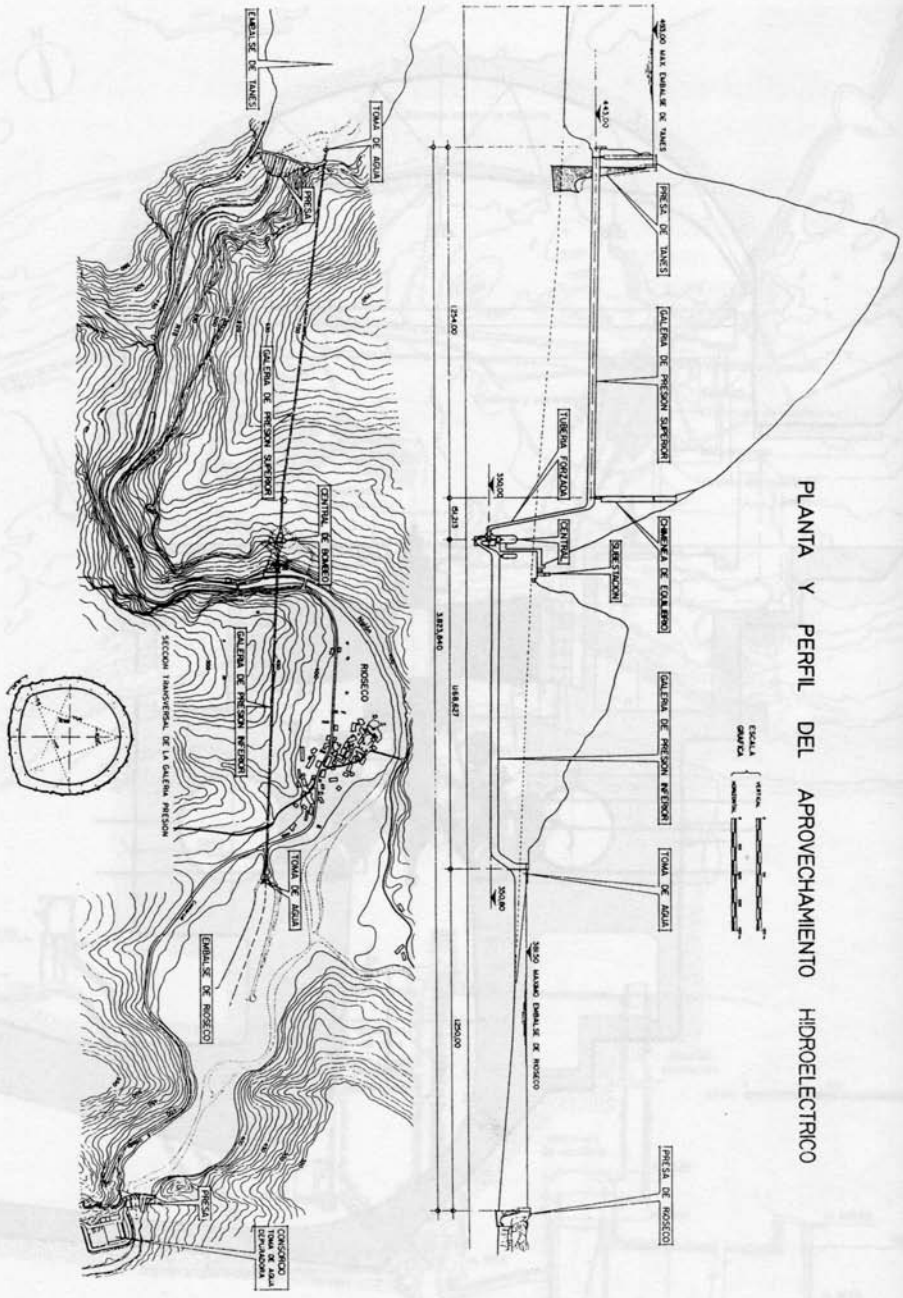


Fig. 19.24

Central reversible de Tanes. P=2x65=130 MW, Q_m=2x60 – 2x58 m³/s, H_M=116 m, N=250 rpm. Fuente: Hidroeléctrica del Cantábrico.

5. CENTRALES EN POZO

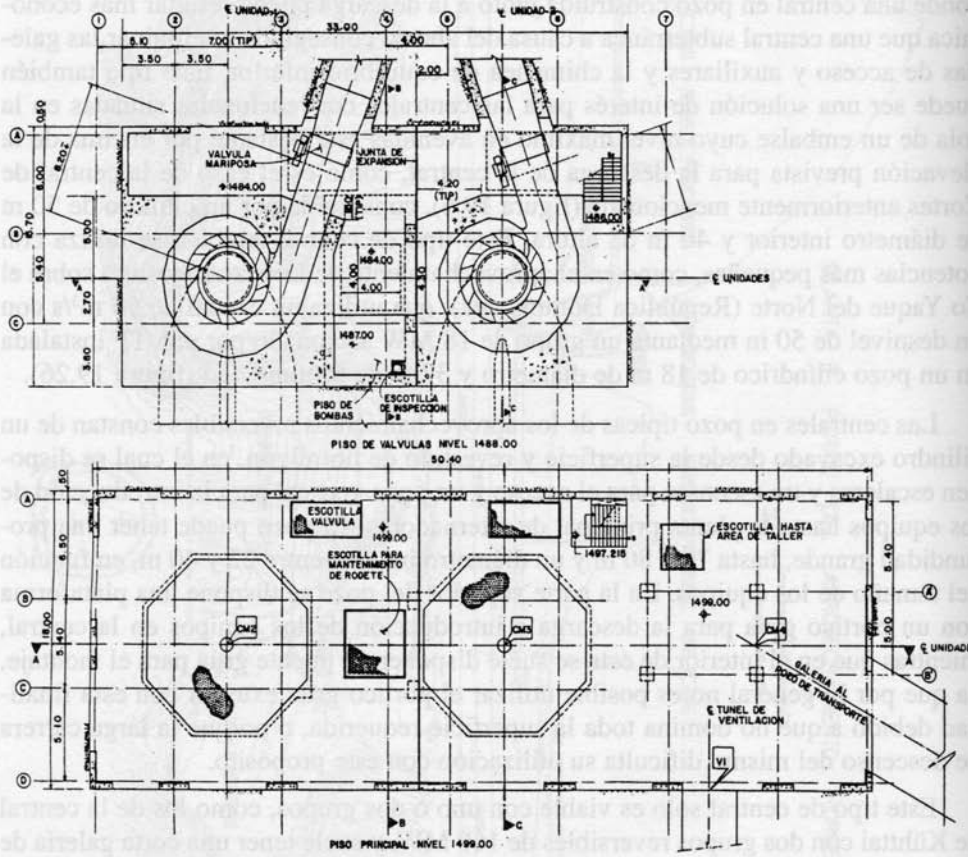
Este tipo de centrales se utiliza cuando no resulta aconsejable la construcción de una central subterránea y se precisa una sumergencia elevada con relación al nivel del agua en la descarga; por ello es una solución típica de las centrales reversibles situadas junto a la orilla de un lago o embalse con escasa variación de nivel, en donde una central en pozo construída junto a la descarga puede resultar más económica que una central subterránea a causa del ahorro conseguido al eliminar las galerías de acceso y auxiliares y la chimenea de equilibrio inferior. Este tipo también puede ser una solución de interés para las centrales convencionales situadas en la cola de un embalse cuyo nivel máximo en avenidas esté bastante por encima de la elevación prevista para la descarga de la central, como es el caso de la central de Cortes anteriormente mencionada (figura 19.6), constituída por un cilindro de 50 m de diámetro interior y 40 m de altura. Este tipo de central también se utiliza con potencias más pequeñas, como en el aprovechamiento de López-Angostura sobre el río Yaque del Norte (República Dominicana), que utiliza un caudal de 50 m^3/s con un desnivel de 50 m mediante un grupo de 18 MW accionado por una TF instalada en un pozo cilíndrico de 18 m de diámetro y 37 m de profundidad (figura 19.26).

Las centrales en pozo típicas de los aprovechamientos reversibles constan de un cilindro excavado desde la superficie y revestido de hormigón, en el cual se disponen escaleras y un ascensor para el acceso y un pozo vertical para la introducción de los equipos hasta la planta principal de alternadores. El pozo puede tener una profundidad grande, hasta 70 u 80 m y un diámetro interior entre 22 y 40 m, en función del tamaño de los equipos. En la parte superior del pozo se dispone una plataforma con un pórtico grúa para la descarga e introducción de los equipos en la central, mientras que en el interior de ésta se suele disponer un puente grúa para el montaje, ya que por lo general no es posible utilizar el pórtico grúa exterior con esta finalidad debido a que no domina toda la superficie requerida, o porque la larga carrera de descenso del mismo dificulta su utilización con este propósito.

Este tipo de central solo es viable con uno o dos grupos, como los de la central de Kühttai con dos grupos reversibles de 160 MW, y suele tener una corta galería de descarga hasta el embalse inferior (ver capítulo 22 sobre centrales reversibles).

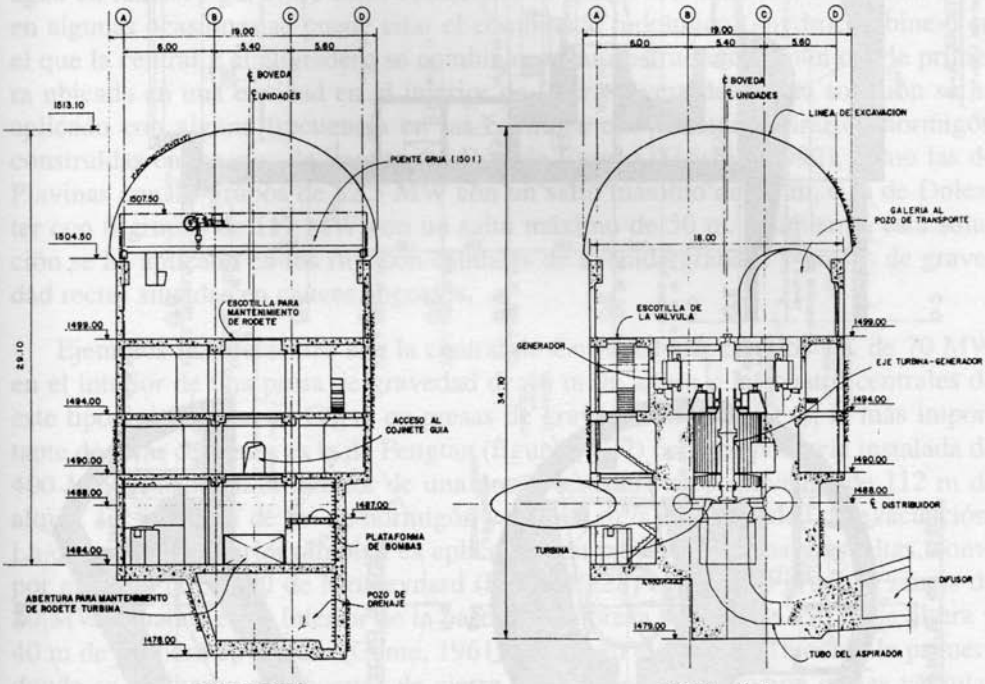
6. TIPOS ESPECIALES

La mayor parte de las centrales exteriores se ajustan al modelo convencional anteriormente descrito con un edificio de planta rectangular y los grupos alineados en el eje longitudinal de la planta; no obstante, en algunos aprovechamientos de pie de presa sujetos a condicionamientos de diseño especiales puede ser de interés una configuración diferente de la solución convencional para ajustarla a las condiciones



CASA DE MAQUINAS – DISPOSICION GENERAL

Central de Agoyán, P=2x8



CASA DE MAQUINAS
CORTES TRANSVERSALES

225 rpm. Fuente: INECEL.

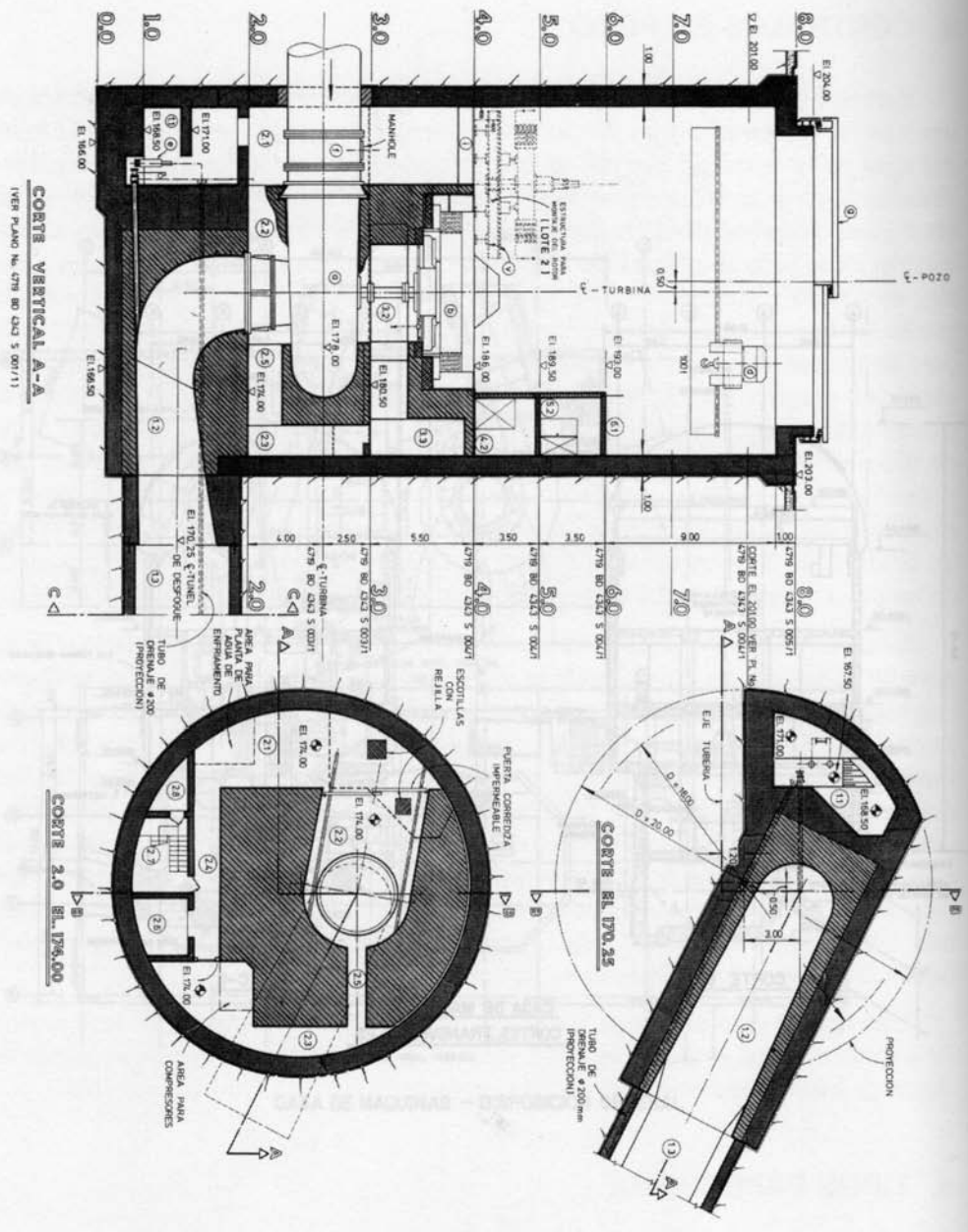


Fig. 19.26

Central de López-Angostura, P=18 MW, H=50 m. 1.1 pozo de bombas, 1.2 tubo de aspiración, 1.3 descarga, 2.1 a 2.5 pozos y galerías de acceso o inspección, 2.6 a 2.8 pozos de ascensor, escaleras y cables, 3.2 pozo de tuberías, 3.3 galería del regulador, 4.4 y 4.2 salas eléctricas, 6.1 plataforma de mantenimiento, a a i equpos mecánicos.. Fuente: Corporación Dominicana de Electricidad.

especiales del emplazamiento, como por ejemplo en los casos ya citados de las centrales en pozo o debajo del aliviadero o de la disposición de los grupos en dos alineaciones. La variedad de estas soluciones especiales es muy amplia como consecuencia de la diversidad de las características geomorfológicas e hidrológicas del emplazamiento; el problema más frecuente que motiva la adopción de soluciones no convencionales en los emplazamientos de pie de presa es la falta de espacio para ubicar el aliviadero o los desagües de la presa y el edificio de la central y, en menor medida, las dificultades de la cimentación o una elevada variación de los niveles de agua en la descarga; entre estas soluciones no convencionales utilizadas con éxito en algunas ocasiones se puede citar el combinado hidráulico («hydrocombine») en el que la central y el aliviadero se combinan en una estructura común con la primera ubicada en una cavidad en el interior de la presa vertedero; esta solución se ha aplicado con alguna frecuencia en las centrales con cámara espiral de hormigón construídas en los ríos de llanura del Este de Europa (Grishin, 1992), como las de Plavinas con 10 grupos de 82,5 MW con un salto máximo de 40 m, o la de Dniester con 6 grupos de 117 MW con un salto máximo de 50 m. Asimismo, esta solución se ha aplicado en los ríos con caudales de avenida grandes y presas de gravedad rectas situadas en cauces angostos.

Ejemplos más recientes son la central de Cowlitz Falls con dos TK de 70 MW en el interior de una presa de gravedad de 46 m de altura o las cuatro centrales de este tipo construídos en China en presas de gravedad de 64-112 m; la más importante de estas centrales es la de Fengtan (figura 19.27) con una potencia instalada de 400 MW situada en el interior de una presa vertedero arco gravedad de 112 m de altura, 1,1 millones de m^3 de hormigón y 32.600 m^3/s de capacidad de evacuación. La disposición anterior también es aplicable con presas más altas y esbeltas, como por ejemplo la central de Monteynard (figura 19.28) con cuatro grupos Francis de 80 MW situados en el interior de la base de una presa bóveda de 150 m de altura y 40 m de anchura en la base (Conte, 1961), citada en el capítulo 18 como la primera donde se utilizaron compuertas de cierre cilíndricas en sustitución de las válvulas mariposa de protección; según Nijan (1987) este tipo de solución tiene las ventajas sobre su alternativa con una central subterránea de ser más económica, tener conductos hidráulicos más cortos con menores pérdidas de carga y, adicionalmente, facilitar la disipación de calor de del fraguado del hormigón, especialmente en el caso de las presas de gravedad de gran altura.

Otros tipos de centrales no convencionales pueden resultar de interés como respuesta a problemas específicos, como:

— La instalación de los grupos turbogeneradores en el interior de las pilas del aliviadero; el ejemplo más conocido de esta infrecuente disposición es el de la central de Wells en el río Columbia (EUA), con 10 grupos de 77 MW de potencia y 22 m de salto nominal (Patrick, 1971),

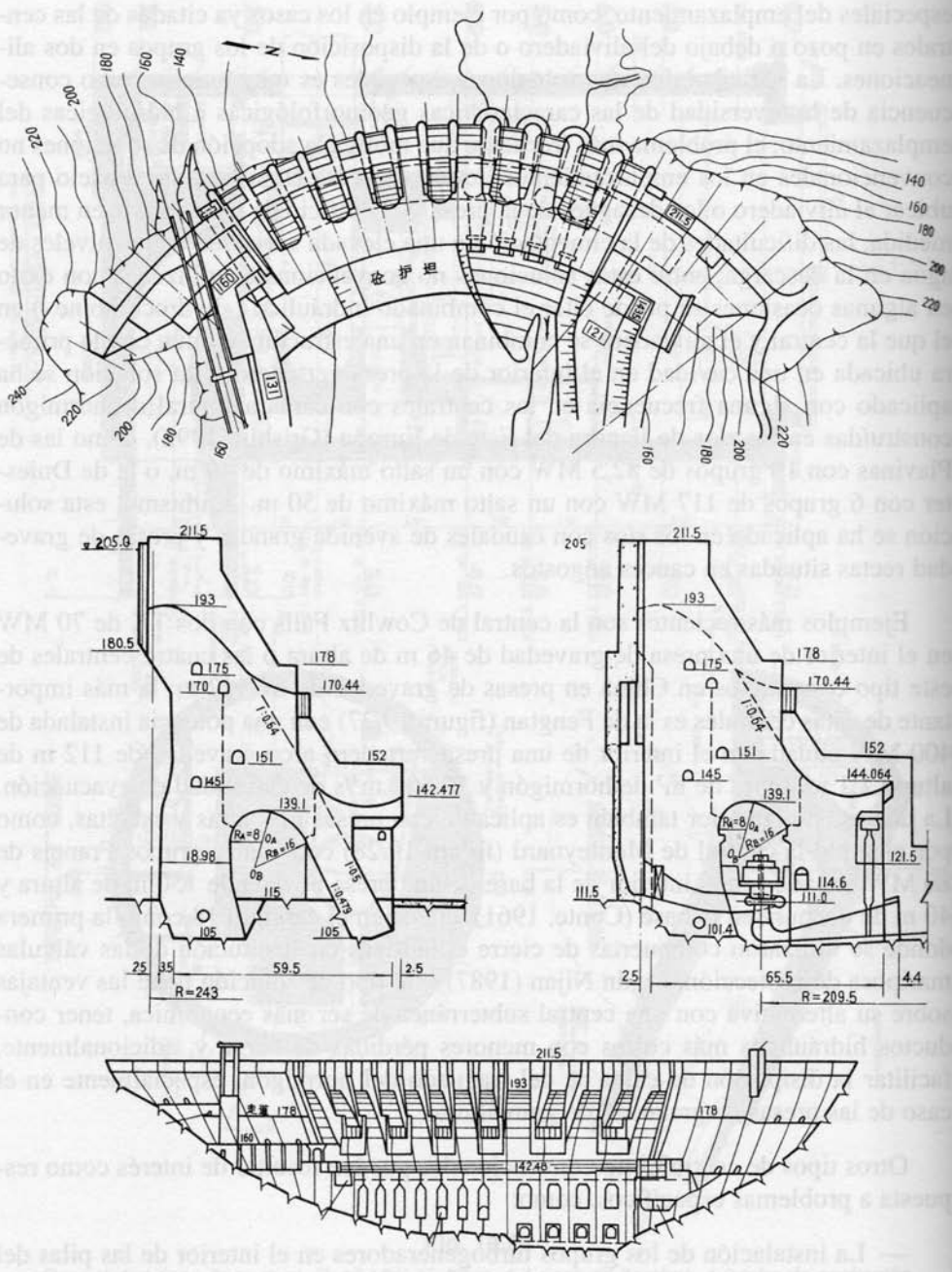


Fig. 19.27

Central de Fengtan, P=4x100 MW. La central ocupa un espacio de 184.000 m³ debajo del alividero de la presa cuya capacidad es 32.600 m³/s. Fuente: MWR & EP (China).

— La combinación de la central con los órganos de desagüe de las presas de materiales sueltos. Un ejemplo notable es el aprovechamiento de Djatiluhur en Indonesia (figura 19.29), en la que se combinaron los desagües de riego, el aliviadero, los desagües de fondo y una central hidroeléctrica equipada con 6 grupos de 31 MW en una gran estructura circular con forma de copa de 100 m de altura y 90 m de diámetro situada en el pie de aguas arriba de la presa (Hamon, 1967).

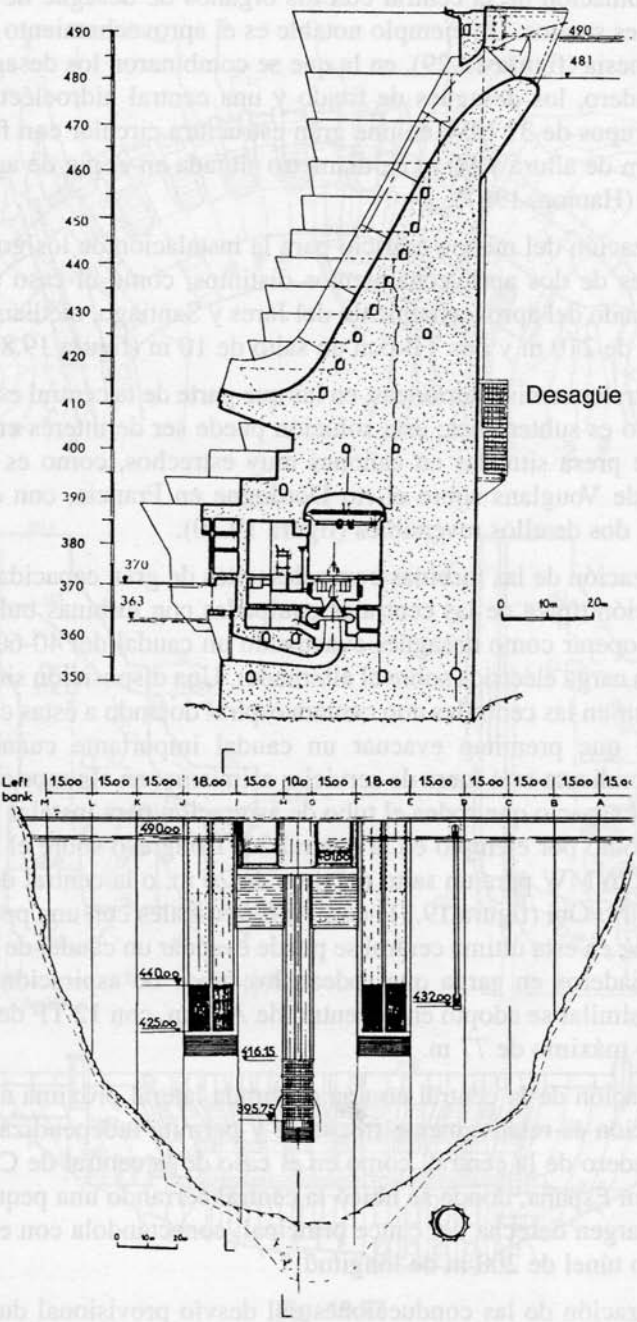
— La utilización del mismo edificio para la instalación de los grupos turbogeneradores de dos aprovechamientos distintos, como el caso anteriormente mencionado del aprovechamiento del Jares y Santiago, mediante dos TF con un salto de 210 m y dos TB con un salto de 10 m (figura 19.8).

— Las centrales semisubterráneas, en las que parte de la central está al aire libre y el resto es subterránea; esta solución puede ser de interés en las centrales a pie de presa situadas en cañones muy estrechos, como es el caso de la central de Vouglans sobre el río Dordogne en Francia, con cuatro grupos Francis, dos de ellos reversibles (figura 19.30).

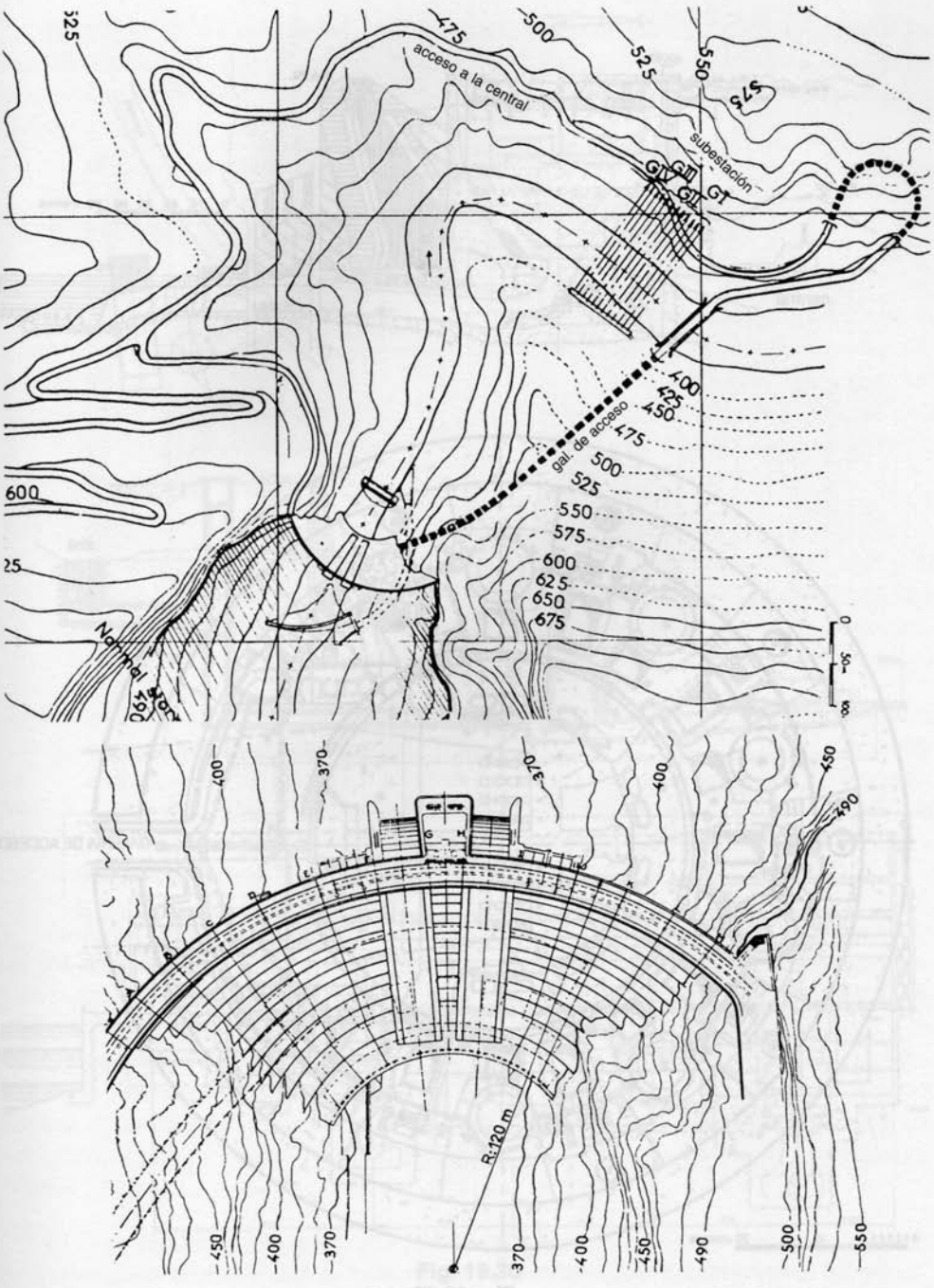
— La utilización de las turbinas como desagües de gran capacidad; esta es una disposición típica de las centrales equipadas con turbinas bulbo, las cuales pueden operar como desagües evacuando un caudal del 40-60 % del nominal y sin carga eléctrica sobre el alternador. Una disposición similar se puede conseguir en las centrales con cámara espiral dotando a éstas con órganos de desagüe que premitan evacuar un caudal importante cuando la turbina correspondiente está fuera de servicio; asimismo, en algunos casos se ha utilizado el espacio que rodea el tubo de aspiración para instalar aliviaderos en carga, como por ejemplo en la central 22° Congreso sobre el Volga, con 22 TK de 126 MW para un salto máximo de 26 m, o la central de Novosibirsk sobre el río Obi (figura 19.31) con 7 TK verticales con una potencia total de 400 MW; en esta última central se puede evacuar un caudal de 4300 m^3/s por los aliviaderos en carga que rodean los tubos de aspiración. Un procedimiento similar se adoptó en la central de Aswan. con 12 TF de 180 MW con un salto máximo de 77 m.

— La ubicación de la central en una quebrada lateral próxima a la presa; esta disposición es relativamente frecuente y permite independizar la presa con el aliviadero de la central, como en el caso de la central de Castro en el río Duero en España, donde se ubicó la central cerrando una pequeña quebrada en la margen derecha del cauce principal, conectándola con el embalse con un corto túnel de 200 m de longitud.

— La utilización de las conducciones del desvío provisional durante la cosntrucción de la presa como conducciones de carga o de descarga de la central hidroeléctrica.



Central de Monteynard, P=4x



, N=214 rpm. Fuente: Conte (1961).

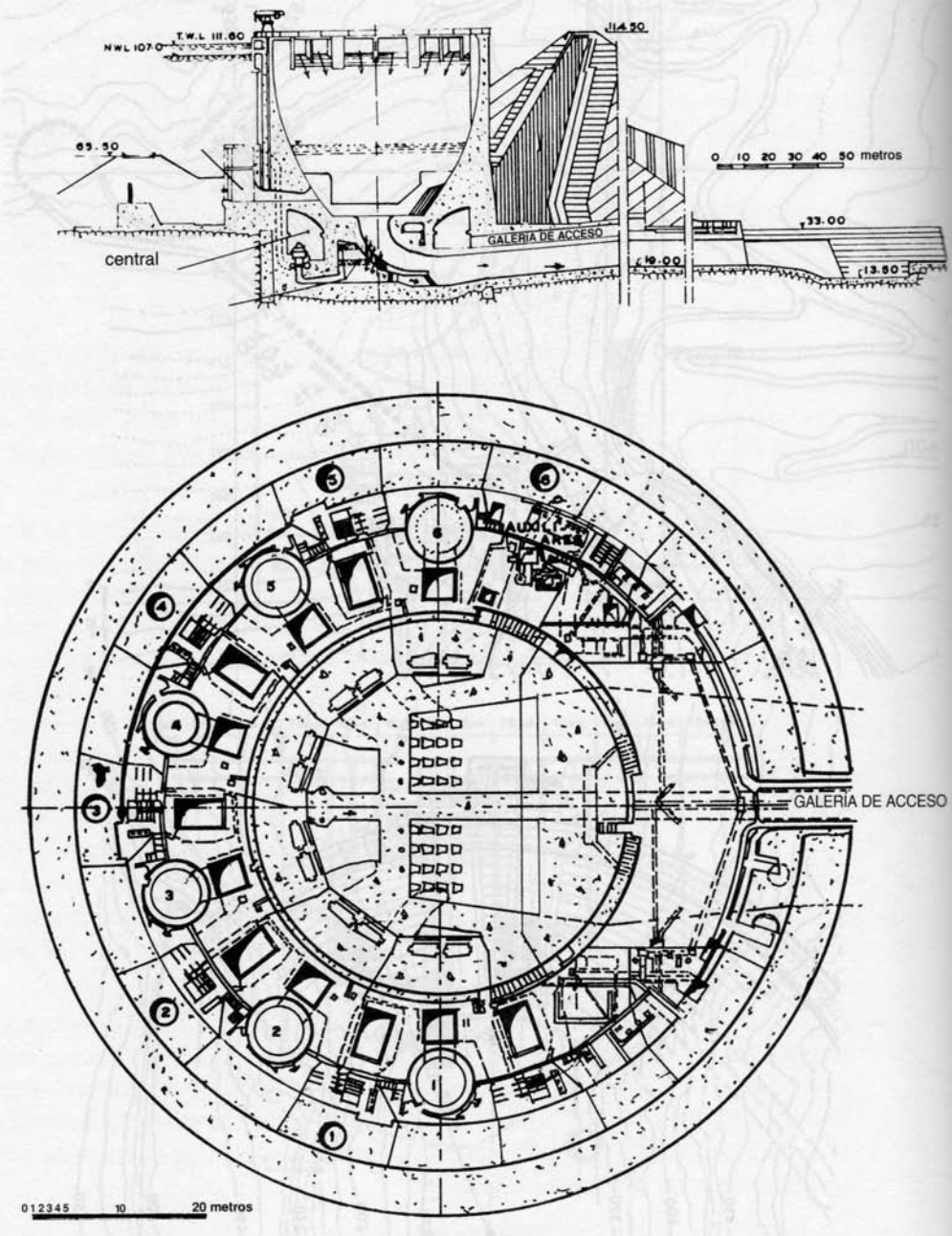


Fig. 19.29

Central de Djatiluhur. P=6x31=186 MW. Fuente: Hamir TRAVAUX.

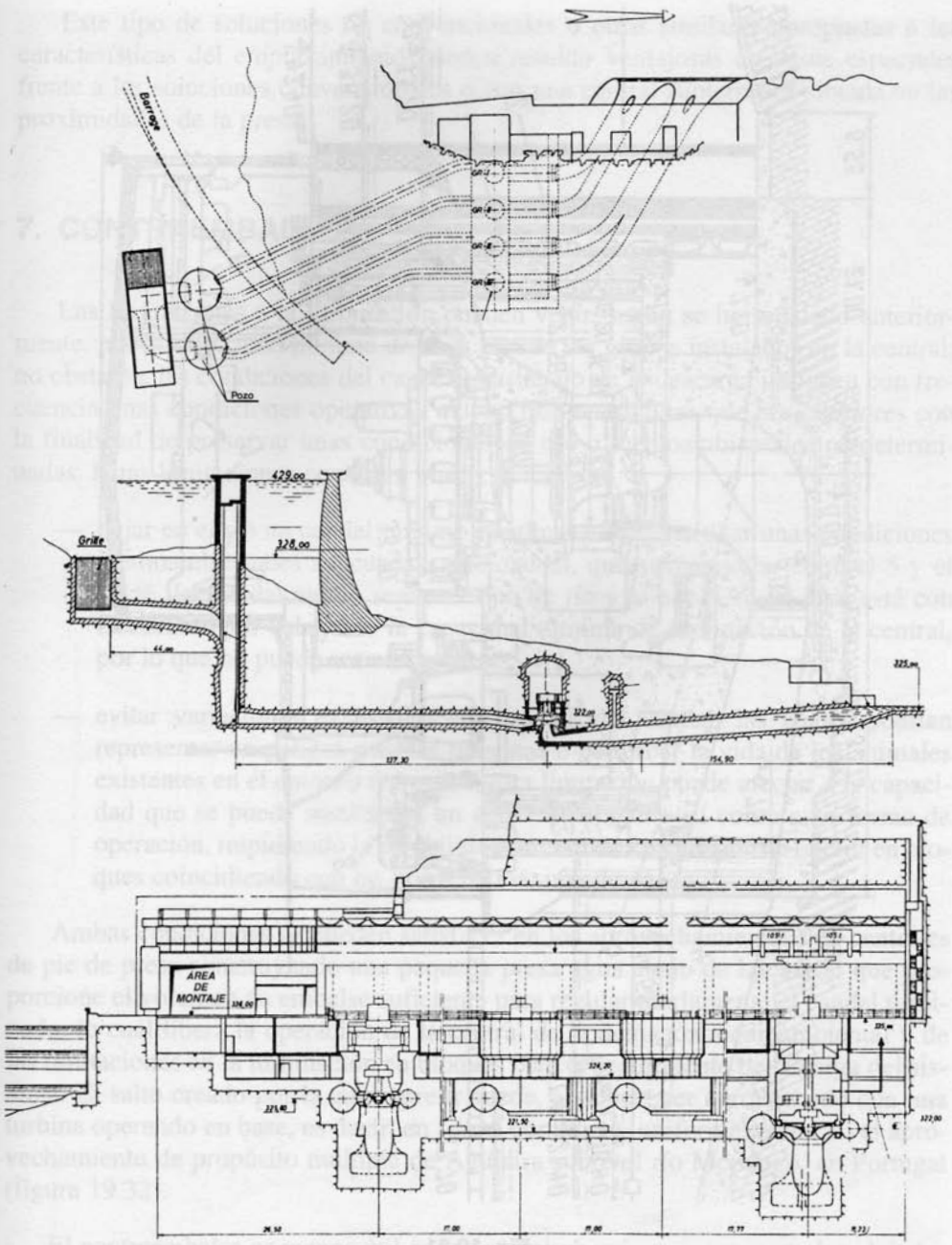


Fig. 19.30

Central de Vonglans, 2 TF convencionales + 2 TBF reversibles. H=100, P=4×65 MW, N=150 rpm. Fuente: TRAVAUX.

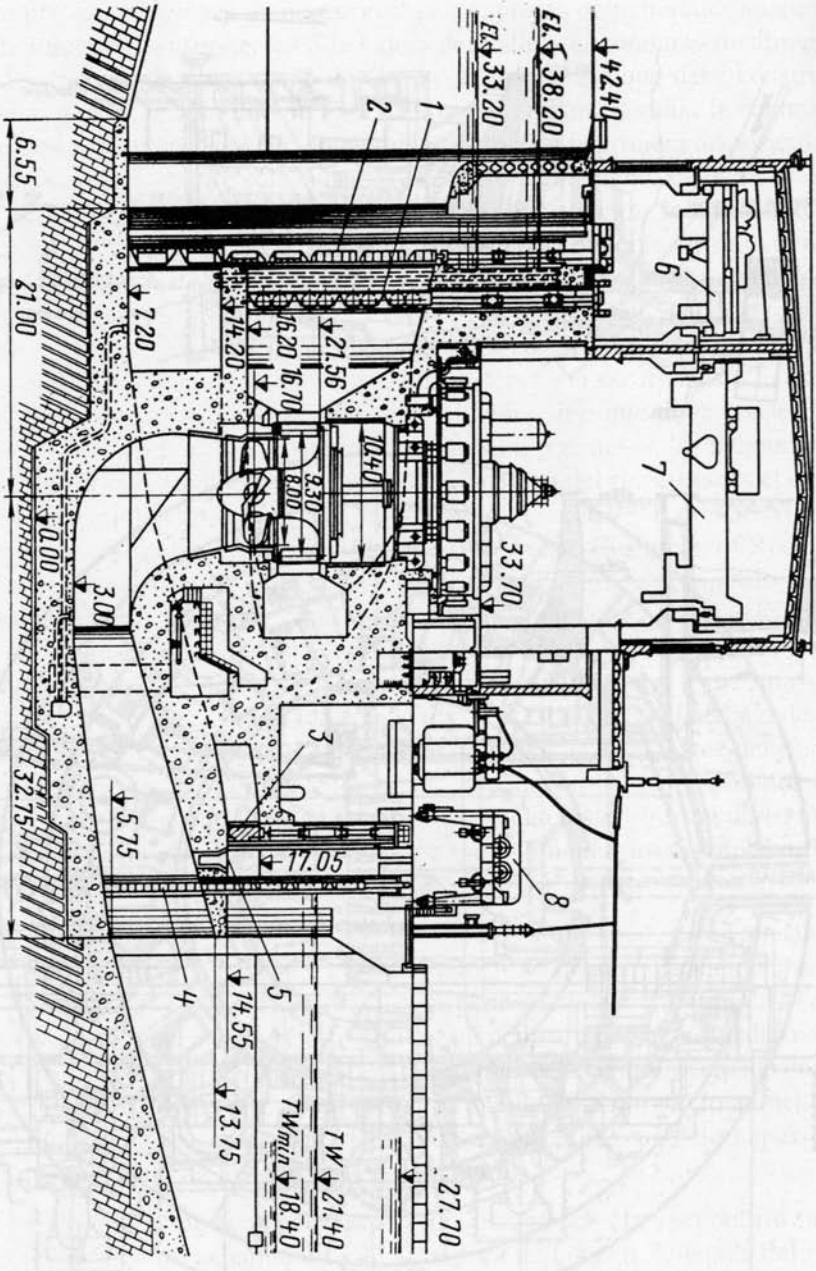


Fig. 19.31

Central de Novosibirsk, P=7x56=402 MW, H=19-11 m, D_R=8 m. 1 compuerta de emergencia, 2 ataguía, 3 compuerta de servicio del aliviadero, 4 ataguías en la descarga, 5 escotilla de acceso, 6 y 7 puentes grúa de la central, 8 puentes grúa de ataguías. Fuente: Ylyinykh, 1985.

Este tipo de soluciones no convencionales u otros similares apropiadas a las características del emplazamiento pueden resultar ventajosas en casos especiales frente a las soluciones convencionales o con una central subterránea situada en las proximidades de la presa.

7. CONTRAEMBALSES

Las limitaciones a la turbinación pueden venir, según se ha señalado anteriormente, por la capacidad mínima de cada uno de los grupos instalados en la central; no obstante, las condiciones del cauce aguas abajo de la descarga imponen con frecuencia unas condiciones operativas mucho más restrictivas que las anteriores con la finalidad de preservar unas condiciones de uso o medioambientales predeterminadas. Estas limitaciones consisten por lo general en:

— dejar en el río un caudal mínimo continuo para garantizar unas condiciones medioambientales adecuadas; este caudal, que suele oscilar entre el 5 y el 12 % del caudal medio según el tipo de río y la estación del año, está con frecuencia por debajo de la capacidad mínima de turbinación de la central, por lo que no puede ser utilizado,

— evitar variaciones excesivamente bruscas del caudal, las cuales podrían representar un peligro para las personas o perturbar la vida de los animales existentes en el entorno del cauce; esta limitación puede afectar a la capacidad que se puede instalar en un aprovechamiento así como a su forma de operación, impidiendo la posibilidad de controlar la carga o de operar en bloques coincidiendo con las horas de máxima demanda.

Ambas condiciones se pueden satisfacer en los aprovechamientos con centrales de pie de presa construyendo una pequeña presa agua abajo de la central que proporcione el volumen de embalse suficiente para regular diariamente el caudal turbinado, lo cual libera la operación de la central de la demanda medioambiental y de las limitaciones en la turbinación en bloques o en el seguimiento de la carga del sistema. El salto creado por la contrapresa puede, a su vez, ser aprovechado con una turbina operando en base, es decir, en forma continua y uniforme, como en el aprovechamiento de propósito múltiple de Aguieira sobre el río Mondego, en Portugal (figura 19.32).

El contraembalse es menos útil en los aprovechamientos con centrales alejadas de la presa, en los cuales no se evita la necesidad de verter desde la presa un pequeño caudal continuo para preservar las condiciones medioambientales del tramo de río situado entre la presa y la central.

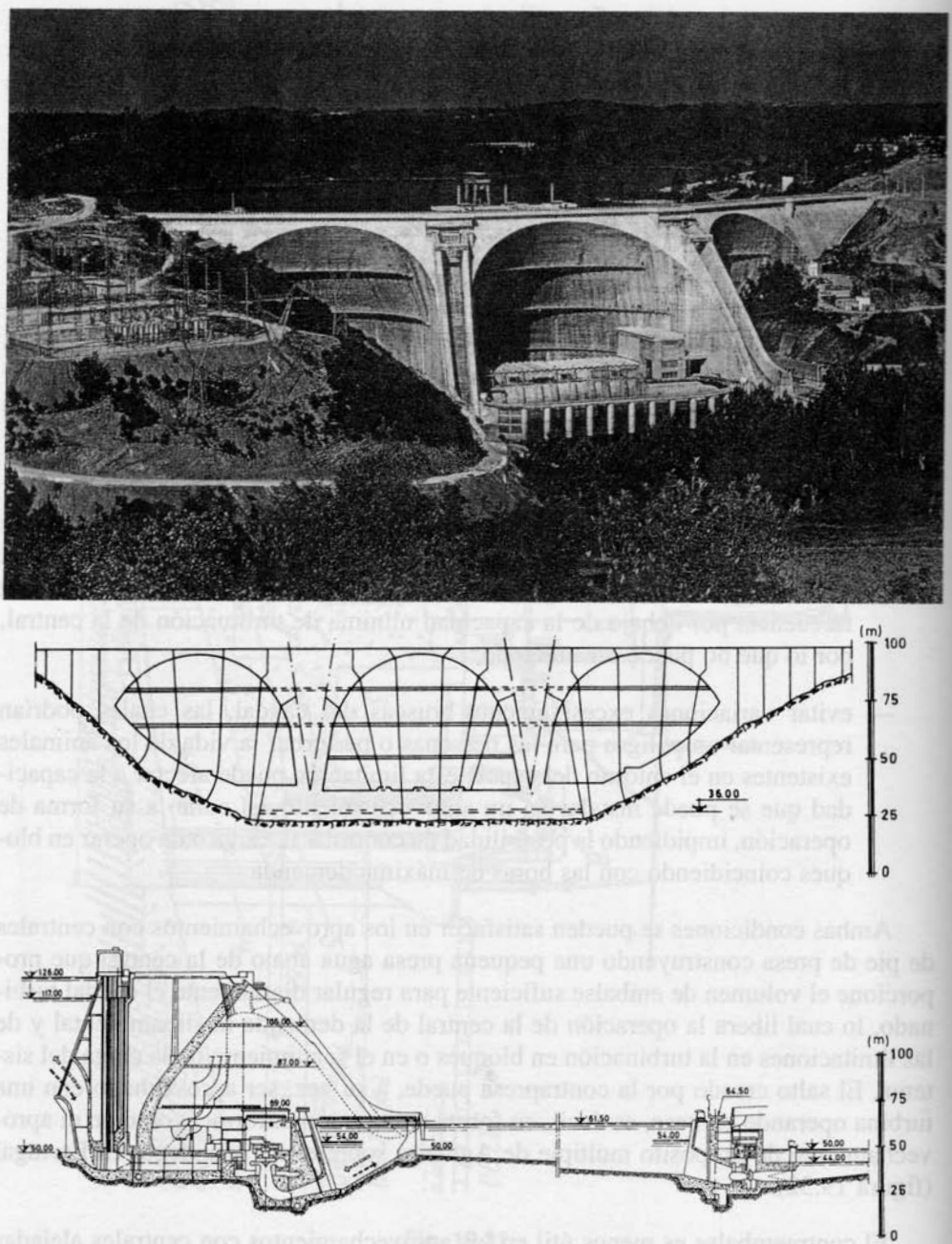


Fig. 19.32

Central de Aguieira. Fuente: PNCLD,1992.

BIBLIOGRAFÍA

— Antunes, J., et al., Challenging river diversion at the Itá CFRD, HP&D, 6, 1998.

— ASCE, Civil Engineering Guidelines for the Planning and Designing of Hydroelectric Projects, Vol. 3, 1989.

— Bendixen, B., Brazil's 900 MW Estreito Project, WP, Marzo y Abril, 1969.

— Bohn, M., Hamon, M., The Djatilihur Project, WP, Agosto, 1967.

— Brown, J.G., Hydroelectric Engineering Practice, Vol.1, 1966.

— Buendía-Martínez, J., Gómez Jaramillo, G., The Chivor Hydroelectric Project in Colombia, WP, Diciembre 1974.

— Bureau of Reclamation, Blue Mesa Dam and Powerplant, Technical Record of Design and Construction, 1973.

— del Campo, A., L. Maroto, Presa de Santa Eulalia, Revista de Obras Públicas, Agosto de 1967.

— Conte, J., The Drac development, Mayo, 1961.

— Corporación Dominicana de Electricidad, Proyecto López-Angostura.

— Davis, C. V., Sorensen, K. E., Handbook of Applied Hydraulics, Tercera edición, 1969

— Díaz Arriviallaga, A., Kreuzer, H., The El Cajón hydro project in Honduras, WP&DC, Febrero y Marzo de 1981.

— EDELCA, Aprovechamientos hidroeléctricos de Guri, Macagua, Caruachi y Tacoma, 1997.

— Fedriani, L., M. Barón, Obras de tierra del Salto de Castrejón, Revista de Obras Públicas, Agosto de 1967.

— FENOSA, Salto de Belesar.

— Ferrer-Laloe, F., Le Mississipi domestiqué. La centrale de basse chute S. A. Murray, TRAVAUX, Junio, 1991.

— Fischer, J. H., et al., Yaciretá Hydroelectric Project. Turbine Design. WP'89, 1989.

— Hamir, M., Djatiluhur, Indonesia, Main Works and auxiliary embankments, Travaux, Septiembre, 1967.

— Hong-Yan, W., Veltrop, J. A., China's Ertan Hydroelectric Project, WP'89, 1989.

— Gómez Navarro, J. L.,Saltos de Agua y Presas de Embalse, Vol. 1, 1964.

— González Avenente, C., et al., Piedra del Águila-New hydropower for Argentina, WP'85, 1985.

— Grishin, M. M., Editor, Hydraulic Structures, 1982.

— Hamon, M. Djatiluhur, Indonesia, main works and auxiliary embankments, Travaux, Septiembre, 1967.

— La Houille Blanche, Donzère-Mondragon,

— HP&D, Hydro and dam construction in North America, 3/1998.

— IBERDROLA, Centrales de Azután, Alcántara, Cedillo y Cortes.

— Ilyinykh, I., Hydroelectric Stations, 1985.

— Instituto Ecuatoriano de Electrificación (INECEL), Central de Agoyán.

— Jingyi, T., Dongjiang: a 500 MW powerplant for the Hunan province, WP&DC, Agosto 1988.

— Moe, O., Tondewold, E., The Skjomen scheme in Norway, WP, Octubre 1971.

— Mosonyi, E., Low-Head Power Plants, Vol 1. 3.° Edición, 1987.

— Mosonyi, E., Water Power Developments, Vol. 2, 2.ª Edición,

— MWR & EP, Brief introduction of hydroelectric projects, China, 1985.

— Nijam, P. S., et al., Hydro combine as an alternative to underground power station at Lakhwar, IC on Hydropower in Oslo, 1987.

— Ondarts, R. A., El Chocón-Cerros Colorados Complex, World Dams Today '70.

— Ospina, C., Mechanical and electrical equipment for Colombia's Guavio project, WP&DC, Diciembre 1990.

— Özis, Ü, et al., Atattürk nears completion, WP&DC, Septiembre 1990.

— Özis, Ü, et al., Sir dam and powerplant, WP&DC, Septiembre 1990.

— Patrick, J. G., Development of Wells Hydroelectric Project, ASCE J. of Power Division, Marzo, 1964.

— Patton, R. E., The Dworshak Project, World Dams Today '70.

— Portuguese NCLD, Large Dams in Portugal, 1992.

— PRC, Brief Introduction of Hydroelectric Projects (1985).

— Sharma, H. R., Rajendran, P., Selection of type and location of dam powerhouses, T. of the IS on Layout of Large Dams in Narrow Canyons, Río de Janeiro, 1982.

— Stinchfield, W. M., Chief Joseph Dam, Sexto ICOLD, 1958.

— Wengler, R. P., The layout of Mossyrock arch dam in a narrow canyon, T. of the IS on Layout of Large Dams in Narrow Canyons, Río de Janeiro, 1982.

— Willet, D. C., The Churchill Falls power development, WP, Noviembre y Diciembre 1971.

— Xuemin, C., Intensive development of the Hongshui river, WP&DC, Agosto, 1988.

— Yuzuru, N., Hisao, I., 65 MW Bulb Turbine Generating Unit for Tadami Project, WP'89. 1989.

— Zipparro, V. J., Hasen, H., Davis' Handbook of Applied Hydraulics, Cuarta edición, 1993.

20

Centrales exteriores

1. INTRODUCCIÓN

La central es el edificio donde se aloja el equipo de generación y el conjunto de aparatos e instalaciones complementarias requeridas para el proceso de transformación de la energía hidráulica en energía eléctrica. Como ya se ha mencionado, la central puede ser exterior (un edificio propiamente dicho) o subterránea (una caverna artificial) dependiendo de las características hidráulicas y geomorfológicas del aprovechamiento. En el presente capítulo se analizarán las primeras, mientras que las centrales subterráneas serán el objeto del próximo capítulo.

Según se ha visto anteriormente, existe una amplia variedad de tipos de centrales exteriores como consecuencia de las distintas condiciones del aprovechamiento; la característica distintiva que mayor influencia tiene en el diseño del edificio es la disposición de los grupos: con el eje vertical u horizontal. La primera es la disposición habitual en las centrales de tamaño mediano o grande por lo que se considerarán con más detalle en el presente capítulo, mientras que la segunda, con excepción de los aprovechamientos equipados con turbinas bulbo, solo se suele utilizar en las centrales de pequeño tamaño, por lo que se analizarán con más detalle en el capítulo 23 al tratar de las minicentrales.

Las centrales exteriores pueden ser de intemperie, de semiintemperie o convencionales; las primeras carecen de superestructura por encima del piso de alternadores, por lo que éstos quedan protegidos de la intemperie sólamente por cubiertas metálicas removibles (figura 20.1), mientras que en las segundas se dispone una sala de máquinas de poca altura y sin puente grúa con una cubierta provista de escotillas

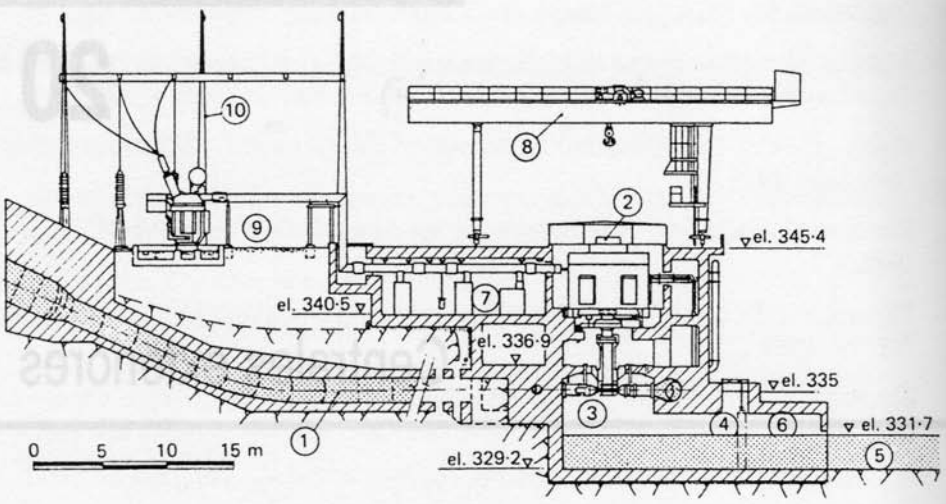


Fig. 20.1

Central de Collierville. 1 tubería en presión; 2 alternador; 3 turbina; 4 ataguías, 5 canal de descarga; 6 cámara para deprimir el nivel de agua; 7 sala de control; 8 pórtico grúa; 9 subestación; 10 pórtico de salida de líneas. Fuente: Johanssen, WP&DC, 1990.

con tapas removibles sobre cada uno de los grupos para el montaje y desmontaje de los equipos con la ayuda de un pórtico grúa exterior; un ejemplo de este tipo se muestra en la figura 20.2 que representa la central de Kremasta en Grecia, con cuatro grupos Francis de 124 m de salto nominal y 100 MW de potencia. Por último, las centrales convencionales tienen el acceso a la altura del piso de operación y la sala de máquinas está equipada con un puente grúa interior para el manejo de los equipos.

En la actualidad no es frecuente construir centrales de intemperie equipadas con TK o TF, ya que el ahorro conseguido al eliminar los muros es pequeño y, en cualquier caso, estas centrales tienen una mayor sumergencia que en el pasado, por lo que el nivel máximo en la descarga está con frecuencia por encima del piso de alternadores, lo que hace necesario muros de protección; en el caso de equipamiento con TP no existe esta dificultad por lo que, aunque no es habitual, se construye alguna central de este tipo, como el caso de la central de Collierville en California representado en la figura 20.1.

Las centrales de semiintemperie están justificadas cuando:

— por razones estéticas o por cualquier otra causa, se quiere evitar un edificio excesivamente alto,

— la central está equipada con numerosos grupos generadores por lo que, eliminando la parte superior de la estructura, se puede conseguir un ahorro que compense el mayor coste del pórtico grúa y los inconvenientes de carecer de un área de montaje interior,

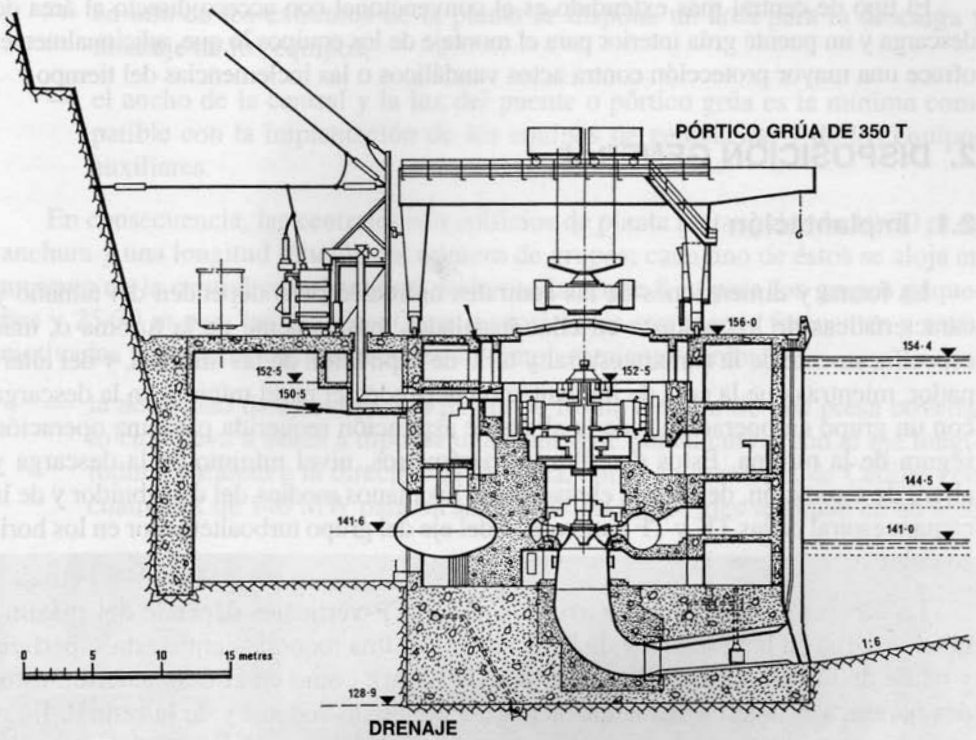


Fig. 20.2

Central de Kremasta. H=124 m, N=166,6 rpm, P=4x97 MW.Fuente: WP, 1967.

— el nivel del agua en la descarga está por encima del piso de operaciones, lo que obliga a situar el acceso por el techo de la central y a instalar un pórtico grúa sobre la cubierta para la introducción de los equipos.

Una variante relativamente frecuente de este tipo de centrales con el acceso por la cubierta es el de aquellos aprovechamientos cuyas casas de máquinas están situadas en un embalse o en ríos con oscilaciones de nivel muy fuertes, en los que hay que situar el acceso muy por encima del nivel mínimo de operación, que es el que determina la elevación de las turbinas y el de la infraestructura de la central; este es el caso de muchos ríos españoles, en los que el caudal de avenidas es 50-200 veces mayor que el caudal medio y cuyo cauce de avenidas es con frecuencia estrecho, lo que provoca oscilaciones de nivel de más de 20 m; estas circunstancias obligan a disponer las centrales con acceso superior, como en los casos de Azután, Alcántara y Cedillo sobre el río Tajo (figuras 19.7, 19.14 y 16.18) y de Cortes, en el río Júcar (fugura 19.6). En estos casos es frecuente instalar un puente grúa en el interior de la central de menor capacidad que el pórtico grúa exterior con la finalidad de facilitar la movilización de las piezas menos pesadas y de acelerar el montaje de los equipos.

El tipo de central más extendido es el convencional con acceso directo al área de descarga y un puente grúa interior para el montaje de los equipos lo que, adicionalmente, ofrece una mayor protección contra actos vandálicos o las inclemencias del tiempo.

2. DISPOSICIÓN GENERAL

2.1. Implantación

La forma y dimensiones de las centrales hidroeléctricas dependen del tamaño y características de los equipos en ellas instalados, básicamente de la turbina o, más específacamente de la cámara espiral y tubo de aspiración de las turbinas, y del alternador, mientras que la cota de implantación depende del nivel mínimo en la descarga con un grupo en operación y de la altura de aspiración requerida para una operación segura de la turbina. Estos dos últimos parámetros, nivel mínimo en la descarga y altura de aspiración, definen la elevación de los planos medios del distribuidor y de la cámara espiral de las TK y TF verticales o del eje del grupo turboalternador en los horizontales.

La elevación del eje de los rodetes de las TP verticales depende del máximo nivel de agua en la descarga y de la distancia mínima requerida entre esta superficie y el eje de los inyectores (del orden de 1,5-2,5 m); como en el caso anterior, estos dos parámetros determinan la elevación del eje de los rodetes y de la central. En el caso de grupos horizontales hay que tener en cuenta además el diámetro de los rodetes y la posición de los inyectores con relación al eje de los grupos. En algunas centrales equipadas con TP verticales se ha previsto un sistema para deprimir el nivel de agua en la descarga y poder seguir operando durante los (infrecuentes) períodos en los que el nivel natural se sitúa por encima del rodete; como ejemplo se puede citar la central de Tysso II en Noruega con dos TP verticales (H=720-695 m, P=98 MW, N=500 rpm, j=6) donde se ha instalado un dispositivo capaz de deprimir el nivel del agua en la descarga en 10 m, lo que ha requerido el sellado de la carcasa para evitar las fugas de aire compromido hacia la central y un resalte en el techo de la galería de descarga para retener el colchón de aire (Hoz, 1970, figura 20.3).

2.2. Planta

Las centrales hidroeléctricas con grupos verticales se disponen, casi sin excepción, según un modelo sencillo en el que:

— los ejes de los grupos se sitúan en una alineación recta con la separación estricta necesaria para acomodar los equipos de generación y dejar espacio para la circulación y para la instalación de equipos auxiliares, cables, conducciones de agua o aceite, etc.,

— en uno de los extremos de la planta se dispone un área para la descarga y montaje de los equipos,

— el ancho de la central y la luz del puente o pórtico grúa es la mínima compatible con la implantación de los equipos de generación y de los equipos auxiliares.

En consecuencia, las centrales son edificios de planta rectangular de 10-30 m de anchura y una longitud función del número de grupos; cada uno de éstos se aloja en un vano de la central cuya longitud suele oscilar entre 8 m para los grupos pequeños y 25-30 m para los grandes. Otras disposiciones son menos frecuentes y están motivados por condiciones especiales del emplazamiento como:

— la necesidad de ajustarse a la planta de forma circular de una presa bóveda, lo cual lleva a veces a diponer una central de planta curva, con el eje longitudinal paralelo a la directriz de la presa, como en la central de Cedillo con cuatro TK de 140 MW para un salto de 40 m, cuyos ejes se sitúan en un arco

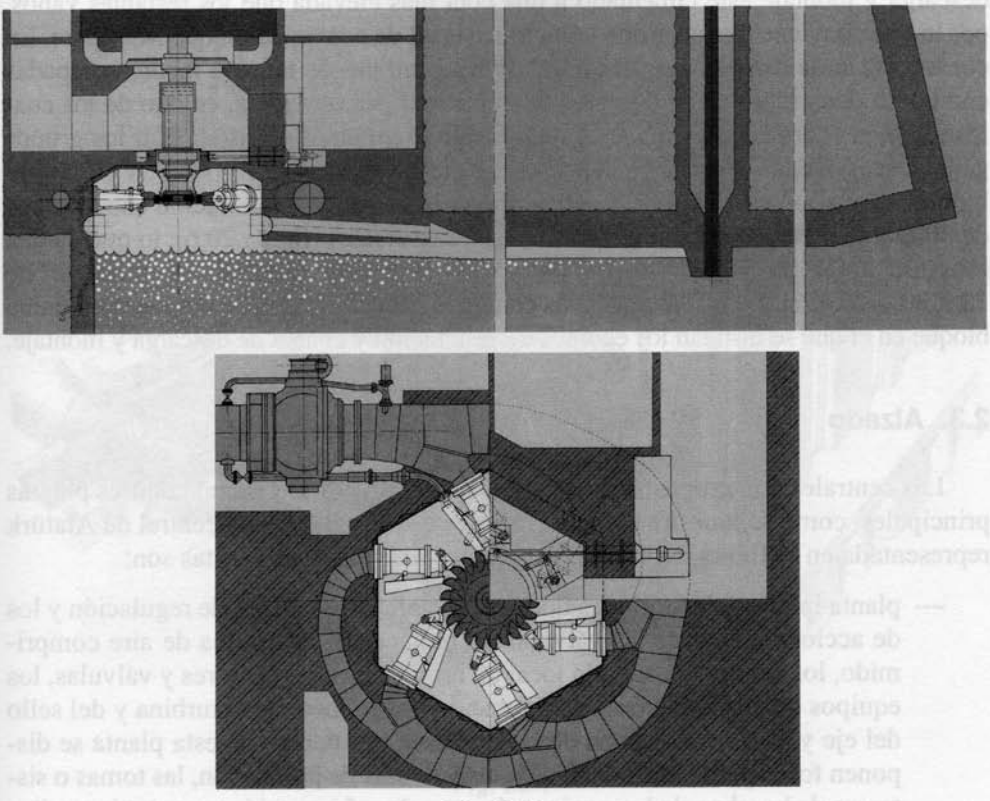


Fig. 20.3

Central de Tisso II. H=720 m, N=500 rpm, P=2x98 MW. Fuente: SULZER Hydro, Turbinas Pelton.

de circunferencia de 150 m de radio, para ajustarse al pie de una presa de arco-gravedad de 50 m de altura (figura 16.18) o las mencionadas en el capítulo anterior de Sir y Valdecañas,

— la existencia de empujes exteriores de tipo hidrostático que puede hacer conveniente una central de planta circular (en pozo) como la central de Cortes representada en la figura 19.6, con dos grupos Francis de 123 MW instalados en un pozo de 25 m de radio.

De no existir condicionamientos de este tipo se adopta la planta rectangular antes señalada, que permite una utilización óptima del espacio disponible y facilita la construcción. Dadas las dimensiones de los vanos en los que se instala cada grupo generador es conveniente organizar el edificio en bloques separados por juntas de construcción, en cada uno de los cuales se instalan dos grupos (o uno si son grandes); dentro de cada bloque se disponen todos los elementos correspondientes al o a los grupos en él instalados con objeto de evitar el cruce de la junta de construcción con conductos o elementos mecánicos de importancia; por otra parte, es normal que el vano de descarga y montaje esté cimentado a una cota más elevada que los restantes vanos, por lo que conviene disponer una junta transversal de construcción que los separe. En consecuencia, la disposición más usual de las centrales de tamaño medio equipadas con uno o dos grupos es en dos bloques separados por una junta, en uno de los cuales se ubica el área de descarga y montaje y en el segundo se instala el o los grupos generadores. En las centrales con grupos de mayor tamaño se dispone un grupo por bloque, como por ejemplo en la central de Caruachi con una separación entre grupos de 30 m y la misma separación entre juntas transversales (figura 20.6), lo que da una longitud total para los 12 grupos y las áreas de descarga y montaje de $12 \times 30 + 60 + 61{,}2 = 471{,}2$ m. En las centrales pequeñas se suele disponer un único bloque en el que se instalan los equipos de generación y el área de descarga y montaje.

2.3. Alzado

Las centrales con grupos verticales se construyen por lo general con tres plantas principales, como se muestra en la perspectiva esquemática de la central de Atatürk representada en la figura 20.4; desde abajo hacia arriba estas plantas son:

— planta inferior o de turbinas donde se instalan los equipos de regulación y los de accionamiento de las válvulas de protección, el sistema de aire comprimido, los cuadros de mando local de las turbinas, reguladores y válvulas, los equipos de lubrificación y refrigeración del cojinete de la turbina y del sello del eje y el acceso al pozo de las turbinas. Por debajo de esta planta se disponen fosos para la instalación de las válvulas de protección, las tomas o sistemas de bombeo de los equipos de agua de refrigeración y contra incendios y el pozo de achique y drenaje,

— planta intermedia o de alternadores donde se instala el alternador dentro de un foso de hormigón armado, las celdas de generación y neutro, las excitatrices estáticas, los cables o barras del sistema de conducción de generación, etc.,

— planta superior o de operación, con el área de acceso, descarga y montaje, cuadros de control local y de automatismos, celdas de servicios auxiliares, etc.. Una vez concluída la construcción de la central esta planta queda diáfana con escotillas provistas de tapas removibles sobre los equipos situados en las plantas inferiores que, como los alternadores o las válvulas de protección, deban ser manejados con el puente grúa.

Esta es la disposición habitual de las centrales de tipo medio y, obviamente, tiene numerosas excepciones motivadas por las características del aprovechamiento o por las necesidades de espacio en la central. Por ejemplo, en algunas centrales se suprime la planta de operación, quedando como planta superior la de alternadores como en la central de Soutelo representada en la figura 20.5; en este caso los alternadores quedan exentos rodeados por una carcasa metálica o un cilindro de hormigón

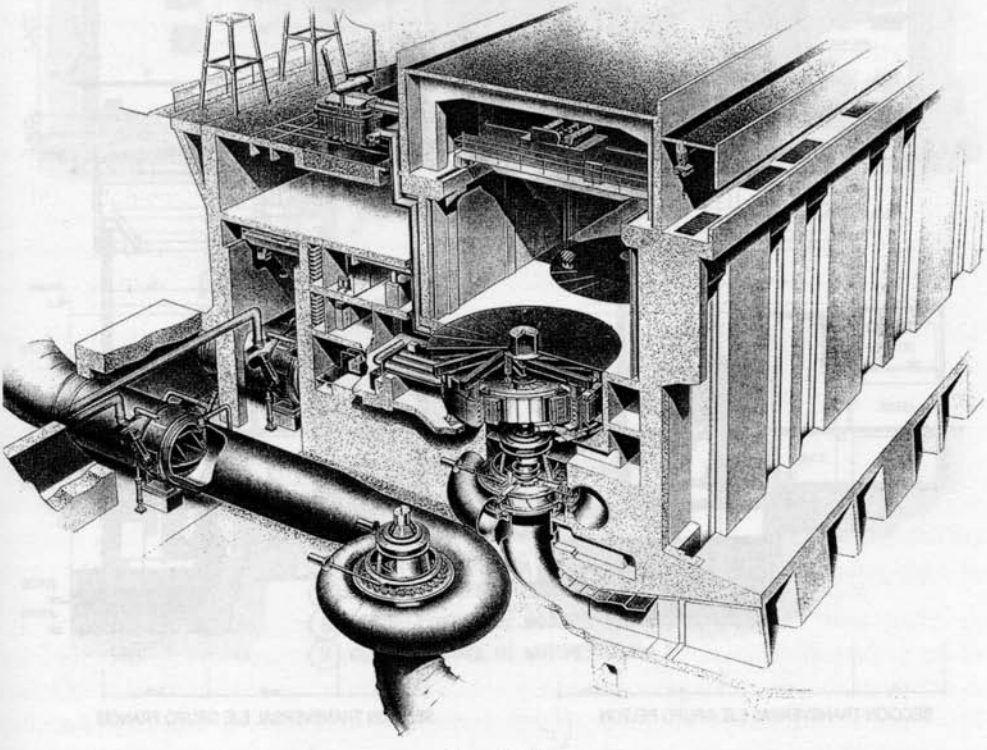
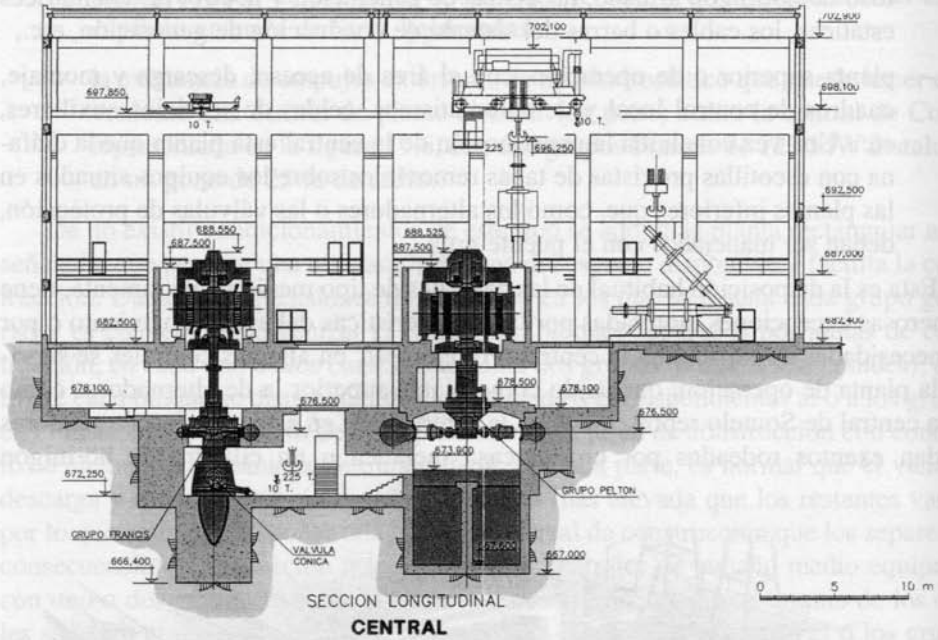
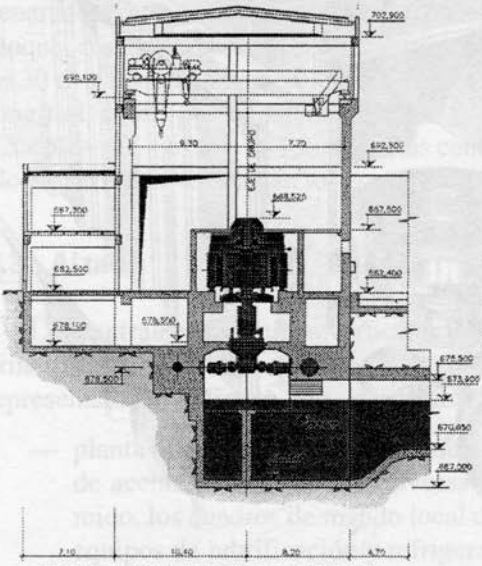
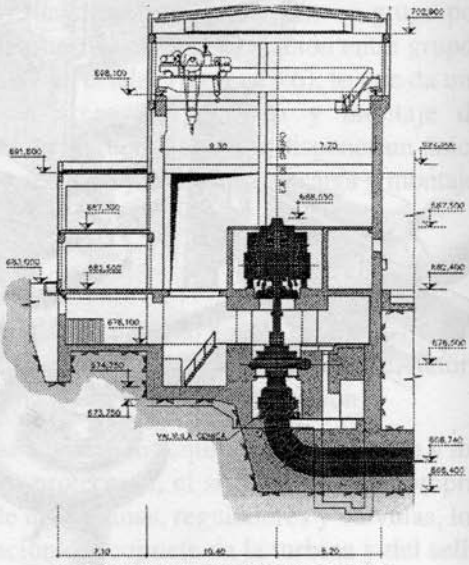


Fig. 20.4

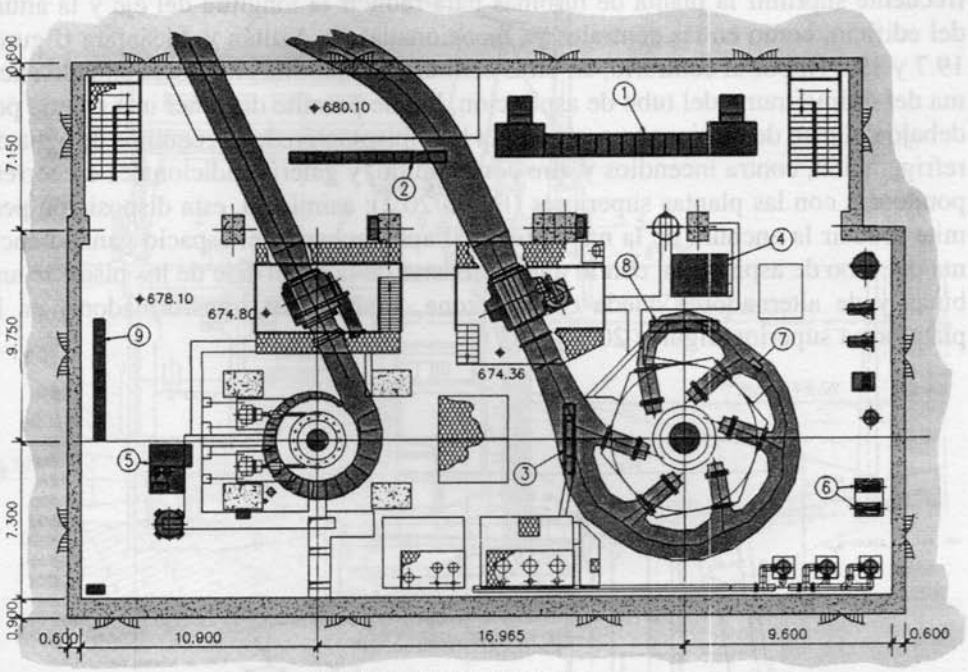
Central de Atatürk. H=156 m, N=150 rpm, P(máx.)=8x323,7 MW. La central tiene unas dimensiones de (BXLXH) de 53x54x258 m. Fuente: SULZER Hydro.







Central de Soutelo. Esta central está equipada con una TP y una TBF reversible



PLANTA COTA 678.100

LEYENDA

1. CENTRO DISTRIBUCION PRIMARIA 380 V.
2. CENTO DISTRIBUCION SECUNDARIA 380 V.
3. C.C.M. REFRIGERACION Y AGOTAMIENTO
4. EQUIPO DE REGULACIÓN GRUPO 1
5. EQUIPO DE REGULACION GRUPO 2
6. BOMBAS EXTINCION DE INCENDIOS
7. ARMARIO CONTROL TURBINA (LOCAL)
8. CENTRO CONTROL DE MOTORES GRUPO 1
9. CENTRO CONTROL DE MOTORES GRUPO 2

ísticas de: H=643-481 m, N=428,6-750 rpm, P=130-85 MVA. Fuente: IBERDROLA.

en cuyo interior se disponen los intercambiadores de calor. Asimismo, en las centrales equipadas con TK o con TF con cámaras espiral de grandes dimensiones, es frecuente suprimir la planta de turbinas para reducir la longitud del eje y la altura del edificio, como en las centrales ya mencionadas de Azután y Alcántara (figuras 19.7 y 19.14). Por el contrario, en otras centrales se habilita el espacio situado encima del último tramo del tubo de aspiración, lo que permite disponer una galería por debajo del piso de turbinas lo cual facilita la implantación de los equipos de agua de refrigeración, contra incendios y aire comprimido, y galerías adicionales en correspondencia con las plantas superiores (figura 20.2); asimismo, esta disposición permite reducir la anchura de la nave principal aprovechando el espacio ganado encima del tubo de aspiración, con lo que gran parte de la superficie de los pisos de turbinas y de alternadores queda en este zona, y situar los transformadores en la plataforma superior (figuras 20.6 y 20.7).

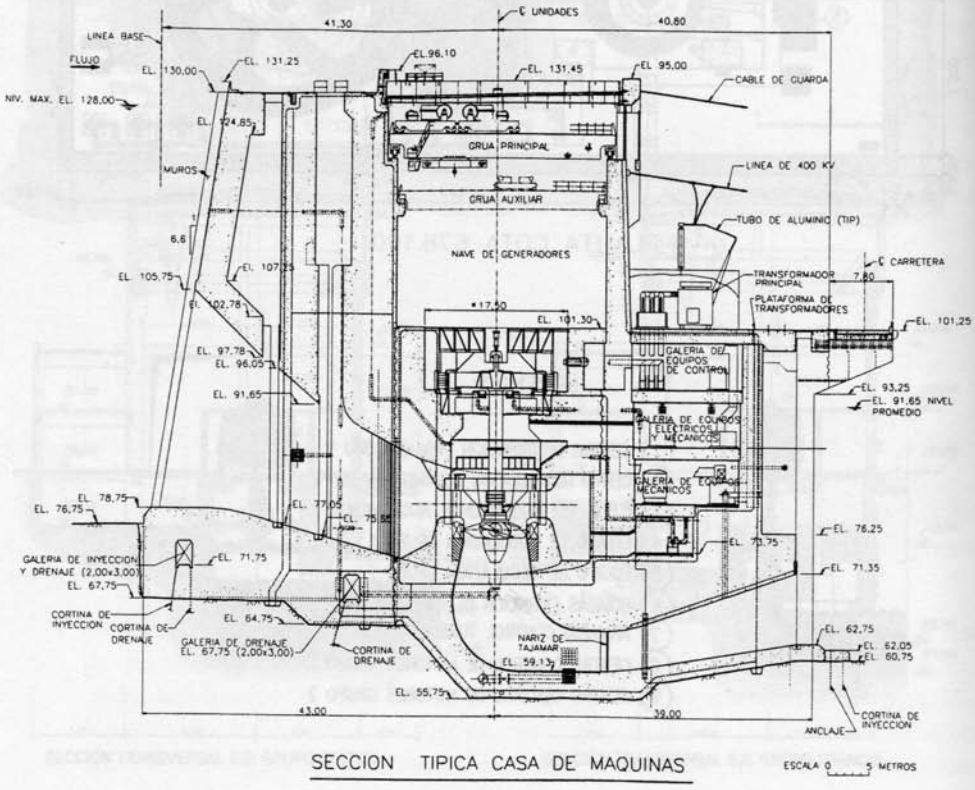


Fig. 20.6

Central de Caruachi, P=14x173=2422 MW, H=36,75 m. Fuente: EDELCA.

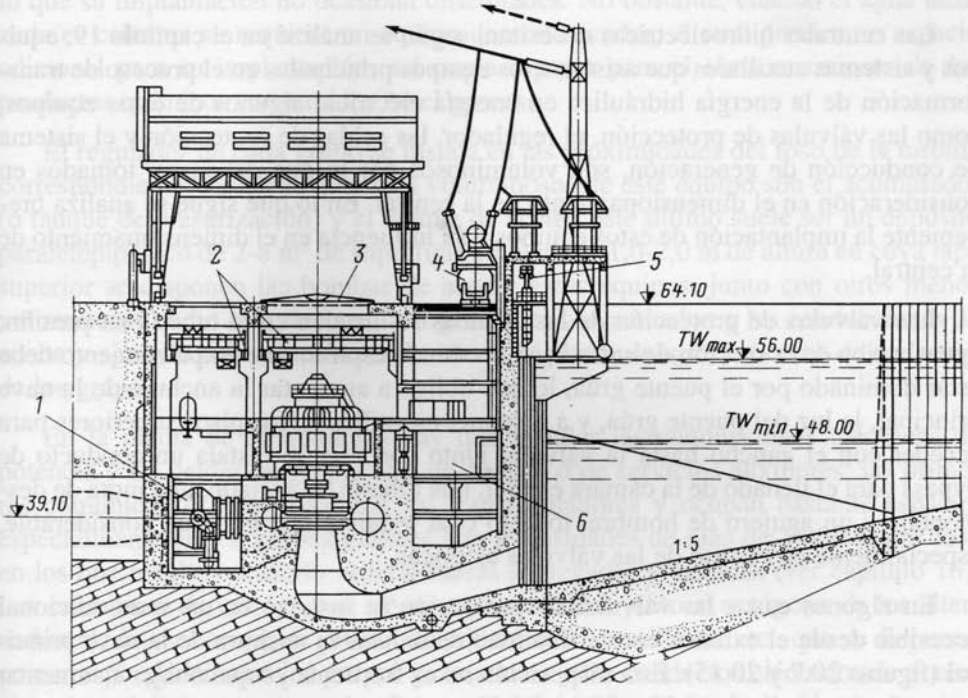


Fig. 20.7

Central de Nurek, P=9x300=2700 MW, H=230 m, N=200 rpm. 1 válvula esférica, 2 grúas, 3 cubierta removible, 4 transformador de potencia, 5 monorraíl, 6 áreas de servicio. Fuente: Ilyinykh (1985).

Por razones de economía, la altura de las entreplantas debe ser lo más reducida posible, pero suficiente para permitir la circulación y la instalación de los equipos auxiliares y de las conducciones hidráulicas y eléctricas precisas, lo que exige una diferencia de elevación mínima entre plantas del orden de 4 m. Asimismo, conviene disponer áreas de paso amplias alrededor de los equipos principales para circular sin dificultades e instalar los equipos auxiliares requeridos. Para la comunicación vertical entre las distintas plantas se disponen dos escaleras y, en las centrales en pozo o enterradas, un ascensor-montacargas para el acceso de personas y para la introducción de pequeños equipos y materiales.

La elevación del puente grúa viene determinada por el gálibo requerido para la extracción de la pieza más larga, que en las centrales equipadas con TK suele ser el rodete con la tapa de la turbina y el eje (figura 16.18), y en las equipadas con TF el rotor con el eje (figura 20.5). En consecuencia, la altura de la sala de máquinas está definida por la elevación del puente grúa y las dimensiones de este equipo por encima del gancho principal.

2.4. Equipos auxiliares

Las centrales hidroeléctricas necesitan, según se analizó en el capítulo 19, equipos y sistemas auxiliares que asistan a los equipos principales en el proceso de transformación de la energía hidráulica en energía eléctrica; algunos de estos equipos, como las válvulas de protección, el regulador, las celdas de protección y el sistema de conducción de generación, son voluminosos por lo que deben ser tomados en consideración en el dimensionamiento de la central. En lo que sigue se analiza brevemente la implantación de estos equipos y su influencia en el dimensionamiento de la central.

Las válvulas de protección de las turbinas se instalan en la tubería en presión, aguas arriba de la sección de entrada en la cámara espiral; este emplazamiento debe estar dominado por el puente grúa, lo que obliga a aumentar la anchura de la nave principal, la luz del puente grúa, y a disponer escotillas en los pisos superiores para acceder con el gancho hasta la válvula; junto con ésta se instala un conducto de bypass para el llenado de la cámara espiral, una tubería de vaciado, una junta de desmontaje y un agujero de hombre, todo lo cual requiere una longitud considerable, especialmente en el caso de las válvulas esféricas.

En algunos casos las válvulas de protección se instalan en un vano adicional accesible desde el exterior con la finalidad de reducir la anchura de la nave principal (figuras 20.7 y 20.15). Esta disposición no es frecuente ya que obliga a aumentar los mecanismos de elevación y complica la organización estructural de la planta; lo que sí es habitual en las centrales de pie de presa con turbinas de gran capacidad es suprimir las válvulas de protección de las turbinas, ya que su coste es muy elevado y su función puede ser cumplida por las compuertas de la toma (figura 19.14).

La descarga de las turbinas necesita un dispositivo de cierre con la finalidad de poder aislar el tubo de aspiración para labores de inspección o mantenimiento; en este caso no se precisan compuertas de cierre rápido, por lo que se instalan ataguías manejadas por un puente grúa o un cabrestante móvil situado por encima del piso de operación; estas ataguías se instalan en la salida del tubo de aspiración y, en consecuencia, fuera de la central, por lo que no condicionan el dimensionamiento del edificio, sino que únicamente necesitan la construcción de pilares guía con las ranuras de las ataguías y una plataforma para su manejo (figura 20.8).

En la parte inferior de la central se dispone el pozo de achique y drenaje al que se dirigen todas las filtraciones o vertidos de agua de la planta; en este pozo se instalan las bombas de achique y drenaje (2-5 bombas sumergibles o verticales en cámara húmeda) y el sistema de control del nivel de agua y de accionamiento automático de las bombas; en la planta inferior de la central se ubican las tomas para el sistema de agua de refrigeración, los filtros autolimpiantes con la descarga de limpieza dirigida hacia el pozo de achique y, de ser necesarios, los grupos motobomba

de presurización del sistema; estos equipos no son especialmente voluminosos, por lo que su implantación no ocasiona dificultades. No obstante, cuando el agua utilizada es calcárea se requiere un equipo desendurecedor, el cual precisa un espacio adicional para su implantación, así como espacio para el almacenamiento de los productos químicos consumidos en el proceso.

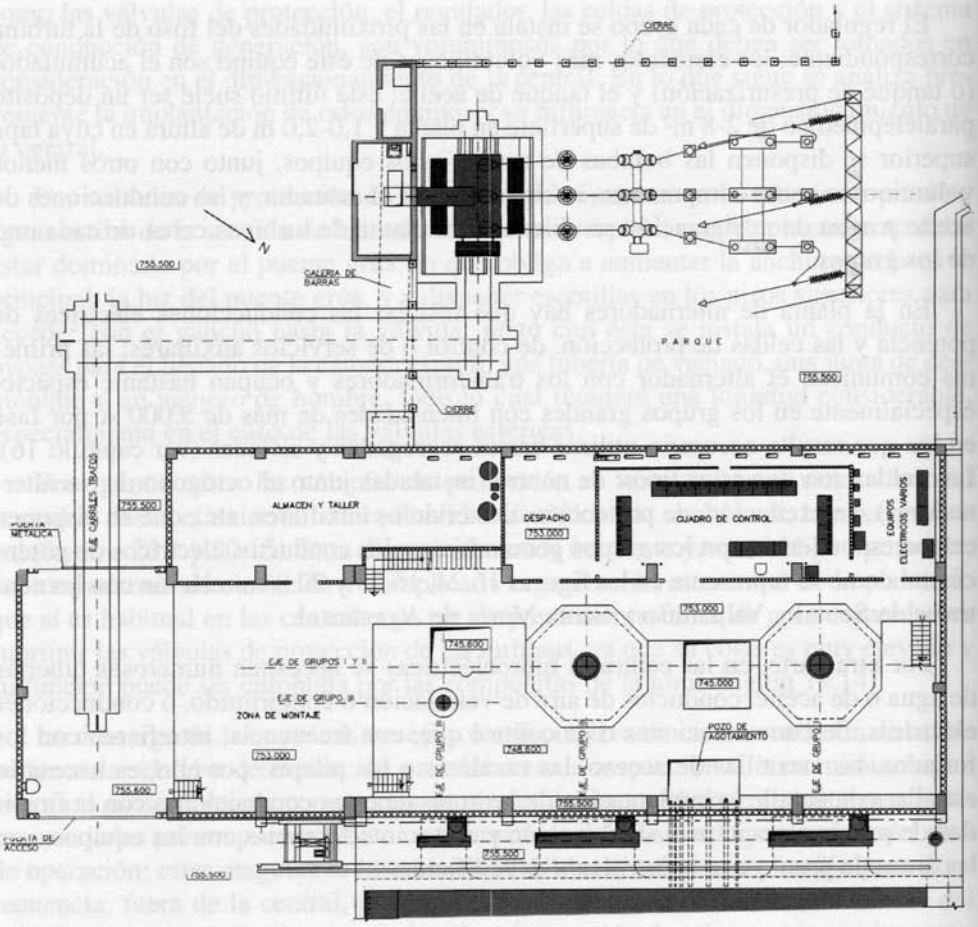
El regulador de cada grupo se instala en las proximidades del foso de la turbina correspondiente; los elementos más voluminosos de este equipo son el acumulador (o tanque de presurización) y el tanque de aceite; este último suele ser un depósito paralelepipédico de 2-8 m^2 de superficie en planta y 1,0-2,0 m de altura en cuya tapa superior se disponen las bombas de aceite; estos equipos, junto con otros menos voluminosos como compresores, refrigeradores o el actuador, y las conducciones de aceite y agua de refrigeración se ubican en la planta de turbinas cerca de cada uno de los grupos.

En la planta de alternadores hay que instalar las conducciones eléctricas de potencia y las celdas de protección, de control o de servicios auxiliares; las primeras comunican el alternador con los transformadores y ocupan bastante espacio, especialmente en los grupos grandes con intensidades de más de 5.000 A por fase en los que resulta necesario utilizar barras segregadas y aisladas (ver capítulo 16). Las celdas son de varios tipos: de neutro (instaladas junto al octógono de los alternadores), de excitación, de protección, de servicios auxiliares, etc., que se disponen en correspondencia con los grupos generadores y los conductos eléctricos de potencia, tal como se representa en las figuras 16.24, 16.25 y 20.8 en relación con las centrales de Soutelo, Valparaíso y Santa María de Agavanzal.

Por otra parte, en las centrales hidroeléctricas se necesitan numerosas tuberías de agua o de aceite, conductos de aire de ventilación o comprimido, o conducciones eléctricas, de comunicaciones o de control que, con frecuencia, interfieren con los forjados, las escotillas de acceso, las escaleras o los pilares; por ello, es necesario estudiar con detalle la implantación de las rutas de estas conducciones con la finalidad de prever espacio para su ubicación y evitar interferencias con los equipos, con las áreas de paso o con la estructura del edificio

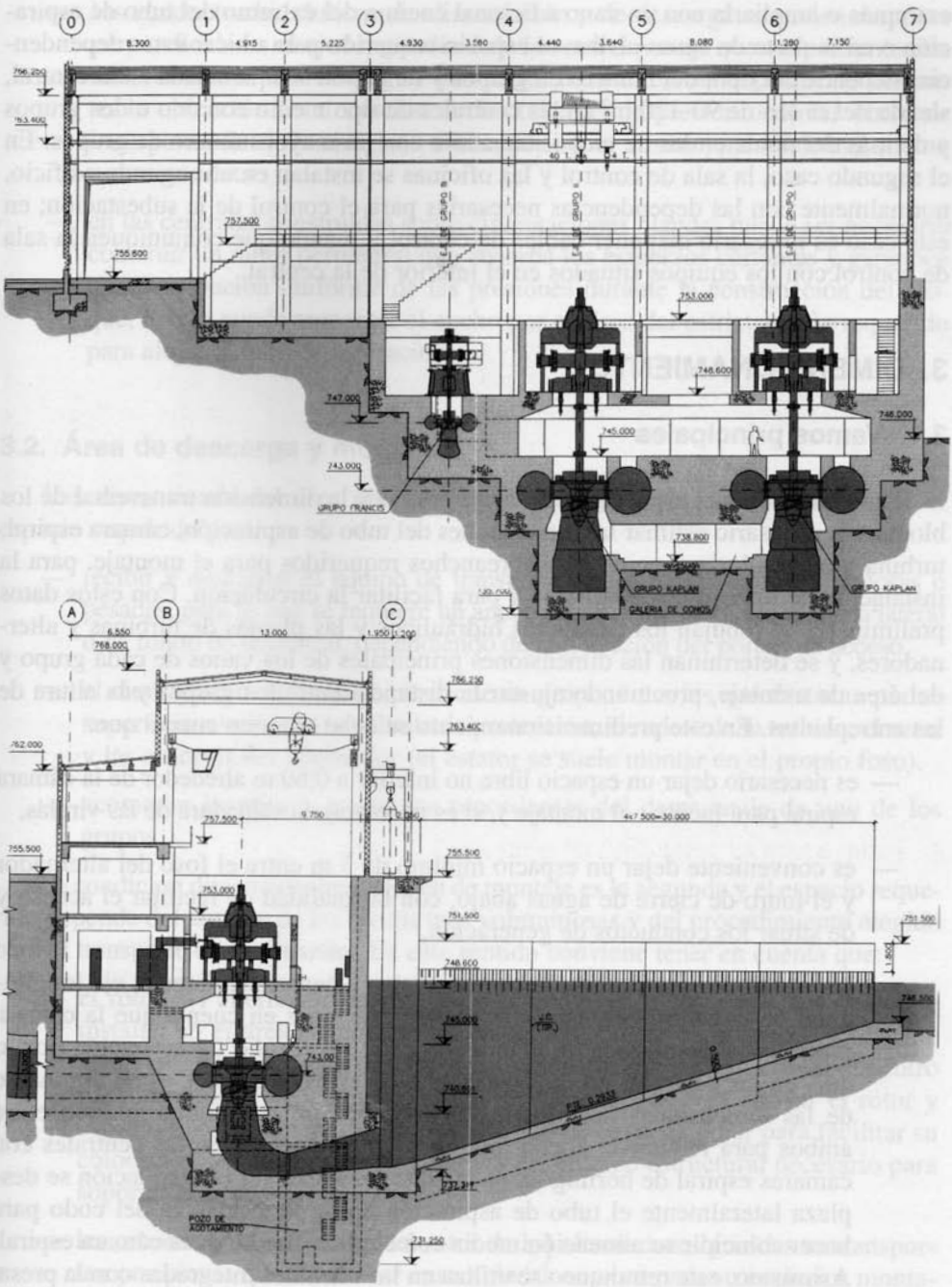
2.5. Dependencias auxiliares

Además de las dependencias mencionadas se precisan otros locales para alojar equipos auxiliares u oficinas, tales como: sala de baterías, almacén de repuestos mecánicos o eléctricos, sala de aceite, sala de control, oficinas, lavabos, etc.. Estos locales se dimensionan y ubican en función de las necesidades, del espacio disponible y de la interrelación con el equipo de generación. En particular, la sala de control y oficinas pueden ubicarse en la propia central o en un edificio independiente; en el primer caso es necesario alargar la central para habilitar espacio en uno de los



CENTRAL. PLANTA GENERAL

Central de Santa María de Agavanzal con 2 TK de H=36 m, N=333,33



y una TF de 600 rpm para un caudal de 5,1 m³/s. Fuente: IBERDROLA.

extremos o ampliarla con un vano adicional encima del extremo del tubo de aspiración o en la parte de aguas arriba; el espacio requerido para ubicar estas dependencias depende del tipo, del número de grupos y de la potencia instalada en la central, siendo del orden de 90-120 m^2 en las centrales de tipo medio con uno o dos grupos y de más del doble en las de mayor tamaño o con un mayor número de grupos. En el segundo caso, la sala de control y las oficinas se instalan en un segundo edificio, normalmente con las dependencias necesarias para el control de la subestación; en este caso es necesario disponer cables de control y mando que comuniquen la sala de control con los equipos situados en el interior de la central.

3. DIMENSIONAMIENTO

3.1. Vamos principales

Para determinar el espaciamiento entre grupos y la dimensión transversal de los bloques es necesario estimar las dimensiones del tubo de aspiración, cámara espiral, turbina y alternador, así como los sobreanchos requeridos para el montaje, para la instalación de los equipos auxiliares y para facilitar la circulación. Con estos datos preliminares se dibujan los conductos hidráulicos y las plantas de turbinas y alternadores, y se determinan las dimensiones principales de los vanos de cada grupo y del área de montaje, procurando ajustar la distancia entre los grupos y la altura de las entreplantas. En este predimensionamiento se debe tener en cuenta que:

— es necesario dejar un espacio libre no inferior a 0,60 m alrededor de la cámara espiral para facilitar el montaje y, si es necesario, la soldadura de las virolas,

— es conveniente dejar un espacio mínimo de 3 m entre el foso del alternador y el muro de cierre de aguas abajo, con la finalidad de facilitar el acceso y de situar los conductos de generación,

— las juntas de construcción deben ser rectas y perpendiculares al eje longitudinal de la central; en este sentido hay que tener en cuenta que la cámara espiral está desplazada en planta con relación al tubo de aspiración por lo que, en las centrales en las que alguno de estos elementos es determinante de las dimensiones del bloque, se introduce un retranqueo relativo entre ambos para reducir el ancho total; esto suele suceder en las centrales con cámaras espiral de hormigón, en las que para resolver esta situación se desplaza lateralmente el tubo de aspiración en la parte masiva del codo para hacer coincidir su alineación media con el plano medio de la cámara espiral. Asimismo, este retranqueo se utiliza en las centrales integradas con la presa, para alinear los muros laterales de las obras de toma y de descarga, con lo que se consigue la máxima economía de espacio,

— los conductos hidráulicos de alimentación y de descarga se suelen disponer perpendiculares al eje longitudinal de la central puesto que es la orientación más favorable para conseguir una mejor utilización del espacio; no obstante, la ubicación u orientación de las tuberías de presión o de las obras de incorporación al río obligan a veces a disponer alineaciones oblicuas en uno u otro conducto,

— en las centrales construídas sobre cimentaciones blandas puede ser necesario construir un muro perimetral que absorba los esfuerzos cortantes y garantice una distribución uniforme de las presiones durante la construcción del bloque, lo que puede aumentar el ancho por encima del estrictamente requerido para alojar el tubo de aspiración.

3.2. Área de descarga y montaje

Las dimensiones del área de descarga y montaje están condicionadas por el espacio requerido para:

— recibir y descargar el equipo de transporte de las piezas más voluminosas o pesadas, para lo que se requiere un ancho mínimo de 6 m junto al muro lateral o de fondo de la central, dependiendo de la ubicación del portón de acceso,

— el montaje del conjunto de piezas de un grupo, entre las que destacan por su superficie o volumen la válvula de protección, el rodete de la turbina, el rotor y las crucetas del alternador (el estator se suele montar en el propio foso),

— acomodar las piezas o equipos procedentes del desmontaje de uno de los grupos.

La condición dimensionante del área de montaje es la segunda y el espacio requerido depende del tamaño de las piezas más voluminosas y del procedimiento elegido para el transporte de las mismas. En este sentido conviene tener en cuenta que:

— el rotor del alternador se transporta desprovisto de los polos, los cuales se instalan en el área de montaje de la central, donde es preciso disponer un área específica con este propósito acondionada con un agujero en el centro para introducir verticalmente el eje, placas radiales para apoyar el rotor y espacio libre alrededor del emplazamiento de la rueda polar para facilitar su colocación. Asimismo, se debe prever el refuerzo estructural necesario para soportar el peso,

— las crucetas y la estructura del rotor de los alternadores grandes se transportan por piezas que deben ser ensambladas en obra para su posterior montaje; asimismo, es frecuente que el estator tenga que ser transportado a obra en dos o cuatro secciones que se ensamblan en el área de montaje, lo que exige

un espacio adicional con esta finalidad, así como la instalación de placas de apoyo dispuestas radialmente,

— el área de montaje se mantiene ocupada durante períodos prolongados cuando las limitaciones de transporte imponen el montaje en planta de varios equipos; asimismo, en las centrales con un número elevado de grupos es frecuente disponer un área de montaje adicional o una extensión provisional del área de montaje definitiva, con la finalidad de acelerar el proceso costructivo de la planta; con esta finalidad se puede utilizar el espacio disponible entre los grupos, lo que debe ser tenido en cuenta en el diseño estructural de la losa de apoyo,

— en algunos casos se disponen raíles comunicando el área de montaje con el emplazamiento de los transformadores, como en las centrales de Soutelo y Santa María de Agavanzal representadas en las figura 16.24 y 20.8; esta disposición facilita la descarga y montaje inicial de los transformadores que, en caso contrario, tendría que realizarse con mayores dificultades en el exterior.

De acuerdo con lo anterior se puede concluir que el área de montaje debe tener el espacio requerido para el montaje de las crucetas de un grupo, un rotor, un rodete con su eje y, con frecuencia, el estator de uno de los grupos, así como también espacio para acomodar los equipos que haya que manejar simultáneamente con los ya mencionados. El espacio total preciso para estos menesteres es, por lo general, de 1,2-1,5 veces la separación entre grupos lo que, unido al espacio requerido por el acceso y la descarga, da un total de 1,5-2,0 veces la longitud del vano de uno de los grupos.

4. ORGANIZACIÓN ESTRUCTURAL

4.1. Cimentación

La cimentación de las centrales en los terrenos consistentes, lo que es el caso más frecuente, no ofrece dificultades puesto que la carga máxima sobre el terreno es relativamente pequeña, muy inferior a la presión admisible. Por el contrario, la cimentación en los terrenos blandos como arenas, aluviones o rocas blandas, debe diseñarse con una carga admisible baja y con losas muy rígidas para conseguir una distribución aceptable de las cargas sobre el terreno y controlar los asientos diferenciales. En los casos como el de Yaciretá y Caruachi (figuras 19.2 y 20.6), en los que la central sustituye a la presa, se construye una galería de drenaje y pantallas de impermeabilización y drenaje similares a las de una presa de gravedad; asimismo, en las centrales situadas en terrenos con niveles freáticos elevados es conveniente prever un sistema de drenaje de la cimentación con la finalidad de reducir las subpresiones y el peso estabilizador requerido.

4.2. Infraestructura

Se acostumbra a denominar infraestructura a la parte de la central situada por debajo del piso de turbinas o, en su defecto, del piso inferior de la planta. La infraestructura de las centrales equipadas con turbinas de reacción verticales incluye piezas metálicas muy voluminosas, como el antedistribuidor, el blindaje del tubo de aspiración y la cámara espiral, empotradas en un bloque de hormigón armado; las centrales equipadas con TP tienen un distribuidor en lugar de cámara espiral y un pozo y canal de desagüe sin presión en lugar de tubo de aspiración.

Las piezas empotradas en el hormigón, en especial el antedistribuidor, que es la pieza clave de referencia para el montaje de la turbina, deben instalarse con un elevado grado de precisión, por lo que primeramente es necesario construir un bloque masivo (hormigón primario) al que se fijan las piezas metálicas mediante pernos de ajuste y tensores para, una vez colocadas en su posición definitiva, vaciar el hormigón secundario e inyectar la superficie de contacto; en la figura 20.9 se refleja este proceso para una TK de tamaño medio, con un rodete de 3,25 m de diámetro y cámara espiral de acero. En el dimensionamiento de esta parte de la central se ha de tomar en consideración que:

— se precisa un hueco mínimo del orden de 1 m alrededor del blindaje del tubo de aspiración y de 0,60 m alrededor de la cámara espiral para la colocación de las piezas metálicas y de las armaduras en el hormigón,

— el codo del tubo de aspiración debe dimensionarse en forma conservadora, ya que recibe a través del antedistribuidor y transmite a la cimentación el empuje hidráulico del rodete y el peso de las masas giratorias (espesor mínimo de 1,5 m),

— en el punto más bajo del tubo de aspiración se necesita espacio para instalar un conducto de 100-200 mm de diámetro para el vaciado de la cámara espiral y del tubo de aspiración; este conducto debe estar embebido en hormigón con un recubrimiento mínimo de un diámetro,

— las subpresiones durante la construcción u operación pueden condicionar el dimensionamiento de la losa inferior de la parte horizontal del tubo de aspiración; si esta situación obliga a disponer espesores excesivamente grandes, se puede establecer un drenaje mediante perforaciones que atraviesen el hormigón y penetren aproximadamente 1 m en la roca,

— en los tubos de aspiración de grandes dimensiones se suele instalar una o varias pilas verticales intermedias que dividen el vano y facilitan la transmisión de las cargas a la cimentación; la finalidad de estas pilas es exclusivamente estructural, por lo que interesa que arranquen tan aguas arriba

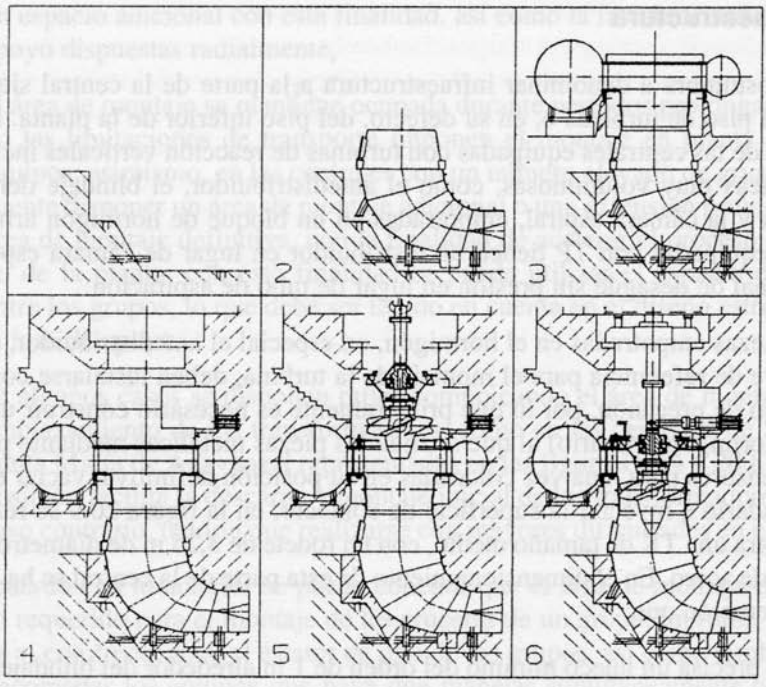


Fig. 20.9

Proceso de montaje de una TK. Fuente: Strohmer, WP'87, 1987.

como sea posible, habitualmente a la salida del codo vertical. Las pilas deben tener una anchura no inferior a 1,50 m para poder incorporar ranuras para las ataguías y un blindaje en la parte frontal para evitar erosiones en el hormigón,

— la cámara espiral se somete a una prueba hidráulica con una presión próxima al 150 % de la presión estática máxima antes de proceder al hormigonado de la misma. Este último se acostumbra realizar manteniendo la cámara presurizada con una presión entre el 75 y el 100 % de la presión nominal con objeto de reducir la formación de fisuras cuando la cámara se pone en carga (alternativamente, se puede independizar el blindaje del hormigón intercalando una capa de material expandible, con lo que se evita la transmisión de las deformaciones del acero al hormigón; no obstante este procedimiento tiene el inconveniente de impedir la colaboración de la masa de hormigón para soportar las vibraciones). Por otra parte, la capa de hormigón situada por encima de la cámara espiral forma el piso de turbinas y, con frecuencia, proporciona la base para la estructura de apoyo del alternador; el espesor mínimo de esta capa no debe ser inferior a 1 m en la parte más estrecha situada junto al arranque.

Las cámaras espirales construídas de hormigón armado en lugar de acero tienen unas secciones transversales radiales de forma rectangular y área decreciente, con las esquinas ochavadas mediante filetes de 0,20-0,40 m; para reducir el tamaño de la central y la magnitud del empuje sobre el techo, conviene que estas secciones rectangulares sean esbeltas. El dimensionamiento preliminar de la cámara puede realizarse con alguno de los métodos empíricos expuestos en el capítulo 15, como los propuestos por de Siervo y de Leva, o por el Bureau of Reclamation. En cualquier caso, el hormigón que forma la cámara está sometido a una tracción biaxial (circunferencial y vertical) por lo que debe estar fuertemente armado para garantizar su impermeabilidad y ser lo suficientemente rígido como para evitar deformaciones excesivas. La parte más comprometida de estas cámaras es el techo, cuyo espesor no debe ser inferior a 1,50 m y que conviene hormigonar en forma continua, sin juntas de construcción; esto puede representar un problema a causa de las armaduras y de la gran superficie y volumen a hormigonar, aunque se puede conseguir utilizando agentes retardadores y procedimientos de curado adecuados; como ejemplo interesante se puede citar el de la central de Solbergfoss II equipada con un grupo Kaplan de 100 MW con un caudal de 600 m^3/s y un salto nominal de 20 m, donde se colocó en forma continua un volumen de 1.900 m^3 de hormigón fuertemente armado en una superficie de 600 m^2 en un plazo de 72 horas (E. Kleivand, 1994).

La infraestructura de las centrales puede tener, especialmente en el caso de las TK con cámara espiral de fábrica, unos volúmenes de hormigón muy grandes, que con frecuencia superan los 5000 m^3 en un espacio muy reducido, por lo que es preciso organizar su colocación en una forma similar a como se hace en una presa; en este sentido, el hormigonado se realiza por tongadas de 1,5 a 2,0 m de espesor y con el tratamiento usual de las juntas de construcción, como se muestra en la figura 20.10 correspondiente a la central de Caruachi.

4.3. Superestructura

Se suele entender como superestructura la parte de la central situada por encima del piso de turbinas o, en su defecto, por encima del piso inferior de la central; por lo tanto, la superestructura incluye:

— el pozo de la turbina y los restantes elementos estructurales de la planta de turbinas,

— el foso (octógono) del alternador y los restantes elementos estructurales de la planta de alternadores,

— los pilares y vigas de apoyo del puente grúa y de la cubierta,

— los muros perimetrales y la cubierta.

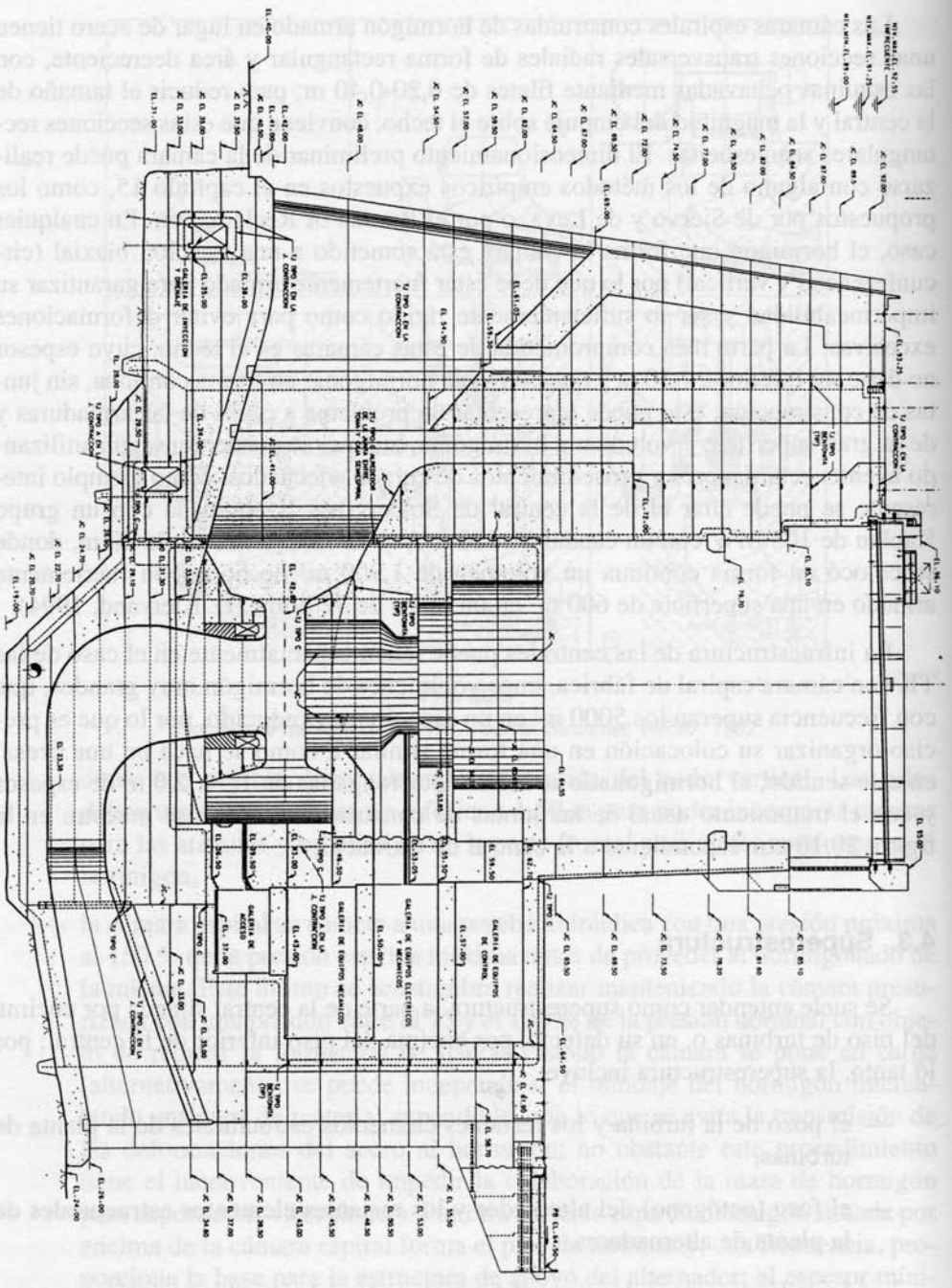


Fig. 20.10

Central de Caruachi. Fuente; EDELCA.

4.3.1. Apoyo del alternador

El apoyo del alternador de los grupos pequeños es una estructura muy simple, pues se reduce a unas vigas metálicas o de hormigón que transmiten las cargas a los muros de la central. Esta solución no es viable con alternadores de mayor tamaño ya que se necesitarían vigas con un canto excesivo; en este caso se suele apoyar el alternador sobre:

— un anillo de hormigón armado que transmite la carga al antedistribuidor y al tubo de aspiración. Esta disposición es la más usual con los grupos equipados con TK con alternador en paraguas y cámara espiral de hormigón, como en la central de Porto Primavera sobre el río Paraná en Brasil, equipada con 18 TK con un rodete de 8,6 m para un salto de 19,4 m y un caudal de 600 m^3/s y en la de Carrapatelo sobre el río Duero en Portugal, con 3 TK para un salto de 19,5-35,3 m y un caudal de 250 m^3/s (figuras 20.11 y 20.12). Esta disposición también se suele utilizar en los grupos Francis de baja caída, y en los grupos con el cojinete apoyado sobre la tapa de la turbina, en los que el empuje

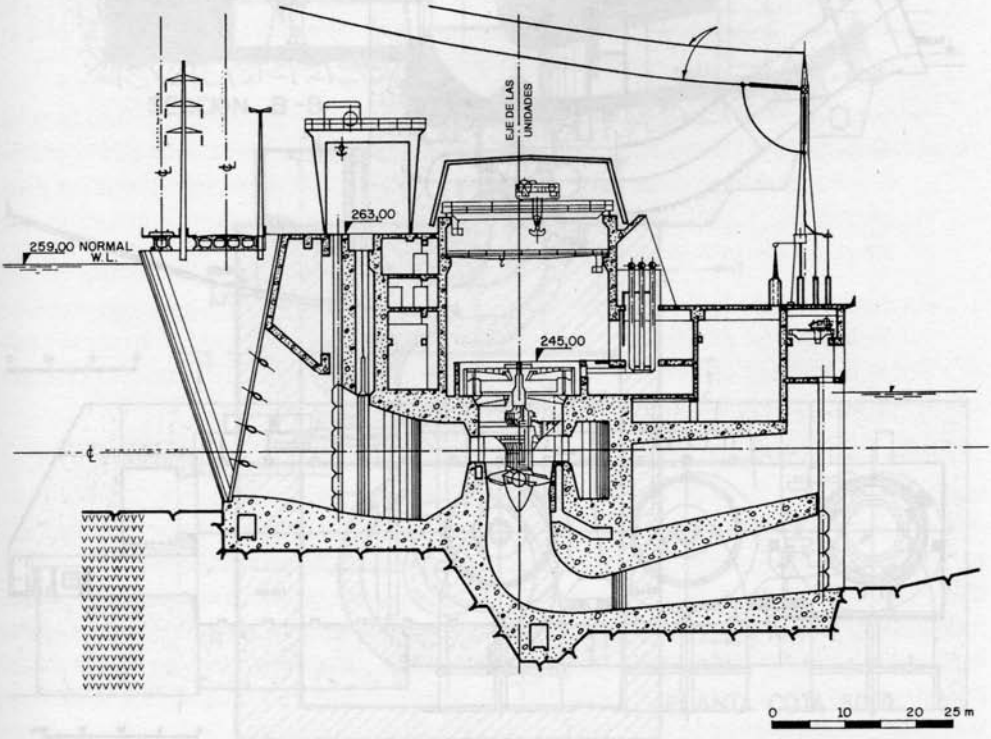


Fig. 20.11

Central de Porto Primavera, P=18x100=1800 MW, H=19,4, N=75 rpm, D_R=8,6 m. Fuente: Silveira, NEYRPIC, 1985.

hidráulico y el peso de las masas giratorias se transmiten directamente al antedistribuidor y, a través de éste y del tubo de aspiración, al terreno.

— una estructura troncocónica de hormigón armado que transmite la carga a la cimentación, fuera del contorno de la cámara espiral. Esta disposición, denominada en copa, se ha utilizado en muchas centrales españolas con alternadores tipo W41 ó W42 como por ejemplo en la central de Tambre II representado en la figura 20.13,

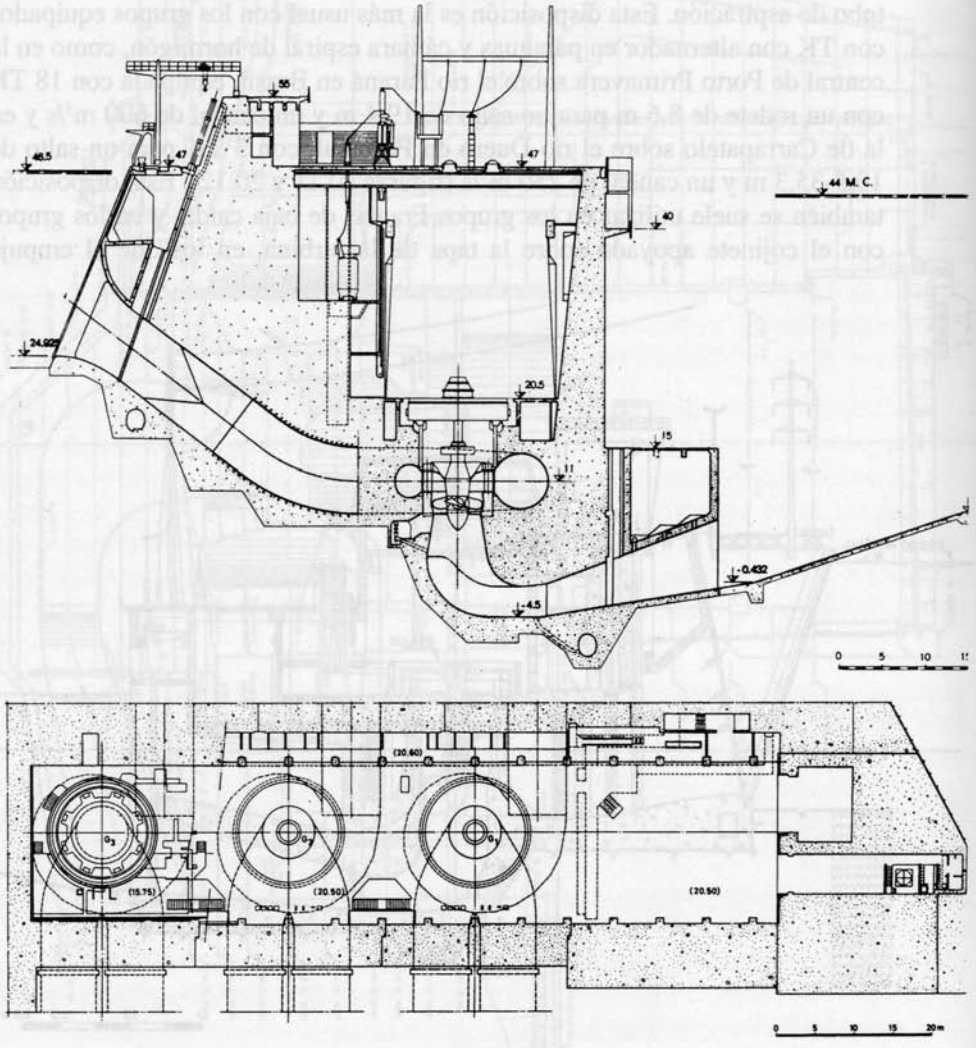


Fig. 20.12

Central de Carrapatelo con 3 TK de N=115,4 rpm y P=70 MW. Fuente: Companhia Portuguesa de Electricidade. 1972

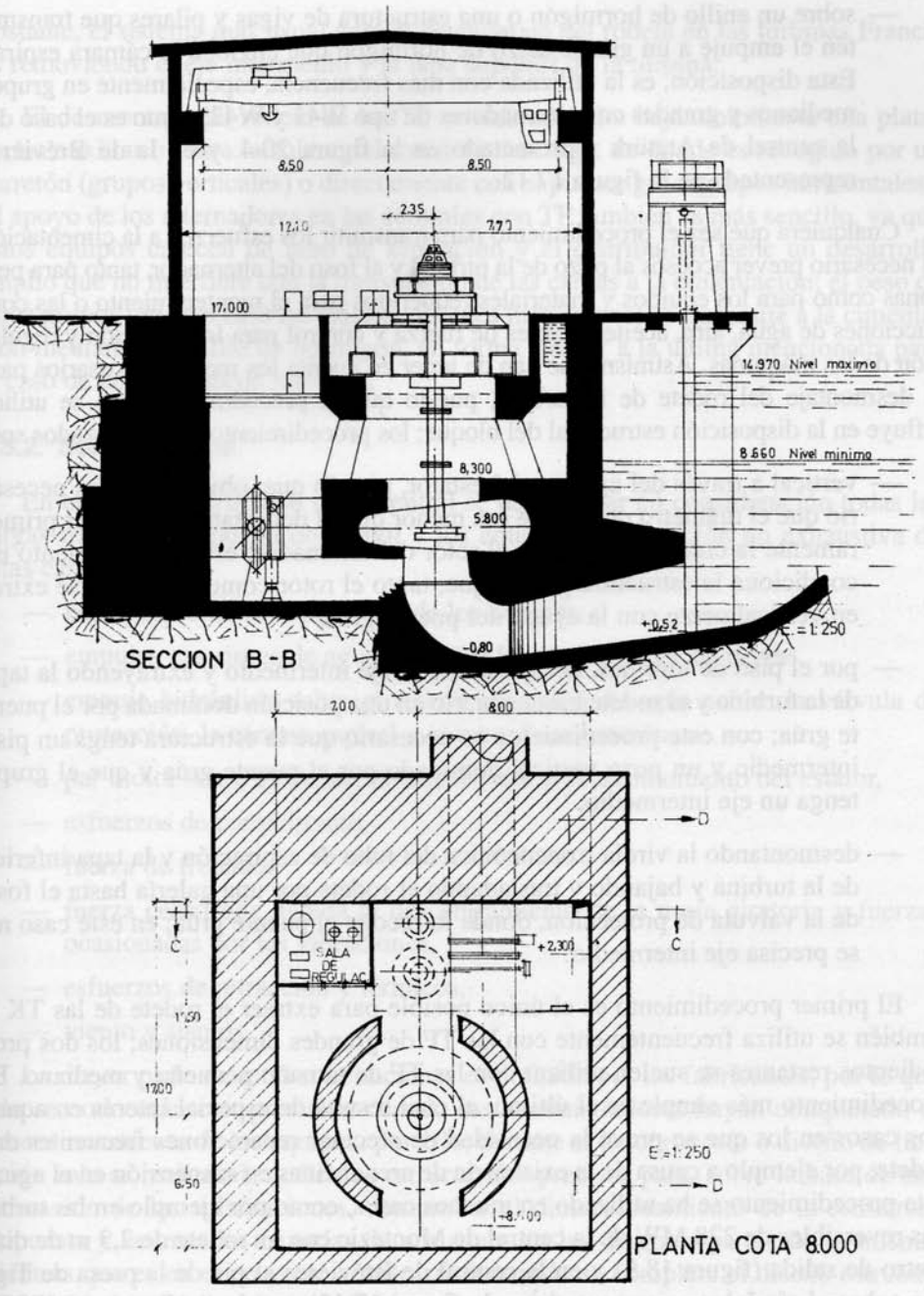


Fig. 20.13

Central de Tambre II, P=65 MVA, H=128 m, Q=50 m³/s, N=300 rpm. Fuente: UNIÓN-FENOSA.

— sobre un anillo de hormigón o una estructura de vigas y pilares que transmiten el empuje a un gran macizo de hormigón que engloba la cámara espiral. Esta disposición, es la utilizada con más frecuencia, especialmente en grupos medianos y grandes con alternadores de tipo W41 y W42, como es el caso de: la central de Atatürk representado en la figura 20.4. y en la de Brévières representada en la figura 17.12.

Cualquiera que sea el procedimiento para transmitir los esfuerzos a la cimentación es necesario prever accesos al pozo de la turbina y al foso del alternador, tanto para personas como para los equipos y materiales requeridos para el mantenimiento o las conducciones de agua, aire, aceite o cables de fuerza y control para la operación y regulación de las máquinas. Asimismo se han de tener en cuenta los medios necesarios para el desmontaje del rodete de la turbina, puesto que el procedimiento que se utilice influye en la disposición estructural del bloque; los procedimientos más utilizados son:

— vertical a través del agujero del estator, para lo que, obviamente, es necesario que el diámetro del rodete sea menor que el del estator y remover primeramente la cruceta superior y el rotor del alternador; este procedimiento no condiciona la estructura puesto que, tanto el rotor como el rodete, se extraen verticalmente con la ayuda del puente grúa,

— por el piso de turbinas, desmontando el eje intermedio y extrayendo la tapa de la turbina y el rodete hasta situarlo en una posición dominada por el puente grúa; con este procedimiento es necesario que la estructura tenga un piso intermedio y un pozo vertical dominado por el puente grúa y que el grupo tenga un eje intermedio,

— desmontando la virola troncocónica del tubo de aspiración y la tapa inferior de la turbina y bajando y trasladando el rodete por una galería hasta el foso de la válvula de protección, donde lo recoge el puente grúa; en este caso no se precisa eje intermedio.

El primer procedimiento es el único posible para extraer el rodete de las TK y también se utiliza frecuentemente con las TF de grandes dimensiones; los dos procedientos restantes se suelen utilizar con las TF de tamaño pequeño y mediano. El procedimiento más simple es el último, el cual resulta de especial interés en aquellos casos en los que se prevé la necesidad de efectuar reparaciones frecuentes del rodete, por ejemplo a causa de la existencia de arenas finas en suspensión en el agua; este procedimiento se ha utilizado en muchos casos, como por ejemplo en las turbinas reversibles de 228 MW de la central de Montezic con un rodete de 2,3 m de diámetro de salida (figura 18.9) y en la central de Brévières al pie de la presa de Tignes sobre el río Isère, representada en la figura 17.12); según A. Bergeret (1983), este procedimiento ofrece la ventaja de que, además de facilitar considerablemente las operaciones de mantenimiento, permite un retraso en el suministro del rodete. No

obstante, el sistema más usual para el desmontaje del rodete en las turbinas Francis es removiendo el eje intermedio y la tapa superior de la turbina.

El desmontaje del rodete de las TP es más sencillo: bajándolo hasta una plataforma auxiliar o hasta la solera del canal de descarga, de donde es recogido por un carretón (grupos verticales) o directamente con el puente grúa (grupos horizontales). El apoyo de los alternadores en las centrales con TP también es más sencillo, ya que estos equipos carecen de tubo de aspiración y el distribuidor tiene un desarrollo amplio que no interfiere con la transmisión de las cargas a la cimentación; el peso de estos grupos (en este caso no existen empujes hidráulicos) se transmite a la cimentación mediante un anillo de hormigón, en forma similar a la última mencionada para el caso de las turbinas de reacción.

4.3.2. Solicitaciones

En el cálculo estructural de la central se debe tomar en consideración todas las cargas transmitidas por la obra civil y los equipos; una relación no exhaustiva de estas cargas es:

— peso propio de la obra civil y de los equipos,

— empujes exteriores de agua (incluída la subpresión) y de tierras,

— empuje hidráulico sobre el rodete y presión de agua sobre: la válvula de protección, la cámara espiral y el tubo de aspiración,

— par motor sobre el rodete, el distribuidor y el arrollamiento del estator,

— esfuerzos de cortocircuito,

— fuerza de frenado,

— fuerza centrífuga debida al descentramiento de la masa giratoria y fuerzas ocasionadas por las vibraciones,

— esfuerzos de retracción y térmicos,

— viento y sismos.

La mayor parte de estas solicitaciones es definida por los fabricantes, por lo que solo se conocerán con precisión cuando los suministradores hayan completado el dimensionamiento de los equipos; por ello, durante el anteproyecto o diseño de licitación solo se realizan los cálculos estructurales precisos para, sobre la base de una estimación de las solicitaciones, comprobar el dimensionamiento de la estructura propuesta y estimar las cuantías de armadura en las distintas partes de la misma, mientras que es en el proyecto constructivo cuando se completa el diseño estructural sobre la base de los datos definitivos de las solicitaciones.

Merece la pena destacar que las fuerzas transmitidas por los alternadores son relativamente grandes, incluso con grupos de dimensiones reducidas. Por ejemplo,

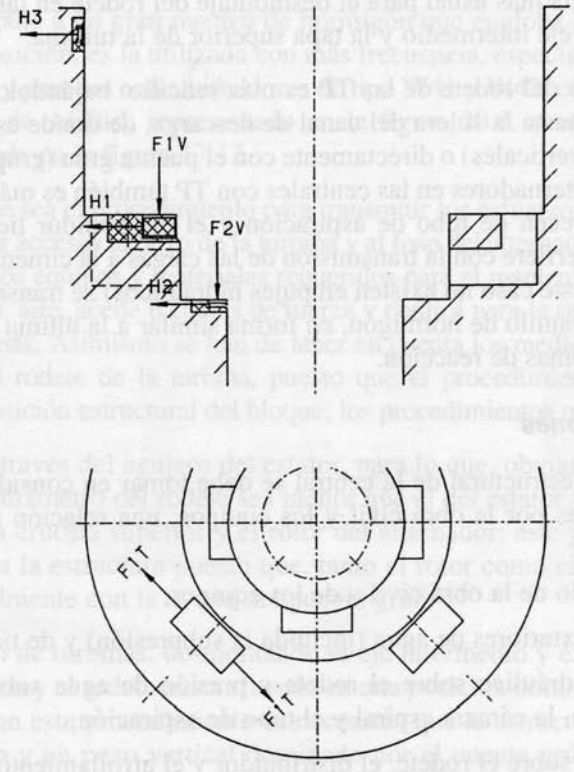


Fig. 20.14

Apoyos alternadores.

un alternador de tipo medio con una potencia de 50 MVA girando a 600 rpm tendría una disposición IM 8.421 (W41 según DIN), con un cojinete combinado en la parte superior y un cojinete guía en la inferior, crucetas de cuatro brazos y, en consecuencia, cuatro apoyos por cruceta y unas características dimensionales y cargas por apoyo de, aproximadamente (figura 20.14):

Características dimensionales:

Tensión de generación	13.8 kV
Diámetro del rotor	2.50 m
Par motor	66 m.t
PD^2	70 t.m^2
Peso del rotor con los polos	90 t
Peso del estator	60 t
Peso de un polo	1,5 t
Peso máximo de montaje	90 t

Cargas por apoyo:

Cruceta superior:	
Carga vertical normal	70 t
Carga tangencial de cortocircuito	90 t
Cruceta inferior:	
Carga vertical (lev. del rotor)	30 t

4.3.3. Muros y cubiertas

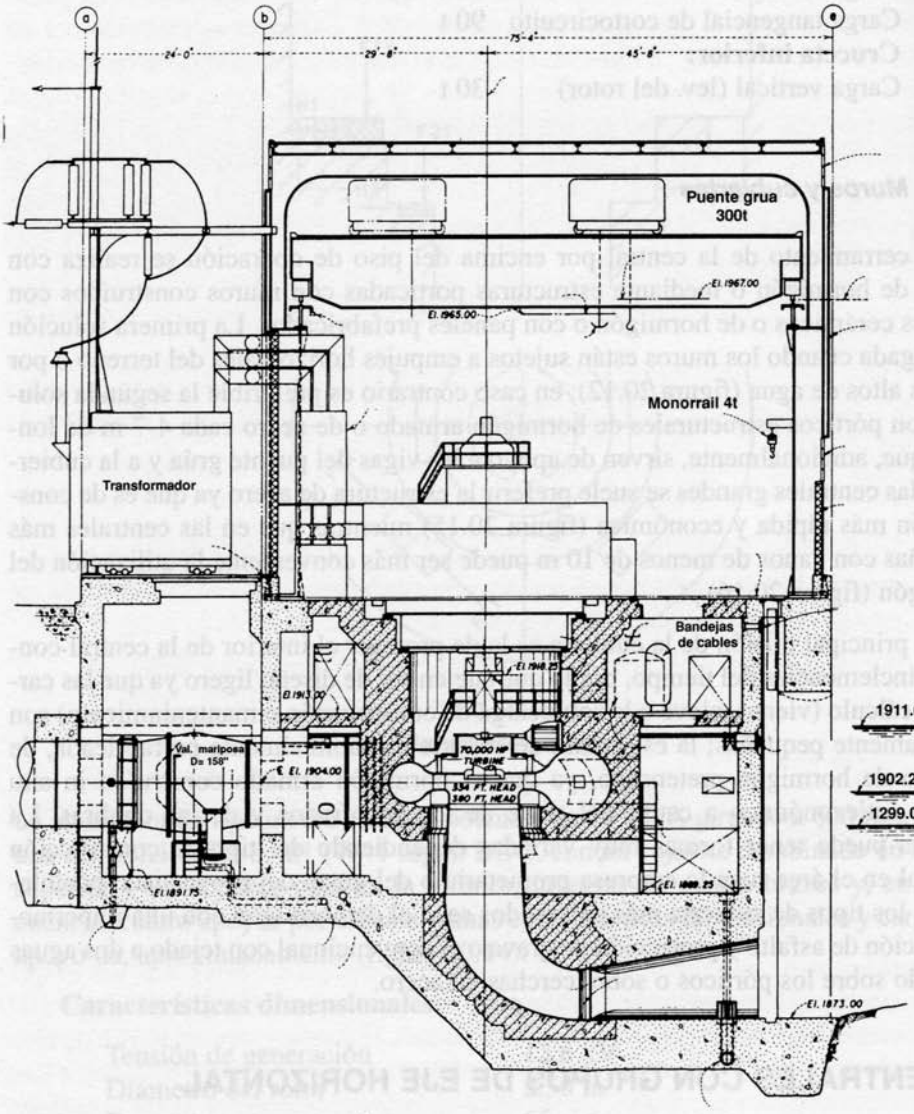
El cerramiento de la central por encima del piso de operación se realiza con muros de hormigón o mediante estructuras porticadas con muros construídos con bloques cerámicos o de hormigón o con paneles prefabricados. La primera solución es obligada cuando los muros están sujetos a empujes horizontales del terreno o por niveles altos de agua (figura 20.12); en caso contrario es preferible la segunda solución con pórticos estructurales de hormigón armado o de acero cada 4-7 m de longitud que, adicionalmente, sirven de apoyo a las vigas del puente grúa y a la cubierta. En las centrales grandes se suele preferir la estructura de acero ya que es de construcción más rápida y económica (figura 20.15) mientras que en las centrales más pequeñas con vanos de menos de 10 m puede ser más conveniente la utilización del hormigón (figura 20.16).

La principal misión de la cubierta es la de proteger el interior de la central contra las inclemencias del tiempo, por lo que suelen ser de diseño ligero ya que las cargas de cálculo (viento, nieve o la sobrecarga de construcción o manteninmiento) son relativamente pequeñas; la estructura de soporte es habitualmente prefabricada, de acero o de hormigón pretensado, ya que el hormigón armado construído in situ resulta antieconómico a causa del coste de los encofrados y de las cimbras. La cubierta puede tener formas muy variadas dependiendo del tipo de construcción habitual en el área o en la empresa propietaria o del gusto del proyectista; posiblemente, los tipos de cubierta más extendidos sean el de hormigón con una impermeabilización de asfalto y protección de grava o el convencional con tejado a dos aguas apoyado sobre los pórticos o sobre cerchas de acero.

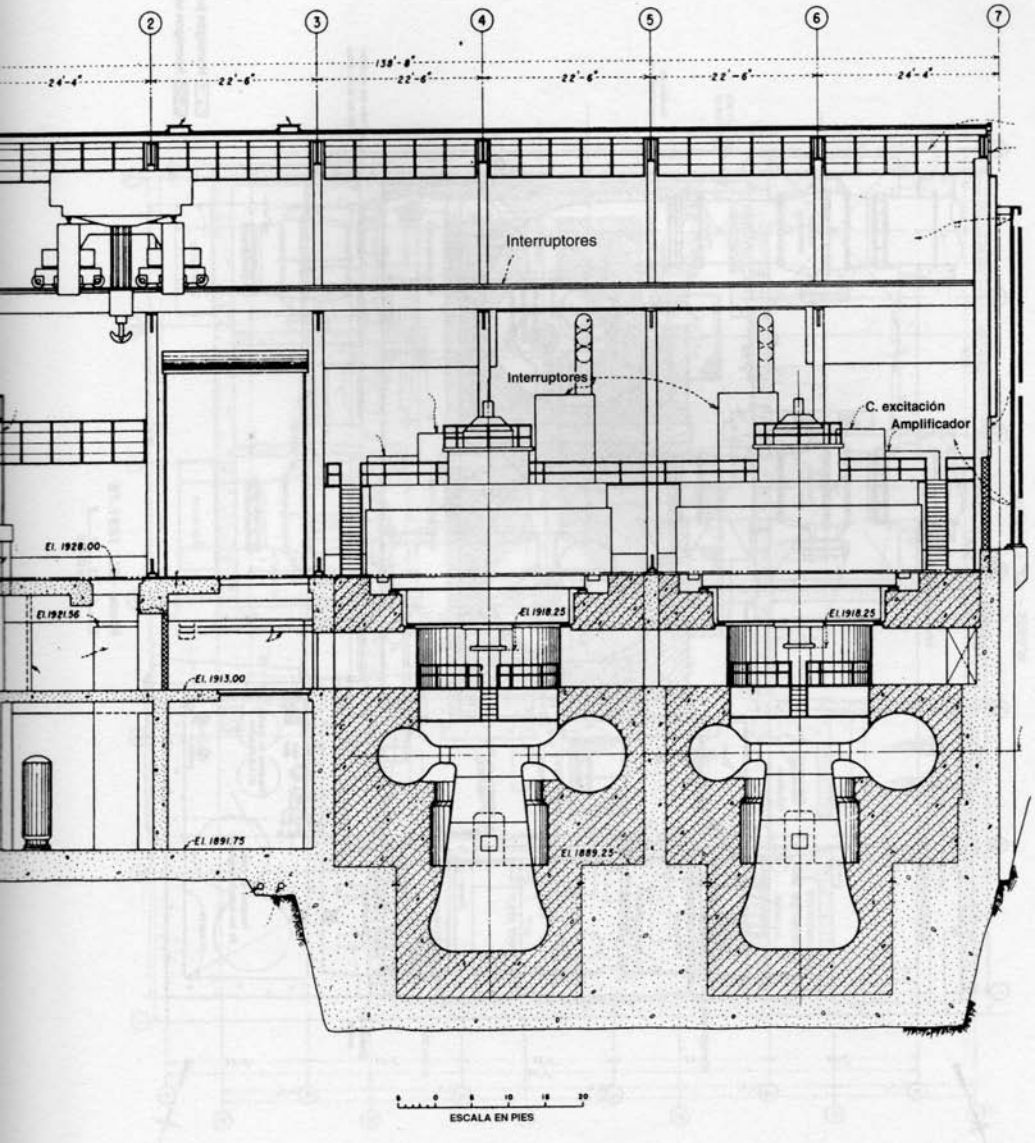
5. CENTRALES CON GRUPOS DE EJE HORIZONTAL

5.1. TF y TP

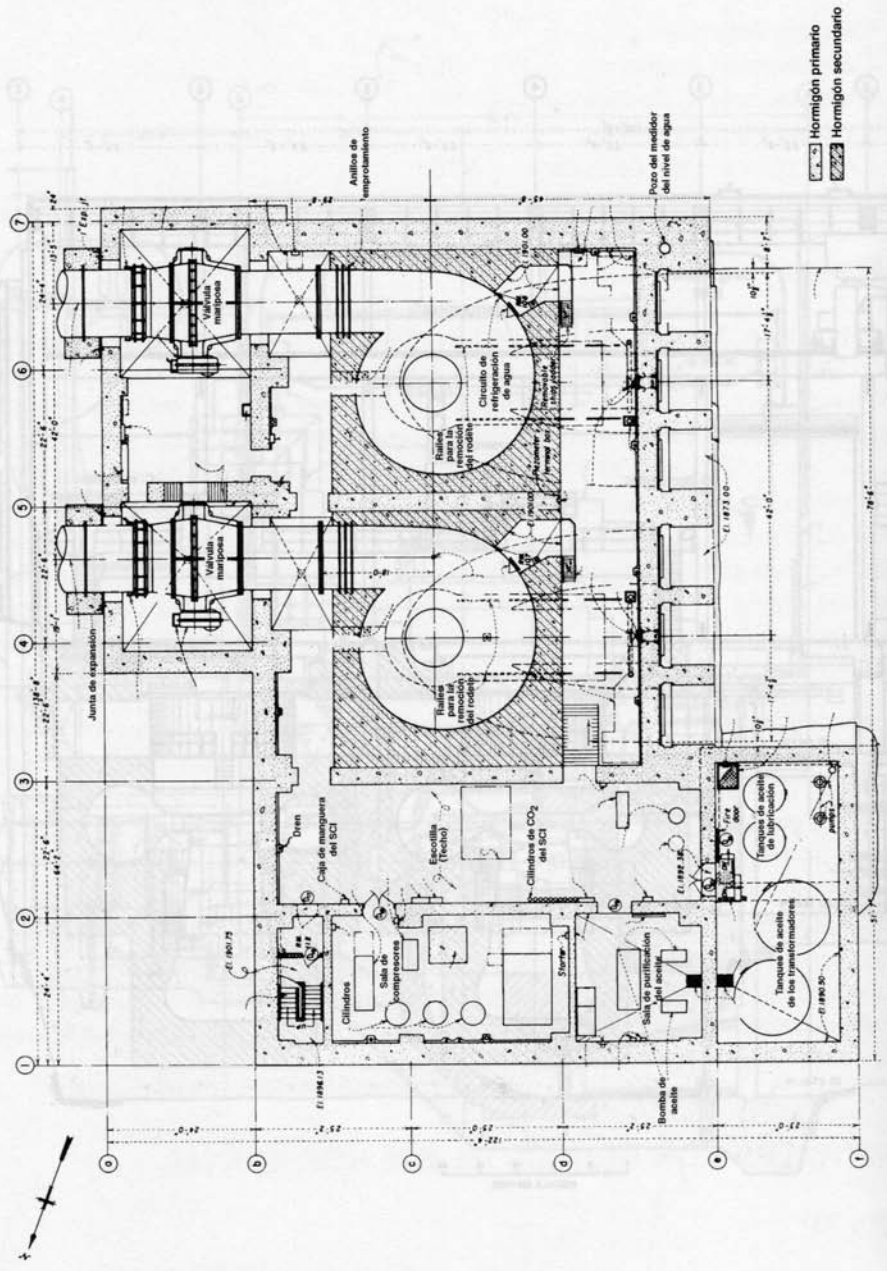
La obra civil de las centrales equipadas con grupos horizontales Francis o Pelton es mucho más sencilla que sus alternativas con grupos de eje vertical, puesto que la central se construye con una única planta en la que se instalan todos los equipos



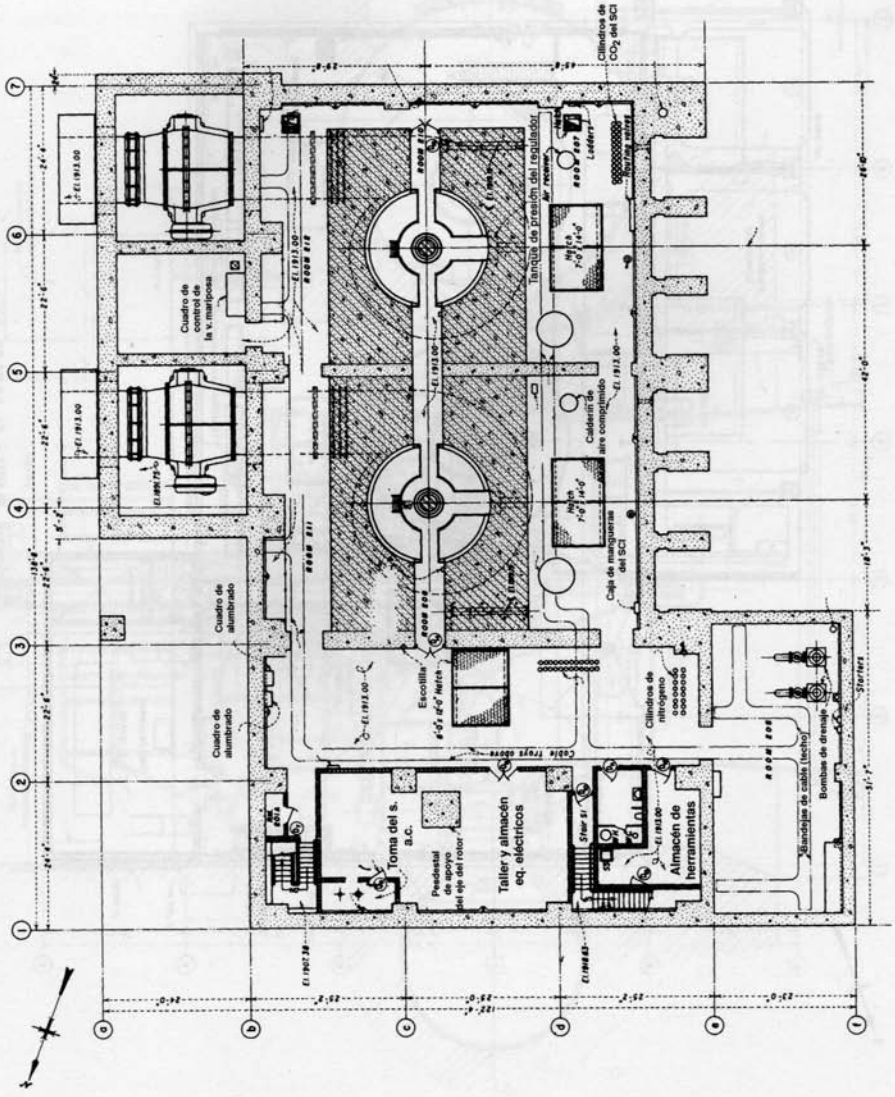
Central de Trinity. P=2x50 MW



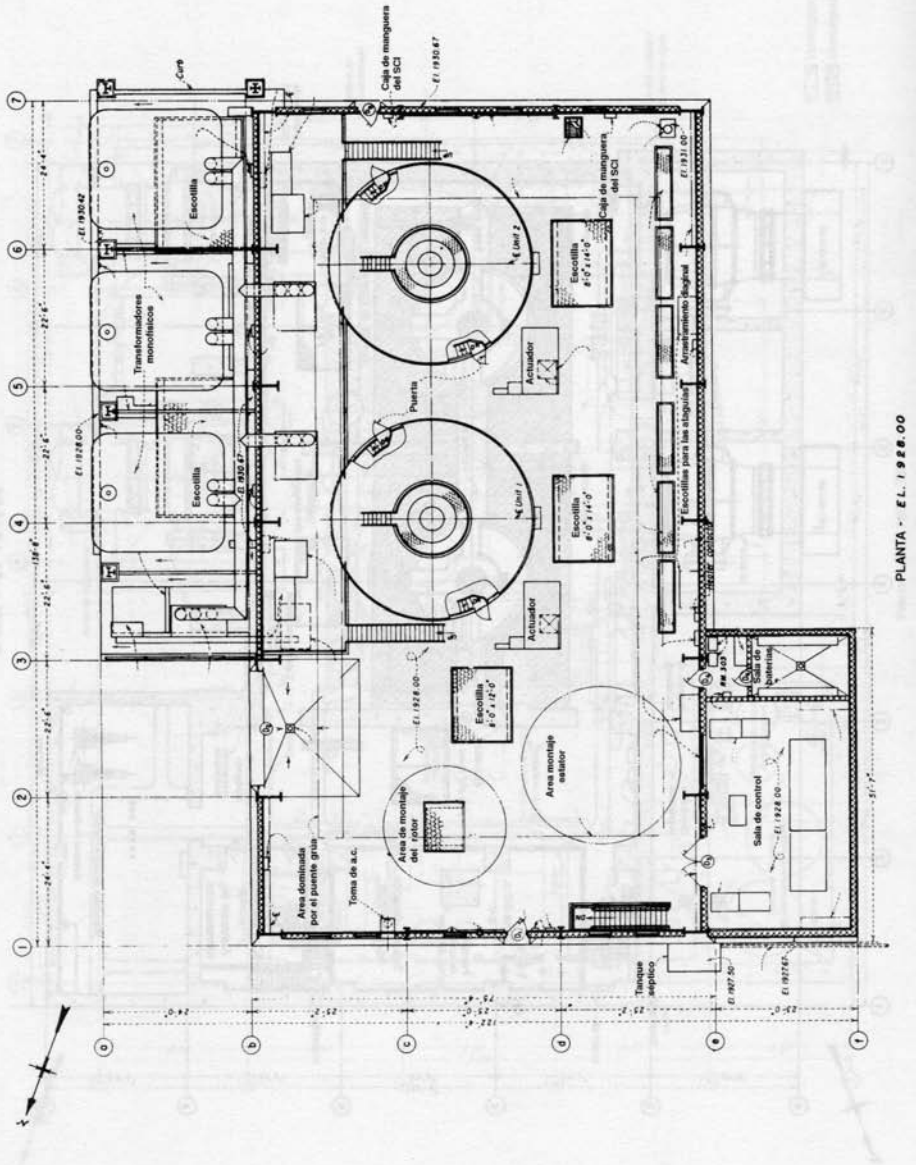
pm. Fuente: Bureau of Reclamation.



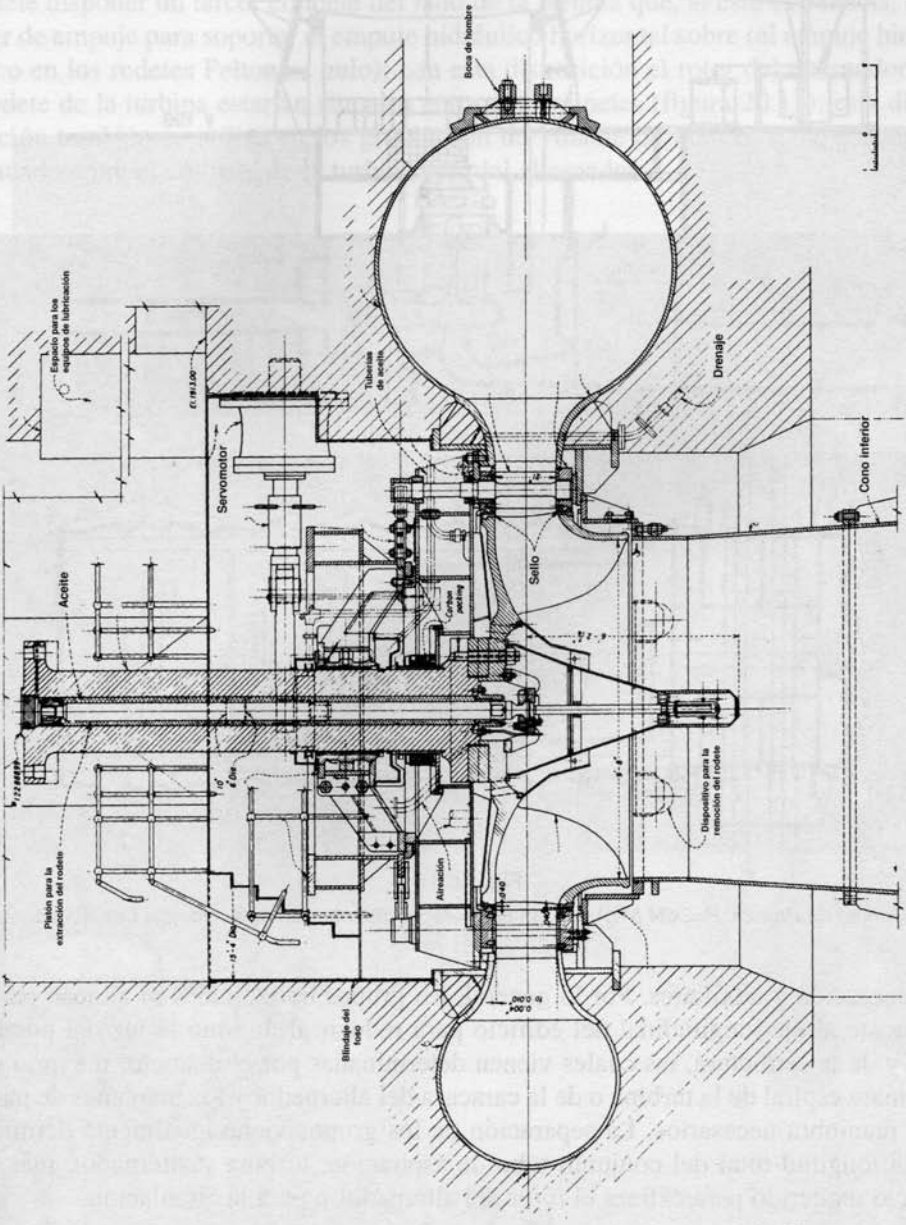
Central de Trinity. P=2x50 MW.



rpm. Fuente: Bureau of Reclamation.



Central de Trinity. P=2x50 MW, H=



m. Fuente: Bureau of Reclamation.

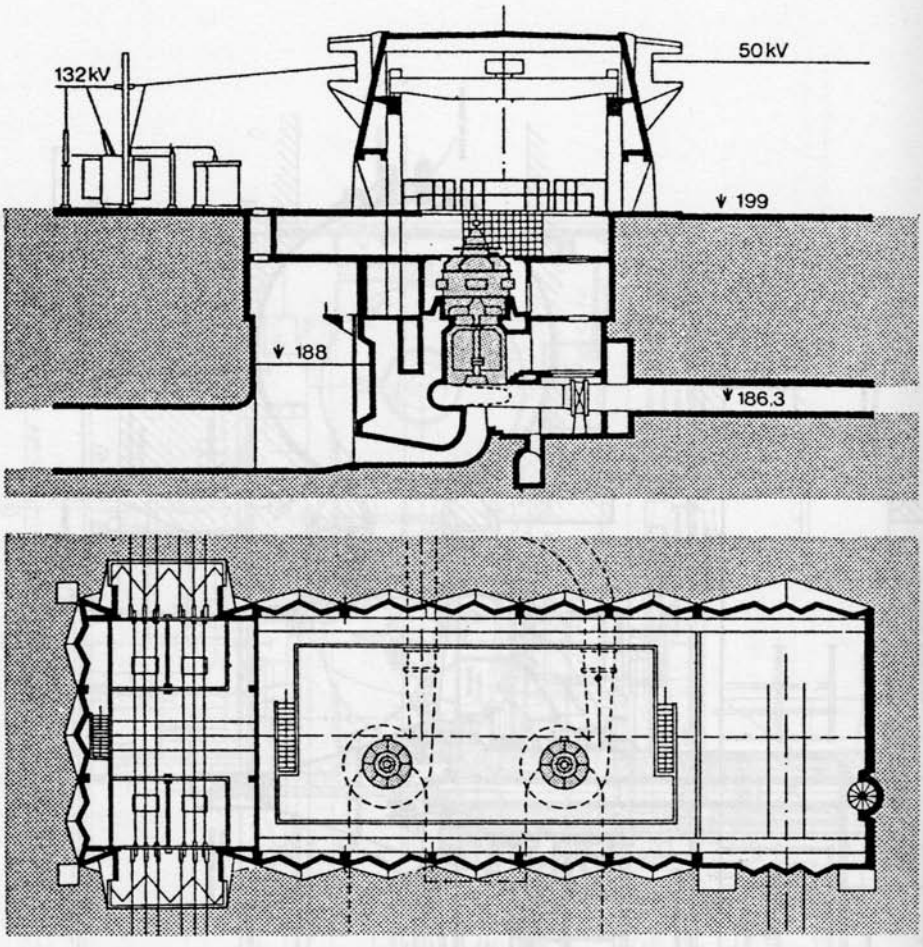


Fig. 20.16

Central de Proaza. P=2x24 MVA, H=146 m, N=428,6. Fuente: Hidroeléctrica del Cantábrico.

de generación y auxiliares. Por lo general, los grupos horizontales se alinean paralelamente al eje longitudinal del edificio para reducir al mínimo la luz del puente grúa y de la estructura, las cuales vienen determinadas por el diámetro máximo de la cámara espiral de la turbina o de la caracasa del alternador y los márgenes de paso y de maniobra necesarios. La separación de los grupos viene igualmente definida por la longitud total del conjunto tubo de aspiración, turbina y alternador, más el espacio requerido para extraer el rotor del alternador o para la circulación.

La disposición de los cojinetes depende del tamaño del grupo, del número de rodetes y de la existencia de un eventual volante de inercia; la disposición más usual es con un cojinete a cada lado del alternador, con lo que el o los rodetes y, de existir,

el volante de inercia, se instalarían en ménsula en los extremos libres del eje del alternador (figura 20.17). En los grupos de mayor tamaño con un solo rodete se suele disponer un tercer cojinete del lado de la turbina que, si ésta es Francis, debe ser de empuje para soportar el empuje hidráulico horizontal sobre (el empuje hidráulico en los rodetes Pelton es nulo); con esta disposición el rotor del alternador y el rodete de la turbina estarían situados entre dos cojinetes (figura 20.17); esta disposición también se utiliza en los grupos con un volante de inercia, el cual quedaría situado entre el cojinete de la turbina y el del alternador.

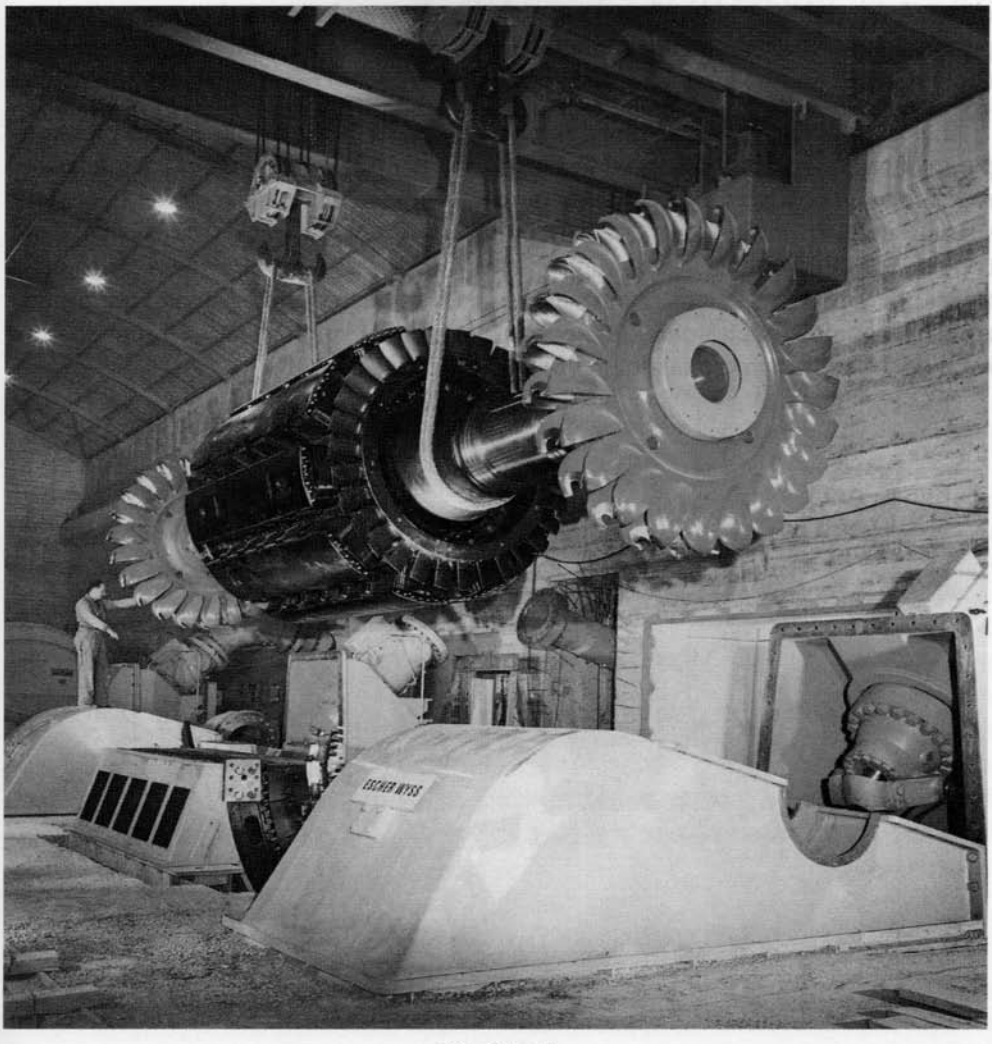


Fig. 20.17

Central de Tierfehld, P=3x91,6=275 MW, H=1036, N=600 rpm. Fuente: SULZER Hydro.

La cámara espiral de las TF se dispone verticalmente con la parte inferior empotrada en la losa de hormigón de la central y el tubo de aspiración saliendo horizontalmente por el lado opuesto a donde está el alternador para, tras un codo de 90° en un plano inclinado, descender hasta desaguar en el canal de descarga. Cuando el nivel en la descarga está a una cota mayor que la del rodete de las TF el tubo de aspiración puede situarse por encima de la solera de la central hasta desaguar en el canal de descarga situado en el exterior. En estos casos el tubo de aspiración puede ser un tronco de cono recto con una prolongación cilíndrica igualmente recta hasta alcanzar el canal de descarga situado junto a uno de los muros de la central; esta disposición solo es viable en centrales con un solo grupo o, en las centrales con varios grupos orientados diagonalmente con relación al eje del edificio, como en la central de Collywobles con tres grupos de 14.5 MW girando a 600 rpm (figura 20.18).

La disposición de las centrales equipadas con TP horizontales es aún más simple, puesto que el caudal de agua turbinado, después de golpear en las cazoletas del rodete, cae verticalmente al canal de descarga situado en el subsuelo de la central, según se muestra en la figura 20.19, donde se representa la sección transversal de la central de Malgovert; esta central, propiedad de EdF, está situada aguas abajo de la central de Brévières anteriormente mencionada y tiene cuatro grupos Pelton horizontales con dos rodetes que giran con una velocidad síncrona de 428 rpm bajo un salto de 740 m proporcionando una potencia total de 314 MW.

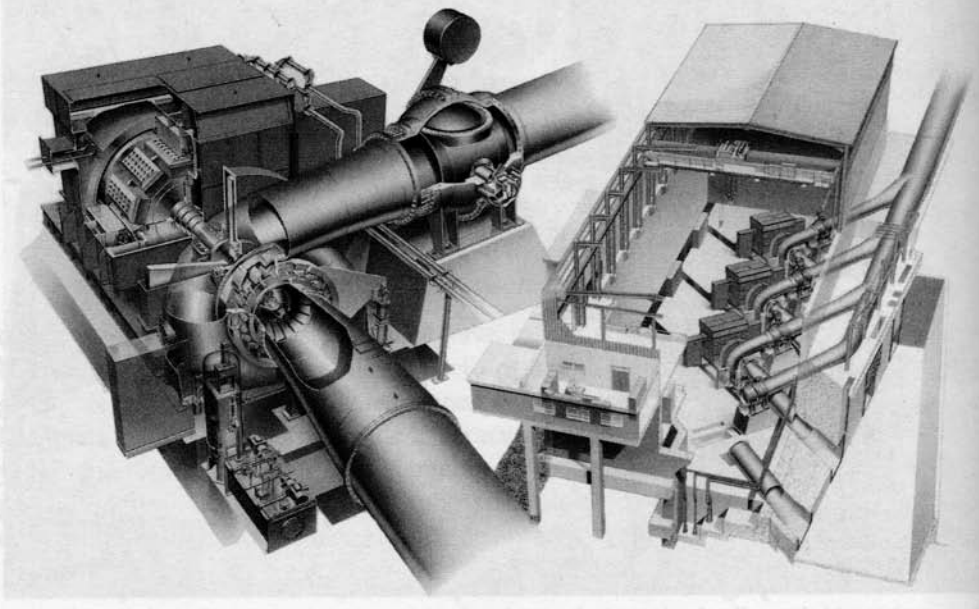


Fig. 20.18

Central de Colliwobles. Fuente: Kvaerner Hydro.

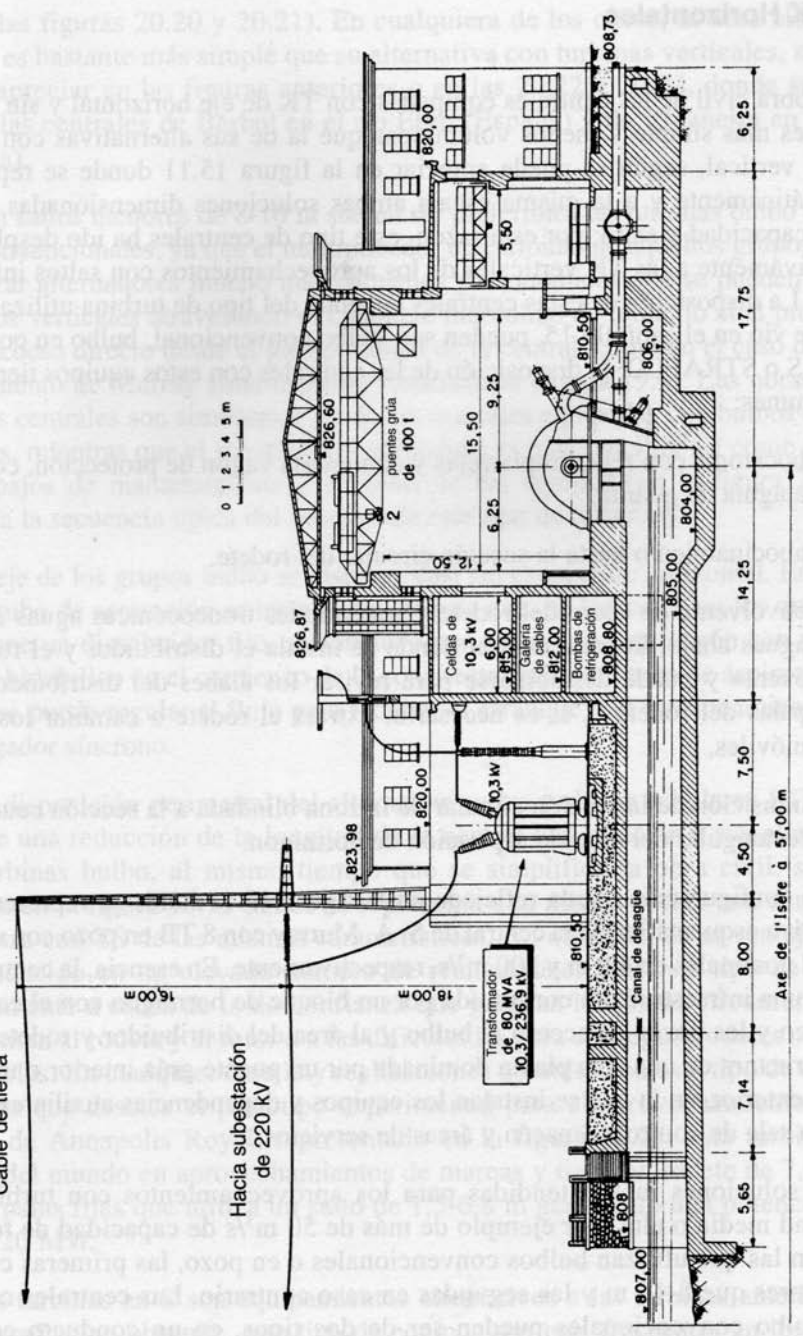


Fig. 20.19

Central de Malgovert, P=4x80=320 MW, H=740 m, N=418 rpm. Fuente; La Houille Blanche.

5.2. TK Horizontales

La obra civil de las centrales equipadas con TK de eje horizontal y sin cámara espiral es más simple y menos voluminosa que la de sus alternativas con grupos con eje vertical, según se puede apreciar en la figura 15.11 donde se representa esquemáticamente y a la misma escala ambas soluciones dimensionadas para la misma capacidad y salto; por esta razón, este tipo de centrales ha ido desplazando progresivamente a las TK verticales de los aprovechamientos con saltos inferiores a 20 m. La disposición de estas centrales depende del tipo de turbina utilizado que, según se vió en el capítulo 15, pueden ser: bulbo convencional, bulbo en pozo, turbina en S o STRAFLO; la disposición de las centrales con estos equipos tienen rasgos comunes:

— bocatoma con reja, limpiarrejas y compuerta vagón de protección, con o sin ataguía de guarda,

— abocinamiento hasta la sección circular del rodete,

— envolvente de acero del rodete y transiciones troncocónicas aguas arriba y aguas abajo; la parte central donde se instala el distribuidor y el rodete es exenta y puede desmontarse para revisar los álabes del distribuidor y las palas del rodete o, si es necesario, extraer el rodete o cambiar los álabes móviles,

— transición de la sección circular de la zona blindada a la sección cuadrada o rectangular del tubo de aspiración de hormigón.

Esta configuración queda reflejada en la figura 19.4, donde se representa una perspectiva esquemática de la central de S. A. Murray con 8 TB en pozo con un salto y caudal nominales de 4,9 m y 500 m^3/s, respectivamente. En esencia, la central consiste en una infraestructura constituída por un bloque de hormigón con el conducto hidráulico y los pozos de acceso al bulbo y al área del distribuidor y rodete, y una superestructura de una sola planta dominada por un puente grúa interior o un pórtico grúa exterior, en la que se instalan los equipos y dependencias auxiliares, incluyendo la sala de control, almacén y áreas de servicios.

Las soluciones más extendidas para los aprovechamientos con turbinas de capacidad media o alta, por ejemplo de más de 50 m^3/s de capacidad de turbinación, son las que utilizan bulbos convencionales o en pozo, las primeras con saltos mayores que 8-10 m y las segundas en caso contrario. Las centrales con turbinas bulbo convencionales pueden ser de dos tipos, en un conducto cerrado, como en la central de Chautagne o en cámara abierta, como en la central de Vaugris (ambas centrales están situadas en el río Ródano, en Francia, y se represen-

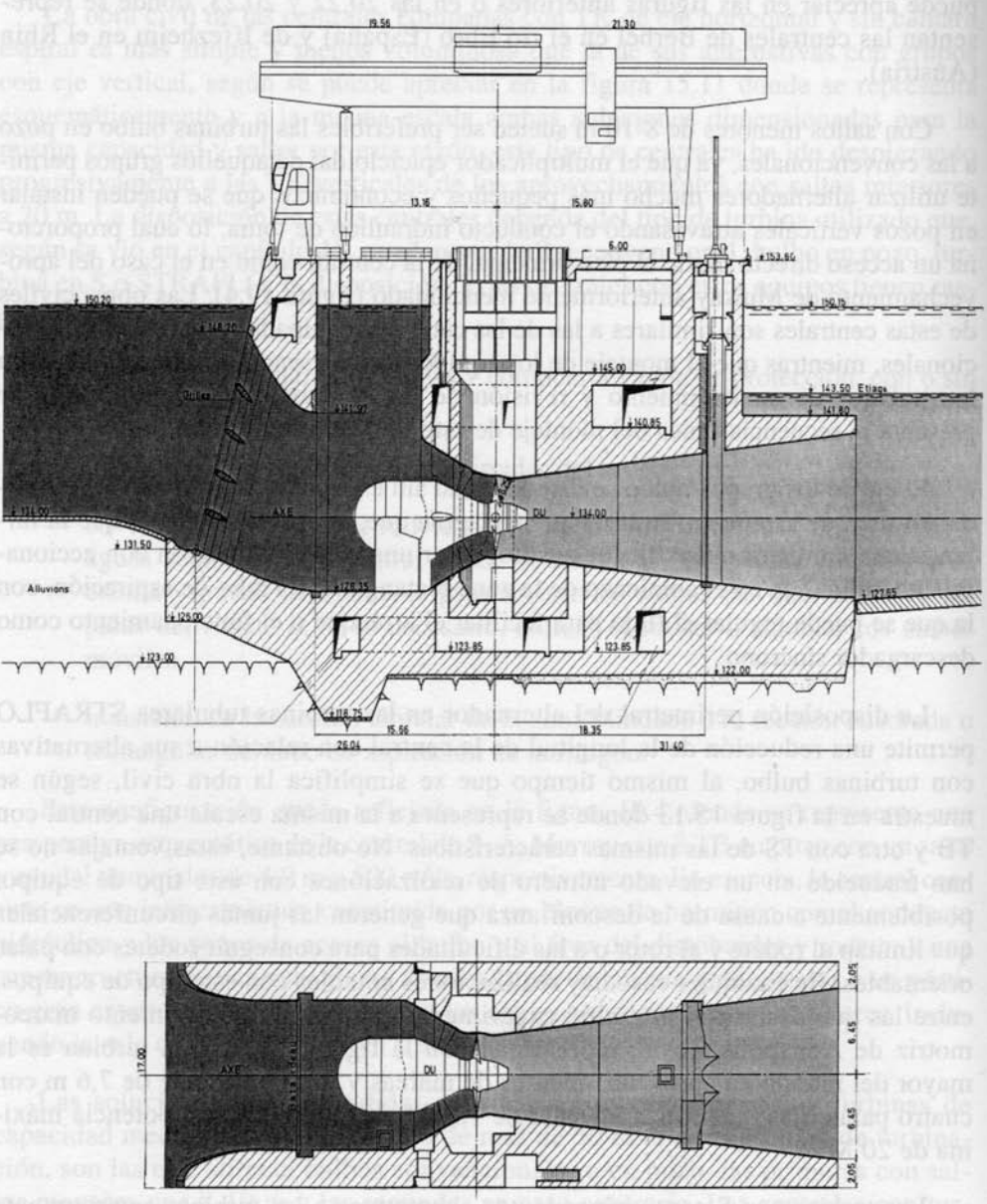
tan en las figuras 20.20 y 20.21). En cualquiera de los casos, la obra civil de la central es bastante más simple que su alternativa con turbinas verticales, según se puede apreciar en las figuras anteriores o en las 20.22 y 20.23, donde se representan las centrales de Berbel en el río Ebro (España) y de Iffezheim en el Rhin (Austria).

Con saltos menores de 8-10 m suelen ser preferibles las turbinas bulbo en pozo a las convencionales, ya que el multiplicador epicicloidal de aquellos grupos permite utilizar alternadores mucho más pequeños y económicos que se pueden instalar en pozos verticales atravesando el conducto hidráulico de toma, lo cual proporciona un acceso directo desde el piso principal de la central, como en el caso del aprovechamiento de Murray anteriormente mencionado (figura 19.4). Las obras civiles de estas centrales son similares a las de las centrales equipadas con bulbos convencionales, mientras que el montaje de los equipos es más sencillo, así como también los trabajos de mantenimiento y revisión de los equipos (en la figura 20.24 se presenta la secuencia típica del montaje de este tipo de turbinas).

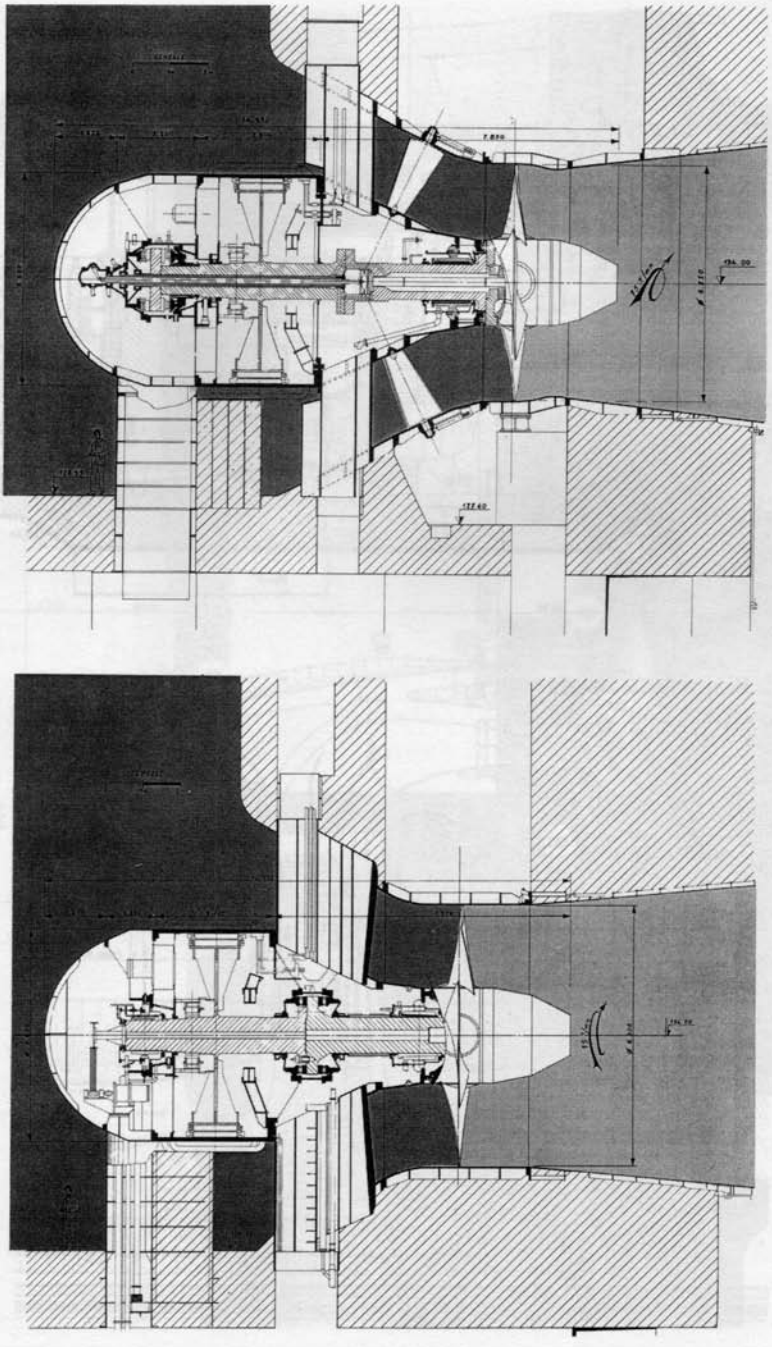
El eje de los grupos bulbo se dispone, casi sin excepción, horizontal. En la salida del tubo de aspiración se instala una ataguía que, en los casos en los que la turbina tiene un distribuidor fijo, se sustituye por una compuerta vagón con accionamiento hidráulico en el comienzo de la zona rectangular del tubo de aspiración, con la que se puede regular el flujo para facilitar el arranque o el funcionamiento como descargador síncrono.

La disposición perimetral del alternador en las turbinas tubulares STRAFLO permite una reducción de la longitud de la central con relación a sus alternativas con turbinas bulbo, al mismo tiempo que se simplifica la obra civil, según se muestra en la figura 15.13 donde se representa a la misma escala una central con TB y otra con TS de las mismas características. No obstante, estas ventajas no se han traducido en un elevado número de realizaciones con este tipo de equipo, posiblemente a causa de la desconfianza que generan las juntas circunferenciales que limitan al rodete y al rotor o a las dificultades para conseguir rodetes con palas orientables. En cualquier caso hay realizaciones notables con este tipo de equipos, entre las que destaca el prototipo experimental para el aprovechamiento mareomotriz de Annapolis Royal, representado en la figura 20.25; esta turbina es la mayor del mundo en aprovechamientos de mareas y tiene un rodete de 7,6 m con cuatro palas fijas que utiliza un salto de 1,5-6,8 m generando una potencia máxima de 20 MW.

Las turbinas en S son equipamientos alternativos a las turbinas anteriormente consideradas; no obstante, este tipo de equipos son más frecuentes en los aprovechamientos de menor capacidad, razón por la cual se analizarán en el capítulo 23 al hablar de las minicentrales.



Central de Vaugris, 4 TB, 2 con palas ajustables y 2 con palas fijas



5,7 m, Q=4x250 m³/s N=75 rpm, D_R=6,25–6,90 m. Fuente: CNR, 1977.

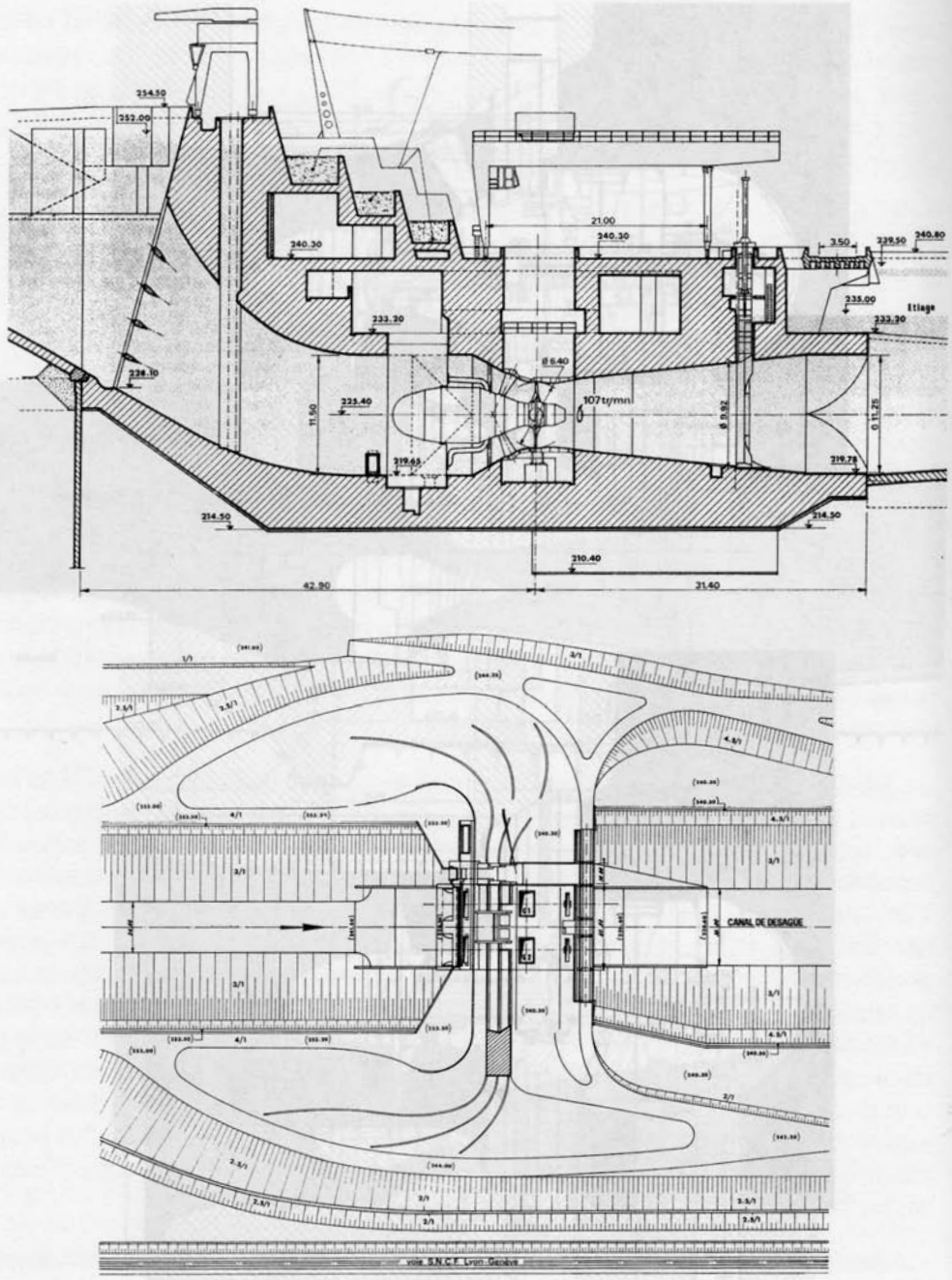


Fig. 20.21

Central de Chautagne. H=17 m, Q=2x350 m³/s, N=107 rpm. Fuente: CNR, 1979.

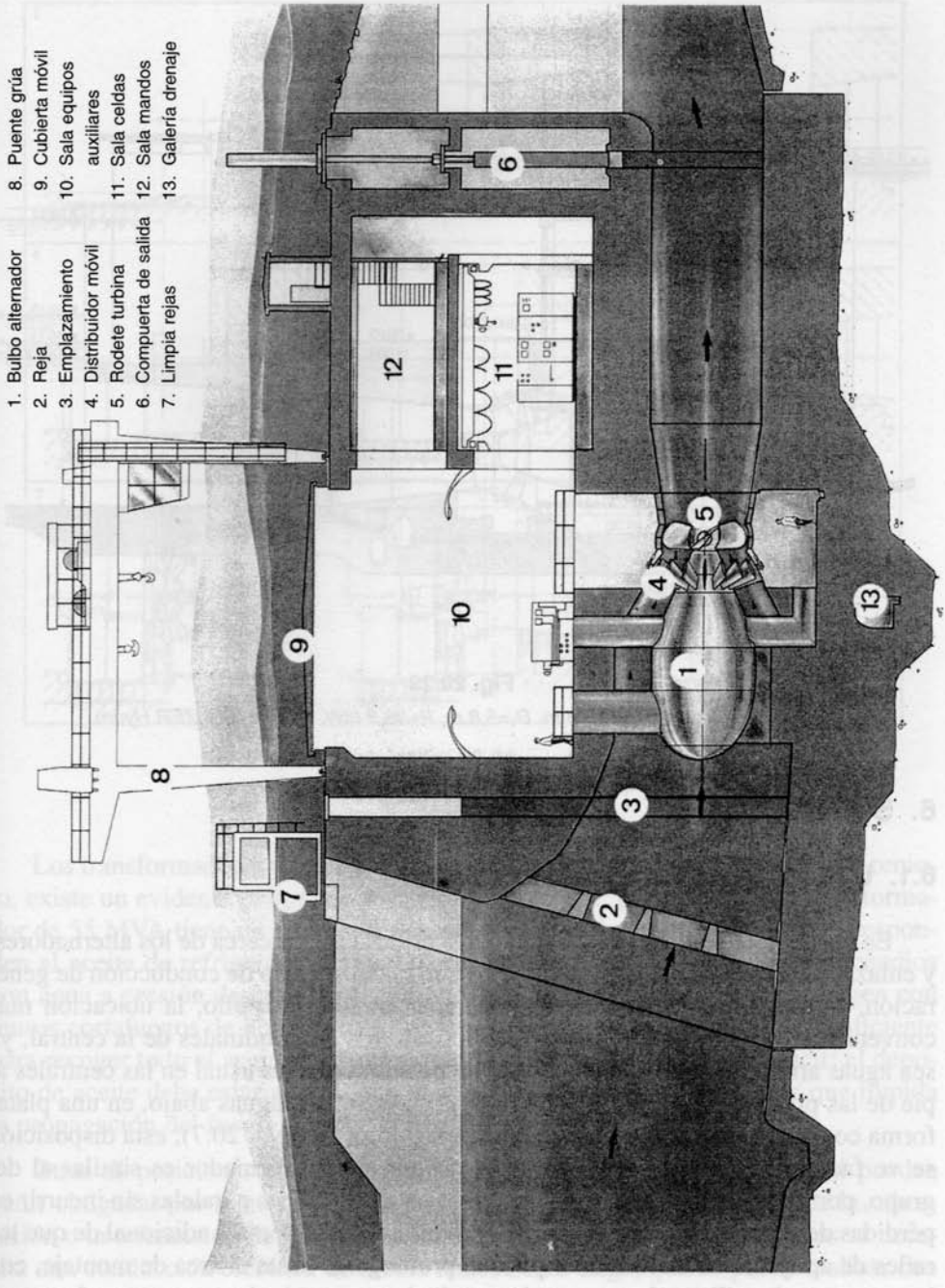


Fig. 20.22

Central de Berbel. H=8 m, Q=3x110 m³/s. Fuente: ERZ.

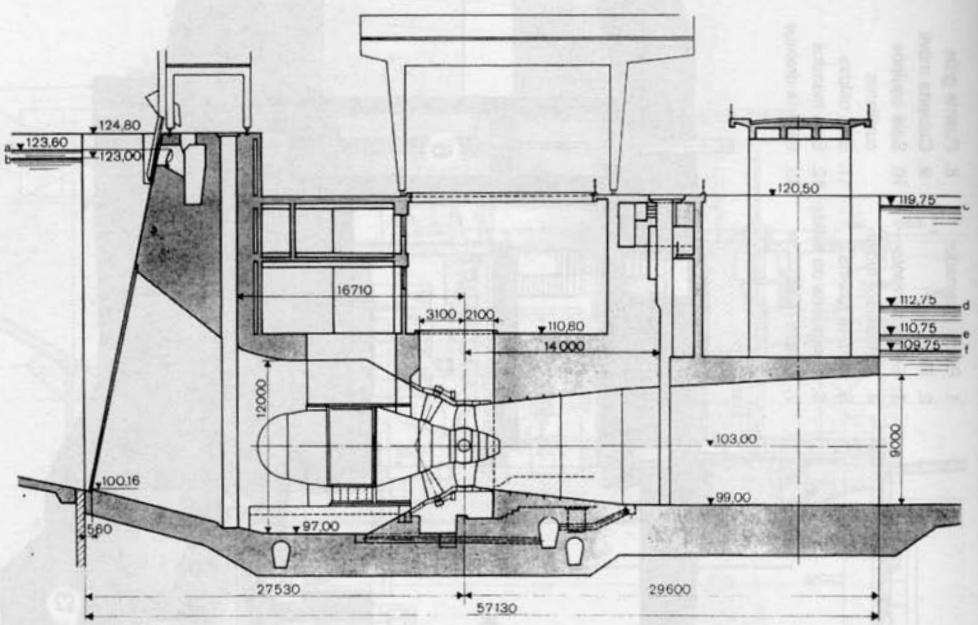


Fig. 20.23

Central de Iffezheim. H=13,8 m, D_1=5,8 m, P=28,3 MW. Fuente: SULZER Hydro.

6. SUBESTACIÓN

6.1. Ubicación de los transformadores

Es conveniente que los transformadores estén situados cerca de los alternadores, y enlazados directamente por los cables o barras del sistema de conducción de generación, formando un bloque alternador-transformador. Por ello, la ubicación más conveniente es junto a cualquiera de los dos muros longitudinales de la central, ya sea aguas arriba, encima de las tuberías de presión como es usual en las centrales al pie de las presas de fábrica (figuras 18.6, 20.1 y 20.2), o aguas abajo, en una plataforma construida sobre el tubo de aspiración (figura 20.6 y y 20.7); esta disposición se ve facilitada porque el espacio ocupado por el transformador es similar al del grupo, por lo que ambos pueden organizarse en alineaciones paralelas sin incurrir en pérdidas de espacio. Asimismo, esta disposición tiene la ventaja adicional de que los raíles de apoyo del transformador pueden prolongarse hasta el área de montaje, con lo que se puede utilizar el puente grúa para la descarga, e incluso prever un foso para facilitar el desencubado.

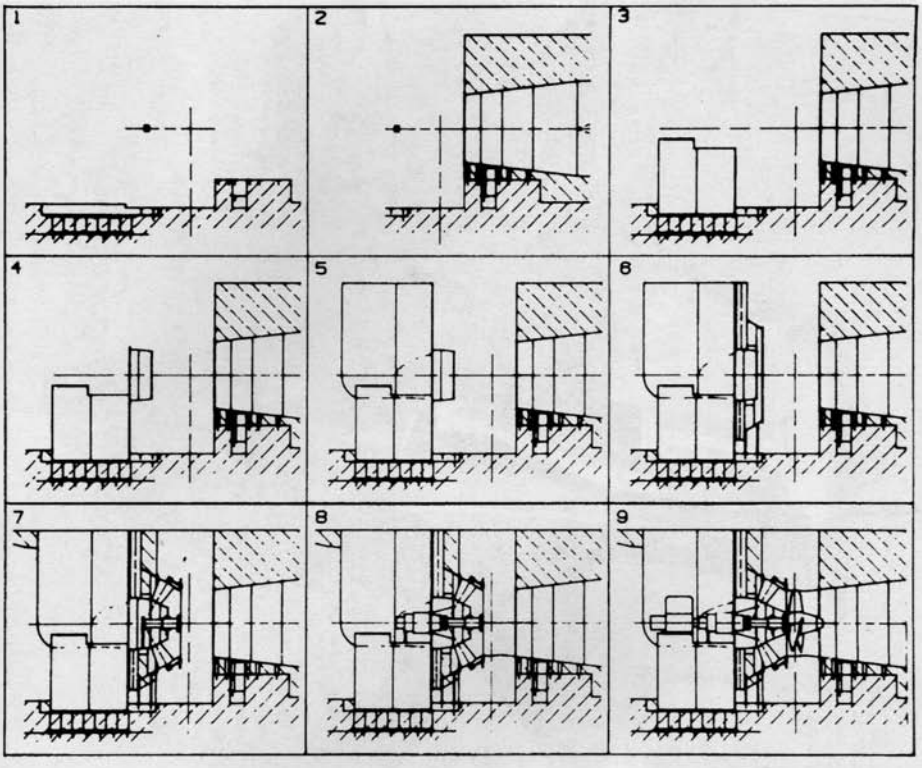
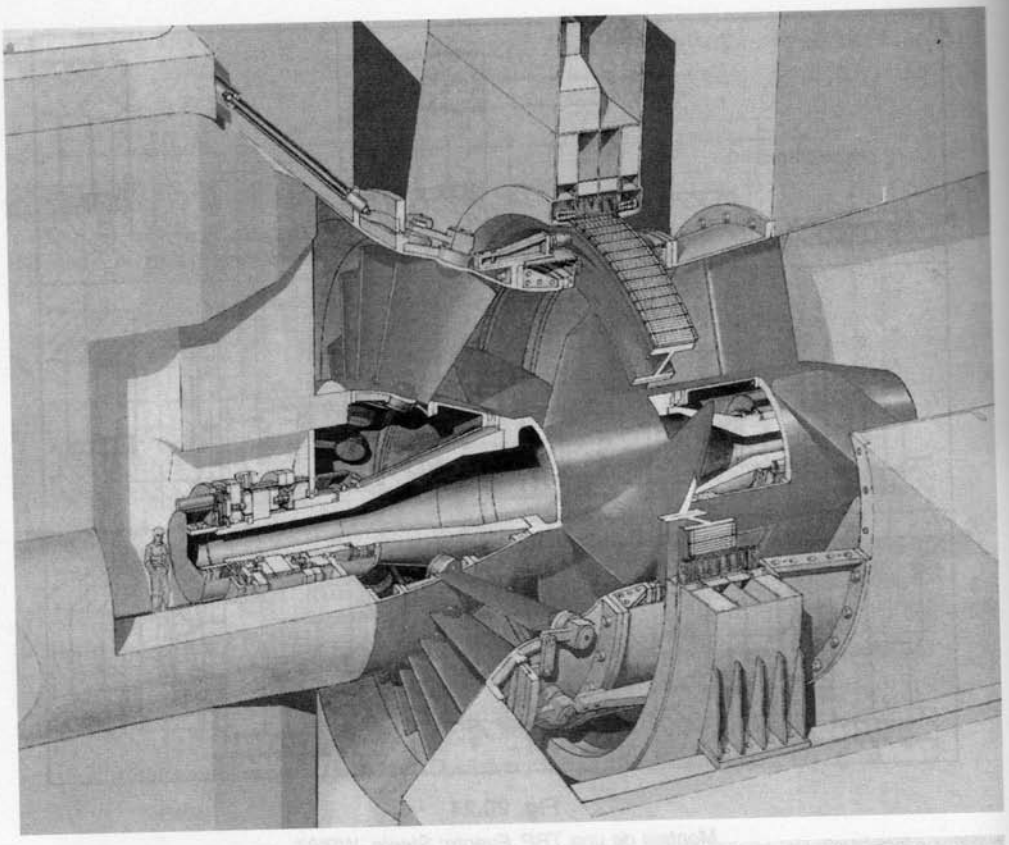


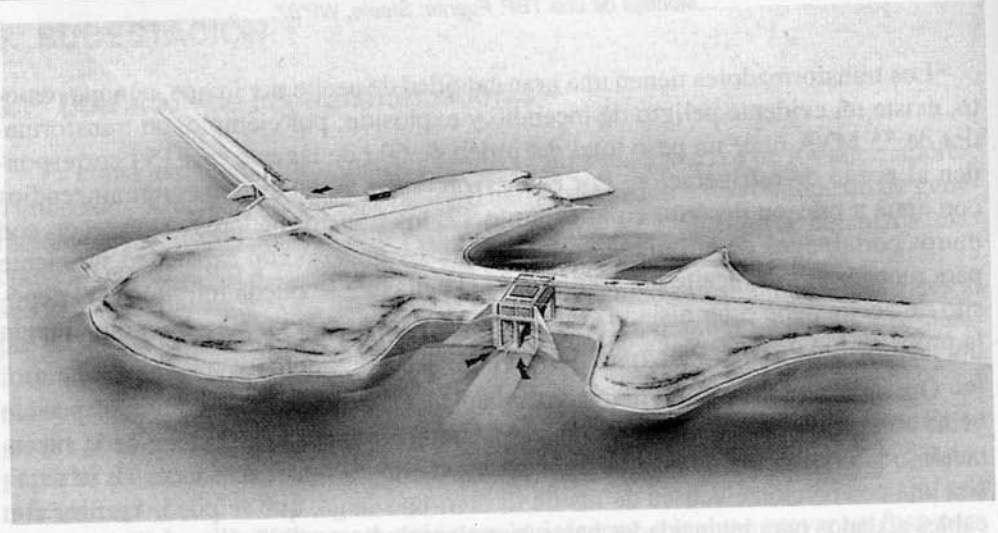
Fig. 20.24

Montaje de una TBP. Fuente: Steele, WP'87.

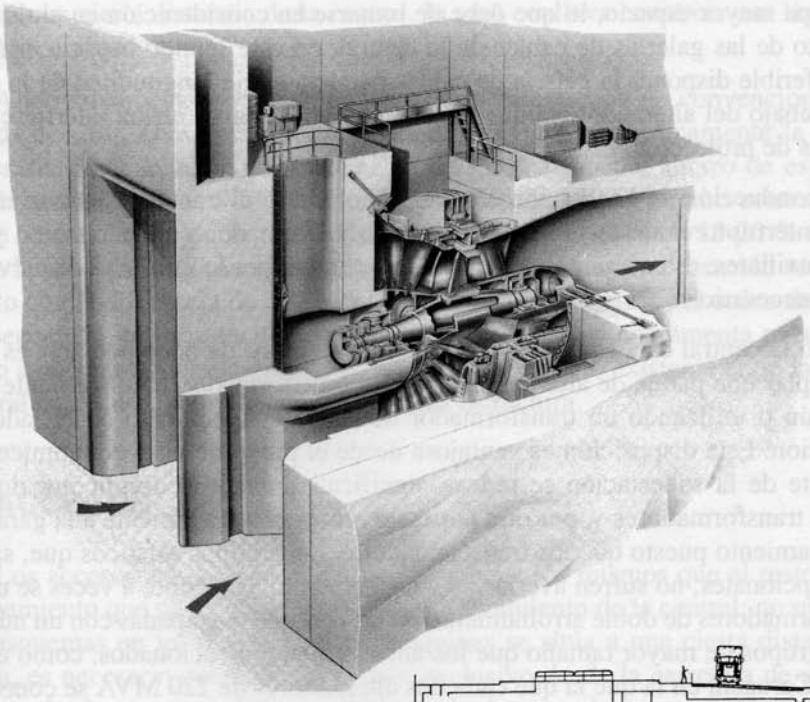
Los transformadores tienen una gran cantidad de aceite por lo que, aunque remoto, existe un evidente peligro de incendio y explosión; por ejemplo, un transformador de 55 MVA tiene un peso total del orden de 60 t de las que casi 15 t corresponden al aceite de refrigeración. Por esta razón, además del sistema contraincendios con agua a presión descrito en al capítulo 17, los transformadores se protegen con muros cortafuegos de hormigón en los laterales y un foso con capacidad suficiente para recoger todo el aceite del equipo más el agua que se pueda introducir; el depósito de aceite debe estar aislado con una barrera de grava o piedra bola que impida la propagación del fuego al aceite contenido en el foso.

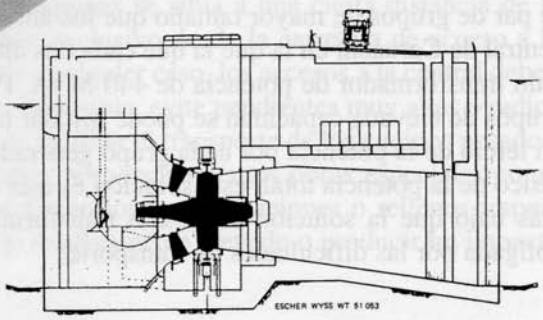
Otras disposiciones alternativas más alejadas del edificio de la central pueden venir obligadas por la morfología del emplazamiento o por la ubicación de la subestación o la orientación de las líneas de transporte de energía. En estos casos se necesita una conducción eléctrica de media tensión más larga, que se puede realizar con cables aislados para intensidades bajas (por ejemplo hasta 4000 A) y mediante barras aisladas para intensidades de corriente mayores; este último procedimiento es más

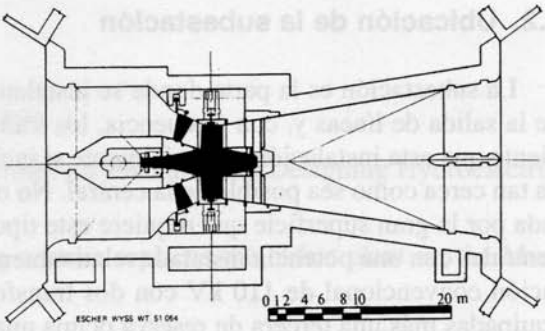




Central de Ann







SULZER Hydro.

caro y ocupa mayor espacio, lo que debe de tomarse en consideración en el dimensionamiento de las galerías de cables de la central; en este sentido hay que señalar que es preferible disponer la galería de cables paralela al eje longitudinal de la central aguas abajo del alternador, ya que la ruta alternativa aguas arriba interfiere con las válvulas de protección.

En la conducción de generación entre el alternador y el transformador se intercalan los interruptores de media tensión y los transformadores de excitación y de servicios auxiliares; estos equipos se sitúan en la central, por lo que debe de preverse el espacio necesario.

Cuando la central está equipada con dos o más grupos de poca potencia es frecuente acoplar una pareja de alternadores con un transformador, bien mediante una barra común o utilizando un transformador de doble arrollamiento en el lado de media tensión. Esta disposición es ventajosa desde el punto de vista económico, ya que el coste de la subestación se reduce significativamente al dividir por dos el número de transformadores y, por otra parte, no afecta sustancialmente a la garantía de funcionamiento puesto que los transformadores son equipos estáticos que, salvo casos excepcionales, no sufren averías de consideración; asimismo, a veces se utilizan transformadores de doble arrollamiento en las centrales equipadas con un número par de grupos de mayor tamaño que los anteriormente mencionados, como en la central de Caruachi en la que la que cada dos alternadores de 220 MVA se conectan a un transformador de potencia de 440 MVA. Por el contrario, en las centrales con grupos de elevada capacidad se puede instalar tres transformadores monofásicos de un tercio de la potencia por cada grupo generador en lugar de un transformador trifásico de la potencia total; esta solución es más costosa y tiene un rendimiento algo más bajo que la solución usual con transformadores trifásicos, pero puede venir obligada por las dificultades de transporte.

6.2. Ubicación de la subestación

La subestación es la parte donde se instalan los interruptores y las protecciones de la salida de líneas y, con frecuencia, los transformadores de potencia. Es conveniente que esta instalación, especialmente si incluye los transformadores, esté situada tan cerca como sea posible de la central. No obstante, esta proximidad se ve coartada por la gran superficie que requiere este tipo de instalaciones, aún en el caso de centrales con una potencia instalada relativamente pequeña; por ejemplo, una subestación convencional de 110 kV con dos transformadores de 50 MVA y dos calles equipadas más una tercera de reserva ocupa una superficie del orden de 40 x 60 m, bastante mayor que la superficie ocupada por la propia central. Por ello, es frecuente que la morfología del terreno en las proximidades de la planta no permita construir una explanación con la superficie requerida, lo que obliga a situar la subesta-

ción a una cierta distancia de la central, lo cual conlleva construir una línea eléctrica entre ambas.

Alternativamente, se puede construir una subestación no convencional, encapsulada con SF_6 como aislante, lo que permite reducir drásticamente la superficie necesaria. Esta solución es atractiva a causa del sustancial ahorro de espacio, que puede ser de hasta un 90 % en una subestación de 330 kV; como contrapartida, el coste de instalación es, según Törkildsen y Vikanes (1994), un 15-20 % mayor que el de la subestación convencional (no obstante los costes de operación son menores por lo que la diferencia de coste real es más reducida, quizás del orden del 5 %). En consecuencia, la subestación equipada con este tipo de aparamenta puede situarse junto a la central, por ejemplo, aprovechando el espacio existente entre la presa y la central o, incluso, sobre la cubierta de esta estructura.

7. ACCESOS

Los accesos a la central son, con frecuencia, los mismos que al resto del aprovechamiento que se prolongan hasta el emplazamiento de la central; no obstante, en los esquemas en los que la casa de máquinas se sitúa a una cierta distancia de la presa, es necesario construir un acceso exclusivo desde la carretera de acceso a la presa o desde una carretera general. En cualquier caso, los accesos a la central deben tener un trazado que, en la medida de lo posible, evite pendientes muy altas o radios excesivamente pequeños con objeto de facilitar el transporte de los equipos pesados. Esta condición puede exigir en algunos aprovechamientos obras especiales como tramos en túnel, puentes de grandes dimensiones, excavaciones o rellenos importantes, etc., que pueden tener un coste relativamente elevado o producir un impacto visual considerable.

BIBLIOGRAFÍA

— ACEC, Hydro-electric power plants.

— ASCE, Civil Engeneering Guidelines for Planning and Designing Hydroelectric Developments, Vol. 3, 1989.

— Bachofner, P., The New Lebring scheme replaces the oldest plant on the Mur, WP&DC, Octubre, 1988.

— Bergeret, A., et al., France's most powerful pumped-storage plant, WP&DC, Abril de 1983.

— Bryany, W., R.W. Talmadge, Murray Hydro project-Structural design, WP'87.

— Brown, J. G., Hydroelectric Engineering Practice, 1966.

— Bureau of Reclamation, Selecting Hydraulic Reaction Turbines, Eng. monograph No. 20, 1976.

— Bureau of Reclamation, Blue Mesa dam and powerplant, Tecnical record of desing and Construction, 1975.

— Bureau of Reclamation, Glen Canyon dam and powerplant, Tecnical record of desing and Construction, 1975.

— Bureau of Reclamation, Trinity dam and powerplant, Tecnical record of desing and Construction, 1975.

— Bureau of Reclamation, Yellowtail dam and powerplant, Tecnical record of desing and Construction, 1975.

— Compagnie National du Rhône (CNR), Aménagement de la Chute de Chautagne, 1979.

— Compagnie National du Rhône (CNR), Aménagement de Vaugris, 1977.

— Companhia Portuguesa de Electricidade, Carrapatelo, 1972.

— Cotillon, J., Advantages of bulb units for low head developments, WP&DC, Enero 1977.

— Douma, A., et al., Straflo Turbine at Annapolis Royal-First Tidal Power Plant in the Bay of Funday,Escher Wyss News, 1/1981-1/1982.

— EDELCA, Centrales de Guri y Caruachi.

— ERZ, Central Hidráulica «El Berbel»

— Frye, W. B., Talmadge, R. W., Murray Hydro Project-Structural Design, Waterpower'87, 1987.

— Gómez Navarro, J.L., et al, Saltos de agua y presas de embalse, Tomo I, 1964.

— Harty, F. R., Shiers, P. F., Turbine-generator Unit Selection for the Hydro-Kennebec Project, Hydro Review, Octubre 1988.

— Hidroeléctrica Española S. A., Salto de Cedillo sobre el río Tajo.

— Höller, K., Miller, H., Bulb and Straflo Turbines for Low Head power Stations, Escher Wyss News, 2, 1977.

— Hollestein, M., Soland, W., Les turbines bulbe de la centrale de Racine, Boletín Escher Wyss, 1/1981-1/1982.

— Hoz, M., Scherrer, V., The two vertical shaft Impulse Turbines of Tysso II power station, Norway, Escher Wyss News, 2/1970.

— IBERDROLA, Centrales de Soutelo y Santa María de Agavanzal.

— Ilyinykh, I. I., Hydroelectric Stations, 1985.

— Jacquet, B., et al., Neyrpic et les groupes axiaux de type «puits». White River, trois turbines «puits» en Arkansas, NEYRPIC, Revue Technique No. 7, 1988.

— Jingyi, T., Dongjiang: a 500 MW hydro plant for Hunan province, WP&DC, Agosto 1988.

— Johannssen, P., The advantages of turnkey contracts in hydro developments, WP&DC,Septiembre, 1990.

— Kleivig, E., et al, Concrete for Hydropower Structures; Hydropower Developments Vol. No. 11, The Norwegian Institute of Technology, 1994.

— Kvaerner Hydro, Kaplan Turbines y Francis Turbines, Catálogos KB 910.78-5 y

— La Houille Blanche, Tignes,

— Mayo, H. A., Tube turbine keeps cost down, WP&DC, Julio 1990.

— Miller, H., Die STRAFLO Turbine, Escher Wyss.

— Mollet, A., Portugal plans Europe's largest reservoir,IWP&DC, Diciembre 1995.

— Mosonyi, E., Low-head power plants, Vol 1, 3.ª edición, Akadémai Kiadó, Budapest, 1987.

— Motoko, T., et al., 65 MW bulb turbine for Japan's Tadami project, WP&DC, Agosto 1986.

— NEYRPIC, Bulb Turbines.

— Silveira, R., et al., Porto Primavera: Aménagement dénsamble et turbines Kaplan de la centrale, Neyrpic, Revue Technique, No. 14, 1985.

— Steele, R. D., Pit Turbine Technology for Low Head Hydro Projects, WP'87, 1987.

— Strohmer, F., K. Wolfartsberger, Pit-type turbines, an economical alternative for low head applicatios, WP'87.

— SULZER Hydro, Die STRAFLO TURBINE

— SULZER, Utilization of Water Power by Means of Hydraulic Machines, 1989.

— SULZER Hydro, Turbinas Pelton.

— TVA, Civil Engineering Desing of Hydro Plants, technical Report No. 24, Vol. 1.

— Thirriot, C., Comparaison entre turbina Kaplan et groupe bulbe, La Houille Blanche, No. 3-1987.

— VOEST-ALPINE Bulb turbine for Pelton Reregulating Dam hydro-electric project of the Confederated tribes of Warm Springs.

— Wedam, G. M., Lenz, M., Combined uprating and refurbishement of the Ybbs-Persenbeug scheme, WP&DC, Octubre 1991.

— Westgaard, E., et al, Electrical Equipment, Hydropower Development Vol. No. 13, The Norwegian Institute of Technology, 1994.

— Yuzuru, N., J. Bosc, 65 MW Bulb Generating Unit for Tadami Project, WP'89.

21

Centrales subterráneas

1. INTRODUCCIÓN

La construcción de centrales subterráneas (CS) se inició en Europa a finales del siglo XIX con la central de Verayas, que se puso en operación en Suiza en 1897, equipada con tres TP que utilizaban un salto de 500 m con un caudal de 1,5 m^3/s, seguida una década después por la central de Buchbergmühle en Alemania, con cuatro TF de dos etapas con una potencia unitaria de 2400 kW. Estas dos centrales solo eran parcialmente subterráneas, ya que una parte de las instalaciones eran exteriores; la primera central totalmente subterránea se puso en servicio en Suecia en 1911 con cuatro TF que desarrollaban un salto de 24 m con un caudal unitario de 20 m^3/s, seguida un año más tarde por la central de Porjus con una capacidad instalada de 49 MW. En Francia, la primera central subterránea fué inaugurada en 1925 (la de Baton con tres turbinas Pelton, una de las cuales utilizaba un salto de 1.050 m) y en Italia en 1927 (en el aprovechamiento de propósito múltiple del río Flumendosa en Cerdeña). A partir de estos primeros pasos se intensificó la construcción de centrales subterráneas, especialmente en Suecia donde casi la mitad de la potencia instalada en 1950 procedía de centrales subterráneas y, en menor medida, en Suiza. Una descripción más detallada de este proceso puede encontrarse en Mosonyi (1965), de donde se ha tomado la información anteriormente resumida.

El inicio de la construcción de centrales subterráneas en España fué más tardío, puesto que hasta 1947 no se puso en servicio la primera central: la del Tranco de Beas, que desarrollaba un salto máximo de 110 m con dos TF verticales con una potencia unitaria de 16.200 kW; en la actualidad existen 18 aprovechamientos con

este tipo de centrales que, en conjunto, proporcionan una potencia instalada de más de 4.000 MW, aproximadamente un 25 % de la potencia hidroeléctrica total.

La construcción de centrales subterráneas quedó limitada durante muchos años a Europa; sólamente a partir de la década de los 50 se extendió esta técnica a Asia (prinicipalmente a Japón) y a América. K. Hönish (1997) presenta una detallada evaluación de las CS existentes en el mundo; en esta evaluación se estima que existe un total de 650 CS, de las que relaciona 450, más de la mitad de las cuales están en Europa, un 15 % en América, un 23 % en Asia y un 6 % en África y Oceanía. Los países con una proporción más elevada de este tipo de centrales según esta relación son: Italia (12 %), Japón (9 %), Suiza (8 %) y Noruega (7 %)

Las razones por las que puede resultar más interesante una central subterránea que su alternativa exterior son, básicamente, económicas; esta economía proviene principalmente de:

— el acortamiento de la tubería en presión, cuyo coste unitario es muy superior al del túnel de descarga que lo sustituye. Asimismo, este acortamiento induce una reducción de los transitorios y una mejora de la estabilidad del aprovechamiento,

— la ganancia energética, consecuencia de la reducción de las pérdidas de carga,

— la reducción del espesor del blindaje del pozo de presión, consecuencia de la colaboración de la roca para soportar las presiones interiores

— una mayor libertad en la elección del punto de descarga e incorporación al río, lo que puede traducirse en un incremento de salto y en una sensible mejora del coste unitario,

— unas labores de desvío más sencillas, puesto que solo se precisan para construir el portal de salida del túnel de descarga. Asimismo, se eliminan las dificultades para cimentar o para realizar exvaciones en el cauce que suelen ser frecuentes en las centrales y tuberías exteriores a causa de la presencia de aluviones, la inestabilidad de la ladera o los elevados niveles de agua,

— la facilidad de conseguir una mayor sumergencia, lo que permite utilizar grupos más rápidos y económicos.

Estos ahorros, así como otras ventajas funcionales o de seguridad de difícil evaluación, tienen con frecuencia mayor peso que los sobrecostes inherentes a toda instalación subterránea, a causa de, principalmente:

— el mayor coste de la propia central que, considerada en forma independiente, resulta más onerosa que su alternativa exterior,

— la galería de acceso, la galería o pozo de cables y, de requerirse, la chimenea de equilibrio en la descarga, que no son necesarias en las centrales exteriores,

— el mayor coste de las conducciones eléctricas de generación.

A pesar de estos sobrecostes, la alternativa con central subterránea puede resultar más interesante que la exterior e, incluso, ser en algunos casos la única viable. No obstante, hay que señalar que para que la CS pueda resultar una solución válida debe tener:

— Una potencia instalada lo suficientemente grande como para neutralizar los costes fijos de las galerías de acceso y cables; por esta razón se construyen pocas CS con una potencia inferior a 40 MW y casi ninguna con una potencia menor que 20 MW. Obviamente hay excepcione, entre las que destaca la central de Andi Khola en Nepal, con una potencia instalada de 5,1 MW en tres grupos Pelton horizontales (Weller, 1990) y que, probablemente, es la central subterránea más pequeña entre las construídas a partir de 1.970, con unas dimensiones de 6,6x37x11,5 m. Asimismo, cabe mencionar las centrales de El Villar y El Atazar, de 6 y 9 MW de potencia instalada, construídas por el Canal de Isabel II en el sistema hidráulico del abastecimiento de agua a Madrid; en este caso se adoptó una solución subterránea a pesar de la pequeña capacidad instalada por razones medioambientales (El Villar) y por existir estructuras del abastecimiento que condicionaban su implantación (El Atazar).

— Unas condiciones geotécnicas adecuadas para la excavación de la caverna principal y de las restantes instalaciones subterráneas; en este sentido hay que tener en cuenta que la CS, además de la caverna principal y de los túneles puramente hidráulicos, requiere cavernas y galerías o pozos auxiliares (de acceso, construcción o cables), por lo que la roca debe tener una calidad mínima aceptable que permita su excavación con un coste y plazo razonables.

En el presente capítulo se consideran sólamente las centrales totalmente subterráneas, puesto que las centrales de tipo enterrado se han analizado en el capítulo anterior y las centrales en pozo profundo, típicas de los esquemas de hidrobombeo, se considerarán en el capítulo 22 sobre centrales reversibles.

2. UBICACIÓN DE LA CAVERNA

En el capítulo 19 se mencionó que las CS se pueden clasificar por su posición en relación con la toma o la descarga como: de aguas arriba o tipo sueco, en las que la caverna se sitúa en las proximidades de la toma, intermedias y de aguas abajo, en las que la central se ubica cerca del punto de descarga. En cualquier caso, la ubicación y orientación de la CS debe analizarse cuidadosamente para, en función de las características del aprovechamiento y de las condiciones geomorfológicas del terreno,

seleccionar el esquema de mínimo coste. Usualmente, la ubicación más conveniente está próxima a la alineación que une la toma con la descarga; no obstante, las características geológicas y geotécnicas de la zona, la forma planimétrica del río, los accesos existentes, la posible captación de otras corrientes de agua, etc., pueden hacer aconsejable esquemas más complejos que resultan viables gracias a la versatilidad que proporciona la instalación subterránea. En este sentido son de destacar las ventajas que, al igual que con las centrales exteriores, pueden proporcionar los ríos con curvas cerradas, tanto para las centrales próximas a la presa, como la de El Infiernillo sobre el río Balsas en México, representado en la figura 21.1, como para aquellas otras en las que el punto de descarga está alejado de la toma, como en la central de Paute (Ecuador) que utiliza un desnivel de 668 m ganado cortando diametralmente una amplia curva del río con una conducción de 7 km (figura 21.2).

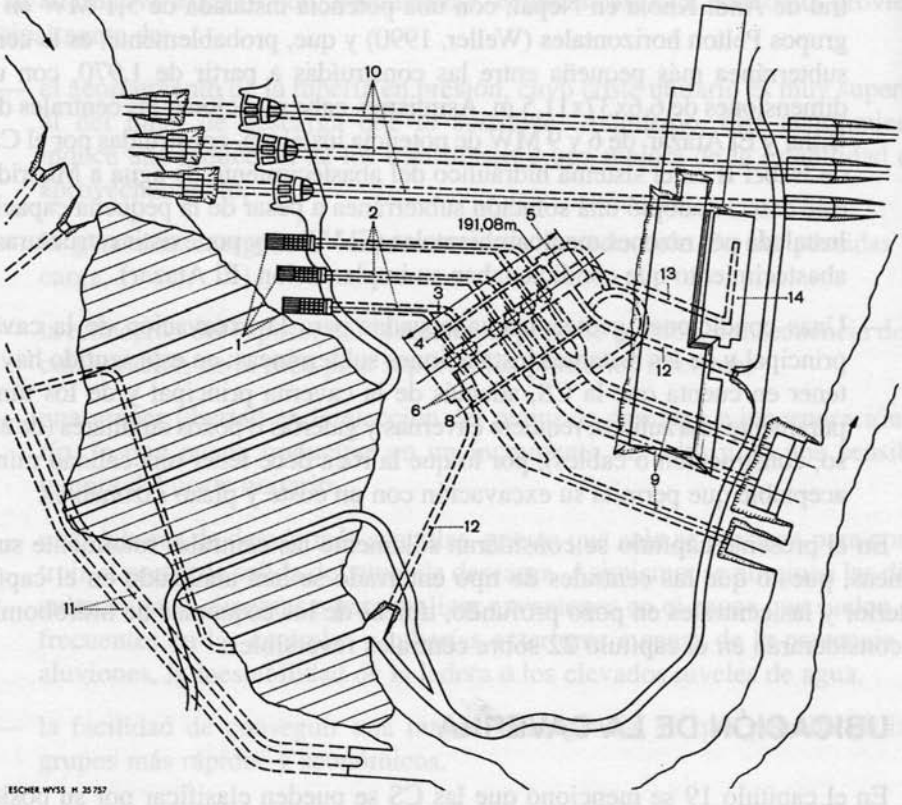


Fig. 21.1

Planta general del Proyecto El Infiernillo (en la figura 16.16 se presenta un detalle de los grupos turbogeneradores). 1 toma, 2 pozos en presión, 3 distribuidor, 4 cámara de válvulas, 5 caverna principal, 6 tubos de aspiración, 7 chimenea de equilibrio, 8 ataguías en la descarga, 9 túneles de descarga, 10 aliviaderos, 11 desagüe de fondo, 12 galería de acceso, 13 galería de cables, 14 caverna de transformadores. Fuente: Baumann, SULZER Hydro, 1972.

En cualquier caso el emplazamiento seleccionado debe tener unas condiciones geotécnicas adecuadas, sin accidentes geológicos de importancia y sin una excesiva cobertura de terreno sobre la clave de la caverna lo que, según se vió en el Capítulo 7, puede originar unas tensiones naturales excesivamente elevadas.

La orientación de la caverna depende básicamente de las características geológicas y tectónicas del emplazamiento; la orientación más favorable se consigue cuando:

— el eje longitudinal de la central forma un ángulo próximo a los 90° con la orientación principal de los planos de fractura; la orientación más conveniente en aquellos casos en los que existen dos familias de fracturas es la normal al plano bisector de ambas, (el correspondiente al ángulo menor),

— el esfuerzo principal mayor es paralelo a la pared longitudinal de la caverna,

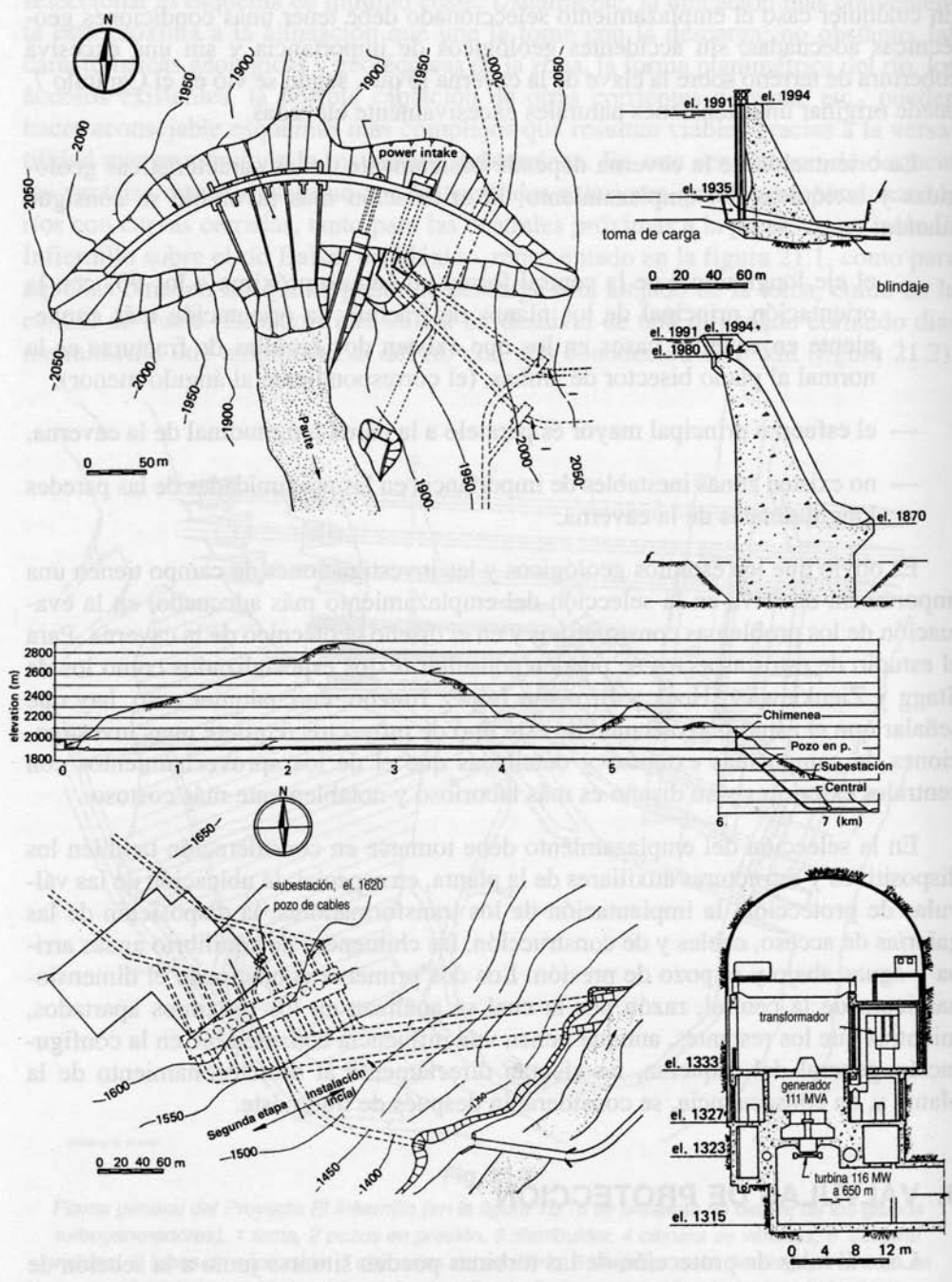
— no existen zonas inestables de importancia en las proximidades de las paredes longitudinales de la caverna.

Es obvio que los estudios geológicos y las investigaciones de campo tienen una importancia decisiva en la selección del emplazamiento más adecuado, en la evaluación de los problemas constructivos y en el diseño geotécnico de la caverna. Para el estudio de estos aspectos se pueden consultar textos especializados como los de Stagg y Zienkiewicz, Hoek y Brown o López Jimeno; en cualquier caso, hay que señalar que el estudio geotécnico de este tipo de proyectos requiere unas investigaciones de campo más extensas y detalladas que el de los aprovechamientos con centrales exteriores y su diseño es más laborioso y notablemente más costoso.

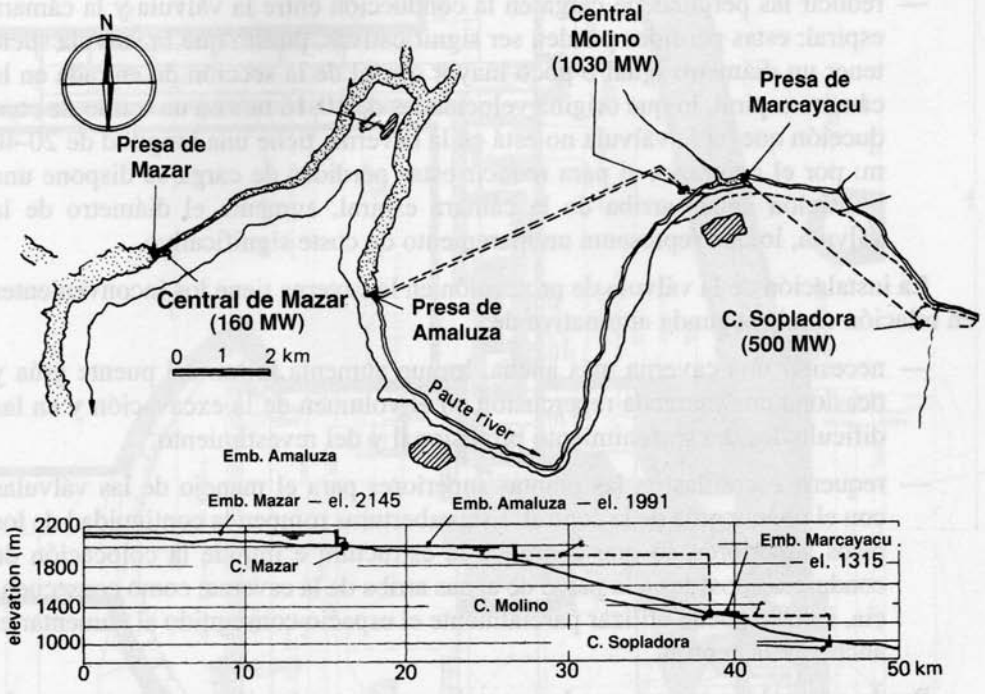
En la selección del emplazamiento debe tomarse en consideración también los dispositivos y estructuras auxiliares de la planta, en especial: la ubicación de las válvulas de protección, la implantación de los transformadores, la disposición de las galerías de acceso, cables y de construcción, las chimeneas de equilibrio aguas arriba y aguas abajo y el pozo de presión. Los dos primeros condicionan el dimensionamiento de la central, razón por la cual se analizan en los próximos apartados, mientras que los restantes, aunque tienen una influencia considerable en la configuración general del esquema, no afectan directamente al dimensionamiento de la planta y, en consecuencia, se considerarán después de tratar éste.

3. VÁLVULAS DE PROTECCIÓN

Las válvulas de protección de las turbinas pueden situarse junto a la sección de entrada en la cámara espiral, es decir, en el interior de la central, o en una galería situada aguas arriba de la misma. La primera solución tiene las ventajas de:



Disposición general del Proyecto Paute. P=10x10



^{3}/s, H=650 m. Fuente: Engebretsen, WP&DC, 1979.

— evitar la construcción de una galería con su correspondiente aceso en el entorno de la caverna, lo que simplifica la organización de las estructuras auxiliares y no perturba el estado tensional del macizo,

— no precisar equipos adicionales para el montaje y mantenimiento. Asimismo, se reducen al mínimo las longitudes de las conducciones y cables de fuerza y control requeridos para la operación de las válvulas

— reducir al mínimo la longitud de los conductos hidráulicos en alta presión cuyo coste unitario es muy elevado.

— reducir las pérdidas de carga en la conducción entre la válvula y la cámara espiral; estas pérdidas pueden ser significativas, puesto que la válvula suele tener un diámetro igual o poco mayor que el de la sección de entrada en la cámara espiral, lo que origina velocidades de 10-16 m/s en un tramo de conducción que, si la válvula no está en la caverna, tiene una longitud de 20-40 m; por el contrario, si para reducir estas pérdidas de carga se dispone una transición aguas arriba de la cámara espiral, aumenta el diámetro de la válvula, lo que representa un incremento de coste significativo.

La instalación de la válvula de protección en la caverna tiene los inconvenientes en relación con la segunda alternativa de:

— necesitar una caverna más ancha, lo que aumenta la luz del puente grúa y ocasiona una marcada repercusión en el volumen de la excavación y en las dificultades del sostenimiento provisional y del revestimiento,

— requerir escotillas en las plantas superiores para el manejo de las válvulas con el puente grúa de la central. Estas aberturas rompen la continuidad de los pisos superiores, lo que complica la estructura e impide la colocación de conductos adosados a la pared de aguas arriba de la caverna; como consecuencia, solo se puede utilizar parcialmente el espacio conseguido al aumentar el ancho de la central.

Por lo general, se estima que las ventajas superan a los inconvenientes, por lo que son mucho más abundantes las CS con las válvulas de protección en la caverna, como en la central de La Muela representada en la figura 21.3, que su alternativa con las válvulas en una cámara de válvulas independiente, como en las centrales de Villarino y Alto Lindoso, representadas en las figuras 18.8 y 21.4. No obstante, hay que señalar que en los grupos grandes alimentados con una conducción independiente controlada con compuertas deslizantes de cierre rápido se suele eliminar la válvula de protección que, a causa de su tamaño, tiene un coste muy elevado, especialmente si son de tipo esférico; esta disposición es típica de las centrales de pie de presa equipadas con turbinas Kaplan o Francis de gran capacidad, como las centrales de Churchilll Falls, Cabora Bassa y Saucelle (figuras 19.23, 21.8 y 21.17), en las que el cierre de la conducción se efectúa con la compuerta de la toma.

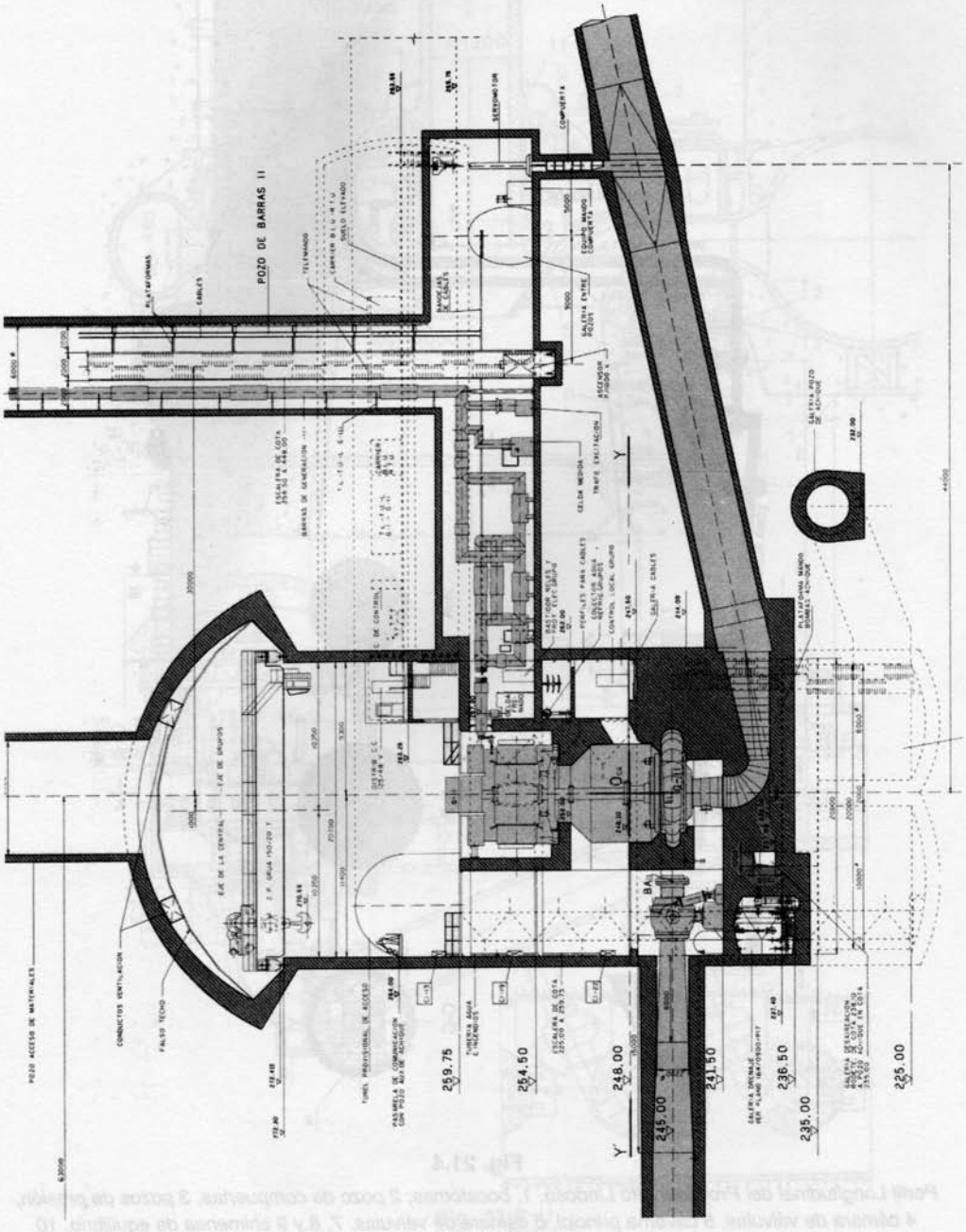


Fig. 21.3

Sección transversal de la central reversible de la Muela. N=500 rpm, P=3x230 MVA, T: H=514–473 m, Q=46,2-46,8 m³/s; B: H=526-484 m, Q=29,6–34,9 m³/s. Fuente: IBERDROLA.

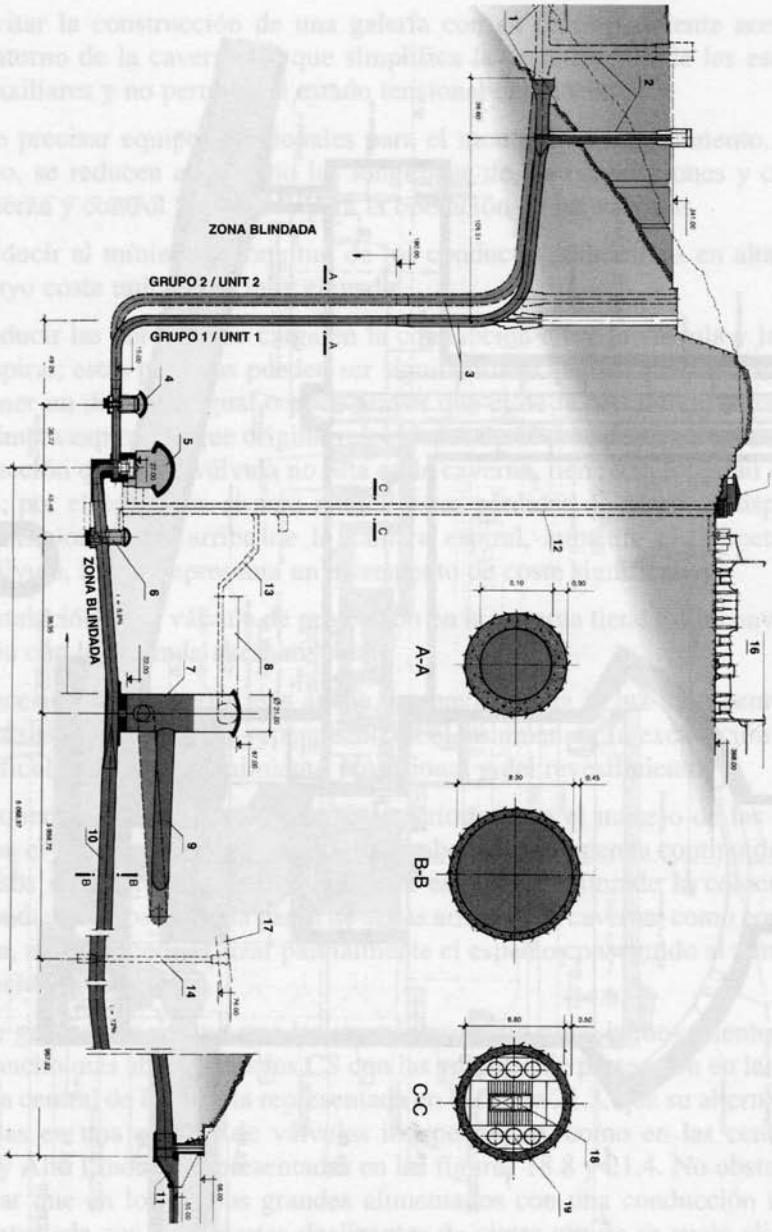


Fig. 21.4

Perfil Longitudinal del Proyecto Alto Lindoso. 1, bocatomas, 2 pozo de compuertas, 3 pozos de presión, 4 cámara de válvulas, 5 caverna principl, 6 cámara de válvulas, 7, 8 y 9 chimenea de equilibrio, 10 túneles de descarga, 11 obra de descarga, 12 pozo de cables, 13 galería de drenaje y ventilación, 14 pozo de bombeo, 15 edificio de control, 16 subestación. P=2x350 MVA, Q=2x125 m³/s, H=280,8–218,6 m, N=214,3 rpm. Fuente: Electricidade de Portugal, 1992.

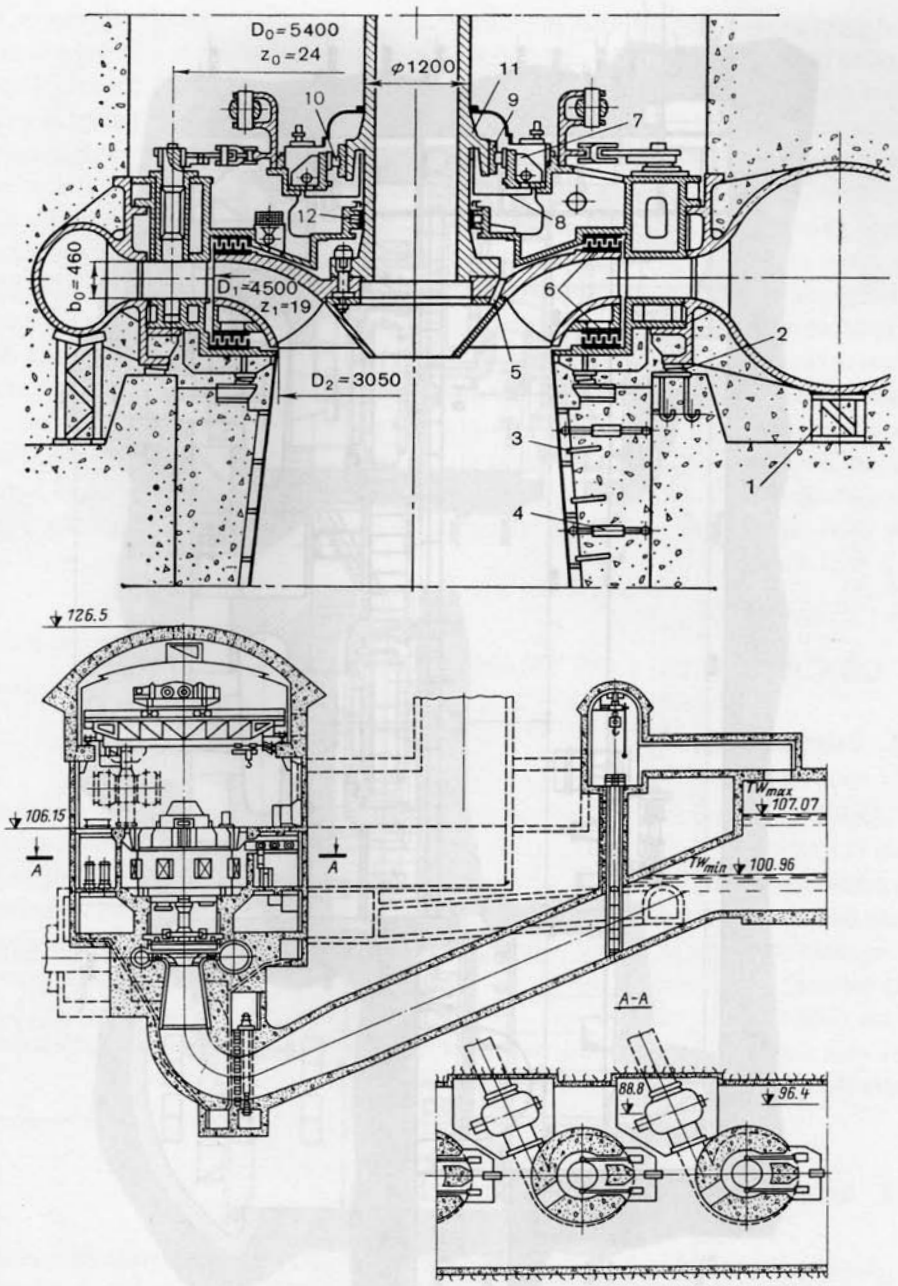
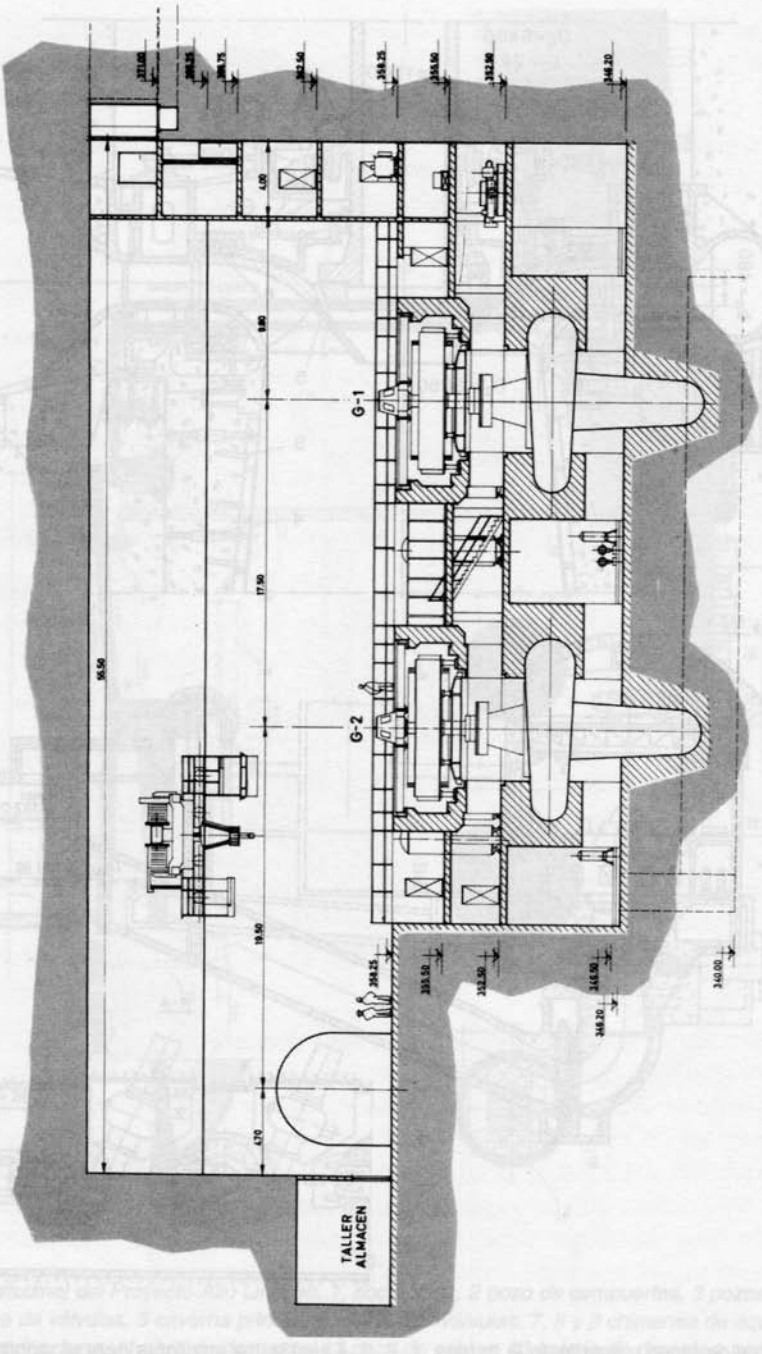
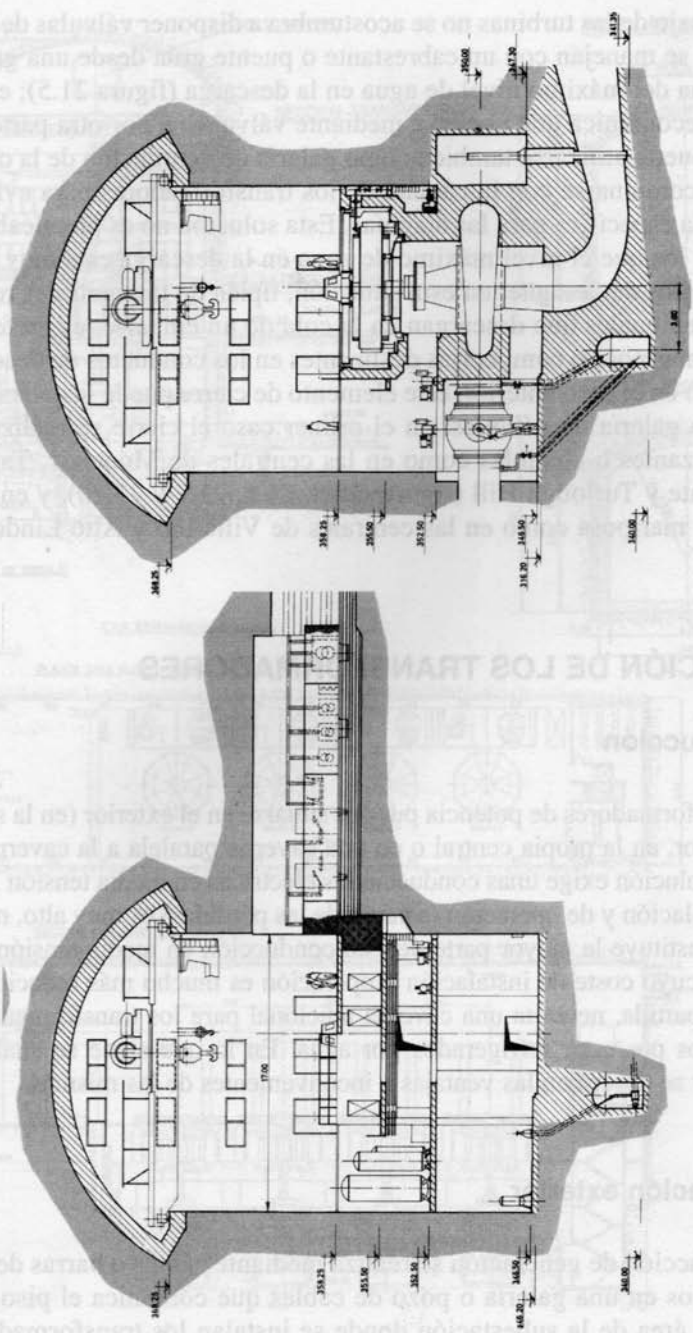


Fig. 21.5

Central de Inguri y detalle de la turbina. 1, 2, 3, 4 elementos auxiliares para el montaje, 5 perforaciones para el equilibrado de presiones, 6 anillos de laberinto, 7-10 elementos del cojinete de la turbina, 11 eje, 12 sello. P=4x250 MW, H=235 m, N=250 rpm. Fuente: Ilyinykh 1985.



Central reversible de Tanes. P=2x67



Fuente: Hidroeléctrica del Cantábrico.

Aguas abajo de las turbinas no se acostumbra a disponer válvulas de cierre, sino ataguías que se manejan con un cabrestante o puente grúa desde una galería situada por encima del máximo nivel de agua en la descarga (figura 21.5); esta disposición es más económica que el cierre mediante válvulas y, por otra parte, la galería de ataguías puede utilizarse también como galería de ventilación de la chimenea de equilibrio o combinarse con la cámara de los transformadores para evitar el coste de una galería específica para las ataguías. Esta solución no es practicable en aquellos casos en los que el nivel máximo de agua en la descarga está muy por encima de los conductos de desagüe; en esta situación, típica de las centrales reversibles o de las convencionales que descargan en la cola de un embalse, es preferible instalar válvulas mariposa o compuertas deslizantes en los conductos de descarga de los grupos; como en el caso anterior, este elemento de cierre puede instalarse en la central o en una galería de válvulas; en el primer caso el cierre se realiza con compuertas deslizantes o abatibles como en las centrales de Montezic, Tanes, Estany Gento-Sallente y Turlough Hill (figuras 18.9, 21.6, 21.7 y 21.20), y en el segundo con válvulas mariposa como en las centrales de Villarino y Alto Lindoso (figuras 18.8 y 21.4).

4. UBICACIÓN DE LOS TRANSFORMADORES

4.1. Introducción

Los transformadores de potencia pueden situarse en el exterior (en la subestación) o en el interior, en la propia central o en una caverna paralela a la caverna principal. La primera solución exige unas conducciones eléctricas en media tensión largas, cuyo coste de instalación y de operación (a causa de las pérdidas) es muy alto, mientras que la segunda sustituye la mayor parte de esta conducción en media tensión por una en alta tensión, cuyo coste de instalación y operación es mucho más reducido pero que, como contrapartida, necesita una caverna adicional para los transformadores y éstos son más caros por estar refrigerados por agua. En lo que sigue se analizan ambas alternativas y se describen las ventajas e inconvenientes de las mismas.

4.2. Instalación exterior

La conducción de generación se realiza mediante cables o barras de media tensión instalados en una galería o pozo de cables que comunica el piso de alternadores con el área de la subestación donde se instalan los transformadores. Hasta intensidades de 4000 A utiliza barras de aluminio no segregadas, protegidas con una cubierta rectangular de aluminio (Burckhardt, 1987). Alternativamente, para

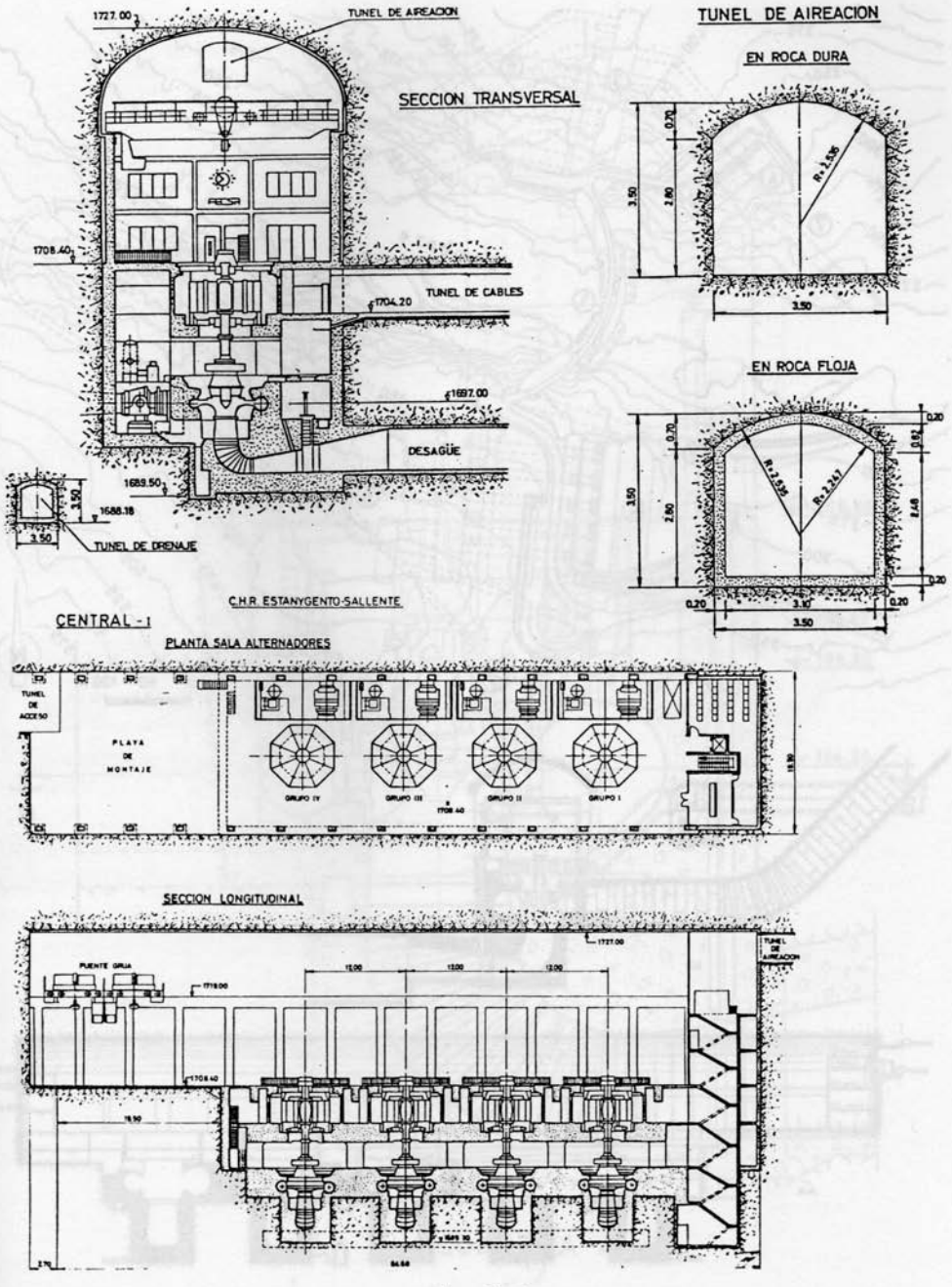
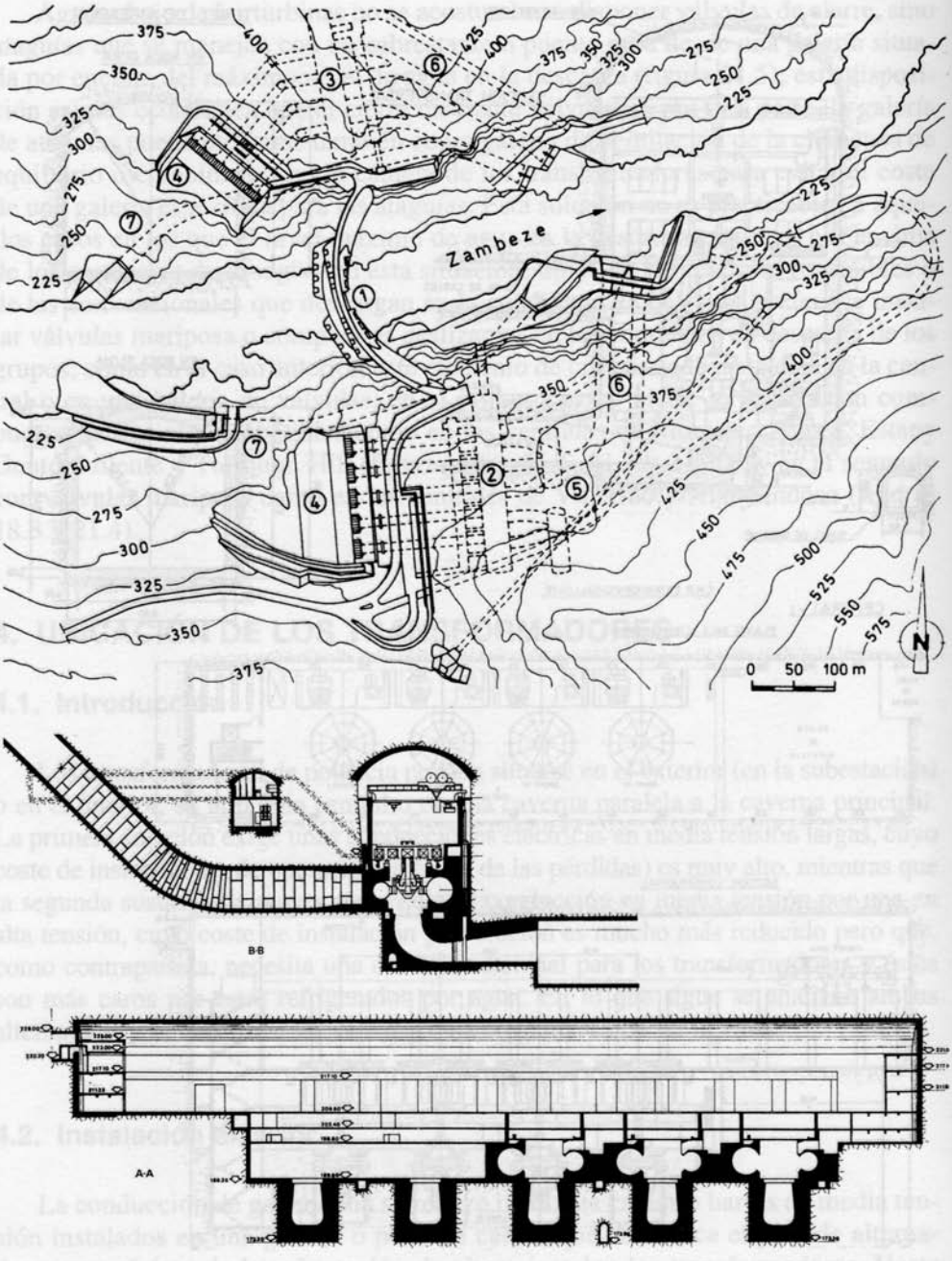
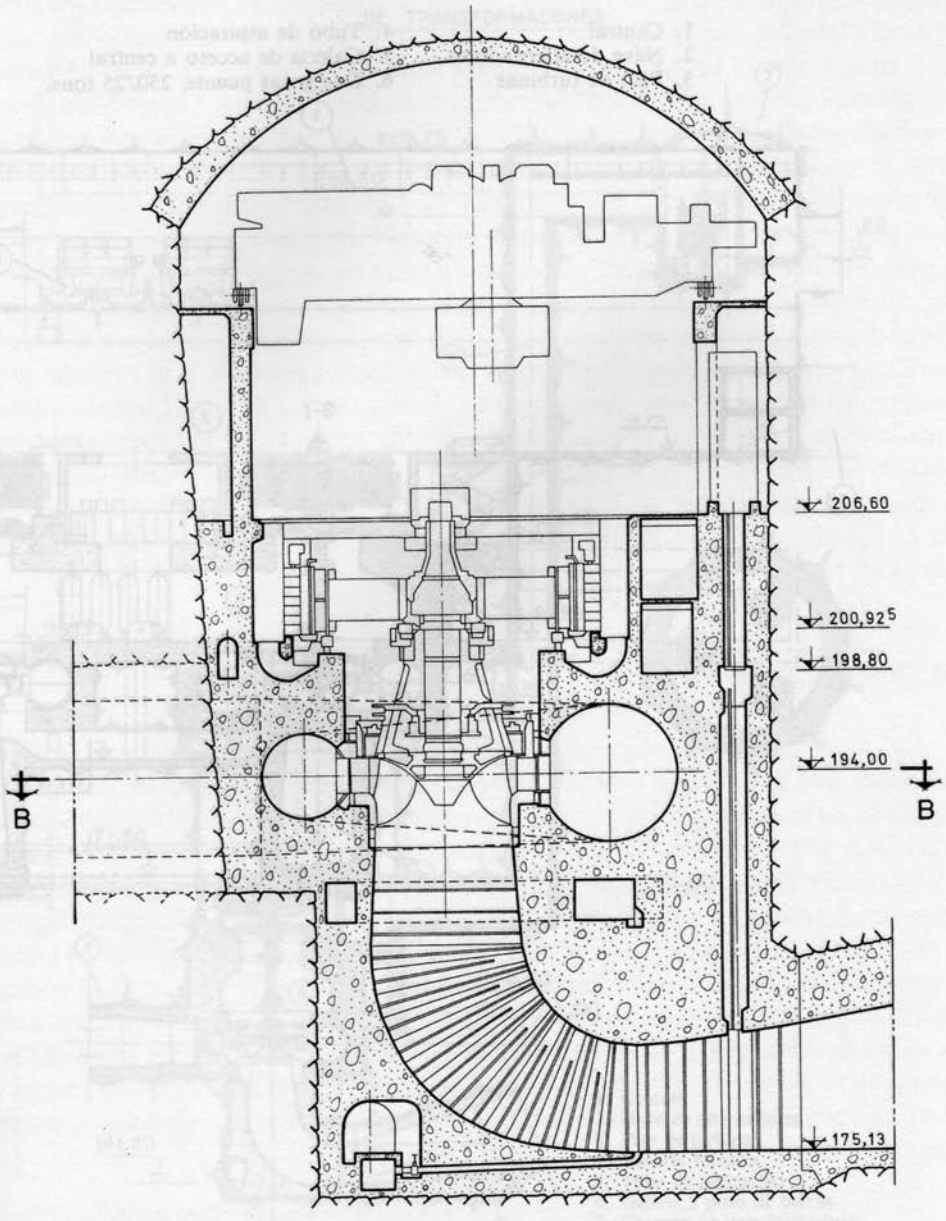


Fig. 21.7

Central reversible de Estany Gento-Sallente. P=4x125 MVA, N=600 rpm, T: H=393-346 m, Q=32,5–30,3 m³/s. B: H=404–382 m, Q=22,0–22,7 m³/s. Fuente INDUBE.



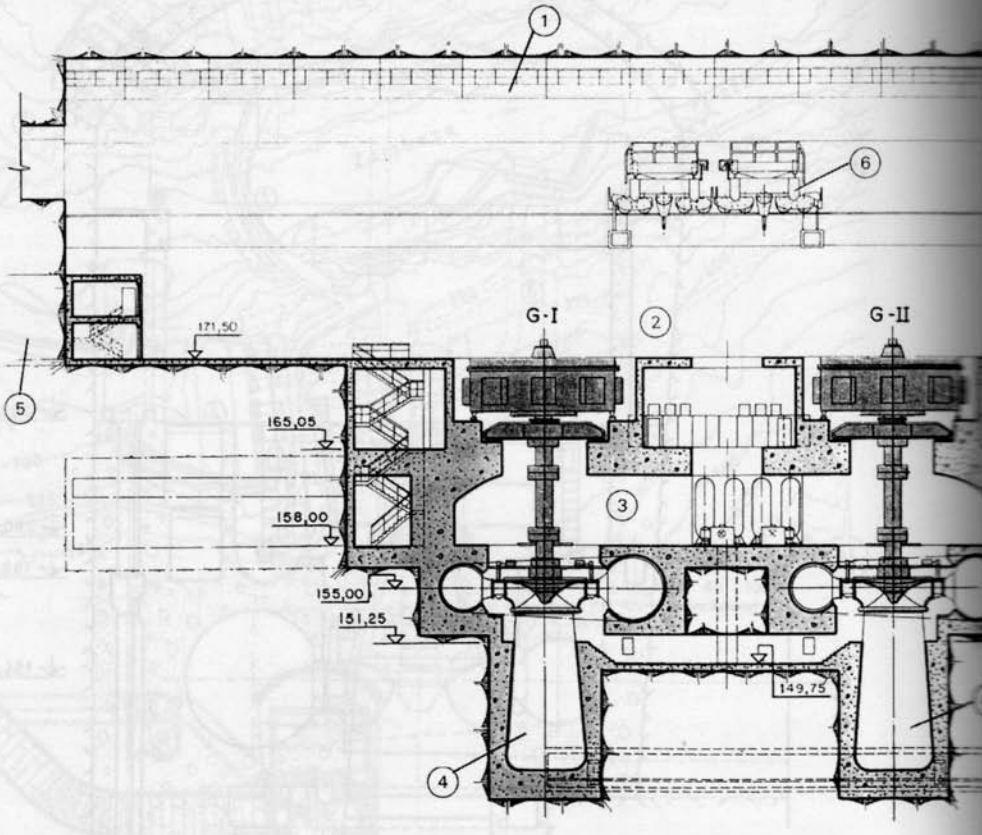
Central de Cabora Bassa. P=5x415 MW, H=113,5 m, N=107,1 rpm. 1 presa, 2 centra
Fuente: F



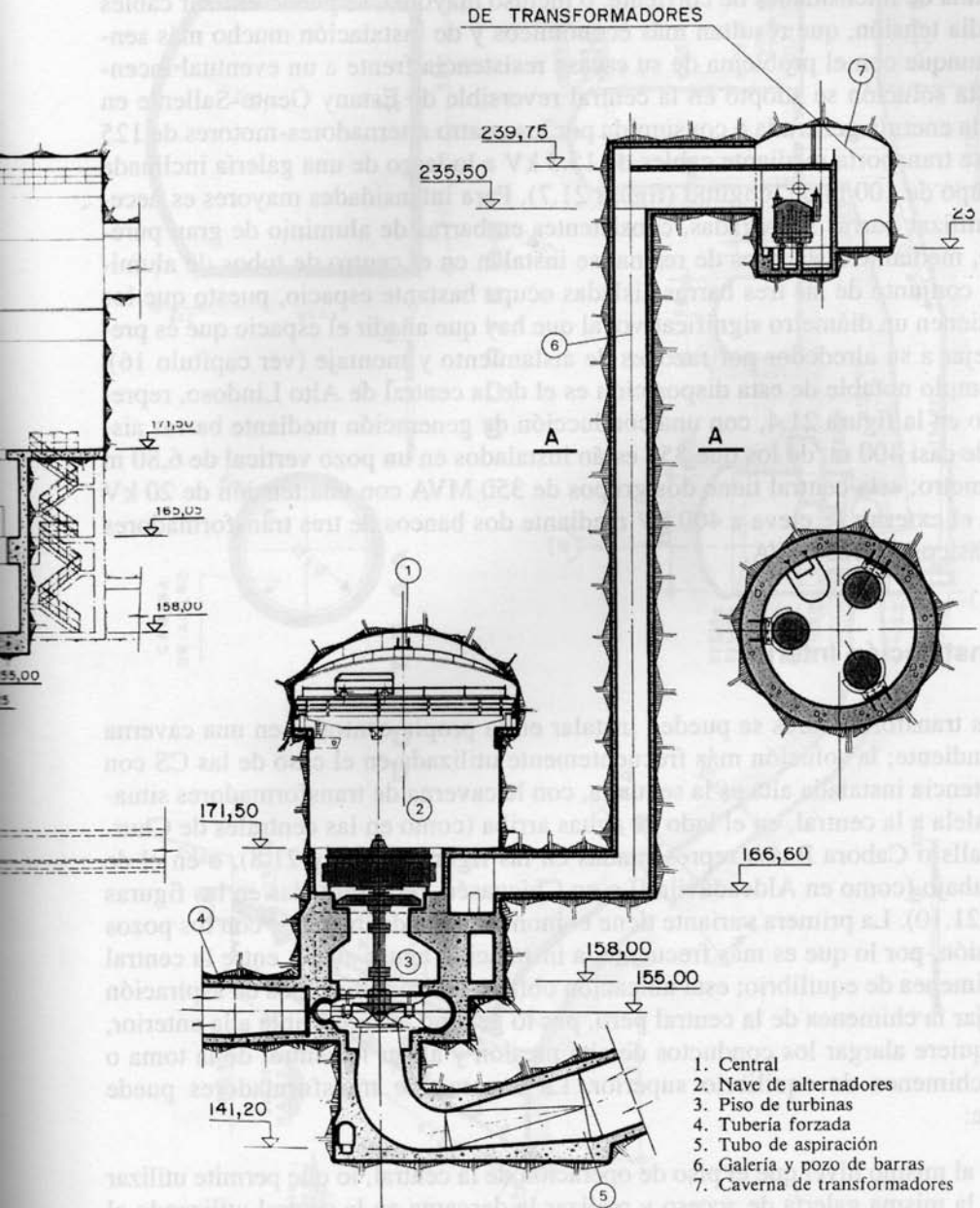
CORTE A-A

tral norte (2.ª fase), 4 tomas, 5 chimenea de equilibrio, 6 túneles de descarga, 7 desvío.
de 90, 1973.

1. Central
2. Nave de alternadores
3. Piso de turbinas
4. Tubo de aspiración
5. Galería de acceso a central
6. Dos grúas puente, 250/25 tons.



Central reversible de Aldeadávila II. P=2



H=138 m, N=200 rpm. Fuente: IBERDROLA.

esta gama de intensidades de corriente, o incluso mayores, se puede utilizar cables de media tensión, que resultan más económicos y de instalación mucho más sencilla, aunque con el problema de su escasa resistencia frente a un eventual incendio; esta solución se adoptó en la central reversible de Estany Gento-Sallente en la que la energía generada o consumida por los cuatro alternadores-motores de 125 MVA se transporta mediante cables de 15.5 kV a lo largo de una galería inclinada por grupo de 100 m de longitud (figura 21.7). Para intensidades mayores es necesario utilizar barras segregadas, consistentes en barras de aluminio de gran pureza que, mediante aisladores de resina, se instalan en el centro de tubos de aluminio; el conjunto de las tres barras aisladas ocupa bastante espacio, puesto que los tubos tienen un diámetro significativo, al que hay que añadir el espacio que es preciso dejar a su alrededor por razones de aislamiento y montaje (ver capítulo 16). Un ejemplo notable de esta disposición es el de la central de Alto Lindoso, representado en la figura 21.4, con una conducción de generación mediante barras aisladas de casi 400 m, de los que 355 están instalados en un pozo vertical de 6,80 m de diámetro; esta central tiene dos grupos de 350 MVA con una tensión de 20 kV que en el exterior se eleva a 400 kV mediante dos bancos de tres transformadores monofásicos de 125 MVA.

4.3. Instalación interior

Los transformadores se pueden instalar en la propia central o en una caverna independiente; la solución más frecuentemente utilizada en el caso de las CS con una potencia instalada alta es la segunda, con la caverna de transformadores situada paralela a la central, en el lado de aguas arriba (como en las centrales de Churchill Falls o Cabora Bassa representadas en las figuras 19.23 y 21.8), o en el de aguas abajo (como en Aldeadávila II o en Chicoasén, representadas en las figuras 21.9 y 21.10). La primera variante tiene el inonveniente de interferir con los pozos de presión, por lo que es más frecuente la instalación aguas abajo, entre la central y la chimenea de equilibrio; esta ubicación obliga a alargar los tubos de aspiración y a alejar la chimenea de la central pero, por lo general, es preferible a la anterior, que requiere alargar los conductos de alta presión y alejar la central de la toma o de la chimenea de equilibrio superior. La caverna de transformadores puede situarse:

— al mismo nivel que el piso de operación de la central, lo que permite utilizar la misma galería de acceso y realizar la descarga en la central utilizando el puente grúa de ésta. Esta solución es frecuente en las centrales equipadas con TP, como la de Guavio representada en la figura 21.11, o en las centrales equipadas con TF en las que el nivel en la descarga está próximo al piso de operación,

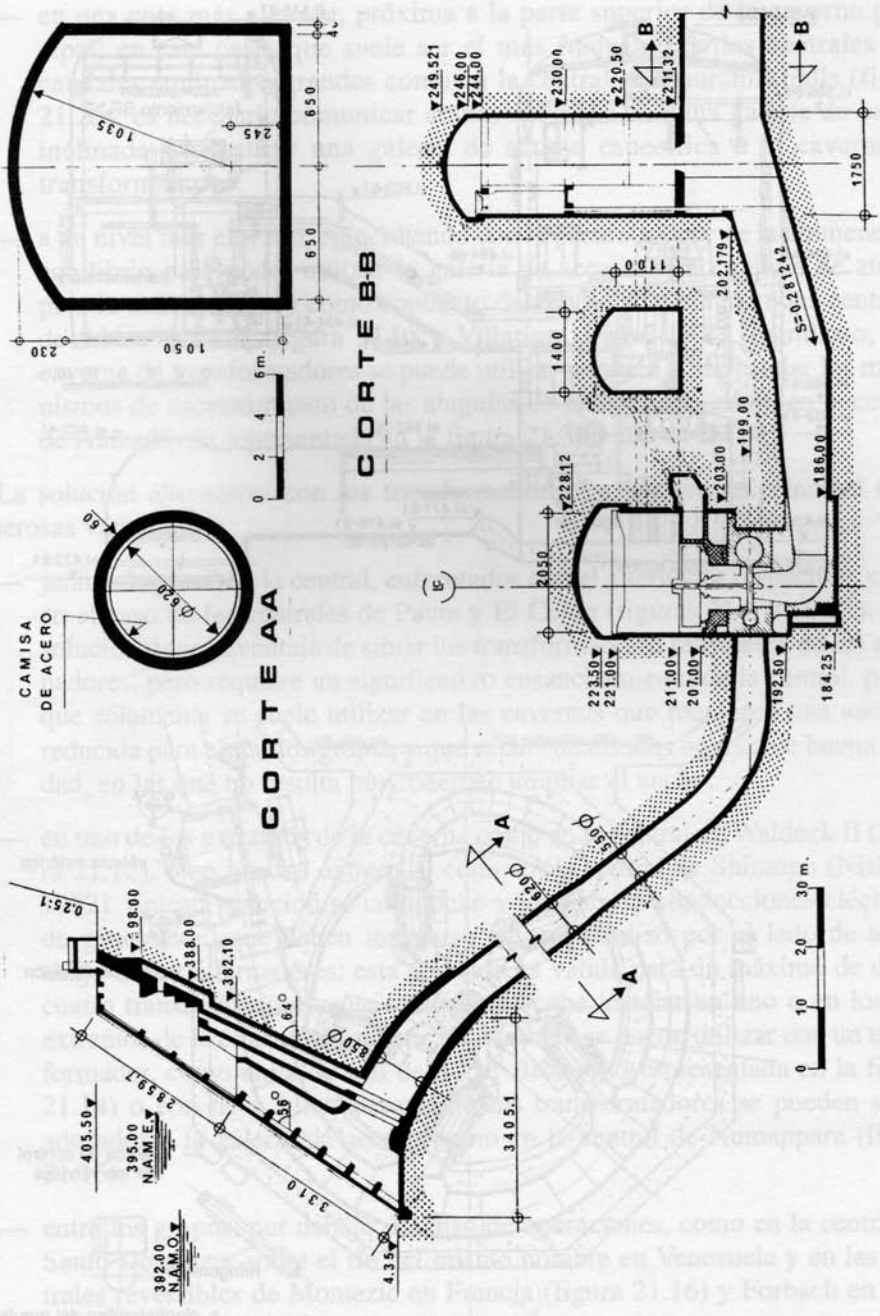
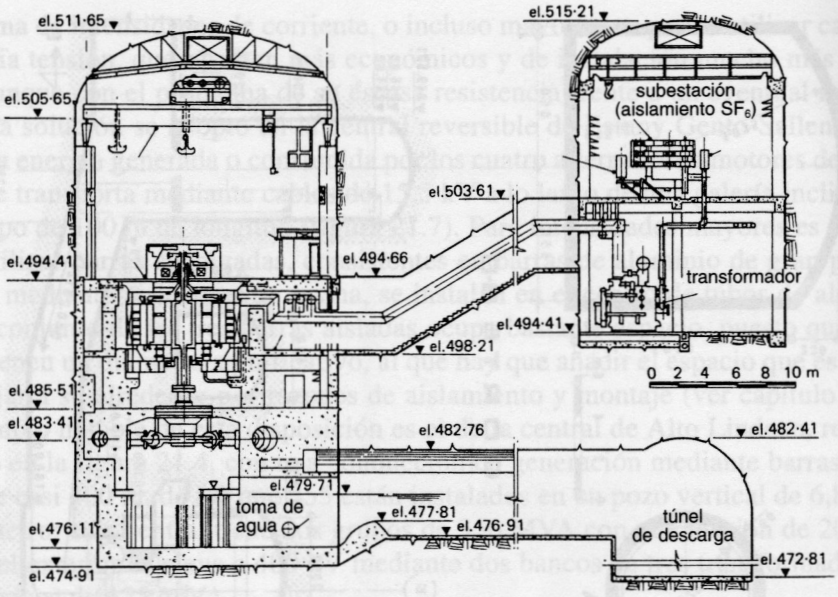


Fig. 21.10

Central de Chicoasén. P=8x300 MW, H=180 m, Q=189 m³/s, N=163,64 rpm.
Fuente: Comisión Federal de Electricidad, 1975.



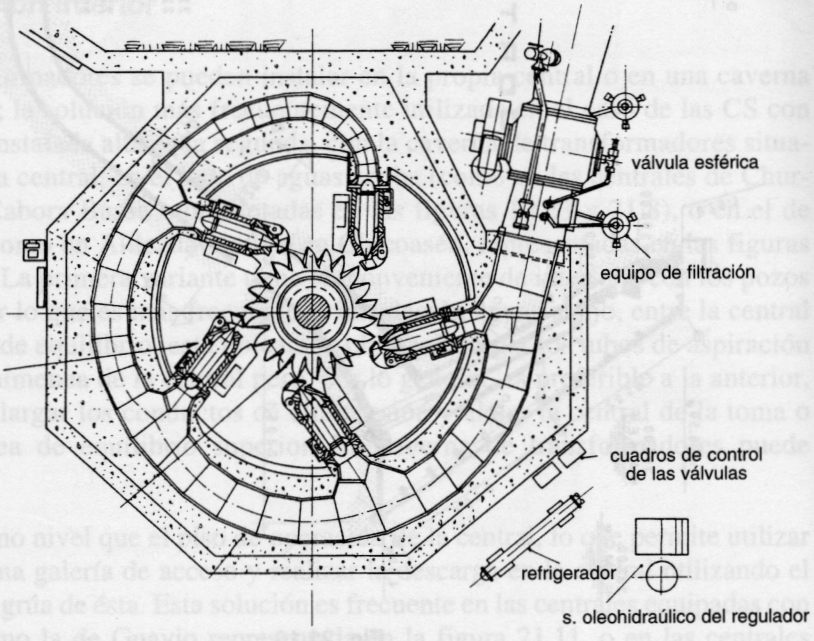


Fig. 21.11

Central de Guavio. P=5x270 MVA, H=1140-1093 m, N=450 rpm. Fuente: Ospina, WP&DC, 1990.

— en una cota más elevada, próxima a la parte superior de la caverna principal; en este caso, que suele ser el más frecuente en las centrales con caudales equipados grandes como en la central de Churchill Falls (figura 21.25), es necesario comunicar ambas cavernas con una galería de barras inclinada y construir una galería de acceso específica a la caverna de transformadores.

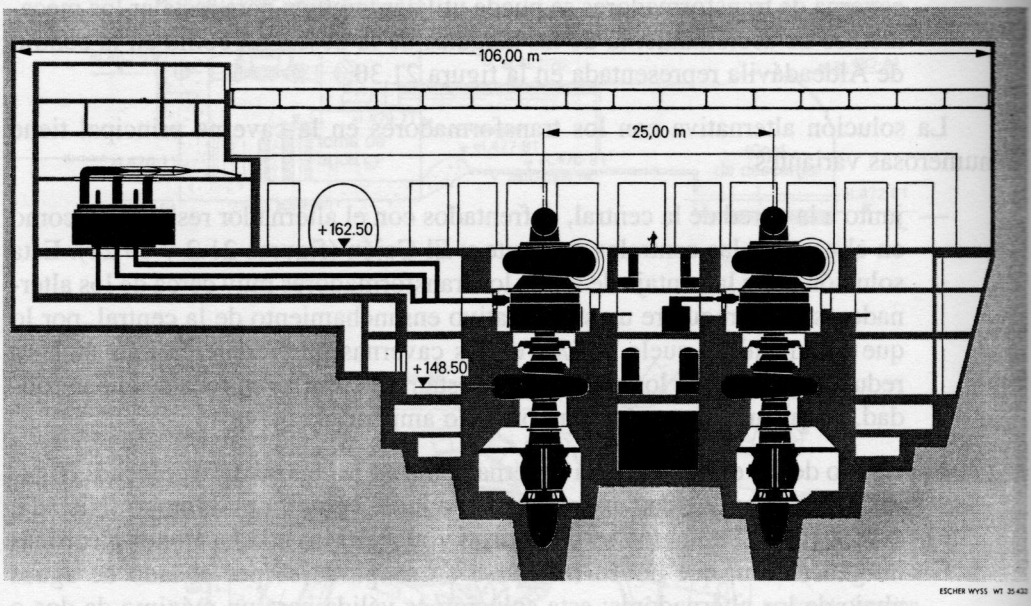
— a un nivel más elevado, coincidiendo con la parte superior de la chimenea de equilibrio para poder utilizar la galería de acceso como galería de ataque para la construcción y como conducto de ventilación, como en las centrales de Aldeadávila II (figura 21.9) y Villarino (figura 18.8). Asimismo, esta caverna de transformadores se puede utilizar también para instalar los mecanismos de accionamiento de las ataguías de la descarga, como en la central de Aldeadávila representada en la figura 21.30.

La solución alternativa con los transformadores en la caverna principal tiene numerosas variantes:

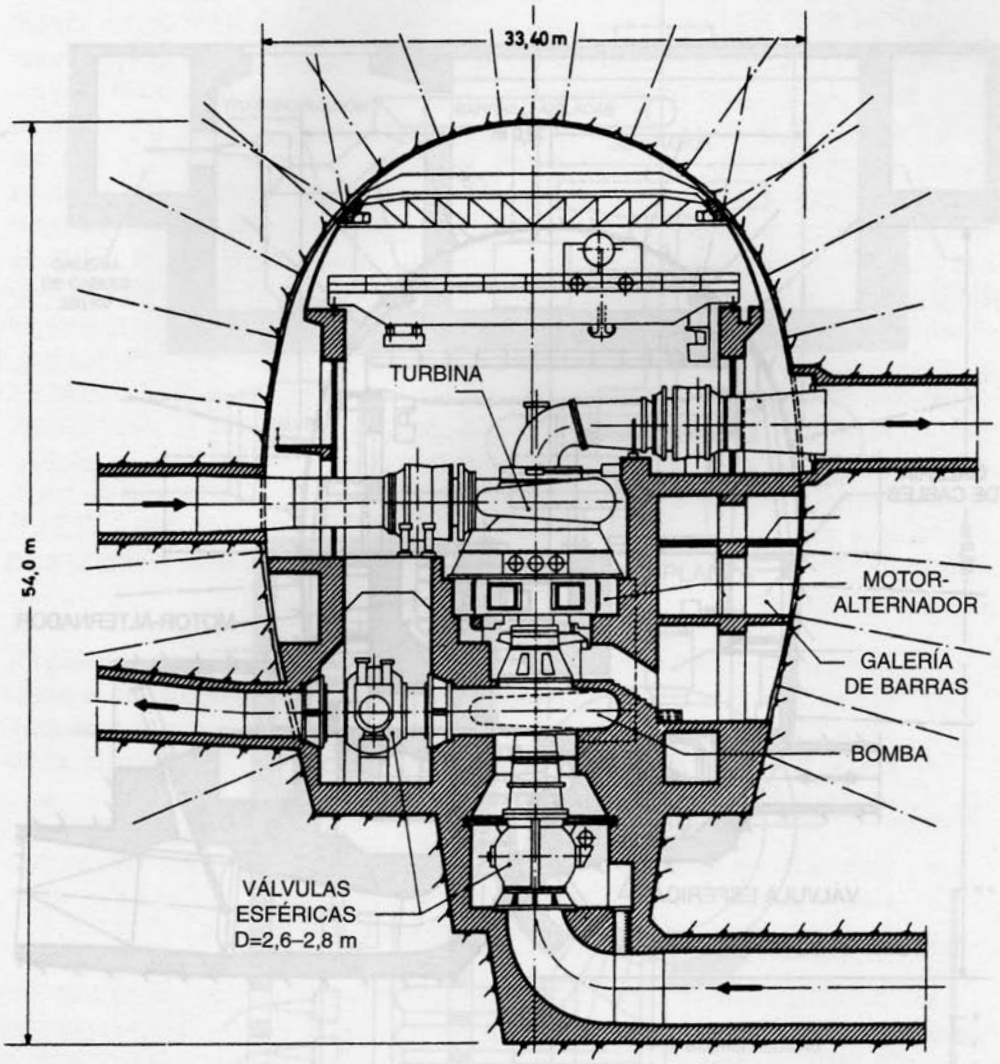
— junto a la pared de la central, enfrentados con el alternador respectivo, como en el caso de las centrales de Paute y El Cajón (figuras 21.2 y 19.21). Esta solución tiene la ventaja de situar los transformadores muy cerca de los alternadores, pero requiere un significativo ensanchamiento de la central, por lo que sólamente se suele utilizar en las cavernas que requieren una anchura reducida para alojar los grupos y que están construídas en roca de buena calidad, en las que no resulta muy oneroso ampliar el ancho,

— en uno de los extremos de la caverna como en la central de Waldeck II (figura 21.12), o en los dos extremos, como en la central de Shimogo (Nishida, 1982). En esta solución se complican y alargan las conducciones eléctricas de generación, que deben instalarse en un pasadizo por el lado de aguas abajo de los alternadores; esta solución es válida para un máximo de dos o cuatro transformadores, que son los que cabe instalar en uno o en los dos extremos de la caverna; lógicamente, también se puede utilizar con un transformador, como en la central de Super Bissorte 3 representada en la figura 21.14) o con tres. Alternativamente los transformadores se pueden situar adosados a la galería de acceso como en la central de Numappara (figura 21.15),

— entre los grupos, por debajo del piso de operaciones, como en la central de Santo Domingo, sobre el río del mismo nombre en Venezuela y en las centrales reversibles de Montezic en Francia (figura 21.16) y Forbach en Alemani (figura 21.13). Esta disposición es extremadamente compacta, precisando la mínima longitud de la conducción de generación y un incremento reducido de la longitud de la caverna.

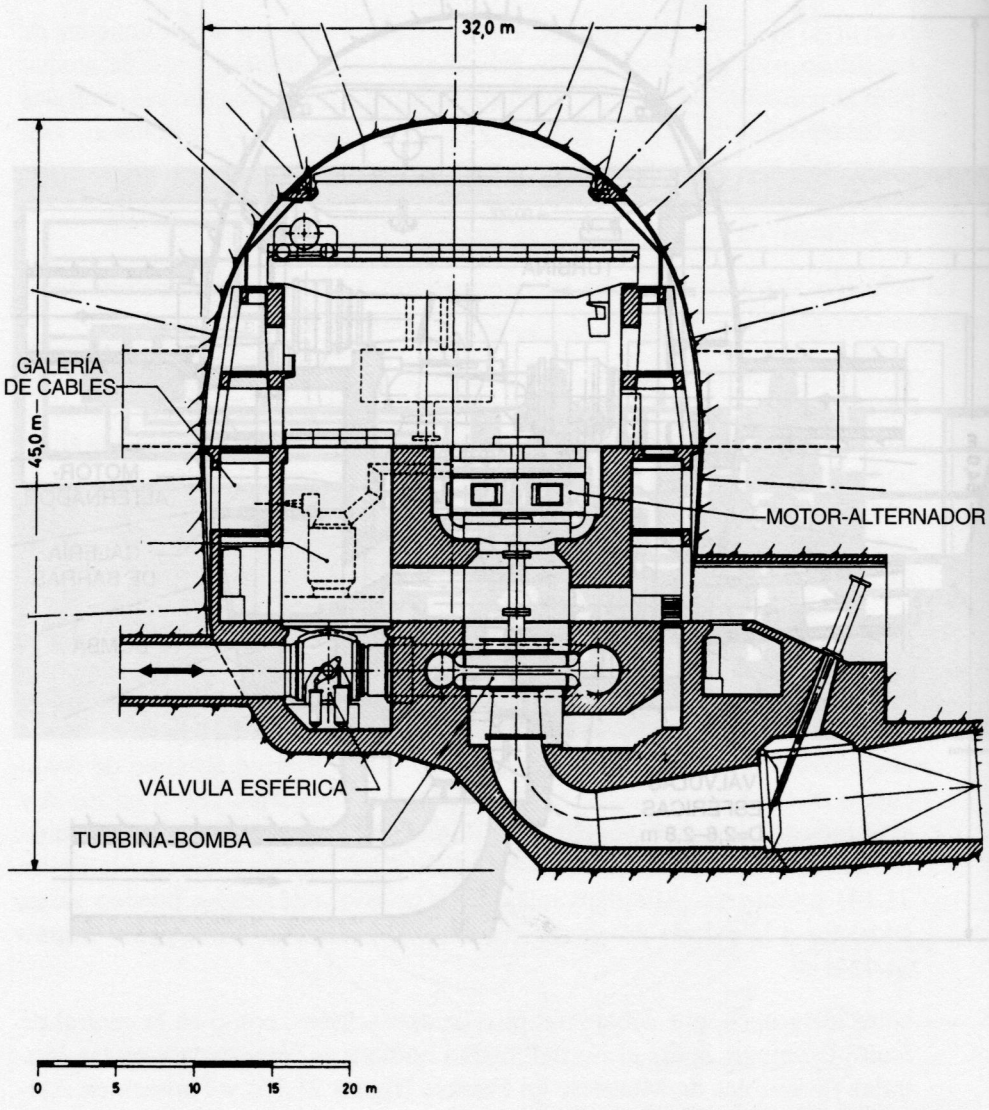


Sección longitudinal de la central reversible de Waldeck II. P=2x266 MVA, N=375 rpm,

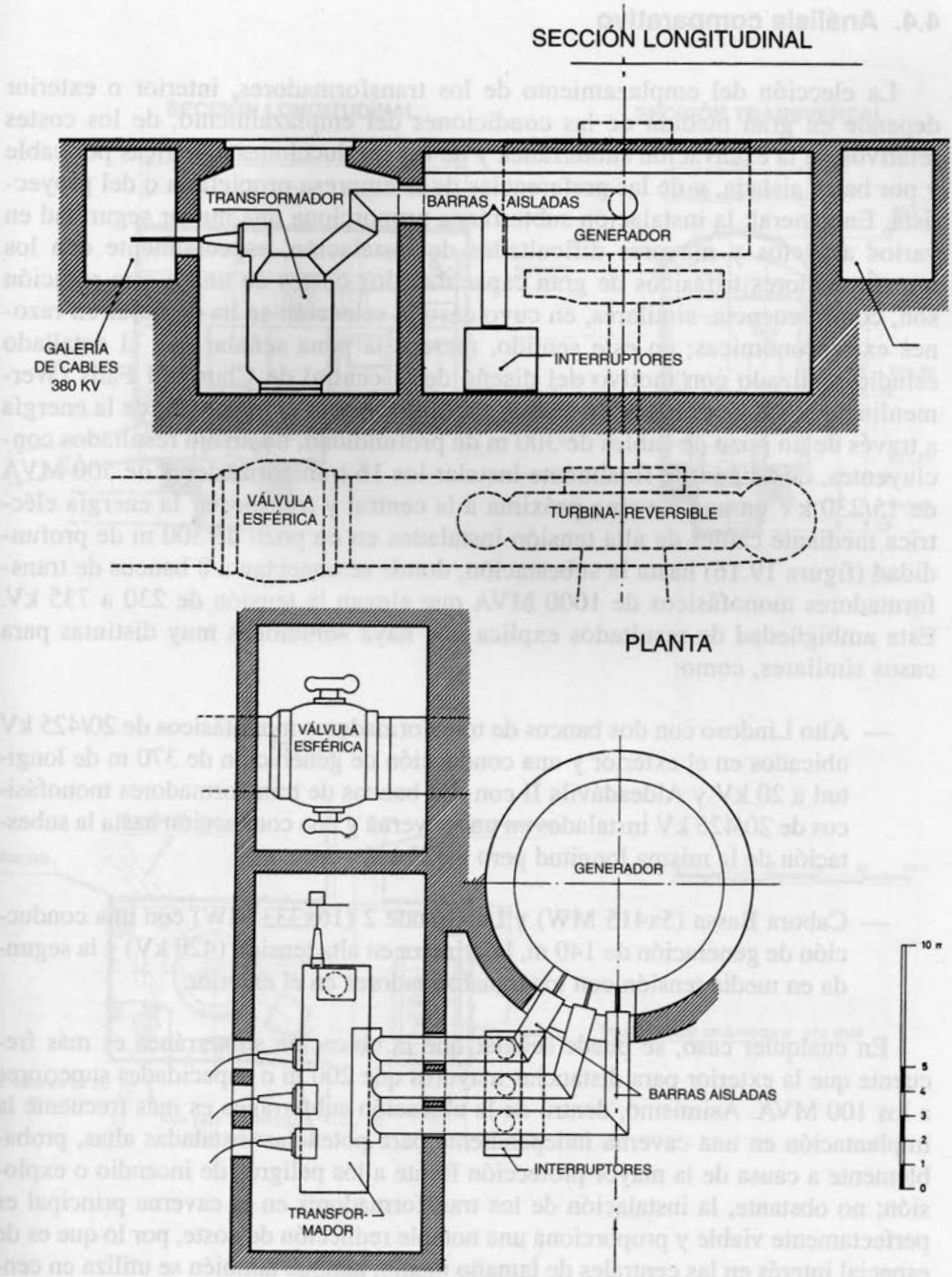


12

a H=338 m. B: Q=65 m³/s a H=319 m. Fuente: Baumann, SULZER Hydro, 1971, Barth, 1972.



Central reversible de Forbach y detalle esque



...ubicación de los transformadores. Fuente: Barth (1972).

4.4. Análisis comparativo

La elección del emplazamiento de los transformadores, interior o exterior depende en gran medida de las condiciones del emplazamiento, de los costes relativos de la excavación subterránea y de las conducciones eléctricas por cable y por barra aislada, y de las preferencias de la empresa propietaria o del proyectista. En general, la instalación subterránea proporciona una mayor seguridad en varios aspectos y mayores dificultades de instalación, especialmente con los transformadores trifásicos de gran capacidad; los costes de una u otra solución son, con frecuencia, similares, en cuyo caso la selección se ha de basar en razones extraeconómicas; en este sentido, merece la pena señalar que el detallado estudio realizado con motivo del diseño de la central de Churchill Falls (Wermenlinger, 1971), comparando ambas alternativas para el transporte de la energía a través de un pozo de cables de 300 m de profundidad, no arrojó resultados concluyentes, decidiéndose finalmente instalar los 16 transformadores de 500 MVA de 15/230 kV en una caverna próxima a la central y transportar la energía eléctrica mediante cables de alta tensión instalados en un pozo de 300 m de profundidad (figura 19.16) hasta la subestación, donde se conectan a 8 bancos de transformadores monofásicos de 1000 MVA que elevan la tensión de 230 a 735 kV. Esta ambigüedad de resultados explica que haya soluciones muy distintas para casos similares, como:

— Alto Lindoso con dos bancos de transformadores monofásicos de 20/425 kV ubicados en el exterior y una conducción de generación de 370 m de longitud a 20 kV y Aldeadávila II con dos bancos de transformadores monofásicos de 20/425 kV instalados en una caverna y una conducción hasta la subestación de la misma longitud pero a 425 kV,

— Cabora Bassa (5x415 MW) y La Grande 2 (16x333 MW) con una conducción de generación de 140 m, la primera en alta tensión (420 kV) y la segunda en media tensión con los transformadores en el exterior.

En cualquier caso, se puede señalar que la ubicación subterránea es más frecuente que la exterior para distancias mayores que 200 m o capacidades superiores a los 100 MVA. Asimismo, dentro de la ubicación subterránea es más frecuente la implantación en una caverna independiente para potencias instaladas altas, probablemente a causa de la mayor protección frente a los peligros de incendio o explosión; no obstante, la instalación de los transformadores en la caverna principal es perfectamente viable y proporciona una notable reducción de coste, por lo que es de especial interés en las centrales de tamaño medio, aunque también se utiliza en centrales grandes como las ya mencionadas de Santo Domingo, Montezic, Shimogo y Waldeck II.

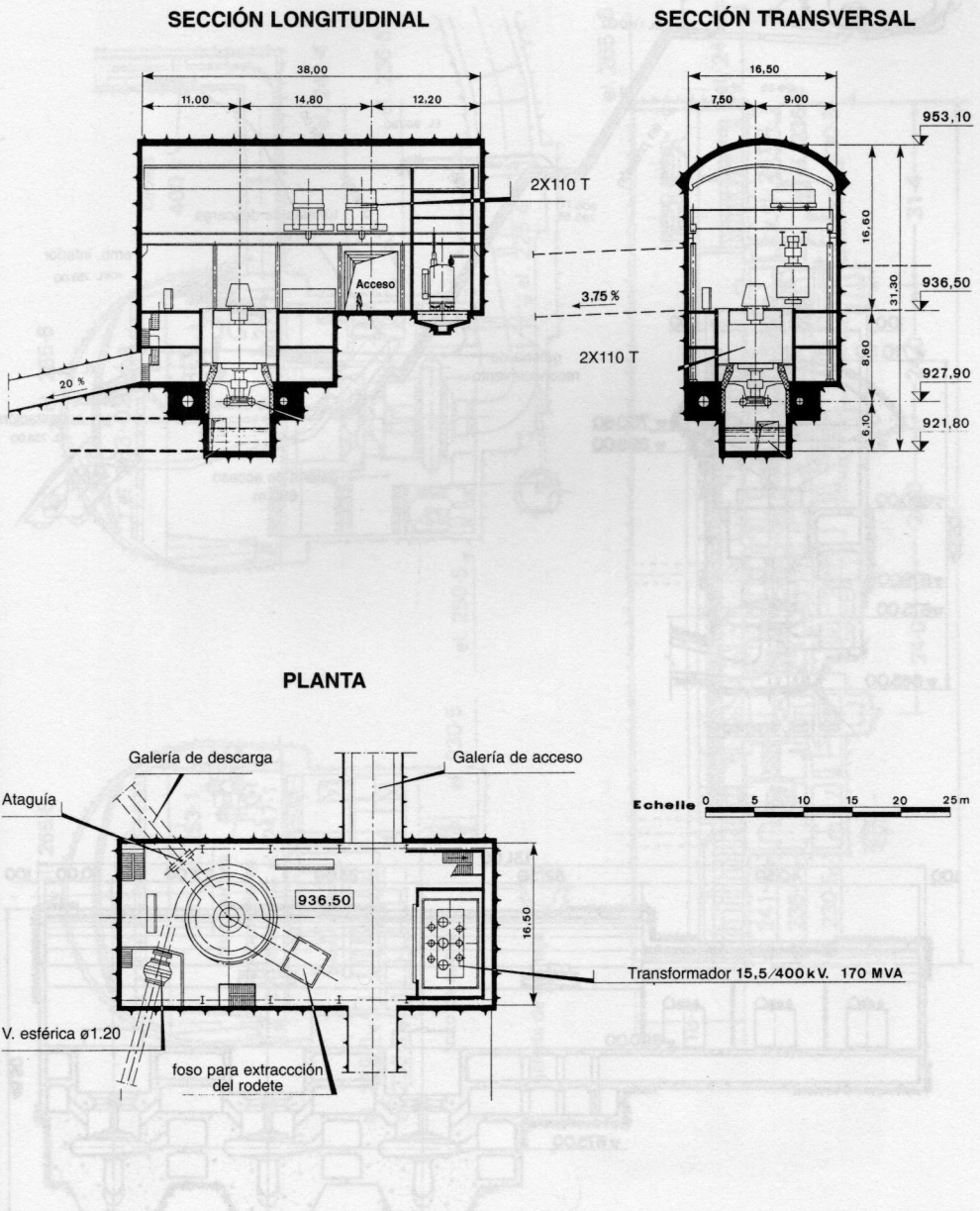


Fig. 21.14

Central de Super Bissorte. P=140 MW, j=6 chorros, N=500 rpm, Q=14,5 m³/s. Fuente: Electricité de France.

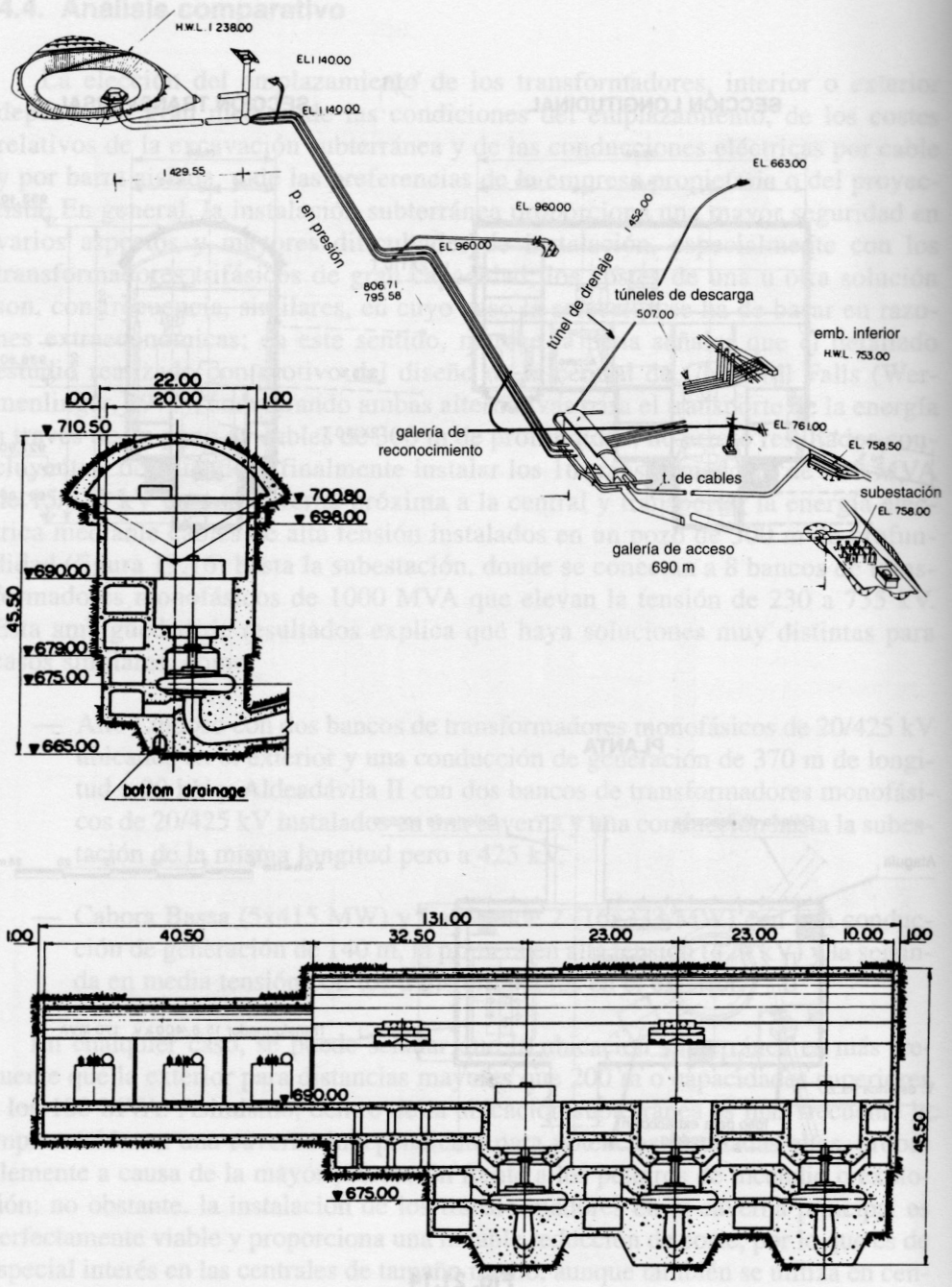


Fig. 21.15

Central reversible de Numappara. P=3x225 MW. Fuente: Shinochara (1972).

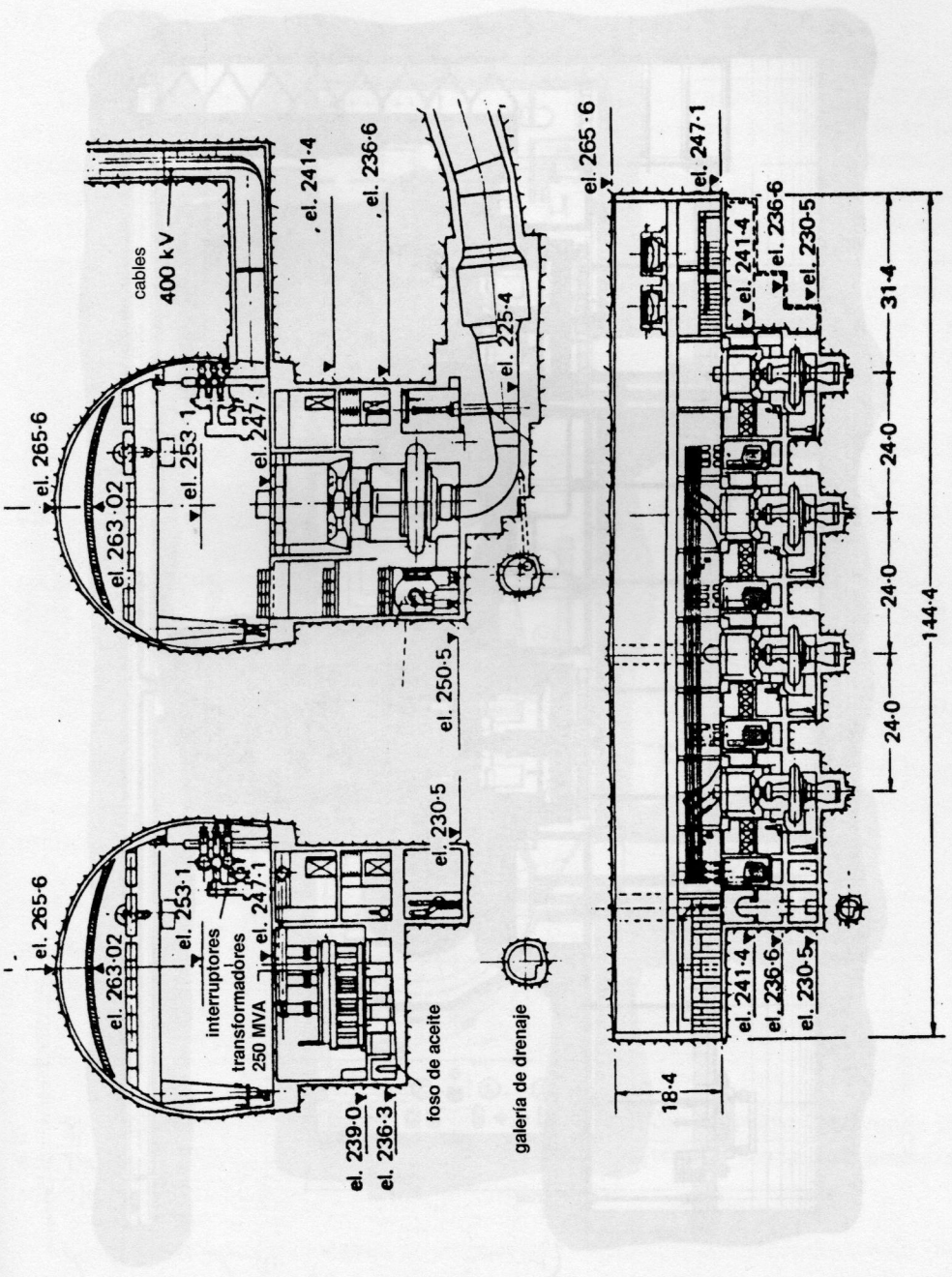
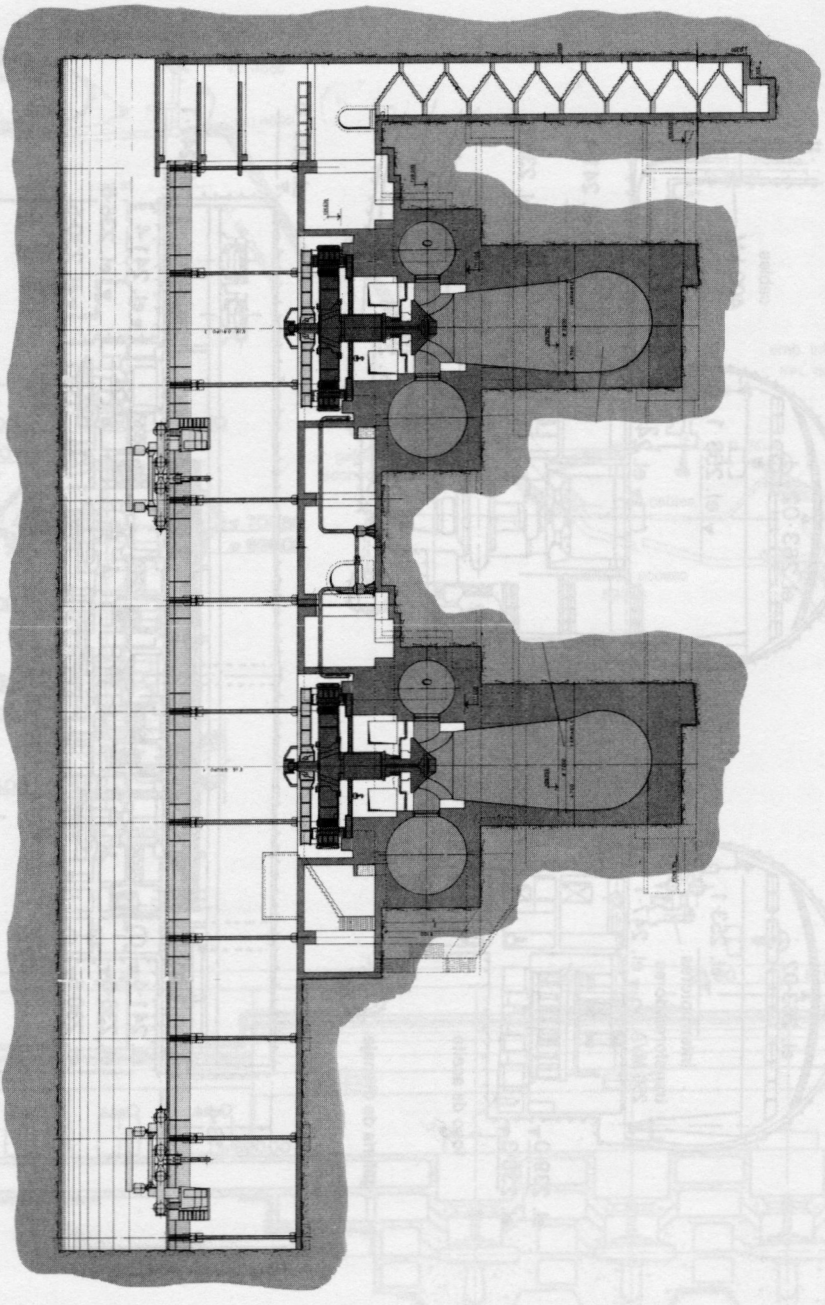
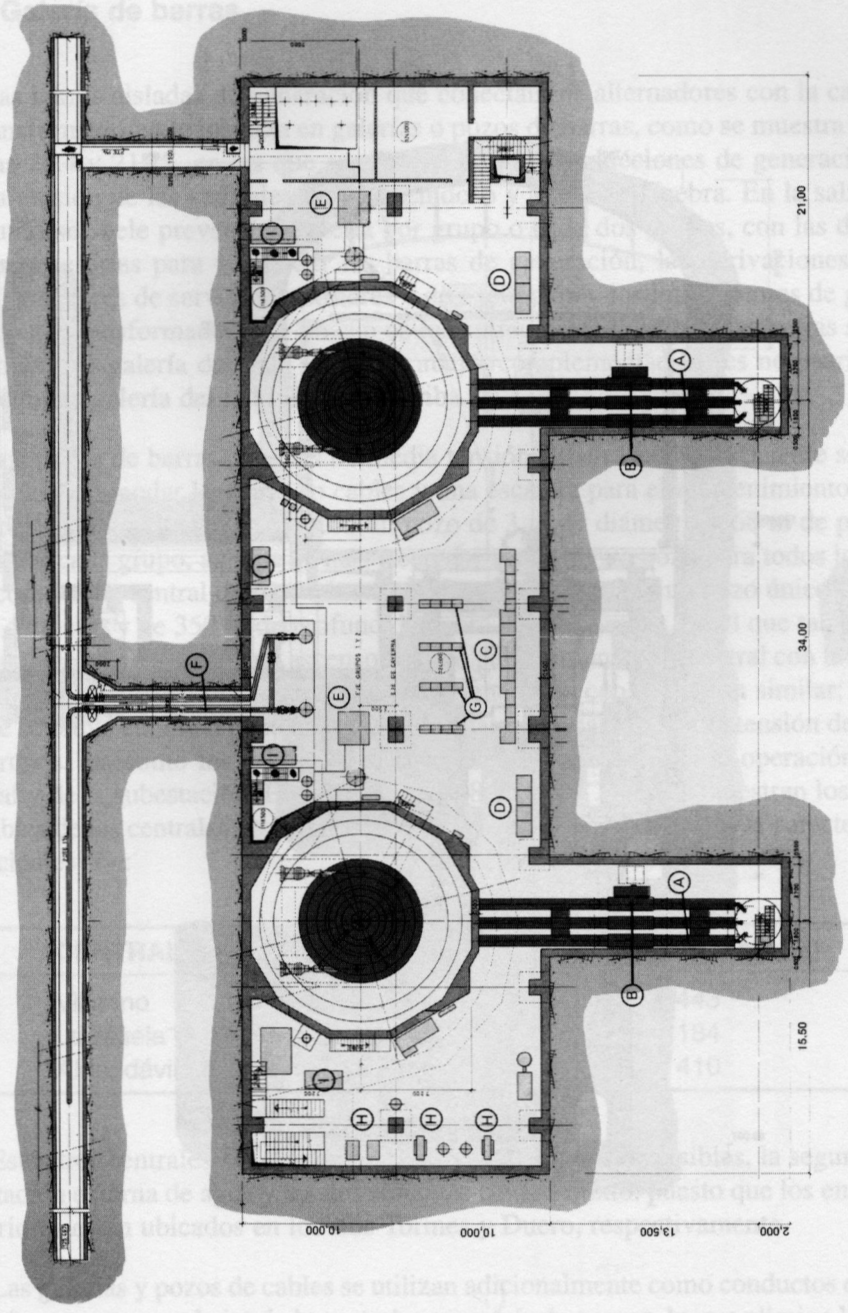


Fig. 21.16

Central reversible de Montezic. P=4x250 MVA, N=428,6 rpm. T: H=416–379 m, Q=62,8–58,7 m³/s. B: H=427–390 m, Q=42,8–51,6 m³/s. Fuente: Bergeret, 1983.



Central de Saucelle-Huebra. P=2x140 MVA, H=43,5–62,4 m, N=125 rpm. A , enclavado de generacio
agua de refrigeración, G C.D. servicios, H equip



e grupo, C centro de distribución primaria, D equipo de excitación, E tanque del regulador, F colectores nido, I unidad climatizadora. Fuente: IBERDROLA.

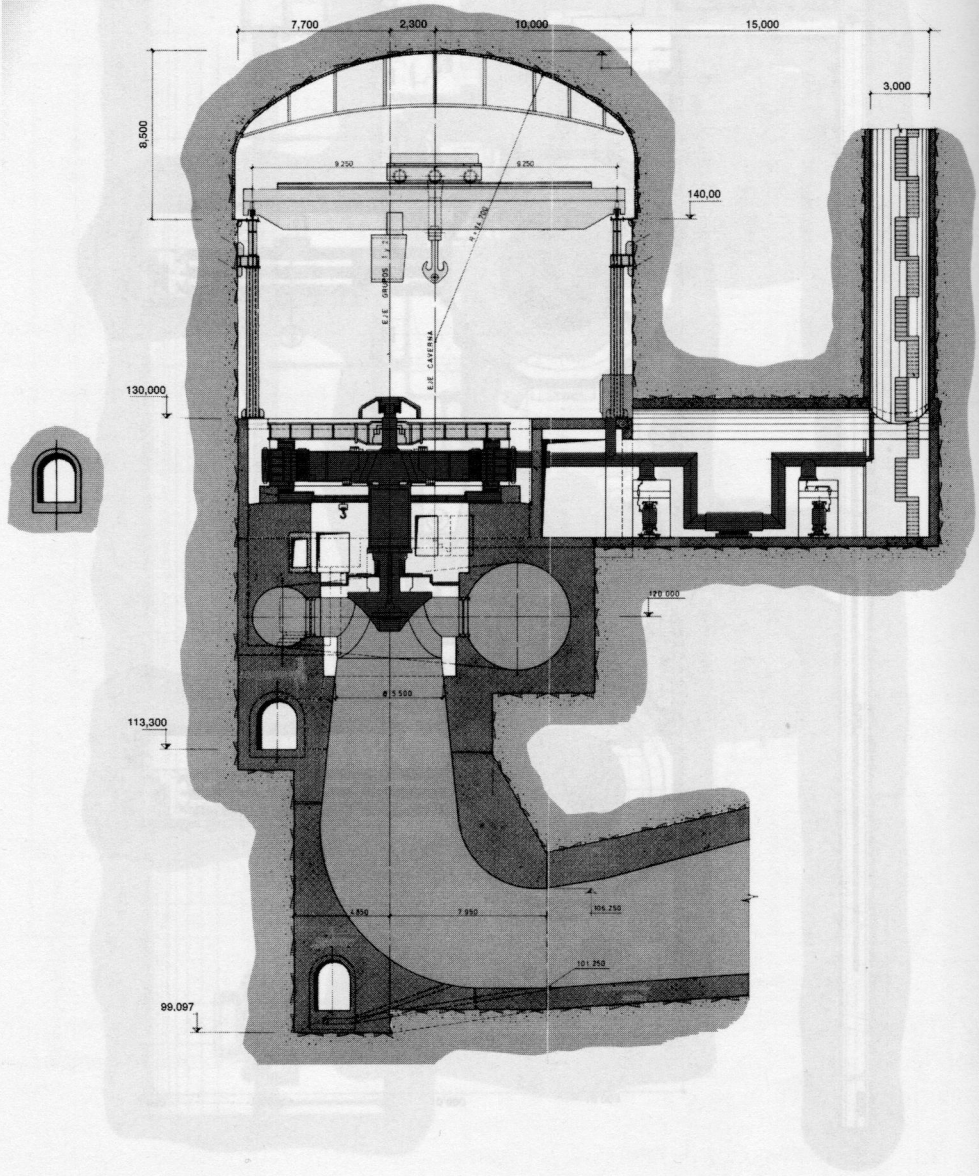

7,700
2,300
10,000
15,000
3,000
8,500
9,250
9,250
140,00
E.E. GRUPOS
E.E. CAVERNA
130,000
120,000
113,300
106,250
101,250
99,097

Fig. 21.17 (b)

4.5. Galería de barras

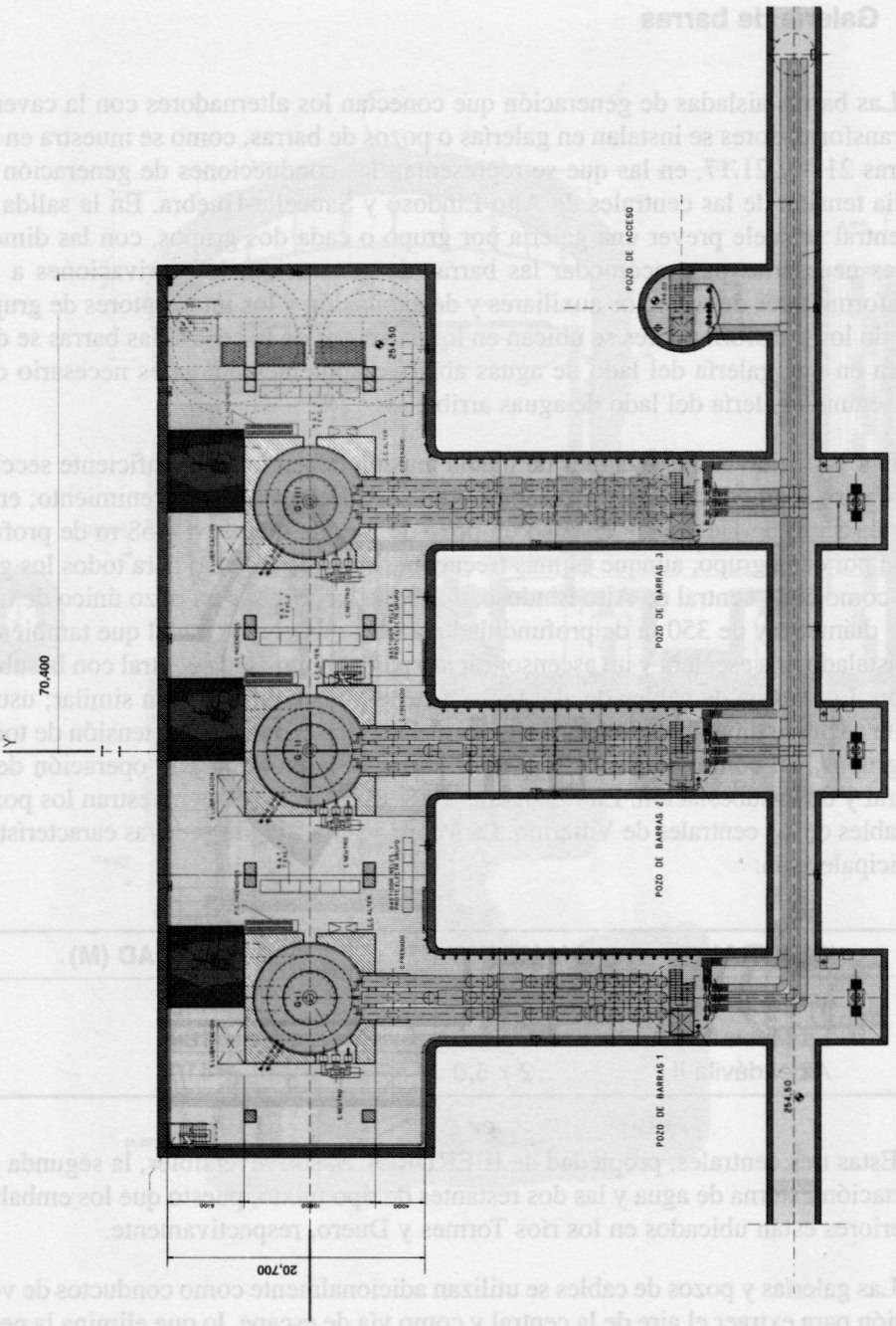
Las barras aisladas de generación que conectan los alternadores con la caverna de transformadores se instalan en galerías o pozos de barras, como se muestra en las figuras 21.4 y 21.17, en las que se representan las conducciones de generación en media tensión de las centrales de Alto Lindoso y Saucelle-Huebra. En la salida de la central se suele prever una galería por grupo o cada dos grupos, con las dimensiones necesarias para acomodar las barras de generación, las derivaciones a los transformadores de servicios auxiliares y de excitación y los interruptores de grupo; cuando los transformadores se ubican en los extremos de la central las barras se disponen en una galería del lado de aguas abajo, complementada si es necesario con una segunda galería del lado de aguas arriba.

Los pozos de barras o cables de media tensión deben tener la suficiente sección como para acomodar las barras o cables y una escalera para el mantenimiento; en el caso de Saucelle-Huebra se dispuso un pozo de 3 m de diámetro y 68 m de profundidad por cada grupo, aunque es más frecuente construir un pozo para todos los grupos, como en la central de Alto Lindoso, donde se ha previsto un pozo único de 6,80 m de diámetro y de 350 m de profundidad para los dos grupos, en el que también se ha instalado una escalera y un ascensor rápido para comunicar la central con la subestación. Los pozos de cables de alta tensión tienen una configuración similar; usualmente se prevé un único pozo en el que se instalan los cables de alta tensión de todos los grupos, así como los cables o conducciones necesarios para la operación de la central y de la subestación. En las figuras 18.8, 21.18 y 21.19 se muestran los pozos de cables de las centrales de Villarino, La Muela y Aldeadávila II cuyas característica prinicipales son:

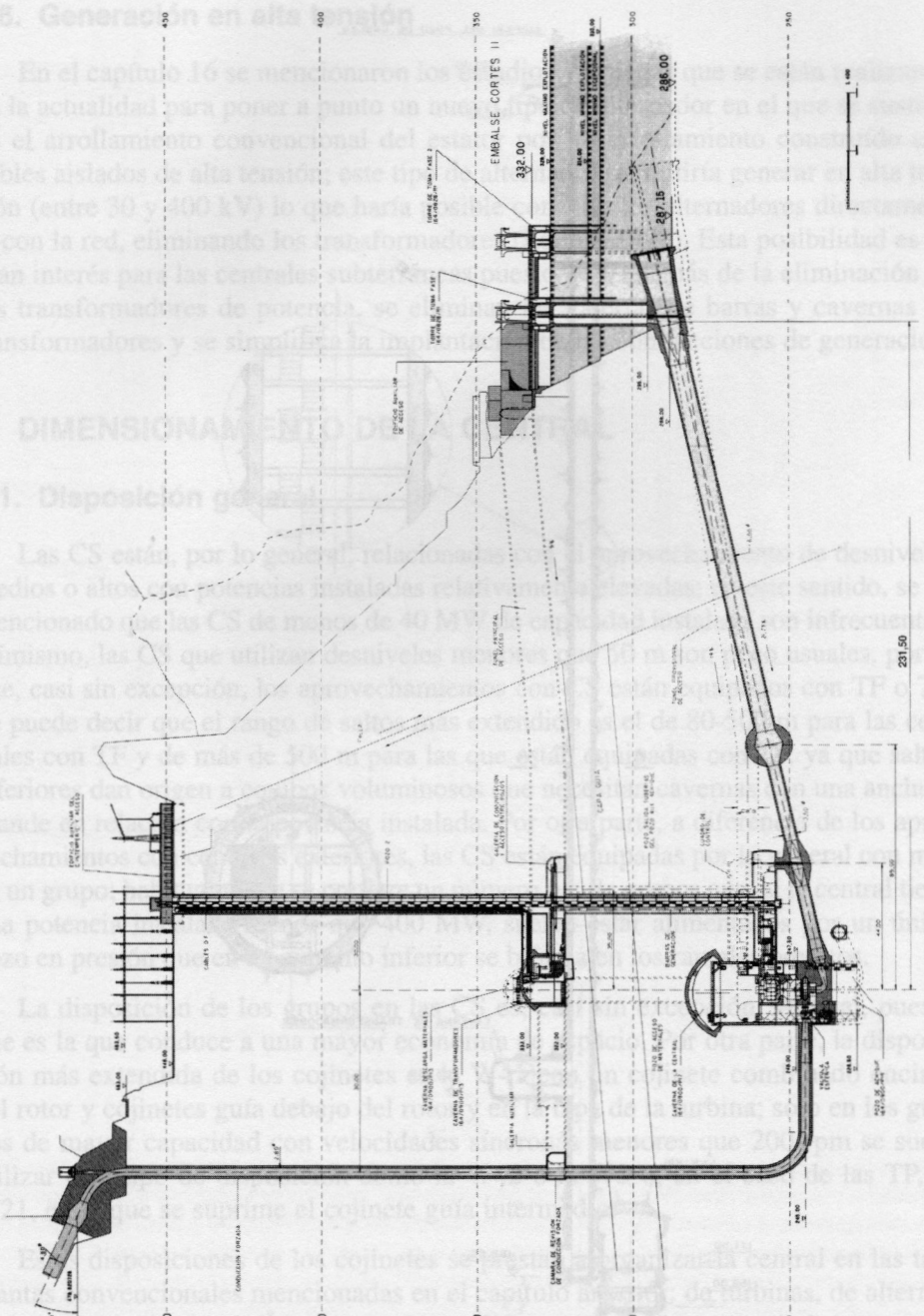
CENTRAL	DIAMETRO (M)	PROFUNDIDAD (M)
Villarino	2 x 6,0	443
La Muela	3 x 6,0	184
Aldeadávila II	2 x 5,0	410

Estas tres centrales, propiedad de IBERDROLA, son reversibles, la segunda sin aportación externa de agua y las dos restantes de tipo mixto, puesto que los embalses superiores están ubicados en los ríos Tormes y Duero, respectivamente.

Las galerías y pozos de cables se utilizan adicionalmente como conductos de ventilación para extraer el aire de la central y como vía de escape, lo que elimina la necesidad de construir una galería adicional para eventuales situaciones de emergencia provocadas por incendio o inundación.



Esquema general de la central de La Muela (ver



21.3) y planta con alternadores. Fuente: iBERDROLA.

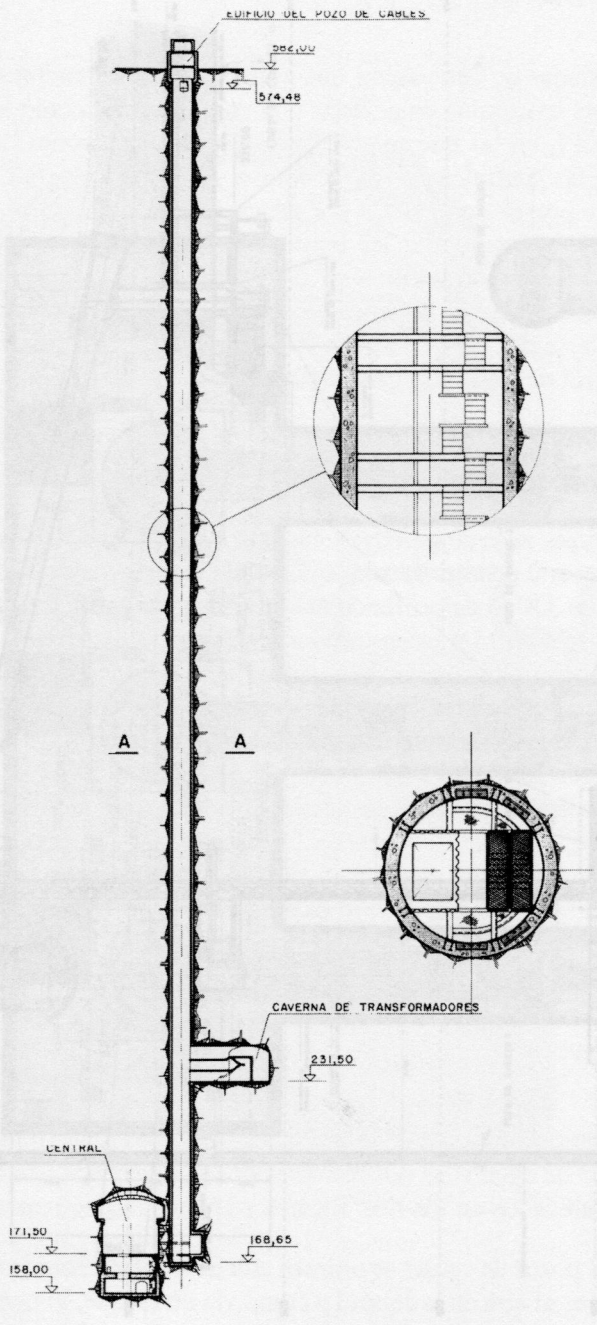


Fig. 21.19

Pozo de cables de la central de Aldeadávila II. Fuente: IBERDROLA.

4.6. Generación en alta tensión

En el capítulo 16 se mencionaron los estudios y pruebas que se están realizando en la actualidad para poner a punto un nuevo tipo de alternador en el que se sustituye el arrollamiento convencional del estator por un arrollamiento construído con cables aislados de alta tensión; este tipo de alternador permitiría generar en alta tensión (entre 30 y 400 kV) lo que haría posible conectar los alternadores directamente con la red, eliminando los transformadores (Leijon, 1998). Esta posibilidad es de gran interés para las centrales subterráneas puesto que, además de la eliminación de los transformadores de potencia, se eliminan las galerías de barras y cavernas de transformadores y se simplifica la implantación de las conducciones de generación.

5. DIMENSIONAMIENTO DE LA CENTRAL

5.1. Disposición general

Las CS están, por lo general, relacionadas con el aprovechamiento de desniveles medios o altos con potencias instaladas relativamente elevadas; en este sentido, se ha mencionado que las CS de menos de 40 MW de capacidad instalada son infrecuentes; asimismo, las CS que utilizan desniveles menores que 50 m son poco usuales, por lo que, casi sin excepción, los aprovechamientos con CS están equipados con TF o TP. Se puede decir que el rango de saltos más extendido es el de 80-500 m para las centrales con TF y de más de 500 m para las que están equipadas con TP, ya que saltos inferiores dan origen a equipos voluminosos que necesitan cavernas con una anchura grande en relación con la potencia instalada. Por otra parte, a diferencia de los aprovechamientos con centrales exteriores, las CS están equipadas por lo general con más de un grupo; habitualmente se prefiere un número par de grupos que, si la central tiene una potencia instalada menor que 400 MW, suelen estar alimentados por un único pozo en presión que en su extremo inferior se bifurca en los ramales precisos.

La disposición de los grupos en las CS es, casi sin excepción, vertical, puesto que es la que conduce a una mayor economía de espacio. Por otra parte, la disposición más extendida de los cojinetes es la W41 con un cojinete combinado encima del rotor y cojinetes guía debajo del rotor y en la tapa de la turbina; solo en los grupos de mayor capacidad con velocidades síncronas menores que 200 rpm se suele utilizar otro tipo de disposición como la W42 o la W3 o, en el caso de las TP, la W21, en la que se suprime el cojinete guía intermedio.

Estas disposiciones de los cojinetes se prestan a organizar la central en las tres plantas convencionales mencionadas en el capítulo anterior: de turbinas, de alternadores y de operación; sólamente en los grupos con una cámara espiral de grandes dimensiones se suele prescindir del piso inferior y sustituirlo por galerías de acceso al pozo de turbinas.

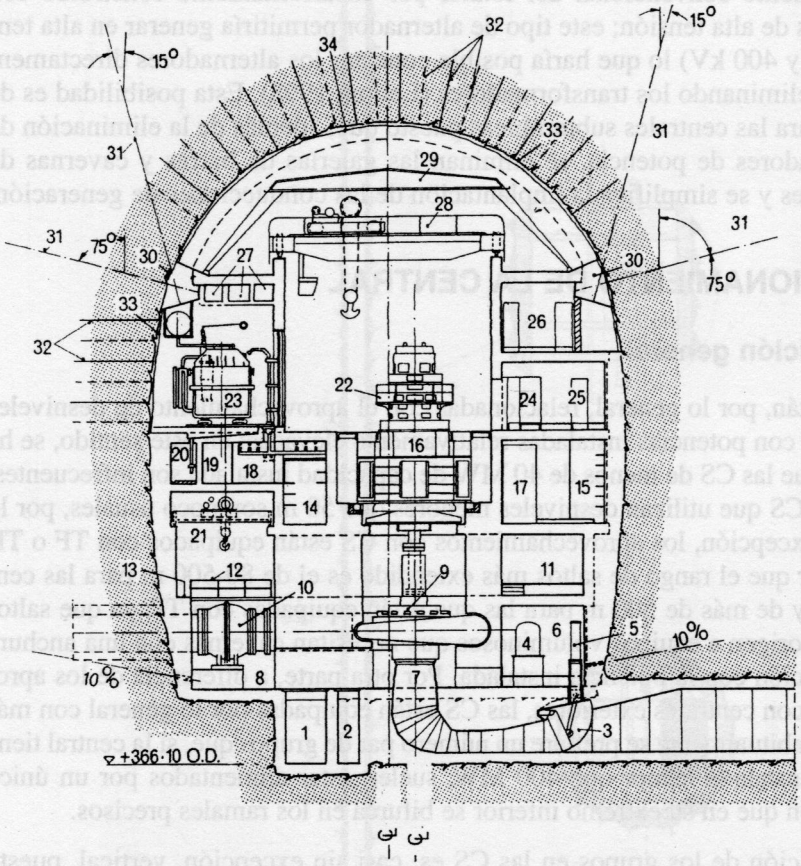


Fig. 21.20 (a)

Sección transversal y longitudinal de la central de Turlough Hill. P=4x73 MW, N=500 rpm. Sección transversal: 1, acceso pozo de achique, 2, pozo de válvulas, 3, compuerta abatible, 4 tanque de aceite del regulador, 5 servomotor, 6 galería de turbinas, 7 tubo de aspiración, 8 galería de válvulas, 9 turbina-bomba, 10 válvula de protección, 11 galería de tubos, 12 protección, 13 acceso a válvulas, 14 galería de cables de 220 kV, 15 cables de control, 16 alternador-motor, 17 celdas de interruptores de grupo, 18 galería de barras, 19 galería de acceso, 20 foso de aceite, 21 puente grúa de 50 t, 22 motor de arranque, 23 transformador de potencia, 24 celdas de control, 25 celdas de 380 V, 26 celdas de protección y control, 27 conductos de ventilación de los transformadores, 28 dos puentes grúa de 80 t, 29 falso techo, 30 vigas, 31 anclajes de 10-15 m, 32 anclajes de 3-4 m.

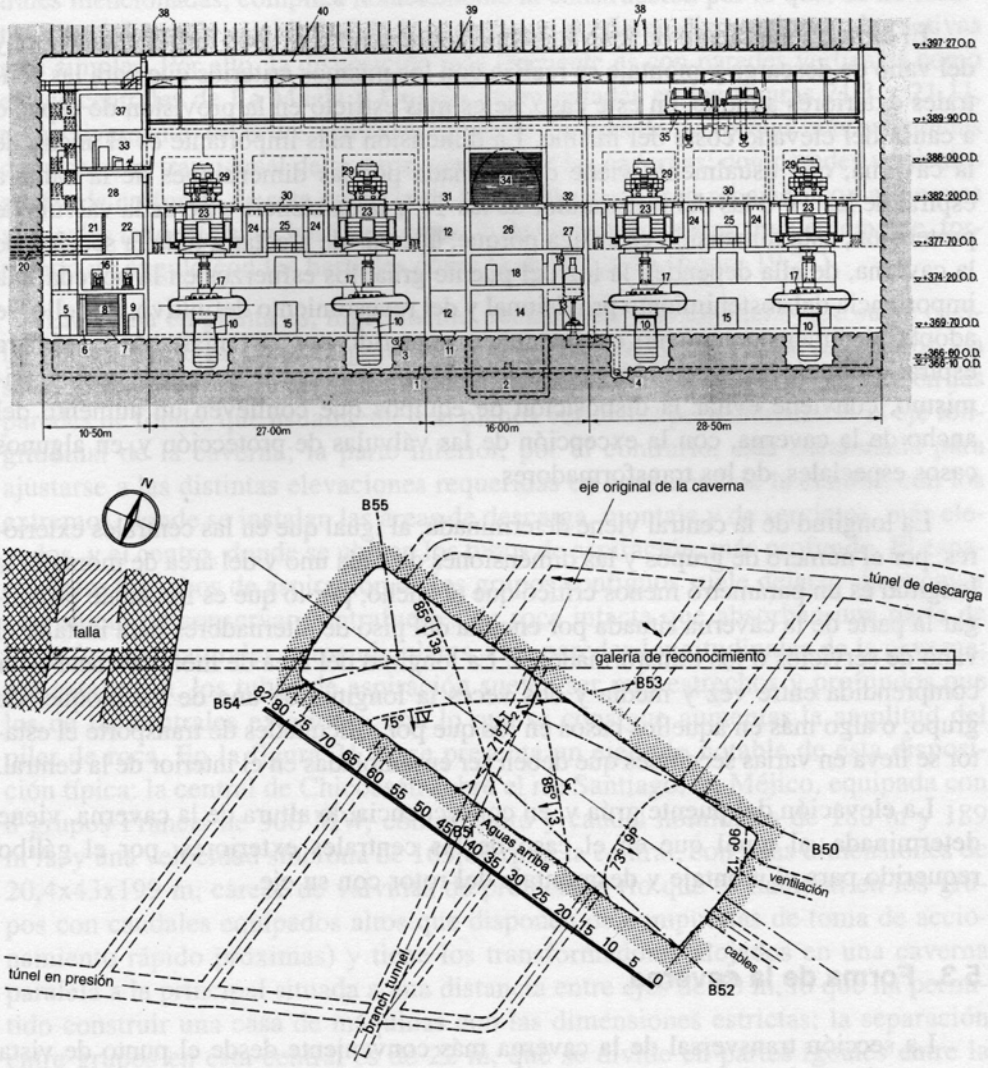


Fig. 21.20 (b)

Sección longitudinal: 1 galería de drenaje, 2 pozo de drenaje, 3 y 4 conducto de descarga, 5 equipo de ventilación, 6 y 7 equipo de filtración, 8 y 9 equipo de a. a., 10 tubo de aspiración, 11 raíles, 12 acceso a la válvula, 13 bomba, 14 almacén, 15 galería de acceso, 16 rerigeradores, 17 turbina-bomba, 18 sistema de a. c. i., 19 cuadros, 20 galería de cables, 21 cables de control 22 taller eléctrico, 23 alternador-motor, 24 galería de barras, 25 escotilla, 26 s. a., 27 escotilla, 28 almacén, 29 motor de arranque, 30, 31 y 32 escotillas, 33 sala de control, 34 puerta de acceso, 35 puente grúa (2x80 t), 36 falso techo, 38 bulones de anclaje, 39 gunita armada, 40 revestimiento rígido previsto originalmente pero no aplicado. Fuente: O'Donoghue, WP, 1974.

5.2. Dimensionamiento

El dimensionamiento de los vanos que contienen los grupos turbogeneradores y del vano de descarga y montaje se realiza con los mismos criterios que para las centrales exteriores aunque, en este caso, se es más estricto en la provisión de espacio a causa del elevado coste del mismo. La dimensión más importante es el ancho de la caverna, que usualmente viene determinada por las dimensiones de la cámara espiral de las TF o las del distribuidor de las TP y la existencia o no de la válvula de protección; esta dimensión es crítica porque, además de afectar a toda la sección de la caverna, de ella dependen la luz del puente grúa, los esfuerzos en la bóveda y la importancia del sostenimiento provisional y del revestimiento definitivo. Por ello, se adopta el dimensionamiento estrictamente requerido por el tamaño de la cámara espiral y válvula de protección o por el foso del alternador y la galería de cables; asimismo, conviene evitar la disposición de equipos que conlleven un aumento del ancho de la caverna, con la excepción de las válvulas de protección y, en algunos casos especiales, de los transformadores.

La longitud de la central viene determinada, al igual que en las centrales exteriores, por el número de grupos y las dimensiones de cada uno y del área de montaje; la longitud es un parámetro menos crítico que el ancho, por lo que es frecuente prolongar la parte de la caverna situada por encima del piso de alternadores para instalar el vano de servicios o los transformadores. La longitud del área de montaje suele estar comprendida entre vez y media y dos veces la longitud de uno de los bloques de grupo, o algo más en aquellos casos en los que por dificultades de transporte el estator se lleva en varias secciones que deben ser ensambladas en el interior de la central.

La elevación del puente grúa y, en consecuencia, la altura de la caverna, viene determinada, al igual que en el caso de las centrales exteriores, por el gálibo requerido para el montaje y desmontaje del rotor con su eje.

5.3. Forma de la caverna

La sección transversal de la caverna más conveniente desde el punto de vista constructivo es la rectangular con paredes verticales (o, al menos, planas) coronada con un arco rebajado. No obstante, la verticalidad de las paredes favorece la creación de zonas decomprimidas que pueden requerir importantes trabajos de refuerzo y consolidación; esta situación, que se acentúa cuando existen esfuerzos naturales de consideración, puede obligar a la adopción de secciones transversales de tipo ovoidal, con las paredes curvas ajustándose a las superficies decomprimidas, como en el caso de la central de Waldek II (figura 21.12) o Turlough Hill (figura 21.21). Aunque esta configuración permite reducir la luz del puente grúa y ganar espacio en la zona intermedia que se puede aprovechar para situar conducciones hidráulicas o

eléctricas e, incluso, los transformadores, como en el caso de la última de las centrales mencionadas, complica notablemente la construcción por lo que, de no resultar esencial para la estabilidad de la caverna, se prefieren disposiciones alternativas más simples. Por ello, la disposición más frecuente es con paredes verticales como en las centrales de La Muela y Guavio, representadas en las figuras 21.3 y 21.11, respectivamente; estas dos centrales son representivas de las formas más extendidas de la sección transversal de la parte superior de las cavernas: con paredes verticales y bóveda en forma de seta como la de La Muela, o de arco rebajado con arranques verticales tangente a los hastiales, como la de Guavio o, menos frecuentemente, formando un ángulo con los hastiales como la de El Cajón (figura 19.21)

La forma en planta es, lógicamente, rectangular con un ancho que suele oscilar entre 14 y 30 m y una longitud función del número y tamaño de los grupos. La sección longitudinal tiene formas rectas en la parte superior de la clave y en las paredes de fondo, que usualmente son planos verticales perpendiculares al eje longitudinal de la caverna; la parte inferior, por el contrario, está escalonada para ajustarse a las distintas elevaciones requeridas en cada zona de la central, con los extremos, donde se instalan las áreas de descarga, montaje y de servicios, más elevados, y el centro, donde se ubican los tubos de aspiración, más profundo. El espacio entre los tubos de aspiración de los grupos contiguos suele dejarse sin excavar con objeto de conservar contrafuertes de roca intacta que absorban una parte de los esfuerzos naturales perpendiculares a las paredes longitudinales de la caverna; por esta razón, los tubos de aspiración suelen ser más estrechos y profundos que los de las centrales exteriores, con lo que se consigue aumentar la amplitud del pilar de roca. En la figura 21.21 se presenta un ejemplo notable de esta disposición típica: la central de Chicoasén sobre el río Santiago, en Méjico, equipada con 8 grupos Francis de 300 MW, con un salto y caudal nominales de 180 m y 189 m^3/s, y una velocidad síncrona de 163,64 rpm; la central, con unas dimensiones de 20,4x43x199 m, carece de válvulas de protección (lo que es habitual en los grupos con caudales equipados altos que disponen de compuertas de toma de accionamiento rápido próximas) y tiene los transformadores alojados en una caverna paralela a la principal situada a una distancia entre ejes de 40 m, lo que ha permitido construir una casa de máquinas con las dimensiones estrictas; la separación entre grupos en esta central es de 22 m, que se divide en partes iguales entre la excavación para el tubo de aspiración y el pilar de roca intermedio, y el área de descarga y montaje tiene una longitud de 30 m, equivalente a un 140 % de la longitud de un vano de generación.

La forma de la bóveda depende del tipo de revestimiento y de la configuración de los apoyos de la viga carrilera del puente grúa. En las centrales con revestimiento flexible, construído con hormigón proyectado y bulones de anclaje, son frecuentes las bóvedas con directriz elíptica o con arcos policéntricos rebajados y con los arranques verticales tangentes a los hastiales de la caverna (figura 21.17) o con

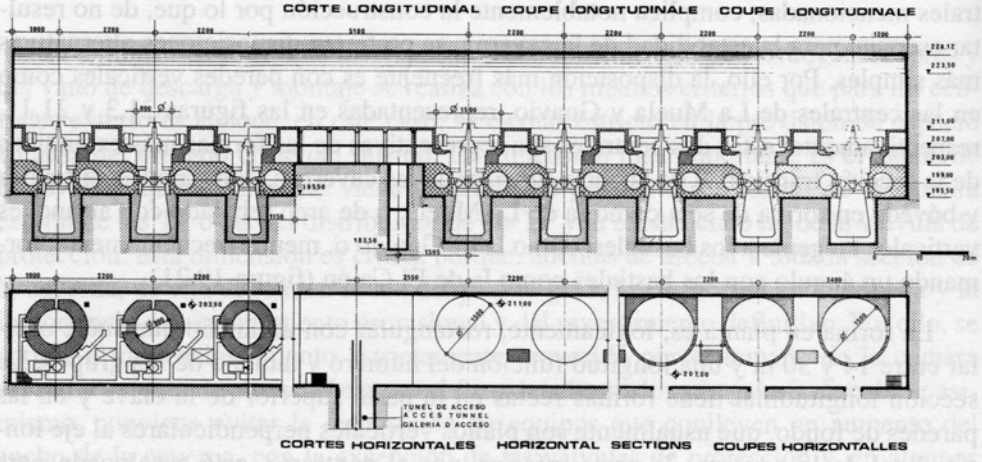


Fig. 21.21

Central de Chicoasén (ver sección longitudinal en figura 21.10).
Fuente: Comisión Federal de Electricidad

arcos parabólicos o circulares con los arranques formando un ángulo con las paredes de la caverna (figuras 21.8 y 21.14); en algunos casos, como en la central de Villarino (figura 18.8), se retranquea el apoyo del arco para formar un escalón donde se apoya la viga carrilera; esta configuración es poco frecuente ya que exige roca de excelente calidad para conseguir la excavación requerida por el apoyo; alternativamente se puede ensanchar la caverna en esta zona para facilitar el anclaja de las vigas del puente grúa (figura 21.22).

Las bóvedas de las centrales con revestimiento rígido de hormigón armado suelen ser parabólicas o de arco de círculo, con un espesor creciente desde la clave a los estribos, como en la central de La Muela (figura 21.3), El Cajón (figura 19.21) o Cabora Bassa (figuras 21.8). En algunos casos se retranquea el arranque de la bóveda con relación a los hastiales para conseguir una mayor superficie de apoyo y para facilitar la transmisión de los empujes al terreno; este retranqueo se utiliza también como apoyo de la viga carrilera para el puente grúa, como en las centrales de La Muela (figura 21.3) y Alto Lindoso (figura 21.4).

La forma rectangular en planta de las cavernas es la habitual, pero no es la única viable. Condiciones especiales pueden indicar la conveniencia de otros tipos de caverna, como puede ser la de planta circular coronada con una cúpula semiesférica; como ejemplo notable de esta forma se puede citar la central de Kerckhoff 2 representada en la figura 21.23, con una TF de 134 m^3/s y 135 m de caudal y salto nominales, instalados en una caverna cilíndrica de 26 m de diámetro (Zayakov, 1981).

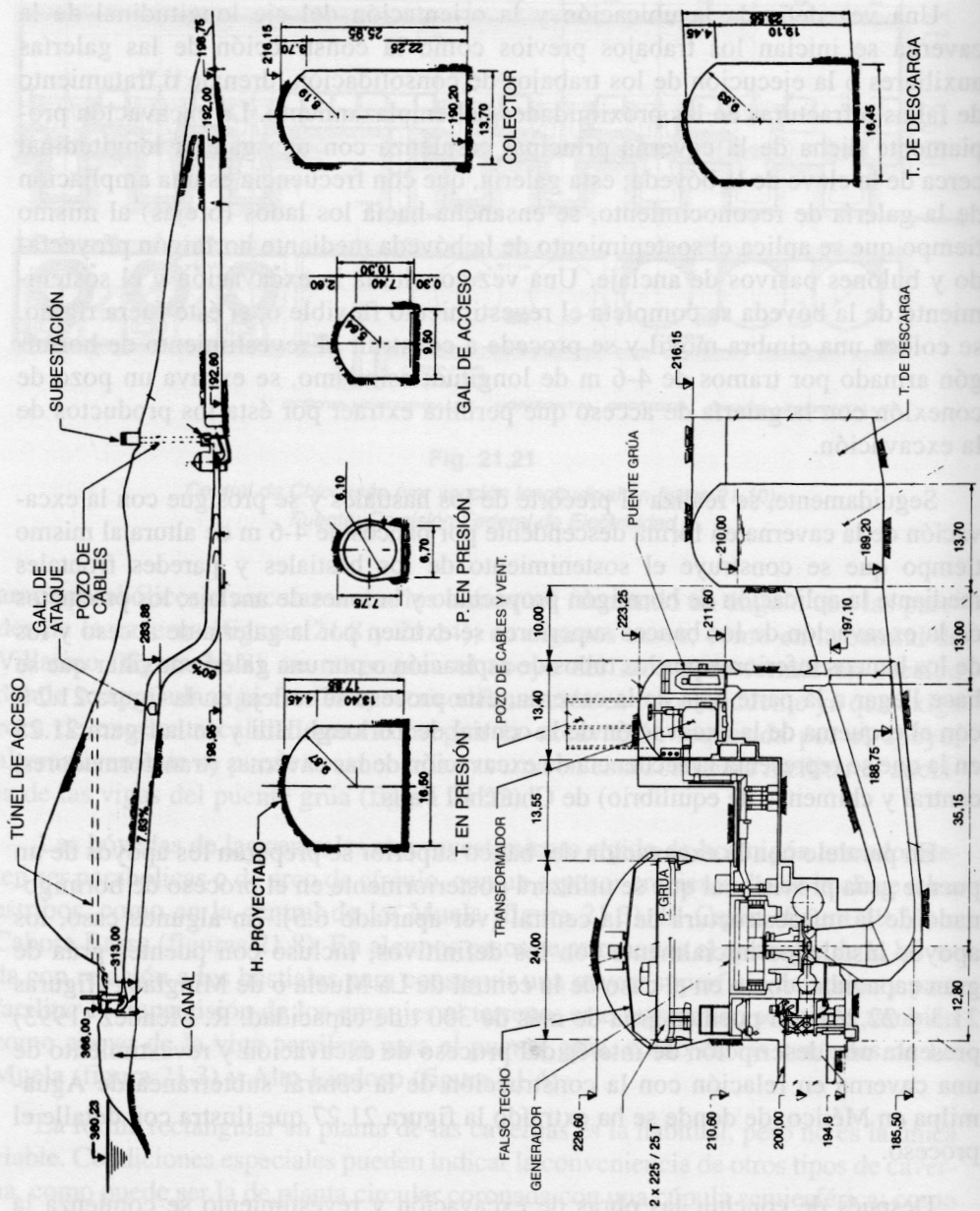
5.4. Excavación

Una vez definida la ubicación y la orientación del eje longitudinal de la caverna se inician los trabajos previos como la construcción de las galerías auxiliares o la ejecución de los trabajos de consolidación, drenaje o tratamiento de fallas o fracturas en las proximidades del emplazamiento. La excavación propiamente dicha de la caverna principal comienza con una galería longitudinal cerca de la clave de la bóveda; esta galería, que con frecuencia es una ampliación de la galería de reconocimiento, se ensancha hacia los lados (orejas) al mismo tiempo que se aplica el sostenimiento de la bóveda mediante hormigón proyectado y bulones pasivos de anclaje. Una vez concluída la excavación y el sostenimiento de la bóveda se completa el revestimiento flexible o, si éste fuera rígido, se coloca una cimbra móvil y se procede a construir el revestimiento de hormigón armado por tramos de 4-6 m de longitud; asimismo, se excava un pozo de conexión con la galería de acceso que permita extraer por ésta los productos de la excavación.

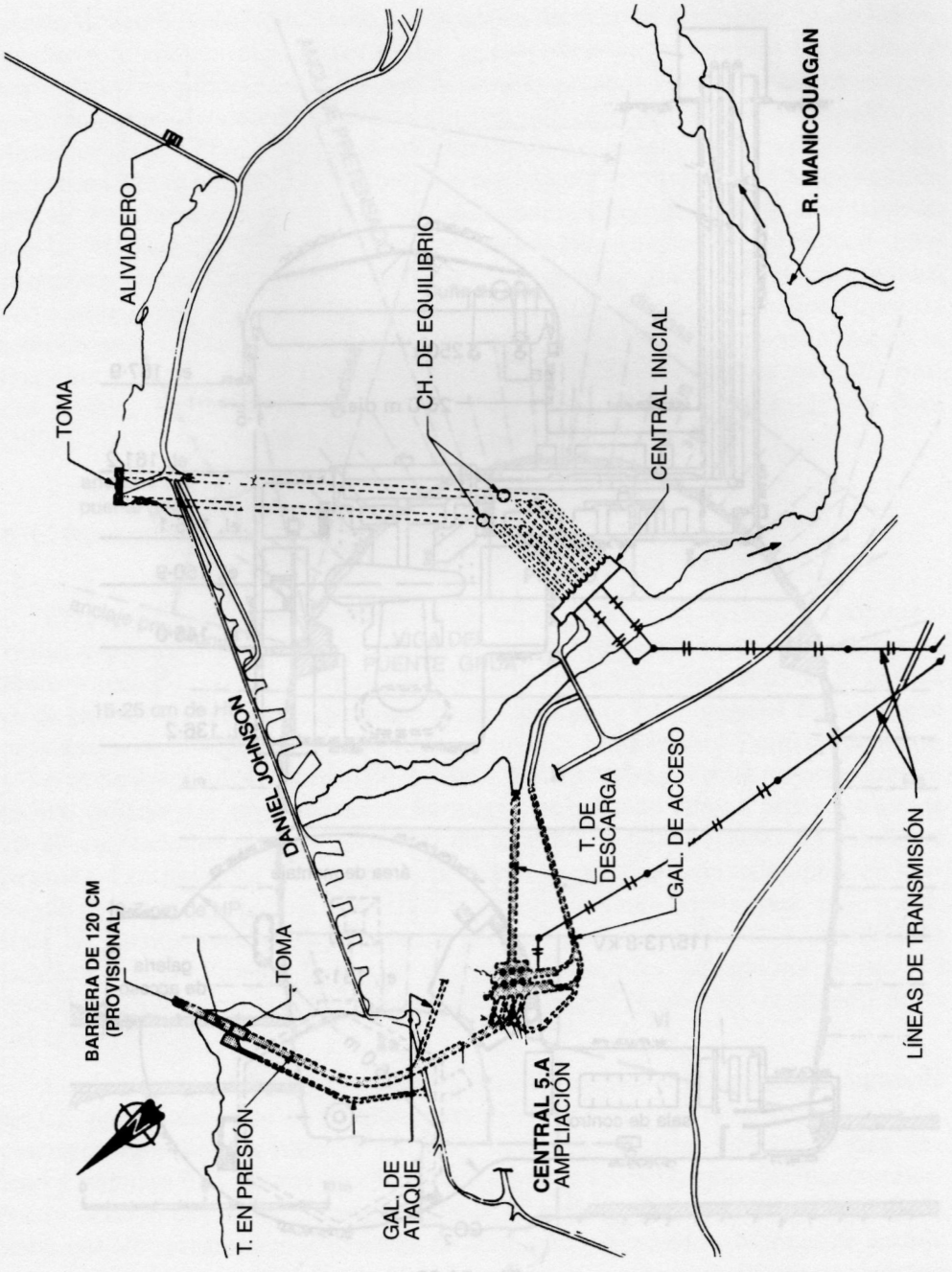
Seguidamente, se realiza el precorte de los hastiales y se prosigue con la excavación de la caverna en forma descendente por bancos de 4-6 m de altura al mismo tiempo que se construye el sostenimiento de los hastiales y paredes frontales mediante la aplicación de hormigón proyectado y bulones de anclaje; los productos de la excavación de los bancos superiores se extraen por la galería de acceso y los de los bancos inferiores por los tubos de aspiración o por una galería auxiliar que se hace llegar a la parte baja de la caverna; este proceso se refleja en la figura 21.24, con el esquema de la excavación de la central de Turlough Hill y en la figura 21.25 en la que se representa la secuencia de excavación de las cavernas (transformadores, central y chimenea de equilibrio) de Churchill Falls.

En paralelo con la excavación del banco superior se preparan los apoyos de un puente grúa provisional que se utilizará posteriormente en el proceso de hormigonado de la infraestructura de la central (ver apartado 6.5). En algunos caso, los apoyos instalados inicialmente son los definitivos, incluso con puentes grúa de gran capacidad como en el caso de la central de La Muela o de Mingtang (figuras 21.3 y 22.26) con puentes grúa de más de 300 t de capacidad. R. Méndez (1993) presenta una descripción de interés del proceso de excavación y revestimiento de una caverna en relación con la construcción de la central subterránea de Aguamilpa en Méjico, de donde se ha extraído la figura 21.27 que ilustra con detalle el proceso.

Después de concluir las obras de excavación y revestimiento se comienza la obra de fábrica en forma ascendente, desde el fondo de los tubos de aspiración hasta el piso de operaciones de la central; primeramente se construye la obra básica de hormigón primario y, fijadas a ella mediante tensores y pernos, se van instalando las



Central de Manicouagan 5A. P=4x280 MW, H=145 m. Esta central amplía en 1120 MW el aprovechamien de 2600 MW y un caudal equ



presa de bóvedas múltiples de Daniel Johnson (V.E.=36 km³) alcanzando una potencia instalada total 0 m³/s. Fuente Roy 1989.

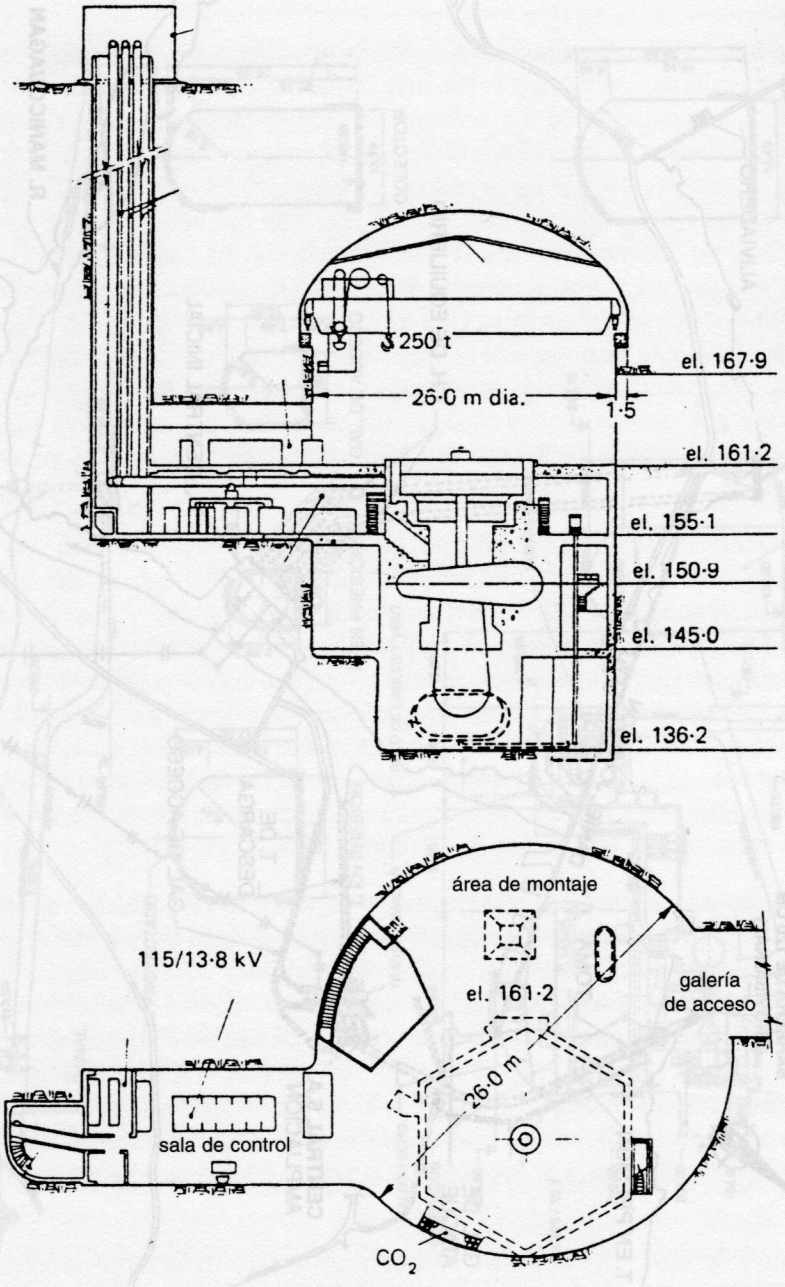


Fig. 21.23

Central de Kerckhoff. P=140 MW, H_m=135 m. La caverna tiene un volumen de 18.200 m³, lo que da un volumen específico pequeño (130 m³/MW). Fuente: Zayakov, 1981.

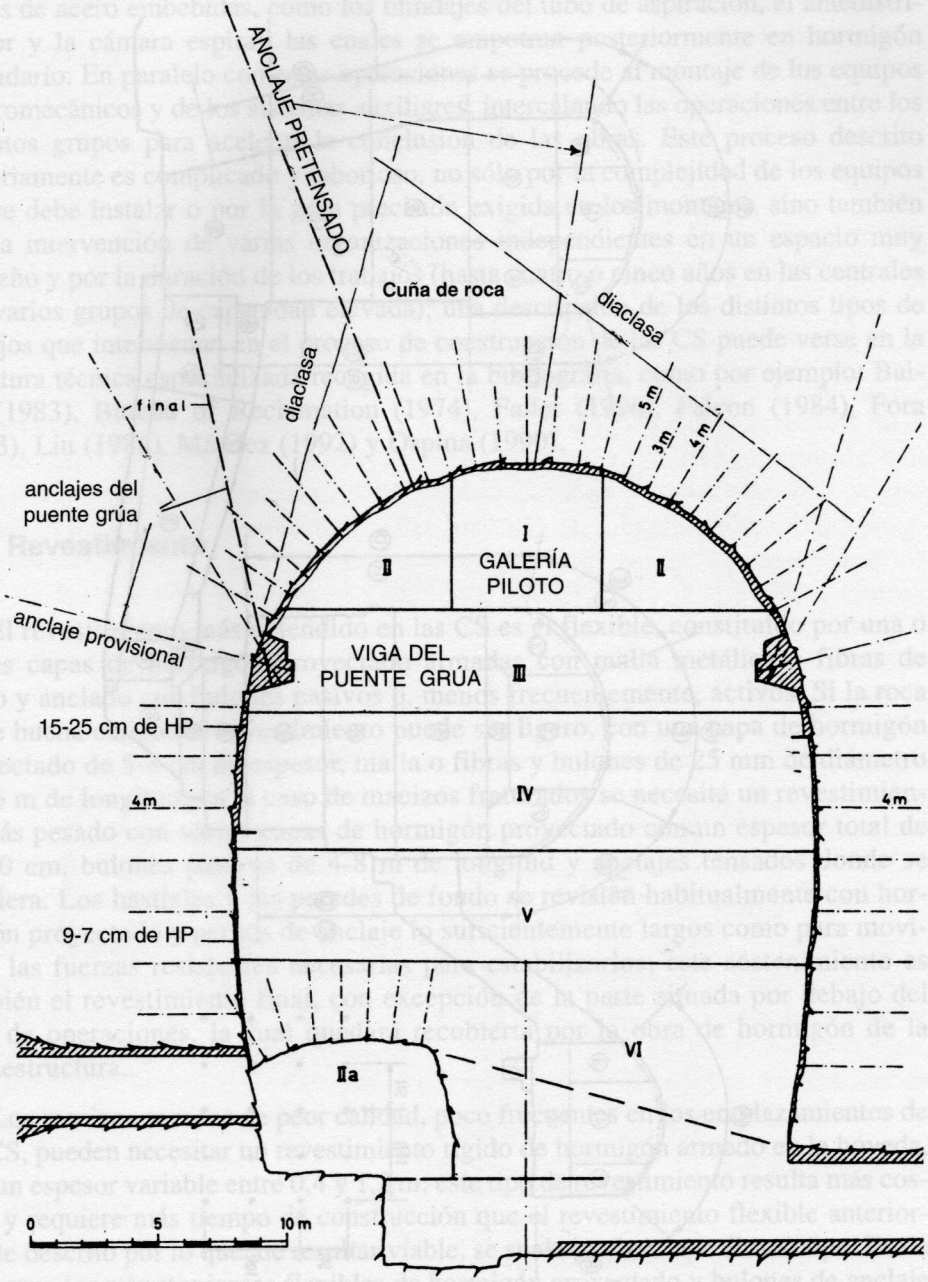


Fig. 21.24

Secuencia de la escavación de la central de Turlough Hill. Fuente Heitfeld 1972.

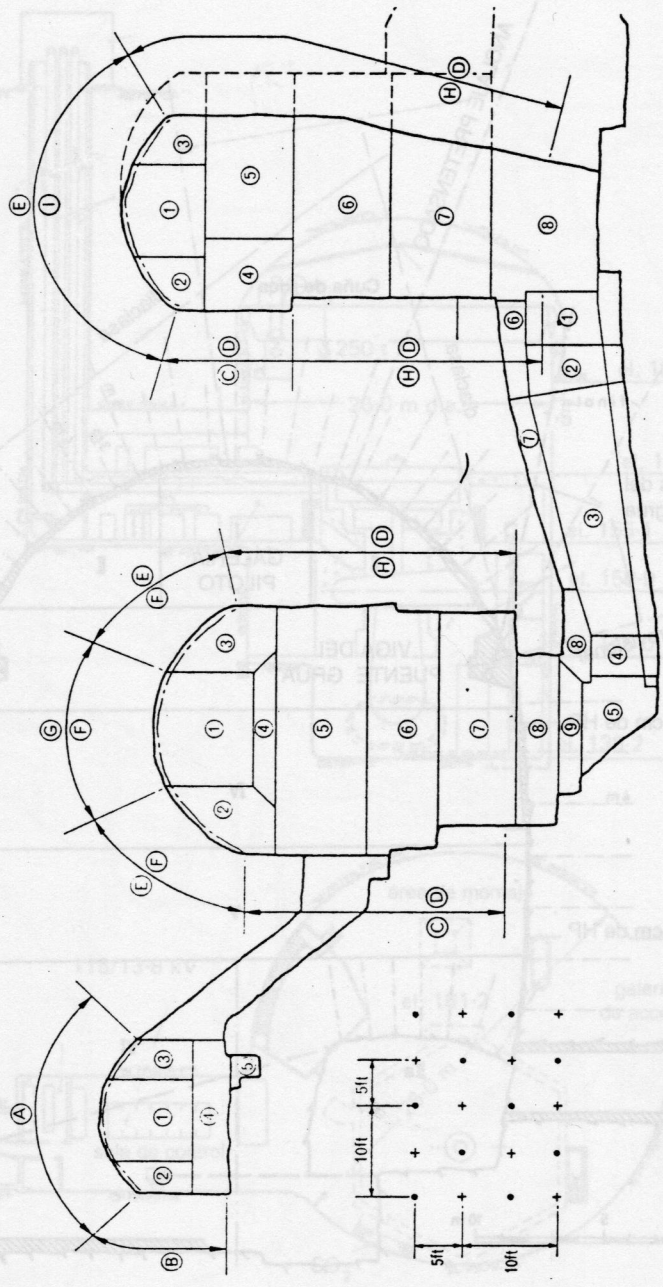


Fig. 21.25

Proceso de excavación de la central de Churchill Falls. Fuente: Wermenlinger, WP, 1971. (Los números indican la secuencia de la excavación).

piezas de acero embebidas, como los blindajes del tubo de aspiración, el antedistribuidor y la cámara espiral, las cuales se empotran posteriormente en hormigón secundario. En paralelo con estas operaciones se procede al montaje de los equipos electromecánicos y de los sistemas auxiliares, intercalando las operaciones entre los distintos grupos para acelerar la conclusión de las obras. Este proceso descrito sumariamente es complicado y laborioso, no sólo por la complejidad de los equipos que se debe instalar o por la gran precisión exigida en los montajes, sino también por la intervención de varias organizaciones independientes en un espacio muy pequeño y por la duración de los trabajos (hasta cuatro o cinco años en las centrales con varios grupos de capacidad elevada); una descripción de los distintos tipos de trabajos que intervienen en el proceso de construcción de las CS puede verse en la literatura técnica especializada recogida en la bibliografía, como por ejemplo: Baines (1983), Bureau of Reclamation (1974), Failer (1996), Falcon (1984), Fora (1993), Liu (1988), Méndez (1992) y Ospina (1990).

5.5. Revestimiento

El revestimiento más extendido en las CS es el flexible, constituído por una o varias capas de hormigón proyectado armadas con malla metálica o fibras de acero y anclado con bulones pasivos o, menos frecuentemente, activos. Si la roca es de buena calidad el revestimiento puede ser ligero, con una capa de hormigón proyectado de 5-8 cm de espesor, malla o fibras y bulones de 25 mm de diámetro y 3-6 m de longitud; en el caso de macizos fraturados se necesita un revestimiento más pesado con varias capas de hormigón proyectado con un espesor total de 10-20 cm, bulones pasivos de 4-8 m de longitud y anclajes tensados donde se requiera. Los hastiales y las paredes de fondo se revisten habitualmente con hormigón proyectado y pernos de anclaje lo suficientemente largos como para movilizar las fuerzas resistentes necesarias para estabilizarlos; este sostenimiento es también el revestimiento final, con excepción de la parte situada por debajo del piso de operaciones, la cual quedará recubierta por la obra de hormigón de la infraestructura.

Los macizos rocosos de peor calidad, poco frecuentes en los emplazamientos de las CS, pueden necesitar un revestimiento rígido de hormigón armado en la bóveda, con un espesor variable entre 0,4 y 1,2 m; este tipo de revestimiento resulta más costoso y requiere más tiempo de construcción que el revestimiento flexible anteriormente descrito por lo que, de resultar viable, se suele preferir este último tipo. Es de notar que los revestimientos flexibles de hormigón proyectado y bulones de anclaje activos o pasivos no están limitados a los macizos rocosos competentes, sino que también pueden utilizarse en los emplazamientos de inferior calidad, como en los caso de las centrales de Waldeck II o Mingtang; ésta última es una central reversible

con cuatro grupos de 250 MW instalados en una caverna de 22,2x56,0x156,4 m, excavada en un macizo de arenisca con intercalaciones de limolita y cruzada por numerosas fallas y fracturas; tras un tratamiento previo de las fallas y el refuerzo de la bóveda, se instaló un revestimiento flexible integrado por 15-20 cm de hormigón proyectado con grapas de acero en bóveda y riñones y 5-10 cm en los hastiales y paredes de fondo, con bulones de 25 mm de diámetro y 4-5 m longitud en el primer caso y de 4,3-7 m en el segundo (Liu, 1988 y Moy, 1993, figura 21.26); el hormigón proyectado tenía una resistencia mínima de 300 kg/cm^2 a los 28 días y una composición básica de: 450 kg de cemento, 200 kg de agua, 500 kg de agregado grueso hasta 12,5 mm, 1160 kg de agregado fino 4,5-9,5 mm, 45 kg de humo de sílice, 60 kg de grapas de acero y aditivos (un 2 % de agente plastificante y un 0,2 % de agente reductor) (Moy, 1993)

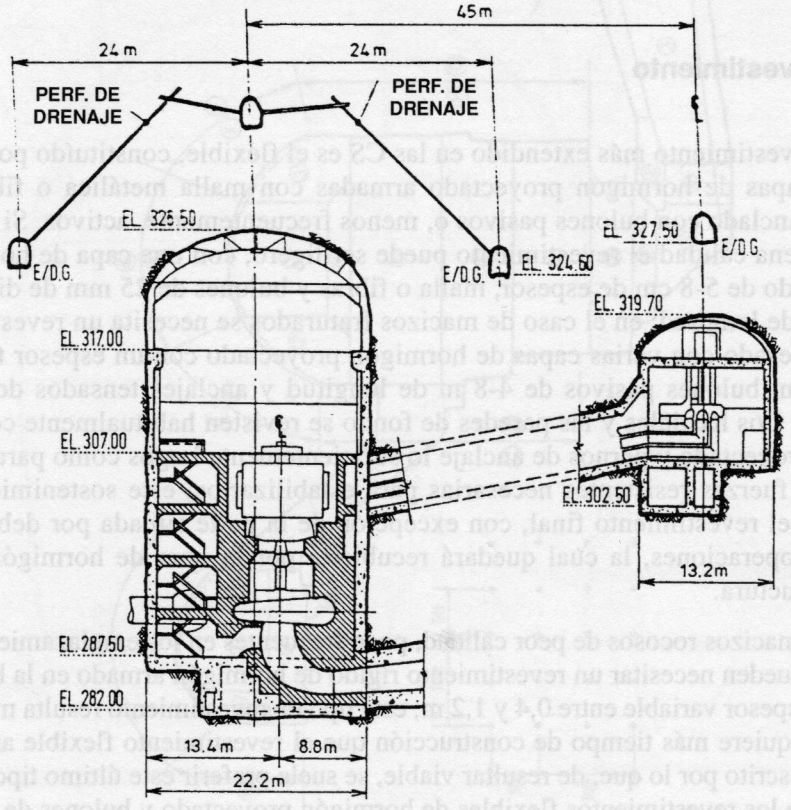


Fig. 21.26

Sección transversal de la central de Mingtang. P=6x300 MVA, N=400 rpm. T: H=400–341 m³/s, Q=77,4–77,8 m³/s. B: H=411–357 m³/s, Q=57,0–71,0 m³/s. Fuente: Moy, ASCE, 1990.

5.6. Volumen de la caverna principal

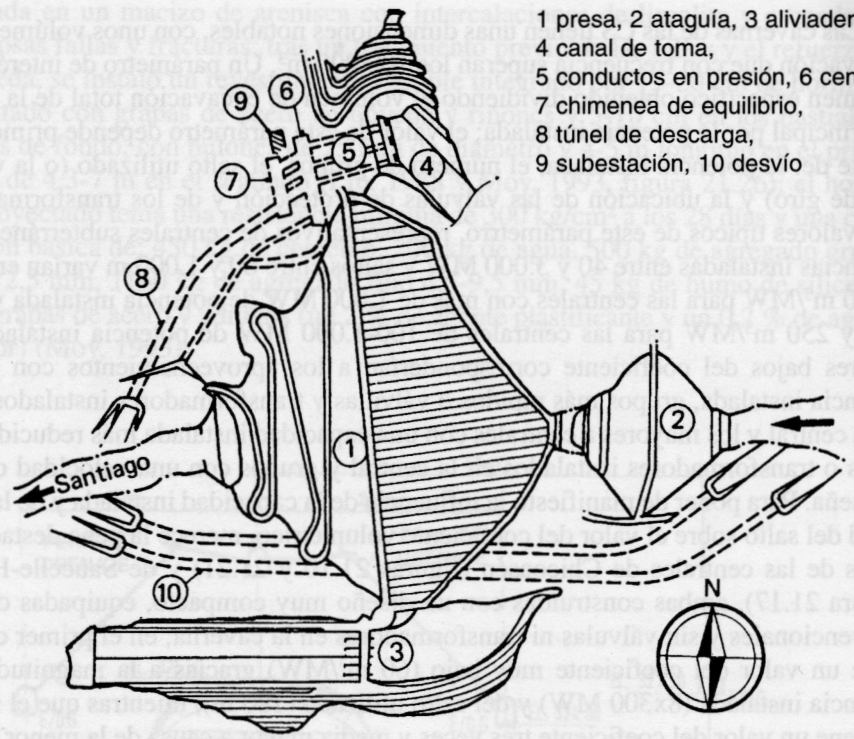
Las cavernas de las CS tienen unas dimensiones notables, con unos volúmenes de excavación que con frecuencia superan los 100.000 m^3. Un parámetro de interés es el volumen específico obtenido dividiendo el volumen de excavación total de la caverna principal por la potencia instalada; el valor de este parámetro depende primordialmente de: la potencia instalada, el número de grupos, el salto utilizado (o la velocidad de giro) y la ubicación de las válvulas de protección y de los transformadores. Los valores típicos de este parámetrro, representativos de centrales subterráneas con potencias instaladas entre 40 y 3.000 MW y saltos entre 60 y 1.000 m varían entre 60 y 130 m^3/MW para las centrales con más de 1.000 MW de potencia instalada y entre 100 y 250 m^3/MW para las centrales de 100-1.000 MW de potencia instalada; los valores bajos del coeficiente corresponderían a los aprovechamientos con mayor potencia instalada, grupos más rápidos o válvulas y transformadores instalados fuera de la central y los mayores a centrales con una capacidad instalada más reducida, válvulas o transformadores instalados en la central y grupos con una velocidad de giro pequeña. Para poner de manifiesto la influencia de la capacidad instalada y de la magnitud del salto sobre el valor del coeficiente volumétrico, merece la pena destacar los casos de las centrales de Chicoasén (figuras 21.10 y 21.21) y de Saucelle-Huebra (figura 21.17), ambas construídas con un diseño muy compacto, equipadas con TF convencionales y sin válvulas ni transformadores en la caverna; en el primer caso se tiene un valor del coeficiente muy bajo (60 m^3/MW) gracias a la magnitud de la potencia instalada (8x300 MW) y del salto utilizado (180 m), mientras que el segundo tiene un valor del coeficiente tres veces y media mayor a causa de la menor potencia instalada (2x125 MW) y lo reducido del salto utilizado (68 m), lo cual implica unos equipos electromecánicos muy voluminosos. El valor de coeficiente volumétrico aumenta aún más al disminuir la potencia instalada, llegando hasta 500 m^3/MW para las centrales de menos de 40 MW de potencia instalada y salto inferior a 80 m.

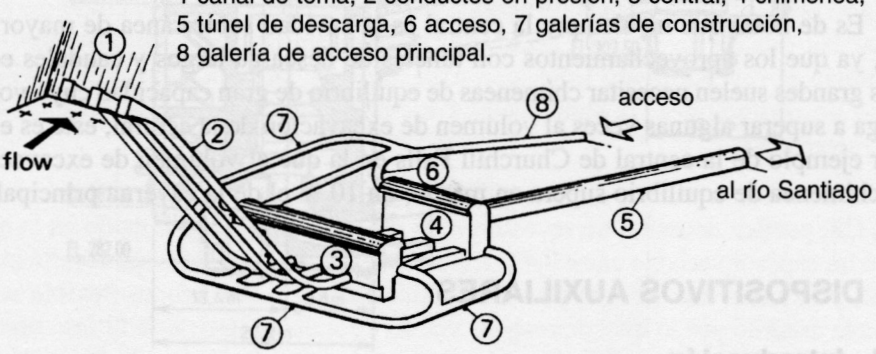
Es de notar que no siempre la central es la cavidad subterránea de mayor tamaño, ya que los aprovechamientos con túneles de descarga largos y caudales equipados grandes suelen necesitar chimeneas de equilibrio de gran capacidad cuyo volumen llega a superar algunas veces al volumen de excavación de la central; este es el caso, por ejemplo de la central de Churchill Falls en la que el volumen de excavación de la chimenea de equilibrio supera en más de un 10 % el de la caverna principal.

6. DISPOSITIVOS AUXILIARES

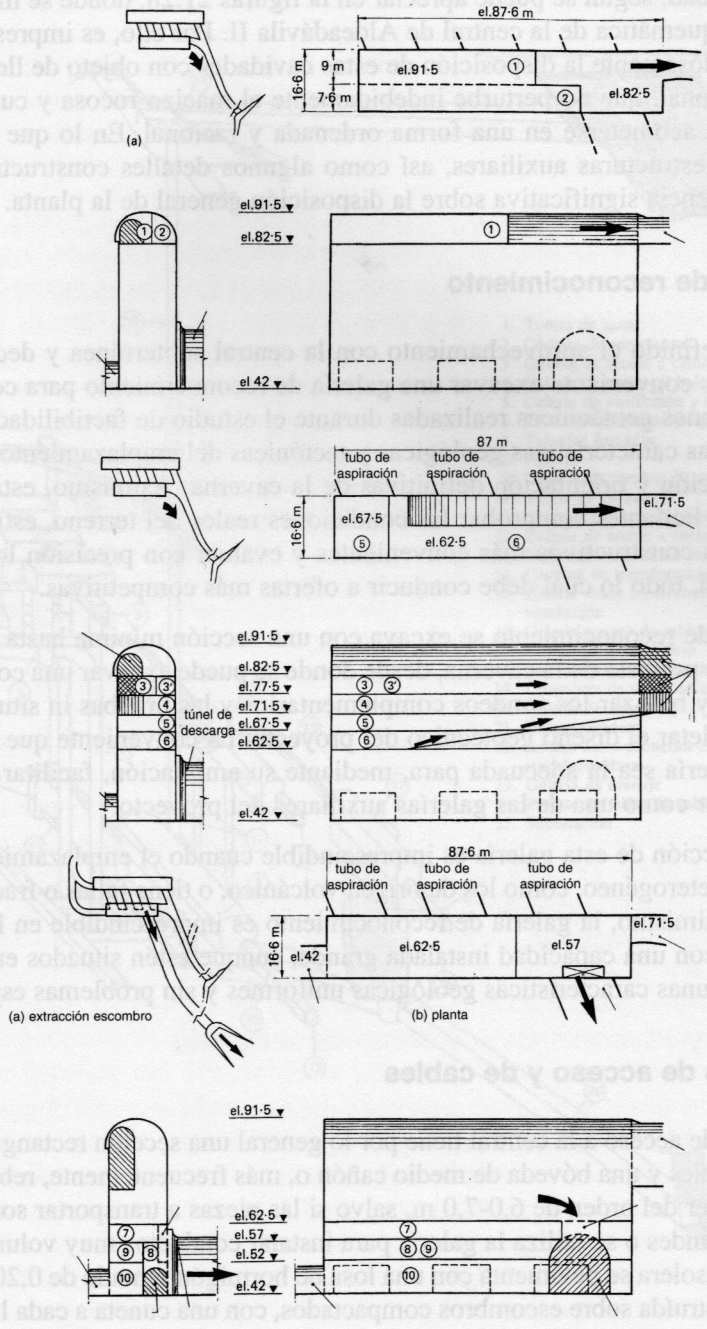
6.1. Introducción

La caverna principal está rodeada por galerías, pozos o cavernas auxiliares formando un conjunto complejo, especialmente en las centrales con varios grupos de





Proceso de excavación de la central de Aguamilp



6 m, N=150 rpm. Fuente: R. Méndez, 1993.

elevada capacidad, según se puede apreciar en la figuras 21.28, donde se muestra la perspectiva esquemática de la central de Aldeadávila II. Por ello, es imprescindible analizar cuidadosamente la disposición de estas cavidades con objeto de llegar a un conjunto funcional, que no perturbe indebidamente el macizo rocosa y cuya construcción pueda acometerse en una forma ordenada y racional. En lo que sigue se analizan estas estructuras auxiliares, así como algunos detalles constructivos que tiene una incidencia significativa sobre la disposición general de la planta.

6.2. Galería de reconocimiento

Una vez definido el aprovechamiento con la central subterránea y decidida su construcción es conveniente excavar una galería de reconocimiento para completar las investigaciones geotécnicas realizadas durante el estudio de factibilidad, definir con precisión las características geológicas y tectónicas del emplazamiento y determinar la ubicación y orientación definitivas de la caverna. Asimismo, esta galería permitirá a los licitantes comprobar las condiciones reales del terreno, estudiar los procedimientos constructivos más convenientes y evaluar con precisión los costes de construcción, todo lo cual debe conducir a ofertas más competitivas.

La galería de reconocimiento se excava con una sección mínima hasta llegar al emplazamiento previsto de la caverna, desde donde se puede excavar una corta galería transversal y realizar los sondeos complementarios y las pruebas in situ necesarias para completar el diseño geotécnico del proyecto. Es conveniente que la alineación de la galería sea la adecuada para, mediante su ampliación, facilitar su utilización posterior como una de las galerías auxiliares del proyecto.

La construcción de esta galería es imprescindible cuando el emplazamiento está en un terreno heterogéneo, como los de origen volcánico, o tiene fallas o fracturas de importancia; asimismo, la galería de reconocimiento es imprescindible en los aprovechamientos con una capacidad instalada grande, aunque estén situados en emplazamientos con unas características geológicas uniformes y sin problemas especiales.

6.3. Galerías de acceso y de cables

La galería de acceso a la central tiene por lo general una sección rectangular, con hastiales verticales y una bóveda de medio cañón o, más frecuentemente, rebajada; la anchura suele ser del orden de 6,0-7,0 m, salvo si las piezas a transportar son excepcionalmente grandes o se utiliza la galería para instalar conductos muy voluminosos. Usualmente, la solera se pavimenta con una losa de hormigón armado de 0,20-0,30 m de espesor construída sobre escombros compactados, con una cuneta a cada lado para recoger las filtraciones. Los hastiales y la bóveda suelen dejarse sin revestir o con el sostenimiento provisional a base de hormigón proyectado y bulones de anclaje.

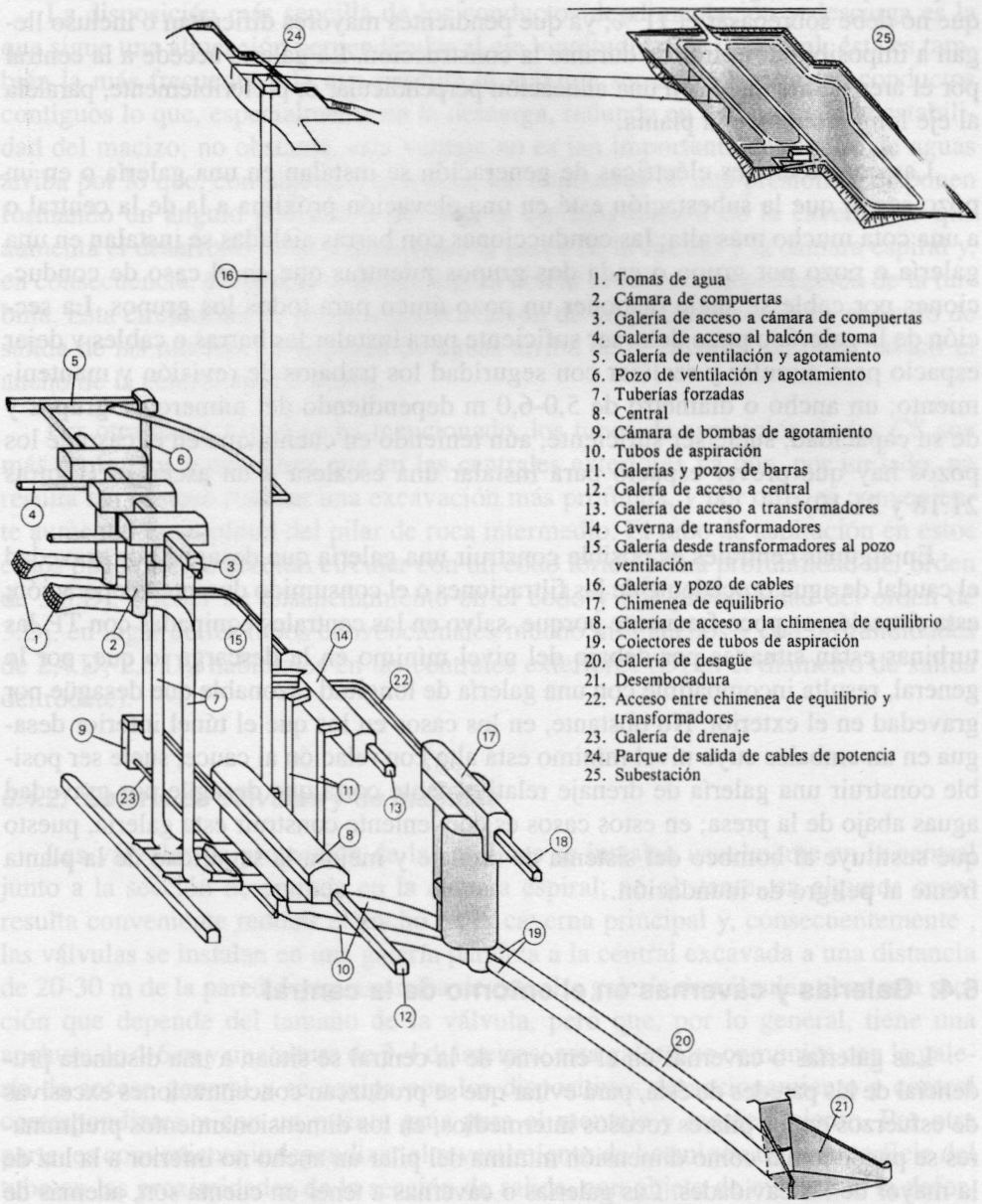


Fig. 21.28

Perspectiva de la obra subterránea de la central de Aldeadávila II. Fuente: IBERDROLA.

El portal de la galería se sitúa por encima del nivel de la máxima avenida, por lo que el perfil longitudinal suele tener una pendiente descendente hacia el interior, que no debe sobrepasar el 11 %, ya que pendientes mayores dificultan o incluso llegan a imposibilitar el tráfico durante la construcción. La galería accede a la central por el área de montaje, con una alineación perpendicular o, preferiblemente, paralela al eje longitudinal de la planta.

Las conducciones eléctricas de generación se instalan en una galería o en un pozo según que la subestación esté en una elevación próxima a la de la central o a una cota mucho más alta; las conducciones con barras aisladas se instalan en una galería o pozo por grupo o cada dos grupos mientras que en el caso de conducciones por cable se suele disponer un pozo único para todos los grupos. La sección de la galería o pozo debe ser suficiente para instalar las barras o cables y dejar espacio para circular y realizar con seguridad los trabajos de revisión y mantenimiento; un ancho o diámetro de 5,0-6,0 m dependiendo del número de grupos y de su capacidad, suele ser suficiente, aún teniendo en cuenta que en el caso de los pozos hay que prever espacio para instalar una escalera y un ascensor (figuras 21.18 y 21.19).

En algunas centrales es posible construir una galería que desagüe por gravedad el caudal de agua procedente de las filtraciones o el consumido durante la operación; esta situación es poco frecuente porque, salvo en las centrales equipadas con TP, las turbinas están situadas por debajo del nivel mínimo en la descarga lo que, por lo general, resulta incompatible con una galería de longitud razonable que desagüe por gravedad en el exterior. No obstante, en los casos en los que el túnel inferior desagua en un embalse cuyo nivel mínimo está alto con relación al cauce, suele ser posible construir una galería de drenaje relativamente corta que desagüe por gravedad aguas abajo de la presa; en estos casos es conveniente construir esta galería, puesto que sustituye al bombeo del sistema de drenaje y mejora la seguridad de la planta frente al peligro de inundación.

6.4. Galerías y cavernas en el entorno de la central

Las galerías o cavernas en el entorno de la central se sitúan a una distancia prudencial de las paredes de ésta, para evitar que se produzcan concentraciones excesivas de esfuerzos en los pilares rocosos intermedios; en los dimensionamientos preliminares se puede tomar como dimensión mínima del pilar un ancho no inferior a la luz de la mayor de las cavidades. Las galerías o cavernas a tener en cuenta son, además de las galerías de acceso y cables anteriormente mencionadas, las correspondientes a las conducciones hidráulicas, galerías de válvulas, pozos o galerías de ataguías, caverna de transformadores, chimenea de equilibrio y galerías auxiliares, cuya función dentro del esquema general se analiza someramente a continuación.

6.4.1. Conducciones hidráulicas

La disposición más sencilla de los conductos de alimentación y descarga es la que sigue una alineación perpendicular al eje longitudinal de la central; ésta es también la más frecuente y la que permite la máxima separación entre los conductos contiguos lo que, especialmente en la descarga, redunda en beneficio de la estabilidad del macizo; no obstante, esta ventaja no es tan importante en el lado de aguas arriba por lo que, con alguna frecuencia, los conductos de alta presión se disponen formando un ángulo próximo a 60° con el eje longitudinal de la caverna, lo que aumenta el desarrollo de la tubería entre la pared de la central y la cámara espiral y, en consecuencia, el espacio disponible para ubicar la válvula de protección de la turbina. Esta circunstancia, unida a la excavación de un pequeño nicho en el punto de salida de las tuberías en la pared de aguas arriba de la caverna, permite reducir el ancho de la central en 0,5-1,0 m.

Por otra parte, según se ha mencionado, los tubos de aspiración de las CS son más profundos y estrechos que en las centrales exteriores ya que, por un lado, no resulta tan costoso realizar una excavación más profunda, y por otro, es conveniente aumentar la amplitud del pilar de roca intermedio. El tubo de aspiración en estos casos puede ser de sección circular con un codo tórico y una profundidad del orden de $3{,}5.D_3$, o tener un ensanchamiento en el codo y una profundidad del orden de $3.D_3$, en lugar de los tubos convencionales mucho más anchos y con profundidades de $2{,}4.D_3$-$2{,}6.D_3$, habituales en las centrales exteriores (D_3 es el diámetro de salida del rodete).

6.4.2. Galería de válvulas y de ataguías

Las válvulas de protección de las turbinas se instalan usualmente en la central junto a la sección de entrada en la cámara espiral; no obstante, en algunos casos resulta conveniente reducir el ancho de la caverna principal y, consecuentemente , las válvulas se instalan en una galería paralela a la central excavada a una distancia de 20-30 m de la pared de aguas arriba de ésta. La galería de válvulas tiene una sección que depende del tamaño de la válvula, pero que, por lo general, tiene una anchura de 4-6 m y una altura de 3-4 diámetros; esta galería se comunica con la galería de acceso general y se equipa con los dispositivos de accionamiento y control correspondintes y con un puente grúa para el montaje y mantenimiento. Por otra parte, es conveniente independizar el revestimiento de hormigón de la superficie del tubo en las proximidades de la sección de salida, con objeto de evitar que la deformación del tubo como consecuencia de la presión del agua sobre la válvula cerrada, provoque la rotura del contorno de la excavación; alternativamente, se puede dejar un tramo de tubo sin revestir, como en el caso de las tuberías de alta presión de la central de Dinorwig (figura 21.29).

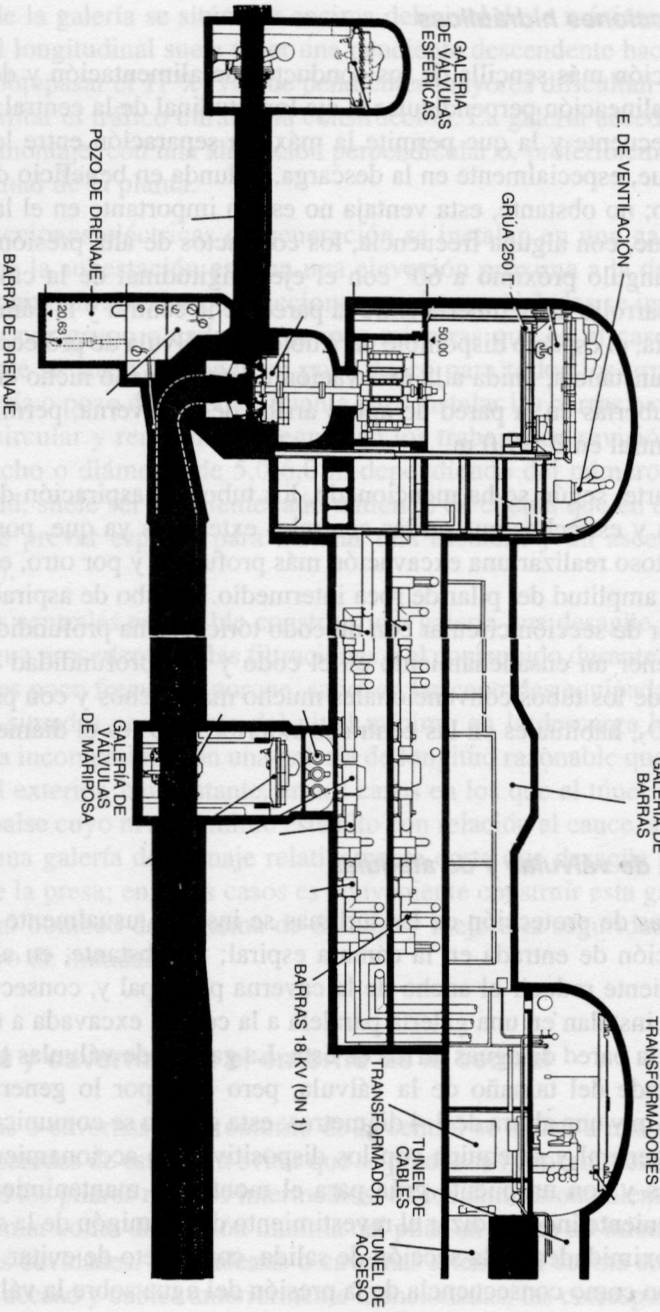


Fig. 21.29

Sección transversal de la central de Dinorwig. P=6x340 MVA, N=500 rpm. T: H=536–488 m. B: H=545–495 m.. Fuente: Baines, ICE, 1983; First Hydro.

Según se ha mencionado, en la descarga de cada grupo se suele disponer un pozo vertical donde se instalan ataguías deslizantes que se manejan desde una galería de ataguías situada por encima del nivel máximo de agua en la descarga. Esta disposición no resulta viable en algunos casos, por lo que se sustituye por compuertas de cierre en la propia central o, más frecuentemente, por válvulas mariposa instaladas en una galería de válvulas aguas abajo de la central, cuya disposición y características son similares a la galería de válvulas de alta presión.

6.4.3. Caverna de transformadores

La caverna de transformadores suele tener un ancho de 10-14 m, una altura de de 12-15 m (o más si en la parte superior se instalan equipos eléctricos) y una longitud similar a la de la central. En consecuencia, se trata de una cámara de grandes dimensiones con un tratamiento similar al de la caverna principal que, por lo general se sitúa aguas abajo de ésta, dejando un pilar de roca de 20-40 m de anchura entre las paredes contiguas de ambas cavernas. La caverna de transformadores debe estar conectada con la galería de acceso general y comunicada mediante galerías o pozos de barras con los alternadores y mediante galerías o pozos de cables con la subestación exterior.

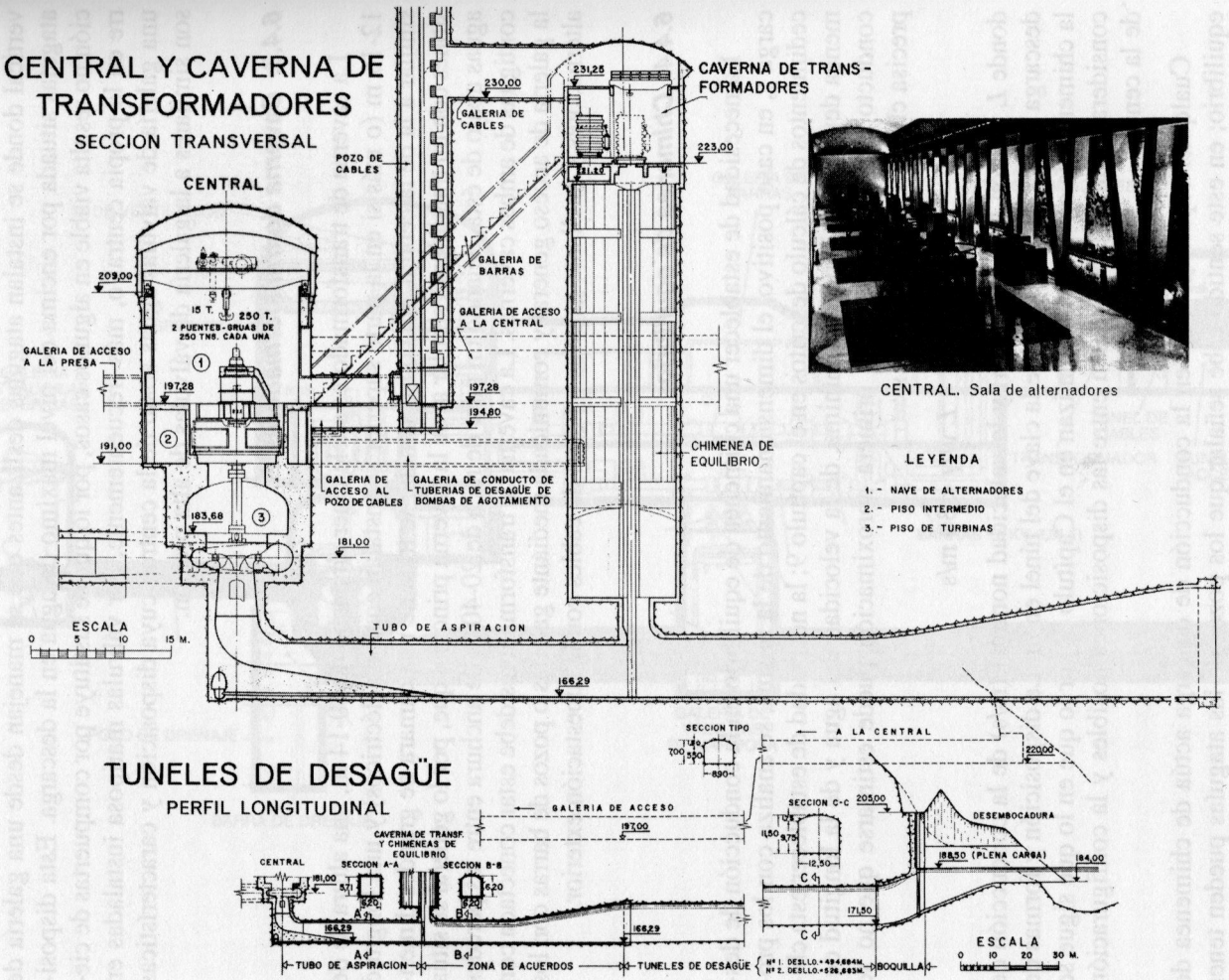
6.4.4. Chimenea de equilibrio

La necesidad de establecer una chimenea de equilibrio en la conducción de descarga y, en caso positivo, el dimensionamiento de la misma, se analiza con los procedimientos de cálculo descritos en el capítulo 9; la necesidad de establecer esta chimenea depende de la presión mínima, de la velocidad del agua y de la longitud del conducto de descarga; en una primera aproximación puede estimarse que no se precisa chimenea de equilibrio si:

$$L\, v/H < 30 \text{ m/s}$$

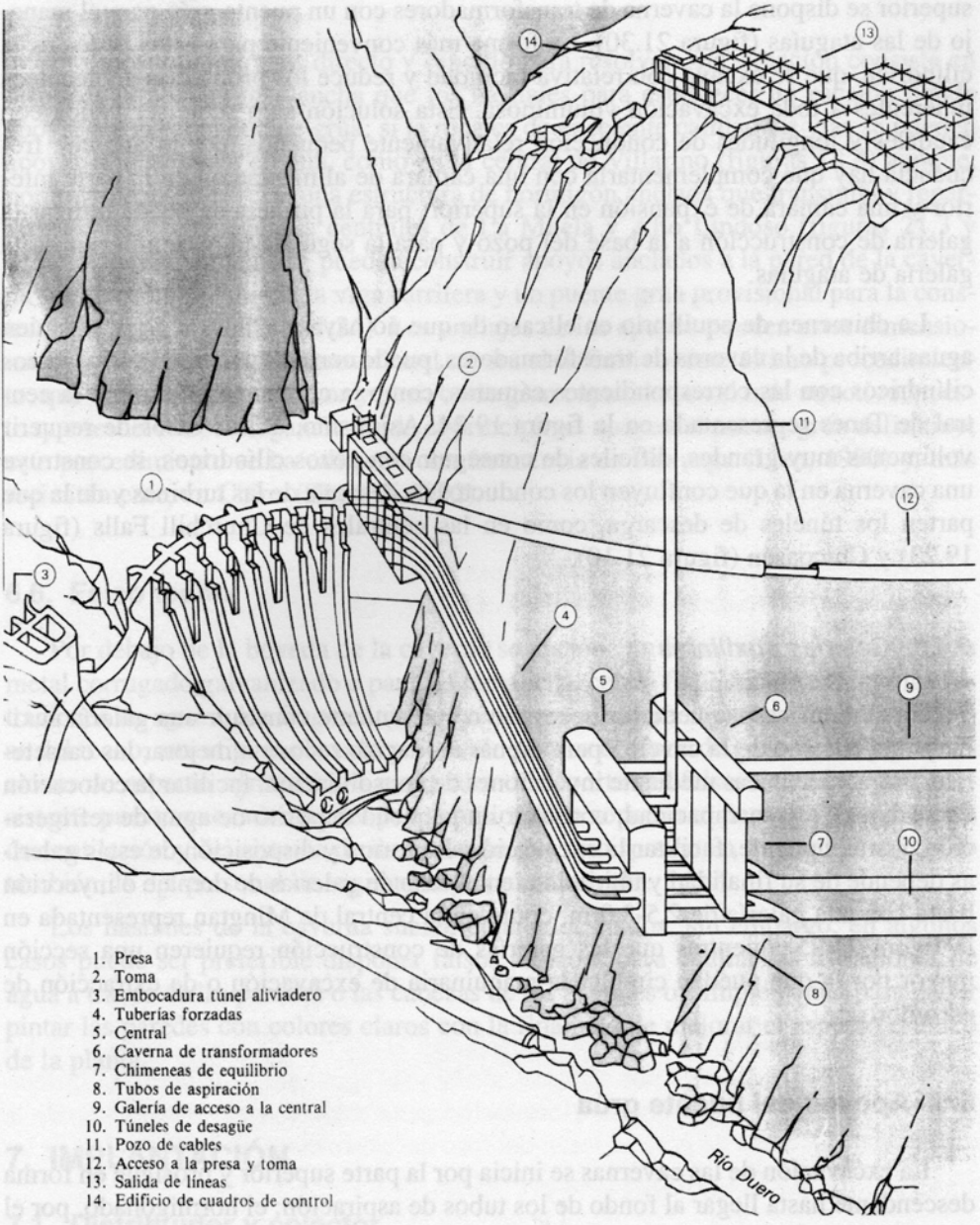
donde L y v son la longitud (m) y la velocidad nominal (m/s) de la conducción de descarga y H es la presión sobre la clave del túnel en m. La disposición y formas de la chimenea de equilibrio se analizan en el Capítulo 8, por lo que en lo que sigue se considera sólamente la relación entre las disposiciones posibles y la configuración de la central.

Cualquier superficie libre en la conducción de descarga actúa de chimenea de equilibrio; en este sentido cabe señalar que los pozos de las ataguías pueden tener suficiente sección para servir como chimenea de equilibrio de las centrales con caudal equipado pequeño y conducto de descarga cortos; si, como es usual, los pozos tienen una sección insuficiente, se pueden ampliar hasta conseguir una chimenea de equilibrio estable con unas oscilaciones de nivel admisisbles; un ejemplo notable de



CENTRAL. Sala de alternadores

Esquema general de la central de Aldea



MVA, H=139 m, N=187,5. Fuente: IBERDROLA.

esta disposición es la descarga de la central de Aldeadávila, en la que las ataguías de los seis grupos se instalan en los pozos de las chimeneas de equilibrio, en cuya parte superior se dispone la caverna de transformadores con un puente grúa para el manejo de las ataguías (figura 21.30). La forma más conveniente para estos pozos es la cilíndrica, que se excava con relativa facilidad y reduce los problemas geotécnicos inherentes a toda excavación voluminosa. Esta solución solo suele ser válida con caudales y longitudes de conducción relativamente pequeños, por lo que con frecuencia hay que complementarla con una cámara de alimentación en la parte inferior y una cámara de expansión en la superior; para la primera se puede utilizar la galería de construcción a la base del pozo y para la segunda la parte inferior de la galería de ataguías.

La chimenea de equilibrio en el caso de que no haya ataguías, o éstas se sitúen aguas arriba de la caverna de transformadores, puede consistir en uno o varios pozos cilíndricos con las correspondientes cámaras, como la chimenea inferior de la central de Tanes representada en la figura 19.24. Asimismo, en los casos de requerir volúmenes muy grandes, difíciles de conseguir con pozos cilíndricos, se construye una caverna en la que confluyen los conductos de desagüe de las turbinas y de la que parten los túneles de descarga, como en las centrales de Churchill Falls (figura 19.23) y Chicoasén (figura 21.10).

6.4.5. Galerías auxiliares

En algunos casos puede ser necesario o conveniente construir una galería auxiliar en el entorno de la caverna para drenar el macizo rocoso o mejorar las características geomecánicas mediante inyecciones de consolidación, facilitar la colocación de anclajes de gran capacidad, construir un pequeño depósito de agua de refrigeración o, simplemente, facilitar la excavación. La forma y disposición de estas galerías depende de su finalidad y ubicación; en el caso de galerías de drenaje o inyección basta con una galería de 2,5-3,0 m, como en la central de Mingtan representada en la figura 21.25, mientras que las galerías de construcción requieren una sección mayor por la que puedan circular la maquinaria de excavación o de extracción de escombros.

6.5. Apoyos del puente grúa

La excavación de las cavernas se inicia por la parte superior y prosigue en forma descendente hasta llegar al fondo de los tubos de aspiración; el hormigonado, por el contrario se inicia en la parte más baja y prosigue en forma ascendente hasta llegar al piso de operación. Este proceso conlleva que la viga carrilera del puente grúa, que usualmente se apoya en pilares que, a su vez, se apoyan en la infraestructura de

hormigón a la altura del piso de operación, no se puede construir hasta que esté concluída la mayor parte de las obras civiles y, en consecuencia, no está disponible para facilitar los trabajos.

El procedimiento más directo y sencillo para resolver esta situación consiste en disponer la bóveda más ancha que los hastiales para establecer un escalón donde apoyar las vías del puente grúa; si la roca es de excelente calidad las vías se pueden apoyar directamente en ella, como en la central de Villarino (figuras 18.8) aunque, por lo general, se precisa una estructura de hormigón anclada que transmita y reparta las cargas, como en las centrales de La Muela y Alto Lindoso (figuras 21.3 y 21.4). Alternativamente se pueden construir apoyos anclados a la pared de la caverna sobre los que se monta la viga carrilera y un puente grúa provisional para la construcción (figuras 21.22 y 21.24). Los anclajes de los apoyos pueden estar dimensionados para el puente grúa provisional o para el definitivo; este último procedimiento, que utiliza anclajes activos y pasivos de gran capacidad es el más atractivo, puesto que resuelve con elegancia desde el principio el apoyo del puente grúa definitivo; este procedimiento se ha utilizado con frecuencia en Noruega (Lien, 1990) y, más recientemente, en China (Zhao Qi,1992).

6.6. Falso techo

Por debajo de la bóveda de la caverna se dispone un falso techo, construído con metal corrugado galvanizado o paneles metálicos, con la finalidad de recoger las filtraciones de agua o los fragmentos de roca o revestimiento que puedan desprenderse del techo, amortiguar el ruido producido por los equipos de generación y proporcionar un aspecto agradable; la estructura de soporte del falso techo debe ser consistente puesto que, además del peso propio, debe soportar el peso de los conductos de ventilación y del sistema de iluminación que se disponen en su trasdós, así como también, la del personal de vigilancia y mantenimiento.

Los hastiales de la caverna suelen dejarse desnudos; sin embargo, en algunos casos puede ser preferible disponer falsos tabiques para ocultar las filtraciones de agua a través de las paredes o las cabezas de los anclajes o, simplemente, para poder pintar las paredes con colores claros con la finalidad de mejorar el aspecto estético de la planta.

7. IMPLANTACIÓN

7.1. Distribuidor y colector

Por razones económicas es conveniente reducir al mínimo el número de pozos en presión por lo que, salvo cuando la central esté próxima a la toma y se quiera

prescindir de la válvula de protección (en cuyo caso hay que construir conducciones independientes), se dispone un único pozo para todos los grupos de la central o, si la capacidad instalada es muy grande, de varios grupos. En consecuencia, el tramo horizontal del conducto de alta presión se bifurca en las proximidades de la central para dar origen a los ramales que alimentan las turbinas; si el número de grupos servidos por el pozo es dos se suele disponer una bifurcación simétrica; por el contrario, si la bifurcación es múltiple se suele disponer el conducto formando un pequeño ángulo con la central y sacar las sucesivas bifurcaciones para entrar en la planta con un ángulo próximo a 60° como en la central de Guavio o, menos frecuentemente, en forma perpendicular como en El Infiernillo (figuras 21.11 y 21.1).

En la descarga se tiene una disposición similar salvo que, en este caso, los conductos no están blindados, son de mayor diámetro y salen de la central en forma perpendicular. La disposición del colector depende del número de grupos, del caudal equipado y de la configuración de la chimenea de equilibrio inferior, por lo que se pueden utilizar varias alternativas; las más usuales son:

— pantalón simétrico que reúne dos tubos de aspiración; esta disposición puede repetirse para recoger la descarga de cuatro grupos (figura 21,1),

— colector formando un ángulo pequeño con la central, al que se van incorporando los sucesivos tubos de aspiración. Este dispositivo es válido para cualquier número de grupos (figura 21.2),

— reunión de los tubos de aspiración en la chimenea de equilibrio, de donde parten el o los túneles de descarga (figuras 21.8 y 21.25).

Los colectores de descarga en las centrales equipadas con TP son más sencillos ya que, en lugar de conductos en presión, se tiene un flujo en régimen libre; la disposición más usual es la primera de las anteriormente señaladas para el caso de dos grupos y la segunda para el caso de más de dos grupos (figura 21.2).

7.2. Ubicación de los grupos

La disposición de las unidades con relación al eje de la central depende de los equipos instalados en los lados de aguas arriba y de aguas abajo de la planta (principalmente válvulas de protección y barrras de generación o transformadores), de la amplitud de las áreas de paso en torno del foso del alternador y de la ubicación de las escaleras de acceso a cada piso. La alineación del eje de los grupos en el caso más usual, con válvulas de protección en el lado de aguas arriba y paso de cables en el de aguas abajo, suele estar próxima al eje de la central, como en La Muela (figura 21.3); si no hay válvulas de protección en la caverna, el eje se desplaza hacia aguas arriba (figura 21.8 a 21.11) llegando incluso a desaparecer el paso de aguas arriba del foso

del alternador (figura 21.10). Este desplazamiento hacia aguas arriba se acentúa cuando los transformadores se ubican en el lado de aguas abajo de la central.

Cada grupo se instala en un bloque separado del contiguo por una junta de construcción vertical que interrumpe la continuidad estructural de la planta; sólamente si los grupos son pequeños, lo que no suele ser frecuente en las CS, se elimina una junta cada dos bloques o, si la central es pequeña se construye sin juntas, en un solo bloque.

7.3. Área de servicios

El área de montaje se dispone, casi sin excepción, en uno de los extremos de la central, evitando el paso de la galería de acceso por encima de los conductos de descarga o de los de alta presión. Adosado a este bloque o en el otro extremo de la planta se dispone el área o las áreas de servicios donde se instalan los servicios generales como: sala de baterías, almacenes de repuestos, sala de control, oficinas, servicios sanitarios,etc.. En general, la disposición del área de montaje y de las zonas de servicio o de los sistemas auxiliares es similar a la de las centrales exteriores, razón por la cual no se repite en este capítulo.

BIBLIOGRAFÍA

— Baines et al., Dinorwig Pumped Storage Scheme, Proceedings de la ICE, Noviembre, 1983.

— Barth, S., Lottes, G., The design and construction of caverns for P. St. Plants, Symposium of HEP St. Schemes, Atenas, 1972.

— Baumann, K. M., Design concept of the single-shaft-trhee-unit set of Waldeck II pumped-storage power station, Escher Wyss News, Febrero 1971.

— Baumann, K. M., Podiesak, J., The Francis Turbines of El Infiernillo and La Angostura Stations in Mexico, Escher Wyss News, 1972.

— Benson, R. P., Design of Unlined Pressure Tunnels, I. S. on Tunnelling for Water Resources and Power Projects, New Delhi, 1988.

— Bergeret, A., et al., France's most Powerful Pumped Storage Plant, WP&DC, Abril, 1983.

— Broch, E., Designing and Excavating Underground Power Plants, WP&DC, Abril, 1982.

— Broch, E., Unlined High Pressure Tunnels and Air Cushion Surge Chambers, I. S. on Tunnelling for Water Resources and Power Projects, New Delhi, 1988.

— Burckhardt, P., Heneke, K, High Current Switchgear Installations in Hydro-electric Power Plants, I. C. on Hydropower in Oslo, Noruega, 1987.

— Bureau of Reclamation, Morrow Point dam and Power Plant, 1980.

— de Celis, J. R., Navarro, A., Fora, J., Problems and treatment during the surge shaft excavation of the Aldadávila power plant extension, ISRM Symposium, Madrid, 1988.

— Comisión Federal de Electridad, Proyecto Hidroeléctrico Chicoasén, 1975.

— da Cruz, A.A., et al., Problemas de dimensionamento das estructuras de suporte dos grupos da central de Cabora Bassa, Electricidade 90, Abril 1973.

— Díaz, A., Kreuzer, H., The El Cajón hydro project in Honduras, WP&DC; Febrero y Marzo 1981.

— Divatia, E., et al., Underground powerhouse complex of Chamera hydro project, 2nd I. C. on Hydropower, Lillehammer, Noruega, 1992.

— Electricidade de Portugal, Aproveitamentos hidroeléctricos de Alto Lindoso e Touvedo, 1992.

— Engebretsen, P., Cepeda, L., Power for Ecuador: The Paute project, WP&DC, Noviembre 1979.

— Failer, E., Bayat, H., The Shiah Bishe pumped-storage project in Iran, WP&DC; abril 1990.

— Falcon, R. P., et al., Design and construction of the Agus IV power cavern, WP&DC, Junio, Julio y Agosto de 1984.

— Ferreira, A., et al., Contribuiçao para o estudio da central subterrânea de Cabora Bassa, Electricidade 90, Abril, 1973.

— First Hydro, Dinorwig, Power Station.

— Goldsmith , K., Comparison of Underground Plants with other Solutions. I.C. on Hydropower, Oslo, Noruega, 1987.

— Gómez Navarro, J. L., et al., Saltos de Agua y Presas de Embalse, Tomo 1.°, 1964.

— Heitfeld, K. H., Gestechnical investigations for the P. St. Scheme Turlough Hill-Ireland, Symposium en HEP St. Schemes, Atenas, 1972.

— Hoek, E., Brown, E. T., Underground Excavatios in Rock, 1980.

— HP&D, Progress at Xialolangdi: China's key project on the Yellow river, HP&D, 1/1998.

— Hönisch, K., The world's Large Hydropower caverns, IWP&DC Yearbook, 1997.

— IBERDROLA, Centrales de Villarino, Aldeadávila, Aldeadávila II, Saucelle-Huebra y La Muela.

— Ilyinykh, I., Hydroelectric Stations, 1985.

— INDUBE, La central hidráulica reversible de Estany Gento-Sallente,

— Leijon, M., Powerformer, una máquina rotativa radicalmente nueva, Revista ABB, 2/98.

— Liu, S. C., et al., Design of Mingtan power cavern, ISRM Symposium, Madrid, 1988.

— Lien, R., et al., Suspended support for crane rails in Norwegian underground powerhouses, WP&DC, Abril 1990.

— López Jimeno, C., Editor, Manual de Túneles y Obras Subterráneas, 1997

— Méndez, F., Underground blasting at Aguamilpa, WP&DC, Junio 1993.

— Méndez, F., Aguamilpa powerhouse: an outstanding undertaking, Proceedings IC Towards New Worlds in Tunnelling, Acapulco, 1992.

— Mosonyi, E., Water Power Development, Vol. 2, High Head Power Plants, Hungarian Academy of Sciences, 1965.

— Moy, D., et al., The introduction of steel fibers shotcrte to underground cavern support in Taiwan, Shotcrete for underground support V, ASCE, 1990

— Navalón,N., Gaztañaga, J. M., López, J. M., Geological mapping in the cavern of La Muela power plant during construction, ISRM Symposium, Madrid, 1988.

— Nischida, T., et al., Design of rock reinforcement and assesment of the stability of the excavation of the Shinogo Underground Power Station, ISRM Symposium, Aachen, 1982.

— O'Donoghue, J. D., O'Flaherty, R. M., The underground works at Turlough Hill, WP, Enero y Febrero 1974.

— Ospina, C, S., Mechanical and electrical equipment for Colombia's Guavio project, WP&DC, Diciembre 1990.

— Peiwen, G., Zhihong,H., Design of rock bolted crane beams, 2nd I.C. on Hydropower, Lillehammer, Noruega, 1992.

— Rodrigues, A. C., et al., Aproveitamento do rio Zambeze em Cabora Bassa, Electricidade 90, Abril 1973.

— Roy, M., Stoian, A., Manicouagan 5, Additional Capacity Project, WP'89, 1989.

— Shimochara, Y, Numappara high head P. St. Scheme, Symposium on HEP St. Schemes, Atenas, 1972.

— Sousa, R. L., Alto Lindoso underground power station, Geotechnical characterization, ISRM Symposium, 1988.

— Stagg,K. G., Zienkiewicz, O. C., Mecánica de rocas en la ingeniería práctica, 1970.

— Tveitan, I.,Buen, B., Cost Saving Design for Hydropower Stations. I.C. on Hydropower, Oslo, Noruega, 1992.

— Venegosi, G., Jigüey-Aguacate will boost power supplies in the Dominican Republic, WP&DC, Marzo 1990.

— Vogt, F., Solem, A., Norwegian hydro power plants, 1968.

— Way Hong-Yan, Valtrop, J. A., Chinese Ertan hydroelectric project, WP'89, 1989.

— Weller, G. A., et al., The Andi Khola project, Nepal, 2nd I.C. on Hydropower, Lillehammer, Noruega, 1992.

— Wermenlinger, D., et al., Churchill Falls Power facilities; Journal of the Power Division, ASCE, Marzo 1971.

— Widgery, N. J., et al., Hydropower and the Lesotho Highland Water Project, 2nd I.C. on Hidropower, Lillehammer, Noruega, 1992.

— Wo-Zhao, L., Underground powerhouse chamber design for ERTAN hydroeletric project,

— Yanar, H., et al., The Berke high dam project in Turkey, WP&DC, Diciembre 1992.

— Yoshida, M., Okutataragi pumping station, WP&DC Noviembre 1975.

— Weller, G. A., The development of a national hydropower industry in Nepal, WP&DC, Octubre 1990.

— Zayakov, D., Circular underground powerhouse for USA's Kerckhoff, WP&DC, Septiembre, 1981.

— Zhao Qi, G., Improving Design of Hydropower Plants by Using Norwegian Experience, I. C. on Hydropower in Oslo, Noruega, 1987.

— Zhao Qi, G., et al., Some chinese hydropower projects adopted Norwegian experience, 2nd I.C. on Hydropower, Lillehammer, Noruega, 1992.

22

Centrales reversibles

1. INTRODUCCIÓN

Las centrales reversibles (CR) son aprovechamientos hidroeléctricos que transforman energía de baja calidad y coste en energía regulada de punta, con un valor unitario mucho más elevado; para conseguir esta transformación, las CR consumen energía de valle durante los días laborables y el fin de semana elevando agua de un embalse bajo a otro más elevado, la cual se utiliza durante las horas de máxima demanda para generar energía de punta de mayor calidad y valor. Este tipo de centrales ofrece unas características funcionales similares a las de las centrales convencionales, es decir, tienen una elevada garantía de funcionamiento y una flexibilidad muy alta, pudiendo arrancar turbinando en un tiempo muy corto y parar o variar carga en forma prácticamente instantánea; su principal inconveniente es que son consumidoras netas de energía puesto que el rendimiento del ciclo completo está próximo al 75 %, por lo que se requieren 1,3-1,4 kWh de energía de valle para generar 1 kWh de energía de punta.

Las diferencias esenciales desde el punto de vista de la obra civil entre una CR y un aprovechamiento convencional radican en que en la primera se invierte la dirección del flujo entre la turbinación y el bombeo y necesita embalses en la toma y en la descarga para almacenar el volumen de agua utilizado; excepto por estas diferencias, es de aplicación a este tipo de centrales lo dicho en los capítulos anteriores sobre las centrales convencionales y sus elementos complementarios como conducciones en presión, chimeneas de equilibrio, fenómenos transitorios, tipología de las centrales, etc.. Por esta razón, en el presente capítulo solo se tratarán los

aspectos diferenciales entre ambos tipos de esquemas, en especial lo relacionado con los equipos electromecánicos y sus efectos sobre el diseño conceptual de la central.

2. FUNCIÓN DE LAS CR

La principal función de las CR dentro de un sistema eléctrico es la de transferir energía de los períodos de valle con baja demanda a los de punta, consumiendo energía en el primer caso y generándola en el segundo. Según se vió en el capítulo 2 ambos cometidos son de interés puesto que el segundo proporciona potencia y energía garantizada para la cobertura de la punta de la curva de carga y el primero eleva el consumo mínimo del sistema durante las horas de valle; esta elevación del consumo mínimo es de interés puesto que permite utilizar una mayor potencia procedente de centrales con escasas posibilidades de variación de la carga, como las centrales hidráulicas fluyentes o las CN, mejorar el rendimiento de las CTV en operación al facilitar su funcionamiento con una carga constante próxima al punto de máximo rendimiento, o evitar la necesidad de parar algunas CT al comienzo de los períodos con menor demanda durante los fines de semana o durante la noche. Además de estas dos funciones principales, las CR proporcionan a los sistemas preponderantemente térmicos otras ventajas funcionales como:

— Suministran potencia garantizada para el servicio de la punta de la curva de carga; la potencia garantizada de una CR es la correspondiente al salto disponible cuando se produce la máxima demanda, el cual suele ser un salto poco superior al mínimo.

— Colaboran en el control de la operación del sistema eléctrico ajustando la potencia generada a la demanda instantánea o, lo que es lo mismo, controlando la frecuencia de la red.

— Facilitan el seguimiento de la carga durante los períodos con variaciones bruscas o muy rápidas de la demanda.

— Constituyen una reserva rodante de utilización inmediata (unos pocos segundos), bien parando las bombas si están operando en este modo o bien conectando las turbinas que operan sincronizadas pero sin carga o, si ya están generando, aumentando el caudal turbinado.

— Proporcionan una reserva de utilización rápida (del orden de un minuto) arrancando las turbinas desde situación parada con válvula cerrada.

— Pueden operar como compensadores síncronos para generar o absorber potencia reactiva y mejorar el factor de potencia y el voltaje de la red.

Las CR adquirieron un gran auge en la década de los 70 cuando se preveía que la mayor parte de la demanda energética de los sistemas eléctricos iba a ser suministrada con CN de funcionamiento muy rígido, lo cual requería por un lado una energía muy flexible (hidroeléctrica) para el servicio de la punta de la curva de carga, y por otro, el aumento del consumo mínimo del sistema durante las horas de valle para poder operar las CN en forma eficiente y segura; este fué el caso de, entre otros países, España, donde se emprendió un ambicioso programa de CR para satisfacer los cometidos anteriormente señalados, alcanzándose una capacidad reversible total próxima a los 5.000 MW, de los que 3.000 MW son de bombeo puro. El abandono durante la década de los 80 de los programas de equipamiento nuclear motivó la disminución del interés por este tipo de esquemas, la cual se vió incrementada posteriormente por las mejoras tecnológicas introducidas en las TG y por la extensión del uso del gas natural como combustible, lo cual ha provocado el abaratamiento de la energía de punta y, en consecuencia, ha afectado al valor de las CR.

A pesar de estas circunstancias las CR siguen siendo una solución válida en los sistemas preponderantemente térmicos en los que un pequeño porcentaje de potencia hidroeléctrica, entre el 5 y el 10 % de la demanda máxima, facilita la operación y el control y mejora la eficiencia global. Por ello, aunque con menor intensidad que en el pasado, se siguen construyendo grandes centrales reversibles, incluso en países que cuentan con importantes recursos hidráulicos o una amplia potencia hidroeléctrica instalada; en este sentido son de interés las conclusiones del inventario de las CR presentado en WP&DC 1997 Yearbook, donde se registran 290 instalaciones reversibles en operación y 42 en construcción, con una potencia instalada global de 82.800 y de 27.400 MW, respectivamente. Los países con mayor potencia reversible instalada son (IWP&DC, 1996):

PAÍS	N° DE CR	POTENCIA INSTALADA (MW)
EUA	38	18.100
JAPÓN	36	17.000
ALEMANIA	20	6.400
ITALIA	35	5.700
ESPAÑA	23	4.900
FRANCIA	22	4.900
AUSTRIA	16	2.800
SUIZA	16	1.800

3. TIPOLOGÍA DE LAS CR

Los esquemas reversibles se califican como de bombeo puro o mixtos según que el embalse superior carezca de aportaciones propias o tenga una aportación hidráulica

significativa; en el primer caso toda el agua turbinada ha debido ser previamente elevada desde el embalse inferior mediante bombeo, mientras que en el segundo una parte de la producción energética procede de la turbinación de la aportación natural al embalse superior (energía gravitatoria).

3.1. CR de tipo mixto

Los esquemas reversibles de tipo mixto son relativamente abundantes y persiguen principalmente:

— Garantizar la potencia instalada evitando el fallo que ocasionaría una aportación natural deficiente al embalse de cabecera. En realidad, la reversibilidad es un procedimiento artificial utilizado en los sistemas preponderantemente térmicos para regular energéticamente la potencia instalada, puesto que a través del bombeo se puede conseguir el suficente volumen de agua para turbinar durante las puntas diarias sin más que disponer de la capacidad de embalse necesaria para almacenar el volumen de agua requerido.

— Aumentar la potencia instalada y garantizada de un aprovechamiento hidroeléctrico sin sacrificar su grado de utilización (horas/día) durante las puntas. Esta posibilidad resulta de interés en aquellos proyectos hidroeléctricos con un coste marginal bajo, en los que es conveniente aumentar la potencia garantizada.

Este tipo de esquemas tiene una configuración prácticamente idéntica a la de los aprovechamientos convencionales, siendo frecuentes las ampliaciones de éstos que se realizan con equipo reversible. Entre los esquemas reversibles de tipo mixto citados en los capítulos anteriores cabe mencionar los de Aldeadávila II, Bao y Camba-Conso (ambos equipados con un grupo reversible y dos convencionales), La Coche, Soutelo, Tanes, Ulla Forre, Valcecañas, Valparaíso y Villarino.

3.2. CR de bombeo puro

Las CR típicas son las de bombeo puro en las que el embalse superior carece de aportaciones propias o éstas son insignicantes. Estas centrales se clasifican por el volumen de embalse utilizado en relación con la capacidad de turbinación en:

— de ciclo diario, en las que los embalses son de regulación diaria con la capacidad requerida para turbinar a plena carga durante las puntas de la demanda. Esta capacidad de embalse suele oscilar entre 5 y 8 horas de turbinación a plena carga.

— de ciclo semanal, con embalses de regulación semanal, lo que requiere una capacidad próxima a las 15-20 horas de turbinación a plena carga.

— de regulación superior a la semanal, por ejemplo mensual o estacional.

El tipo de instalación más útil es el de regulación semanal que permite aumentar la potencia instalada utilizando los fines de semana para incrementar el volumen de agua bombeado al embalse superior; no obstante, el tipo más frecuente es el de ciclo diario o uno intermedio entre el diario y el semanal, ya que el coste marginal del embalse suele ser elevado y penaliza el aumento del grado de regulación; entre las centrales de este tipo mencionadas anteriormente se puede citar las de El Tajo de la Encantada, Estany Gento-Sallente, Turlough Hill y Dinorwig (todas ellas con una capacidad de embalse equivalente a 5-8 horas de turbinación).

La utilización del bombeo durante el fin de semana para complementar el diario es de interés puesto que, por un lado, el caudal de bombeo suele ser menor que el de turbinación (del orden de un 10-20 % menor) y, por otro, el bombeo diario está limitado a los períodos de valle durante la noche; estas dos circunstancias imponen un límite a la turbinación diaria que, con frecuencia, impide generar toda la energía de punta deseada. Por ello, el bombeo durante el fin de semana permite aumentar significativamente (hasta llegar a duplicarla) la capacidad de generación de energía de punta y, en consecuencia, el valor de la planta. Aumentos adicionales de la capacidad de embalse proporcionan una reserva energética para utilizar en situaciones de emergencia, como por ejemplo el fallo de un grupo térmico grande.

Las CR de ciclo semanal son menos frecuentes por la razón ya citada; un ejemplo notable de este tipo de instalaciones es la CR de La Muela de IBERDROLA (figuras 21.3 y 21.18), con un embalse superior artificial de 20 hm^3 de capacidad útil, equivalente a 40 horas de turbinación a plena carga o la de Montezic de Electricité de France (figura 21.16), cuyo embalse superior tiene una capacidad de 30 hm^3, de los que 20 son de utilización normal y 10 se mantienen de reserva; esta capacidad de embalse equivale a 23 horas de turbinación y permite un ciclo semanal en el que se turbinan 7,5 horas y se bombean 4 horas de lunes a viernes y 30 horas durante el fin de semana hasta la mañana del lunes. Estas dos centrales tienen unas características muy favorables con saltos de 400-500 m, conducciones cortas y, adicionalmente, el embalse inferior es el embalse de cabecera de un aprovechamiento hidroeléctrico convencional, Cortes en el caso de La Muela y Truyeres en el caso de Montezic.

Las CR de bombeo puro con un ciclo superior al semanal son infrecuentes; este tipo de instalaciones son más usuales en los esquemas mixtos, en los que el bombeo se utiliza para regular energéticamente un aprovechamiento o un tramo de río, como por ejemplo, el Salto de Villarino de IBERDROLA, cuyo embalse superior sobre el río Tormes tiene una capacidad útil de 2.475 hm^3, que permite acumular por bombeo

una parte de las aportaciones al embalse inferior sobre el río Duero durante los períodos de aguas altas. Otro aprovechamiento notable de este tipo es el de Ulla Forre en Noruega, con un embalse de cabecera de 3.000 hm^3 de capacidad útil y 82 km^2 de superfice a la cota 1.055, alimentado mediante bombeo desde la CR de Saurdal durante los períodos de verano con aguas altas.

Las CR de bombeo puro suelen ser instalaciones de gran capacidad, siendo poco habituales las plantas de este tipo con una potencia instalada menor que 300 MW; las instalaciones más frecuentes en la actualidad tienen una potencia en torno de los 1.000 MW, superando en algunos casos los 1.500 MW, como en Tianhuangping con 1.800 MW, Dinorwig y Luddington con 1.880 MW, Bath County con 2.100 MW y Guangzhou con 2.400 MW. Por esta razón, así como por su balance energético global negativo, las CR son instalaciones relativamente poco frecuentes, aunque la capacidad global instalada en este tipo de proyectos puede alcanzar magnitudes significativas, entre el 2 y el 10 % de la potencia instalada en el sistema.

4. CONFIGURACIÓN GENERAL DE UN ESQUEMA REVERSIBLE

4.1.- Elementos integrantes

Los esquemas de bombeo puro, únicos que se consideran en el presente capítulo, están integrados por los siguientes elementos, enumerados en el sentido de la corriente durante la turbinación:

— embalses superior, frecuentemente situado fuera de un cauce natural e impermeabilizado con hormigón asfáltico,

— toma y conducción en túnel revestido de hormigón con una chimenea de equilibrio en su extremo inferior,

— pozo en presión,

— central, habitualmente subterránea a causa de la elevada sumergencia requerida por debajo del nivel mínimo de operación del embalse inferior,

— conducción de descarga en túnel revestido de hormigón y obra de descarga en el embalse inferior; si el túnel es largo se precisa una chimenea de equilibrio en su arranque,

— embalse inferior; con frecuencia se aprovecha como embalse inferior un embalse preexistente o un lago, lo que permite recortar el coste de construcción del esquema.

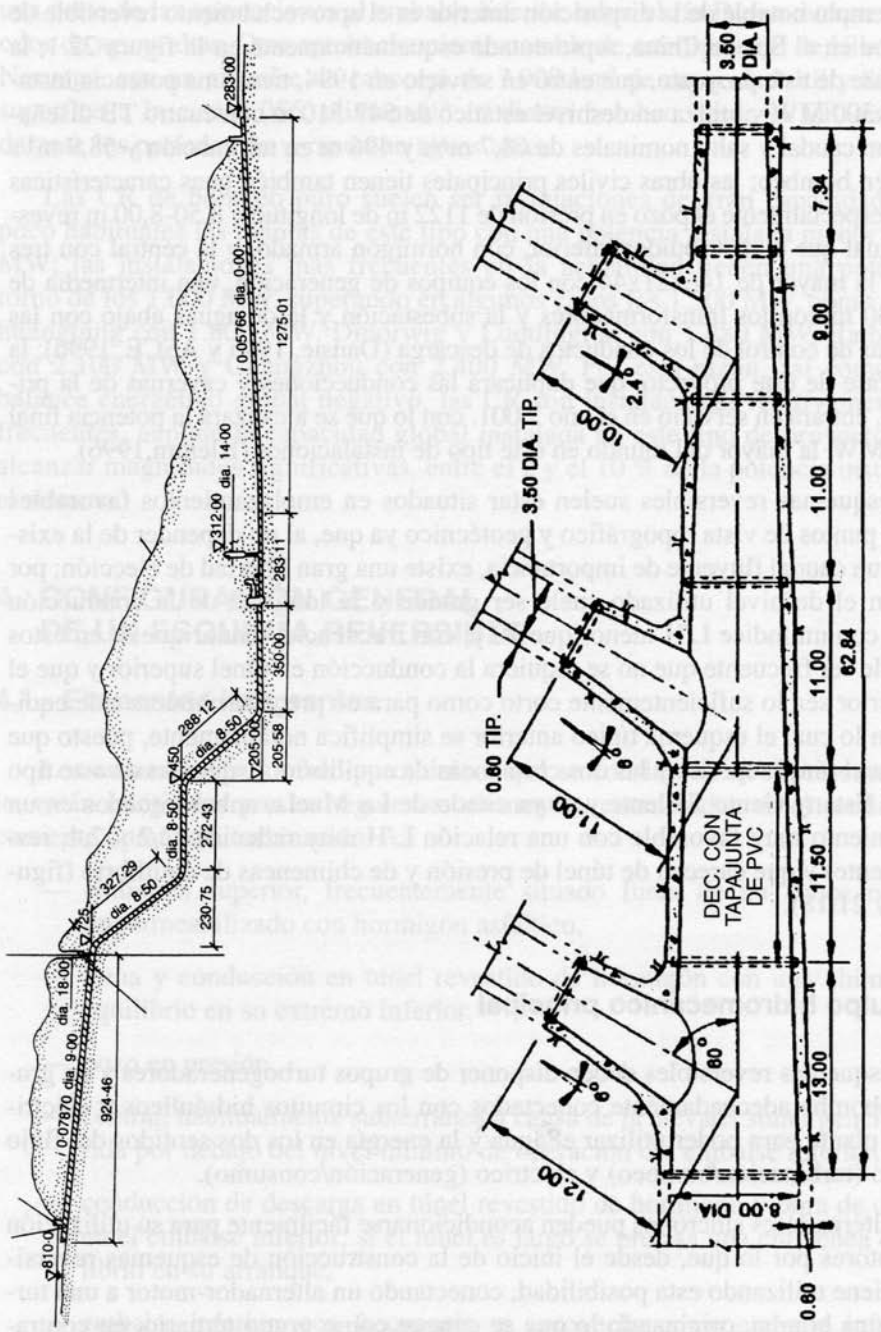
Un ejemplo notable de la disposición anterior es el aprovechamiento reversible de Guangzhou en el Sur de China, representada esquemáticamente en la figura 22.1; la primera fase de este proyecto, que entró en servicio en 1994, tiene una potencia instalada de 4x300 MW y utiliza un desnivel estático de 547-510 m con cuatro TB diseñadas para un caudal y salto nominales de 68,7 m^3/s y 496 m en turbinación y 58,9 m^3/s y 509 m en bombeo; las obras civiles principales tienen también unas características notables, especialmente el pozo en presión de 1122 m de longitud y 8,50-8,00 m revestido, al igual que el distribuidor inferior, con hormigón armado, y la central con tres cavernas, la mayor de 146x21x44 con los equipos de generación, una intermedia de 140x17x30 m con los transformadores y la subestación y la de aguas abajo con las compuertas de control de los conductos de descarga (Dansie, 1995 y ASCE, 1996); la segunda fase de este proyecto, que duplicará las conducciones y cavernas de la primera fase, entrará en servicio en el año 2.001, con lo que se alcanzará la potencia final de 2.400 MW, la mayor del mundo en este tipo de instalaciones (Klemm,1996).

Los esquemas reversibles suelen estar situados en emplazamientos favorables desde los puntos de vista topográfico y geotécnico ya que, al no depender de la existencia de un caudal fluyente de importancia, existe una gran libertad de elección; por esta razón el desnivel utilizado suele ser grande y la longitud de la conducción pequeña, con un índice L/H menor que 10 y, con frecuencia, menor que 5; en estos casos suele ser frecuente que no se requiera la conducción en túnel superior y que el túnel inferior sea lo suficientemente corto como para no precisar chimenea de equilibrio, con lo cual el esquema típico anterior se simplifica notablemente, puesto que se elimina el túnel superior y las dos chimeneas de equilibrio. Esquemas de este tipo son el de Estany Gento Sallente y el ya citado de La Muela, anbos situados en un emplazamiento muy favorable con una relación L/H muy reducida (2,2 y 2,4, respectivamente) y que carecen de túnel de presión y de chimeneas de equilibrio (figuras 21.7 y 21.18).

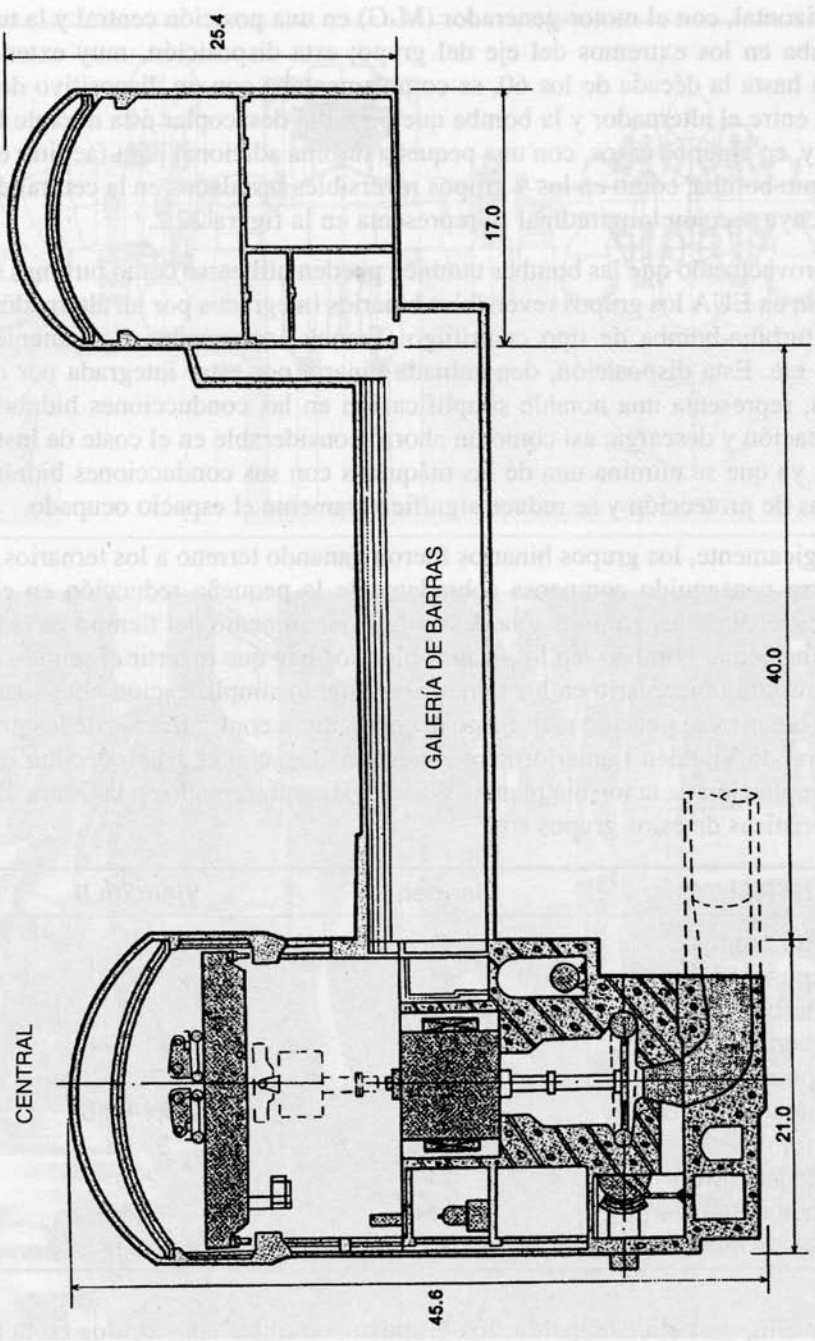
4.2. Equipo hidromecánico principal

Los esquemas reversibles deben disponer de grupos turbogeneradores y de grupos motobomba adecuadamente conectados con los circuitos hidráulicos y eléctricos de la planta para poder utilizar el agua y la energía en los dos sentidos del flujo hidráulico (turbinación/bombeo) y eléctrico (generación/consumo).

Los alternadores síncronos pueden acondicionarse fácilmente para su utilización como motores por lo que, desde el inicio de la construcción de esquemas reversibles, se viene utilizando esta posibilidad, conectando un alternador-motor a una turbina y a una bomba, originando lo que se conoce como grupo ternario, en contraposición a lo que sería un grupo cuaternario integrado por un grupo turbogenerador más un grupo motobomba. Los grupos ternarios se disponen habitualmente con el



Aprovechamiento reversible de Guangzhou I. P=4x300 MW, H=547–510 m, N=500 rpm. T: H_M=535 m



m³/s. B: H=550–514 m, Q=52,75–60,00 m³/s..Fuente: Cai (1990), Klemm (1996), HPD, ASCE (1995).

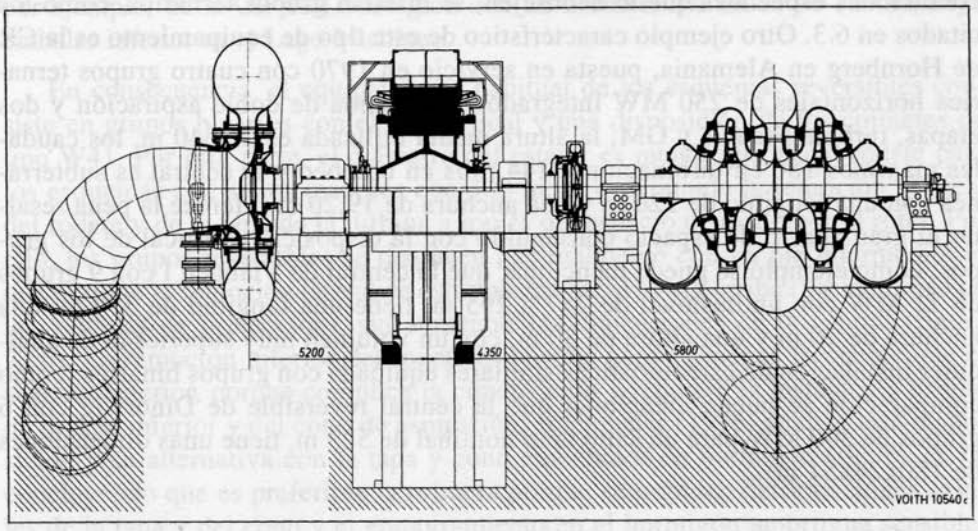
eje horizontal, con el motor-generador (M-G) en una posición central y la turbina y la bomba en los extremos del eje del grupo; esta disposición, muy extendida en Europa hasta la década de los 60, se complementaba con un dispositivo de desconexión entre el alternador y la bomba que permitía desacoplar ésta durante la generación y, en algunos casos, con una pequeña turbina adicional para facilitar el arranque como bomba, como en los 9 grupos reversibles instalados en la central de Vianden I, cuya sección longitudinal se representa en la figura 22.2.

Aprovechando que las bombas también pueden utilizarse como turbinas se desarrollaron en EUA los grupos reversibles binarios integrados por un alternador-motor y una turbina-bomba de tipo centrífugo (Francis) conectados rígidamente en un mismo eje. Esta disposición, denominada binaria por estar integrada por dos elementos, representa una notable simplificación en las conducciones hidráulicas de alimentación y descarga, así como un ahorro considerable en el coste de instalación global, ya que se elimina una de las máquinas con sus conducciones hidráulicas y válvulas de protección y se reduce significativamente el espacio ocupado.

Lógicamente, los grupos binarios fueron ganando terreno a los ternarios, ya que el ahorro conseguido compensa sobradamente la pequeña reducción en el rendimiento global de los equipos y la desventaja del aumento del tiempo en el paso de la turbinación al bombeo (en los grupos binarios hay que invertir el sentido de giro, lo que resulta innecesario en los ternarios). La gran simplificación obtenida con los grupos binarios se pone de manifiesto al comparar la configuración de los grupos de la central de Vianden I anteriormente mencionados, con el grupo décimo instalado en la ampliación de la misma planta (Vianden II) representado en la figura 22.3. Las características de estos grupos son:

CENTRAL	Vianden I	Vianden II
N° de grupos	9	1
Disposición	H	V
H (turbinación)	290	286
H (bombeo)	268	271-294
Caudal (m^3/s, T)	39,5	76,4
Caudal (m^3/s, B)	23,0	74,1-63,6
N (rpm)	428,6	333,3
Potencia (MW)	71	200
Longitud del eje (m)	18,50	11,40
Válv. de alta pr. (n°-ϕ)	2-2,0 y 1,8	1-3,0

Por ello, casi sin excepción, los grupos reversibles construídos en la actualidad son de tipo binario; sólamente cuando es de especial importancia la rapidez en el cambio de régimen de turbinación a bombeo o viceversa o cuando exiten



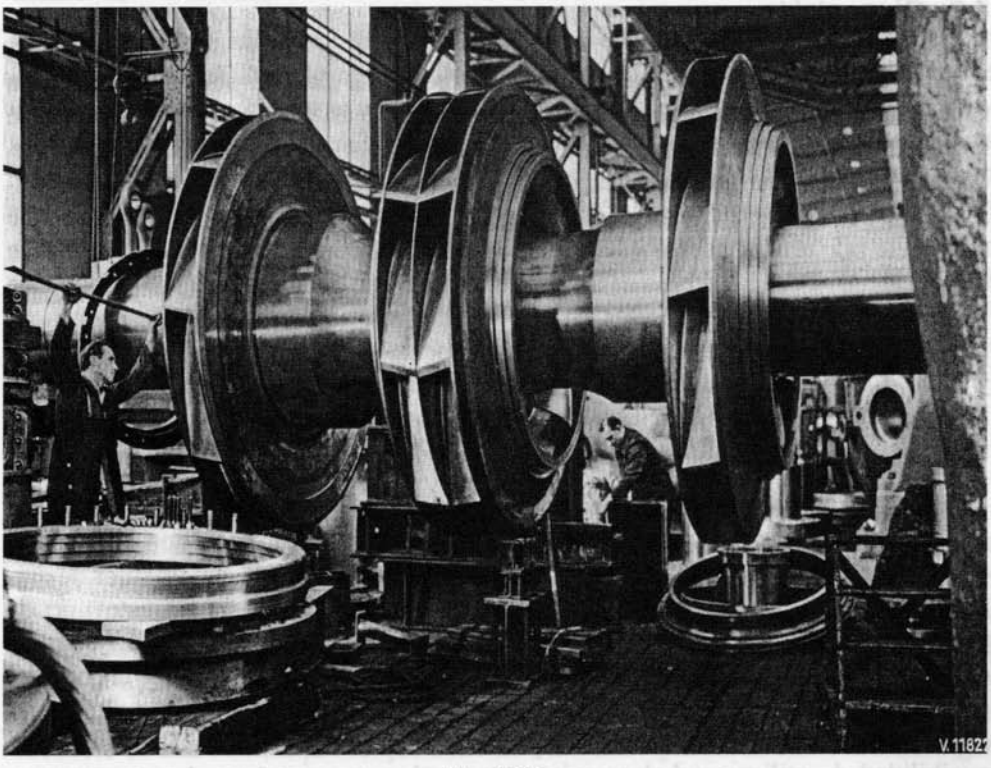


Fig. 22.2

Grupo reversible de la central de Vianden I. Fuente: SULZER Hydro.

condiciones especiales que lo aconsejen, se instalan grupos ternarios, como los citados en 6.3. Otro ejemplo característico de este tipo de equipamiento es la CR de Hornberg en Alemania, puesta en servicio en 1970 con cuatro grupos ternarios horizontales de 250 MW integrados por bomba de doble aspiración y dos etapas, turbina Francis y GM; la altura media utilizada es de 640 m, los caudales máximos 180 en turbinación y 144 m^3/s en bombeo y la central es subterránea con una longitud de 220 m y una anchura de 19,20 m. Merece la pena resaltar el gran ahorro de espacio conseguido con la disposición vertical de los grupos; como ejemplo se puede mencionar que la central de Vianden I con 9 grupos de 71 MW con un desnivel de 287 a 295 m, tiene una longitud de 330 m, una anchura de 20 m y una altura de 30 m, con un volumen muy superior al de cualquier instalación de características similares equipada con grupos binarios (como comparación se puede mencionar que la central reversible de Dinorwig con 6 grupos de 300 MW para un salto neto nominal de 523 m, tiene unas dimensiones de 180x24x51 m).

4.3. Disposición

Los grupos reversibles suelen tener una potencia elevada por lo que, casi sin excepción, se construyen con el eje vertical; incluso en los pocos casos en que se instalan grupos ternarios con los que resultaría más sencilla la disposición horizontal, se suelen utilizar grupos verticales, como en la central de Waldeck II en Alemania o la de Häusling en Austria; esta disposición resulta bastante más compleja que con el eje horizontal, puesto que la bomba siempre se instala debajo del alternador motor mientras que la turbina se dispone encima como en el primer caso o entre éste y la bomba como en el segundo, lo que obviamente complica el montaje o desmontaje de las máquinas y aumenta considerablemente el espacio ocupado (figura 22.4 y 22.5). La bomba instalada en la central de Häusling es de dos etapas mientras que la turbina de tipo Francis de una etapa opera con un salto de 734 m, el mayor del mundo con este tipo de turbinas (Dörffler, 1988).

El salto utilizado en los esquemas reversibles puros suele ser mayor que 200 m (con frecuencia mayor que 400 m), lo que lleva a utilizar máquinas con una velocidad síncrona relativamente alta y con unos alternadores esbeltos con un rotor de diámetro relativamente pequeño; la disposición más conveniente para este tipo de máquinas es en suspensión o W41 según DIN (ver capítulo 16), con un cojinete combinado de empuje y guía encima del alternador, un cojinete guía debajo del alternador y un segundo cojinete guía sobre la tapa de la turbina, como el alternador-motor de la central de Villarino representado en la figura 16.20. No obstante, la posibilidad de utilizar embalses existentes puede representar un ahorro que compense el mayor coste de las instalaciones con saltos inferiores a 200 m; tal es el caso,

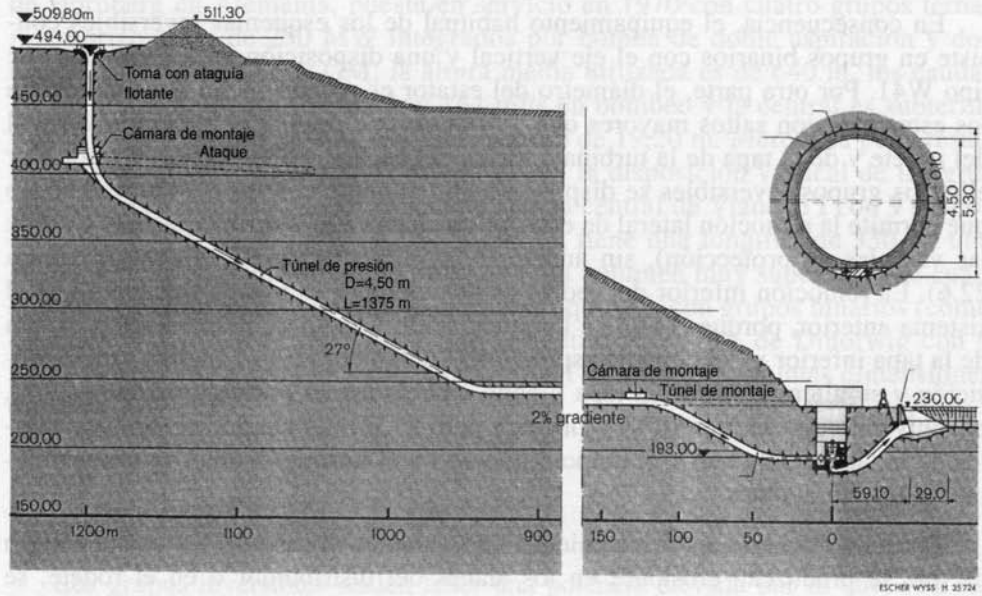
por ejemplo, de la CR de Luddington con un desnivel del orden de 120 m, cuyo embalse inferior es el Lago Michigan.

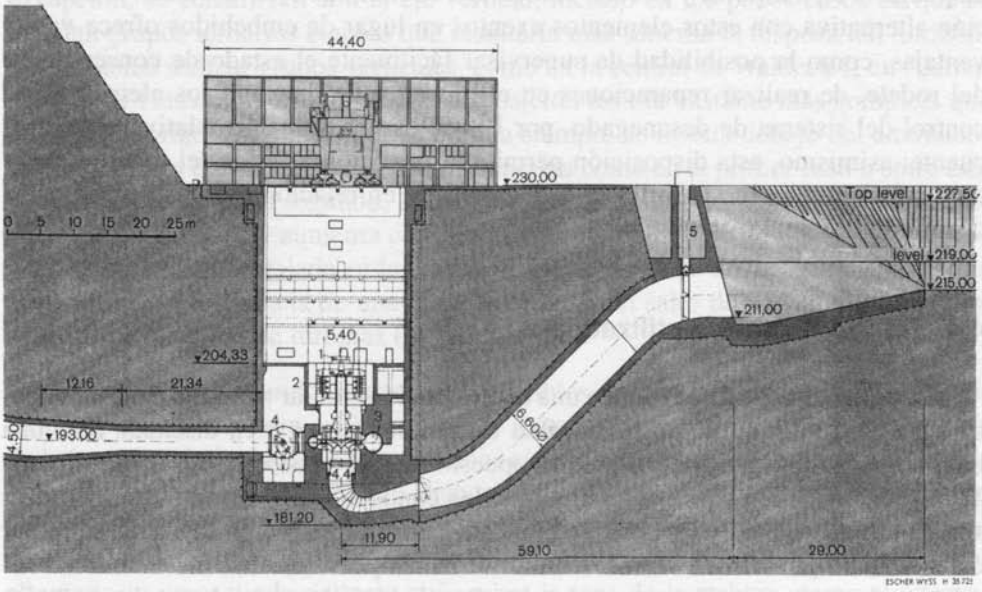
En consecuencia, el equipamiento habitual de los esquemas reversibles consiste en grupos binarios con el eje vertical y una disposición de los cojinetes de tipo W41. Por otra parte, el diámetro del estator es menor que el del rodete para los esquemas con saltos mayores que 300 m, lo que impide la remoción vertical del rodete y de la tapa de la turbina a través del espacio ocupado por el rotor. Por ello, los grupos reversibles se disponen habitualmente con un eje intermedio, lo que permite la remoción lateral de estas piezas hacia aguas arriba (hacia el foso de las válvulas de protección), sin aumentar las dimensiones de la central (figura 22.6). La remoción inferior del rodete es posible pero es menos frecuente que el sistema anterior, porque complica la cimentación y requiere la instalación exenta de la tapa inferior y del cono de aspiración; Buchmaier (1996) analiza esta disposición y su alternativa con la tapa y cono embebidos en hormigón (figura 22.7), concluyendo que es preferible la primera porque se impiden deformaciones axiales de la tapa y del cono y el empotramiento en el hormigón amortigua sensiblemente las vibraciones.

Por todo ello, este autor recomienda que, salvo en el caso de que exista peligro de que se produzcan erosiones en los álabes del distribuidor o en el rodete, se disponga la tapa inferior y el cono embebidos en hormigón; no obstante, la disposición alternativa con estos elementos exentos en lugar de embebidos ofrece varias ventajas, como la posibilidad de supervisar fácilmente el estado de conservación del rodete, de realizar reparaciones en el mismo y de disponer los elementos de control del sistema de desanegado, por lo que es una solución relativamente frecuente; asimismo, esta disposición permite la remoción inferior del rodete y de la tapa inferior, como se muestra en la figura 18.9 en relación con los grupos de la central de Montezic.

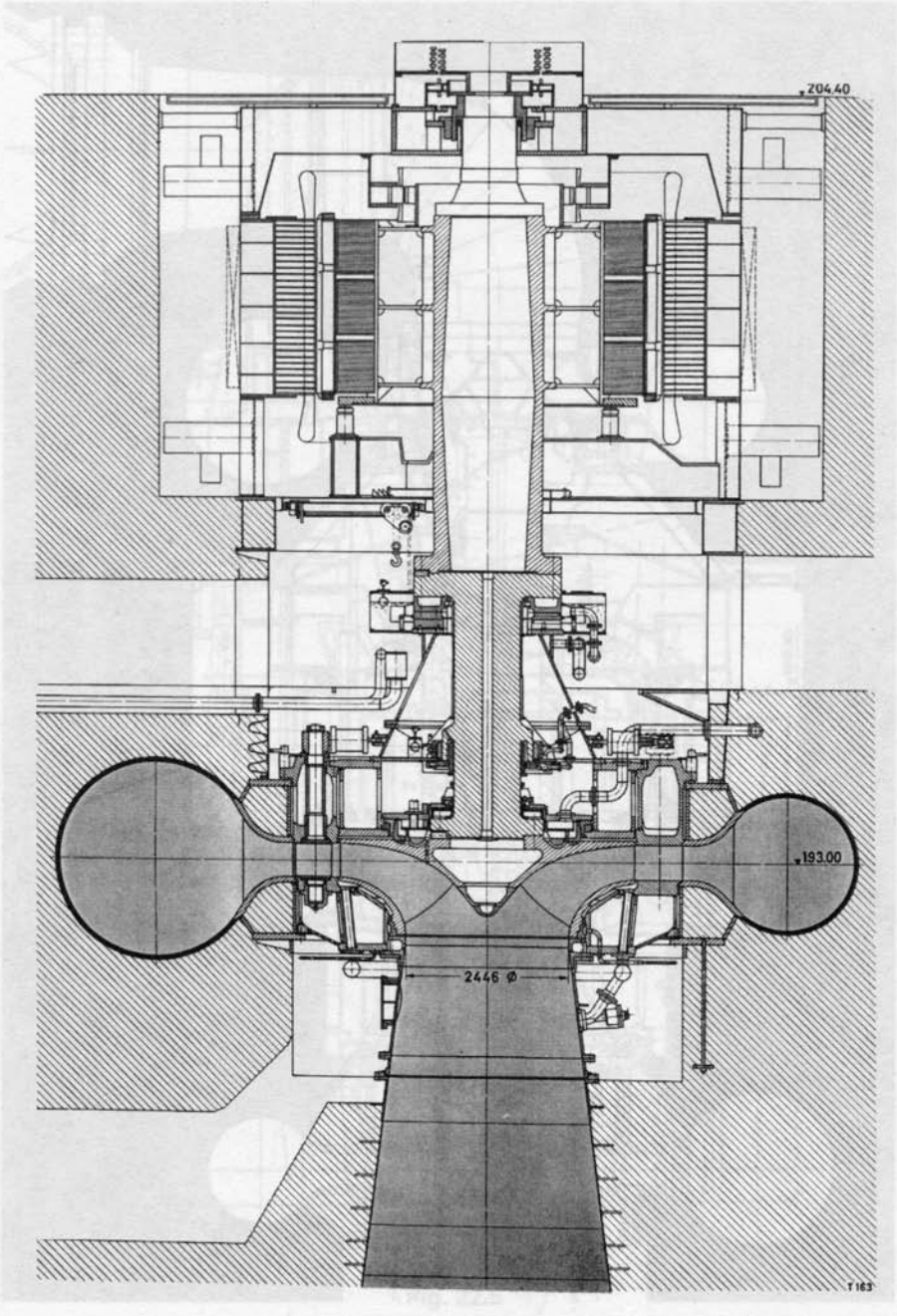
4.4. Rango de saltos utilizados

Las bombas centrífugas tienen una configuración similar a la de las turbinas centrífugas de tipo Francis. De hecho, una bomba centrífuga bien diseñada funciona bien como turbina girando en sentido opuesto al de bombeo; por el contrario, una TF no funciona bien como bomba porque los conductos entre los álabes del rodete son demasiado cortos y no permiten una adecuada deceleración del flujo al operar como bomba girando en sentido contrario, ni tampoco satisfacen los condicionamientos de cavitación. Por esta razón el rodete de las TB reversibles se diseña como el rodete de una bomba, por lo que tiene menos álabes y unos conductos más largos y anchos que los de una turbina convencional y con un giro más pronunciado, como se muestra en la figura 22.8.





Esquema general y detalle del grupo de la



nden II. Fuente: SULZER Hydro y VOITH.

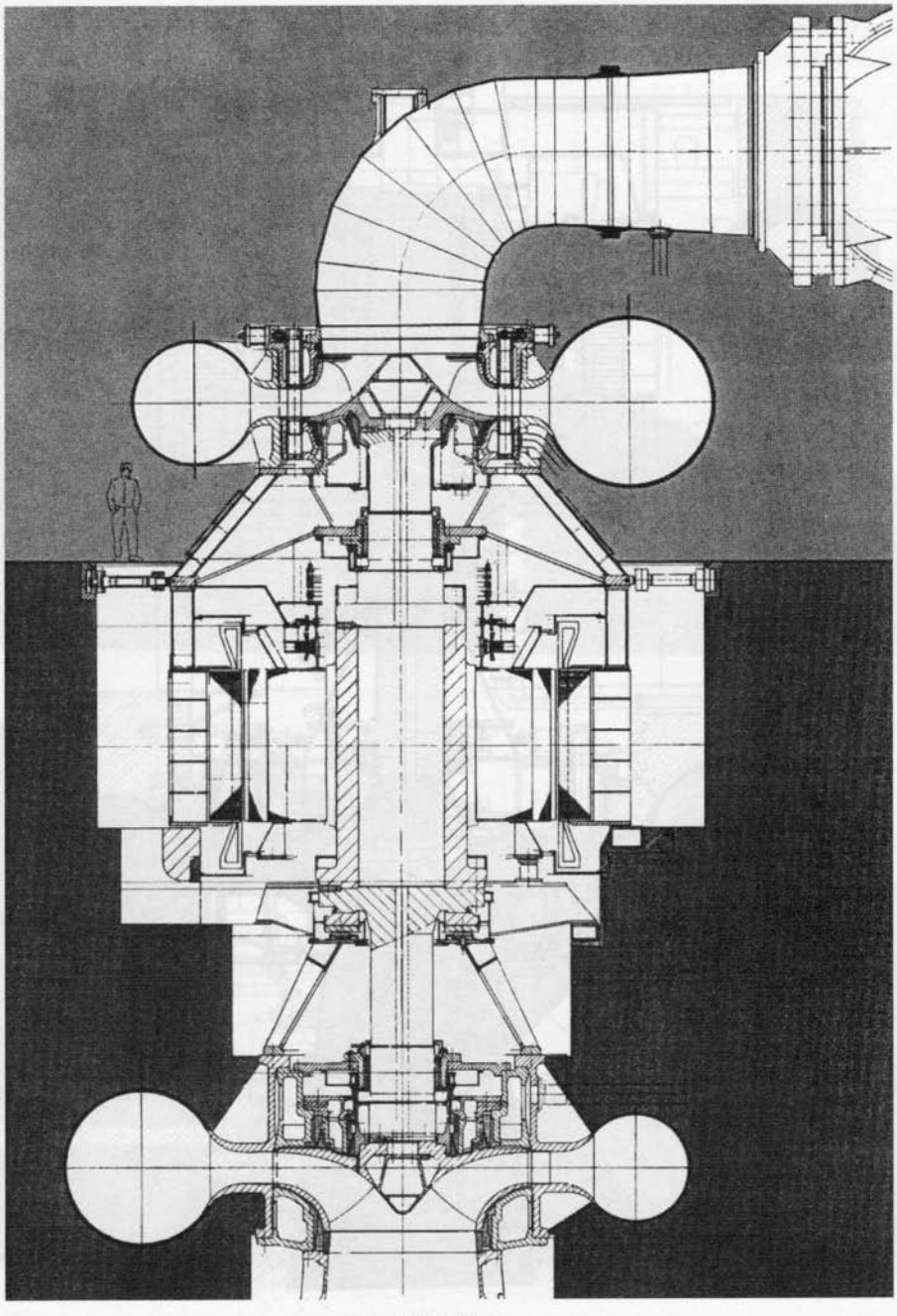


Fig. 22.4

Grupo ternario de la central de Waldeck II (ver detalle de la instalación en la figura 21.12). Fuente: SULZER Hydro.

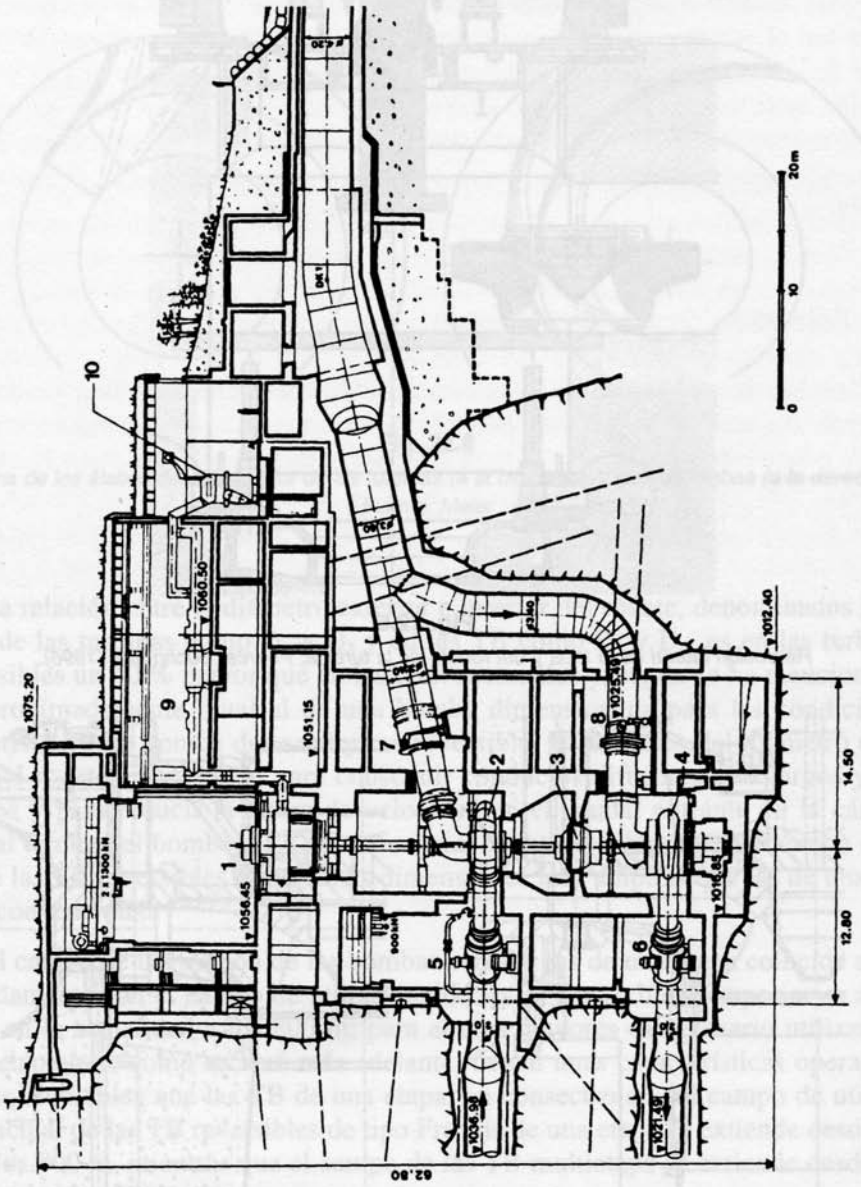


Fig. 22.5

Central reversible de Häusling. P=2x180 MW, N=600 rpm. H=744–620 m. 1 Motor generador, 2 turbina, 3 convertidor de par, 4 bomba, 5 y 6 válvula esférica, 7 válvula mariposa, 9 subestación de 20 kV, 10 transformador de potencia. Fuente: Dörffler (1988).

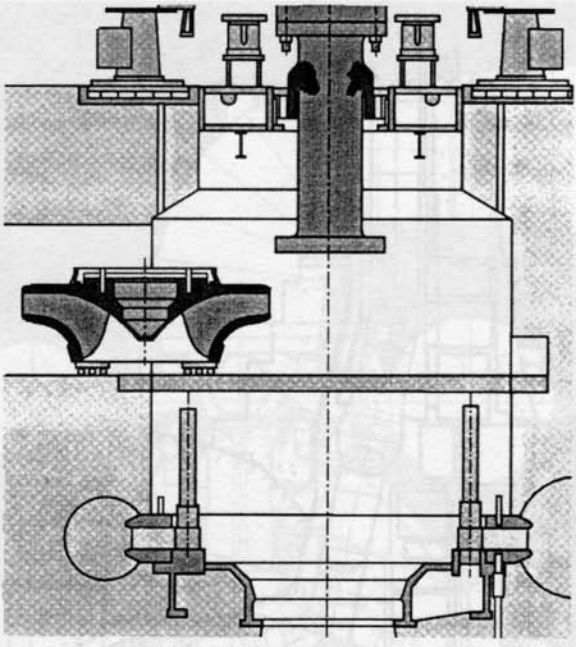


Fig. 22.6

Remoción lateral de la tapa y del rodete de la turbina. Fuente: Buchmaier (1996).

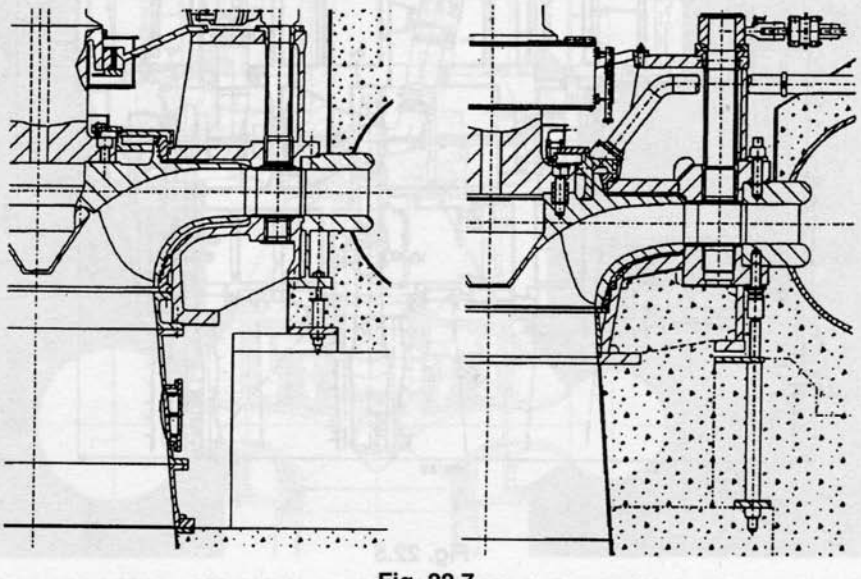


Fig. 22.7

Disposiciones alternativas del anillo inferior y del cono de aspiración, exentos (izquierda) y embebidos en hotmigón (derecha). Fuente: Buchmaier (1996).

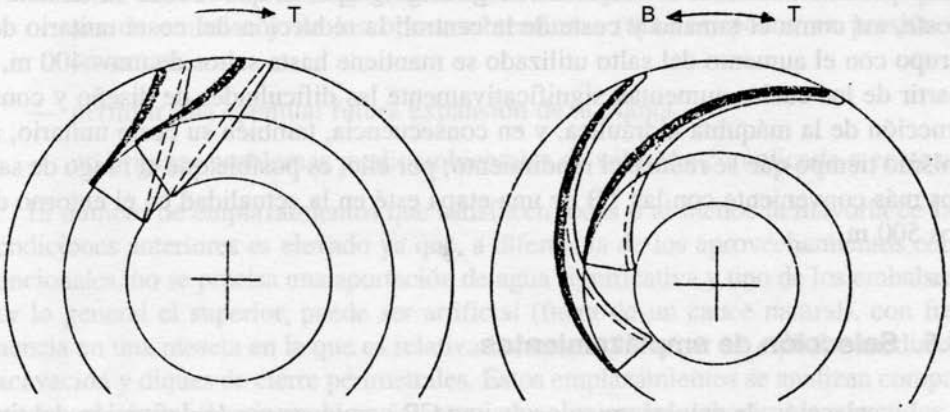


Fig. 22.8

Forma de los álabes del distribuidor de las turbinas (a la izquierda) y de las bombas (a la derecha). Fuente: Meier

La relación entre el diámetro exterior e interior del rodete, denominados en el caso de las turbinas como D_1 y D_3 y en las TB como D_1 y D_6, es en las turbinas reversibles un 40 % mayor que en las convencionales y, según se ha mencionado, es aproximadamente igual al de una bomba dimensionada para las condiciones operativas como bomba de la máquina reversible. El aumento del diámetro exterior del rodete es necesario para conseguir conductos difusores más largos y eficientes y para reducir la altura de velocidad en el caudal entrante en la cámara espiral durante el bombeo. En consecuencia, el antedistribuidor y la cámara espiral de las TB reversibles tienen unas dimensiones más amplias que las de una turbina convencional.

El campo de utilización de las bombas centrífugas de una etapa coincide aproximadamente con el campo de utilización de las TF, cuyo límite superior se aproxima en la actualidad a los 800 m; para alturas mayores es necesario utilizar TB multietapa que, como se verá más adelante, tienen unas características operativas menos favorables que las TB de una etapa; en consecuencia, el campo de utilización actual de las TB reversibles de tipo Francis de una etapa se extiende desde los 30 a los 800 m, mientras que el campo de las TB multietapa se extiende desde los 600 hasta los 1600 m.

El continuo crecimiento en los saltos utilizados en las CR está dirigido a conseguir una economía global en el esquema ya que, a igualdad de potencia instalada, el volumen de embalse necesario y el caudal utilizado disminuyen proporcionalmente al desnivel medio entre los embalses. Adicionalmente, el incremento del salto utili-

zado permite aumentar la velocidad de giro del grupo, lo que reduce su tamaño y coste, así como el tamaño y coste de la central; la reducción del coste unitario del grupo con el aumento del salto utilizado se mantiene hasta saltos de unos 400 m, a partir de los cuales aumentan significativamente las dificultades de diseño y construcción de la máquina hidráulica, y en consecuencia, también su coste unitario, al mismo tiempo que se reduce el rendimiento; por ello, es posible que el rango de saltos más conveniente con las TB de una etapa esté en la actualidad en el entorno de los 500 m.

4.5. Selección de emplazamientos

La selección de emplazamientos de una CR comienza por la definición del tipo de servicio que se pretende conseguir (solo transferencia de energía entre los períodos de punta y de valle o, adicionalmente, control de la frecuencia, seguimiento de la carga, reserva de utilización rápida, etc.), así como la zona de operación en la curva de carga, la potencia buscada en turbinación y la relación entre las capacidades de turbinación y bombeo; con esta información se estima una primera relación entre la capacidad de embalse requerida y la altura utilizada, y el tipo de equipo y rango de saltos que se puede utilizar.

Por otro lado, como la CR absorbe energía de valle del sistema y suministra energía de punta a un mercado eléctrico, es conveniente que esté situada cerca de una CT que suministre la energía para el bombeo y del centro de gravedad del consumo; esta condición indica el área geográfica más conveniente y la región por donde se debe comenzar el análisis de selección de los emplazamientos para la CR. Las áreas más convenientes son las zonas montañosas en las que hay que buscar emplazamientos para los embalses superior e inferior del esquema que satisfagan las siguientes condiciones:

— estar próximos a los centros de producción o consumo, o, al menos, a líneas de transporte de energía eléctrica de capacidad suficiente,

— proporcionar la capacidad de embalse buscada con una variación de nivel no demasiado amplia,

— oferecer un desnivel de importancia, a poder ser entre 400 y 500 m o más para las CR con regulación y de más de 1.000 m para las CR que solo buscan una transferencia de energía,

— estar próximos de tal manera que la relación entre la longitud de la conducción entre ellos y el desnivel utilizado sea inferior a 5,

— tener unas condiciones geológicas adecuadas para la construcción de las presas de embalse y de las obras subterráneas (túneles, pozos en presión y cavernas),

— permitir una eventual futura expansión de la planta,

— no originar problemas medioambientales de solución complicada o costosa.

El número de emplazamientos que satisfacen todas o al menos la mayoría de las condiciones anteriores es elevado ya que, a diferencia de los aprovechamientos convencionales, no se precisa una aportación de agua significativa y uno de los embalses, por lo general el superior, puede ser artificial (fuera de un cauce natural), con frecuencia en una meseta en la que es relativamente sencillo crear un embalse mediante excavación y diques de cierre perimetrales. Estos emplazamientos se analizan comparativamente para seleccionar los más apropiados, los cuales deberán ser sometidos a estudios más detallados tomando en consideración no sólo el propio esquema, sino también el sistema eléctrico donde se integra, para llegar a la selección final.

La existencia de embalses o de un lago natural de gran capacidad puede trastocar las consideraciones anteriores, puesto que el ahorro al aprovechar el embalse o lago existentes y las infraestructuras a él asociadas puede compensar mayores inversiones en conducción (lo que haría rentables índices L/H mayores que 5) o en equipo (con lo que se podrían utilizar saltos más pequeños). Tal es el caso por ejemplo de la CR de Luddington (figura 22.9) que aprovecha el Lago Michigan como embalse inferior de una planta de 1.872 MW con un desnivel de solo 100 m que, en principio, parece poco conveniente para una instalación tan grande[1].

Obviamente, la solución ideal es la que combina las dos anteriores, como en los caso ya mencionados de La Muela (que además está a 10 km de una CN y a 60 km de un importante centro de consumo) y de Montezic, que utilizan como embalse inferior embalses hidroeléctricos convencionales.

5. FUNCIONAMIENTO DE LAS TB

5.1. Curvas características

El diseño final de las TB lo realiza el suministrador apoyándose en las curvas características de máquinas semejantes y en la información obtenida con ensayos en modelo; las curvas más utilizadas son las que relacionan un parámetro de interés

[1] El mar no se utiliza como embalse inferior a causa del peligro de contaminación de los acuíferos y por los problemas que podría ocasionar la corrosión o la proliferación de organismos. En la actualidad sólamente existe una CR que funcione con agua de mar, situada en la isla de Okinawa (Japón); se trata de una planta experimental con una TB de 30 MW y velocidad variable que utiliza un desnivel máximo de 152 m.

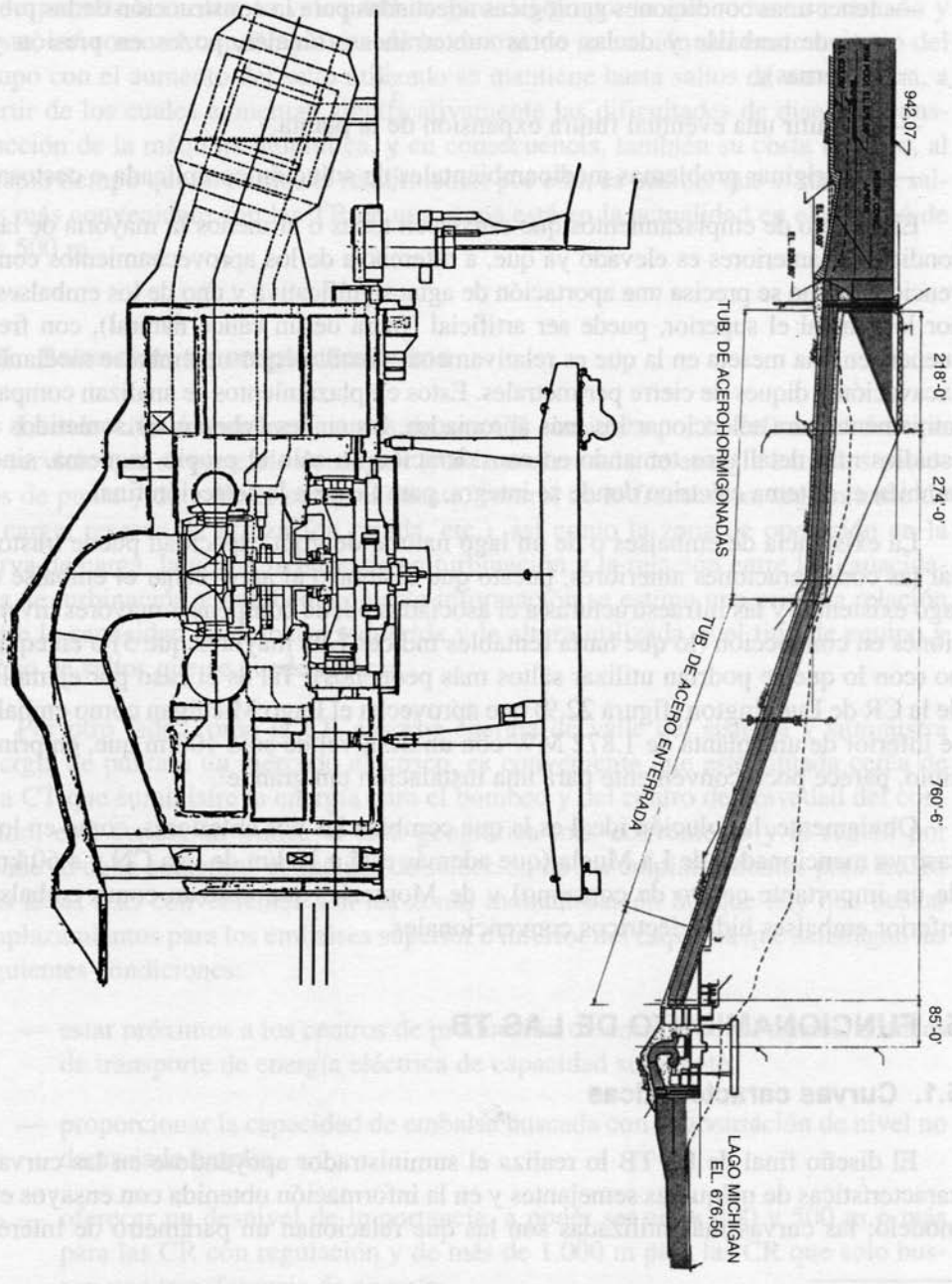


Fig. 22.9

CR de Luddington. P=6x330 MW, N=112,5 rpm, H=111–90 m, Q(T)=359–350 m³/s, Q(B)=228–326 m³/s. Fuente: ASCE (1993).

(rendimiento, potencia, altura de aspiración, etc.) con la velocidad y caudal reducidos o unitarios, definidos respectivamente como:

$$n_{11} = \frac{N \cdot D}{\sqrt{H}} \qquad q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}}$$

En la figura 22.10 se presentan las curvas correspondientes a una TB con una caída elevada y una velocidad específica baja, mostrando la operación de la máquina en los cuatro cuadrantes típicos, correspondiendo la turbinación al primer cuadrante (n_{11} y q_{11} positivos) y el bombeo al tercer cuadrante (n_{11} y q_{11} negativos); sobreimpreso en los diagramas se presenta el punto de máxima eficiencia en bombeo, las aperturas del distribuidor correspondientes al caudal y salto en operación y un grupo de curvas con el rendimiento relativo en turbinación. Estos diagramas se utilizan para seleccionar el campo de operación en turbinación y en bombeo y para el dimensionamiento de todas las máquinas semejantes cualquiera que sea su caída neta.

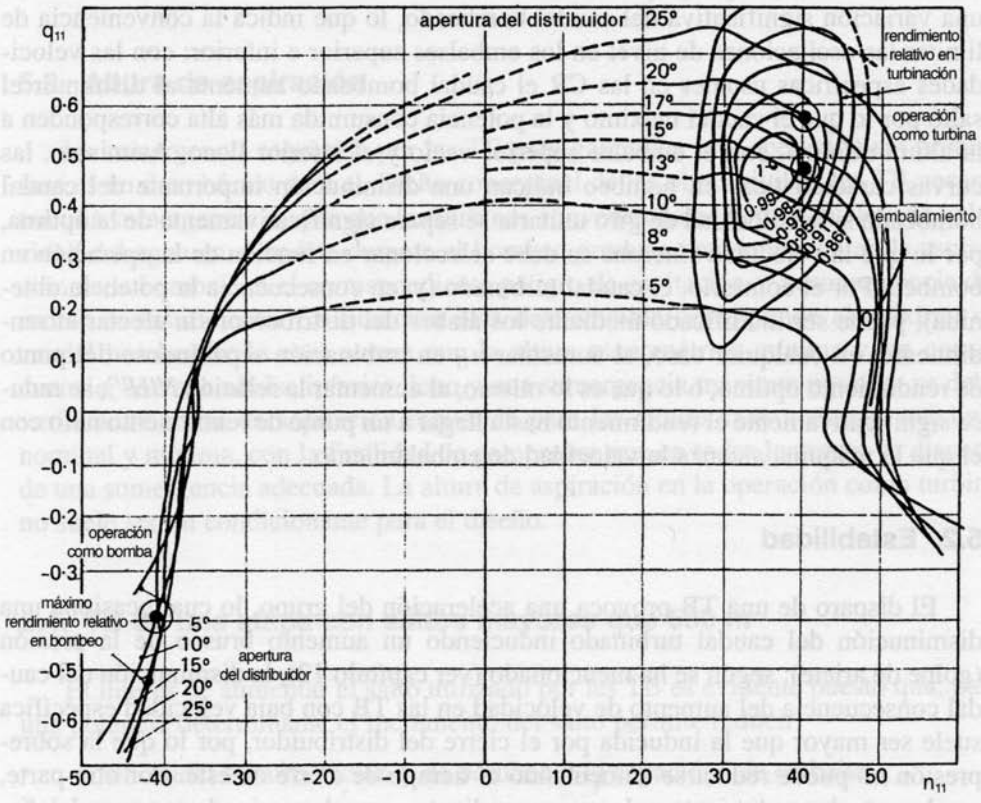


Fig. 22.10

Curvas características de una TB con una caída mayor que 500 m. Fuente: Rustad (1992).

Estas curvas permiten comprobar que la velocidad óptima es mayor en bombeo que en turbinación o, visto de otra manera, que la altura que da el rendimiento óptimo en bombeo es menor que el salto que proporciona el rendimiento óptimo en turbinación, en contraposición con las condiciones reales de operación, según las cuales las velocidades en bombeo y en turbinación son idénticas y la altura en bombeo es mayor que el salto en turbinación; por ello, es conveniente que las pérdidas de carga en la conducción sean pequeñas con la finalidad de acercar la altura en bombeo al salto en turbinación. Asimismo, las curvas características muestran que la apertura del distribuidor durante el bombeo apenas afecta al caudal, por lo que los álabes del distribuidor se colocan en la posición que proporciona el rendimiento más elevado; por ello, contrariamente a lo que sucede durante la turbinación, no se puede regular el caudal bombeado, sino que éste depende exclusivamente de la altura manométrica existente (Rustad, 1992).

Por otra parte, el caudal en bombeo tiene una fuerte dependencia de la velocidad unitaria n_{11}, ya que pequeñas variaciones en la altura manométrica conllevan una variación significativa del caudal bombeado, lo que indica la conveniencia de limitar las oscilaciones de nivel en los embalses superior e inferior; con las velocidades específicas usuales en las CR el caudal bombeado aumenta al disminuir el salto por lo que el caudal máximo y la potencia consumida más alta corresponden a la altura mínima, con el embalse superior vacío y el inferior lleno. Asimismo, las curvas características en bombeo indican una disminución importante del caudal bombeado si la velocidad de giro unitaria se separa significativamente de la óptima, por lo que la velocidad síncrona se debe seleccionar en función de la operación en bombeo. Por el contrario, el caudal turbinado (y, en consecuencia la potencia obtenida), puede ser modificado mediante los álabes del distribuidor sin afectar al rendimiento; en cualquier caso, al aumentar n_{11} en turbinación separándose del punto de rendimiento óptimo, o lo que es lo mismo, al aumentar la relación $N/H^{1/2}$, se reduce significativamente el rendimiento hasta llegar a un punto de rendimiento nulo con el que la máquina alcanza la velocidad de embalamiento.

5.2. Estabilidad

El disparo de una TB provoca una aceleración del grupo, lo cual ocasiona una disminución del caudal turbinado induciendo un aumento brusco de la presión (golpe de ariete); según se ha mencionado (ver capítulo 12), la disminución del caudal consecuencia del aumento de velocidad en las TB con baja velocidad específica suele ser mayor que la inducida por el cierre del distribuidor, por lo que la sobrepresión no puede reducirse aumentando el tiempo de cierre de éste. Por otra parte, en el punto de rendimiento nulo correspondiente a una determinada apertura del distribuidor (es decir, con la velocidad de embalamiento), no hay fuerza de aceleración y la presión disminuye, con lo que la turbina pasa a operar como freno fuera de la

zona de turbinación normal limitada por la curva de rendimiento 0. Esto puede ocasionar en el caso de una reducción de presión rápida que el punto de operación salte al cuarto cuadrante con caudal negativo, lo que de nuevo ocasionaría un repentino incremento de presión (Rustad, 1992).

Los mismos problemas pueden presentarse durante el arranque si las curvas características muestran un gradiente infinito o con signo cambiante cerca de la curva de rendimiento cero; en este caso se tiene también una situación inestable, porque pequeños cambios en la magnitud del salto producen grandes variaciones positivas o negativas en el caudal. Este efecto puede dificultar o incluso impedir la sincronización durante el arranque.

En consecuencia es esencial analizar los fenómenos transitorios calculando la velocidad de giro, el caudal y la presión para comprobar la estabilidad del funcionamiento en todas las situaciones operativas; para estos cálculos se necesita conocer el circuito hidráulico, la inercia del grupo, los datos nominales de la TB y las curvas características en función de n_{11} y q_{11}.

5.3. Altura de aspiración

La sumergencia requerida por las TB para garantizar una operación sin problemas es un dato básico para el diseño conceptual de las obras civiles; las TB necesitan una sumergencia mayor que las turbinas convencionales porque la elevada velocidad del agua en el rodete durante el bombeo produce una depresión en la aspiración de la bomba con el correspondiente peligro de cavitación si la sumergencia del rodete es insuficiente. La situación más desfavorable corresponde al máximo de caudal bombeado, lo cual ocurre con la altura manométrica mínima y, en consecuencia, con el embalse inferior lleno y una sumergencia máxima; por ello, se debe verificar la altura de aspiración requerida para las alturas manométricas máxima, nominal y mínima, con la finalidad de comprobar que en todos los casos se dispone de una sumergencia adecuada. La altura de aspiración en la operación como turbina no suele ser un condicionante para el diseño.

5.4. TB de una etapa con saltos mayores que 500 m

El interés de aumentar el salto utilizado por las TB es evidente puesto que, para una potencia determinada, el incremento del salto permite reducir:

— el caudal de turbinación y de bombeo y la capacidad de embalse,

— la variación del nivel de los embalses con la consiguiente disminución de la diferencia entre los saltos y las alturas manométricas máxima y mínima,

— el diámetro de las conducciones y el volumen de la chimenea de equilibrio,

— el tamaño de los equipos de generación y las dimensiones de la central.

Por ello, el crecimiento del salto utilizado por las CR ha sido continuo desde que se empezó a construir este tipo de instalaciones, alcanzándose en 1966 una altura de 368 m en la CR de Cruachan en Escocia, seguida un año más tarde por Cabin Creek en EUA con una altura de 374 m y en 1975 por Villarino en España, con 404 m llegando en la actualidad a los 626 m en Bajina Basta (Yugoeslavia) y los 676 m (704 en altura máxima en bombeo) en Chaira (Bulgaria), existiendo diseños contrastados por ensayos para alturas próximas a los 800 m, como en las previstas CR de Mount Hope con 800 m y Summit con 703 m, ambos en EUA y aprovechando como embalse inferior minas abandonadas, y Kazunogawa en Japón con una altura estática máxima de 763 m. Este proceso está representado en la figura 22.11 en la que se aprecia el paso de alturas máximas de operación de los 350-400 m en los años 60 (centrales de Villarino y Cruachan), a 500-600 m en los años 70 (centrales de

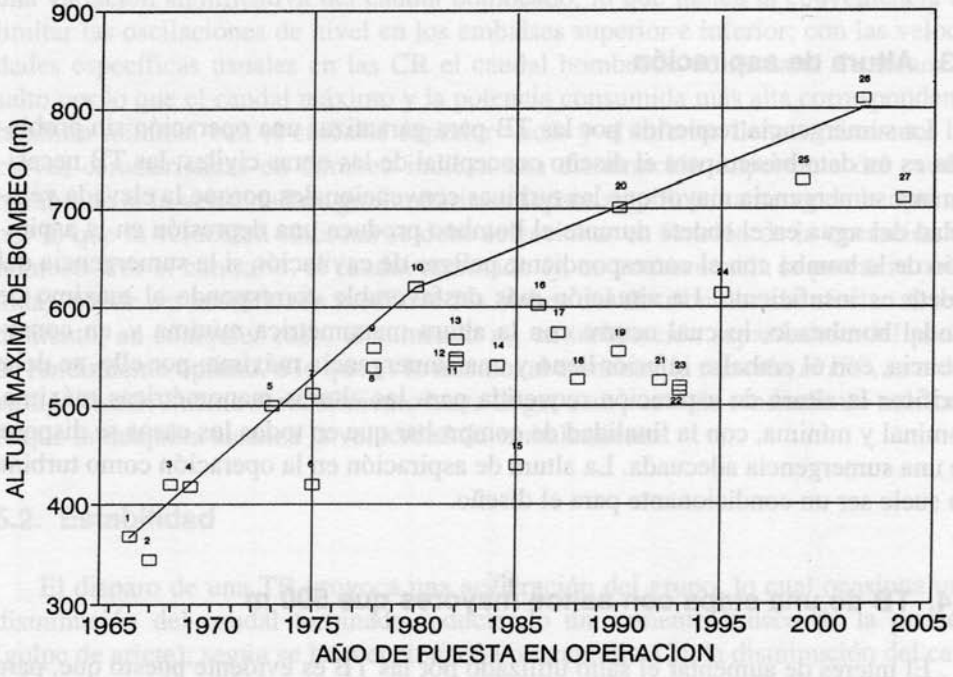


Fig. 22.11

Evolución de la altura utilizada en las CR. 1 Cruachan, 2 Cabin Creek, 3 Robiei, 4 Villarino, 5 Numappara, 6 Aurland, 7 Ohira, 8 Okuyoshino, 9 Obradovac, 10 Bajina Basta, 11 Dinorwig, 12 Tamahara, 13 Honkawa, 14 Helms, 15 Saurdal, 16 Tenzan, 17 Imaichi, 18 La Muela, 19 Alouhe Strane, 20 Chaira, 21 Okumino, 22 Siah Bishe, 23 Guangzhou, 24 Tianhuang Ping, 25 Kazunogawa, 26 Mt. Hope, 27 Summit.

Numappara, Ohira, Helms, Dinorwig, etc.), a los 600-700 en los años 80 (centrales de Bajina Basta y Chaira) y a los 700-800 m que se consideran en la actualidad para algunos proyectos que se prevé entrarán en servicio en un futuro próximo.

El diseño y fabricación de las TB de una etapa con saltos elevados ofrece dificultades crecientes con la altura utilizada, puesto que se trata de máquinas con una velocidad síncrona elevada (500-750 rpm) cuyos rodetes, que alcanzan velocidades periféricas de más de 100 m/s, tienen una configuración extremadamente plana, con unos conductos hidráulicos muy angostos y difíciles de construir (figura 22.12). Por otra parte, la mayor caída y velocidad de giro agudizan los problems ocasionados por la cavitación, las fugas de agua a través de las juntas, las vibraciones, los esfuerzos de fatiga y los transitorios. La velocidad específica N_q, definida como:

$$N_q = N \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{0,75}}$$

es un indicador de las dificultades de construcción de una TB reversible, admitiéndose generalmente que es impracticable construir máquinas con una N_q inferior a 20 (Amblard, 1982).

Los GM presentan dificultades similares a causa de la creciente compacidad de las máquinas, de los elevados esfuerzos mecánicos, de las dificultades de conseguir una refrigeración adecuada, etc.. Dos parámetros que miden estas dificultades de diseño y fabricación son:

$$\frac{P(\text{kVA}) \cdot N(\text{rpm})}{10^6} \qquad \frac{P(\text{kVA})}{N(\text{rpm}) \cdot L(\text{m}) \cdot D^2(\text{m})}$$

donde N es la velocidad síncrona, L es la longitud del hierro activo y D el diámetro del núcleo del estator.

Valores de estos parámetros superiores a 100 y a 8, respectivamente, indican dificultades de diseño y construcción, tanto mayores cuanto mayor sea la diferencia con los valores señalados. El valor del primer índice en algunos GM de CR con salto mayor que 500 m es:

CENTRAL	POTENCIA (MVA)	N (RPM)	ÍNDICE
OHIRA	256	429	106
OKUYOSHINO	220	514	113
BAJINA BASTA	335	429	135
CHAIRA	235	600	141
HELMS	400	360	144
TAMAHARA	335	429	144
DINORWIG	317	429	167
IMAICHI	390	429	167
TIANHUANGPING	333	500	167

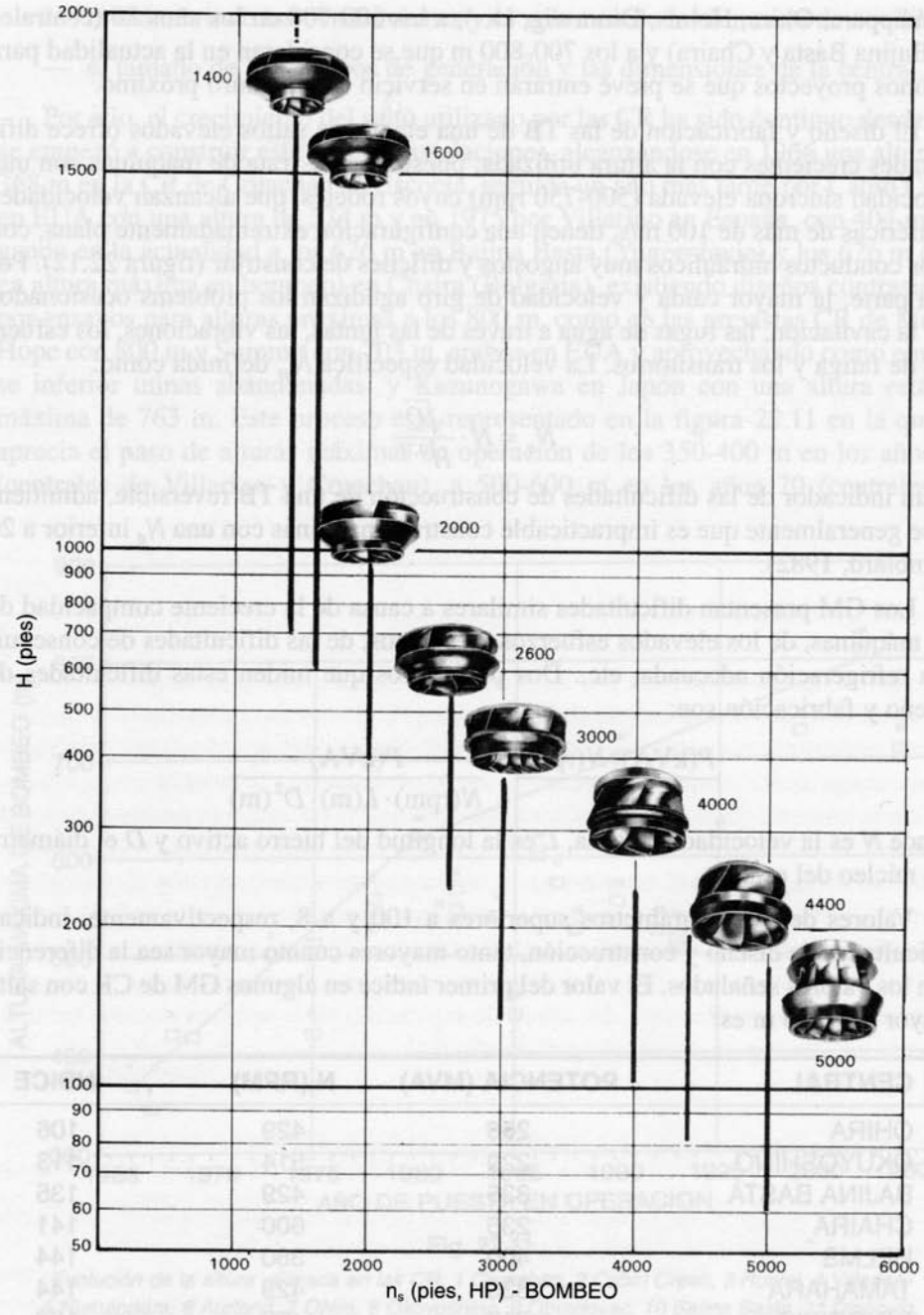


Fig. 22.12

Forma de los rodetes de las TB. Fuente: Allis Chalmers.

Asimismo, los MG de la central de Imaichi tienen un valor muy elevado del segundo parámetro, 9,5, el cual indica unas condiciones extremadamente difíciles de diseño y construcción (Hoshino, 1991).

5.5. Operación de las TB en comparación con las T convencionales

Las TB reversibles están sometidas a unas condiciones de trabajo más duras que las turbinas convencionales como consecuencia de sufrir un número mucho más elevado de maniobras; en este sentido se puede señalar que mientras que los grupos de una central de puntas pueden tener al cabo del año poco más de 1.200 maniobras de arranque o parada, las TB de las centrales reversibles suelen tener más de 3.000 maniobras anuales, superándose las 6.000 en las CR que participan activamente en el control de la red[2]. Esta abundancia de maniobras conlleva unas condiciones de operación muy severas en la válvula de protección, cámara espiral, distribuidor, rodete, tapas, regulador y en la aparamenta eléctrica; asimismo, es de resaltar que la operación de arranque en bombeo es especialmente gravosa puesto que, por regla general, implica el desanegado del rodete y la despresurización de la cámara espiral y tapas de la turbina, que de esta forma, se ven sometidas a cambios violentos en su estado tensional.

Por otra parte, según se vió anteriormente, el punto de rendimiento óptimo en bombeo corresponde a una altura manométrica mayor que el salto óptimo en turbinación, contrariamente a la situación real en la que, a causa de que las p.d.c. en la conducción se suman a la altura estática en un caso y se restan en otro, la altura manométrica es siempre mayor que el salto neto en turbinación[3]. Por ello, el rendimiento de una TB es peor que el de una turbina convencional de las mismas características nominales, creciendo la diferencia con la p.d.c. en la conducción y con la magnitud del salto nominal utilizado. Esta diferencia de rendimiento se puede medir con precisión en los aprovechamientos que tienen equipos reversibles y convencionales sobre el mismo circuito hidráulico, como en la central de Saurdal en Noruega con dos turbinas convencionales de 160 MW para un salto bruto de 325-465 m y dos TB de las mismas condiciones nominales. En esta central se obtuvieron las curvas de la figura 22.13 que muestran una diferencia media de 3-4 puntos porcentuales en el rendimiento de las turbinas y de las TB (Rustad, 1992). Esta diferencia de rendimiento es tanto más acusada cuanto mayor

[2] Como ejemplo se puede citar que cada uno de los grupos de la central de Cruachan tuvo una media de 4.891 cambios anuales de modo de operación a lo largo de un período de 15 años, mientras que los seis grupos de la central de Dinorwig sufrieron 270.000 cambios de modo de operación entre Diciembre de 1984 y Diciembre de 1989 (7.500 cambios por grupo y año).

[3] Sólamente se tiene un salto mayor en turbinación que la altura manométrica en bombeo cuando la descarga en turbinación se hace a un nivel inferior que el del embalse de donde toma la aspiración de bombeo; este es al caso de la CR de Seneca en EUA, de 380 MW de potencia instalada, situada al pie de la presa de Kinzua que forma el embalse inferior; dos de los grupos de esta central tienen un tubo de aspiración doble, con una rama descargando al río el caudal turbinado y la otra aspirando del embalse (ASCE, 1993).

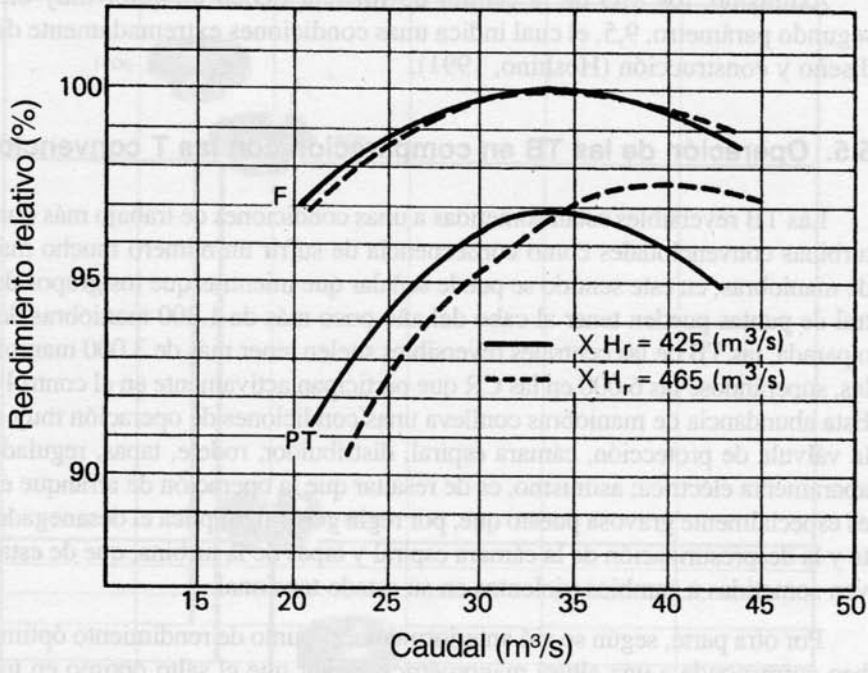


Fig. 22.13

Rendimiento de las turbinas convencionales y de las TB instaladas en la central de Saurdal. Fuente: Rustad (1992)

es la p.d.c. en la conducción o el salto utilizado; no obstante, aún con una p.d.c. nula se debe esperar una reducción de 1-2 puntos en el rendimiento en turbinación de las máquinas reversibles con relación a las convencionales.

6. CARACTERÍSTICAS DE LAS TB

6.1. TB de una etapa

Las TB reversibles tienen una configuración similar a la de las turbinas convencionales excepto por la forma del rodete que, según se ha mencionado, se diseña como el de una bomba con las condiciones operativas previstas para la instalación. En consecuencia, las TB de una etapa de tipo Francis están integradas por los siguientes elementos: cámara espiral de acero embebida en hormigón, antedistribuidor, distribuidor con 8-10 álabes móviles, tapa superior, anillo inferior, tubo de aspiración, rodete (habitualmente de acero inoxidable), eje y cojinete guía sobre la tapa superior. Asimismo, la TB se complementa con equipos auxiliares directamente asociados a ella, como:

— válvula de proteción, por lo general esférica puesto que los saltos utilizados suelen ser superiores a 200 m; la válvula se sitúa habitualmente en el interior de la central y próxima a la sección de entrada en la cámara espiral,

— válvula o compuerta deslizante en la descarga para el aislamiento de la TB durante los trabajos de mantenimiento; esta válvula debe tener los enclavamientos necesarios que impidan su cierre mientras que la válvula esférica de protección esté abierta,

— regulador electrónico de tipo PID con el equipo de presión y el equipo hidráulico asociado, los servomotores de accionamiento del distribuidor y el anillo de regulación que acciona los álabes del distribuidor; en algunos casos los servomotores y el anillo de regulación se sustituyen por un conjunto de servomotores cada uno de los cuales acciona un álabe del distribuidor.

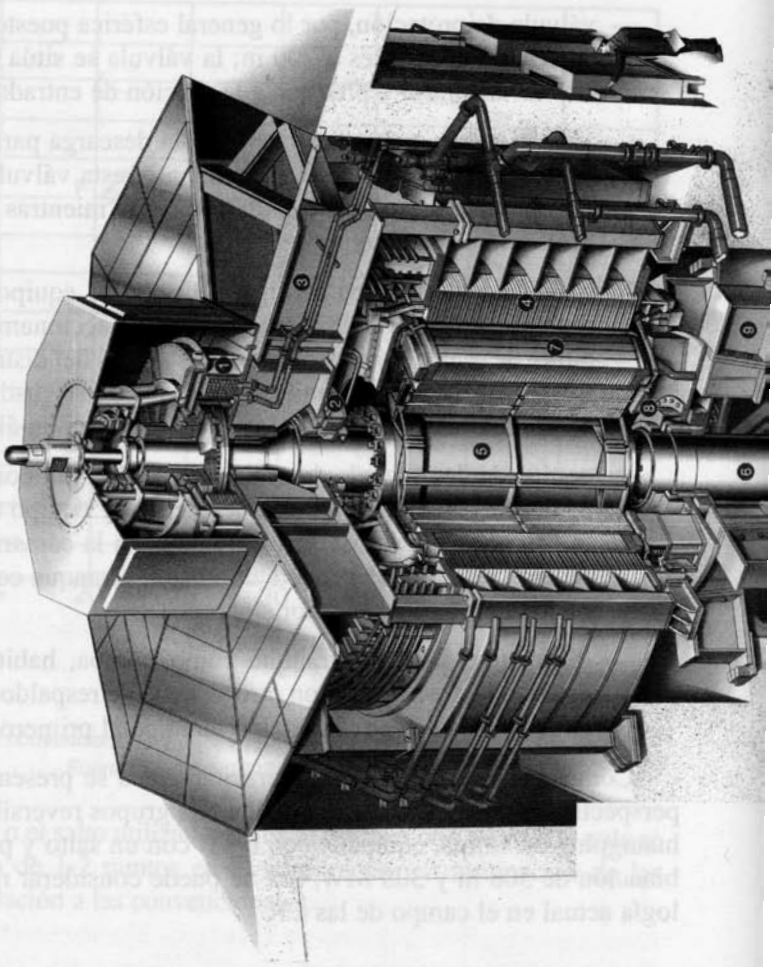
— equipo de desanegado del rodete, integrado por compresores de alta presión, calderines de aire, conducciones de aire y equipo de control; este equipo se utiliza para deprimir el nivel de agua en la cámara espiral por debajo de la sección de salida del rodete durante el arranque como bomba y para la operación como compensador síncrono,

— dispositivo para el arranque como bomba, habitualmente un convertidor estático de frecuencia con otro sistema de respaldo para el caso de fallo o, en su defecto, un segundo equipo idéntico al primero.

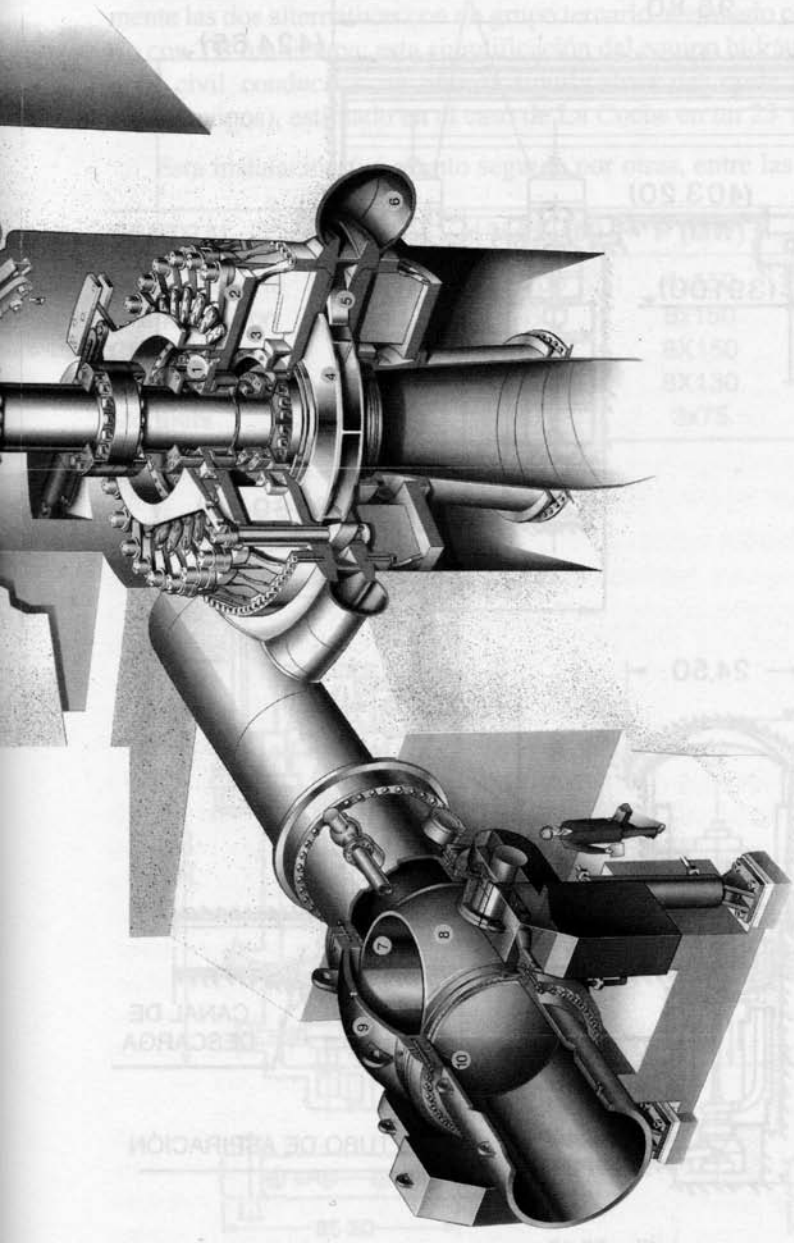
Como muestra de esta configuración típica se presenta en la figura 22.14 una perspectiva esquemática de uno de los seis grupos reversibles de la central de Tianhuangping en China, equipada con 6 TB con un salto y potencia nominales en turbinación de 508 m y 308 MW, que se puede considerar representativa de la tecnología actual en el campo de las CR.

6.2. TB multietapa

Según se ha mencionado, el límite superior de utilización de las TB reversibles de una etapa es del orden de 800 m. Los saltos mayores se equiparon en el pasado con grupos ternarios integrado por una TP y una bomba de varias etapas y de doble o simple aspiración; este esquema es complicado y poco eficiente porque la TP debe instalarse por encima del máximo nivel del embalse inferior, mientras que, por el contrario, la bomba se instala por debajo del nivel mínimo del embalse, lo que da origen a un eje extremadamente largo y a un circuito hidráulico complicado, como el de la CR de San Fiorano en Italia, representado en la figura 22.15. La solución actual consiste en utilizar grupos binarios con TB reversibles de varias etapas; la primera instalación de este tipo fué la CR de La Coche, puesta en servicio en 1975 por Electricité de France con 4 grupos de 80 MW, 600 rpm y cinco etapas para un salto bruto de 889-932; este tipo de



Grupo reversible de Tianghuangping. P=6x333 MVA, N=500. Alternador-motor: 1 cojinete de em
Turbinas bomba: y válvula: 1 cojinete guía, 2 mec. de accionamiento del distribuidor, 3 sello del



2.14

ojinete guía, 3 cruceta principal, 4 estator, 5 rotor, 6 eje, 7 polo, 8 cojinete guía inferior, 9 cruceta inferior. ete, 5 álabes móviles, 6 cámara espiral, 7 sello de mantenimiento, 8 rotor, 9 cuerpo, 10 sello de servicio. VP&DC.

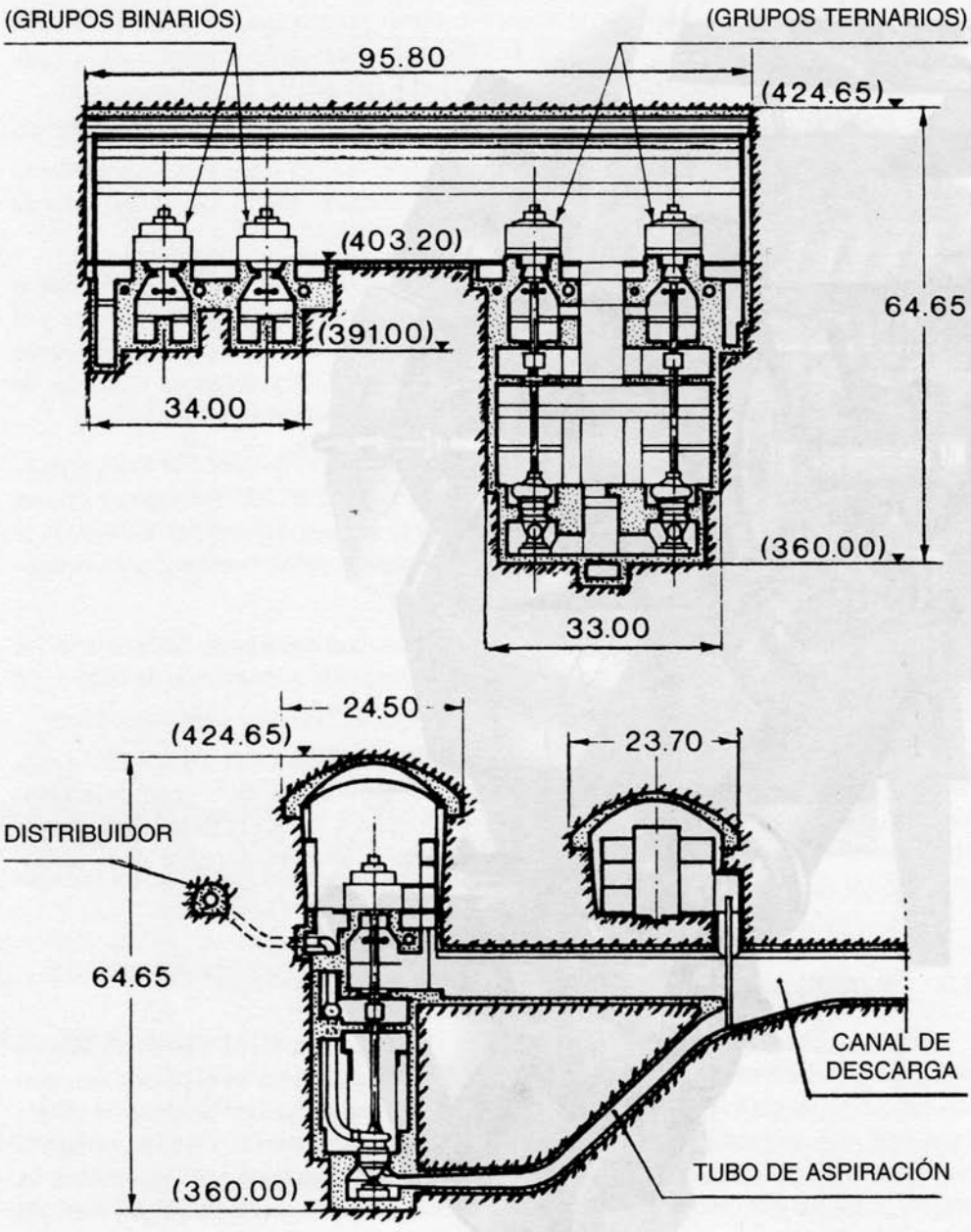


Fig. 22.15

Central de San Fiorano. Grupos binarios (TP+G): j=3, N=500 rpm, H=1403 m, Q=11,35 m³/s. Grupos ternarios (TP+B+GM): TP: j=4, N=600 rpm, H=1403 m, Q=11,35 m³/s. Bomba: H=1439 m, Q_{MAX}=6,91 m³/s, Fuente: ASCE, 1995.

equipo es muy compacto, lo que permite reducir significativamente las dimensiones de la caverna según se muestra en la figura 22.16 en la que se representan esquemáticamente las dos alternativas con un grupo ternario accionado con una TP y con uno binario con TB multietapa; esta simplificación del equipo hidráulico de generación y de la obra civil conduce a un ahorro significativo del coste total de la central (obra civil+equipos), estimado en el caso de La Coche en un 23 % (Amblard, 1982).

Esta instalación fué pronto seguida por otras, entre las que cabe destacar las de:

CENTRAL	PAÍS	H MAX. (M)	P (MW)	N (RPM)	N° ETAPAS
Super Bissorte	Francia	1.200	4x150	600	5
Grand Maison	Francia	960	8x150	600	4
Chiotas	Italia	1048	8X150	600	4
Edolo	Italia	1287	8X130	600	5
Moralets	España	801	3x75	750	3

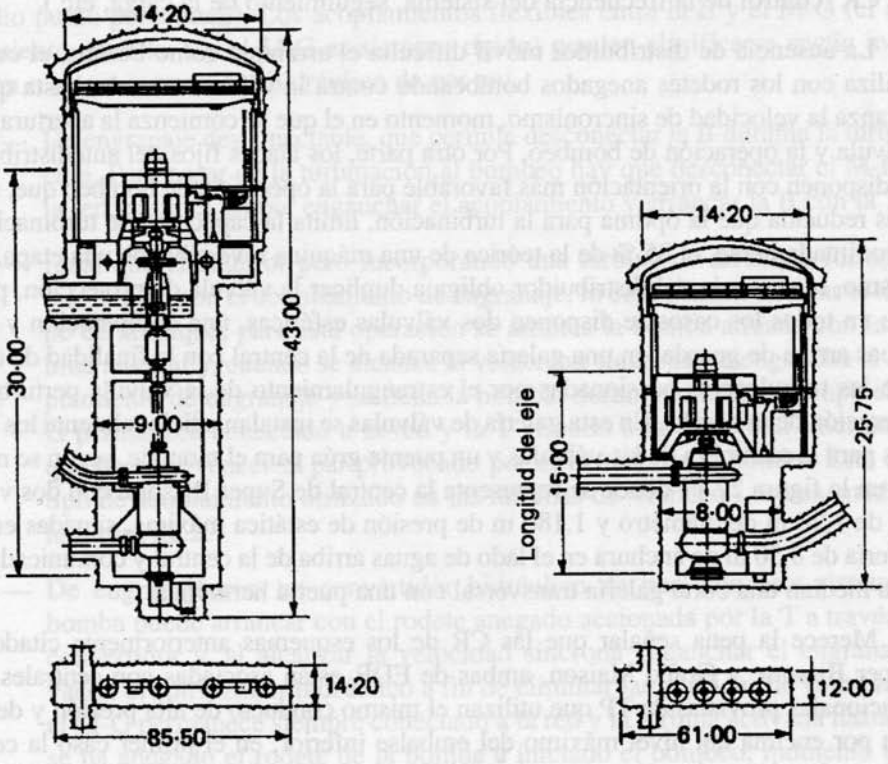


Fig. 22.16

Comparación de las centrales con grupos ternarios y TB multietapa. Fuente: Casacci (1983).

Este tipo de equipamiento es simple, muy compacto y requiere una altura de aspiración reducida (la correspondiente a una de las etapas). Como contrapartida, las TB multietapa carecen de distribuidor móvil, por lo que no pueden turbinar con aperturas parciales (la única posibilidad de regulación está en el número de unidades en operación), ni intervenir en el control de la carga de la red. En consecuencia, las instalaciones con este tipo de equipo solo pueden transferir energía del valle a la punta sin posibilidad de intervenir en el control del sistema; asimismo, no se pueden desanegar los rodetes, lo que complica el arranque como bomba y limita la potencia a instalar, y su rendimiento es algo menor que el que se obtendría con TB de una etapa operando con saltos de 500-600 m. Sin embargo estas máquinas ofrecen ventajas notables como su menor coste unitario, la sencillez de su operación y control, la magnitud del salto que pueden utilizar (hasta 1.500 m) y el reducido tamaño del equipo; estas características permiten a su vez reducir el tamaño y coste de los embalses, conducciones y central. Por ello, este tipo de equipamiento es una buena solución cuando lo que se pretende conseguir es una transferencia de energía y una reserva energética, sin los beneficios dinámicos que suelen asociarse al objetivo de las CR (control de la frecuencia del sistema, seguimiento de la carga, etc.).

La ausencia de distribuidor móvil dificulta el arranque como bomba, el cual se realiza con los rodetes anegados bombeando contra la válvula cerrada, hasta que se alcanza la velocidad de sincronismo, momento en el que se comienza la apertura de la válvula y la operación de bombeo. Por otra parte, los álabes fijos del antedistribuidor se disponen con la orientación más favorable para la operación de bombeo que, al ser más reducida que la óptima para la turbinación, limita la capacidad de turbinación a, aproximadamente, el 85 % de la teórica de una máquina reversible de una etapa. Asimismo, la ausencia del distribuidor obliga a duplicar la válvula de protección, por lo que en todos los casos se disponen dos válvulas esféricas, una de operación y la de aguas arriba de guarda, en una galería separada de la central con la finalidad de evitar que las turbulencias ocasionadas por el estrangulamiento de la válvula perturben la operación de la bomba. En esta galería de válvulas se instalan adicionalmente los equipos para la maniobra de las válvulas y un puente grúa para el montaje, según se muestra en la figura 22.17 donde se representa la central de Super Bissorte con dos válvulas de 1,20 m de diámetro y 1.180 m de presión de estática máxima, situadas en una galería de 8,50 m de anchura en el lado de aguas arriba de la central y comunicada con ésta median una corta galería transversal con una puerta hermética.

Merece la pena señalar que las CR de los esquemas anteriormente citados de Super Bissorte y Grand Maison, ambas de EDF, están asociadas con centrales convencionales provistas de TP que utilizan el mismo conducto de alta presión y descargan por encima del nivel máximo del embalse inferior; en el primer caso la central convencional es subterránea y está equipada con un grupo Pelton de 150 MW (figuras 21.14 y 22.17), mientras que en el segundo la central es exterior, situada en la vertical de la central reversible, y está equipada con cuatro grupos Pelton de la misma

potencia nominal (figura 22.18). Este equipamiento proporciona a la instalación la capacidad de regular la carga y participar en el control de la red y, adicionalmente, se utiliza para el arranque en bombeo de los grupos reversibles. En la figura 22.18 se representa las dos centrales de Grand Maison, cuya potencia instalada es de 1.200 MW en la central reversible subterránea y de 600 MW en la convencional exterior.

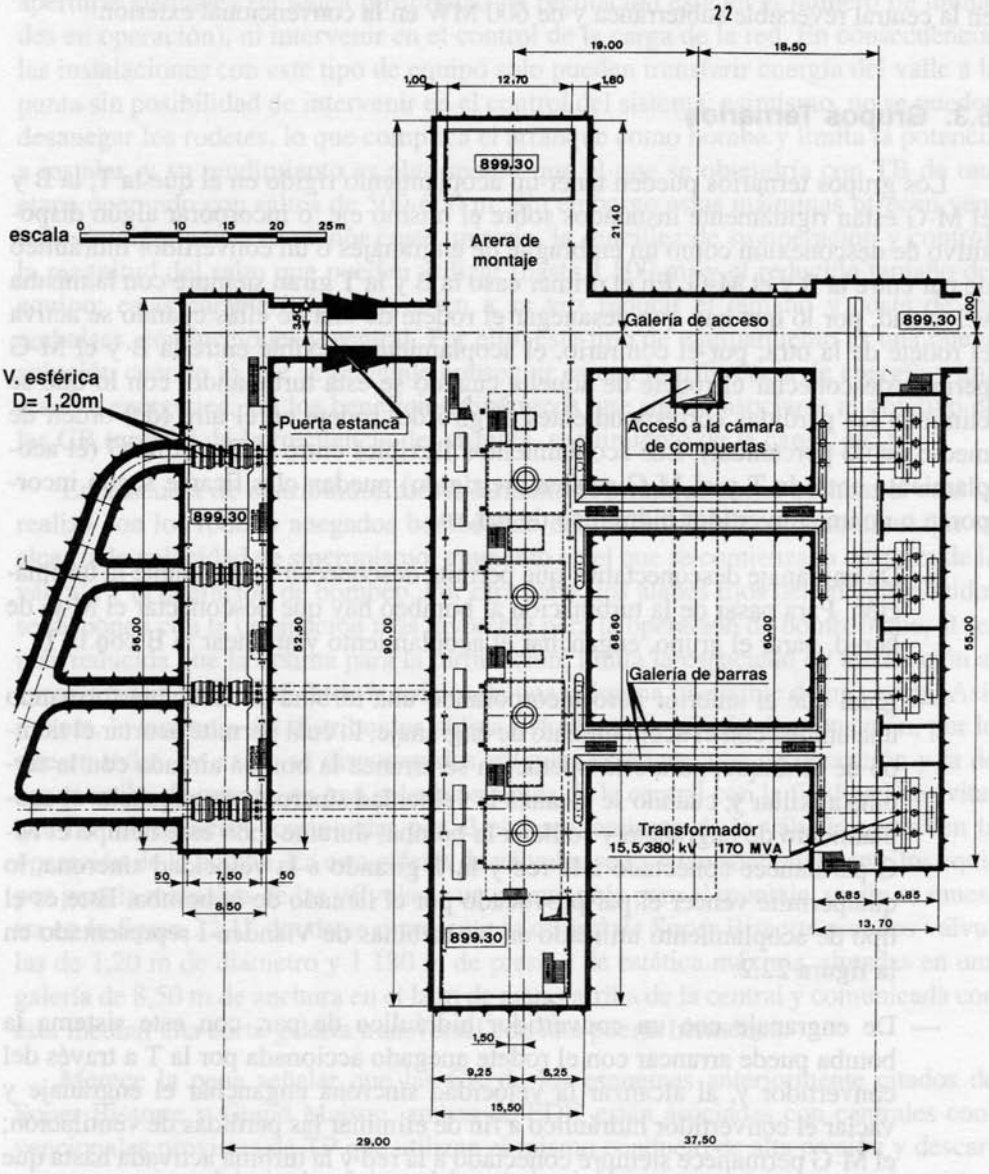
6.3. Grupos Ternarios

Los grupos ternarios pueden tener un acoplamiento rígido en el que la T, la B y el M-G están rígidamente instalados sobre el mismo eje, o incorporar algún dispositivo de desconexión como un embrague de engranajes o un convertidor hidráulico de par entre la B y el M-G. En el primer caso la B y la T giran siempre con la misma velocidad, por lo que hay que desanegar el rodete de una de ellas cuando se activa el rodete de la otra; por el contrario, el acoplamiento flexible entre la B y el M-G permite desconectar el rodete de aquella cuando se está turbinando, con lo que se eliminan las pérdidas correspondientes al giro del rodete en el aire (del orden de medio punto porcentual). Los acoplamientos flexibles entre la B y el M-G (el acoplamiento entre la T y el M-G es siempre rígido) pueden clasificarse según incorporen o no un convertidor hidráulico de par en:

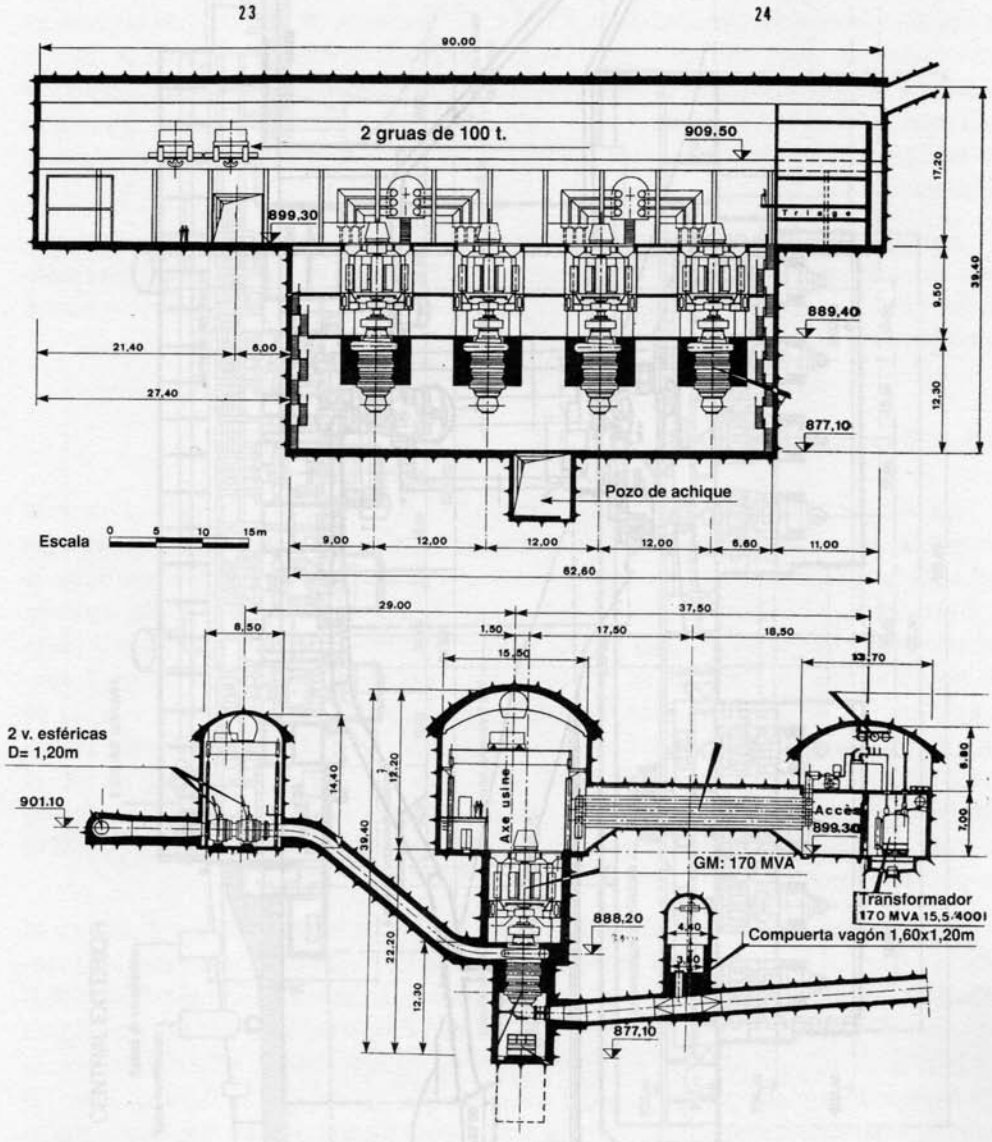
— De engranaje desconectable, que permite desconectar la B durante la turbinación. Para pasar de la turbinación al bombeo hay que desconectar el M-G de la red, parar el grupo, enganchar el acoplamiento y arrancar la B con la T.

— Igual que el anterior pero incorporando una turbina de arranque formando una unidad con el acoplamiento de engranaje, lo cual permite acortar el tiempo de arranque; para esta operación se arranca la bomba aireada con la turbina auxiliar y, cuando se alcanza la velocidad síncrona, se engancha el acoplamiento de engranaje y se llena la bomba; durante todo este tiempo el M-G permanece conectado a la red y la T girando a la velocidad síncrona, lo que permite vencer el par provocado por el llenado de la bomba. Este es el tipo de acoplamiento utilizado en las turbinas de Vianden I representado en la figura 22.2.

— De engranaje con un convertidor hidráulico de par; con este sistema la bomba puede arrancar con el rodete anegado accionada por la T a través del convertidor y, al alcanzar la velocidad síncrona enganchar el engranaje y vaciar el convertidor hidráulico a fin de eliminar las pérdidas de ventilación; el M-G permanece siempre conectado a la red y la turbina activada hasta que se ha anegado el rodete de la bomba e iniciado el bombeo, momento en el que se desanega el rodete de la T. Este es el sistema más costoso y el que permite los tiempos de maniobra más rápidos (Mataix, 1975).

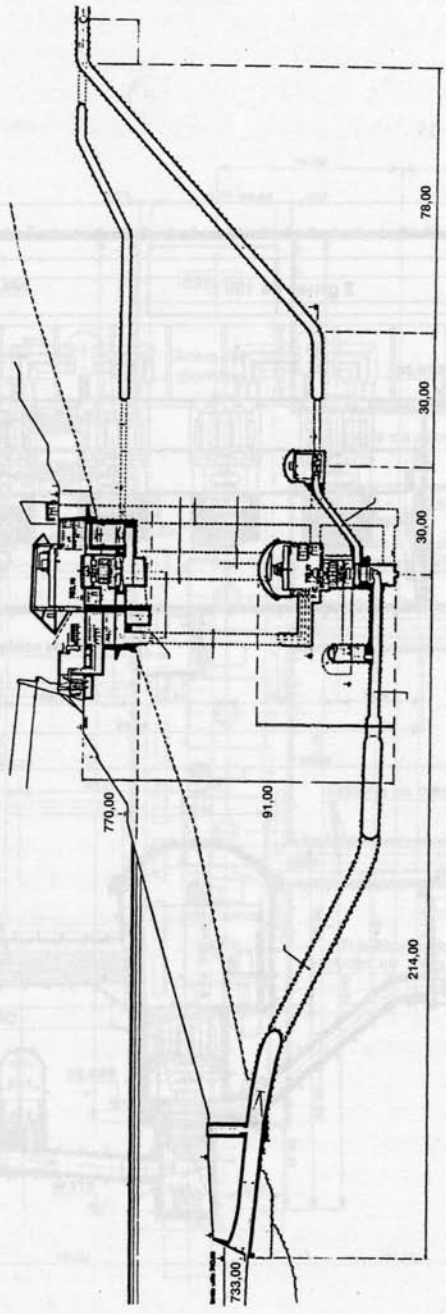


Central de Super Bissorte. P=6x170 MVA, N=600 rpm, H=1165–

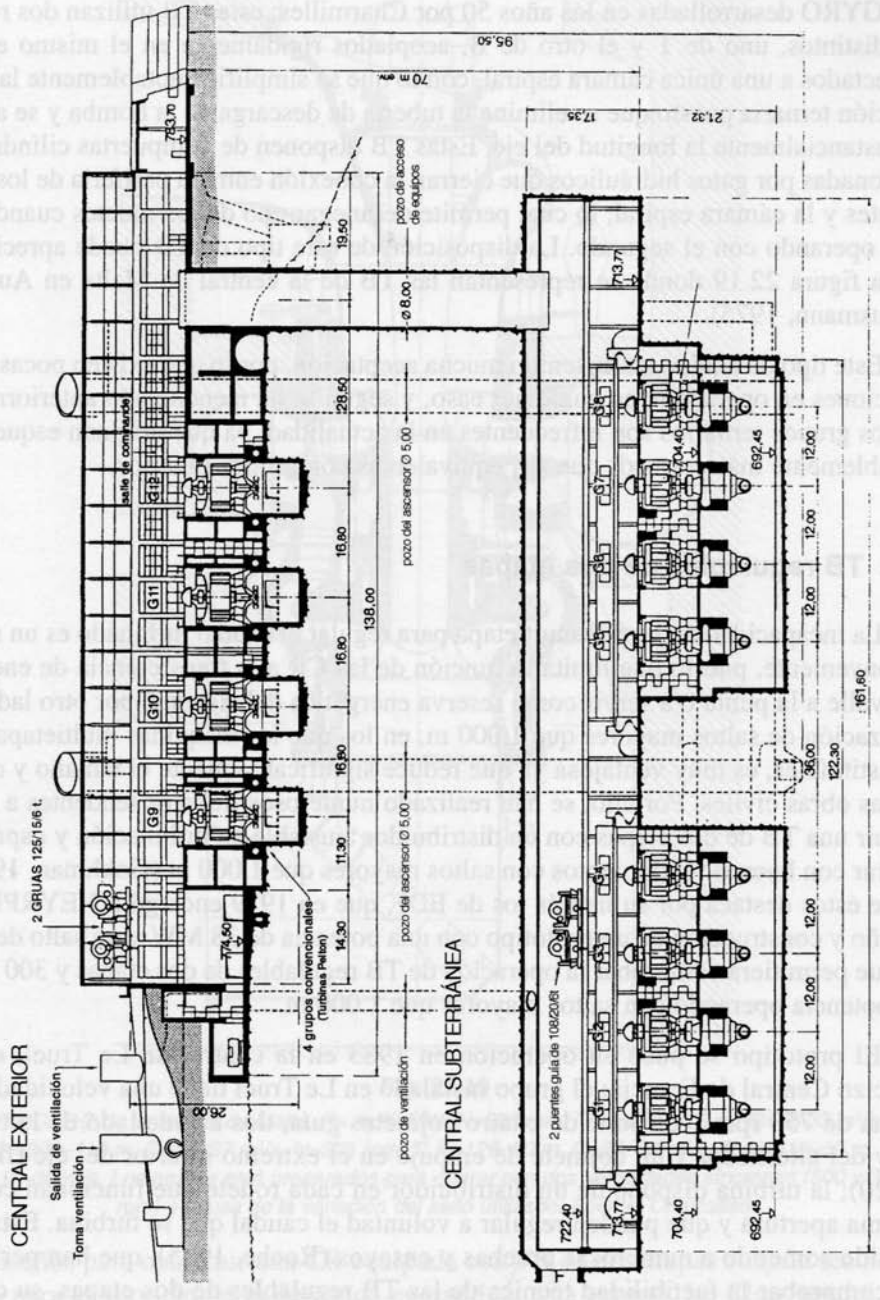


17

Q_M(T)=69,5 m³/s. Q_M (B)=50,8 m³/s. Fuente: Electricité de France.



Central de Grand' Maison. Central convencinal: 4TP, j=5, H=922–817 m, N=428,7 rpm, P=4x157 MW. Cer



18

rsible: 8TB, H_M (T)=949 m, P=8x152 MW, H_M (B)=826 m, P=8x160 MW. Fuente: Electricité de France, ASCE.

Una variación interesante de los grupos ternarios es la constituída por las TB ISOGYRO desarrolladas en los años 50 por Charmilles; estas TB utilizan dos rodetes distintos, uno de T y el otro de B, acoplados rígidamente en el mismo eje y conectados a una única cámara espiral, con lo que se simplifica notablemente la instalación ternaria puesto que se elimina la tubería de descarga de la bomba y se acorta sustancialmente la longitud del eje. Estas TB disponen de compuertas cilíndricas accionadas por gatos hidráulicos que cierran la conexión entre la periferia de los dos rodetes y la cámara espiral, lo cual permite desanegar uno de los rodetes cuando se está operando con el segundo. La disposición de este tipo de TB puede apreciarse en la figura 22.19 donde se representan las TB de la central de Malta en Austria (Hausmann, 1975).

Este tipo de equipo no ha tenido mucha aceptación, por lo que existen pocas realizaciones en operación; en cualquier caso, y según se ha mencionado anteriormente, los grupos ternarios son infrecuentes en la actualidad, ya que originan esquemas notablemente más costosos que sus equivalentes con grupos binarios.

6.4. TB regulables de dos etapas

La incapacidad de las TB multietapa para regular el caudal turbinado es un serio inconveniente, puesto que limita la función de las CR a la transferencia de energía del valle a la punta o a servir como reserva energética del sistema; por otro lado, la utilización de saltos mayores que 1.000 m, en los que las máquinas multietapa son insustituíbles, es muy ventajosa ya que reduce significativamente el tamaño y coste de las obras civiles. Por ello, se han realizado numerosos trabajos tendentes a conseguir una TB de dos etapas con un distribuidor ajustable en turbinación y capaz de operar con buenos rendimientos con saltos mayores que 1.000 m (Gokhman, 1991); entre éstos destaca por su interés los de EDF, que en 1979 encargó a NEYRPIC el diseño y construcción de un prototipo con una potencia de 38 MW y un salto de 440 m que permitiera comprobar la operación de TB regulables de dos etapas y 300 MW de potencia operando con saltos mayores que 1.000 m.

El prototipo se puso en operación en 1983 en la central de Le Truel, en el Macizo Central de Francia; el grupo instalado en Le Truel tiene una velocidad síncrona de 750 rpm y dispone de cuatro cojinetes guía, dos a cada lado de la turbina y del alternador y un cojinete de empuje en el extremo inferior del eje (figura 22.20); la turbina dispone de un distribuidor en cada rodete que funcionan con la misma apertura y que pueden regular a voluntad el caudal que se turbina. Esta TB ha sido sometido a numerosas pruebas y ensayos (Roche, 1985), que han permitido comprobar la factibilidad técnica de las TB regulables de dos etapas, su capacidad para regular carga y operar como compensador síncrono y la reducida altura de aspiración requerida; sobre la base de estos resultados EDF ha completado

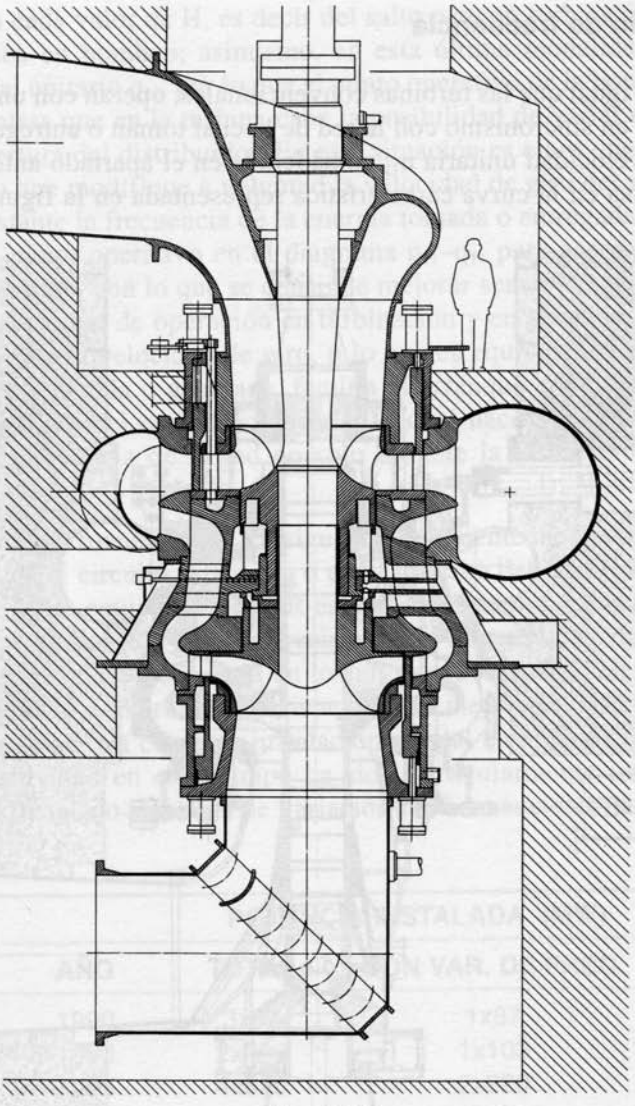


Fig. 22.19

TB ISOGYRO de la central de Malta. P= 4x70 MW, N=500 rpm, T: H=220–129 m, Q=43-33 m³/s. B: H=200–110 m, Q=18–37 m³/s. N=375 rpm, T: H=129–60 m, Q=33–22 m³/s. B: H=110–50 m, Q=16–30m³/s. Los grupos está preparados para operar con dos velocidades síncronas (500 y 375 rpm) a causa de la variación del salto utilizado. Fuente: Charmilles.

los diseños para construir una CR equipada con TB de dos etapas cuando sea necesario para el servicio de la demanda energética; esta central, Le Clou, tendrá una capacidad instalada de 4x320 MW, una velocidad síncrona de 600 rpm y un salto máximo de 1.050 m.

6.5. Variación de frecuencia

Las TB, al igual que las turbinas convencionales, operan con una velocidad de giro constante en sincronismo con la red de la cual toman o entregan la corriente, por lo que la velocidad unitaria n_{11} considerada en el apartado anterior y adoptada como abscisa en la curva característica representada en la figura 22.10 queda

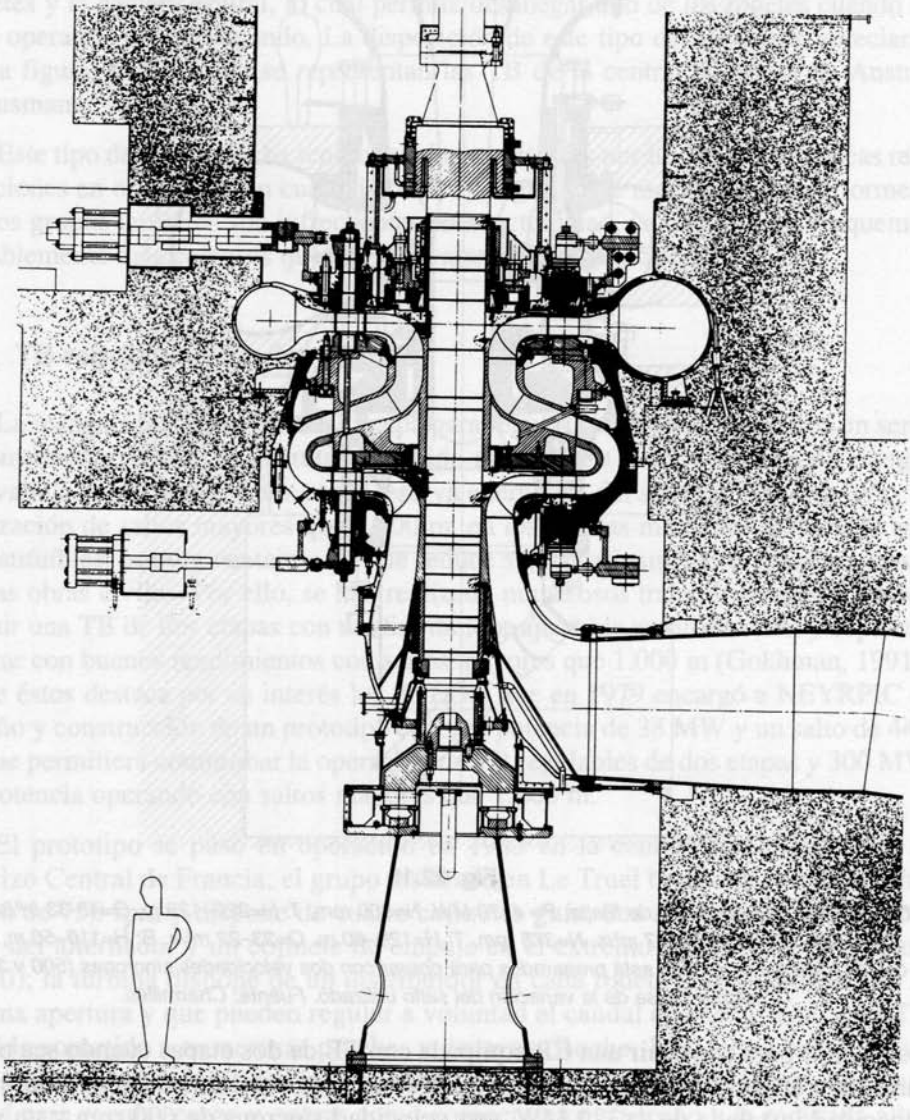


Fig. 22.20

TB de dos etapas con regulación de la central de Le Truel. Fuente: Guilhot (1995).

prefijada para cada valor de H, es decir del salto neto en turbinación o de la altura manométrica en bombeo; asimismo, en esta última modalidad también está fijado el caudal unitario q_{11}, por lo que el punto operativo de la bomba solo depende de H, mientras que en la turbina cabe la posibilidad de variar el caudal modificando la apertura del distribuidor. En esta situación es claro que si se introduce un dispositivo que modifique a voluntad la velocidad de giro del grupo pero conservando constante la frecuencia de la energía tomada o entregada a la red, puede trasladarse el punto operativo en el diagrama n_{11}–q_{11} para acercarlo al punto de rendimiento óptimo, con lo que se consigue mejorar sensiblemente el rendimiento y ampliar el campo de operación en turbinación y en bombeo. Adicionalmente, la variación de la velocidad de giro, o lo que es equivalente, de la frecuencia de la corriente utilizada o generada, facilita el arranque como bomba y permite modificar a voluntad el caudal bombeado, lo cual hace posible intervenir en el control de la frecuencia de la red no solo durante la turbinación sino también durante el bombeo.

La variación de frecuencia se consigue habitualmente mediante un convertidor de frecuencia en el circuito estatórico o en el rotórico del GM (Merino, 1996); la instalación de estos equipos en las CR es, por el momento, excesivamente costosa por lo que su utilización es poco frecuente. No obstante, las ventajas operacionales de la variación de frecuencia en los grupos reversibles son de gran interés, lo que ha motivado numerosas experiencias para mejorar el sistema y reducir su coste de instalación, así como su instalación parcial en algunos de los grupos de las CR. La actividad en este campo ha sido particularmente intensa en Japón, donde se han instalado sistemas de variación de frecuencia en las siguientes CR (ASCE, 1993):

		POTENCIA INSTALADA (MW)		VELOCIDAD
CR	AÑO	TOTAL	CON VAR. DE FREC.	(RPM)
Yagisawa	1990	3x87	1x87	190-210
Takami	1993	2x200	1x103	200-254
Ohkawachi	1995	4x320	2x320	330-390
Okinawa	1998	1x30	1x30	423-477
Shiobara	1995	1x310	1x310	356-394
Okukiyoshino	1996	4x300	1x300	NA

Asimismo, es de notar que en España se ha acondicionado un grupo generador de la central de Compuerto con un dispositivo de variación de velocidad con la finalidad de comprobar el funcionamiento y las ventajas de las cascadas sincrónicas de convertidores de corriente en las centrales hidroeléctricas (Merino, 1996); este proyecto piloto ha sido acometido por ABB e IBERDROLA y está en operación.

7. SISTEMAS DE ARRANQUE

7.1. Introducción

El arranque de los grupos en turbinación se realiza en forma idéntica a los grupos convencionales, abriendo la válvula de protección y el distribuidor y dejando que la máquina se acelere controlada por el regulador hasta alcanzar la velocidad de sincronismo, momento en el que el GM se conecta a la red; la maniobra tiene una duración muy corta, menos de un minuto desde válvula cerrada hasta la conexión sin carga y 5-15 s desde carga nula a plena carga.

El arranque como bomba es mucho más complicado, puesto que se carece de la energía proporcionada por la presión del agua del embalse superior, por lo que se necesita un aporte energético exterior para acelerar el grupo hasta la velocidad de sincronismo; este aporte es muy importante, del orden del 30-40 % de la potencia nominal si la operación se realiza con el distribuidor cerrado y de hasta el 60-70 % con el distribuidor abierto. Por esta razón las TB se suelen lanzar con el rodete desanegado, lo que reduce la demanda de potencia a un 4-6 % de la potencia nominal; el proceso se inicia con la máquina parada y el distribuidor cerrado insuflando aire a presión y deprimiendo el nivel del agua en el tubo de aspiración por debajo del plano inferior del rodete; una vez que el rodete está girando al aire se acelera el grupo mediante un sistema de arranque apropiado y se conecta a la red cuando se alcanza la velocidad de sincronismo; durante el proceso es necesario refrigerar con agua filtrada y presurizada los laberintos entre el rodete y las tapas de la turbina.

7.2. Desanegado

El proceso de desanegado es relativamente simple, puesto que el volumen de agua a desalojar es reducido, el contenido en el propio rodete más el del arranque del cono de aspiración en una altura equivalente al 50-70 % del diámetro de salida del rodete (Mwei, 1991); para realizarlo se precisa que los álabes móviles del distribuidor sean estancos para evitar fugas de agua desde la cámara espiral, y un sistema apropiado de aire comprimido de alta presión (entre 60 y 80 kp/cm^2) complementado con el equipo de control necesario para supervisar en forma automática la operación (figura 22.21).

El proceso de anegado posterior a la sincronización es más complejo puesto que se deben evitar las sobrepresiones o los aumentos bruscos de potencia consumida; el anegado se puede realizar desde aguas abajo (extrayendo el aire comprimido mediante unos dispositivos de purga) o desde la cámara espiral (mediante una pequeña apertura de la válvula de protección y del distribuidor); el primer procedimiento resulta

inconveniente, puesto que provoca un fuerte impacto con aumento brusco de la potencia cuando el nivel del agua en el cono de aspiración se aproxima a la cara inferior del rodete y es brúscamente absorbido por el giro de éste. Por ello, usualmente se utiliza una combinación de los dos procedimientos mencionados, llenando primeramente el rodete desde la periferia hacia el interior y, una vez que se alcanza la cara inferior de éste, extrayendo el aire contenido en el cono de aspiración; de esta forma se puede controlar la tasa de aumento del par motor requerido en el proceso de arranque y conexión y suavizar los fenómenos de impacto. En cualquier caso, el proceso de desanegado es ruidoso y produce derrames de agua, lo que debe ser tomado en consideración en el diseño de la central.

En las TB de varias etapas es muy complicado desanegar e inundar los rodetes, por lo que el proceso de aceleración del grupo suele realizarse con los rodetes anegados; asimismo, estas máquinas carecen de distribuidor móvil, por lo que el arranque se realiza contra la válvula de protección cerrada hasta alcanzar la velocidad de sincronismo.

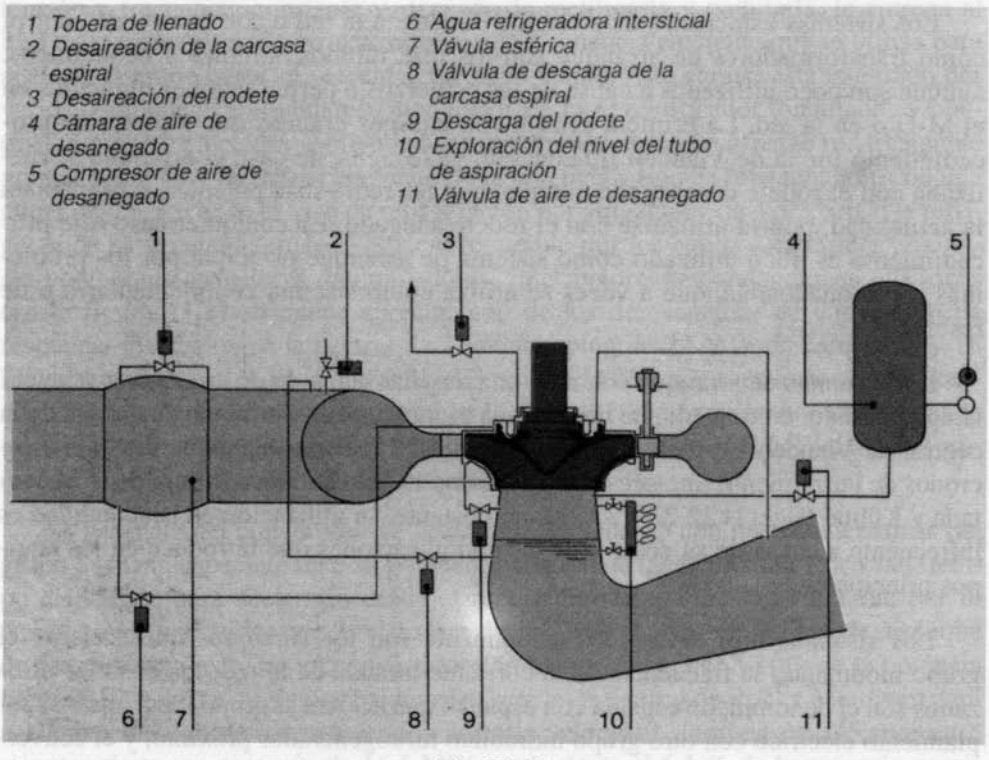


Fig. 22.21

Esquema del sistema de desnegado de los rodetes de la central de Kühtai. Fuente: VOITH.

7.3. Sistemas de arranque

Existen numerosos sistemas para acelerar los grupos de las CR desde el reposo hasta la velocidad de sincronismo; estos sistemas se pueden clasificar en las siguientes categorías:

- **Asíncrono directo a la red**
  - Con plena tensión
  - Con tensión reducida
- **Mediante máquinas auxiliares**
  - Turbina hidráulica de lanzamiento
  - Motor asíncrono de lanzamiento
- **Con frecuencia variable**
  - Mediante conexión con otro grupo hidroeléctrico («espalda con espalda»)
  - Con un convertidor de frecuencia.

Los sistemas asíncronos de arranque directos a la red o con equipo de control como transformadores de arranque son los más rápidos, simples y económicos, aunque son poco utilizados a causa de los esfuerzos o perturbaciones inducidos en el M-G o en la red. La primera central con equipos grandes que utilizó este procedimiento fué la de Vianden II (Lenssen, 1973); en este caso el arranque se realizaba con el rodete desanegado aunque, con las redes más potentes existentes en la actualidad, podría utilizarse con el rodete anegado. En cualquier caso este procedimiento es poco utilizado como sistema de arranque principal por los problemas mencionados, aunque a veces se utiliza como sistema complementario o de reserva.

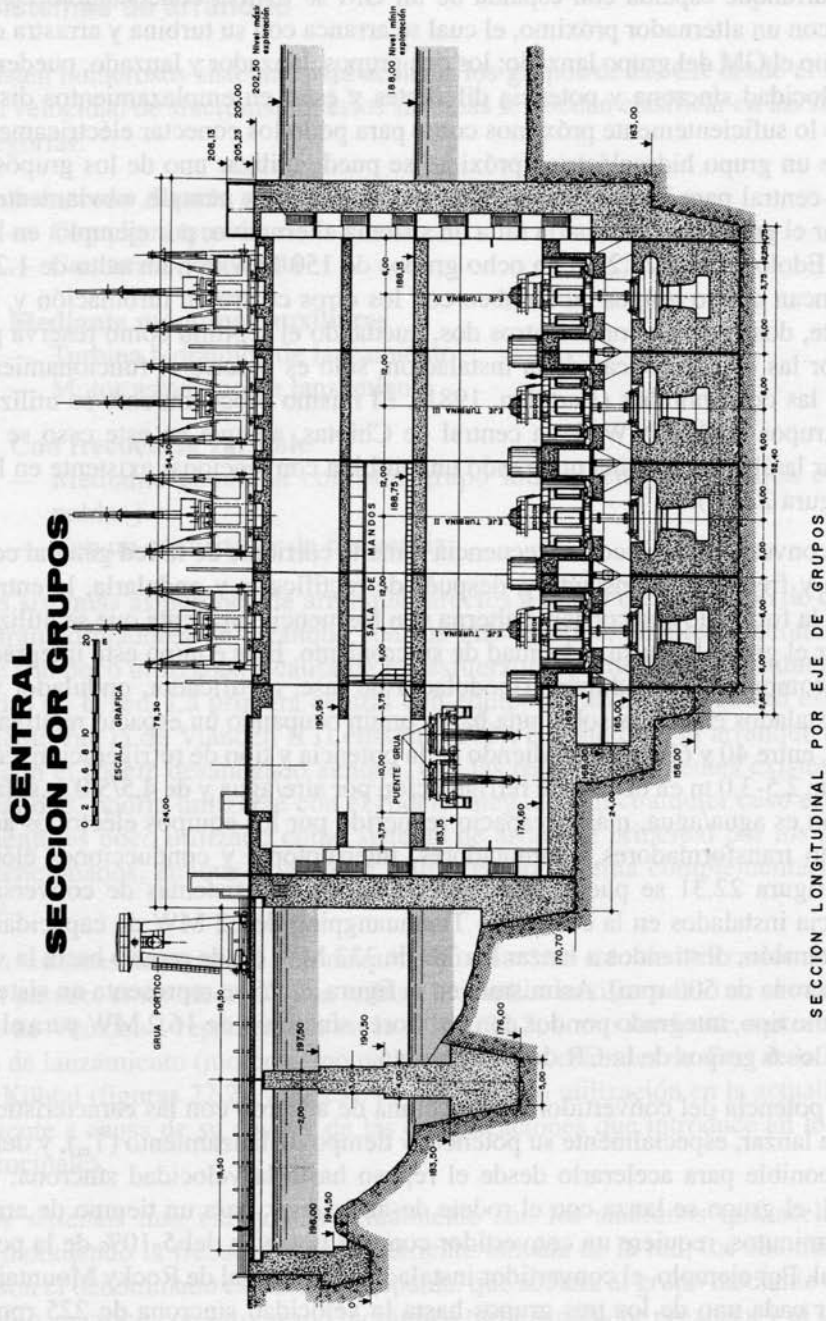
Los sistemas de arranque con máquina auxiliar han sido de utilización frecuente en el pasado, tanto mediante una turbina hidráulica auxiliar como en el caso de la central de Vianden I representado en la figura 22.2, como mediante motores asíncronos de lanzamiento (motores «pony») como en las centrales de Tajo de la Encantada y Kühtai (figuras 22.22 y 22.23); no obstante, su utilización en la actualidad es infrecuente a causa de su coste y de las complicaciones que introduce en los equipos principales.

Los sistemas más extendidos actualmente son los síncronos que aceleran el grupo modulando la frecuencia de la corriente tomada de la red; los dos más utilizados son el denominado espalda con espalda, que acelera al grupo mediante su acoplamiento eléctrico con otro grupo hidráulico turbogenerador próximo, y el convertidor síncrono de frecuencia, que lo acelera con una corriente alterna de frecuencia creciente.

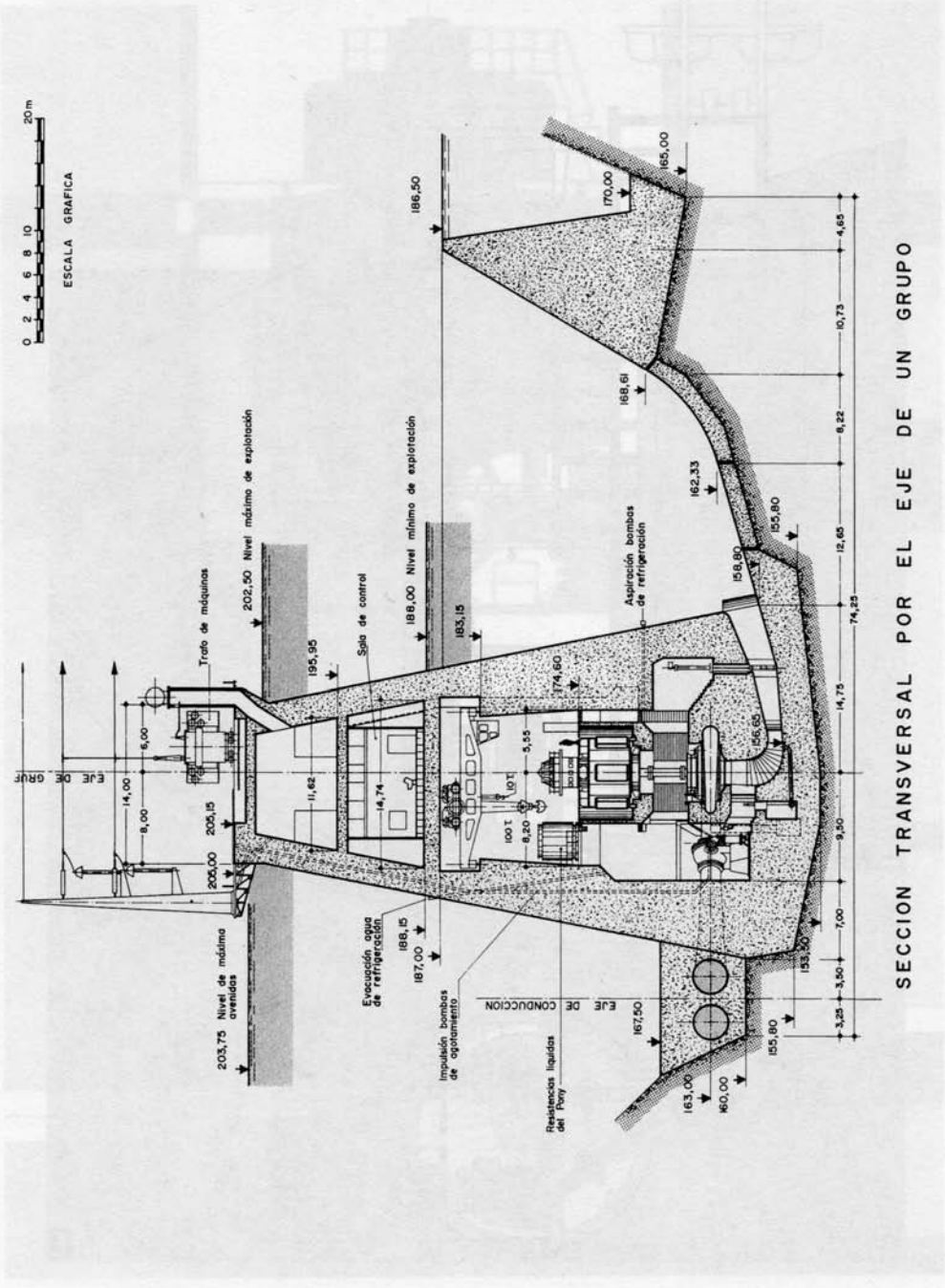
El arranque espalda con espalda de un GM se realiza conectándolo eléctricamente con un alternador próximo, el cual se arranca con su turbina y arrastra en sincronismo el GM del grupo lanzado; los dos grupos, lanzador y lanzado, pueden tener una velocidad síncrona y potencia diferentes y estar en emplazamientos distintos, aunque lo suficientemente próximos como para poderlos conectar eléctricamente. A falta de un grupo hidroeléctrico próximo se puede utilizar uno de los grupos de la misma central para lanzar secuencialmente los restantes aunque, obviamente, para arrancar el grupo lanzador haría falta un sistema alternativo; por ejemplo, en la central de Edolo (figura 21.22) con ocho grupos de 150 MW con un salto de 1.256 m, se arrancan cuatro grupos en bombeo con los otros cuatro en turbinación y, seguidamente, dos de éstos con los otros dos, quedando el séptimo como reserva puesto que, por las características de la instalación, solo es preciso el funcionamiento de seis de las ocho bombas (Bartolan, 1981). El mismo procedimiento se utiliza para los 8 grupos de 125 MW de la central de Chiotas, aunque en este caso se puede arrancar la última máquina utilizando una turbina convencional existente en la central (figura 22.24).

El convertidor estático de frecuencia toma la corriente de la red general con una tensión y frecuencia constante y, después de rectificarla y ondularla, la entrega al MG en la forma de una corriente alterna con frecuencia creciente que se utiliza para acelerar el grupo hasta su velocidad de sincronismo. Este equipo está integrado por varios componentes modulares (modulador de fase, rectificador, ondulador y control) instalados en celdas sobre una base común ocupando un espacio relativamente grande, entre 40 y 60 m^2 dependiendo de la potencia y tipo de refrigeración, con una altura de 2,5-3,0 m en el caso de refrigeración por aire/agua y de 4,5/5,0 m si la refrigeración es agua/agua, más el espacio requerido por los equipos eléctricos auxiliares cono transformadores, conmutadores, interruptores y conducciones eléctricas (en la figura 22.31 se puede apreciar uno de los dos sistemas de conversión de fecuencia instalados en la central de Tianhuangping de 22 MW de capacidad y 18 kV de tensión, destiandos a lanzar las TB de 333 MW desde reposo hasta la velocidad síncrona de 500 rpm). Asímismo, en la figura 22.25 se representa un sistema de est último tipo, integrado por dos convertidores síncronos de 16,2 MW para el arranque de los 6 grupos de la CR de Okuyoshino.

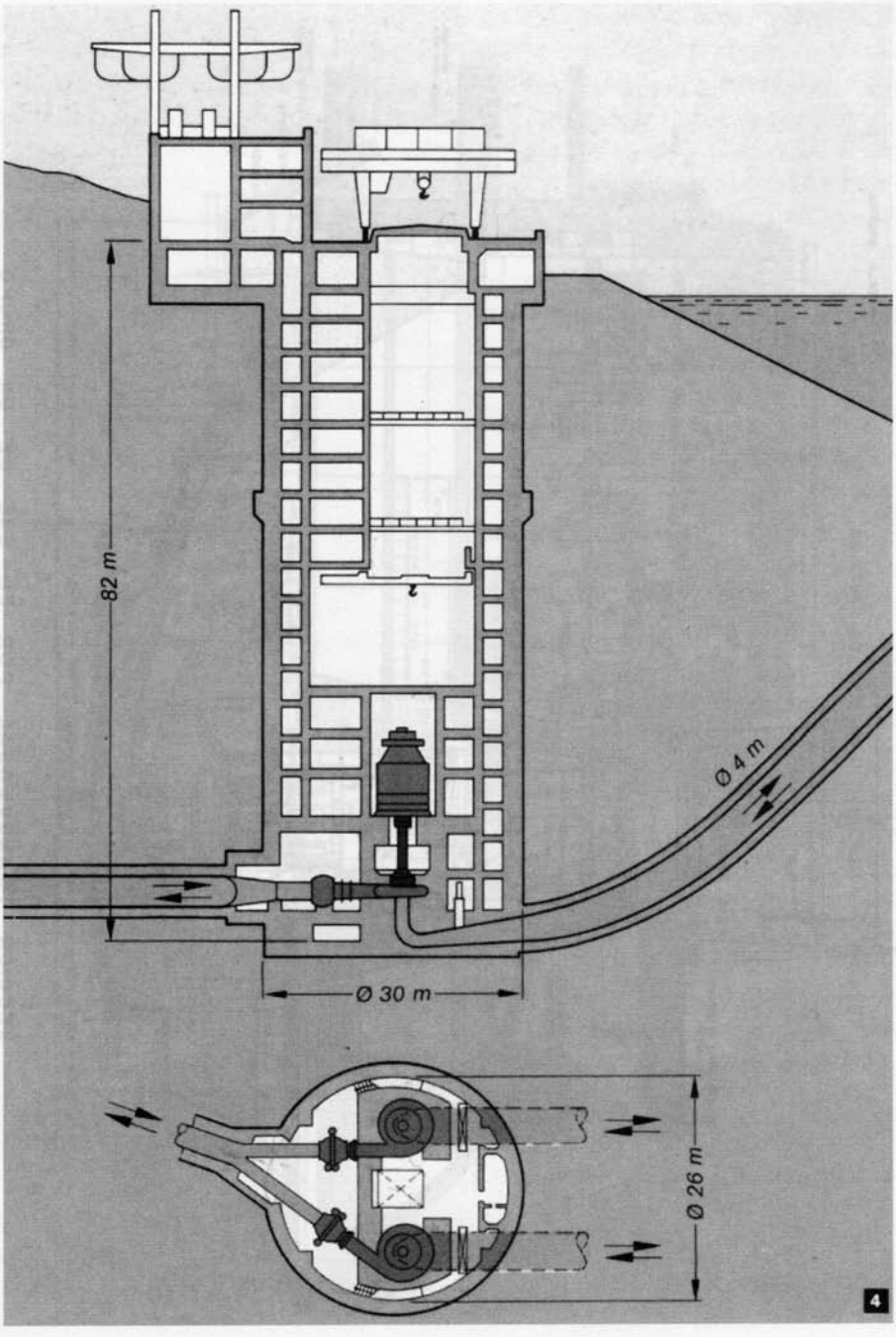
La potencia del convertidor se selecciona de acuerdo con las características del grupo a lanzar, especialmente su potencia y tiempo de lanzamiento (T_m), y del tiempo disponible para acelerarlo desde el reposo hasta la velocidad síncrona; por lo general, el grupo se lanza con el rodete desanegado y, para un tiempo de arranque de 5-8 minutos, requiere un convertidor con una potencia del 5-10% de la potencia nominal. Por ejemplo, el convertidor instalado en la central de Rocky Mountain para acelerar cada uno de los tres grupos hasta la velocidad síncrona de 225 rpm en 8 minutos tiene una potencia de 16,5 MW, equivalente al 6,1 % de la potencia nominal de 285 MW (Terens, 1993).



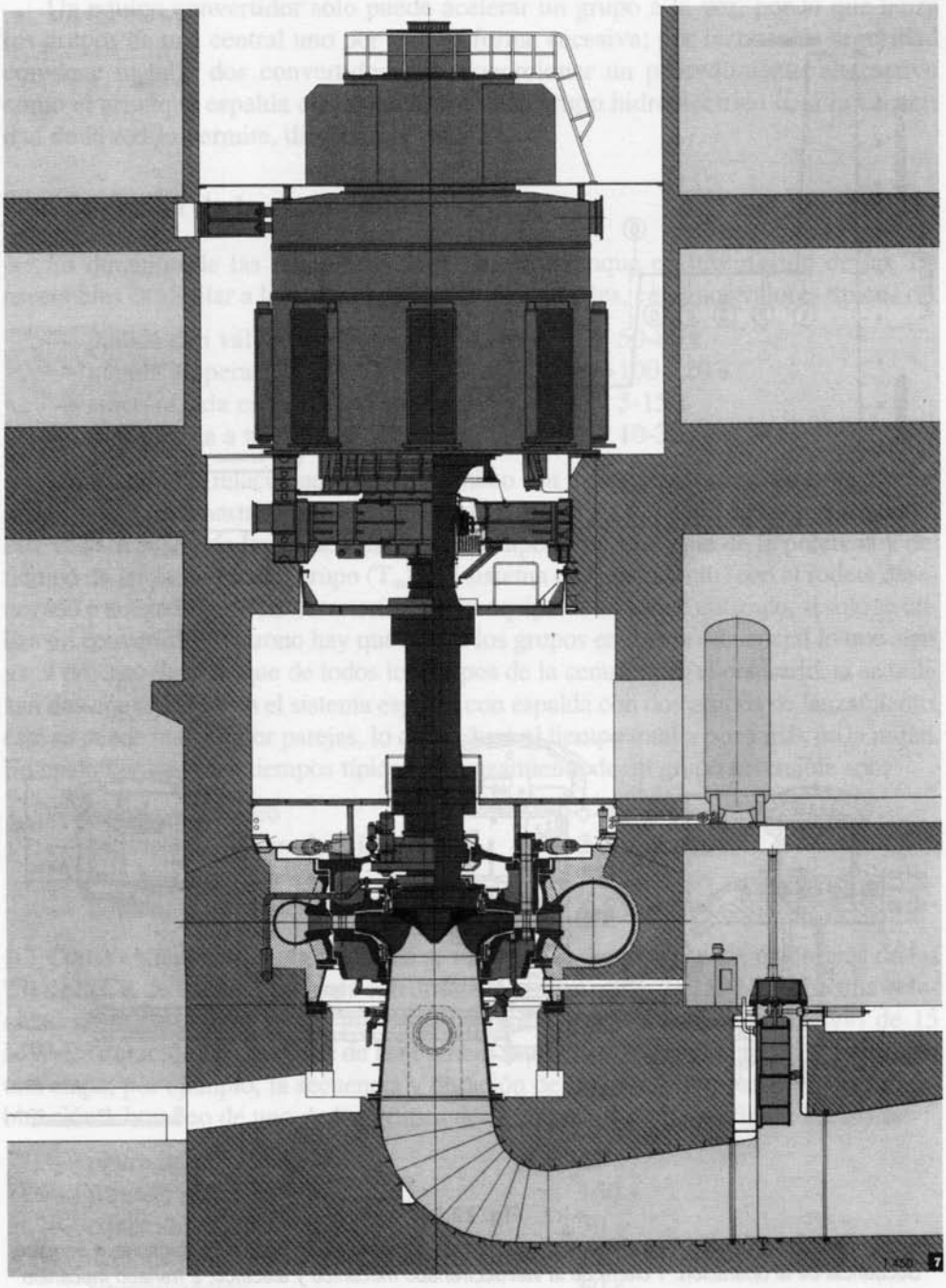
Central reversible del Tajo de la Encantada. P=4x112,5 MVA, N=500 rpm, H=398



(T)=27,2 m³/s. Q_M (B)=24,5 m³/s. Fuente: Compañía Sevillana de Electricidad.



Central reversible de Kühtai. P=2x176 MVA, N=600 rpm, T: H=44



3

Q=38–31 m³/s. B: H=440–319 m, Q=22–33 m³/s. Fuente: VOITH.

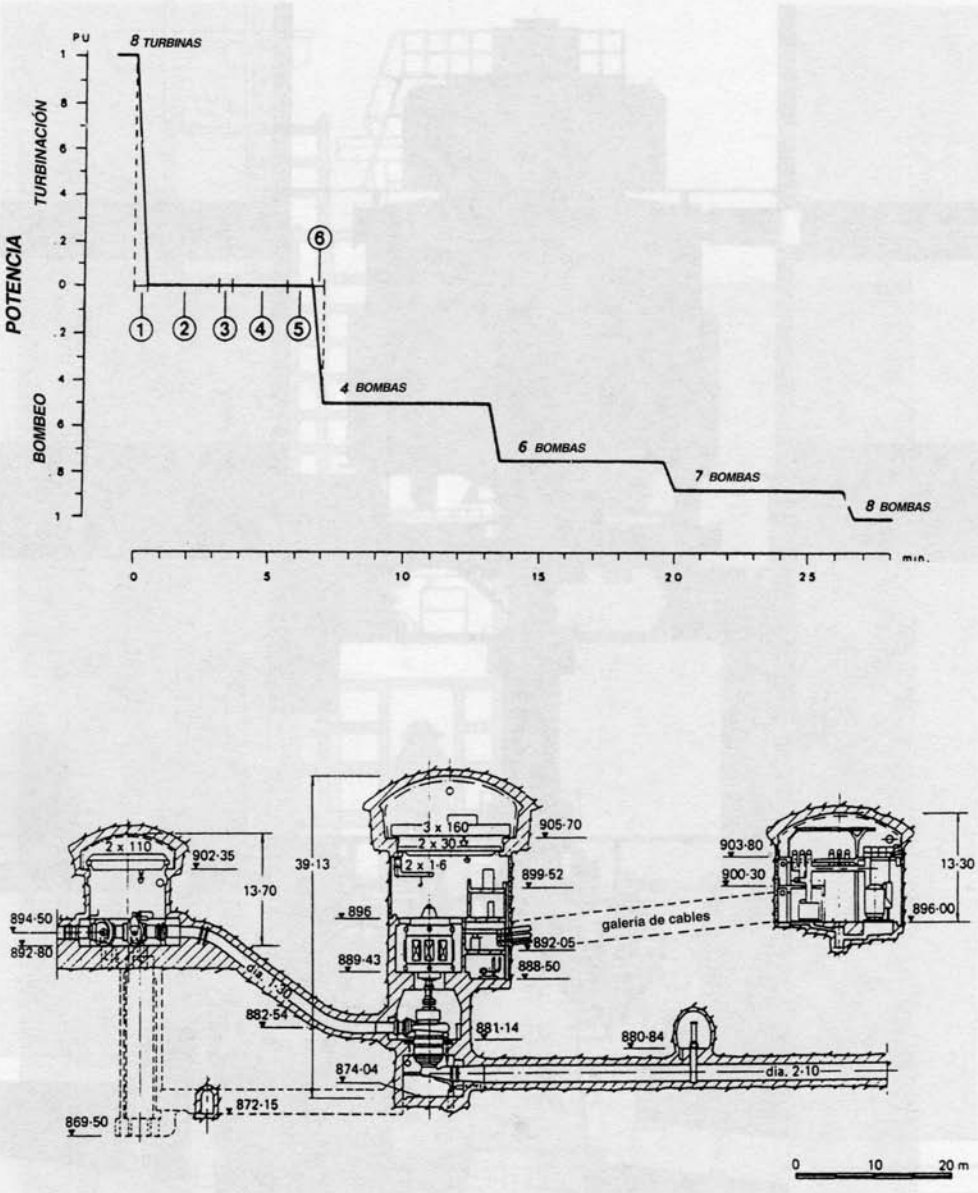


Fig. 22.24

Sección transversal de la CR de Chiotas y duración de la maniobra de paso de turbinación a bombeo. Secuencia de la operación: 1 cierre de la válvula,frenado mecánico y eléctrico, 2 frenado mecánico y eléctrico, 3 conexiones eléctricas, 4 lanzamiento del grupo, 5 sincronización, 6 cierre de la válvula de la turbina y apertura de la válvula de la bomba. Fuente: ASCE, Bortolan (1982).

Un equipo convertidor solo puede acelerar un grupo a la vez, por lo que lanza los grupos de una central uno por uno en forma sucesiva; por razones de seguridad conviene instalar dos convertidores o proporcionar un procedimiento alternativo como el arranque espalda con espalda con otro grupo hidroeléctrico o, si la capacidad de la red lo permite, directo a la red.

7.4. Duración de las maniobras

La duración de las maniobras de parada o arranque en turbinación de las TB reversibles es similar a la de las turbinas convencionales, con unos valores típicos de:

— parada con válvula cerrada a plena carga	50-80 s
— parada a operación como compensador sínc.	100-120 s
— sincronizada en vacío a plena carga	5-15 s
— plena carga a marcha en vacío	10-30 s

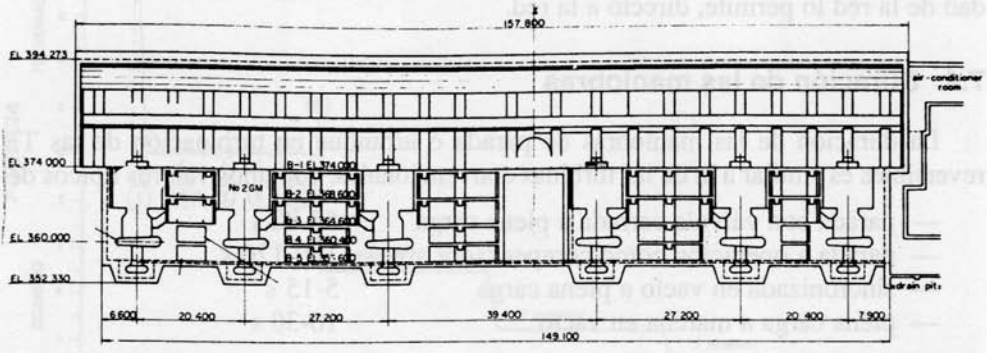
Las maniobras relacionadas con el bombeo son más lentas a causa de la necesidad de lanzar el grupo hasta alcanzar la velocidad síncrona; la duración de las maniobras en este caso depende de las características del grupo, especialmente de la potencia y del tiempo de lanzamiento del grupo (T_m), del sistema de lanzamiento (con el rodete desanegado o anegado) y de las características del equipo de arranque utilizado; si solo se utiliza un convertidor síncrono hay que lanzar los grupos en forma secuencial lo que alarga el proceso de arranque de todos los grupos de la central; por el contrario, si se utilizan dos convertidores o el sistema espalda con espalda con dos grupos de lanzamiento, éste se puede realizar por parejas, lo que reduce el tiempo total a poco más de la mitad. En cualquier caso, los tiempos típicos de lanzamiento de un grupo reversible son:

— parada a bombeo	5-8 minutos
— parada a compensador síncrono	3-6 minutos
— bombeo a parada	2-3 minutos
— bombeo a turbinación	4-5 minutos

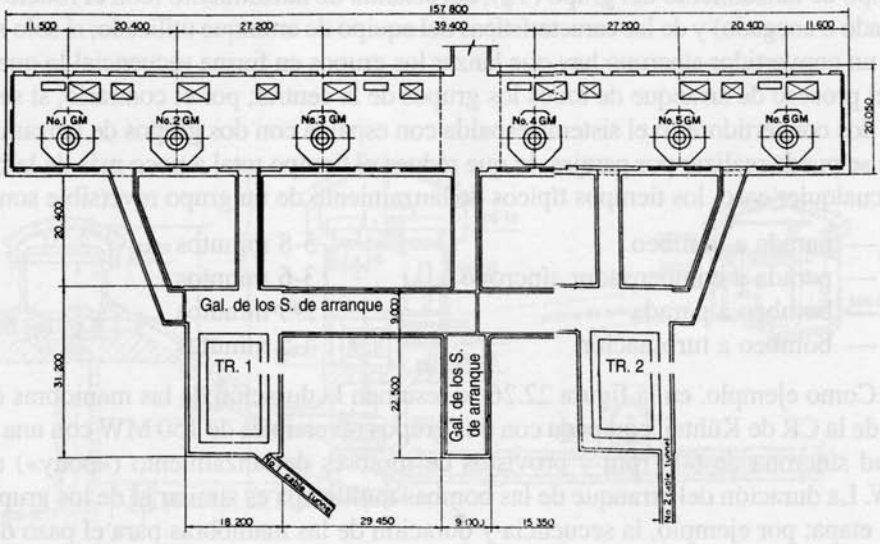
Como ejemplo, en la figura 22.26 se resumen la duración de las maniobras de las TB de la CR de Kühtai, equipada con dos grupos reversibles de 150 MW con una velocidad síncrona de 600 rpm y provistos de motores de lanzamiento («pony») de 15 MW. La duración del arranque de las bombas multietapa es similar al de los grupos de una etapa; por ejemplo, la secuencia y duración de las maniobras para el paso de turbinación a bombeo de uno de los grupos de la central de Chiotas (figura 22.24) es:

— cierre de la válvula	27 s
— frenado eléctrico y mecánico	160 s
— conexión eléctrica	30 s
— aceleración desde 0 a N de sincronismo	120 s
— sincronización	60 s
— apertura de la válvula	27 s

SECCIÓN LONGITUDINAL

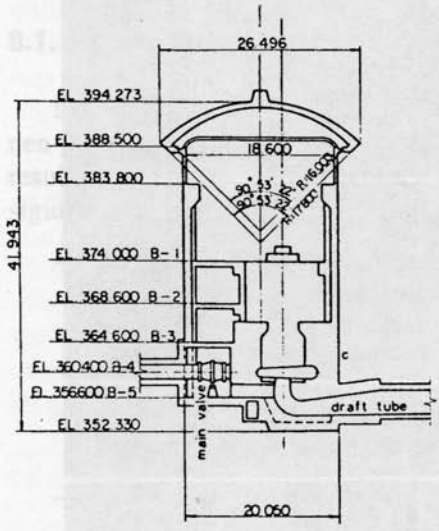


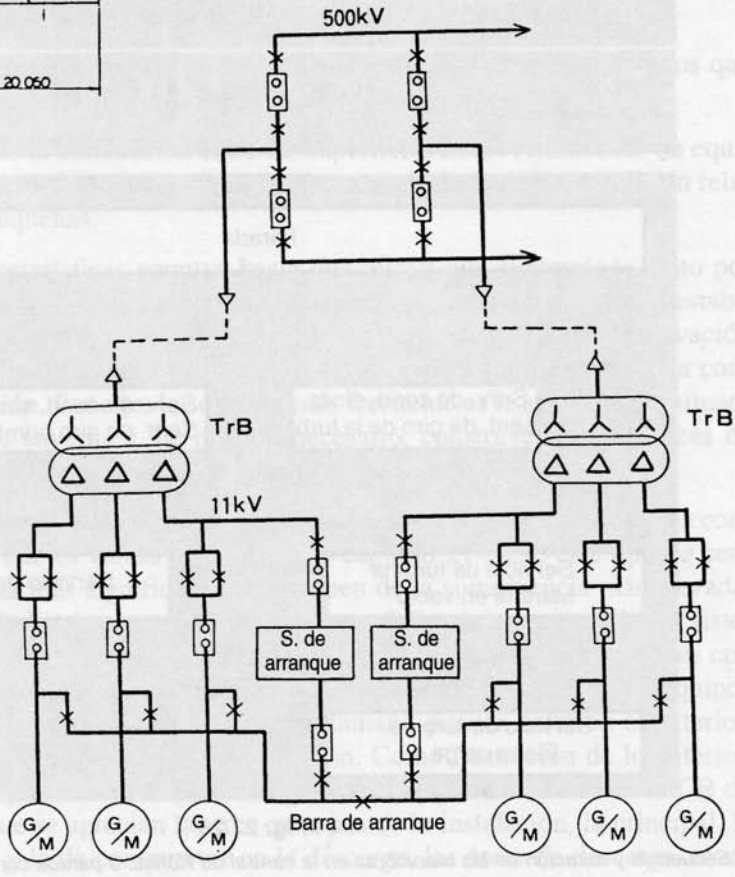
PLANTA EL. 374.000



Sistema de arranque de la central reversible de Okuyoshino. P=6x220 MVA. Cada transfor

SECCIÓN TRANSVERSAL





25

otencia de 680 MVA y 11/500 kV está conectado a tres GM de 220 MVA. Fuente: Nomura, 1977.

Sentido de giro de la turbina	0 → marcha en vacío$_{Tu}$	55 seg.
	0 → plena carga	80 seg.
	Plena carga → 0	193 seg.
	0 → Ph$_{Tu}$	121 seg.
	Ph$_{Tu}$ → marcha en vacío	81 seg.
	Marcha en vacío → Ph$_{Tu}$	59 seg.
	Ph$_{Tu}$ → 0	213 seg.
Sentido de giro de la bomba	0 → Ph$_{Pu}$	120 seg.
	Ph$_{Pu}$ → Pu	51 seg.
	0 → Pu	171 seg.
	Pu → 0	155 seg.
	Pu → Ph$_{Pu}$	137 seg.
	Ph$_{Pu}$ → 0	180 seg.
Paso al servicio de turbina	Pu → Tu. plena carga, normal	235 seg.
	Pu → Tu. plena carga, paso rápido	75 seg.
Paso al serviciode bomba	Tu. plena carga → Pu	356 seg.

29

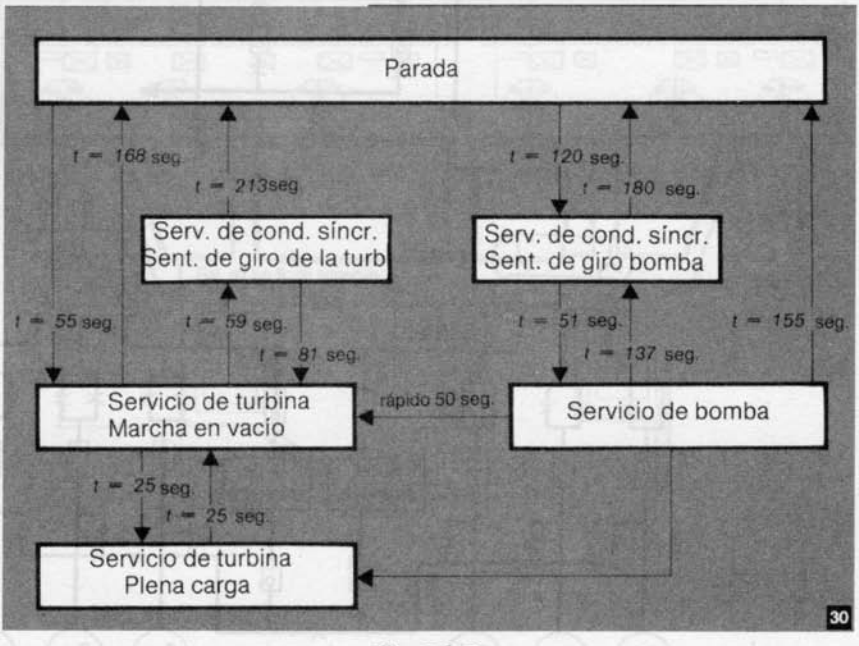


Fig. 22.26

Secuencia y duración de las maniobras en la central de Kühtai. 0 parada con los servicios auxiliares desconectados, Tu servicio de turbina, Ph$_{Tu}$ servicio de compemsador síncrono como turbina, Pu servicio de bomba, Ph$_{Pu}$ servicio de compensador síncrono como bomba. Fuente: VOITH.

8. TIPO DE CENTRAL

8.1. Introducción

Los emplazamientos de las centrales reversibles con caídas medias o altas tienen unas características que, en gran medida, condicionan el tipo de central que resulta conveniente utilizar; entre estas características merece la pena destacar las siguientes:

— las T-B necesitan una sumergencia elevada con relación al nivel mínimo del embalse inferior; esta sumergencia, unida a la oscilación del embalse, da por lo general, una cota de implantación de la central muy por debajo del nivel máximo del embalse inferior,

— suelen ser instalaciones con una elevada capacidad instalada y un caudal equipado grande,

— están situadas en terrenos con una calidad geotécnica aceptable, en los que no resulta muy difícil o costoso la excavación de cavernas,

— la longitud de la conducción entre las superficies libres (chimeneas de equilibrio o, en su defecto, los embalses) a uno y otro lado de la central son relativamente pequeñas.

Todas estas características apuntan hacia una instalación subterránea tanto por razones técnicas como para conseguir la sumergencia requerida o mejorar la estabilidad del salto, como constructivas a causa de la supuesta facilidad de la excavación subterránea o económicas, como la conveniencia de reducir la longitud de la conducción de alta presión. Por ello, la solución más frecuente es la subterránea, situando la central en una caverna y, de resultar necesario, construyendo chimeneas de equilibrio en uno o en los dos lados de la central.

Las cavernas de las CR no difieren sustancialmente de las de los esquemas convencionales, por lo que es válido lo dicho en el capitulo 21 sobre este tipo de centrales; las diferencias más significativas provienen de la sumergencia más elevada, del mayor tamaño de la cámara espiral y de la complejidad de algunos de los sistemas auxiliares. Por otra parte, es de señalar que las CR suelen ser instalaciones con una potencia instalada grande, lo que motiva la instalación en caverna de equipos que en las centrales convencionales de menor tamaño pueden estar en el exterior, cono los transformadores o la propia subestación. Como ilustración de lo anterior, en la figura 22.1 se presenta la disposición general de una de las fases de la CR de Guangzhou, en la que se aprecian las tres cavernas de la instalación, la principal, la de transformadores y la de compuertas en la descarga, las áreas de descarga, montaje y servicios y las galerías de barras de conexión de los alternadores con los transformadores.

Sin embargo, hay esquemas reversibles que utilizan desniveles medios o altos en los que puede resultar más conveniente otro tipo de soluciones para la implantación de la central, bien al aire libre o en pozo accesible desde la superficie del terreno; por ello, en lo que sigue se analizan las características de los emplazamientos que motivan este tipo de solución así como las diferencias que puede haber con las centrales convencionales analizadas en los capítulos 18 a 21.

Es de notar que lo anterior es de aplicación a las CR que utilizan un desnivel de importancia, como suelen ser las de bombeo puro; sin embargo, existen numerosos esquemas reversibles, por lo general de tipo mixto, que utilizan caídas más reducidas en los que la sumergencia requerida por las bombas es pequeña y puede conseguirse sin excesivas dificultades con una central exterior. En este caso, como por ejemplo la CR de Valparaíso (figura 5.2), la configuración de la central no difiere de la que tendría el mismo esquema en el caso de no ser reversible, que según se ha visto en los capítulos anteriores, es con frecuencia exterior.

8.2. Centrales exteriores

En algunos aprovechamientos reversibles se puede situar la central al pie de la presa del embalse inferior, la cual puede proporcionar la sumergencia requerida mediante la diferencia entre el nivel mínimo de operación del embalse y el cauce; esta disposición puede ser conveniente si la conducción hasta la chimenea de equilibrio o, en su defecto, el embalse superior, es corta o si las condiciones geotécnicas del terreno no favorecen la construcción de obras subterráneas. Este es el caso de, por ejemplo, la CR de Aguayo en España, situada al pie de la presa de gravedad que forma el embalse inferior o de la central de Bajina Basta en Yugoeslavia; esta última central es notable por la magnitud del salto utilizado, que varía entre un mínimo de 532 m y un máximo de 621 m (ASCE, 1996).

Asimismo, son frecuentes los aprovechamientos de pie de presa que se construyen con equipo reversible para garantizar toda la potencia instalada o para poder transferir agua al embalse superior; en este caso la central se sitúa al pie de la presa descargando en un contraembalse que regula el ciclo de turbinación y bombeo y modula el caudal finalmente desaguado al río. Este tipo de centrales, como las anteriormente mencionadas de Valparaíso, Valdecañas, Gabriel y Galán o Guijo de Granadilla en España u Ondivelas en Portugal, es similar a las centrales convencionales construídas en emplazamientos con un elevado nivel de agua en la descarga, puesto que la sumergencia requerida y el tirante útil del contraembalse no suelen ser grandes.

Por lo general, las centrales exteriores reversibles se sitúan próximas a la margen del embalse inferior, por lo que la solución exterior se vería favorecida cuando:

— el embalse inferior tiene una superficie grande y, consecuentemente, la oscilación del nivel del agua es pequeña,

— el desnivel utilizado es relativamente pequeño y la altura de aspiración requerida por las bombas es reducida,

— la conducción de alta presión entre la chimenea de equilibrio superior y la central es corta, puede ser exterior o, en caso de ser subterránea, no requiere blindajes,

— las características geotécnicas del terreno no se prestan a la ralización de grandes obras subterráneas.

En estos casos puede resultar más conveniente desde el punto de vista económico una central exterior; este tipo de solución ha sido utilizada con frecuencia en EUA donde se han construído varias CR exteriores con una potencia instalada alta:

CENTRAL	P (MW)	H_S (M)	OSCILACIÓN DEL EMB. INF. (M)
Bath County	6x350	19,8	18,3
Castaic	6x208	15,2	18,3
Luddington	6x330	8,1	0
Muddy Run	8x100	6,1	1,5
Rocky Mountains	3x263	21,0	6,0
Yards Creek	3x120	7,6	7,2

Tres de las centrales anteriores tienen una sumergencia relativamente pequeña con relación al nivel máximo del embalse inferior; por el contrario, las otras tres CR tienen una sumergencia más elevada, de 27-38 m, lo que ha obligado a realizar excavaciones muy voluminosas y a construir edificios masivos para contrarrestar los empujes hidráulicos; en particular, la central de Bath County, en la actualidad la CR de mayor potencia instalada del mundo, con unas dimensiones de 153x48x59 m, requirió grandes volúmenes de excavación y de hormigón para neutralizar la carga de agua que, en la cimentación llega a 60 m (figura 22.27).

Una solución notable y poco frecuente es la de situar la central dentro del embalse inferior como en el caso de El Tajo de la Encantada (figura 22.22), que contrarresta las presiones del agua reduciendo al mínimo el volumen de la central, disponiendo un gran bloque de hormigón en la base y los paramentos exteriores inclinados y construyendo unas entreplantas muy rígidas; esta central es extremadamente compacta, puesto que en un espacio de 78x15x50 m aloja cuatro grupos reversibles de 90 MW de potencia unitaria y 500 rpm de velocidad síncrona con todos los equipos auxiliares, incluyendo los motores de lanzamiento de 6 MW de potencia, las válvulas esféricas de protección de 1,55 m de diámetro, las compuer-

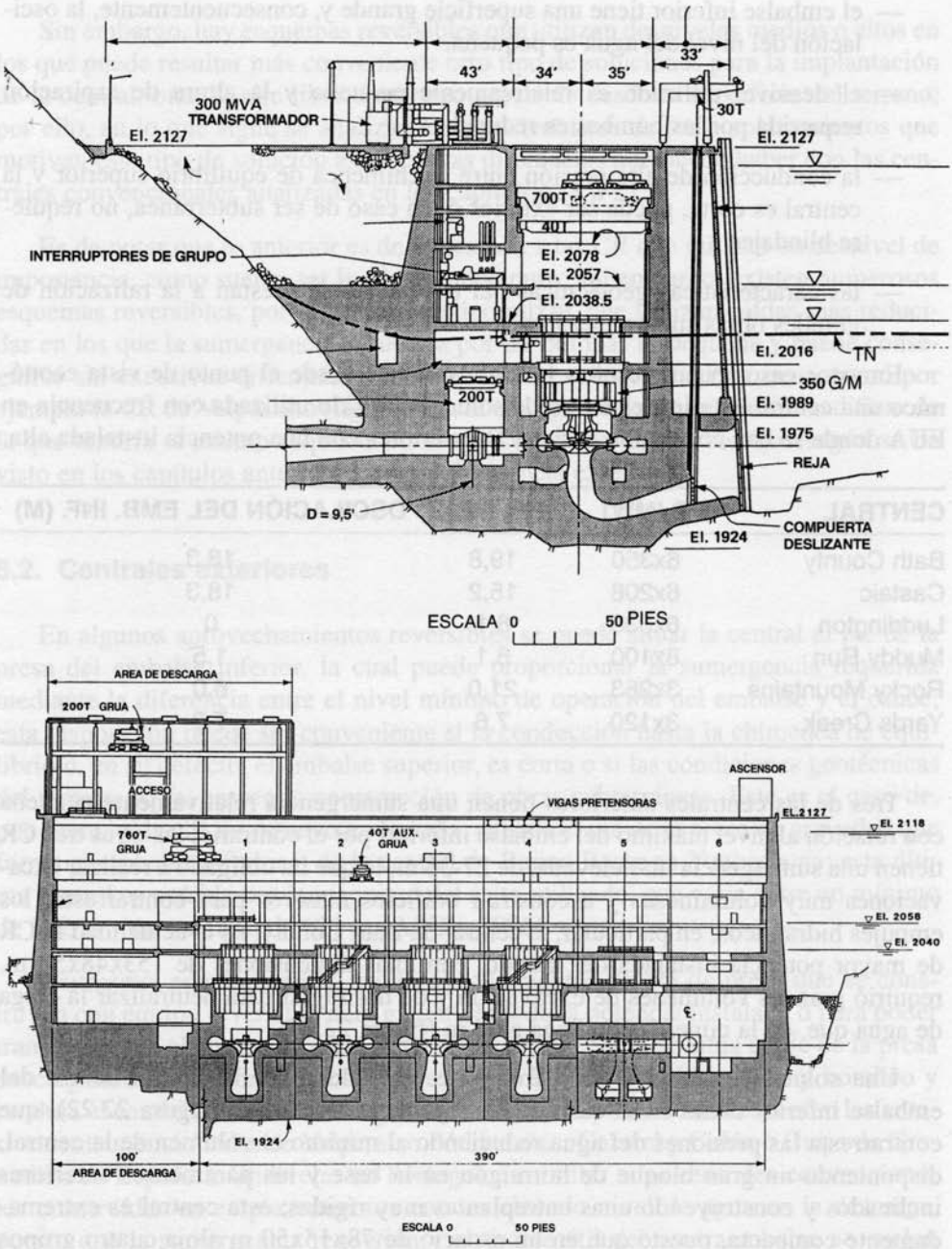


Fig. 22.27

Central reversible de Bath County. P=6x350 MW, N=257 rpm, H=384–329, Q_M (T)=153–139 m^3/s, Q (B)=90–113 m^3/s. Fuente: ASCE.

tas deslizantes en la descarga, dos puentes grúa interiores de 100 t de capacidad, un pórtico grúa exterior y los cuatro transformadores de potencia (estos últimos en la cubierta de la central.

8.3. Centrales en pozo

Cuando la sumergencia de las TB con relación al nivel mínimo del embalse inferior más el tirante del propio embalse supera los 35-40 m no resulta viable una solución exterior como las descritas en el apartado anterior, a causa del elevado coste de la obra de fábrica requerida; en esta situación es preferible la implantación subterránea de la central, aunque si ésta no resulta conveniente o factible, o se prefiere una solución exterior, es necesario instalar las TB en el fondo de un pozo de sección circular, el cual necesita una obra de fábrica menos voluminosa que en el caso de la solución convencional porque los muros exteriores están en compresión y parte del empuje ascensional es absorbido por fricción entre el paramento y el terreno. Esta solución en pozo se ha empleado con cierta frecuencia en Europa en instalaciones con uno o dos grupos; algunas de estas realizaciones tienen las siguientes características:

			DIMENSIONES DEL POZO	
CENTRAL	**P (MW)**	**H (M)**	**DIÁMETRO (M)**	**PROFUNDIDAD (M)**
Vianden II	200	295	21	49
Rodund II	271	348	20	56
Cheylas	240	234	20	70
Palmiet	2x204	305	24	83
Kühtai	2x150	440	26	82
Obradovac	2x140	551	27	63

La disposición de los equipos es muy compacta en planta con la finalidad de reducir al mínimo las dimensiones del pozo; por lo general se trata de centrales con uno o dos grupos instalados en el fondo de un pozo con un diámetro interior de 20-30 m dependiendo del número de grupos y de las dimensiones de la TB, y una profundidad grande, de hasta 80 m. Una solución de este tipo es la central de Kühtai en Austria (figura 22.23), con dos grupos de 150 MW y 600 rpm que requieren una sumergencia de 48 m con relación al nivel mínimo del embalse inferior (VOITH, Schmid, 1990). La excavación del pozo se realiza al abrigo de pantallas circulares de hormigón armado o, menos frecuentemente, mediante hinca del cilindro de hormigón en el terreno; este último procedimiento se utilizó en la central de Obradovac en Croacia (figura 22.28).

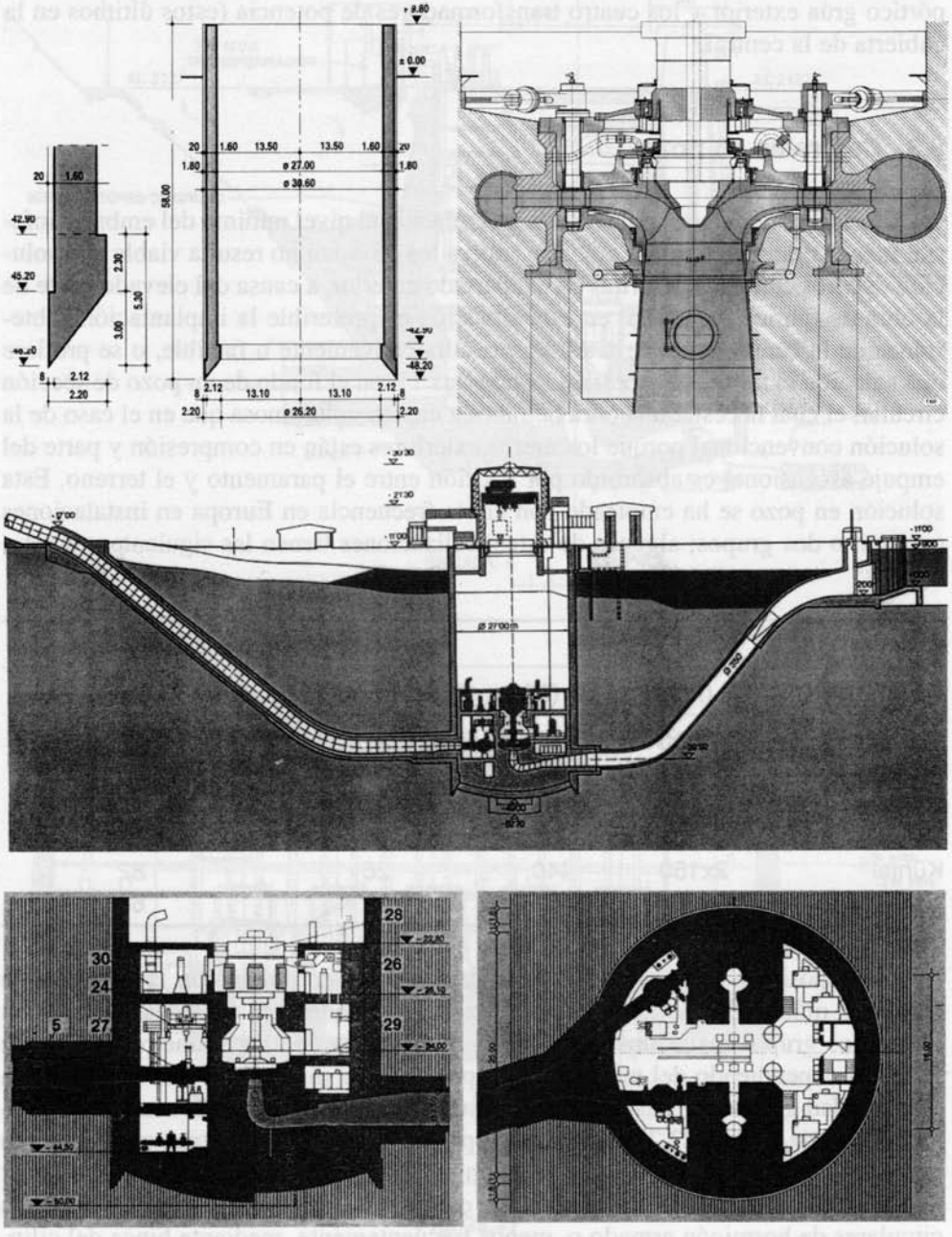


Fig. 22.28

Central reversible en pozo de Obradovac. P=2x140 MW, N=600 rpm. T: H=517 m, Q=30,5 m³/s. B: H=559 m, Q=19,5m³/s. Fuente: VOITH.

La solución en pozo sigue siendo válida en aquellos casos en los que la sumergencia con relación al nivel máximo del embalse inferior es más pequeña, ya que resulta de interés por su favorable configuración para soportar los empujes del agua. Esta solución, que solo es viable con uno o dos grupos, es bastante frecuente cuando la sumergencia frente al nivel máximo del embalse inferior es mayor que 15 m; en estos casos se construye un pozo con la sección suficiente para alojar el o los grupos, y en su parte superior, situada por encima del nivel máximo del agua en la descarga, se dispone una nave para el acceso y para la instalación de equipos e instalaciones auxiliares y provista con un puente grúa para la descarga y la introducción y montaje de los equipos en el interior del pozo. Un ejemplo notable de este tipo de instalación es la CR de Kalayaan en Filipinas con dos TB de 150 MW de potencia unitaria y 300 rpm de velocidad síncrona, que uilizan un desnivel bruto de 282-290 m (figura 22.29); el pozo de esta instalación tiene una directriz elíptica con un diámetro interno máximo de 38 m y una profundidad de 40 m, en cuya parte superior se dispone un pórtico grúa de 340 t de capacidad y el edificio de servicios (di Gioia, 1986).

La obra de descarga de estas centrales precisa una doble curva en un plano vertical para ascender en una distancia corta desde la cota de solera del tubo de aspiración hasta la descarga en el embalse inferior. Esta forma en S origina un flujo irregular que puede provocar problemas de vibraciones o cavitación durante el bombeo, por lo que resulta aconsejable su estudio mediante un modelo hidráulico. Els (1987) describe los estudios de este tipo realizados para la descarga de la CR de Koepchenwerk en Alemania y establece unos criterios generales de diseño para evitar los problemas mencionados.

8.4. Centrales subterráneas

Según se ha mencionado, las cavernas de las CR subterrárneas son similares a las de los aprovechamientos convencionales con CS de la misma capacidad, aunque con un equipamiento algo más complejo a causa de las provisiones para invertir el flujo hidráulico y eléctrico. Estas provisiones pueden variar de un proyecto a otro en función de las condiciones operativas o funcionales exigidas para satisfacer las necesidades del sistema; una configuración típica es la representada en las figuras 22.1 y 22.30 de las CR de Guangzhou y Tianhuangpin puestas en servicio recientemente en China; esta última tiene 6 grupos reversibles verticales accionados por TB Francis de 500 rpm de velocidad síncrona, con una capacidad en turbinación y bombeo de:

	TURBINACIÓN			BOMBEO	
	MÁX.	NOMINAL	MÍNIMO	MÁX.	MÍNIMO
Salto neto (m)	610	526	508	615	523
Potencia (MW)	338	306	300		336

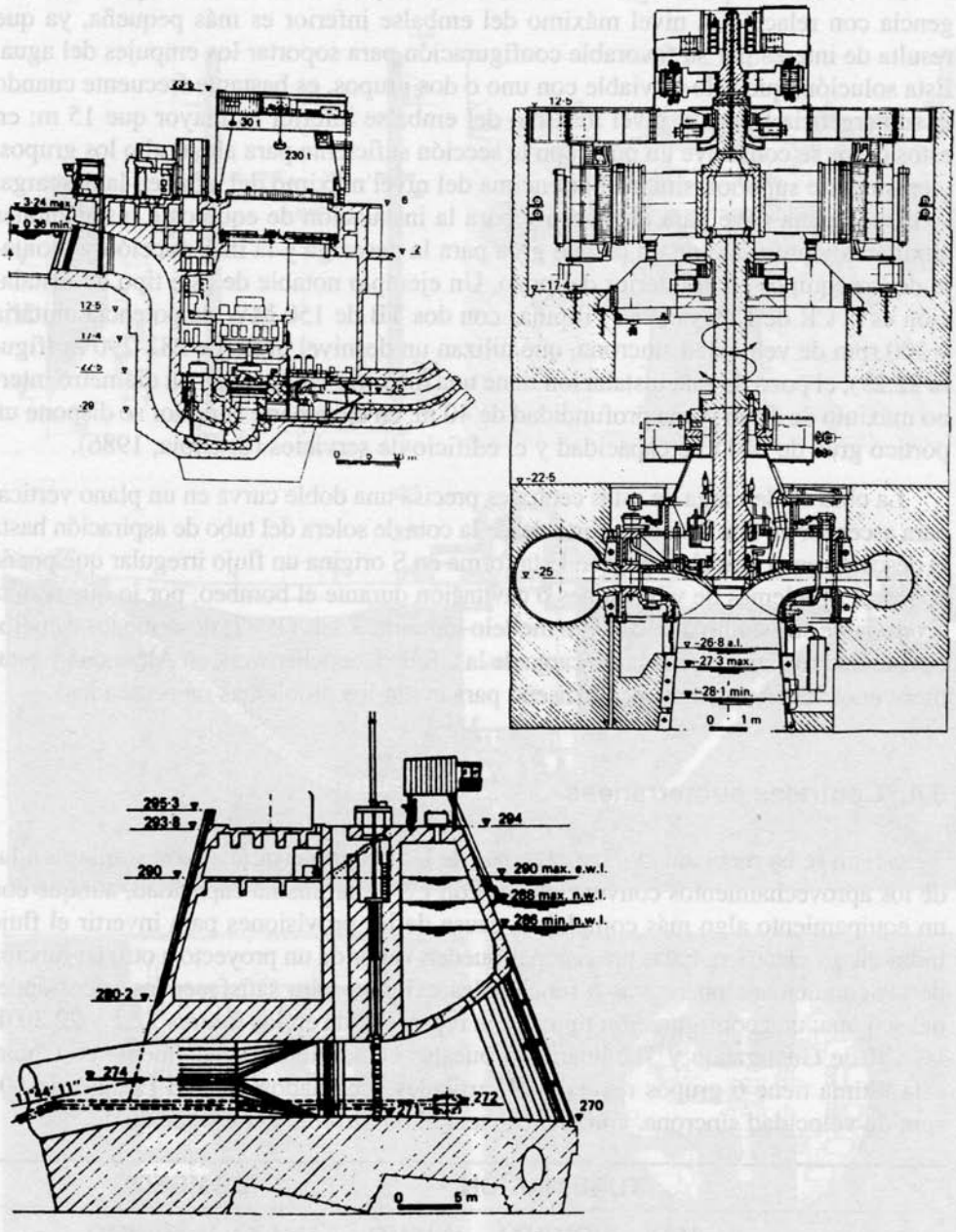


Fig. 22.29

Central reversible de Kalayaan. P=2x167 MVA, N=300 rpm. T: H=286–278 m, P=158–150 MW. B=13=291–285 m, P=142–145 MW. Fuente: di Gioia (1986).

Las instalaciones subterráneas comprenden tres cavernas, la principal con unas dimensiones de 20x46x197 m, la de transformadores con los 6 transformadores de potencia de 18/500 kV y la de compuertas en la descarga. Las válvulas esféricas de 2,0 m de diámetro, diseñadas para una velocidad máxima de 21 m/s, están situadas a la entrada de la cámara espiral y se accionan por dos servomotores (apertura) y por contrapesos (cierre). Las turbinas Francis reversibles de una etapa disponen de un cojinete guía en la tapa de la turbina y de un eje intermedio que permite el desmontaje del cojinete guía, tapa superior y el rodete sin afectar al alternador; éste es del tipo en suspensión, de 333 MVA a 500 rpm de velocidad síncrona y 18 kV de tensión de generación, con un cojinete de empuje y guía en la parte superior y un cojinete guía en la inferior; el arranque de las bombas se realiza con dos convertidores estáticos de frecuencia de 22 MW de potencia refrigerados por agua. Cada alternador se conecta con un transformador de 18/500 kV mediante barras aisladas en tubos de 1.020 mm situadas, junto con los interruptores de grupo, las celdas de excitación y los transformadores de corriente y de excitación, en una galería que conecta la central con la caverna de transformadores (figura 22.31); de la caverna de transformadores parte un pozo con los cables de control y de alta tensión hasta la subestación y el edificio de control situados en la vertical de la central.

En la figura 22.32 se representa otra instalación notable, la de Raccoon Mountain de la TVA en EUA de 1530 MW de capacidad y una altura máximo de 317 m; la potencia en turbinación es de 386 MW con un salto neto de 311 m y el caudal de bombeo de 121 m^3/s con una altura de 287 m; el embalse inferior de esta central es el de Nickayack, con una superficie de 42 km^2 y una oscilación de nivel de 0,60 m.

9. DIMENSIONAMIENTO

9.1. Embalses

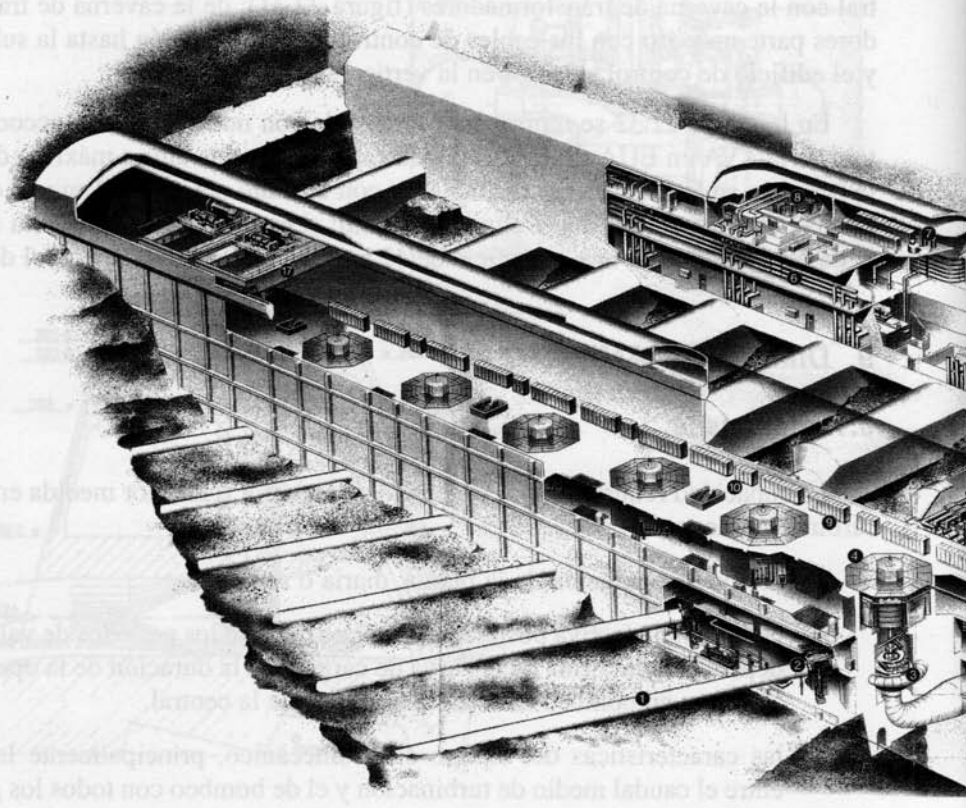
La capacidad requerida para los embalses superior e inferior medida en horas de turbinación depende de:

— el tipo de operación de la planta, diaria o semanal,

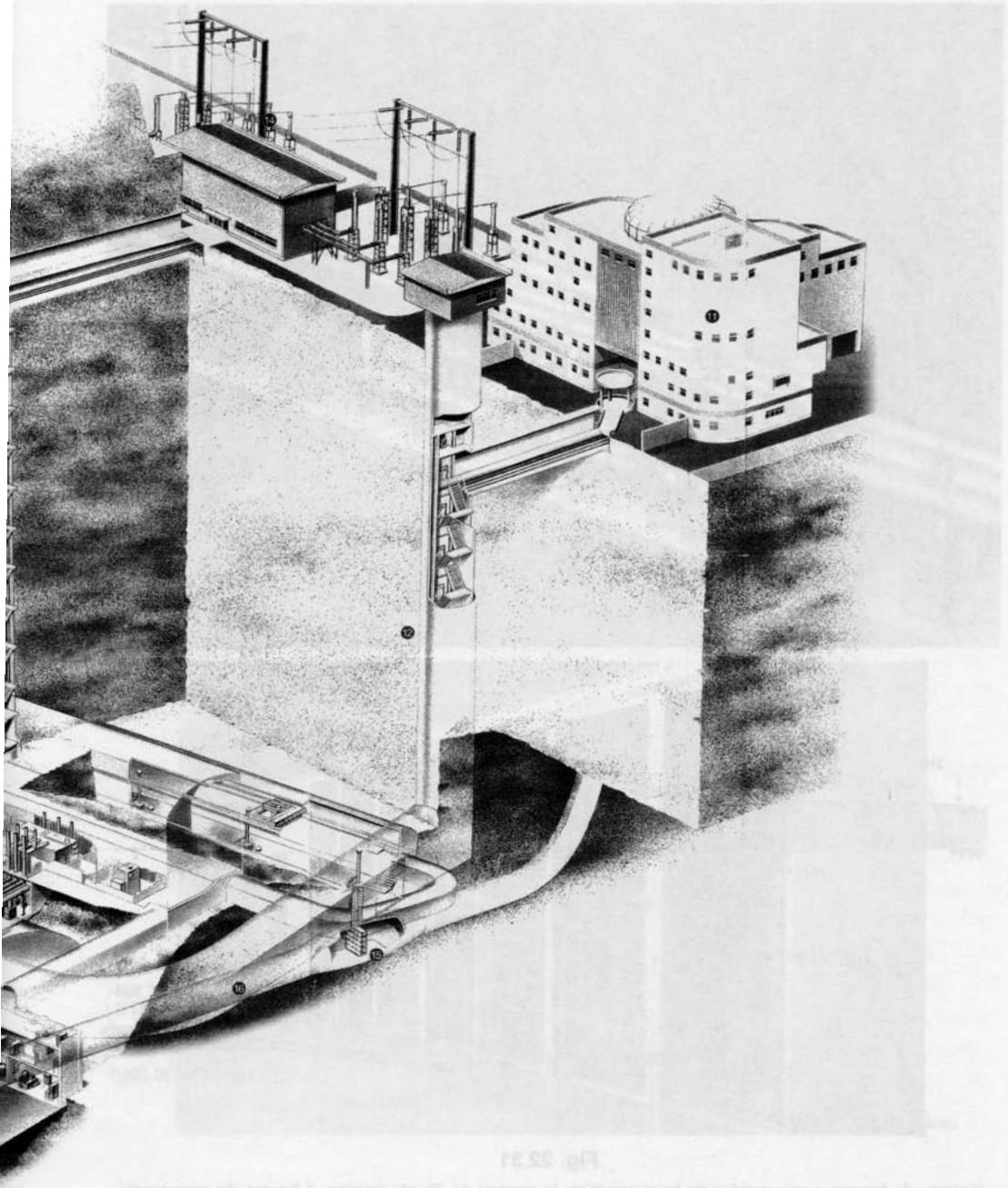
— la duración efectiva posible del bombeo durante los períodos de valle, la cual depende de la forma de la curva de carga y de la duración de la operación de arranque en bombeo de todos los grupos de la central,

— las características del equipo electromecánico, principalmente la relación entre el caudal medio de turbinación y el de bombeo con todos los grupos en operación,

— la variación del salto utilizado.



Central reversible de Tianhuangping. MG: 1 conducciones en presión, 2 válvula, 3 turbina-bomba, 4 alter
9 celdas de control, 10 celdas de excitación, 11 edificio de control, 12 ascensores, 13 transformadores de



.30

tor, 5 galería de barras, 6 barra de arranque, 7 convertidor estático de frecuencia, 8 transformadores de S.A:, a, 14 subestación, 15 compuertas en la aspiración, 16 tubo de aspiración, 17 puente grúa. Fuente: WP & DC.

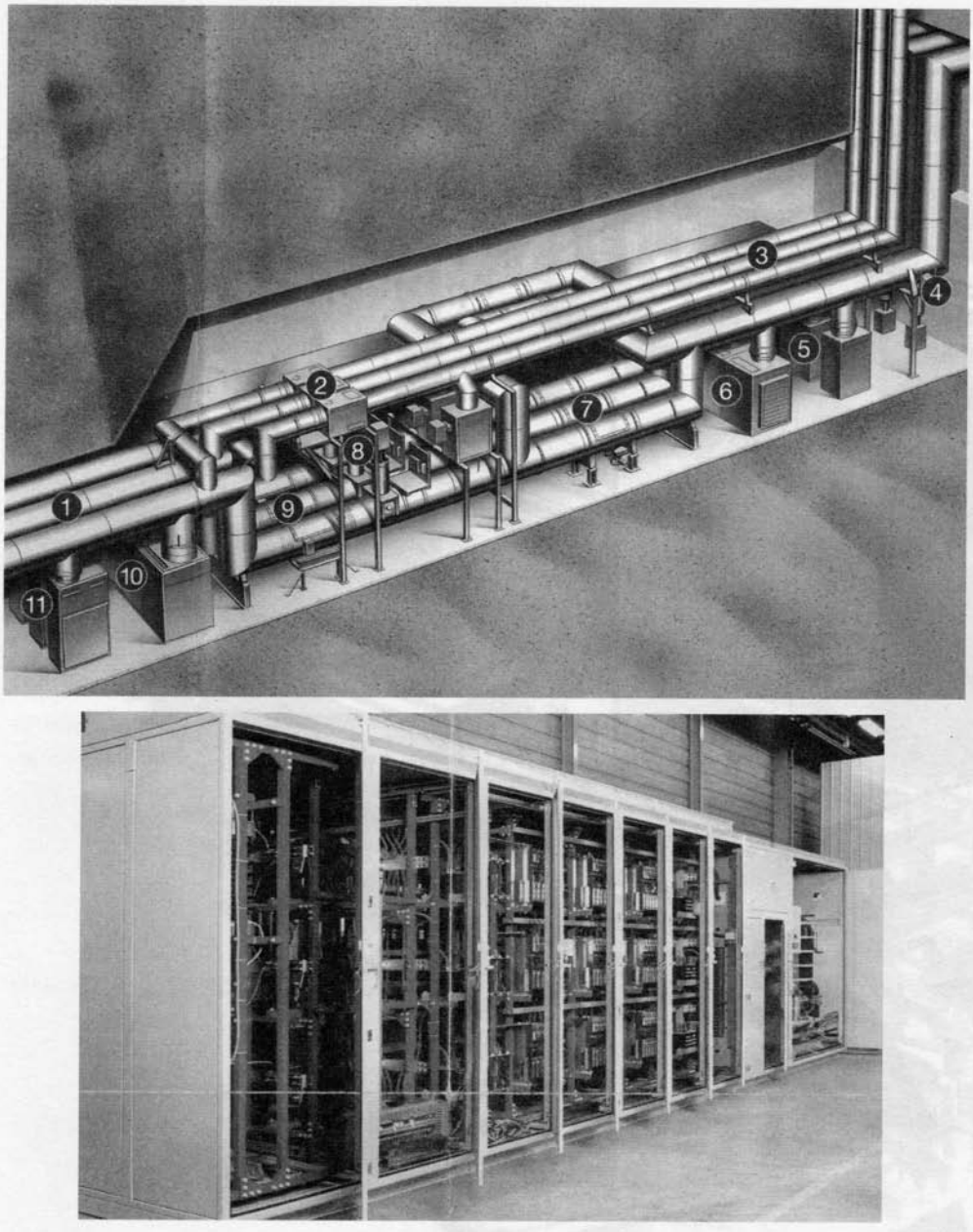


Fig. 22.31

Galería de barras y convertidor de frecuencia de la central de Tianhuanping. 1 barras de generación, 2 interruptores de arranque, 3 barras de arranque, 4 interruptores de tierra, 5 celdas de protección, 6 celdas de excitación, 7 inversores de fase, 8 interruptores de tierra, 9 interruptores del circuito de generación, 10 celdas de frenado, 11 celdas con transformadores de potencia. Fuente: WP&DC.

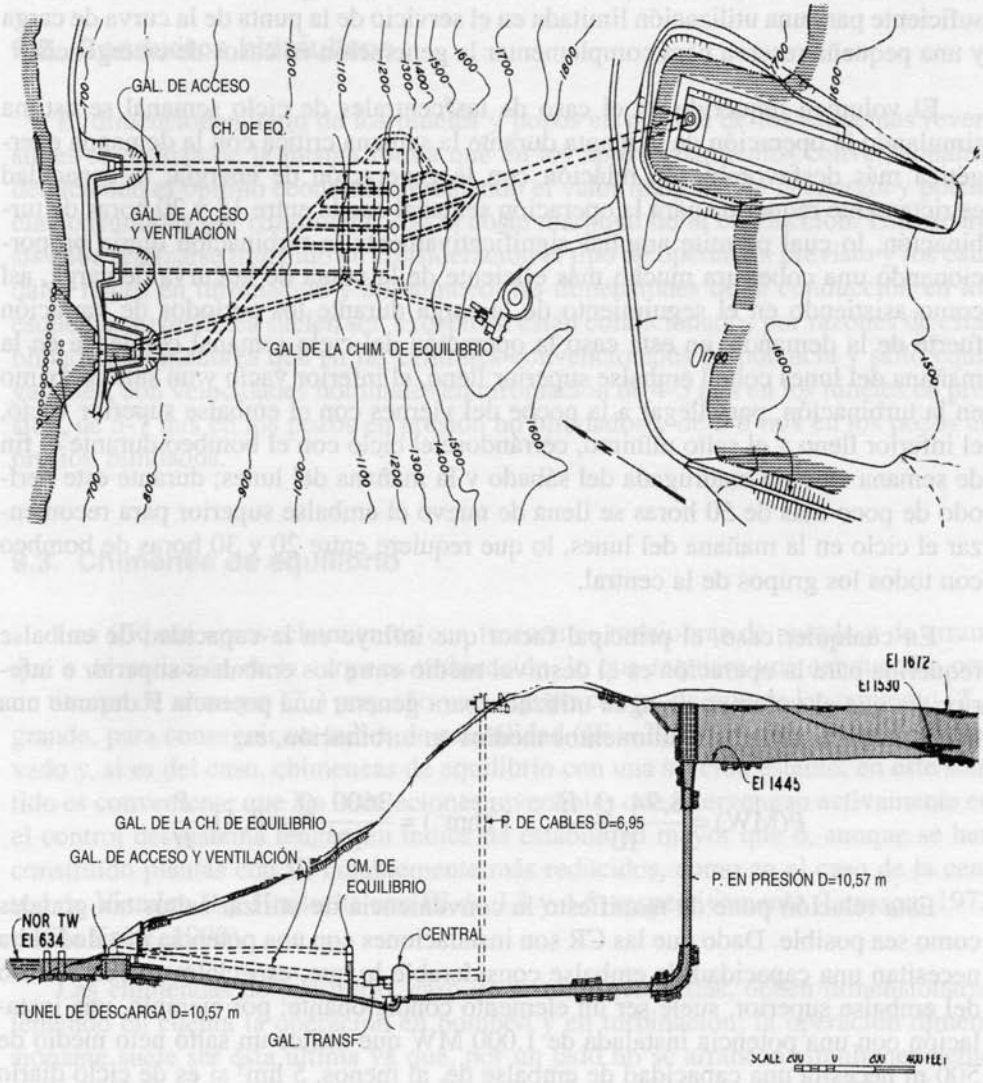


Fig. 22.32

CR de Raccoon Mountain. P=1530 MW, N=300 rpm, H=314–270 m. Fuente: ASCE, 1995.

El período nocturno de valle disponible para el bombeo suele oscilar entre 6 y 8 horas lo que, teniendo en cuenca que el caudal medio bombeado es inferior al turbinado, equivale aproximadamente a 4,5-6 horas de turbinación a plena carga, que sería la capacidad de embalse estricta requerida para la operación; por ello, este tipo de centrales suele tener una capacidad de embalse menor que 8 horas de turbinación, suficiente para una utilización limitada en el servicio de la punta de la curva de carga y una pequeña reserva para complementar la generación en casos de emergencia.

El volumen requerido en el caso de las centrales de ciclo semanal se estima simulando la operación de la planta durante la semana crítica con la demanda energética más desfavorable en relación con la generación de energía; la capacidad estrictamente requerida para la operación semanal oscila entre 15 y 20 horas de turbinación, lo cual permite ampliar significativamente la turbinación diaria proporcionando una cobertura mucho más eficiente de la punta de la curva de carga, así como asistiendo en el seguimiento de la carga durante los períodos de variación fuerte de la demanda; en este caso la operación del ciclo semanal comienza en la mañana del lunes con el embalse superior lleno, el inferior vacío y un salto máximo en la turbinación, para llegar a la noche del viernes con el embalse superior vacío, el inferior lleno y el salto mínimo, cerrándose el ciclo con el bombeo durante el fin de semana entre la madrugada del sábado y la mañana del lunes; durante este período de poco más de 50 horas se llena de nuevo el embalse superior para recomenzar el ciclo en la mañana del lunes, lo que requiere entre 20 y 30 horas de bombeo con todos los grupos de la central.

En cualquier caso, el principal factor que influye en la capacidad de embalse requerida para la operación es el desnivel medio entre los embalses superior e inferior, ya que el volumen de agua utilizado para generar una potencia P durante una hora, suponiendo unos rendimientos medios en turbinación, es:

$$P(\mathrm{MW}) = \frac{8{,}74 \cdot Q \cdot H}{10^3}; \quad V(\mathrm{hm}^3) = \frac{3600 \cdot Q}{10^6} = 0{,}41 \cdot \frac{P}{H}$$

Esta relación pone de manifiesto la conveniencia de utilizar saltos tan grandes como sea posible. Dado que las CR son instalaciones con una potencia instalada alta necesitan una capacidad de embalse considerable lo que, especialmente en el caso del embalse superior, suele ser un elemento condicionante; por ejemplo, una instalación con una potencia instalada de 1.000 MW que utilice un salto neto medio de 500 m necesita una capacidad de embalse de, al menos, 5 hm^3 si es de ciclo diario y cerca del triple si es de ciclo semanal.

La conveniencia de utilizar desniveles grandes es uno de los motivos de utilizar TB de varias etapas o grupos ternarios equipados con bombas de varias etapas y TP; el mismo resultado se puede conseguir disponiendo dos centrales reversibles

en serie operando simultáneamente con el mismo caudal desde el embalse inferior en la toma de la primera hasta el embalse superior en la descarga de la segunda. Esta disposición es poco frecuente a causa de su coste y de la complejidad operativa que introduce.

9.2. Conductos hidráulicos

El dimensionamiento de los túneles y pozos en presión de los esquemas reversibles se analiza de la misma forma que en los aprovechamientos convencionales, deduciendo el óptimo económico igualando el valor marginal de la energía y potencia consumidas por rozamiento con el coste marginal de la conducción. Este análisis debe realizarse tomando en consideración el tipo de operación previsto y los caudales reales en turbinación y en bombeo; las dimensiones de la conducción en los esquemas reversibles suelen ser, excepto si están condicionados por razones de estabilidad, algo menores que en las centrales convencionales de potencia y salto equivalentes, con velocidades nominales en turbinación de 4-5 m/s en los túneles en presión, de 5-7 m/s en los pozos en presión no blindados y de 6-9 m/s en los pozos en presión blindados.

9.3. Chimenea de equilibrio

Las CR son aprovechamientos con frecuentes maniobras de parada y de arranque o de variación de la carga en turbinación, lo que requiere una conducción con un tiempo de arranque (T_w) pequeño y un equipo con un tiempo de lanzamiento (T_m) grande, para conseguir un índice de estabilidad ($IE = T_m/T_w$) lo suficientemente elevado y, si es del caso, chimeneas de equilibrio con una sección estable; en este sentido es conveniente que las instalaciones reversibles que intervengan activamente en el control del sistema tengan un índice de estabilidad mayor que 6, aunque se han construído plantas con IE notablemente más reducidos, como en el caso de la central de Vianden II y Herdecke con IE de 3,3 y 4,5, respectivamente (Lenssen, 1973 e ICE-Kohli, 1990).

Las chimeneas de equilibrio, caso de resultar necesarias, deben dimensionarse teniendo en cuenta la operación en bombeo y en turbinación; la operación dimensionante suele ser ésta última ya que, por un lado no se arrancan simultáneamente todas las bombas y, por otro, el caudal en bombeo es inferior al de turbinación; en cualquier caso debe analizarse el transitorio ocasionado por la parada brusca de todas las bombas de la central cuando operan con el salto mínimo, es decir con el embalse superior vacío y el inferior lleno, que puede resultar crítica para el dimensionamiento de la cámara superior de la chimenea de equilibrio inferior.

9.4. TB

Las dimensiones aproximadas del equipo electromecánico principal de las CR se estiman mediante procedimientos experimentales similares a los considerados en el capítulo 15 para obtener el dimensionamiento preliminar de una central convencional. Para ello se parte del salto y potencia en turbinación nominales con los que se deduce la velocidad específica en turbinación y en bombeo y las dimensiones del rodete, a partir de las cuales se estiman las restantes dimensiones buscadas; el proceso es más complicado que en las centrales convencionales por la necesidad de compatibilizar las operaciones en bombeo y en turbinación y por existir menos información disponible; en cualquier caso, estos procedimientos permiten estimar unas dimensiones tentativas aproximadas, suficientes para realizar los estudios preliminares y de prefactibilidad de la planta y que, durante la etapa de diseño se corregirán con la información proporcionada por los suministradores.

Entre los procedimientos existentes para estimar las dimensiones básicas de los equipos con la finalidad de completar el anteproyecto de las obras civiles destacan los expuestos por Kaufmann (1977) y por Siervo y Lugaresi (1980); en lo que sigue se resumen brevemente los dos procedimientos y se presentan los gráficos o formulaciones que permiten obtener las dimensiones buscadas. El resumen se limita a las TB Francis reversibles de una etapa, que son los equipos de utilización más extendida; el dimensionamiento con otros tipos de equipo, como por ejemplo, TB Deriaz o Francis de varias etapas puede consultarse en ASCE (1989) y Kaufmann (1977).

9.4.1. Procedimiento Vevey

El procedimiento, expuesto por Kaufmann (1977), permite estimar las dimensiones básicas de las TB utilizando gráficos deducidos por VEVEY con datos estadísticos e hipótesis razonables sobre los rendimientos y la p.d.c. en la instalación. Para esta estimación se obtiene primeramente la altura manométrica y el salto neto en turbinación máximos, que se suponen respectivamente un 3 % mayor y un 3 % menor que el salto estático máximo, y la oscilación relativa del salto; a partir de estos parámetros se procede como sigue:

— se determina por el gráfico de la figura 22.33 el factor de velocidad en bombeo, cuya definición es:

$$\nu_{Ap} = \sqrt{\frac{Q}{\pi}} \cdot \frac{N}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} = u \cdot \varphi^3$$

donde H es la altura máxima en bombeo (que se supone no supera en más de un 3 % al salto máximo en turbinación) y Q el caudal de bombeo correspondiente.

— a partir de la altura manométrica máxima y de la oscilación relativa del salto utilizado se determina la altura de aspiración necesaria mediante el gráfico de la figura 22.34,

— con el salto neto máximo y la potencia máxima en turbinación se calcula, mediante el gráfico de la figura 22.35 la velocidad de giro aproximada y se elige la velocidad síncrona inmediatamente inferior; con esta velocidad seleccionada y el salto neto máximo se determina el diámetro del rodete,

— finalmente, mediante el gráfico de la figura 22.36 sa estiman las dimensiones de la cámara espiral y tubo de aspiración definidas en el esquema de la misma figura.

La velocidad de embalamiento la estima Kauffmann en función del factor de velocidad ν_{Ap} como:

$$N_{emb} = (0{,}649 \cdot \nu_{Ap} + 1{,}217) \cdot N$$

que da valores próximos al 140 % de la velocidad síncrona. Finalmente, la potencia y el caudal máximos en bombeo se estiman en función de la variación relativa del salto y del factor de velocidad mediante los ábacos de la figura 22.37.

9.4.2. Procedimiento de Siervo y Lugaresi

Este procedimiento, expuesto por Siervo y Lugaresi (1980), es similar al propuesto por los mismos autores y presentado en el capítulo 13 para el dimensionamiento previo de las turbinas convencionales, aunque en el caso de las TB resulta de aplicación más compleja y menos precisa a causa de las dificultades anteriormente mencionadas.

Los datos iniciales para la estimación de las dimensiones son los saltos netos y alturas manométricas máxima, nominal y mínima (denominados respectivamente H_{tM}, H_t, H_{tm} en el caso de la turbinación y H_{pM}, H_p, H_{pm}, en el caso del bombeo), la potencia nominal en turbinación (P_t en kW) y la relación buscada entre la capacidad de bombeo y de turbinación (P_p/P_t); el parámetro característico utilizado es, como en el caso de las turbinas convencionales, la velocidad específica nominal como turbina y como bomba, la cual se define mediante la expresión:

$$N_s = N \cdot \frac{\sqrt{P}}{H^{1.25}} \qquad (1)$$

donde P es la potencia nominal de la turbina o de la bomba en kW y H la altura nominal en bombeo o en turbinación (H_p ó H_t). A partir de las CR construídas entre 1970 y 1977, los autores deducen las siguientes relaciones típicas entre la velocidad específica y el salto o altura nominales:

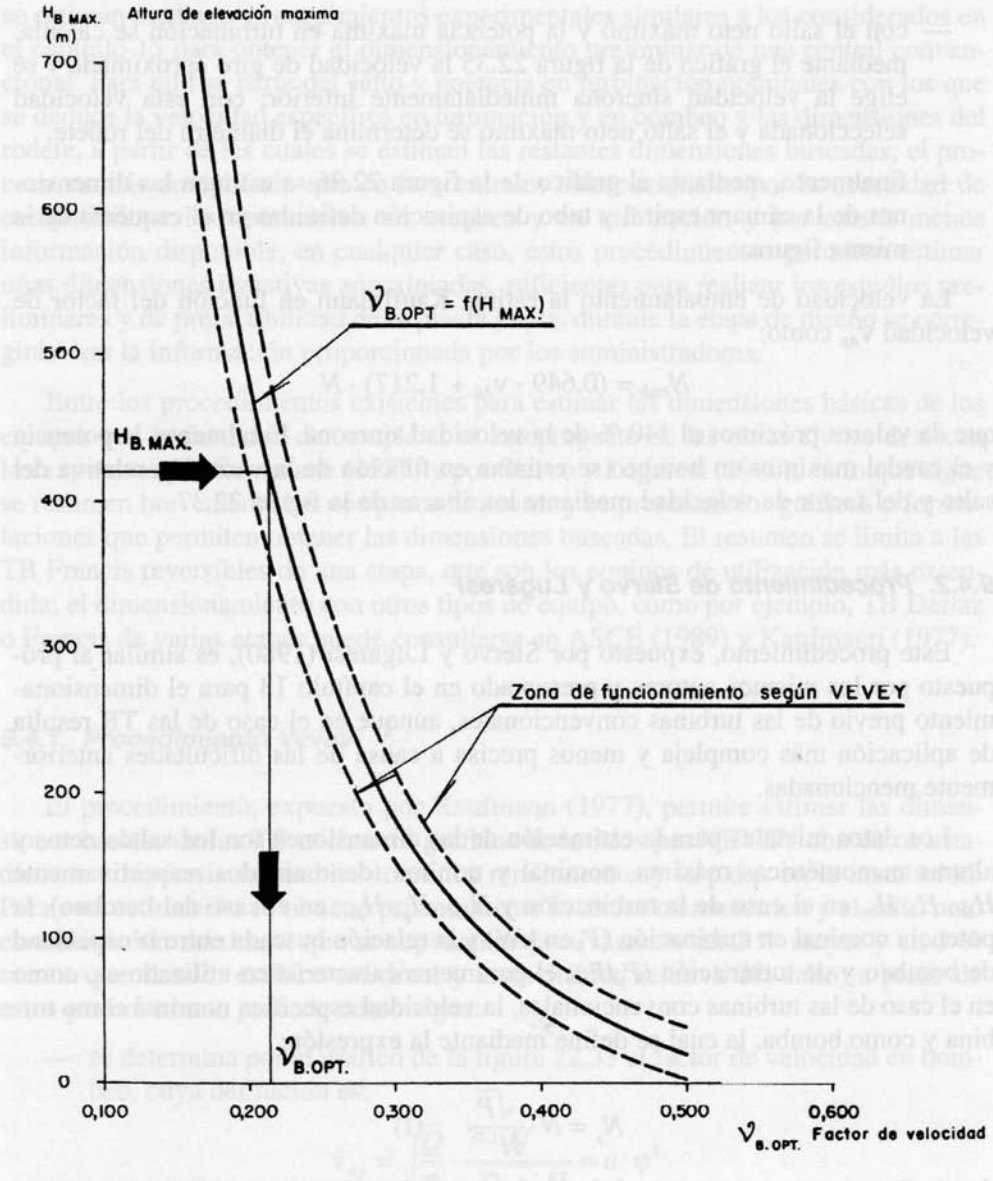


Fig. 22.33

Gráficos de Vevey para el predimensionado de TB de una etapa. Fuente: Kauffmann.

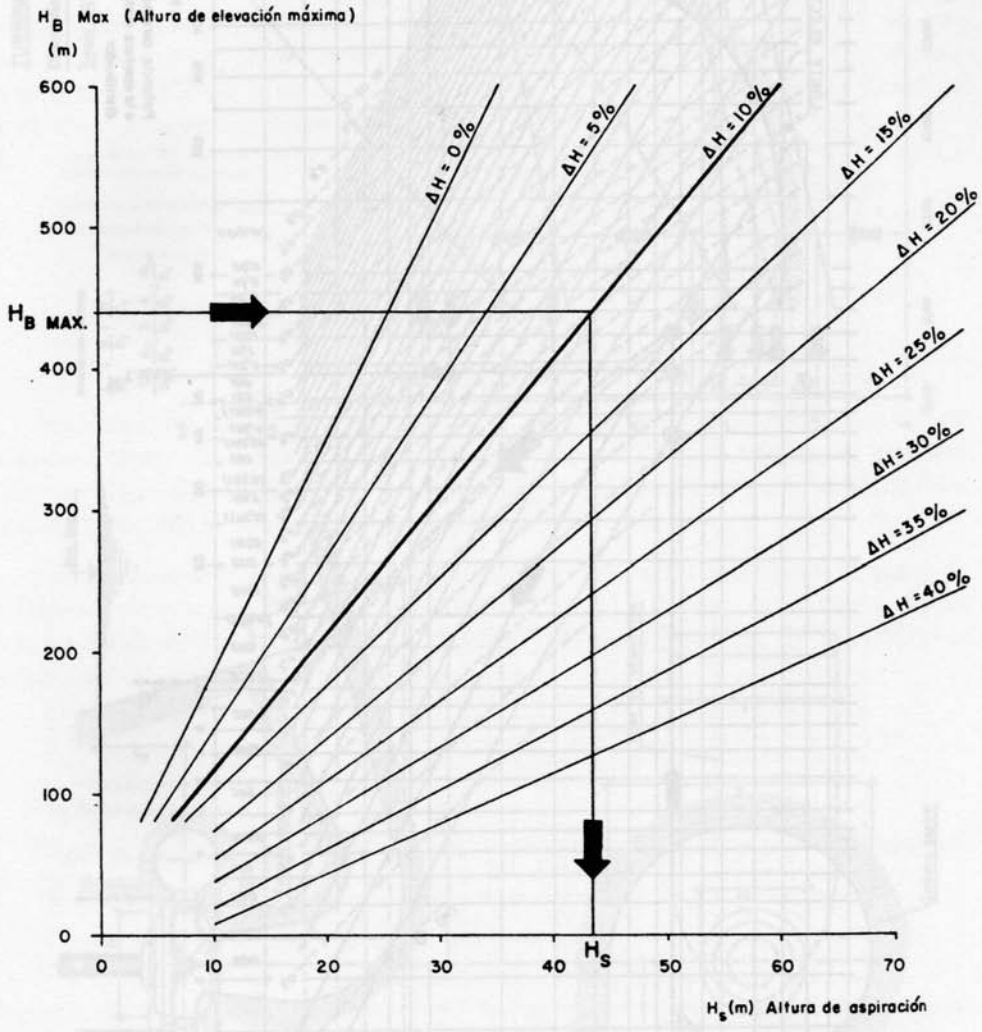


Fig. 22.34

Gráficos de Vevey para el predimensionado de TB de una etapa. Fuente: Kauffmann.

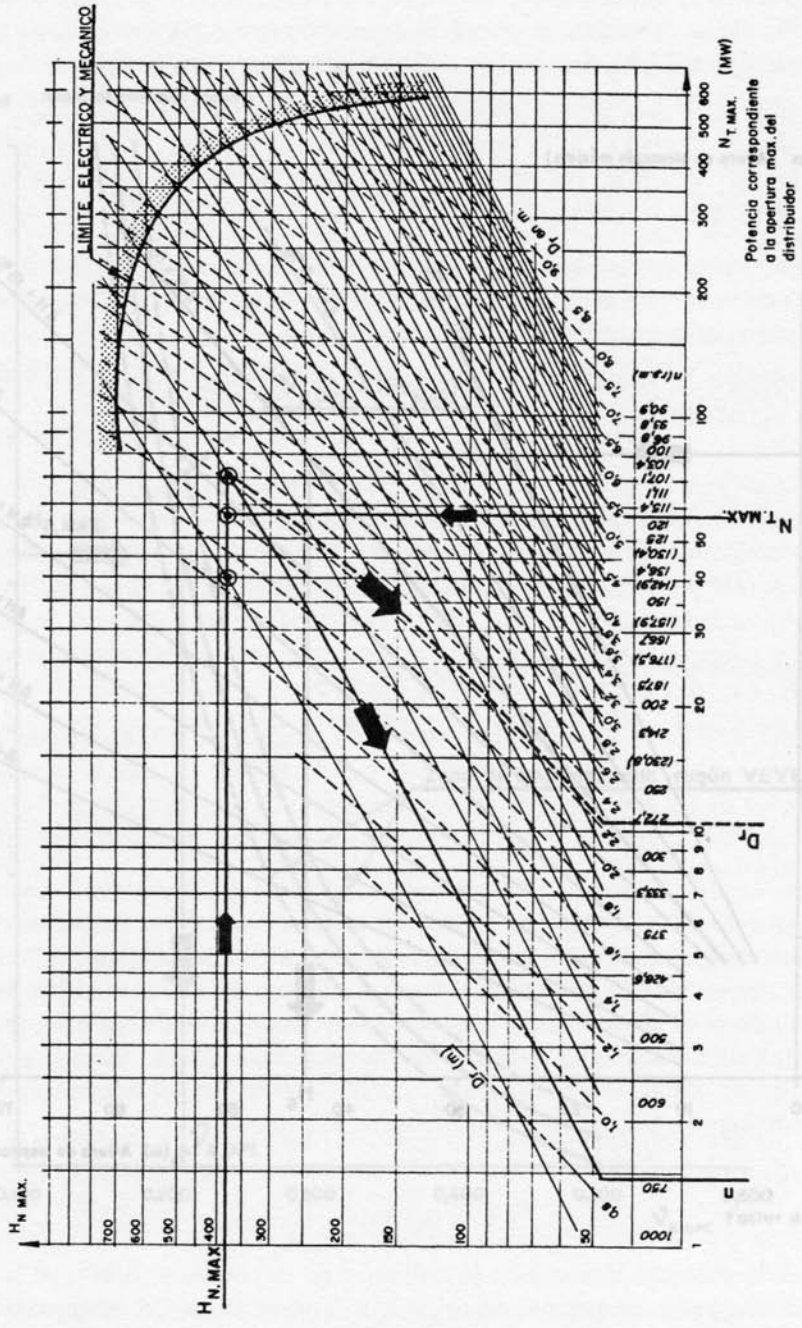


Fig. 22.35

Gráficos de Vevey para el predimensionado de TB de una etapa. Fuente: Kauffmann.

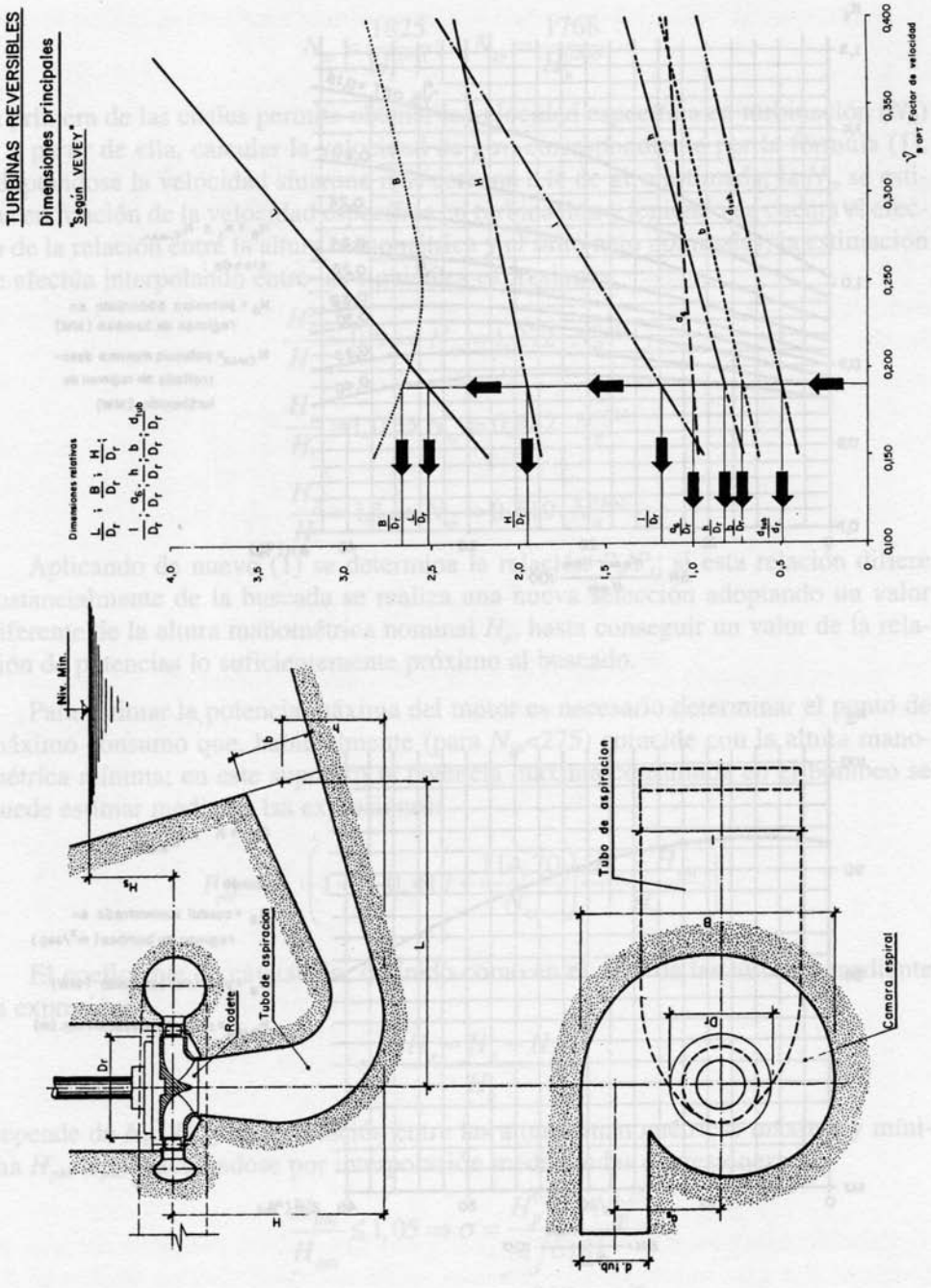


Fig. 22.36

Gráficos de Vevey para el predimensionado de TB de una etapa. Fuente: Kauffmann.

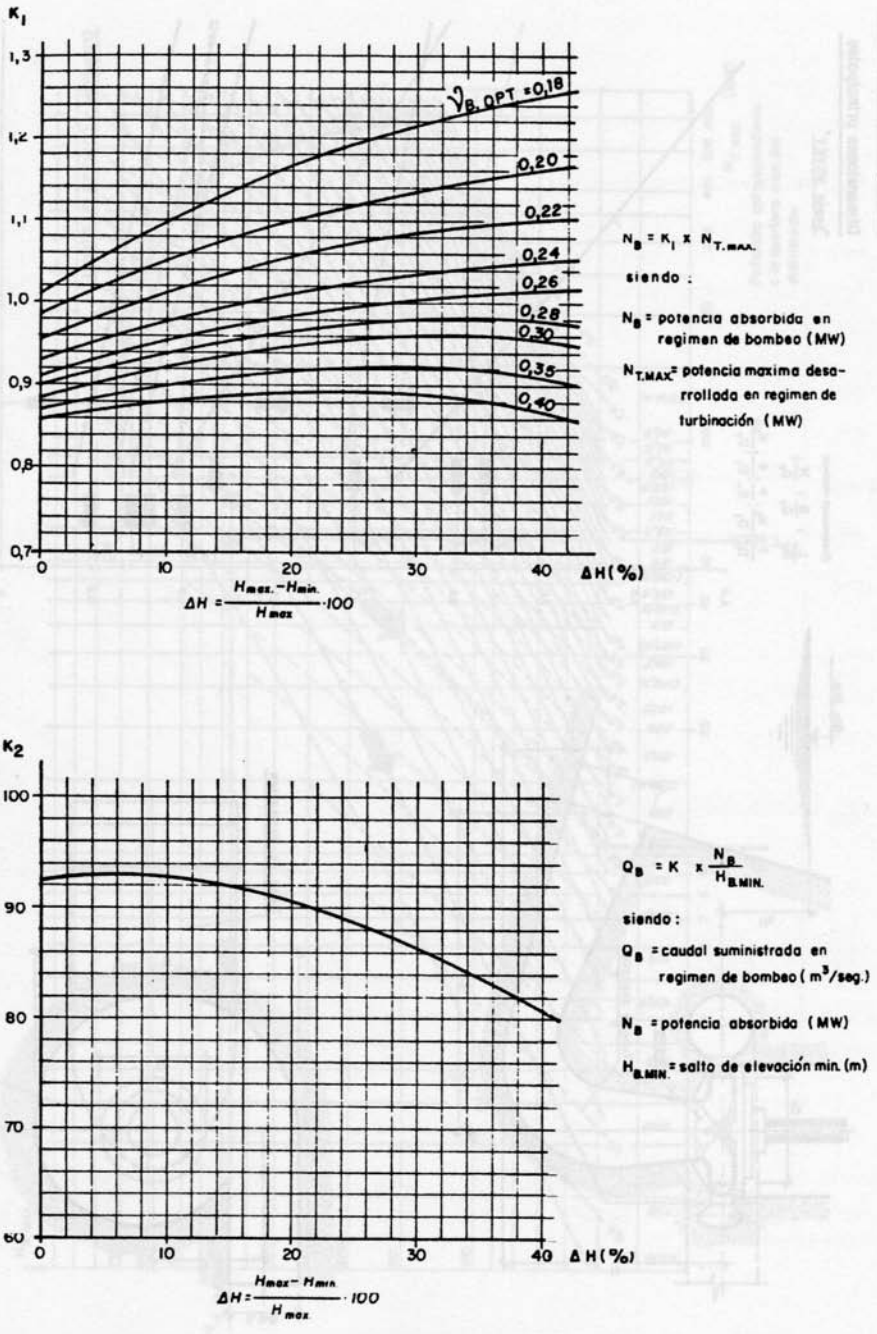


Fig. 22.37

Gráficos de Vevey para el predimensionado de TB de una etapa. Fuente: Kauffmann.

$$N_{st} = \frac{1825}{H_t^{0,481}}; \quad N_{sp} = \frac{1768}{H_p^{0,480}}$$

la primera de las cuales permite obtener la velocidad específica en turbinación (N_{st}) y, a partir de ella, calcular la velocidad de giro correspondiente por la fórmula (1), adoptándose la velocidad síncrona más cercana a la de giro estimada; la N_{sp} se estima en función de la velocidad específica en turbinación y teniendo en cuenta el efecto de la relación entre la altura manométrica y el salto neto nominales; la estimación se efectúa interpolando entre las siguientes expresiones:

$$\frac{H_p}{H_t} = 0,9 \Rightarrow N_{sp} = 1,272 \cdot N_{st}^{0,978}$$

$$\frac{H_p}{H_t} = 1,0 \Rightarrow N_{sp} = 0,842 \cdot N_{st}^{1,033}$$

$$\frac{H_p}{H_t} = 1,1 \Rightarrow N_{sp} = 0,619 \cdot N_{st}^{1,065}$$

Aplicando de nuevo (1) se determina la relación P_p/P_t; si esta relación difiere sustancialmente de la buscada se realiza una nueva selección adoptando un valor diferente de la altura manométrica nominal H_p, hasta conseguir un valor de la relación de potencias lo suficientemente próximo al buscado.

Para estimar la potencia máxima del motor es necesario determinar el punto de máximo consumo que, habitualmente (para N_{sp}<275) coincide con la altura manométrica mínima; en este supuesto la potencia máxima consumida en el bombeo se puede estimar mediante las expresiones:

$$P_{pM} = P_p \cdot \left(1 + \left(-0,417 + \frac{114,70}{N_{sp}}\right) \cdot \frac{H_p - H_{pM}}{H_p}\right)$$

El coeficiente de cavitación, definido como en el caso de las turbinas mediante la expresión:

$$\sigma = \frac{H_p - H_w - H_s}{H_p}$$

depende de N_{sp}, H_p y de la relación entre las alturas manométricas máxima y mínima H_{pM}/H_{pm}, calculándose por interpolación mediante las expresiones:

$$\frac{H_{pM}}{H_{pm}} \leq 1,05 \Rightarrow \sigma = \frac{H_p^{0,129} \cdot N_{sp}^{1,25}}{6181}$$

$$\frac{H_{pM}}{H_{pm}} > 1,30 \Rightarrow \sigma = \frac{H_p^{0,048} \cdot N_{sp}^{1,25}}{2967}$$

Asimismo, la velocidad de embalamiento se estima mediante la expresión:

$$N_{emb} = \left(1{,}153 + \frac{N_{sp}}{465}\right) \cdot \sqrt{\frac{H_M}{H_t}} \cdot N$$

Es de notar que la altura de aspiración requerida por las TB es mucho mayor que la precisada por las turbinas convencionales de similar capacidad y salto y que, por el contrario, la velocidad de embalamiento es significativamente menor.

El diámetro exterior del rodete se calcula en función del coeficiente de velocidad periférica K_u, cuyo valor se estima en función de la velocidad específica en bombeo mediante las expresiones:

$$1 < \frac{H_{pM}}{H_P} \leq 1{,}03 \Rightarrow k_u = 0{,}857 + \frac{N_{sp}}{935}$$

$$1{,}05 < \frac{H_{pM}}{H_P} \leq 1{,}15 \Rightarrow k_u = 0{,}895 + \frac{N_{sp}}{935}$$

$$1{,}15 < \frac{H_{pM}}{H_P} \Rightarrow k_u = 0{,}915 + \frac{N_{sp}}{935}$$

Una vez estimado K_u se obtienen las dimensiones del rodete con la notación de la figura 22.38 mediante las expresiones:

$$D_1 = K_u \cdot \frac{60 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_p}}{\pi \cdot N}$$

$$D_6 = \left(0{,}284 + \frac{N_{sp}}{425}\right) \cdot D_1$$

$$N_{sp} \leq 190 \Rightarrow D_2 = D_1; \quad N_{sp} > 190 \Rightarrow D_2 = \frac{D_1}{1{,}198 - \frac{N_{sp}}{962}}$$

$$H_1 = \left(-0{,}0438 + \frac{N_{sp}}{826}\right) \cdot D_1$$

$$H_2 + H_3 = \left(0{,}155 + \frac{N_{sp}}{840}\right) \cdot D_1$$

Las dimensiones de la cámara espiral y del tubo de aspiración se estiman en forma similar a las turbinas convencionales mediante expresiones en función de N_{sp} y D_6 (Siervo, 1990). Las expresiones sugeridadas por estos autores, con la misma notación que en el caso de las turbinas convencionales, son (figura 22.38):

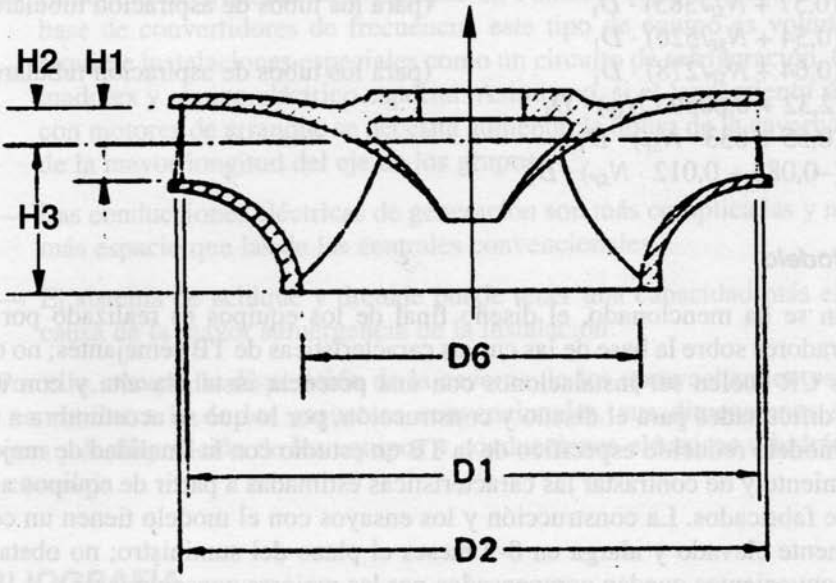


Fig. 22.38

Rodete de una TB. Fuente: de Siervo (1980).

CÁMARA ESPIRAL

$A = (0{,}19 + 0{,}0031 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

$B = (0{,}84 + 0{,}0016 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

$C = (0{,}88 + 0{,}0020 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

$D = (0{,}91 + 0{,}0026 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

$E = (0{,}86 + 0{,}0012 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

$F = (1{,}58 + N_{SP}/13.890) \cdot D_1$

$G = (1{,}23 + N_{SP}/1.667) \cdot D_1$

$H = (1{,}084 + N_{SP}/1.640) \cdot D_1$

$I = (-0{,}041 + 0{,}0012 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

$L = (0{,}21 + 0{,}0022 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

$M = (0{,}12 + 0{,}0013 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

TUBO DE ASPIRACIÓN

$N + H_T = (1{,}42 + 0{,}0035 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

$N + H_T = (1{,}84 + 0{,}0039 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$ (para los tubos de aspiración tubulares)

$O = (0{,}57 + N_{SP}/3.030) \cdot D_1$

$P = (0{,}42 + 0{,}0026 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

$Q = (0{,}37 + N_{SP}/1.064) \cdot D_1$

$Q = (0{,}57 + N_{SP}/385) \cdot D_1$ (para los tubos de aspiración tubulares)
$R = (0{,}54 + N_{SP}/526) \cdot D_1$
$R = (0{,}64 + N_{SP}/278) \cdot D_1$ (para los tubos de aspiración tubulares)
$S = (2{,}32 + 0{,}0059 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$
$T = (0{,}55 + 833 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$
$Z = (-0{,}083 + 0{,}012 \cdot N_{SP}) \cdot D_1$

9.4.3. Modelo

Según se ha mencionado, el diseño final de los equipos es realizado por los suministradores sobre la base de las curvas características de TB semejantes; no obstante, las CR suelen ser instalaciones con una potencia instalada alta y con unas notables dificultades para el diseño y construcción, por lo que se acostumbra a realizar un modelo reducido específico de la TB en estudio con la finalidad de mejorar su rendimiento y de contrastar las características estimadas a partir de equipos anteriormente fabricados. La construcción y los ensayos con el modelo tienen un coste relativamente elevado y alarga en 8-9 meses el plazo del suministro; no obstante, estos inconvenientes quedan compensados por las mejoras conseguidas.

9.5. Central

La central se dimensiona, al igual que en los esquemas convencionales, a partir de las dimensiones preliminares estimadas para el equipo electromecánico principal y auxiliar; dado que, por lo general, las CR son aprovechamientos con caídas elevadas, el equipo condicionante para el dimensionamiento de la central es la TB, cuya cámara espiral y válvula de protección determinan la separación entre grupos y el ancho de la casa de máquinas, y cuyas necesidades de sumergencia fijan la cota de implantación de los grupos con relación al nivel mínimo de operación del embalse inferior. Una vez estimadas estas dimensiones, así como las del tubo de aspiración y las del motor alternador, se puede realizar un encaje preliminar que, como en el caso de los aprovechamientos convencionales, permita emprender los estudios de prefactibilidad y factibilidad y el anteproyecto de la planta. En los esquemas reversibles hay que tomar en consideración equipos adicionales o de mayor tamaño o capacidad que los de un esquema convencional, como:

— El sistema de aire comprimido para el desanegado de los rodetes para el arranque en bombeo o para la operación como compensador síncrono; estos equipos pueden incluir tres compresores a una presión elevada, del orden de 60-80 kp/cm^2, y dos calderines de 5 m^3 de capacidad, con los equipos auxiliares de seguridad y control precisos y las conducciones de aire en presión a los distintos grupos. El espacio requerido por los compresores y calderines puede ser del orden de 30 m^2 en la planta de turbinas.

— El equipo de arranque de los grupos en bombeo, especialmente si éste es a base de convertidores de frecuencia; este tipo de equipo es voluminoso y requiere instalaciones especiales como un circuito de refrigeración, transformadores y equipo eléctrico especial. Asimismo, si el lanzamiento se realiza con motores de arranque se necesita aumentar la altura de la caverna a causa de la mayor longitud del eje de los grupos.

— Las conducciones eléctricas de generación son más complicadas y necesitan más espacio que las de las centrales convencionales.

— El sistema de achique y drenaje puede tener una capacidad más elevada a causa de la mayor sumergencia de la instalación.

Por ello, aunque la disposición de la caverna de los aprovechamientos reversibles es similar a la de los esquemas convencionales, sus dimensiones son algo mayores y la disposición de los equipos y conducciones eléctricas o hidráulicas es más compleja.

BIBLIOGRAFÍA

— Allis-Chalmers, Pump-Turbines.

— Amblard, H., High-head pump turbines, NEYRPIC, Revue Technique n° 1, 1982.

— ASCE, Civil Engineering Guidelines for Planning and Designing Hydroelectric Developments, 1989.

— ASCE, Converting Existing Hydro-Electric Dams and Reservoirs into Pumped Storage Facilities, 1974.

— ASCE, Compendium of Pumped Storage plants in the United States, 1993.

— ASCE, Hydroelectric Pumped Storage Technology. International Experience, 1995.

— ASINEL, Informe sobre los sistemas de arranque de los grupos en las centrales de bombeo, 1977.

— Baines, J. A., et al., Dinorwig pumped storage scheme, Institution of Civil Engineers, Noviembre, 1983.

— Barth, s., Lottes, C., The design and construction of caverns for pumped storage plants, S. on Hydro-electric P. S. Schemes, 1972.

— Baumann, K. M., Design concept of the single shaft three unit set of Waldeck II pumped-storage power station, Escher Wyss News, 1971/2.

— Baumann, K. M., Grein, H., Francis starting turbines, Escher Wyss News, 2/1979.

— Bergeret, A., Jarriand, P., Caillot, G., Single-stage reversible pump-turbines, Montezic plant, NEYRPIC, Revue technique n° 3, 1984.

— Bergeret, A., Jarriad, P., Caillot, G., France's most powerful pumped-storage plant, WP&DC, Abril, 1983.

— Bortolan, G., Peron, M, Multi-Stage Pump Turbines for the Chiotas and Edolo Power Stations, Escher Wyss News, 1/1981, 1/1982.

— Boussuges, P, et al., Turbines-pompes de hautes chutes, La Houille Blanche, 7/8-1977.

— Buchmaier, H., el al., Numerical optimization of high head pump-turbines, XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Valencia, 1996.

— Bureau of Reclamation, Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics, E. Monograph No. 39, 1977.

— Cadeddu, M., Natale, A., ENEL's experience with large pumped-storage plants, HP&D, 2, 1997.

— Cai, Y. Z., Planning of the Guangzhou pumped storage station, ICE, Londres, 1990.

— Casacci, S., Roche, N., Jarriand, P., High-head pump-turbines: French experience, WP&DC, Febrero, 1983.

— Compañía Sevillana de Electricidad, Central de El Tajo de la Encantada.

— Courier, M., La place du transfert d'énergie par pompage dans le parc de production d'E.D.F. et l'aménagement de Grand'Maison, La Houille Blanche, 5/6-1982.

— Dansie, J., Guangzhou I Under Control. IWP&DC, Marzo, 1995.

— Dörffler, P., et al., Vibration tests on a high head (740 m) Francis turbine: Field tests results from Häusling, IAHR Symposium, 1988.

— Douglas, T., H., Editor, Pumped Storage, Institution of Civil Engineers, 1990.

— Electricité de France, Aménagements de La Coche, Super Bissorte y Grand Maison.

— Els, H., The design of inlet/outlet works for pump turbines, WP&DC, Octubre, 1987.

— ENEL, Hydroelectric Pumped Storage Plants.

— ENHER, Saltos de Moralets-Baserca y de Estany Gento-Sallente.

— Failer, E. Bayat, H., The Shia Bishe pumped-storage project in Iran, WP&DC, Abril, 1990.

— Fukasu, S., Modern trends of pumped storage equipment, S. on Hydro-electric PS Schemes, 1972.

— Gioia, F., Electromechanical equipment for the Kalayaan pumped-storage plant, WP&DC, Febrero, 1986.

— Gokhman, A., Carson, J., Development of a two stage high head pump turbine, WP&DC, Febrero, 1991.

— Grein, H., Jaquet, M., Some hydraulic aspects of starting techniques for high capacity Storage Pumps and Pump Turbines, Escher Wyss News, 1975/1.

— Guilhot, R., Electromechanical equipment for the Ste-Hélène powerplant, WP&DC, Marzo y Abril, 1975.

— Harada, K., et al., Chaira Pumped Storage Now in Operation, WP'95, 1995.

— Hashimoto, T., Seawater pumped storage under study in Japan, WP&DC, Febrero, 1986.

— Hashino, F., Ichikawa, K., Design features of the machinery for Imaichi, WP&DC, febrero, 1991.

— Hausmann, G., Vullioud, G., The «ISOGYRE» Pump-turbine, CHARMILLES, T. Bulletin n° 14, 1975.

— Henry, L. H., Bad Creek & Mingtan Pump/Turbine commissioning, WP'93, 1993.

— Henry, P., Graeser, J. E., Energy storage: developments in pumped storage, WP&DC, Junio, 1985.

— Hocker, C., Conlon, R., Approaching the Summit, IWP&DC, Agosto 1994.

— Hoshino, F., Ichikawa, K., Design features of the machinery for Imaichi, WP&DC, Febrero, 1991.

— Kimmons, G. H., Raccoon Mountain Pumped-Storage Project, WD'77, 1977.

— Klemm, H., et al., Development of a new generation of high head pump-turbines, Guangzhou II, XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Valencia, 1996.

— Krivchenko, G. I., Hydraulic Machines, Turbines and Pumps, 1986.

— IBERDROLA, Salto de Villarino, Aprovechamiento Hidroeléctrico Cortes-La Muela, Salto de Soutelo.

— Jarriand, P., et al., LE TRUEL. Essais (2.ª partie). NEYRPIC. Revue technique n° 5, 1986.

— Jog, M. G., Hydro-electric and pumped storage plants, 1989.

— Kaufmann, J. P., Dimensionnement des Pompes-Turbines au stade des Avant Project, Vevey.

— Kaufmann, J. P., The dimensioning of pump-turbines, WP&DC, Agosto y Septiembre, 1977.

— Kita, E., et al., A 400 MW variable Speed Pumped Storage System, WP&DC, noviembre, 1991.

— Kokusho, T., Pumped-storage projects under construction in Japan, WP&DC, Febrero, 1991.

— Lenssen, G., Vianden pumped storage Scheme-Design Criteria for the 10th Set, Escher Wyss News, 1972/1.

— Liu, S. C., Hsieh, C. S., The Mingtang pumped-storage project in Taiwan, WP&DC, Febrero, 1991.

— Lowen, J. R., Stevenson, A. J., Operation of Dinorwig Pumped Storage Station in the UK National Grid System, Pumped Storage, ICE.

— Martin de la Sierra, J. F., Salto de Valparaíso-Río Tera (Provincia de Zamora), ROP, Abril 1989.

— Mataix, C., Turbomáquinas hidráulicas, 1975

— Matthias, H. B., Käfer, K, Application of a «hydraulic transformer» in a high capacity pumped storage scheme, IAHR Symposium, Trondheim, 1988.

— Meier, W., et al., Turbines-pompes et pompes d'accumulation, Bulletin Escher Wyss, 2/71.

— Merino, J. M., López, A., Explotación más flexible y eficaz de centrales hidráulicas con alternadores Varspeed, Revista ABB, 3/96.

— Mey, Zu-yan, Editor, Mechanical Design and Manufacturring of Hydraulic Machinery, 1991.

— Mühllemann, H., Arrangement of Hydraulic Machines for Pumped Storage and comparison of cost, efficiency and starting time, Escher Wyss News, 1972/1.

— Murphy, D. R., Ivarson, W. R., Rocky Mountain project will provide peak power for Georgia, WP&DC, Febrero, 1991.

— Nomura, K., Okuyoshino Pumped-Storage Project, WD'77, 1977.

— Nose, M., Kondo, N., The Ohkawachi Pumped Storage Project in Japan, WP&DC, Noviembre, 1988.

— Patel, G., Deckman, J. T., Replacement of the static frequency converter starting equipment at the Raccon Mountain pumped storage plant, WP'95, 1995.

— Peneder, F., Suchanek, V., Convertisseurs statiques de fréquence pour l'entraînement et le demarrage de machines synchronous de grande puissance, Rev. Brown Bovery, 9-80.

— Pfafflin, G. E., The Coo-Trois Ponts pumped-storage station, WP, Febrero, 1970.

— Public Power Corporation, Greece, Proceedings of the Symposium on Hydroelelctric Pumped Storage Schemes, 1972.

— Roche, M. M., et al., LE TRUEL. Essais. NEYRPIC, Revue technique n° 4, 1985.

— Romcke, N., Turbines and Pump Turbines for Ultra High Heads, WP'91, 1991.

— Rustad, S., et al., Trends in pump turbine technology, WP&DC, Diciembre 1992.

— Schmid, H., Erlacher, R., Lay-out criteria, in situ tests and operational experience of the Kühtai pump-turbine proups, Pumped Storage Conference, 1990.

— de Siervo, F., Lugaresi, A., Modern trends in selecting and designing reversible Francis pump-turbines, WP&DC, Mayo 1980.

— Shiers, F., Fisher, F. S., Engineering Mt Hope-A state of the art pumped storage plant, WP'91, 1991.

— Sizheng, X., Jinshen, Z., The design of China's Ming Tombs pumped-storage scheme, WP&DC, Abril, 1990.

— Steele, R. D., Mingtan-high head reversible pump/turbine, WP'93, 1993.

— Stemitsiotis, J. P., GR on latest Developments in Hydraulic and Electric machinery, S. on Hydro-electric PS Schemes, 1972.

— Tamatsukuri, T., et al., Progress with ultra high head single-stage pump-turbines, WP&DC, Diciembre 1992.

— Terens, L., Neudörfler, W., Application aspects of the static frequency converter system in pumped storage power plants, WP'95, 1995.

— Truong, Q. M., et al., Ultra high head units for France's Super Bissorte pumped-storage plant, WP&DC, Noviembre, 1986.

— Tsunoda, S., et al., The world's highest head pump turbines, WP&DC, Abril, 1983.

— VOITH, Turbina-bomba Voith para la central de acumulación por bombeo de Rodund II.

— VOITH, Pump-Turbines for Palmiet Pumped-Storage Plant.

— VOITH, Turbinas-bombas para la Central de acumulación por bombeo de Kühtai.

— VOITH, Pumped Storage Plants.

— Warnock, J. G., Smith, B. L., Trends in pumped storage development, Agosto, 1984.

— Water Power, The Waldeck II station, WP, Agosto, 1971.

— Xuemin, C, Recent Progress in Pumped Storage Schemes in China, WP&DC, Febrero, 1993.

— Yeh, L. S., et al., Minghou: Taiwan's first pumped-storage project, WP&DC, Febrero, 1987.

— Zipparro, V., J., Hasen, H., Editores, Davis' Handbook of Applied Hydraulics, 1993.

23

Minicentrales

1. ANTECEDENTES

Las minicentrales son, como su nombre indica, centrales hidroeléctricas con una potencia instalada pequeña; lógicamente, no existe una frontera definida entre este tipo de aprovechamientos y los esquemas convencionales con una potencia instalada media o alta, aunque habitualmente se considera que una central con menos de 5 MW de potencia instalada es una minicentral y, por el contrario, es una central si la potencia instalada es mayor que 10 MW.

No existen razones técnicas para establecer esta discriminación; de hecho, la mayor parte de las centrales hidroeléctricas construídas antes de 1940 serían clasificadas hoy en día como minicentrales, aunque en el momento de su construcción fueran consideradas como centrales convencionales. La diferenciación proviene de los años 70 cuando, a raíz de las crisis del petróleo, se activó el interés por la utilización de los recursos energéticos renovables, lo cual se tradujo en Europa en una legislación tendente a favorecer la utilización de los recursos hidroeléctricos ociosos, en especial los de pequeña potencia.

Es de notar que el precio de venta real de la energía eléctrica descendió continuamente desde principios de siglo hasta los años 70 a causa de la estabilidad de los costes del combustibles (en realidad disminución en moneda constante), del considerable aumento del tamaño del mercado eléctrico y de las mejoras tecnológicas introducidas en los centros de producción y en las redes de distribución. Este deterioro de los precios de venta fué tan acusado (por ejemplo, el precio del kWh descendió en términos reales un 50% entre 1958 y 1973) que motivó el abandono de muchas plantas

hidroeléctricas de poca potencia cuyos costes de operación superaban el valor de la energía producida; esta situación, unida a la inferior calidad de los recursos aún disponibles en Europa, motivó el progresivo abandono del desarrollo de los recursos renovables, confiándose el servicio de la demanda del mercado eléctrico a la energía generada en grandes centrales térmicas de vapor convencionales o nucleares, complementada con la hidroeléctrica en operación y con CR y TG para el servicio de las puntas.

La crisis del petróleo trastocó violentamente esta situación, puesto que no solo se multiplicó el precio del combustible sino que, al mismo tiempo, desapareció la confianza en la garantía de su suministro. Esta situación promovió el apoyo oficial anteriormente mencionado a la utilización de los recursos renovables autóctonos aunque, paradójicamente, este apoyo se limitó a las instalaciones de poca potencia, las minicentrales en el caso de los aprovechamientos hidroeléctricos, no amparando la construcción de centrales de mayor tamaño que hubieran proporcionado energía de mayor calidad con coste más reducido. Este apoyo provocó entre los promotores privados un acusado interés en el desarrollo de las minicentrales, como muestra el hecho de que en el quinquenio entre 1986 y 1990 se pusieran en servicio en España un total de 187 minicentrales de menos de 5 MW, con una potencia total de 150 MW (IDAE, 1992). Esta activación del mercado motivó que los suministradores emprendieran una activa campaña para racionalizar el diseño y fabricación y reducir el coste de los equipos electromecánicos utilizados en estos aprovechamientos, la cual condujo a una progresiva normalización o estandarización de los mismos.

2. CONDICIONAMIENTOS ECONÓMICOS

La finalidad de las minicentrales es, obviamente, producir energía eléctrica para el servicio del mercado en competencia, si bien aliviada con un tratamiento especialmente favorable, con las restantes fuentes energéticas utilizadas con este propósito. Aún teniendo en cuenta este especial tratamiento, la escasa capacidad propia de las minicentrales representa un grave inconveniente, puesto que conlleva un encarecimiento del producto, típico de las instalaciones pequeñas. Este inconveniente condiciona decisivamente el desarrollo de este tipo de aprovechamientos, limitando los emplazamientos de interés y el tipo de instalaciones que pueden resultar factibles desde el punto de vista económico. Por ello, las minicentrales corresponden en general a alguno de los siguientes tipos de desarrollo:

— Aprovechamientos fluyentes de nueva planta en emplazamientos favorables, como por ejemplo en los ríos de montaña con una elevada pendiente longitudinal o con una configuración geomorfológica ventajosa.

— Rehabilitación de centrales abandonadas; en este caso la factibilidad del esquema y su diseño conceptual están condicionados decisivamente por las instalaciones existentes y su estado de conservación.

— Aprovechamiento energético de infraestructuras hidráulicas preexistentes, como presas de regulación para riegos o abastecimiento, caídas en canales, etc; la utilización energética de estas instalaciones está supeditada a la finalidad primordial de la infraestructura.

— Centrales para el servicio de comunidades aisladas, no conectadas con la red eléctrica general. En este caso no existe un condicionamiento económico tan fuerte, puesto que la alternativa a la minicentral no es la energía barata procedente de las centrales conectadas a la red eléctrica general, sino plantas térmicas de poca capacidad con unos costes de instalación y operación elevados.

Salvo en el tercer caso, las minicentrales suelen ser aprovechamientos fluyentes que utilizan el caudal natural del río sin ningún tipo de regulación o con una regulación de tipo diario para concentrar la aportación natural utilizable dentro de las horas de máxima demanda. Por otra parte, la regulación en las minicentrales que utilizan las infraestructuras preexistentes está orientada en general hacia usos no energéticos, por lo que funcionan en la práctica como centrales fluyentes con el caudal correspondiente a los usos prioritarios.

3. ESQUEMA GENERAL

Las minicentrales tienen los mismos elementos que las centrales de mayor potencia, si bien su reducida capacidad instalada motiva una simplificación en el diseño conceptual, puesto que las limitaciones económicas no permiten refinamientos que, por otra parte, no estarían justificados. Asimismo, la escasa magnitud de la producción de estos esquemas no permite costes operacionales elevados, por lo que estas plantas deben estar automatizadas para operar sin la actuación continua de personal de supervisión o mantenimiento, el cual se sustituye por un mantenimiento periódico con el complemento de revisiones puntuales cuando el sistema automático detecta alguna anomalía en la operación. Por ello, la supervisión y el mantenimiento de las minicentrales se organiza habitualmente agrupando varias instalaciones cuya gestión se realiza desde un puesto central. En cualquier caso, según se ha mencionado, los elementos constitutivos son los mismos que en los esquemas convencionales y, en el caso más usual de instalaciones fluyentes, son:

— Azud de derivación que eleva el nivel del agua por encima del cauce para facilitar su captación. Por lo general el azud estará dotado de desagües para evacuar el caudal ecológico y para la limpieza del embalse, escala de peces (en el caso de los ríos con especies piscícolas migratorias) y un aliviadero de labio fijo.

— Toma con el equipo automático de control para operar la instalación en función del caudal disponible. Las tomas en las corrientes de agua con malezas

o sedimentos en suspensión deben estar dotadas con limpiarrejas o desarenadores de operación automática o semiautomática.

— Conducción (usualmente en canal a cielo abierto), cámara de carga y tubería de presión. La cámara de carga deberá tener un aliviadero o dispositivo equivalente para verter el exceso de caudal derivado.

— Central con el equipo electromecánico de generación y el equipo auxiliar y de control. La central, por lo general de tipo exterior, recibe la información transmitida desde la toma y desde la cámara de carga, gestiona automáticamente la operación de la planta y transmite la información precisa al puesto de control central.

— Subestación y línea de transporte de conexión con la línea general. La subestación debe incorporar los elementos de protección, de seguridad y de medida exigidos por la compañía receptora de la energía.

Este tipo de instalaciones fluyentes derivan el caudal disponible, es decir el natural menos el caudal ecológico, hasta un máximo equivalente al caudal equipado; para ello incorporan detectores de nivel en la toma y en la cámara de carga que transmiten permanentemente la información al sistema de regulación y de control de la central, el cual organiza y supervisa la operación tratando de conservar un nivel constante en la toma (con lo que se consigue derivar exactamente el caudal disponible) y un nivel alto en la cámara de carga (con lo que no se afecta al salto bruto utilizado), con la finalidad de obtener la máxima producción. Cuando resulta técnicamente factible se dispone en la toma o en la cámara de carga una capacidad de regulación equivalente a 2-6 horas del caudal equipado con la finalidad de garantizar la disponibilidad total o parcial de la potencia instalada durante los períodos de máxima demanda diaria; esta regulación complica el sistema de control en relación con el anterior, ya que la turbinación en cada momento depende no sólo del caudal disponible sino también del nivel del agua en el depósito y del período horario, pero mejora sustancialmente el valor del producible energético de la planta.

Alguno de los elementos anteriormente mencionados como constitutivos del esquema puede, en función de las características del emplazamiento, desaparecer o simplificarse, como por ejemplo, la toma puede incorporarse al azud de derivación, el desarenador puede no ser necesario o el esquema puede carecer de canal o de cámara de carga, ganando el salto mediante una tubería en presión desde la toma a la central. Por otra parte, la rehabilitación de aprovechamientos existentes está condicionada por la configuración de las obras utilizadas, lo que limita las posibilidades del diseño conceptual de la nueva planta; esto puede resultar especialmente complicado en el caso de la central, donde por lo general es necesario instalar un equipo radicalmente distinto del original, tanto por el número de grupos como del tipo de máquinas o del caudal equipado global.

En lo que sigue se analizan exclusivamente los aspectos diferenciales de las minicentrales con relación a los aprovechamientos convencionales considerados en los capítulos anteriores; este análisis se centrará en forma especial en los equipos electromecánicos y en el sistema de control, puesto que estos aspectos son los que más difieren en relación con los esquemas de mayor potencia y, al mismo tiempo, tienen mayor influencia en el diseño conceptual.

4. DIMENSIONAMIENTO

El dimensionamiento básico de las minicentrales para determinar el caudal equipado y el número de grupos de la instalación se realiza, como en el caso de los aprovechamientos convencionales, analizando varias alternativas con distintos caudales equipados para seleccionar la más conveniente.

El proceso se inicia con la determinación de la curva de los caudales clasificados disponibles, que en los esquemas de tipo fluyente como es lo usual en las minicentrales, permite obtener rápidamente la producción energética con varios grados de equipamiento y la utilización marginal correspondiente; este último parámetro proporciona una idea clara del rango de caudales equipados que se debe considerar en el análisis puesto que tiene una variación rápida con el grado de equipamiento lo que, unido al valor de la energía generada y a una estimación inicial del coste unitario del esquema basada en las características generales del salto, permite determinar los equipamientos límites que pueden resultar de interés. A partir de esta información se definen varias alternativas con distintos caudales equipados, se estima su coste y producción energética y se determinan los parámetros económicos absolutos y marginales correspondientes, los cuales permitirán seleccionar el equipamiento del esquema.

En los casos en los que el salto utilizado procede de un embalse, como en los aprovechamientos de presas de regulación para riegos, no es de utilidad la curva de caudales clasificados puesto que el caudal utilizado difiere del natural considerado en la curva y, adicionalmente, el salto disponible varía con la oscilación del nivel del embalse; en estos casos hay que simular la operación del embalse con los criterios de operación correspondientes a los usos prioritarios del agua para obtener las series de caudales y saltos disponibles y, a partir de ellas, calcular el producible energético con varios caudales equipados.

En este análisis hay que tomar en consideración:

— Las limitaciones a la operación, tanto por imposiciones legales o concesionales como técnicas; entre éstas últimas es de especial importancia el caudal mínimo de operación correspondiente a cada equipamiento considerado; este punto se analiza con más detalle en el apartado 6.6.

— Las limitaciones impuestas por los eventuales usos prioritarios del agua y los niveles extremos del embalse para la operación energética.

— La variación del salto útil en las centrales asociadas a un embalse o en las fluyentes de poca caída en las que el salto disponible puede verse seriamente reducido por el nivel del agua en la descarga.

— La posibilidad de construir una cámara de regulación que permita modular diariamente el caudal turbinado para, durante los períodos en los que el caudal disponible es inferior al equipado, concentrar la generación en las horas punta.

— El valor de la energía calculado con los precios de venta a la empresa receptora o, si se trata de un autoproductor, equiparándolo al coste de la energía que sustituye.

Con este análisis de optimización general del esquema se define el equipamiento más conveniente, estableciendo el caudal equipado total, el número de grupos y, si es del caso, la capacidad y situación del dispositivo de regulación diaria.

5. OBRAS CIVILES

5.1. Minicentrales de nueva planta

Según se ha mencionado, las minicentrales de nueva planta son por lo general aprovechamientos de tipo fluyente con unas obras civiles sencillas y de menor coste que las de los aprovechamientos con mayor potencia instalada, puesto que la menor capacidad energética reduce significativamente la inversión admisible. Por ello, según se ha señalado anteriormente, las presas de cabecera suelen ser de derivación o, todo lo más, con una pequeña capacidad de embalse para modular total o parcialmente el caudal instalado.

Las tomas de las centrales fluyentes de nueva planta responden a los mismos criterios de diseño que las de los aprovechamientos hidroeléctricos de este tipo analizadas en el capítulo 5, disponiendo de una reja dimensionada con una velocidad neta no superior a 1 m/s y provista de una máquina limpiarrejas automática, desagües de limpieza para eliminar los sedimentos depositados en las proximidades de la embocadura y de ataguías o compuertas para aislar la conducción para trabajos de mantenimiento. Asimismo, la toma debe incorporar un dispositivo limitador del caudal derivado, un aliviadero para verter el exceso de caudal entrante en el canal y, si resulta necesario por las características de la corriente de agua, un desarenador que elimine los sedimentos en suspensión del caudal derivado.

La conducción de estos aprovechamientos fluyentes suele estar constituída por un canal a cielo abierto o enterrado que va siguiendo una curva de nivel con una pendiente longitudinal reducida, del orden de 5×10^{-4} o, menos frecuentemente, en túnel

o tubería en presión. El diseño de los canales a cielo abierto debe cuidarse para reducir el impacto visual de este tipo de obras, aprovechando para ello la morfología del terreno o plantando vegetación adecuada a las características del área.

En el extremo inferior de la conducción se construye una cámara de carga (o chimenea de equilibrio si aquella es en presión) que sirve de conexión entre la conducción y la central; la cámara de carga debe ser lo suficientemente grande como para poder instalar un aliviadero que elimine el exceso de caudal derivado y la embocadura de la tubería en presión con una reja gruesa y las compuertas de control. De resultar posible, es conveniente aumentar la capacidad de la cámara para formar un depósito que permita acumular entre 2 y 4 horas de caudal equipado, con la finalidad de modular la turbinación, incrementándola durante las puntas diarias de la demanda; este incremento de la capacidad es más fácil de conseguir en los aprovechamientos con caídas elevadas, en los que el caudal equipado es más reducido; por ejemplo, una minicentral de 4 MW que utilice un salto de 200 m tiene un caudal equipado de menos de 2,5 m^3/s por lo que una cámara de 30.000 m^3 de capacidad útil permite garantizar durante 4 horas diarias a lo largo de todo el año la potencia instalada, lo que aumenta sensiblemente el valor de la instalación.

La tubería en presión es el tramo de conducción que comunica la cámara de carga con la central; esta tubería suele disponerse siguiendo una línea de máxima pendiente del terreno, enterrada o, más frecuentemente, al aire libre. La tubería en presión puede ser de hormigón, PRFV o acero helicosoldado, dependiendo de las características del terreno y del salto; con diámetros menores que 2,00 m y pendientes pequeñas la tubería suele disponerse enterrada en una zanja sobre un lecho granular compactado, englobada en un relleno seleccionado compactado y con una cobertura no inferior a 1 m sobre la generatriz superior del tubo. En caso contrario, las tuberías suelen ser de acero y disponerse al aire libre formando vigas continuas apoyadas sobre silletas en el caso de las tuberías pequeñas o mediante vigas anulares con apoyos deslizantes en las de mayor tamaño. En los cambios de dirección se deben construir macizos de anclaje que transmitan al terreno los esfuerzos inducidos por la tubería, los más importantes de los cuales son los correspondientes a los cambios de dirección y, si la tubería carece de juntas de dilatación, los térmicos.

La tubería en presión debe estar diseñada para soportar toda la presión interior, incluyendo las sobrepresiones dinámicas por golpe de ariete que en las minicentrales pueden alcanzar cuantías más elevadas que en los aprovechamientos de mayor capacidad. Por otra parte, hay que resaltar que el impacto visual ocasionado por las tuberías en presión es muy acusado, por lo que se debe cuidar en forma especial este aspecto del diseño para tratar de aliviar el efecto.

La central es el edificio donde se instala el equipo de generación y de control del aprovechamiento y, lógicamente, es la estructura más compleja del proyecto aunque, a causa de la menor importancia de las instalaciones y a la ausencia de personal fijo

de mantenimiento, suele tener un diseño conceptual más sencillo que las centrales convencionales.

Las centrales de los aprovechamientos de pequeña potencia de nueva planta son, casi sin excepción, edificios situados en la margen o en las proximidades del lugar de entrega del caudal turbinado; por lo general el o los grupos de generación se disponen con el eje horizontal, por lo que el edificio solo tiene una planta lo que, unido al reducido tamaño del equipo y a la ausencia de personal permanente, conduce a instalaciones sencillas y compactas; asimismo, las instalaciones en cámara abierta típicas de algunos aprovechamientos con saltos menores de 8-10 m son, a pesar de la configuración vertical de las máquinas, sencillas y con una sola planta. Sólamente en el caso de centrales con TF de mayor tamaño, por ejemplo con un diámetro de rodete mayor que 1 m, puede ser preferible una instalación con el eje vertical y varias plantas que, consecuentemente, son significativamente más complejas que las anteriores (figura 23.1). En cualquier caso, el dimensionamiento de las centrales se sujeta a los mismos criterios que en las plantas convencionales, aunque con las lógicas simplificaciones consecuencia de los equipos o de la ausencia de personal permanente de explotación.

5.2. Rehabilitación o ampliación de aprovechamientos existentes

La rehabilitación de aprovechamiento abandonados es muy frecuente puesto que el número de instalaciones hidroeléctricas de poca potencia fuera de servicio es muy elevado y, por otro lado, la utilización de las obras existentes reduce el impacto ambiental y el coste de desarrollo del aprovechamiento. El diseño conceptual de estas minicentrales rehabilitación de aprovechamientos fuera de servicio está muy condicionado por la configuración de las obras existentes, que no sólo predeterminan la ubicación de las principales estructuras del aprovechamiento sino que, en gran medida, condicionan el caudal equipado y la potencia que se puede instalar; la parte más conflictiva suele ser la central, puesto que es usual aumentar el caudal equipado con un menor número de grupos, lo que modifica sustancialmente la circulación hidráulica original. La rehabilitación es especialmente compleja en los aprovechamientos con saltos menores de 10 m en los que no solo se pretende utilizar un caudal mayor con un número de grupos más reducido, sino que además hay que modificar profundamente la configuración original preparada para instalaciones poco eficientes y hoy en día fuera de uso, como las TF gemelas en cámara abierta representadas en la figura 23.2.

El mismo tipo de dificultades se tiene en la ampliación de aprovechamientos en servicio en los que es necesario modificar los grupos en operación para ampliar su capacidad o instalar un grupo adicional en unas instalaciones no previstas para ello. Esta situación es también frecuente, puesto que hay numerosas instalaciones con un

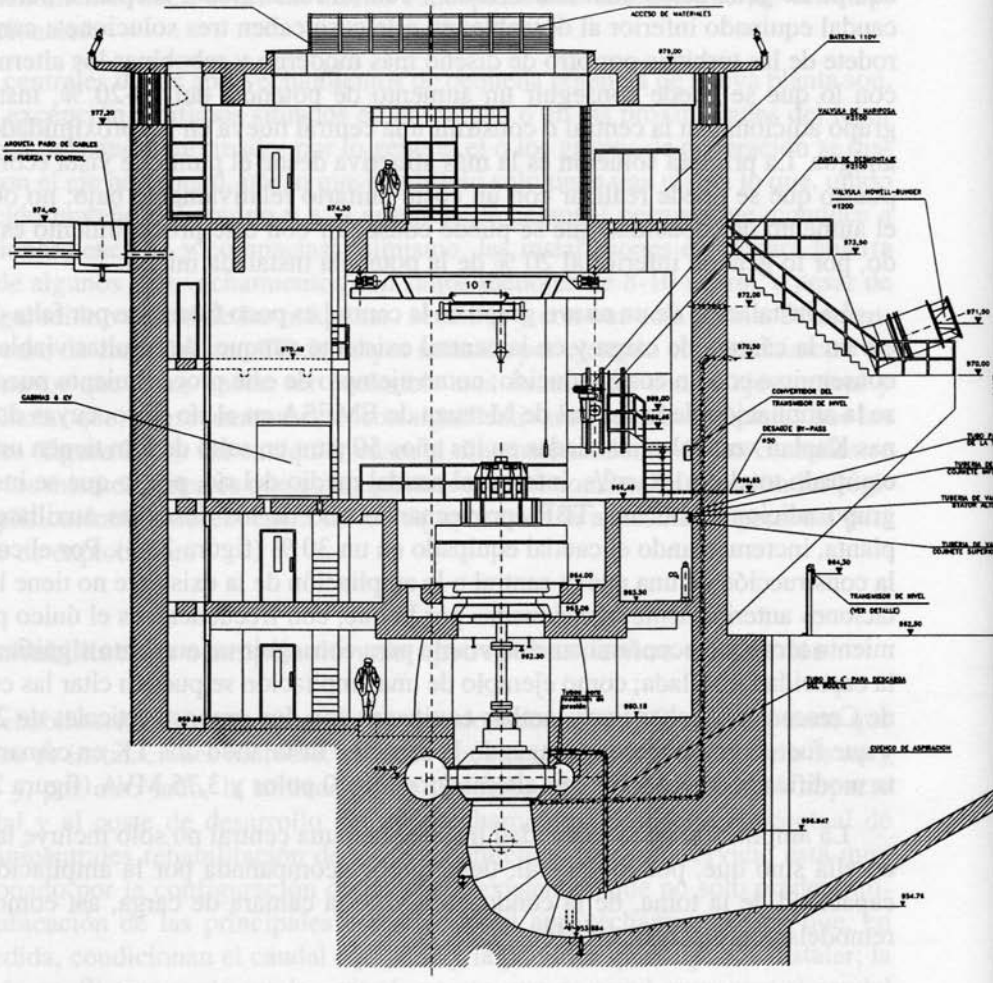
equipo de generación bien conservado y con un rendimiento aceptable pero con un caudal equipado inferior al deseable; en este caso caben tres soluciones: cambiar el rodete de las turbinas por otro de diseño más moderno y rebobinar los alternadores, con lo que se puede conseguir un aumento de potencia del 10-20 %, instalar un grupo adicional en la central o construir una central nueva en las proximidades de la antigua. La primera solución es la más atractiva desde el punto de vista económico, puesto que se puede realizar con un coste unitario relativamente bajo; no obstante, el aumento de capacidad que se puede conseguir con este procedimiento es limitado, por lo general inferior al 20 % de la potencia instalada inicial.

La instalación de un nuevo grupo en la central es poco frecuente por falta de espacio en la cámara de carga y en la central existente aunque, de resultar viable, puede conseguirse con un coste reducido; como ejemplo de este procedimiento puede citarse la ampliación de la central de Menuza de EMESA en el río Ebro, cuyas dos turbinas Kaplan verticales instaladas en los años 50 para un salto de 5 m tienen un caudal equipado total de 190 m^3/s, inferior al caudal medio del río, por lo que se instaló un grupo adicional con una TBP aprovechando uno de los desagües auxiliares de la planta, incrementando el caudal equipado en un 30 % (figura 23.3). Por el contrario, la construcción de una nueva central o la ampliación de la existente no tiene las limitaciones anteriormente mencionadas por lo que, con frecuencia, es el único procedimiento técnica o económicamente viable para conseguir un aumento significativo de la capacidad instalada; como ejemplo de una ampliación se pueden citar las centrales de Crescent y Vischer Ferry, ambas equipadas con dos grupos verticales de 2,8 MW y que fueron ampliadas prolongando la central e instalando dos TK en cámara abierta modificada de 3,2 MW con alternadores de 50 polos y 3,75 MVA (figura 23.4).

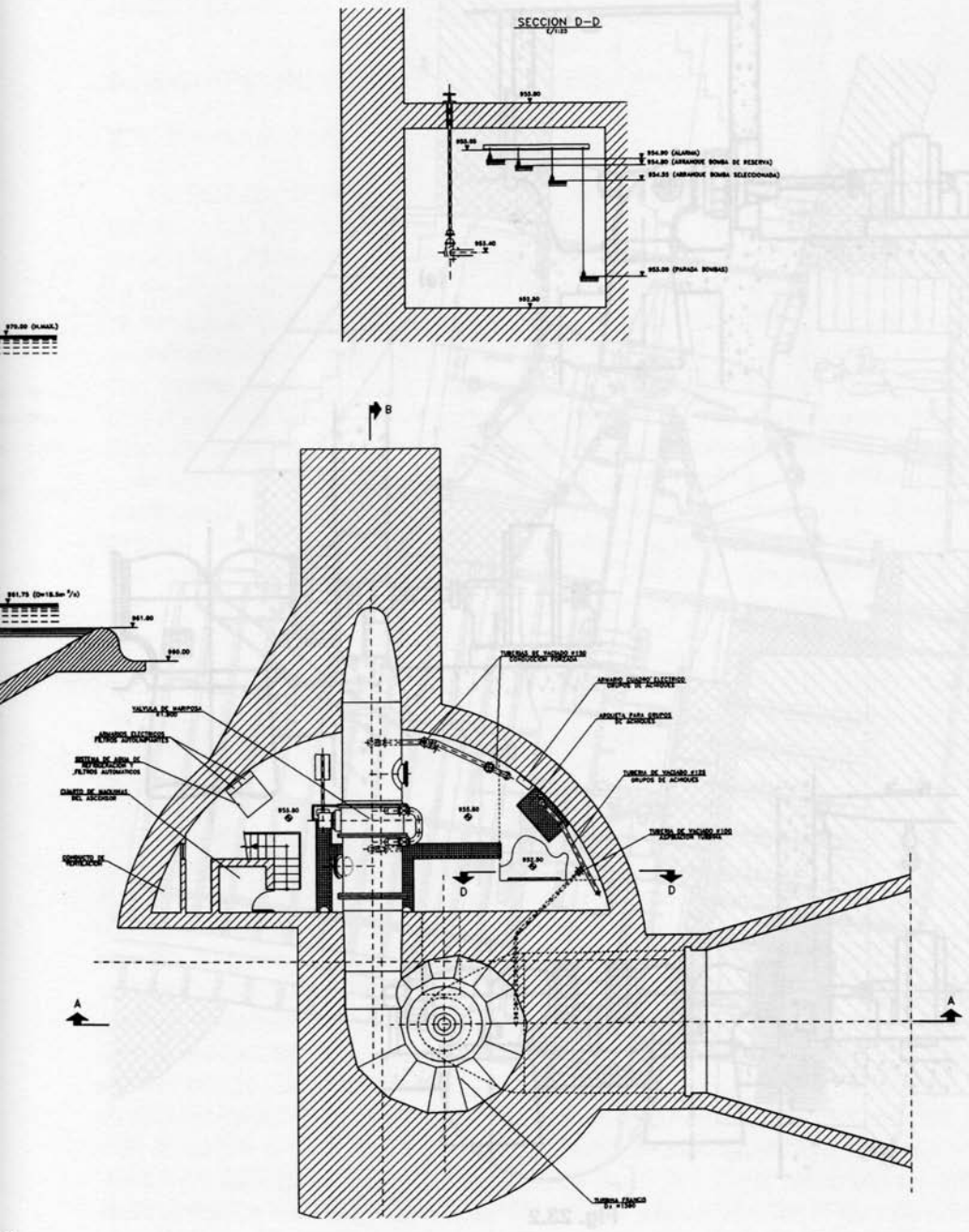
La ampliación de la capacidad instalada en una central no solo incluye las obras en ella sino que, por lo general, tiene que ir acompañada por la ampliación de la capacidad de la toma, de la conducción y de la cámara de carga, así como por la remodelación de la subestación.

5.3. Aprovechamiento de infraestructuras existentes

Estas instalaciones utilizan el desnivel creado en obras de regulación o transporte de agua construídas para el riego, abastecimiento u otros usos no energéticos. Los aprovechamientos más frecuentes de este tipo son las centrales al pie de presas de regulación, las cuales utilizan el salto variable creado por la presa de embalse y el caudal de agua derivado para atender las demandas prioritarias; un aprovechamiento notable de este tipo es el de las presas de regulación del Canal de Isabel II para el abastecimiento de agua potable de Madrid, donde se han construído 5 centrales hidroeléctricas con una potencia total de 31 MW y una producción anual media de más de 100 GWh.



Aprovechamiento de la presa de Riosequillo. P=



.1

W, H=44 m, N=375 rpm. Fuente: Canal de Isabel II

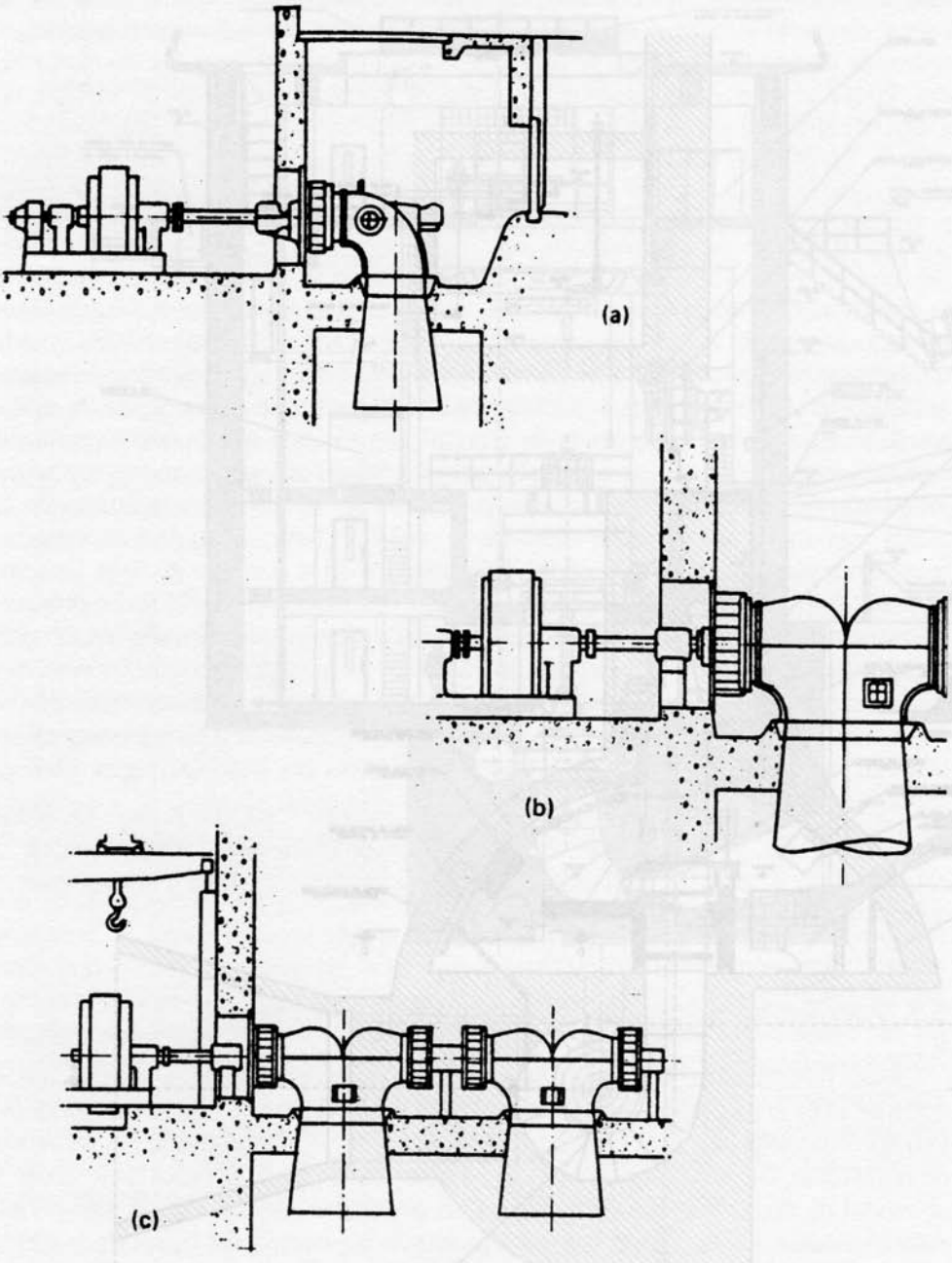


Fig. 23.2

TF de cámara abierta. Este tipo de turbina estuvo muy extendido durante las dos primeras décadas del siglo XX. Fuente: Farag, 1981.

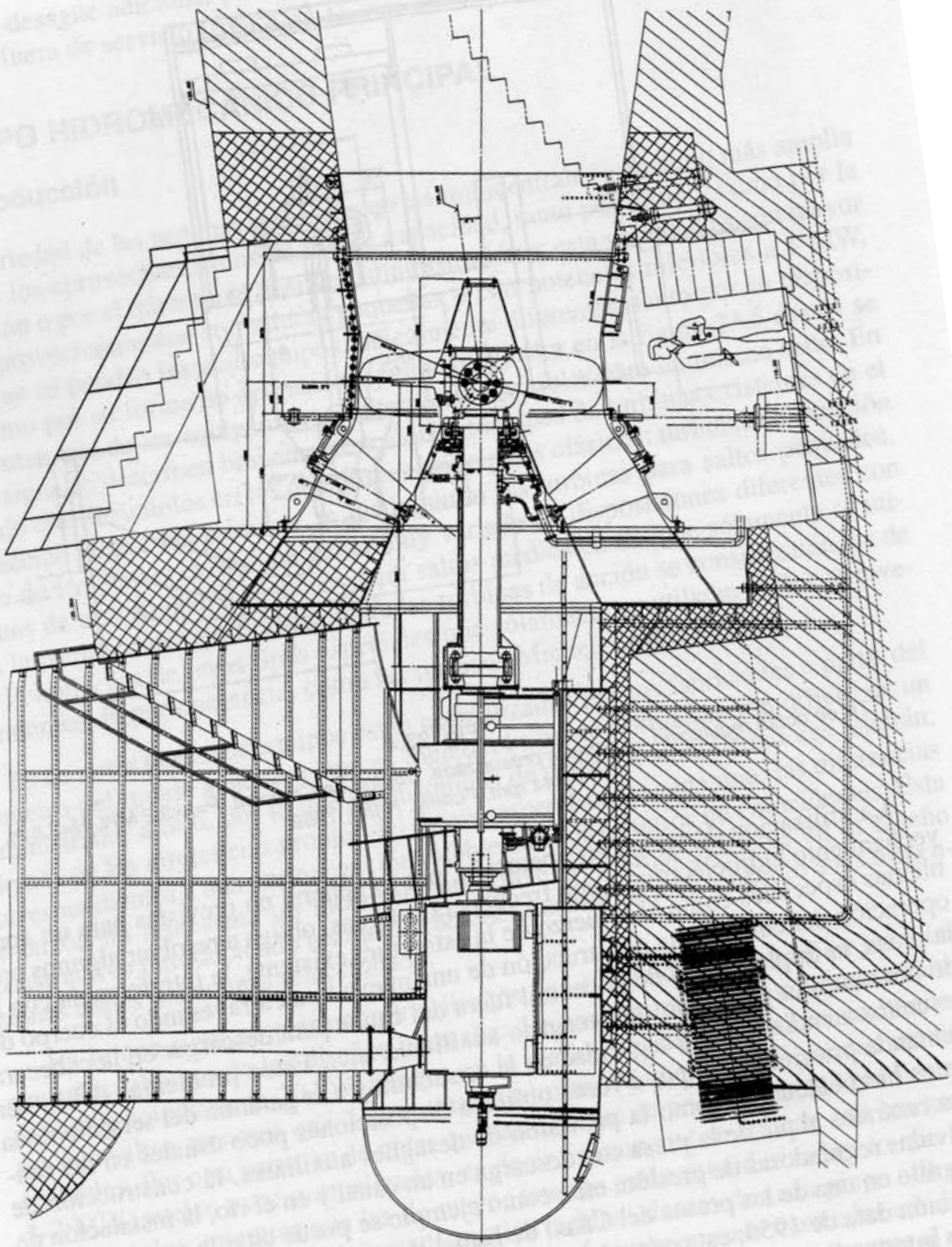


Fig. 23.3

TBP de la ampliación de la central de Menuza. Fuente: EMESA.

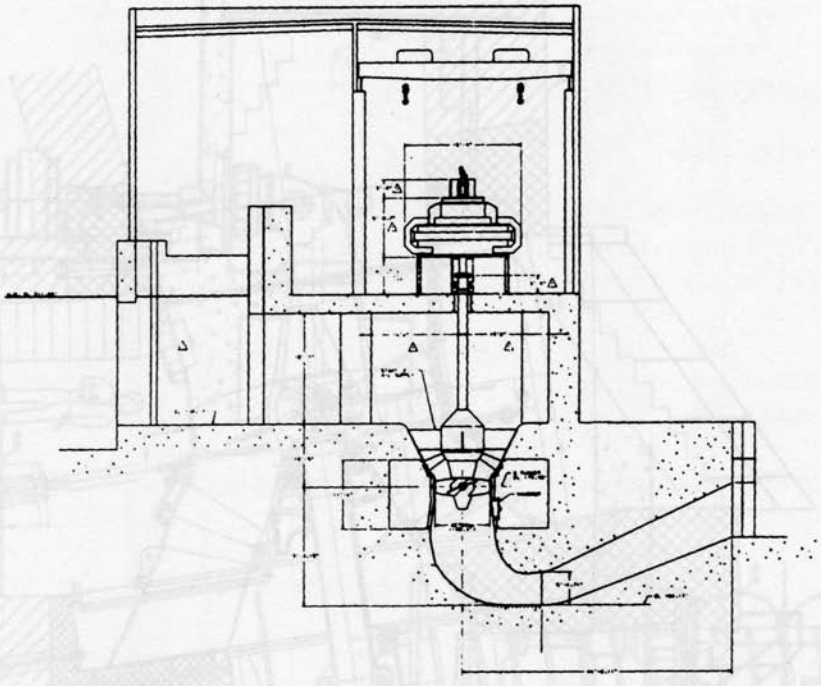


Fig. 23.4

TK de doble regulación en cámara presurizada. Central de Crescent. P=2x3,2 MW, H=2,8 m, N=144 rpm. Fuente: Haag, 1989.

La utilización de presas en operación, por lo general no previstas para un aprovechamiento hidroeléctrico y con frecuencia antiguas, obliga a resolver algunos problemas especiales como el refuerzo de la estructura existente, la interferencia con la operación del embalse, la construcción de una nueva toma atravesando el cuerpo de la presa, la implantación de la central fuera del cauce para descargar en la cabecera de un canal, la provisión de desagües auxiliares, etc.. Estos problemas deben ser resueltos atendiendo a la seguridad de la estructura y a la garantía del servicio de la demanda prioritaria, lo que a veces obliga a disposiciones poco usuales en las centrales hidroeléctricas como la provisión de desagües auxiliares, la construcción de dos centrales al pie de la presa con descarga en un canal y en el río, la instalación de válvulas reguladoras de presión, etc.; como ejemplo se puede citar la central de Riosequillo en una de las presas del Canal de Isabel II anteriormente citadas cuya construcción data de 1956; esta central, con una TF de 7,2 MW, utiliza 8 pequeños desagües intermedios de la presa para conseguir la capacidad de 18 m^3/s buscada y tiene una configuración poco usual a causa de las condiciones de implantación existentes,

así como un desagüe adicional para garantizar el servicio de la demanda cuando la central está fuera de servicio (figura 23.1).

6. EQUIPO HIDROMECÁNICO PRINCIPAL

6.1. Introducción

La variedad de las turbinas utilizadas en las minicentrales es mucho más amplia que la de los aprovechamientos de mayor capacidad, tanto por el tipo, como por la disposición o por el número de posibles suministradores; esta variedad es aún mayor en los aprovechamientos con alturas pequeñas o con potencias inferiores a 1 MW, en los que se pueden instalar equipos radicalmente diferentes, tanto por su disposición como por su forma de operación, según se muestra en la figura 23.5 donde se representan tres de los equipamientos alternativos posibles para un mismo salto. En lo que sigue se describen brevemente los distintos tipos de turbinas existentes en el mercado clasificándolos en los dos grupos principales clásicos: turbinas de reacción y de acción. Entre las primeras se distinguirán las turbinas para saltos pequeños, dentro de los cuales existe una gama muy variada de disposiciones diferentes con turbinas de tipo Kaplan o Francis y para saltos medios en los que sólamente se utilizan las turbinas de tipo Francis; entre las turbinas de acción se considerarán las de tipo Pelton y las de otros tipos especiales que sólamente se utilizan en los aprovechamientos de poca potencia, como las turbinas Michel-Banki o Turgo.

Es de notar que estos equipos están normalizados por los fabricantes a partir del diámetro del rodete aunque, como es lógico, el tipo de normalización difiere de un suministrador a otro, por lo que las máquinas de distintos suministradores tendrán, además de las diferencias propias del diseño específico de cada uno, las diferencias correspondientes a una normalización establecida con criterios no coincidentes. Esta situación no representa un inconveniente grave, ya que se resuelve en el diseño constructivo introduciendo las modificaciones necesarias para ajustarlo a las dimensiones reales del equipo seleccionado.

En lo que sigue se presentan los diseños de utilización más usual en las minicentrales; algunos de los diseños normalizados son de aplicación a partir de saltos de 2 m y potencias de 20 kW, aunque en la realidad es difícil que aprovechamientos con saltos menores que 3 m o potencias menores que 200 kW puedan resultar rentables. Por otra parte, es de notar que las turbinas de poca capacidad (menor que 1-2 MW) suelen estar normalizadas, es decir únicamente se aplican con los tamaños normales, mientras que las de mayor tamaño están estandarizadas, lo que significa con la terminología adoptada que las turbinas dentro de cada grupo son geométricamente semejantes pero que el tamaño se ajusta en cada caso a las condiciones del salto. La normalización o estandarización se refiere exclusivamente al equipo, ya que la obra civil se ajusta a las condiciones reales del emplazamiento.

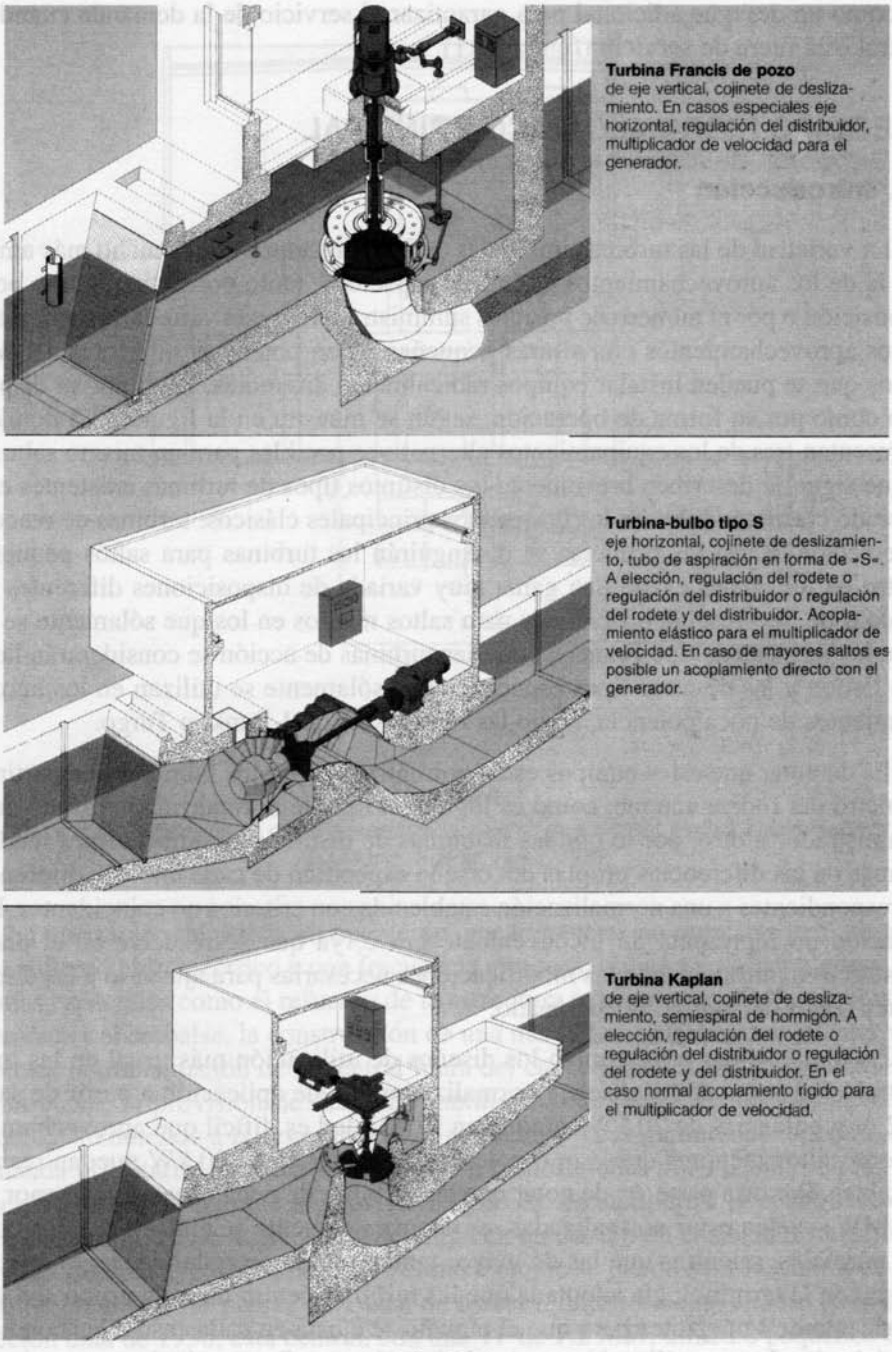


Fig. 23.5

Equipamientos alternativos con saltos menores que 10 m. Fuente: VOITH.

6.2. Selección y dimensionamiento de turbinas

Los campos de utilización de los distintos tipos de turbina dependen del salto y del caudal nominales; el parámetro de mayor influencia es el primero, en función del cual se pueden establecer los siguientes campos típicos de aplicación:

— TK para los saltos menores que 30 m,

— TF para los saltos entre 15 y 400 m,

— TP para los saltos mayores que 100 m.

Los campos de aplicación tiene unas zonas de solape mucho más amplias que en el caso de las turbinas convencionales; por otra parte, la selección se complica por la existencia de disposiciones o tipos de turbinas que solo son de aplicación en las centrales de poca potencia, como las turbinas Francis o Kaplan en cámara abierta y las turbinas Banki o Turgo para potencias menores que 1 MW. Esta amplia variedad de tipos se refleja en la figura 23.6, que presentan los campos de aplicación previstos por VOITH para los equipos de su fabricación; asimismo, esta variedad explica que haya propuestas de distintos fabricantes para un mismo aprovechamiento basadas en turbinas de tipos o disposiciones radicalmente diferente. Por ello, es usual realizar el anteproyecto de las centrales sobre la base de una selección provisional

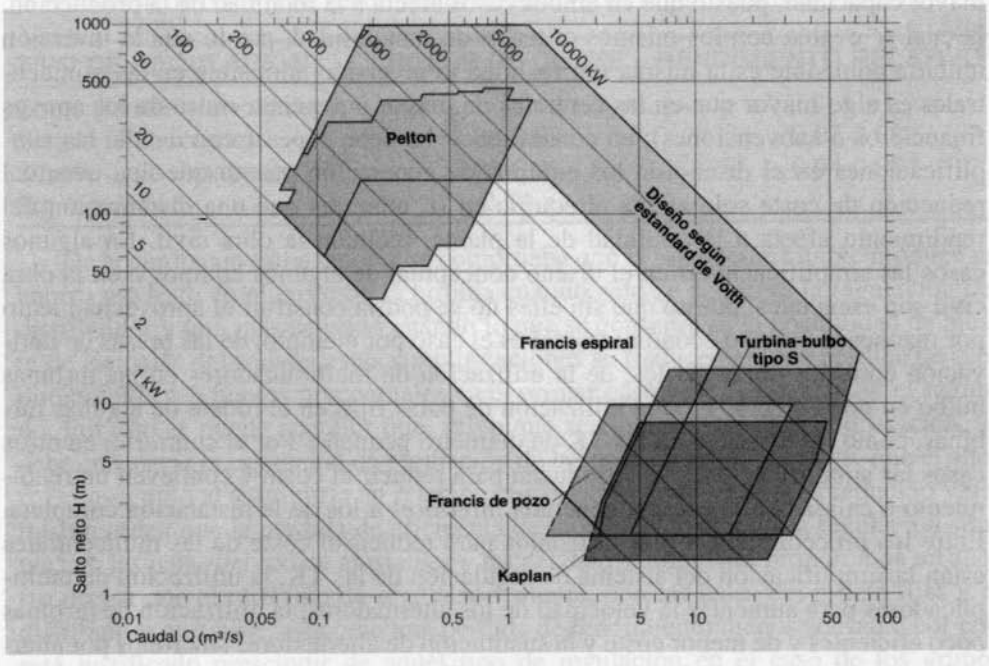


Fig. 23.6

Campo de aplicación de los distintos tipos de turbinas. Fuente: VOITH.

del tipo y disposición de la turbina y concluir el diseño constructivo después de haber decidido el equipo a instalar.

La estimación de las dimensiones de las turbinas de las minicentrales no se realiza con los procedimientos expuestos en el capítulo 15 ya que los diseños normalizados para este tipo de equipos son más conservadores que los aplicados a las turbinas de mayor tamaño; por ello, el procedimiento más apropiado para completar el anteproyecto inicial anteriormente mencionado es el de partir de las dimensiones normalizadas de un equipo del tipo que se juzga más apropiado. No obstante, es de notar que, aunque se trate de minicentrales, los equipos que utilizan saltos pequeños pueden ser muy voluminosos ya que utilizan caudales de importancia (por ejemplo, una turbina de 4 MW con un salto de 5 m utiliza un caudal de casi 100 m^3/s); por otra parte, el coste de las minicentrales es elevado, por lo que la eventual existencia de una estandarización más o menos detallada de las turbinas no libera al proyectista de realizar los estudios y diseños precisos para dimensionar correctamente el esquema y conseguir un diseño ajustado a las características del emplazamiento.

6.3. Consideraciones sobre el rendimiento

La eficiencia de las minicentrales es tan importante como la de las centrales de mayor capacidad, puesto que en ambos casos afecta a la totalidad de la producción, la cual se evalúa con los mismos criterios de rentabilidad, por lo que la inversión unitaria admisible es la misma (en realidad la inversión admisible en las minicentrales es algo mayor que en las centrales de mayor potencia a causa de los apoyos financieros o subvenciones); en consecuencia se debe sopesar con detalle las simplificaciones en el diseño de los equipos de generación puesto que una eventual reducción de coste solo afecta al equipo en sí, mientras que una disminución del rendimiento afecta a la totalidad de la planta, incluída la obra civil. En algunos casos las simplificaciones en el diseño conceptual de algunos equipos o en la obra civil son esenciales, puesto que sin ellas no se podría construir el aprovechamiento por razones técnicas o económicas; tal es el caso por ejemplo, de las presas de derivación entre las obras civiles, de la utilización de multiplicadores en las turbinas bulbo en pozo o en S, o de la utilización de palas fijas en el rodete de algunas turbinas, como las Straflo o en las TK de diámetro pequeño. Por el contrario, en otros casos las simplificaciones se introducen para reducir el coste y conllevan un rendimiento o calidad en la energía generada inferiores a los de la instalación completa. Entre los procedimientos más utilizados para reducir el coste de las minicentrales están la simplificación del sistema de regulación de las TK, la utilización de multiplicadores para aumentar la velocidad de los alternadores, la utilización de turbinas poco eficientes y de menor coste y la sustitución de alternadores síncronos por alternadores asíncronos; los dos primeros se analizan en lo que sigue mientras que los dos últimos se analizarán al tratar el equipo correspondiente.

Regulación de las TK

El rendimiento de las TK depende del tipo de regulación adoptado, que puede ser doble como en las turbinas convencionales (palas del distribuidor y palas del rodete ajustables), simple (palas del distribuidor o palas del rodete ajustables) o sin regulación (palas del distribuidor y rodete fijas); la inferior capacidad de regulación simplifica el diseño de las turbinas y del regulador pero conlleva una reducción del rendimiento de la instalación, tal como se muestra en la figura 23.7 en la que se representan los rendimientos típicos para cada cada uno de estos cuatro tipos de regulación; el primero, la doble regulación, proporciona una curva de rendimientos bastante plana con unos valores elevados para caudales entre el 20 y el 100 % del nominal, mientras que con la regulación simple se tienen unas curvas de rendimiento más apuntadas, especialmente para las turbinas con regulación del distribuidor y palas del rodete fijas, las cuales solo tienen un rendimiento aceptable en las proximidades del punto de diseño. Las turbinas sin regulación no pueden modificar el caudal turbinado que, para un grupo determinado solo depende del salto neto utilizado; por ello, las instalaciones con turbinas sin regulación solo pueden modificar el caudal turbinado cambiando el número de grupos en operación, lo cual es un inconveniente grave para la operación de las centrales fluyentes. La simplificación de la regulación de estas turbinas abarata la máquina hidráulica a costa de reducir la eficiencia de la instalación; la reducción de coste y de rendimiento relativos son, según Hemmen (1985):

TIPO DE REGULACIÓN	INDICE DE COSTE	RENDIMIENTO RELATIVO
Doble (rodete y distribuidor)	1	1
Simple (solo rodete)	0,85-0,87	0,97-0,98
Simple (solo distribuidor)	0,93-0,95	0,94-0,96
Sin regulación	0,75	—

De acuerdo con estos valores se comprueba que la regulación simple produce un ahorro modesto en el coste de la turbina cuando solo se conserva la regulación del distribuidor y uno más acusado cuando lo que se conserva es la posibilidad de ajuste de las palas del rodete; estas simplificaciones se traducen en una pérdida de rendimiento de 4-6 puntos porcentuales en el primer caso y de 2-3 puntos en el segundo. Por ello se puede concluir que, salvo que sea innecesario para la operación, se debe conservar la capacidad de regulación de las palas del rodete, puesto que el ahorro conseguido al suprimirla en relación con el coste de la turbina es reducido y del mismo orden que la pérdida de eficiencia de toda la instalación. La regulación simple con las palas del rodete ajustables y las del distribuidor fijas proporciona un ahorro mayor que el otro tipo de regulación simple, con las palas del rodete fijas y el distribuidor ajustable, así como una pérdida de rendimiento menos acusada; por ello está justificado prescindir de aquel tipo de regulación en el caso de los grupos pequeños o con condiciones de instalación difíciles o en las turbinas que operan la mayor parte del tiempo cerca de las condiciones nominales.

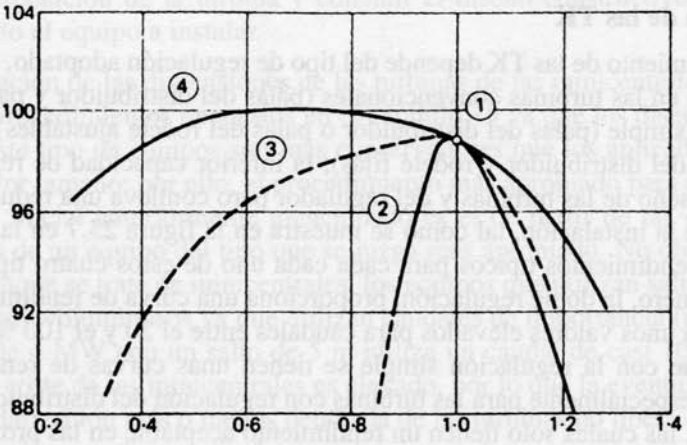


Fig. 23.7

Rendimiento en función del tipo de regulación. 1 palas y distribuidor fijos, 2 distribuidor ajustable y palas fijas, 3 distribuidor fijo y palas ajustables, 4 distribuidor y palas regulables.

Es de notar que las turbinas con el distribuidor fijo necesitan una compuerta automática de cierre accionada con un servomotor y controlada por el regulador de la turbina para facilitar el arranque y la parada del grupo; esta compuerta se sitúa preferentemente en el lado de la descarga puesto que es más útil para asistir en el arranque del grupo. Por otra parte se debe señalar que las TK de doble regulación pueden actuar como desagües operando en vacío (sin carga); la capacidad de desagüe operando en esta modalidad bajo el control de una compuerta aguas abajo puede llegar hasta el 70 % del caudal nominal.

Multiplicador de velocidad

El uso del multiplicador de velocidad es obligado en algunos casos, como en los grupos con TBP o con TS; en otros, por el contrario, es un dispositivo para reducir el coste de la instalación y, en consecuencia, su utilización debe ser analizada para verificar si resulta de interés. La principal ventaja conseguida con el multiplicador es poder utilizar un alternador rápido de construcción estándar, cuyo volumen y coste son inferiores al que se necesitaría con una conexión directa turbina-alternador y cuyo rendimiento es algo más alto; los inconvenientes son la introducción de un equipo adicional, lo que conlleva mayores costes de instalación y mantenimiento, así como riesgos de averías, aumento del nivel de ruidos y pérdida de rendimiento, la cual puede evaluarse entre el 1 % para los multiplicadores epicicloidales y un 2 % para los de ejes paralelos.

Los resultados de la comparación entre ambas soluciones, con y sin multiplicador, dependen de las características del aprovechamiento, aunque como regla general puede afirmarse que el acoplamiento directo sin multiplicador resulta de interés

cuando la potencia del grupo es superior a 2-3 MW y la velocidad de giro de la turbina es mayor que 200-300 rpm (Dougherty, 1985); por el contrario, el uso de multiplicadores es de interés para los grupos de menos de 1 MW con velocidad de giro inferior a 450 rpm.

Los multiplicadores de una etapa aumentan la velocidad de giro en 6-8 veces, lo que en la mayor parte de los casos permite utilizar alternadores de más de 600 rpm de fabricación estándar; estos equipos, especialmente los de tipo epicicloidal o planetarios, se pueden utilizar con potencias de más de 20 MW, muy superiores a las de las minicentrales; con potencias reducidas suele ser más conveniente utilizar correas de transmisión.

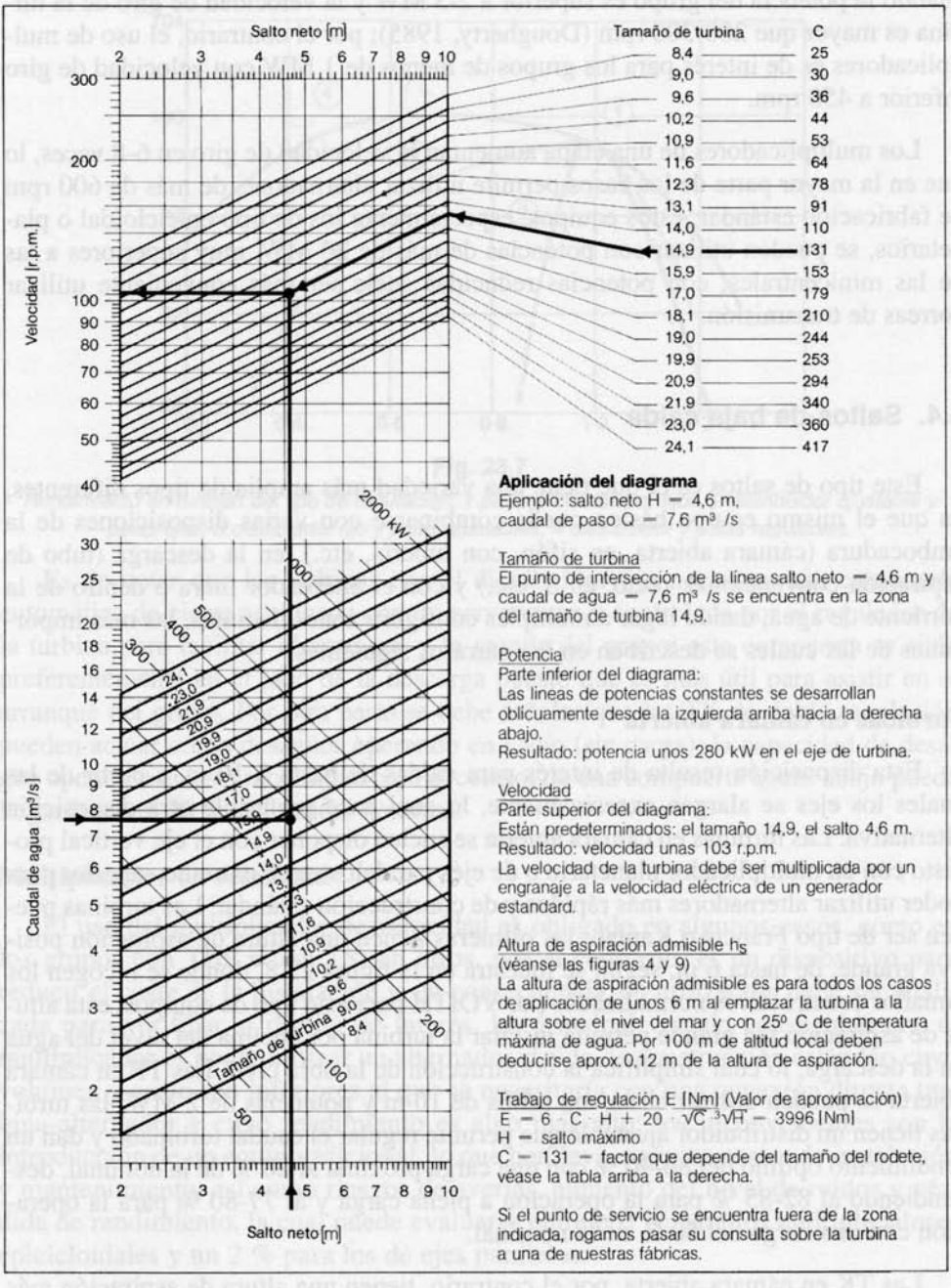
6.4. Saltos de baja caída

Este tipo de saltos es el que tiene una variedad más amplia de tipos diferentes, ya que el mismo equipo básico puede combinarse con varias disposiciones de la embocadura (cámara abierta, en sifón, con tubería, etc.), en la descarga (tubo de aspiración convencional, recto, en S, etc,) y con el alternador fuera o dentro de la corriente de agua, dando lugar a múltiples configuraciones distintas, las más importantes de las cuales se describen en los párrafos siguientes.

Turbinas en cámara abierta

Esta disposición resulta de interés para caídas de hasta 8-10 m, a partir de las cuales los ejes se alargan excesivamente, lo cual hace preferible otra disposición alternativa. Las turbinas en cámara abierta se suelen disponer con el eje vertical provisto con un multiplicador planetario o de ejes paralelos en su extremo superior para poder utilizar alternadores más rápidos y de construcción estándar. Las turbinas pueden ser de tipo Francis o Kaplan; las primeras tienen una altura de aspiración positiva grande, de hasta 6 m, según se muestra en la figura 23.8, donde se recogen los tamaños constructivos normalizados por VOITH para este tipo de equipos; esta altura de aspiración tan grande permite instalar la turbina por encima del nivel del agua en la descarga, lo cual simplifica la construcción de la obra civil. Las TF en cámara abierta se pueden utilizar hasta con saltos de 10 m y potencias de 2 MW; las turbinas tienen un distribuidor ajustable que permite regular el caudal turbinado y dan un rendimiento óptimo del 86-90 % con una carga próxima al 80 % de la nominal, descendiendo al 82-85 % para la operación a plena carga y al 77-80 % para la operación con una carga del 50 % de la nominal.

Las TK en cámara abierta, por el contrario, tienen una altura de aspiración más pequeña, o incluso negativa, lo que limita a unos 6-8 m la altura utilizable con esta disposición; este tipo de instalación requiere un diseño cuidadoso de la cámara para



Aplicación del diagrama
Ejemplo: salto neto H = 4,6 m,
caudal de paso Q = 7,6 m³ /s

Tamaño de turbina
El punto de intersección de la línea salto neto = 4,6 m y caudal de agua = 7,6 m³ /s se encuentra en la zona del tamaño de turbina 14,9.

Potencia
Parte inferior del diagrama:
Las líneas de potencias constantes se desarrollan oblicuamente desde la izquierda arriba hacia la derecha abajo.
Resultado: potencia unos 280 kW en el eje de turbina.

Velocidad
Parte superior del diagrama:
Están predeterminados: el tamaño 14,9, el salto 4,6 m.
Resultado: velocidad unas 103 r.p.m.
La velocidad de la turbina debe ser multiplicada por un engranaje a la velocidad eléctrica de un generador estandard.

Altura de aspiración admisible h_S
(véanse las figuras 4 y 9)
La altura de aspiración admisible es para todos los casos de aplicación de unos 6 m al emplazar la turbina a la altura sobre el nivel del mar y con 25° C de temperatura máxima de agua. Por 100 m de altitud local deben deducirse aprox. 0,12 m de la altura de aspiración.

Trabajo de regulación E [Nm] (Valor de aproximación)
$E = 6 \cdot C \cdot H + 20 \cdot \sqrt{C} \cdot \sqrt[3]{H} - 3996$ [Nm]
H = salto máximo
C = 131 = factor que depende del tamaño del rodete, véase la tabla arriba a la derecha.

Si el punto de servicio se encuentra fuera de la zona indicada, rogamos pasar su consulta sobre la turbina a una de nuestras fábricas.

TF en cámara

Dimensiones principales

A base del plano y de la tabla pueden determinarse las dimensiones principales de la instalación de turbina en función del tamaño de turbina. Las dimensiones determinadas son válidas para la mayoría de los casos de diseño, pero pueden experimentar pequeñas modificaciones para condiciones de instalación especiales.

Debe elegirse G ≧ H/2, si el nivel de aguas arriba está situado más bajo que el techo de la cámara de turbina. Al no alcanzar la medida G es necesaria una nariz de inmersión.

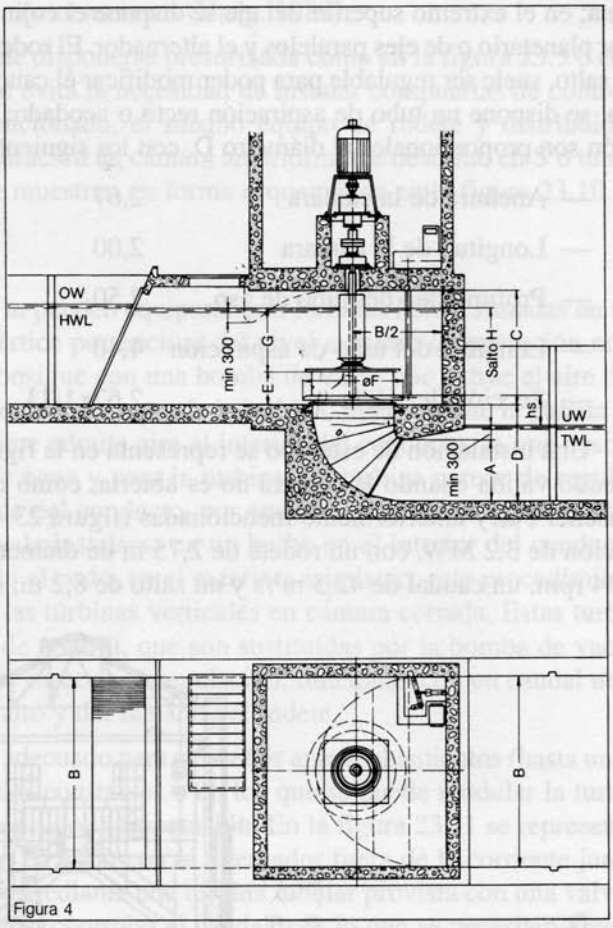


Figura 4

Las medidas indicadas en la tabla son medidas mínimas en mm, la velocidad de agua a la entrada en la cámara de turbina no debería sobrepasar con el caudal máximo de paso aprox. 1,0 m/s. En caso de saltos mayores puede resultar, por consiguiente, necesaria una ampliación de la sección transversal de la cámara.

Tamaño	8,4	9,0	9,6	10,2	10,9	11,6	12,3	13,1	14,0	14,9	15,9	17,0	18,1	19,0	19,9	20,9	21,9	23,0	24,1
A	850	900	950	1000	1100	1150	1250	1350	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
B	2500	2600	2750	2900	3050	3200	3400	3600	3850	4050	4300	4500	4800	5000	5200	5500	5700	6000	6300
C	1800	⟶					1900	1900	2000	2000	2000	2100	2100	2200	2200	2300	2300	2400	2400
D	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1950	2100	2200	2350	2500	2700	2850	3000	3150	3300	3450	3600	3800
E	470	510	530	555	580	605	665	695	730	795	830	870	930	970	1020	1070	1120	1170	1210
F	1500	1580	1650	1730	1800	1900	2010	2130	2250	2330	2460	2550	2700	2820	2930	3060	3200	3360	3530

ente: VOITH.

evitar turbulencias en el flujo que perturben la operación. Por lo general, la turbina se sitúa en el extremo inferior de un tronco de cono invertido al que se sueldan unos álabes radiales que forman el distribuidor, el cual sirve de apoyo al cojinete guía de la turbina; en el extremo superior del eje se dispone el cojinete combinado, un multiplicador planetario o de ejes paralelos y el alternador. El rodete, con tres a cinco palas según el salto, suele ser regulable para poder modificar el caudal turbinado y, según su tamaño, se dispone un tubo de aspiración recto o acodado; las dimensiones de la instalación son proporcionales al diámetro D, con los siguientes valores relativos típicos:

— Anchura de la cámara	2,67
— Longitud de la camara	2,00
— Profundidad del tubo de asp.	2,50
— Longitud del tubo de aspiración	4,40
— Sección de salida	2,67x1,33

Una instalación de este tipo se representa en la figura 23.9. La disposición sigue siendo válida cuando la cámara no es abierta, como en las centrales de Crescent y Vischer Ferry anteriormente mencionadas (figura 23.4) con dos TK de doble regulación de 3,2 MW, con un rodete de 2,75 m de diámetro, una velocidad síncrona de 144 rpm, un caudal de 42,5 m^3/s y un salto de 8,2 m; esta instalación tiene aspectos

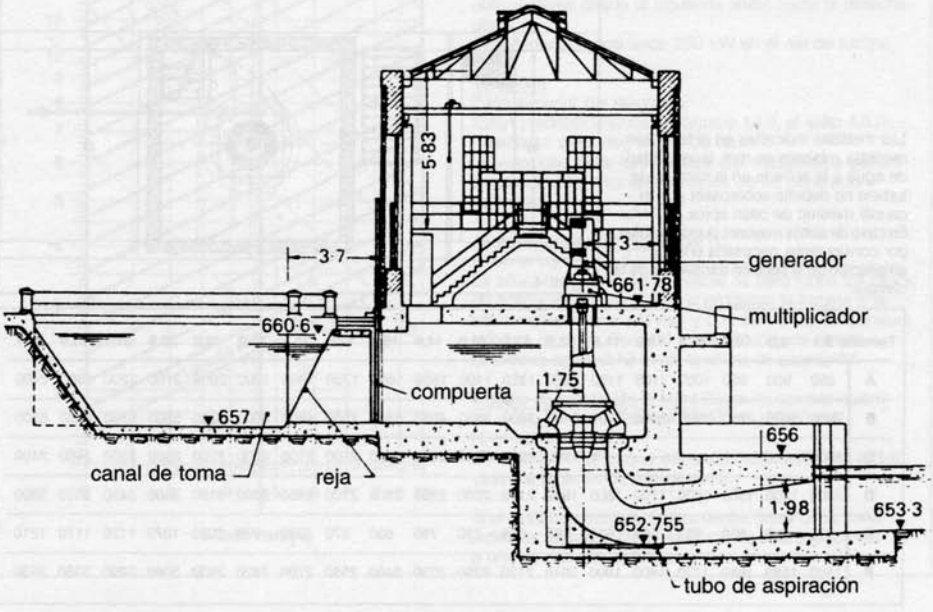


Fig. 23.9

TK en cámara abierta. Fuente: Regoyos, 1984.

poco usuales como la doble regulación, la magnitud del salto utilizado, la ausencia de multiplicador (lo que explica el tamaño desproporcionado del alternador) y el acceso al cono de aspiración donde se sitúan los cojinetes de los álabes del distribuidor y los servomotores de accionamiento (Haag, 1989).

Asimismo, la cámara puede disponerse presurizada como en la figura 23.3 o con un dispositivo en sifón, lo que evita la necesidad de instalar compuertas de control; en realidad, según se ha mencionado, el mismo equipo de rodete y distribuidor puede utilizarse con la configuración en cámara anteriormente descrita, en S o tubular; estos tres tipos básicos se muestran en forma esquemática en la figura 23.10.

Turbina en sifón

Los saltos menores que 4 m pueden equiparse con turbinas hélice situadas en un conducto acodado y con el vértice por encima del nivel máximo de operación normal. El cebado del sifón se consigue con una bomba de vacío que extrae el aire del conducto, lo que inicia el flujo y el arranque de la turbina, mientras que la parada se realiza abriendo una válvula que admite aire al interior del conducto, lo que desceba el sifón, detiene el flujo de agua y para la turbina. La turbina carece de regulación y se instala cerca del codo del conducto, por encima del nivel de aguas arriba, mientras que el alternador puede instalarse en un bulbo en el interior del conducto o, mediante un eje atravesando el codo, en el exterior; asimismo, este procedimiento en sifón puede aplicarse a las turbinas verticales en cámara cerrada. Estas turbinas no necesitan compuertas de control, que son sustituídas por la bomba de vacío y la válvula de aire y, dado que carecen de regulación, funcionan con un caudal uniforme que solo depende del salto y del tamaño del rodete.

Este tipo de instalación es adecuado para pequeños aprovechamientos (hasta unos 200 kW) operando con caudales constantes o en los que se puede modular la turbinación mediante el número de grupos en operación. En la figura 23.11 se representa un esquema de una instalación en sifón con el alternador fuera de la corriente junto con una disposición alternativa mediante una turbina tubular provista con una válvula mariposa. La turbina opera sin controlar el caudal, por lo que se necesitan detectores de nivel aguas arriba conectados con la bomba de vacío o la válvula de aire para arrancar y parar el grupo en función del nivel de agua en la cámara de carga.

El sifón también puede ser una solución de interés en las tomas de las centrales fluyentes alimentando una tubería de presión y una central con TF; en este caso la variación de nivel de agua en la cámara de carga debe ser pequeña, menor que 4-5 m (Xian-Huan, 1989).

Turbinas de tipo bulbo

Este tipo de equipo tiene varias configuraciones diferentes según se muestra en la figura 23.12, todas ellas con unas obras civiles muy sencillas y compactas. Por lo

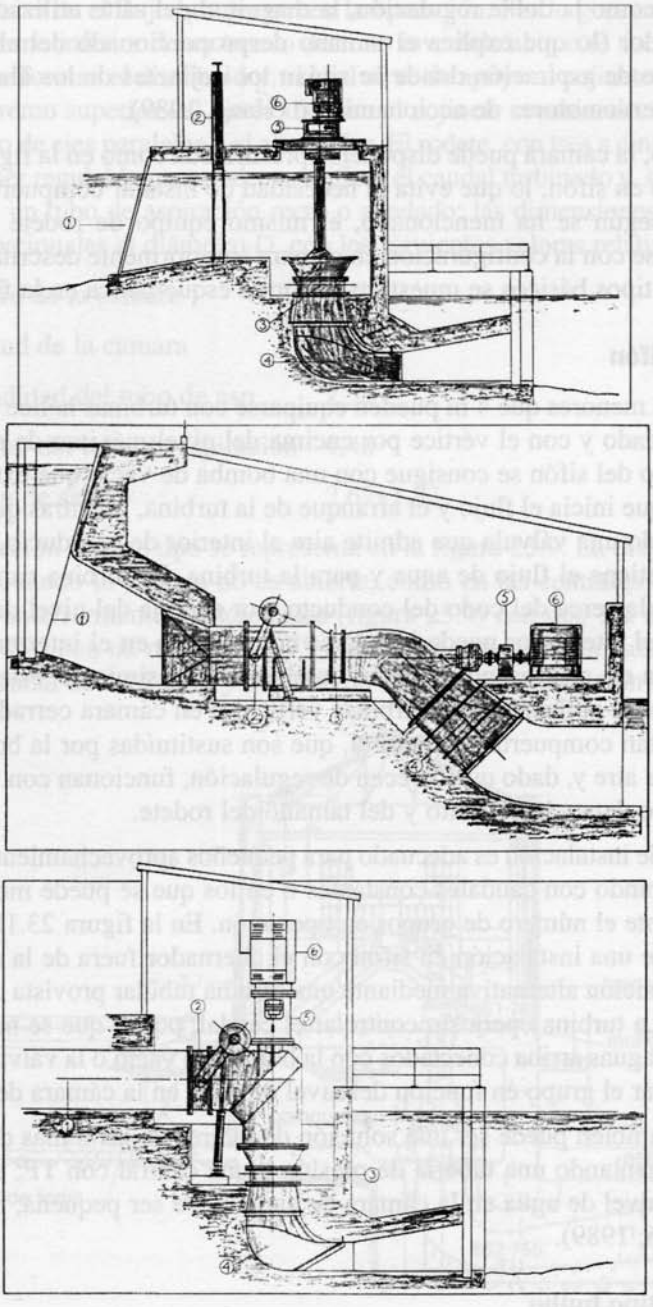


Fig. 23.10

Disposiciones típicas de las TK. 1 reja, 2 válvula o compuerta, 3 turbina, 4 tubo de aspiración, 5 multiplicador, 6 alternador.

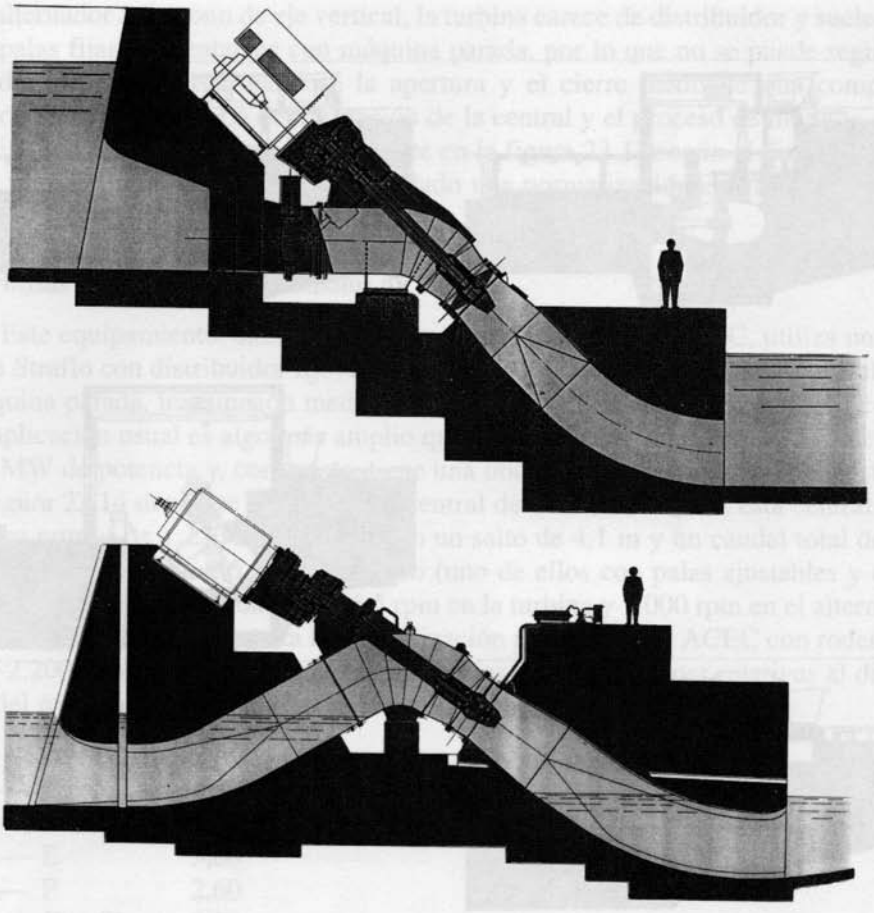


Fig. 23.11

TK en S y en sifón. Fuente: HYDROART.

general, los equipos de tipo bulbo de las minicentrales utilizan un dispositivo multiplicador con la finalidad de reducir las dimensiones y coste del alternador, mientras que las TB convencionales con un acoplamiento directo entre la turbina y el alternador son más habituales en los grupos de mayor capacidad y salto. En lo que sigue se describen las diposiciones más usuales en las centrales de poca potencia objeto del presente capítulo.

Turbinas bulbo con multiplicadores de reenvío de ángulo

Este tipo de equipo, que necesita una obra civil muy simple, se utiliza en turbinas de hasta 1 MW con saltos inferiores a 15 m; la turbina se dispone generalmente con el eje horizontal conectada mediante un multiplicador de reenvío de ángulo a

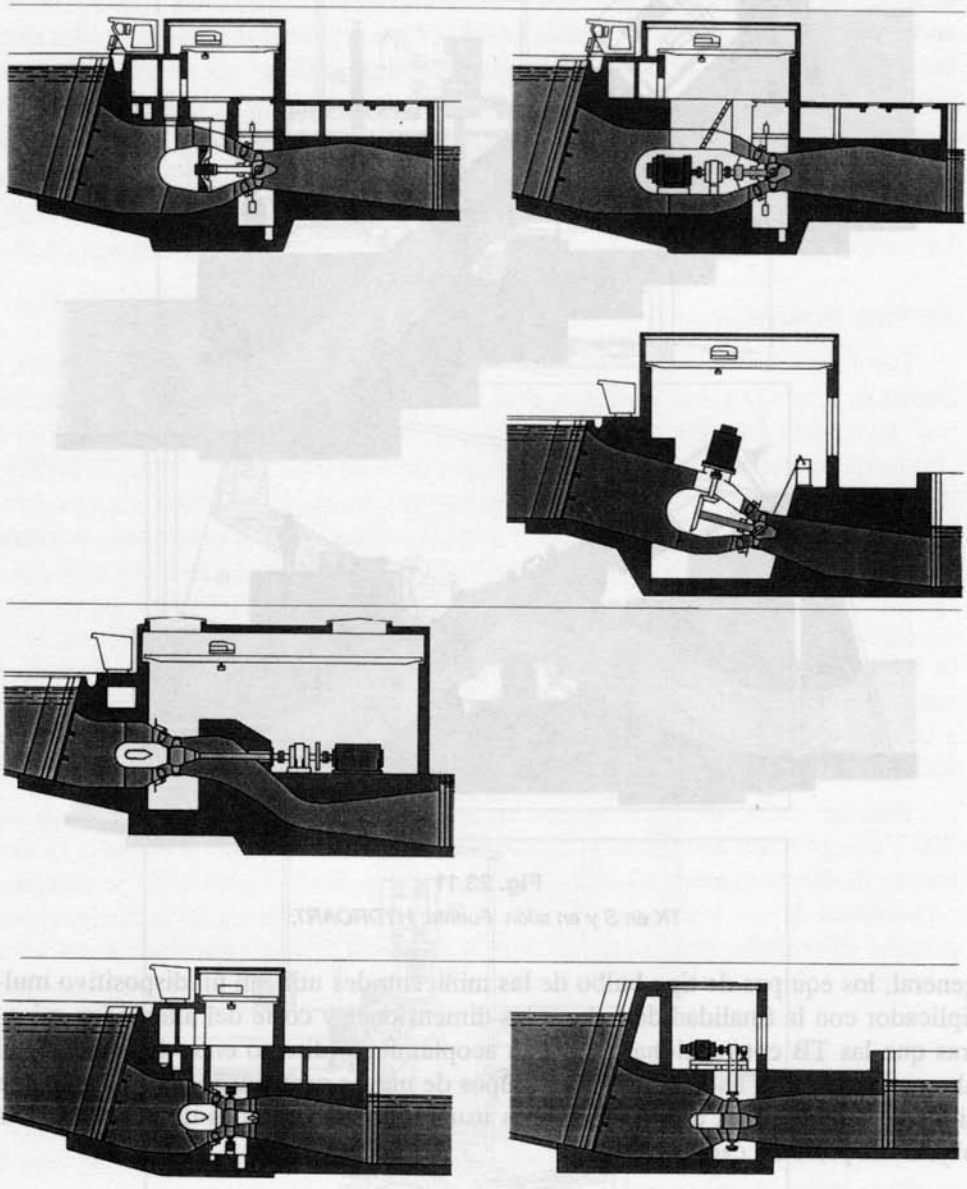


Fig. 23.12

Distintos tipos de disposición de TB. Fuente: SULZER Hydro.

un alternador asíncrono de eje vertical; la turbina carece de distribuidor y suele tener las palas fijas u orientables con máquina parada, por lo que no se puede regular el caudal turbinado, controlándose la apertura y el cierre mediante una compuerta vagón en la descarga. La configuración de la central y el proceso de montaje de los equipos se representa esquemáticamente en la figura 23.13 según el diseño conceptual de NEYRPIC, el cual ha desarrollado una normalización con rodetes de 450-1800 mm de diámetro.

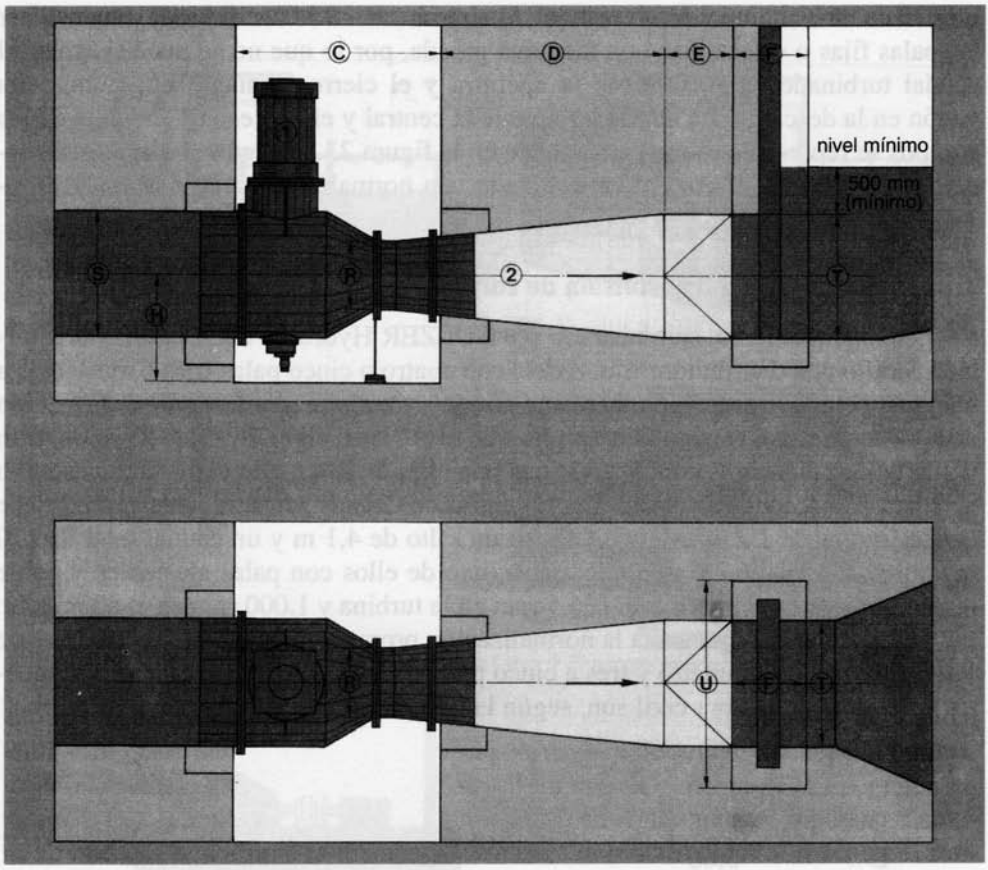
Turbinas Straflo con transmisión de correa

Este equipamiento, suministrado por SULZER Hydro y ACEC, utiliza una turbina Straflo con distribuidor fijo, rodete con cuatro o cinco palas fijas o ajustables a máquina parada, transmisión mediante correa y un alternador horizontal. El campo de aplicación usual es algo más amplio que el del caso anterior, hasta 25 m de salto y 3 MW de potencia y, como éste, tiene una obra civil sencilla como se muestra en la figura 23.14 donde se representa la central de Grands Malades; esta central tiene cuatro grupos de 1.250 kW que utilizan un salto de 4,1 m y un caudal total de 170 m^3/s, con rodetes de 2,6 m de diámetro (uno de ellos con palas ajustables y doble regulación) y una velocidad de 136,5 rpm en la turbina y 1.000 rpm en el alternador. En la figura 23.15 se presenta la normalización propuesta por ACEC con rodetes de 900-2.200 mm de diámetro y tres a cinco palas; las dimensiones relativas al diámetro del rodete de la obra civil son, según la nomenclatura de la figura:

— A y B	2,00
— C	1,40
— D	2,05
— E	5,60
— F	2,60
— G y G'	2,70
— A'	1,60
— B'	1,40
— C'	2,05
— E'	5,10

La transmisión por correa es muy ventajosa para este tipo de turbinas puesto que la envolvente móvil del rodete proporciona una circunferencia de gran diámetro para accionar la correa y trasladar la rotación multiplicando la velocidad de giro a una pequeña polea que se acopla en el extremo del alternador. Este tipo de transmisión es más económica, más silenciosa y require menos mantenimiento que los engranajes multiplicadores y, según Coumans (1989), su duración es similar pero con la ventaja de que su reposición es más barata y necesita un menor tiempo de espera.

Los grupos de mayor tamaño pueden equiparse con turbinas Straflo y alternadores anulares, como las descritas en el capítulo 15.

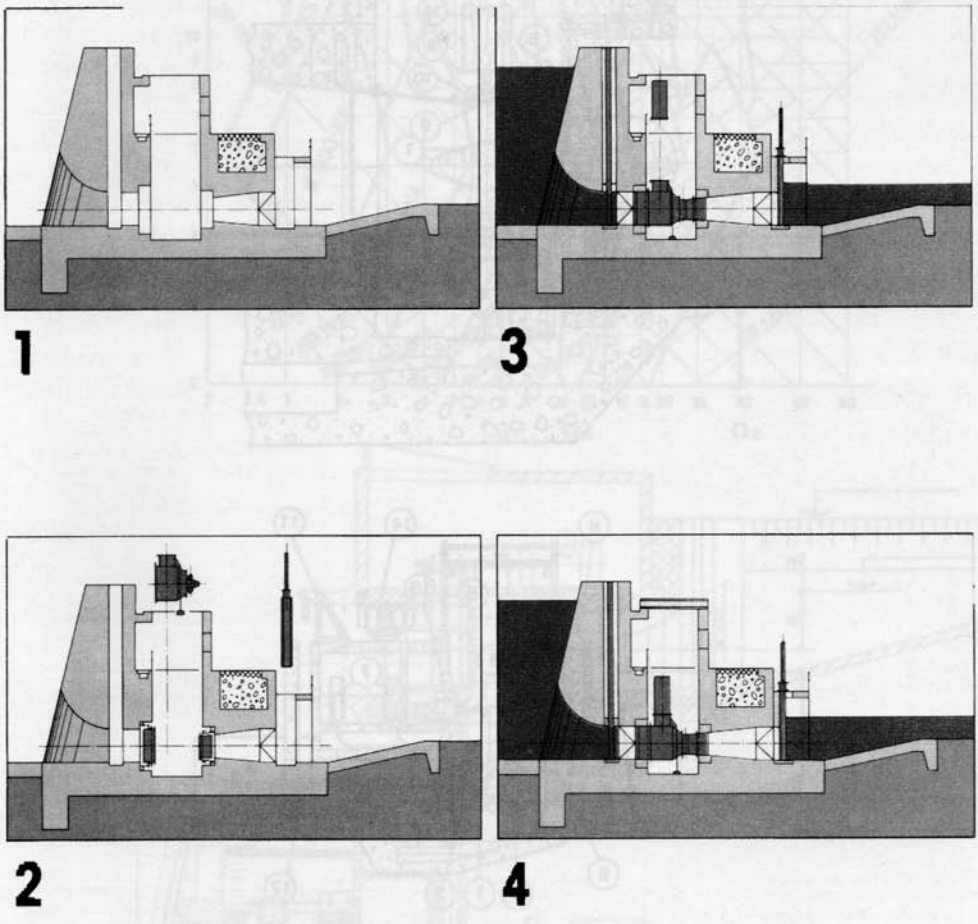


Diámetro del rodete	R	450	630	800	1.000	1.250	1.500	1.800
Longitud del pozo	C	1.000	2.100	2.700	2.800	3.200	3.700	4.060
Cono de aspiración	D	1.000	2.120	2.530	3.230	4.150	4.970	6.030
Extremo de tubo de aspiración	E	440	410	780	970	1.210	1.460	1.750
Empotramiento compuerta	F	1.000	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100	1.100
Profundida del pozo	H	800	1.100	1.450	1.550	1.830	2.100	2.350
Diámetro toma de agua	S	840	1.150	1.530	1.830	2.240	2.650	3.150
Salida del tubo de aspiración (cuadrado)	T	800	1.120	1.420	1.780	2.220	2.660	3.200
Empotramiento compuerta	U	1.900	2.400	2.700	3.000	3.600	4.000	4.500

Peso turbuna	(Tonelada)	2	4,5	7,5	10	13	20	26
Peso compuerta	(Tonelada)	3	4	5	7	10	15	18

Estas dimensiones son aproximadas.

TB con multiplicador angular. Normaliz



3
edimiento de montaje. Fuente: NEYRPIC.

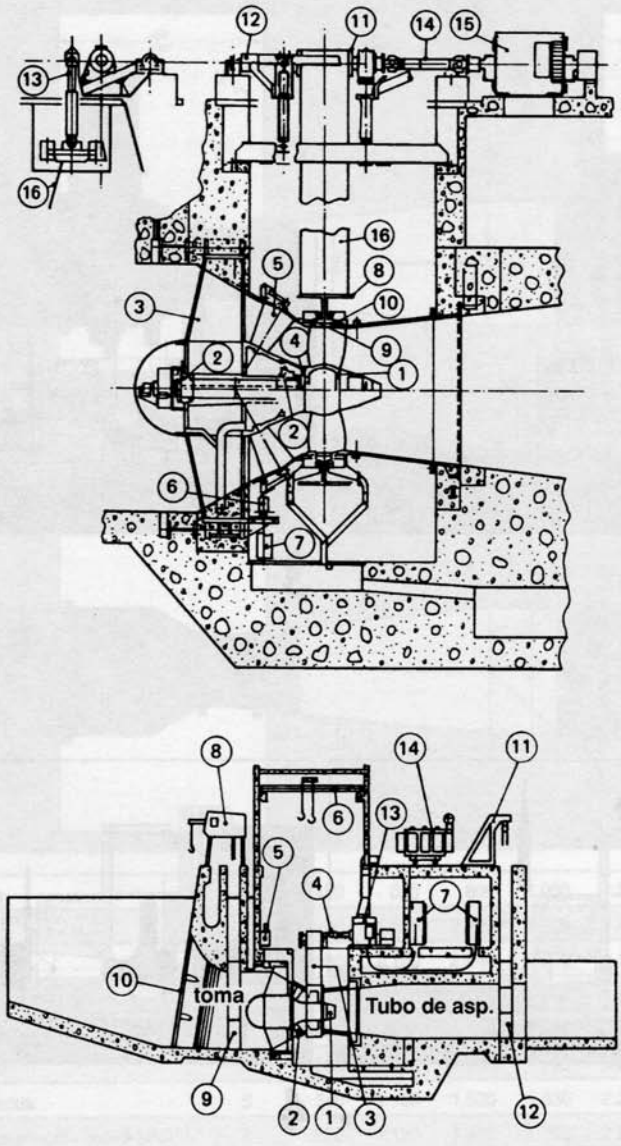


Fig. 23.14

Central de Grands-Malades en Bélgica. Sección longitudinal: 1 rodete, 2 distribuidor, 3 correa de transmisión, 4 eje, 5 acumulador, 6 pórtico grúa, 7 celdas. 8 limpiarrejas, 9 ataguías, 10 reja, 11 grúa para las ataguías, 12 ataguías aguas abajo, 13 alternador, 14 transformador.
Detalle de la turbina: 1 rodete, 2 cojinete, 3 rigidizador, 4 sellos, 5 distribuidor, 6 servomotor, 7 contrapeso, 8 polea principal, 9 anillo del rodete, 10 sistema de sellado, 11 polea receptora, 12 estructura de apoyo, 13 gatos hidráulicos, 14 eje, 15 alternador, 16 correa de transmisión.
Fuente: Coumans, 1989.

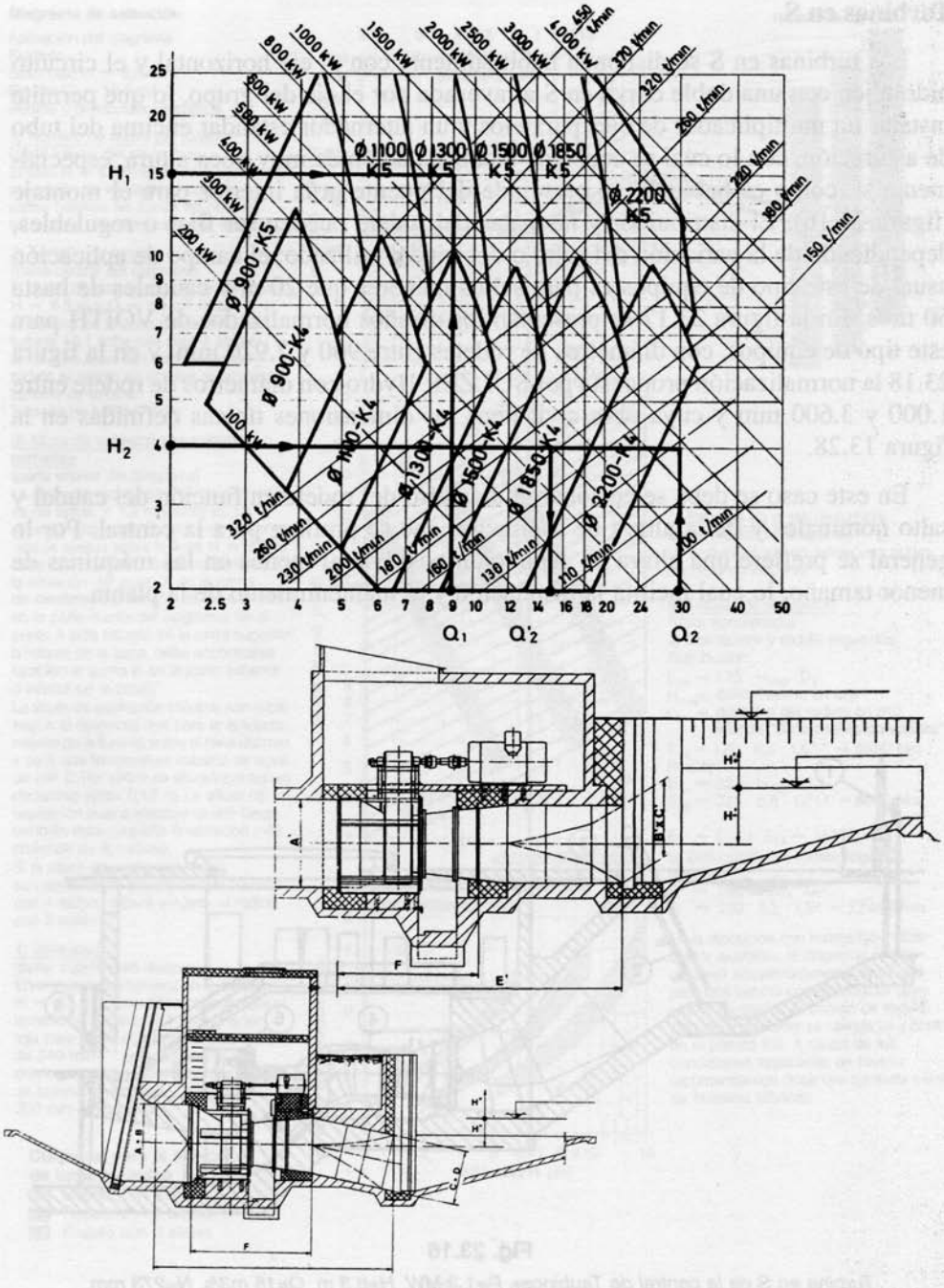


Fig. 23.15

Normalización de las turbinas Straflo. Fuente: ACEC.

Turbinas en S

Las turbinas en S se disponen habitualmente con el eje horizontal y el circuito hidráulico con una doble curva en S atravesada por el eje del grupo, lo que permite instalar un multiplicador de ejes paralelos y un alternador estándar encima del tubo de aspiración, con lo cual se consigue una instalación de muy poca altura, especialmente si, como es habitual, se prescinde del puente grúa interior para el montaje (figura 23.16). El distribuidor y las palas del rodete pueden ser fijas o regulables, dependiendo de la variación del salto o del caudal utilizado; el campo de aplicación usual de este tipo de equipos es para saltos menores que 20 m y caudales de hasta 60 m^3/s. En la figura 23.17 se presentan los diseños normalizados de VOITH para este tipo de equipos, con diámetros de rodetes entre 960 y 2.920 mm, y en la figura 23.18 la normalización propuesta por SULZER Hydro con diámetros de rodete entre 1.000 y 3.600 mm y cuya obra civil tiene las dimensiones típicas definidas en la figura 13.28.

En este caso se debe seleccionar el diámetro del rodete en función del caudal y salto nominales y de la altura de aspiración que se prefiere para la central. Por lo general se prefiere una altura de aspiración positiva, al menos en las máquinas de menor tamaño, lo cual facilita la instalación y el mantenimiento de la planta.

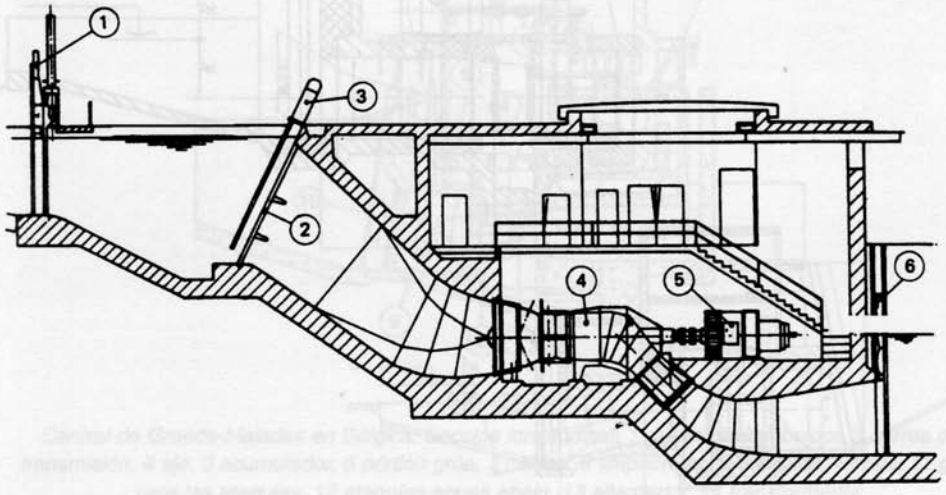


Fig. 23.16

Turbina en S de la central de Taubinger. P=1,3 MW, H=8,3 m, Q=15 m3/s, N=273 rpm.
1 compuerta de toma, 2 reja, 3 limpiarrejas, 4 turbina, 5 alternador, 6 ataguía en la descarga.
Fuente: Kössler, 1982.

Diagrama de selección

Aplicación del diagrama
Ejemplo:
Salto neto H = 6,5 m
Caudal Q = 18,0 m³ /s
Rodete y distribuidor regulados.

1) Número de aletas del rodete
(parte inferior del diagrama)
El salto H = 6,5 m figura en el campo de aplicación de los rodetes con 4 ó 5 aletas (véanse las barras en colores). Se supone una ejecución con 4 aletas.

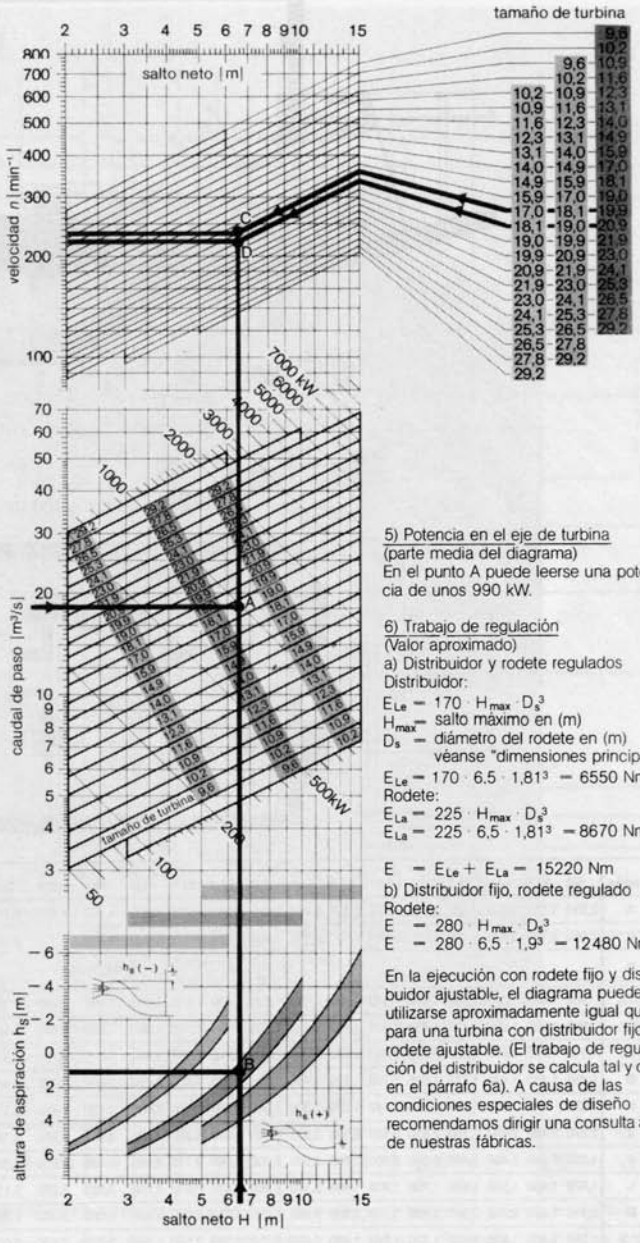
2) Tamaño de turbina
(parte central del diagrama)
El punto de intersección A de las líneas H = 6,5 m y Q = 18 m³ /s se encuentra en la zona del tamaño de turbina 18,1 (cifra roja para 4 aletas). En la ejecución con distribuidor fijo y rodete ajustable se emplea el próximo tamaño de turbina:
Tamaño de turbina 19,0.

3) Altura de aspiración hs máxima admisible
(parte inferior del diagrama)
La altura de aspiración máxima admisible es de aprox. + 1,2 m (punto B). La situación del punto B dentro de la zona roja (4 aletas) sobre la línea H = 6,5 m debe corresponder aproximadamente a la situación del punto A en la gama de caudales del tamaño de turbina 18,1 en la parte media del diagrama. (Si el punto A está situado en la parte superior o inferior de la zona, debe encontrarse también el punto B en la parte superior o inferior de la zona).
La altura de aspiración máxima admisible según el diagrama rige para el emplazamiento de la turbina sobre el nivel del mar y para una temperatura máxima de agua de 25° C. Por 100 m de altura local deben deducirse aprox. 0,12 m. La altura de aspiración puede elegirse desde luego también más pequeña (instalación más profunda de la turbina).
Si la altura de aspiración no es suficientemente grande en la ejecución con 4 aletas, deberá elegirse el rodete con 5 aletas.

4) Velocidad
(parte superior del diagrama)
En el punto de intersección C de la línea H = 6,5 m y de la línea oblicua para el tamaño de turbina 18,1 (designación roja para 4 aletas) resulta la velocidad de 240 min⁻¹ . En la ejecución con distribuidor fijo y rodete ajustable (tamaño de turbina 19,0) la velocidad es de 200 min⁻¹ (punto D).

Diagrama para la selección de turbinas-bulbo

- Rodete con 5 aletas
- Rodete con 4 aletas
- Rodete con 3 aletas



5) Potencia en el eje de turbina
(parte media del diagrama)
En el punto A puede leerse una potencia de unos 990 kW.

6) Trabajo de regulación
(Valor aproximado)
a) Distribuidor y rodete regulados
Distribuidor:

$E_{Le} = 170 \cdot H_{max} \cdot D_s^3$

H_{max} = salto máximo en (m)
D_s = diámetro del rodete en (m) véanse "dimensiones principales"

$E_{Le} = 170 \cdot 6{,}5 \cdot 1{,}81^3 = 6550$ Nm

Rodete:

$E_{La} = 225 \cdot H_{max} \cdot D_s^3$

$E_{La} = 225 \cdot 6{,}5 \cdot 1{,}81^3 = 8670$ Nm

$E = E_{Le} + E_{La} = 15220$ Nm

b) Distribuidor fijo, rodete regulado
Rodete:

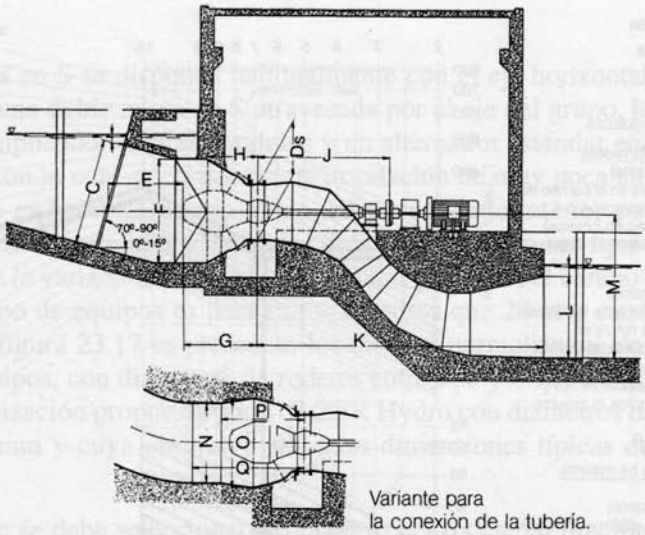
$E = 280 \cdot H_{max} \cdot D_s^3$

$E = 280 \cdot 6{,}5 \cdot 1{,}9^3 = 12480$ Nm

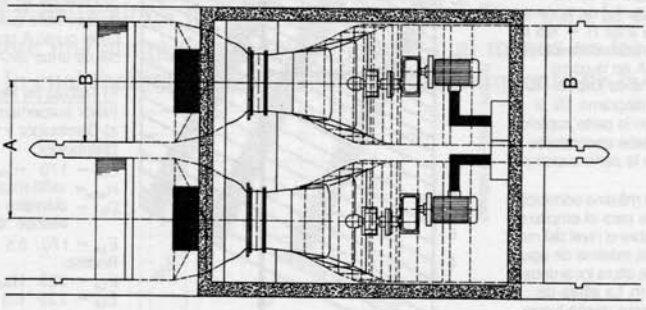
En la ejecución con rodete fijo y distribuidor ajustable, el diagrama puede utilizarse aproximadamente igual que para una turbina con distribuidor fijo y rodete ajustable. (El trabajo de regulación del distribuidor se calcula tal y como en el párrafo 6a). A causa de las condiciones especiales de diseño recomendamos dirigir una consulta a una de nuestras fábricas.

Fig. 23.17

Normalización de las TS. Fuente: VOITH.



Variante para
la conexión de la tubería.



tamaño	9.6	10.2	10.9	11.6	12.3	13.1	14.0	14.9	15.9	17.0	18.1	19.0	19.9	20.9	21.9	23.0	24.1	25.3	26.5	27.8	29.2
A	2,550	2,680	2,830	2,980	3,130	3,300	3,490	3,680	3,900	4,130	4,370	4,560	4,750	4,970	5,180	5,410	5,650	5,900	6,160	6,440	6,740
B	2,050	2,180	2,330	2,480	2,630	2,800	2,990	3,180	3,400	3,630	3,870	4,060	4,250	4,470	4,680	4,910	5,150	5,400	5,660	5,940	6,240
C	$C = \frac{Q}{B \cdot v} = \left[\frac{m^3/s}{m \cdot m/s} = m\right]$ $v \leq 0{,}9$ m/s																				
Ø D_s	960	1,020	1,090	1,160	1,230	1,310	1,400	1,490	1,590	1,700	1,810	1,900	1,990	2,090	2,190	2,300	2,410	2,530	2,650	2,780	2,920
E ≧	960	1,020	1,090	1,160	1,230	1,310	1,400	1,490	1,590	1,700	1,810	1,900	1,990	2,090	2,190	2,300	2,410	2,530	2,650	2,780	2,920
F ≧	1,730	1,840	1,960	2,090	2,210	2,360	2,520	2,680	2,860	3,060	3,260	3,420	3,580	3,760	3,940	4,140	4,340	4,550	4,770	5,000	5,260
G	1,250	1,330	1,420	1,510	1,600	1,700	1,820	1,940	2,070	2,210	2,350	2,470	2,590	2,720	2,850	2,990	3,130	3,290	3,450	3,610	3,800
H	835	890	950	1,010	1,070	1,140	1,220	1,300	1,380	1,480	1,570	1,650	1,730	1,820	1,910	2,000	2,100	2,210	2,310	2,430	2,550
J	2,270	2,420	2,580	2,750	2,910	3,100	3,320	3,530	3,760	4,020	4,280	4,500	4,710	4,950	5,180	5,440	5,700	5,990	6,270	6,580	6,910
K	4,830	5,140	5,490	5,840	6,190	6,600	7,050	7,500	8,000	8,560	9,110	9,560	10,020	10,520	11,020	11,580	12,130	12,740	13,340	14,000	14,700
L	1,370	1,450	1,550	1,650	1,750	1,870	1,890	2,120	2,260	2,410	2,570	2,700	2,830	2,970	3,110	3,270	3,420	3,590	3,760	3,950	4,150
M	2,430	2,590	2,760	2,940	3,120	3,320	3,550	3,780	4,030	4,310	4,590	4,820	5,050	5,300	5,550	5,830	6,110	6,420	6,720	7,050	7,410
Ø N	1,350	1,430	1,530	1,630	1,730	1,840	1,960	2,090	2,230	2,380	2,530	2,660	2,790	2,930	3,070	3,220	3,370	3,540	3,710	3,890	4,090
Ø O	1,520	1,610	1,720	1,830	1,940	2,070	2,210	2,360	2,510	2,690	2,860	3,000	3,140	3,300	3,460	3,630	3,810	4,000	4,190	4,390	4,610
P	1,350	1,430	1,530	1,630	1,730	1,840	1,960	2,090	2,230	2,380	2,530	2,660	2,790	2,930	3,070	3,220	3,370	3,540	3,710	3,890	4,090
Q	1,920	2,040	2,180	2,320	2,460	2,620	2,800	2,980	3,180	3,400	3,620	3,800	3,980	4,180	4,380	4,600	4,820	5,060	5,300	5,560	5,840

Fig. 23.17 *(continuación)*

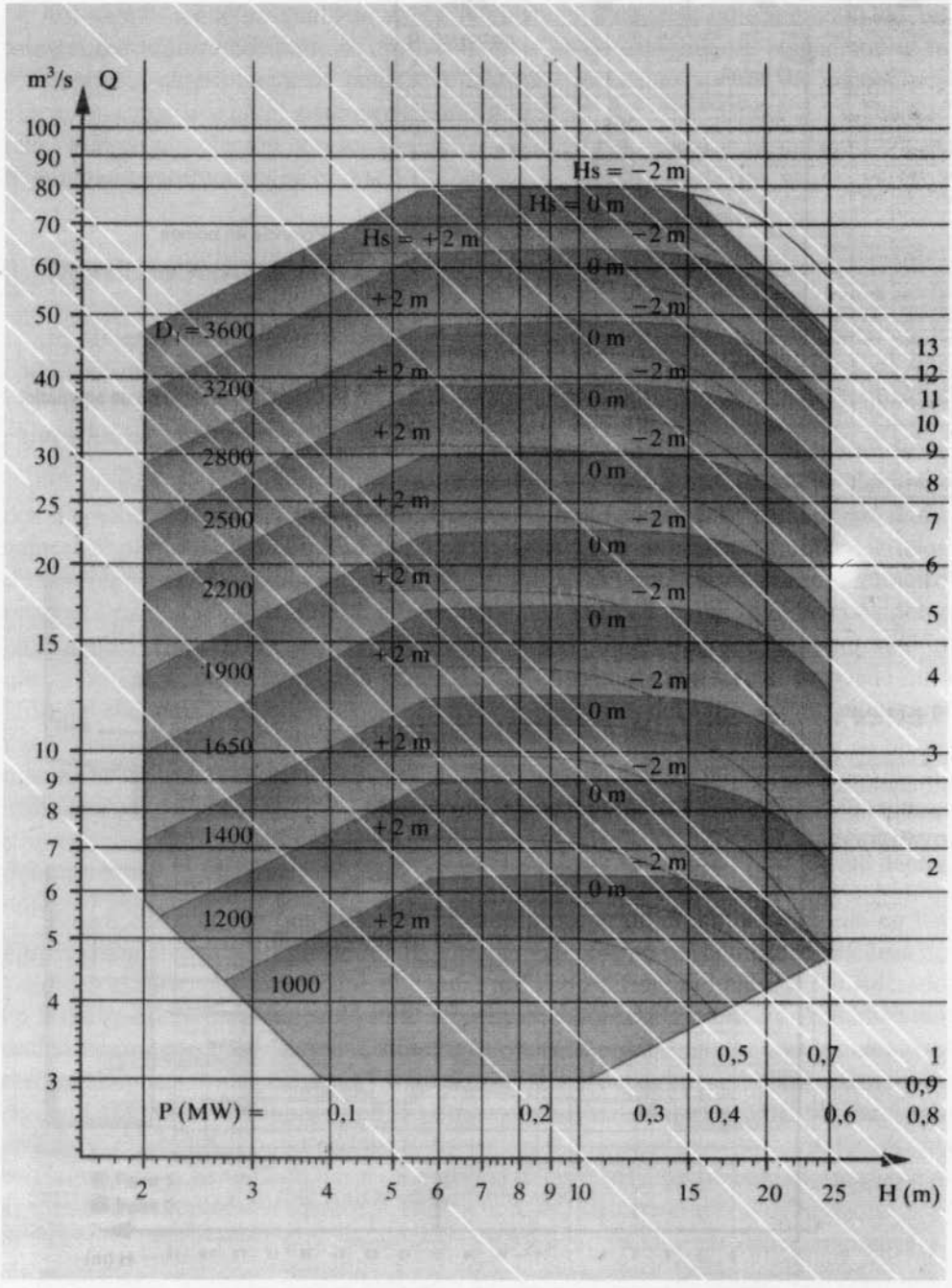
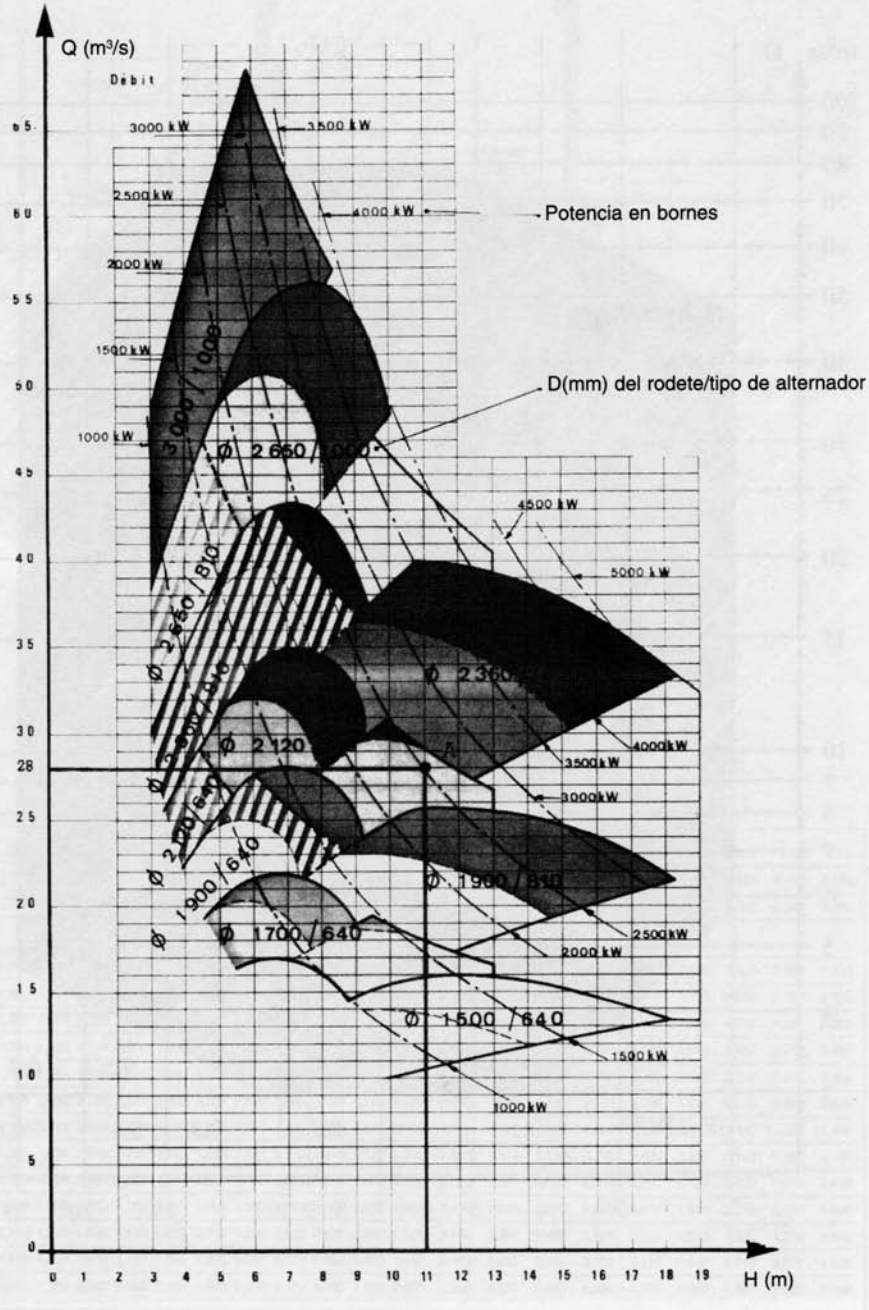


Fig. 23.18

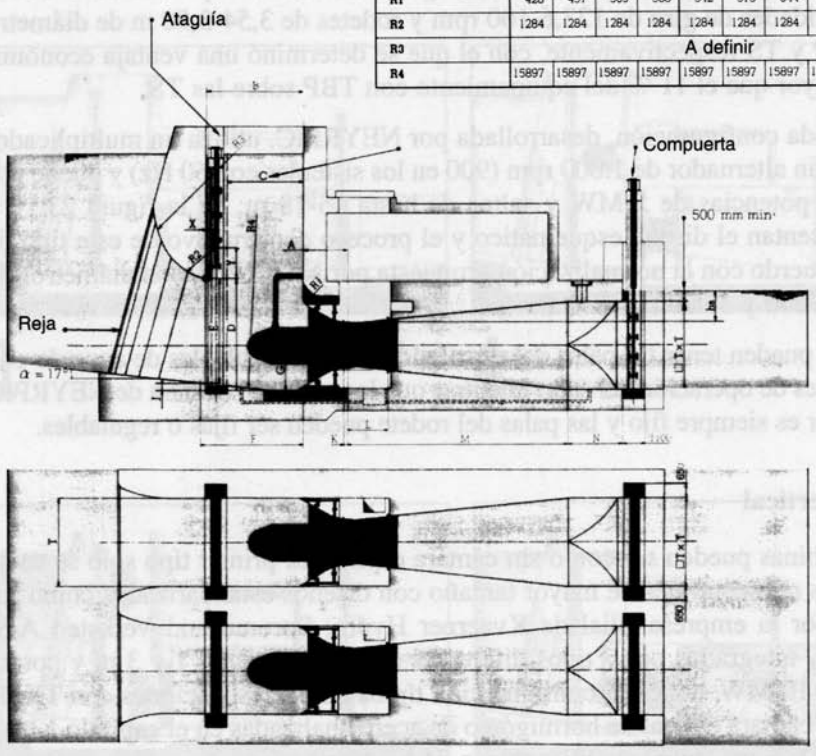
Normalización de las TS. Fuente: SULZER Hydro.



F

Normalización de las TB con mu

Tipo	640				810				1000		
D. del rodete	1500	1700	1900	2120	1900	2120	2360	2650	2360	2650	3000
A	1734	1748	1775	1804	2195	2212	2246	2283	2710	2730	2773
B	4920	4920	4920	4920	4920	4920	4920	4920	6060	6060	6060
C	3900	3900	3900	3900	3900	3900	3900	3900	5000	5000	5000
D	4196	4445	4767	5032	5000	5267	5616	5984	5173	6538	7015
E	3741	3990	4306	4577	4545	4811	5161	5529	4613	5978	6455
F	4764	4764	4764	4764	4764	4764	4764	4764	5868	5868	5868
G	1450	1600	1835	2015	1835	2015	2265	2515	2265	2515	2850
J	368	368	368	368	368	368	368	368	453	453	453
K	184	209	233	260	233	260	290	325	290	325	368
L	1320	1320	1320	1320	1670	1670	1670	1670	2060	2060	2060
M	7050	7990	8925	9960	8925	9960	11085	12450	11085	12450	14095
N	1600	1810	2030	2260	2030	2260	2520	2830	2520	2830	3200
T	2900	3200	3670	4030	3670	4030	4530	5030	4530	5030	5700
X	143	143	143	143	143	143	143	143	176	176	176
Y	1288	1288	1288	1288	1288	1288	1288	1288	1586	1586	1586
R1	428	457	509	568	542	575	644	719	447	475	530
R2	1284	1284	1284	1284	1284	1284	1284	1284	1582	1582	1582
R3	A definir										
R4	15897	15897	15897	15897	15897	15897	15897	15897	19580	19580	19580



23.19

licador planetario. Fuente: NEYRPIC.

Turbinas bulbo con multiplicador epicicloidal

El equipamiento con TB con un multiplicador epicicloidal puede realizarse situando el alternador en un pozo cilíndrico accesible desde la sala de la central (TB en pozo o TBP) o en el interior de un pequeño bulbo situado en una cámara de agua abierta desde la superficie. El primer tipo, la TBP, es una solución de interés con saltos de hasta unos 9 m (Strohmer, 1987); un ejemplo notable de este tipo es la ampliación de la central de Menuza anteriormente citada con un rodete de 2,50 m, un salto nominal de 4,50 m y una potencia de 2,4 MW (figura 23.3). Las TBP tienen rendimientos globales y velocidades de giro algo más elevados que las TS, así como un rodete algo más pequeño; por ello, el coste global de la instalación con saltos menores que los 9 m citados es, por lo general, más pequeño; en este sentido es de interés el análisis comparativo realizado con los equipos ofertados para la central de St Cloud (Spaulding, 1989) consistentes en dos grupos de 4,2 MW para un salto de 5,3 m, con velocidades de giro de 123,6-100 rpm y rodetes de 3,54-3,90 m de diámetro para las TBP y TS respectivamente, con el que se determinó una ventaja económica global mayor que el 11 % del equipamiento con TBP sobre las TS.

La segunda configuración, desarrollada por NEYRPIC, utiliza un multiplicador planetario y un alternador de 1.000 rpm (900 en los sistemas con 60 Hz) y puede utilizarse hasta potencias de 5 MW y saltos de hasta 15-18 m; en la figura 23.19 y 23.20 se presentan el diseño esquemático y el proceso constructivo de este tipo de plantas de acuerdo con la normalización propuesta por NEYRPIC, con diámetros de rodetes entre 640 y 3.000 mm.

Las TBP pueden tener las palas del distribuidor fijas o regulables de acuerdo con las condiciones de operación del salto mientras que los bulbo en cámara de NEYRPIC el distribuidor es siempre fijo y las palas del rodete pueden ser fijas o regulables.

TK de eje vertical

Estas turbinas pueden ser con o sin cámara espiral. El primer tipo solo se suele utilizar en las minicentrales de mayor tamaño con diseños estandarizados como los propuestos por la empresa filial de Kvaerner Hydro, Sørumdsand Verksted A/S; estos diseños, integrados por 7 tipos diferentes con rodetes entre 1 y 3 m y potencias de hasta 10 MW, tienen la configuración típica de las instalaciones con TK de eje vertical y cámara espiral de hormigón o de acero analizadas en el capítulo 13; en la figura 23.21 se presenta la configuración de las turbinas con y sin cámara espiral y sus dimensiones relativas aproximadas en función del diámetro del rodete.

Alternativamente, el rodete Kaplan se puede instalar en un conducto vertical o inclinado, sin cámara espiral, como el representado en la figura 23.22, lo que origina instalaciones menos voluminosas; esta disposición es aplicable para saltos de 8-30 m y potencias de hasta 5 MW. Una alternativa de interés para instalaciones

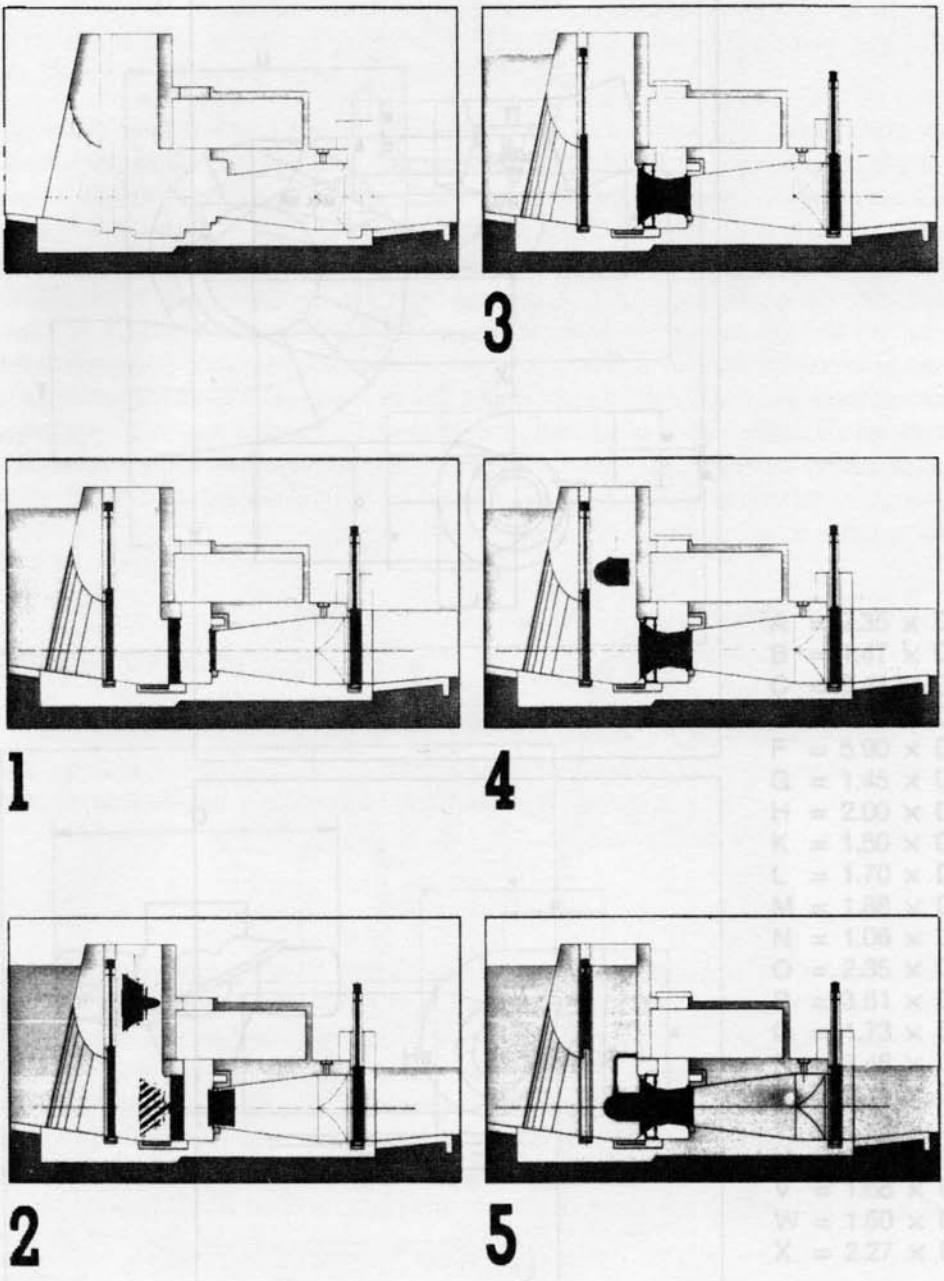
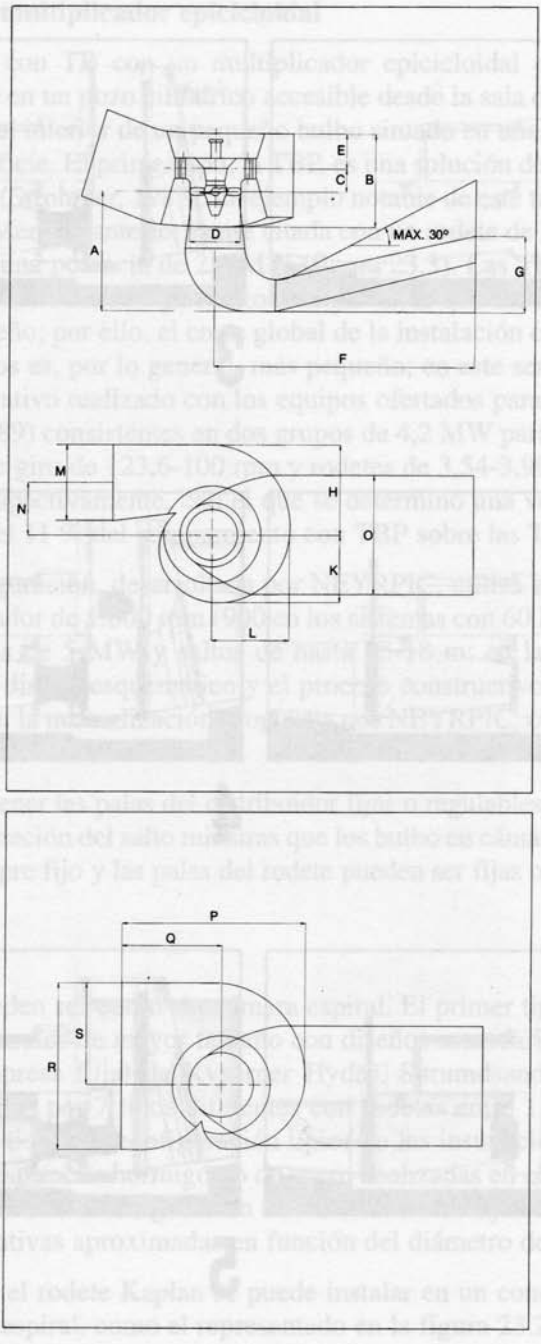
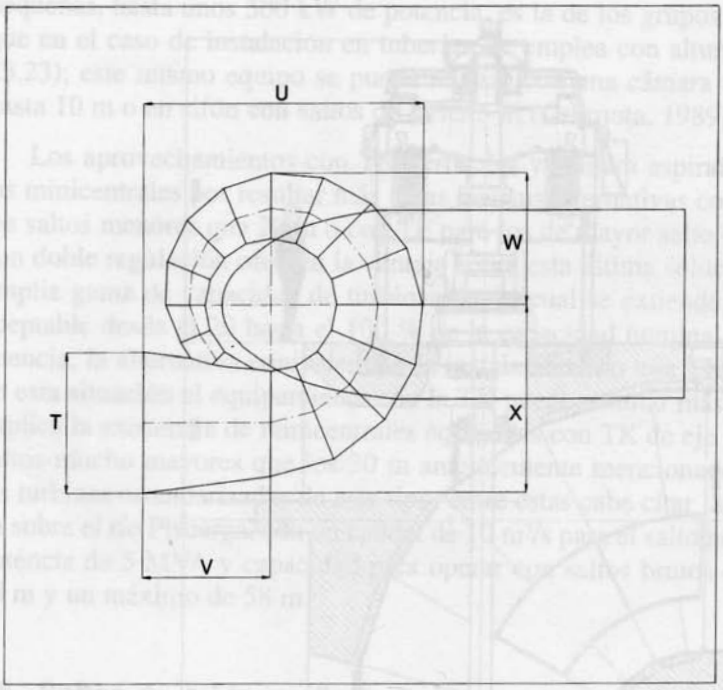


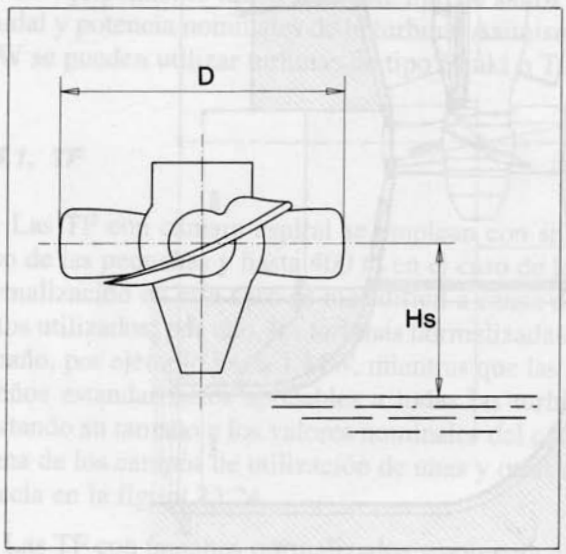
Fig. 23.20

Proceso de montaje de una TB con multiplicador planetario. Fuente: NEYRPIC.



TK con cámara espir





A = 2.35 × D
B = 1.47 × D
C = 0.44 × D
E = 0.60 × D
F = 5.90 × D
G = 1.45 × D
H = 2.00 × D
K = 1.50 × D
L = 1.70 × D
M = 1.88 × D
N = 1.06 × D
O = 2.35 × D
P = 3.51 × D
Q = 1.73 × D
R = 3.48 × D
S = 2.11 × D
T = 1.68 × D
U = 3.54 × D
V = 1.68 × D
W = 1.60 × D
X = 2.27 × D

3.21

nte: Sorumdsan Verksted.

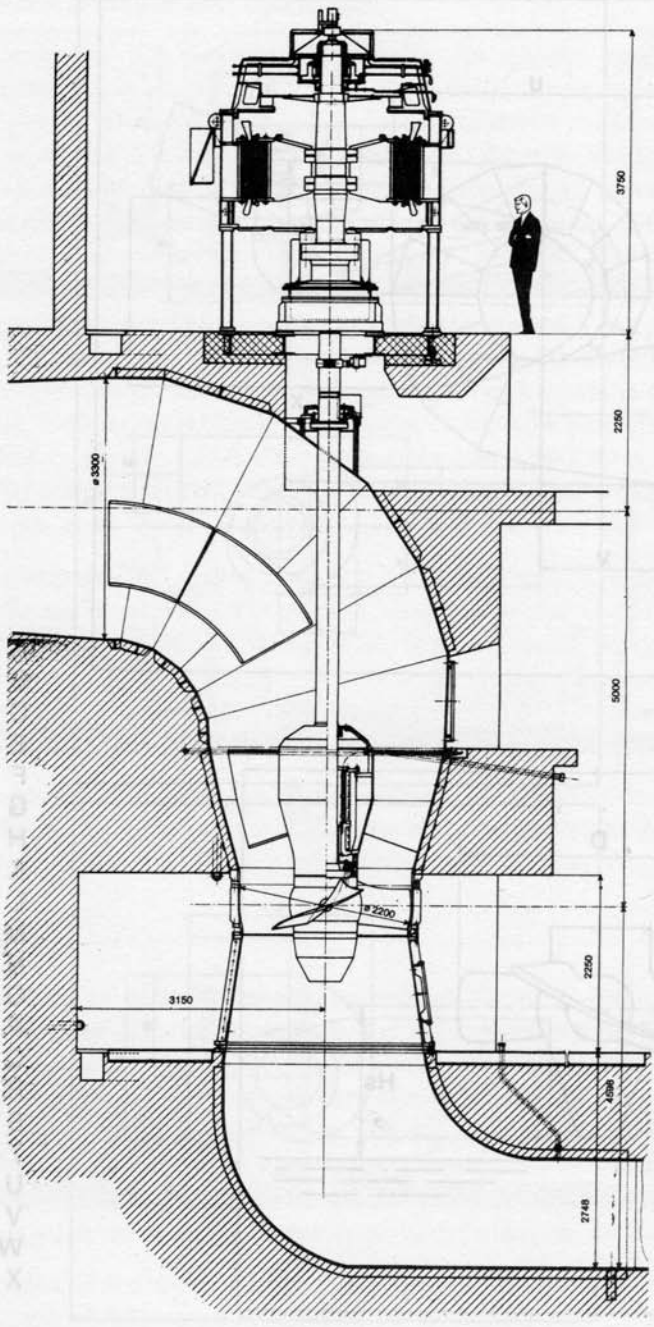


Fig. 23.22

TK sin cámara espiral. P=2,8 MW, H=12,2 m, Q= 27,5 m³/s, N=250 rpm. Fuente: Bouvier.

pequeñas, hasta unos 500 kW de potencia, es la de los grupos sumergidos de Flygt que en el caso de instalación en tuberías, se emplea con alturas de 6-20 m (figura 23.23); este mismo equipo se puede utilizar con una cámara abierta con saltos de hasta 10 m o en sifón con saltos de hasta 5 m (Czarnota, 1989).

Los aprovechamientos con TK verticales y cámara espiral son infrecuentes en las minicentrales por resultar más caras que sus alternativas con eje horizontal para los saltos menores que 20 m o con TF para los de mayor salto. No obstante, las TK con doble regulación ofrecen la ventaja sobre esta última solución alternativa de su amplia gama de capacidad de turbinación, la cual se extiende con un rendimiento aceptable desde el 20 hasta el 100 % de la capacidad nominal, por lo que con frecuencia, la alternativa equivalente a la instalación con una TK es una con dos TF; en esta situación el equipamiento con la TK puede resultar más conveniente, lo que explica la existencia de minicentrales equipadas con TK de eje vertical, incluso con saltos mucho mayores que los 30 m anteriormente mencionados como límite para las turbinas estandarizadas de este tipo; entre éstas cabe citar la central de Requejada sobre el río Pisuerga, con un caudal de 10 m^3/s para el salto nominal de 49 m, una potencia de 5 MVA y capacidad para operar con saltos brutos entre un mínimo de 28 m y un máximo de 58 m.

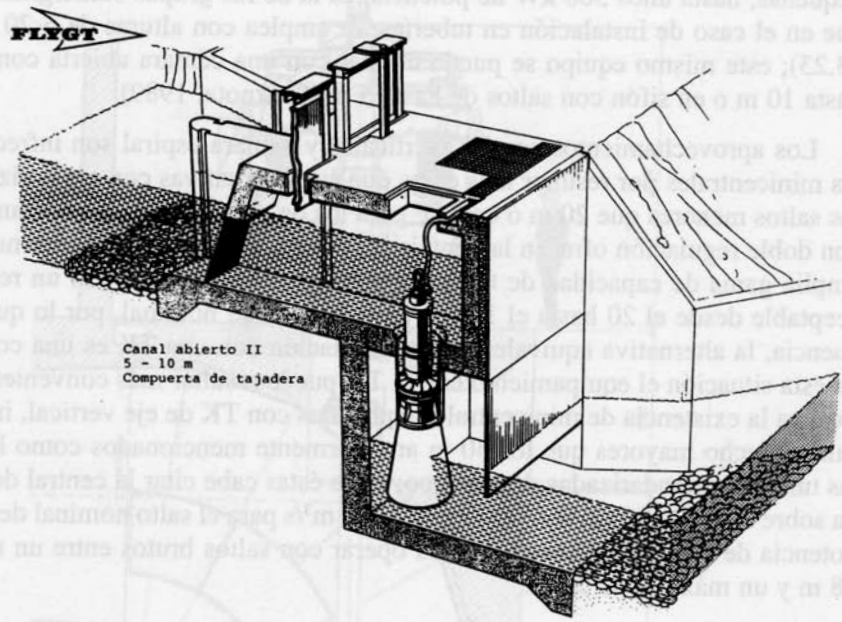
6.5. Saltos de caída media o alta

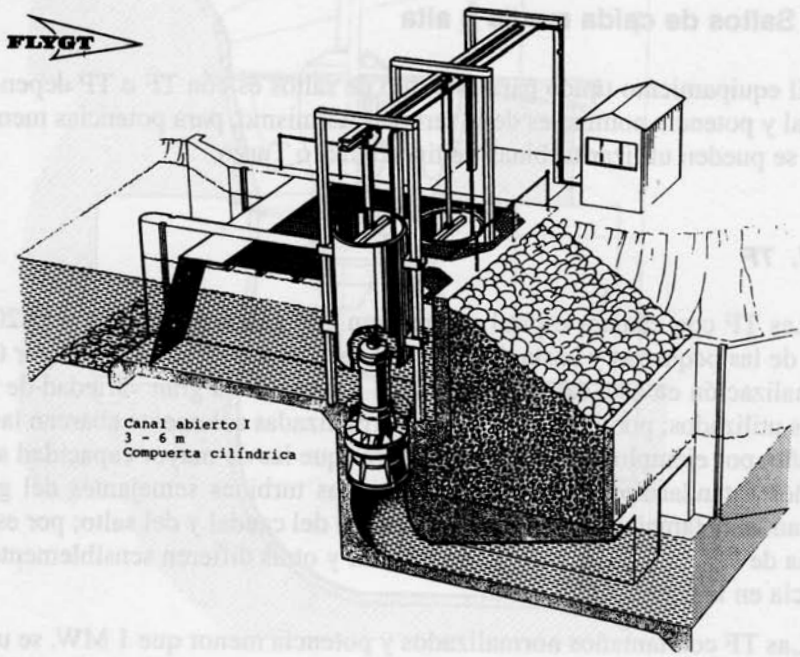
El equipamiento típico para este tipo de saltos es con TF o TP dependiendo del caudal y potencia nominales de la turbina. Asimismo, para potencias menores que 1 MW se pueden utilizar turbinas de tipo Banki o Turgo.

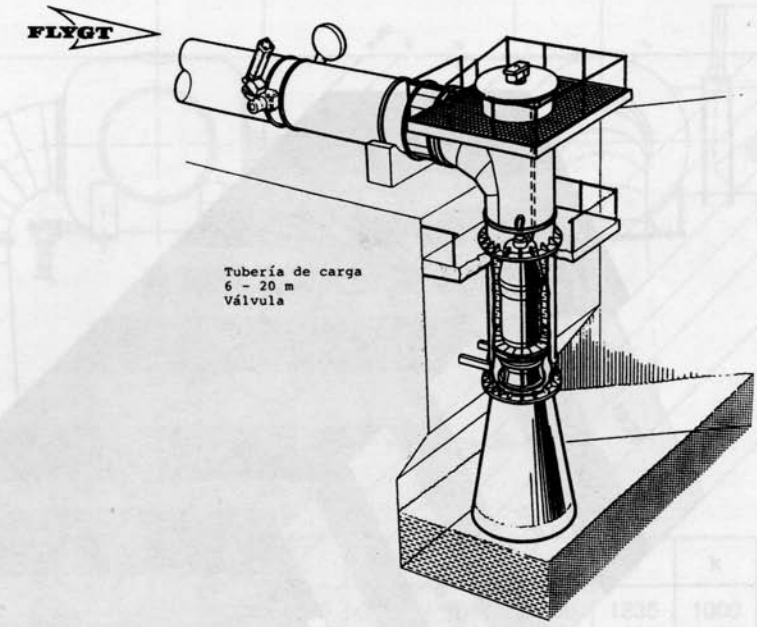
6.5.1. TF

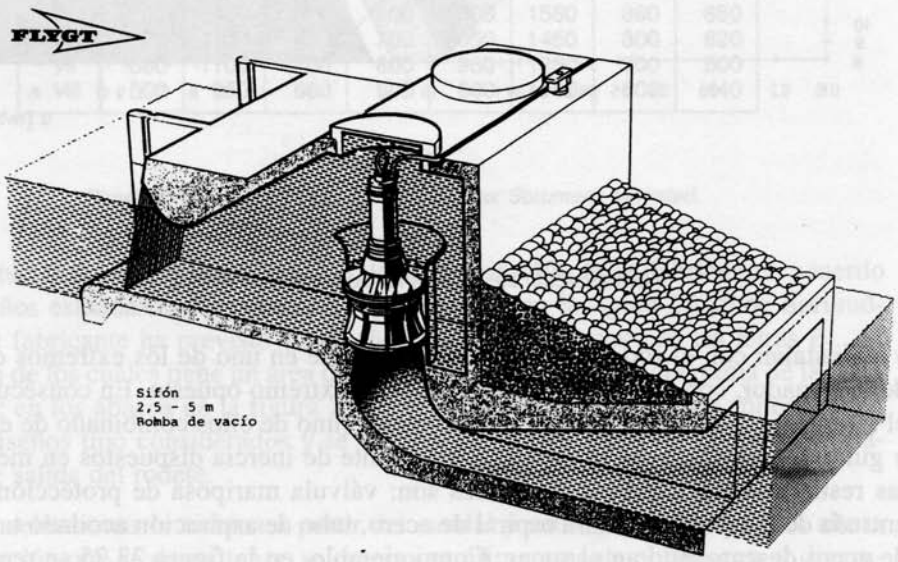
Las TF con cámara espiral se emplean con saltos entre 20 y 100-200 m en el caso de las pequeñas y hasta 400 m en el caso de las turbinas de mayor tamaño. La normalización en este caso es más difícil a causa de la gran variedad de caudales y saltos utilizados; por ello, las turbinas normalizadas sólamente abarcan las de menor tamaño, por ejemplo hasta 1 MW, mientras que las de mayor capacidad se ajustan a diseños estandarizados aplicables a todas las turbinas semejantes del grupo, pero ajustando su tamaño a los valores nominales del caudal y del salto; por esta razón la forma de los campos de utilización de unas y otras difieren sensiblemente, según se aprecia en la figura 23.24.

Las TF con tamaños normalizados y potencia menor que 1 MW, se utilizan con saltos de hasta 100 m, a partir de los cuales son más conveniente las turbinas de acción; las TF para esta gama de saltos y potencias son siempre de eje horizontal


FLYGT
Canal abierto II
5 - 10 m
Compuerta de tajadera


FLYGT
Canal abierto I
3 - 6 m
Compuerta cilíndrica





.23
Fuente: FLYGT.

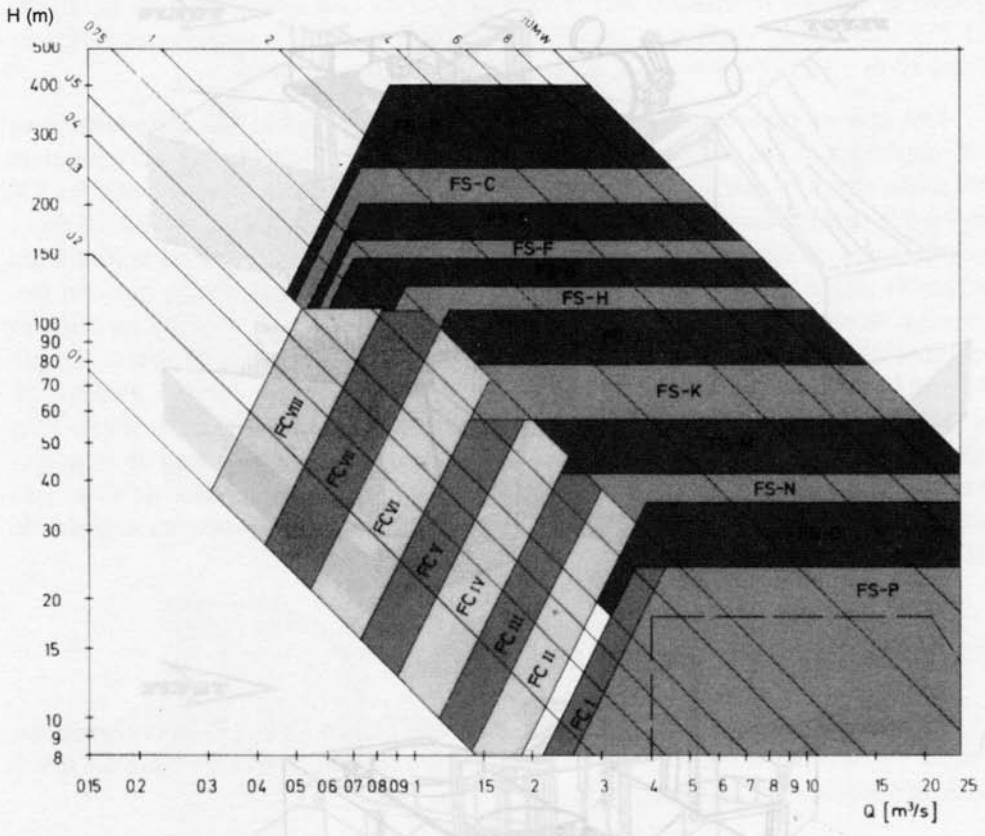
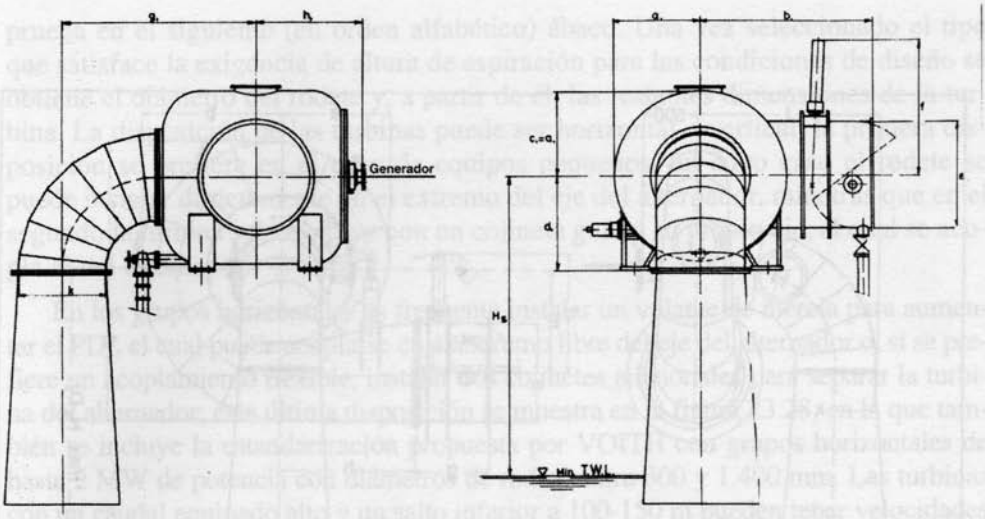


Fig. 23.24

Normalización de TF. Fuente: Sorumsand Verksted.

y se instalan con el rodete acoplado directamente en uno de los extremos del eje del alternador, con un volante de inercia en el extremo opuesto. En consecuencia, el alternador queda limitado por dos cojinetes (uno de ellos combinado de empuje y guía) con el rodete de la turbina y el volante de inercia dispuestos en ménsula; las restantes características de interés son: válvula mariposa de protección en la entrada de la turbina, cámara espiral de acero, tubo de aspiración acodado también de acero descargando an el socaz. Como ejemplo, en la figura 23.25 se representan los diseños normalizados propuestas por Sørumdsan (tipos FC I A FC VIII) para saltos de hasta 100 m y potencias inferiores a 1 MW, con las dimensiones expresadas en mm.



	a	b	d	e	f	g	h	k
I	1000	2000	1100	1200	1650	2250	1235	1000
II	1000	2000	1100	1200	1650	2250	1235	1000
III	900	1800	1000	1000	1400	2000	1100	870
IV	800	1600	900	900	1300	1800	980	770
V	700	1400	800	800	1200	1550	860	650
VI	700	1300	800	700	1050	1450	800	620
VII	600	1100	700	600	950	1250	700	500
VIII	500	950	600	500	800	1100	600	440

Fig. 23.25

Dimensiones de las TF del tipo FC. Fuente: Sorumsan Verksted.

Las turbinas de más de 1 MW y saltos de hasta 400 m se fabrican de acuerdo con diseños estandarizados como los representados en la figura 23.26 de Sørumdsan; este fabricante ha previsto 12 diseños tipo denominados con las letras B,...,P, cada uno de los cuales tiene un área de aplicación definida en el diagrama de la figura 23.24; en los ábacos de la figura 23.27 se representan las áreas de aplicación de los 12 diseños tipo considerados y se definen las dimensiones en función del diámetro de salida del rodete.

Para seleccionar la turbina a partir del caudal y salto nominales y de la altura de aspiración que se desea tener, se determina primeramente el tipo con el diagrama general de la figura 23.24, se ubica el punto de operación en el ábaco del tipo seleccionado y se determina la velocidad de giro y la altura de aspiración correspondiente; si la altura de aspiración necesaria es mayor que la disponible se com-

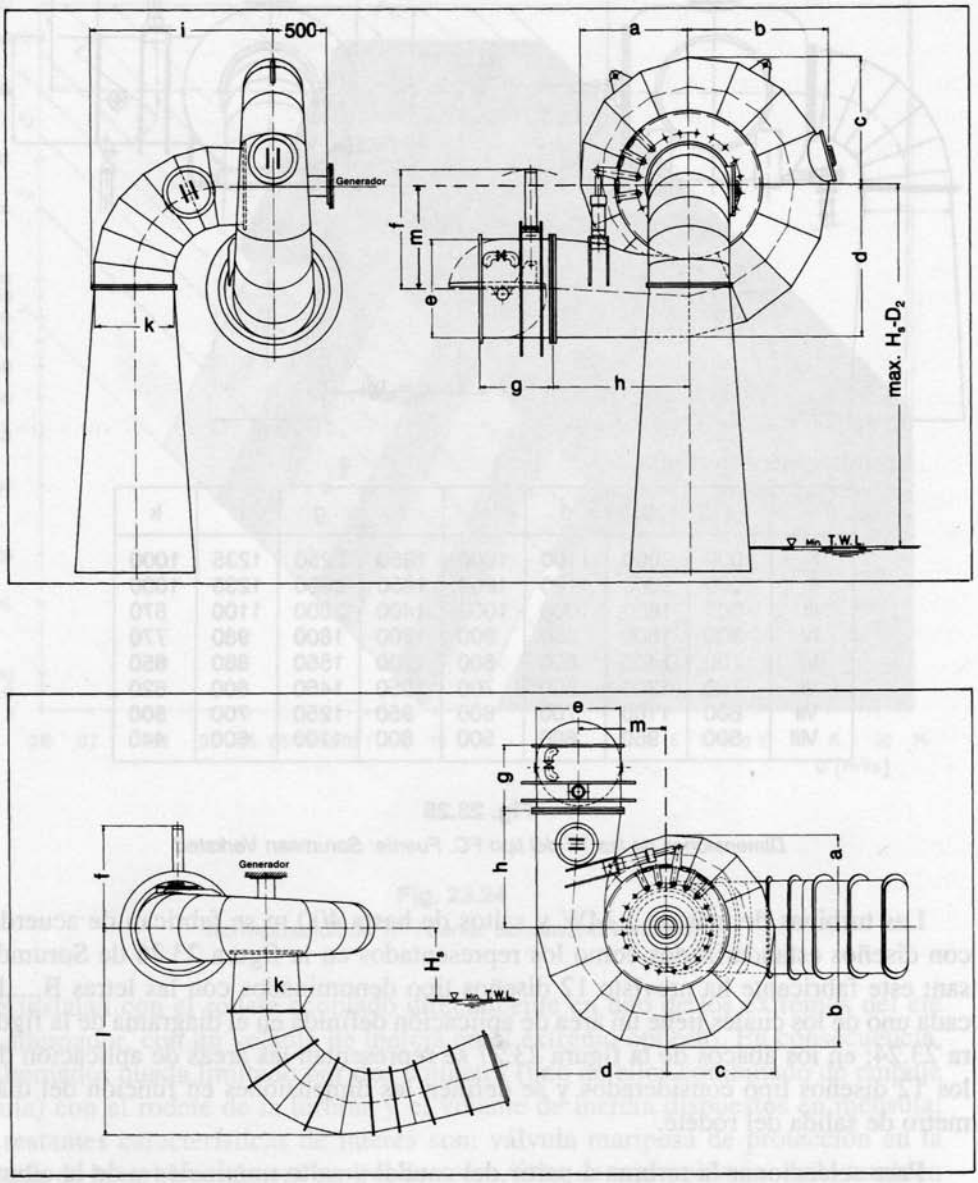


Fig. 23.26

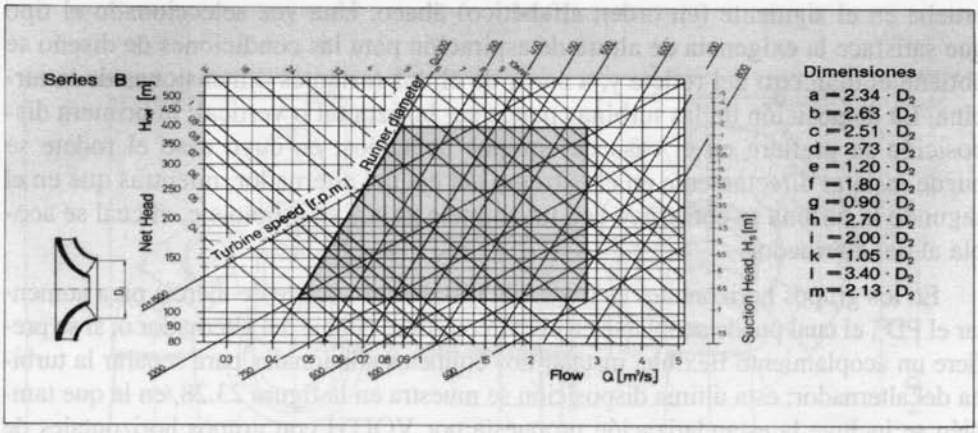
TF del tipo FS. Fuente: Sorumsand Verksted.

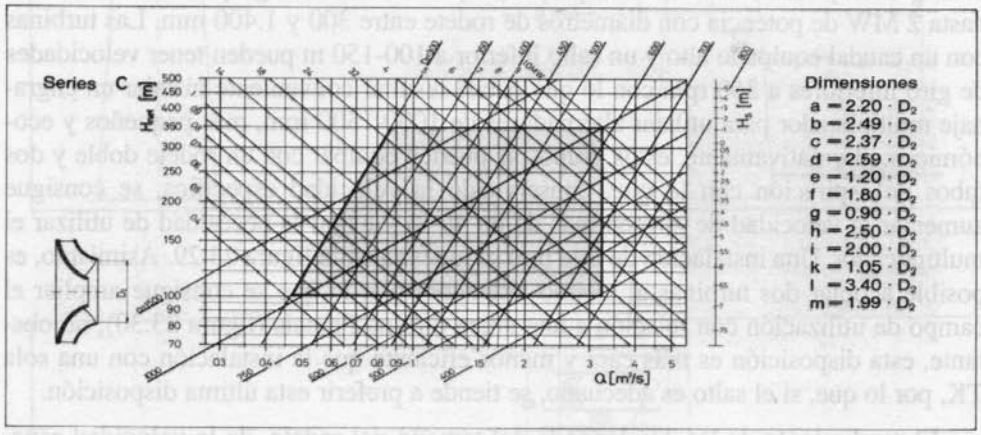
prueba en el siguiente (en orden alfabético) ábaco. Una vez seleccionado el tipo que satisface la exigencia de altura de aspiración para las condiciones de diseño se obtiene el diámetro del rodete y, a partir de él, las restantes dimensiones de la turbina. La disposición de las turbinas puede ser horizontal o vertical; la primera disposición se prefiere en el caso de equipos pequeños, en cuyo caso el rodete se puede instalar directamente en el extremo del eje del alternador, mientras que en el segundo la turbina se construye con un cojinete guía y su propio eje, el cual se acopla al del alternador.

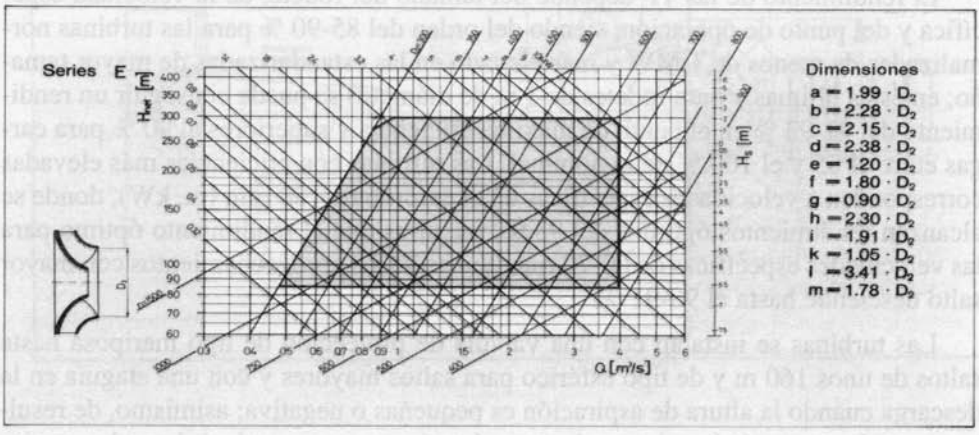
En los grupos horizontales es frecuente instalar un volante de inercia para aumentar el PD^2, el cual puede acoplarse en el extremo libre del eje del alternador o, si se prefiere un acoplamiento flexible, instalar dos cojinetes adicionales para separar la turbina del alternador; esta última disposición se muestra en la figura 23.28, en la que también se incluye la estandarización propuesta por VOITH con grupos horizontales de hasta 2 MW de potencia con diámetros de rodete entre 300 y 1.400 mm. Las turbinas con un caudal equipado alto y un salto inferior a 100-150 m pueden tener velocidades de giro inferiores a 360 rpm con lo que puede resultar conveniente instalar un engranaje multiplicador para utilizar alternadores de 1000-1500 rpm, más pequeños y económicos; alternativamente, estos grupos se pueden equipar con un rodete doble y dos tubos de aspiración con lo que, conservando la velocidad específica, se consigue aumentar la velocidad de giro en más de un 40 % y evitar la necesidad de utilizar el multiplicador. Una instalación de este tipo se muestra en la figura 23.29. Asimismo, es posible acoplar dos turbinas al mismo alternador con lo que se consigue ampliar el campo de utilización con relación a una única turbina Francis (figura 23.30); no obstante, esta disposición es más cara y menos eficiente que la instalación con una sola TK, por lo que, si el salto es adecuado, se tiende a preferir esta última disposición.

El rendimiento de las TF depende del tamaño del rodete, de la velocidad específica y del punto de operación, siendo del orden del 85-90 % para las turbinas normalizadas de menos de 1 MW y más elevado en las estandarizadas de mayor tamaño; en éstas últimas y para rodetes de 1 m de diámetro se puede conseguir un rendimiento del 91-93 % en el punto de máxima eficiencia y superiores al 90 % para cargas entre el 65 y el 100 % de la nominal. Las turbinas con eficiencias más elevadas corresponden a velocidades específicas en el entorno de 180 rpm (m, kW), donde se alcanzan rendimientos óptimos del 93 %, mientras que el rendimiento óptimo para las velocidades específicas de 60-70 rpm típicas de los aprovechamientos con mayor salto desciende hasta el 90-91 %.

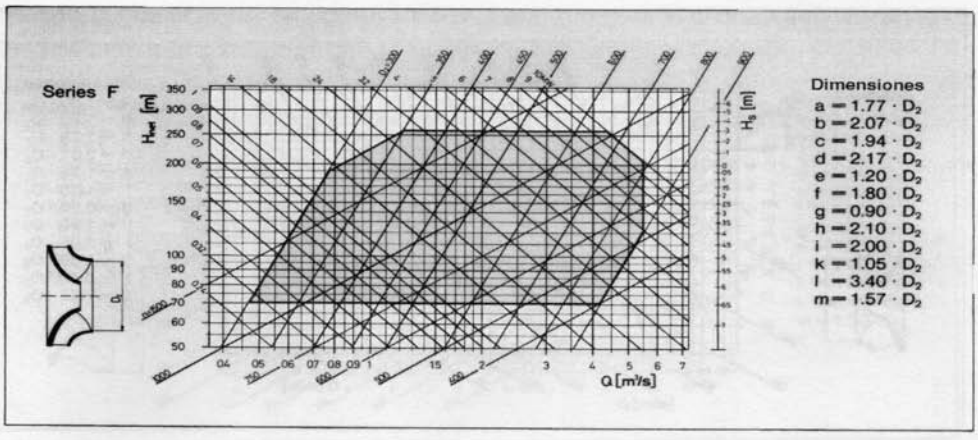
Las turbinas se instalan con una válvula de protección de tipo mariposa hasta saltos de unos 160 m y de tipo esférico para saltos mayores y con una ataguía en la descarga cuando la altura de aspiración es pequeñas o negativa; asimismo, de resultar neceario, se puede instalar un descargador síncrono para reducir las sobrepresiones dinámicas o la sobrevelocidad, como en el caso de la central de El Atazar representado en la figura 23.31.

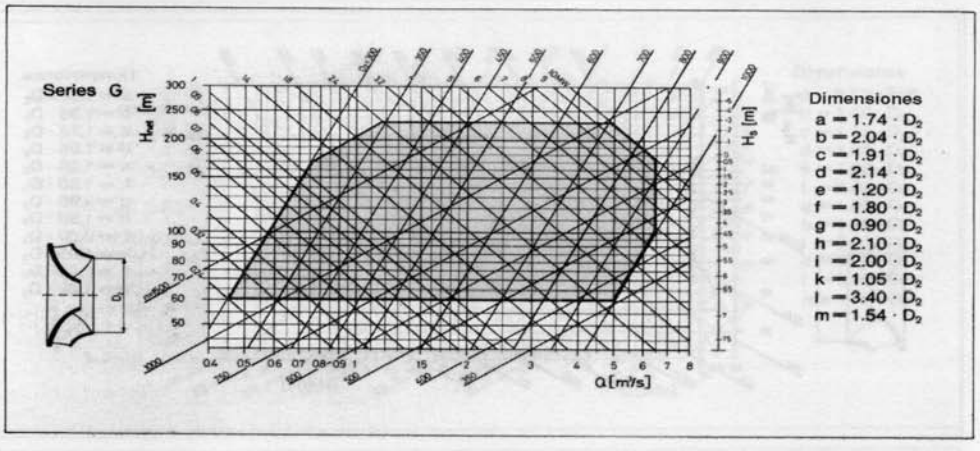


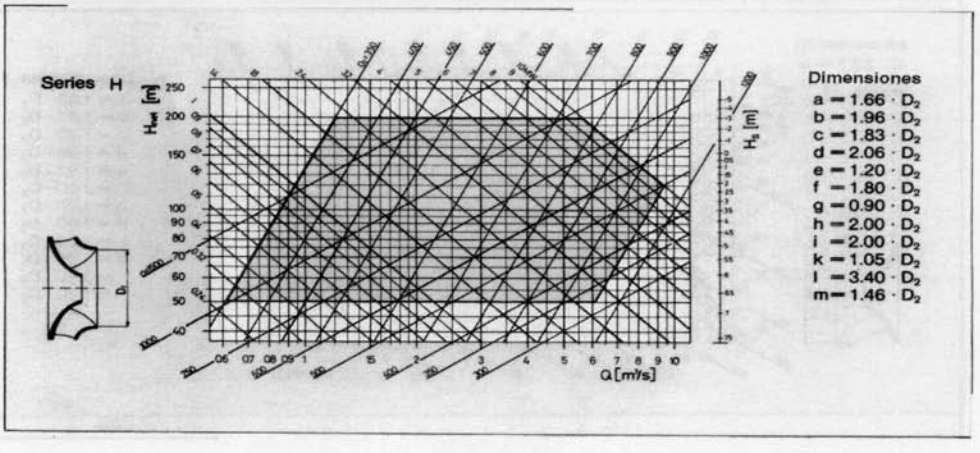




Selección y dimensiones de las T







TS. Fuente: Sorumsand Verksted.

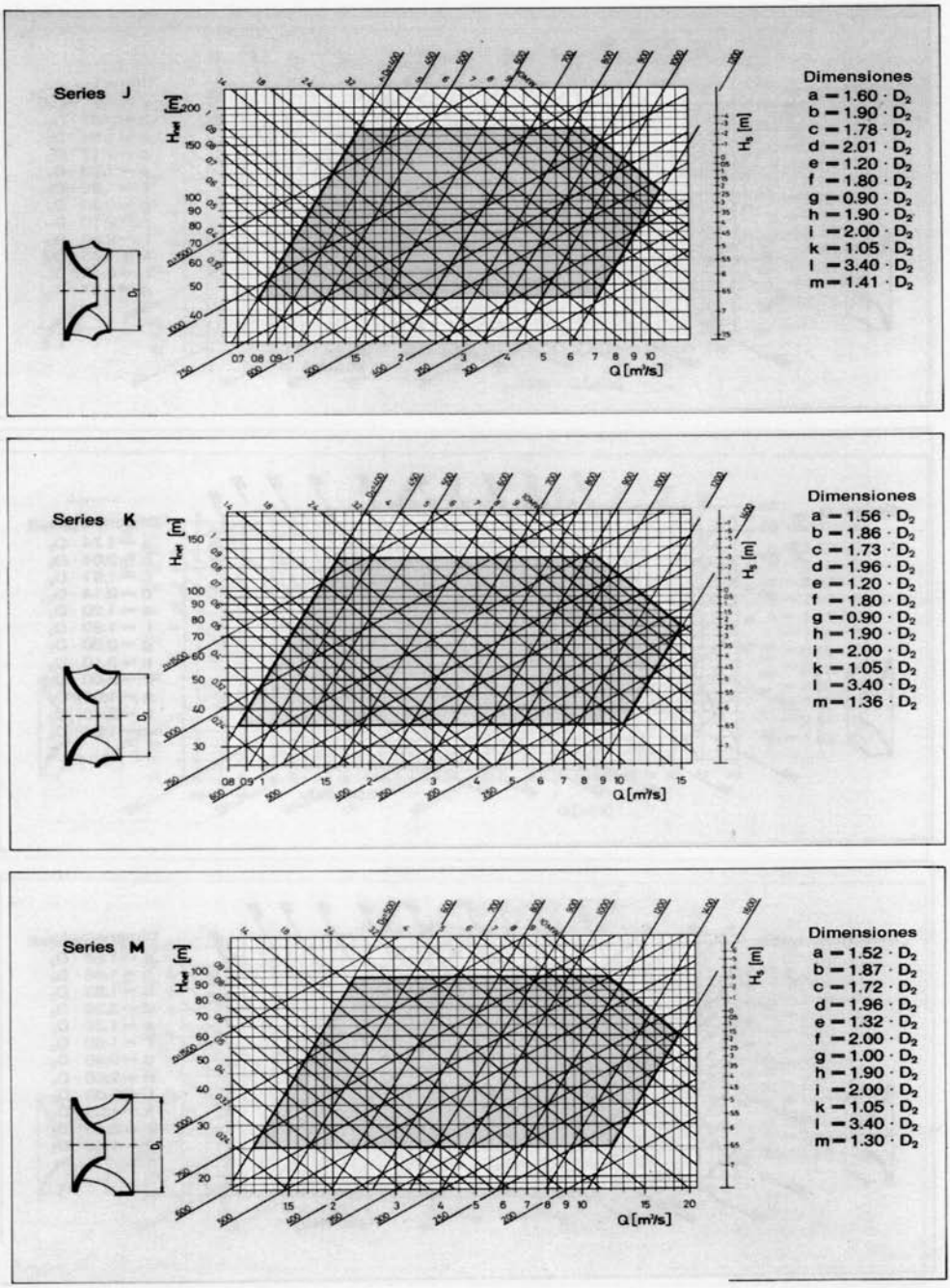
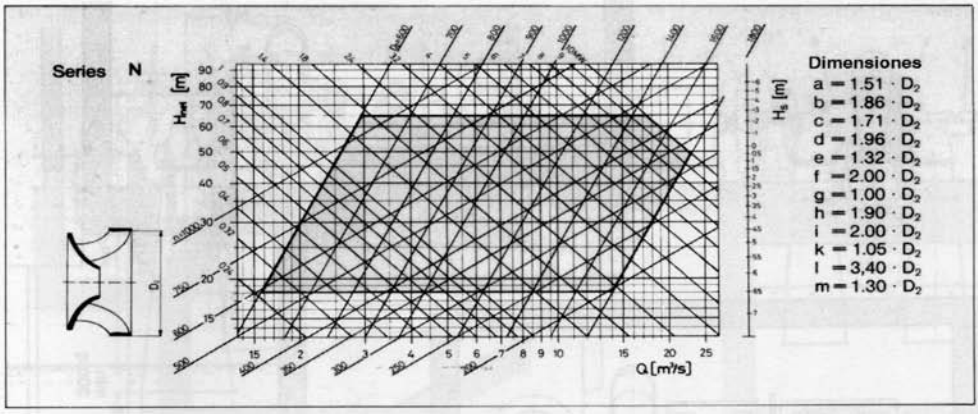
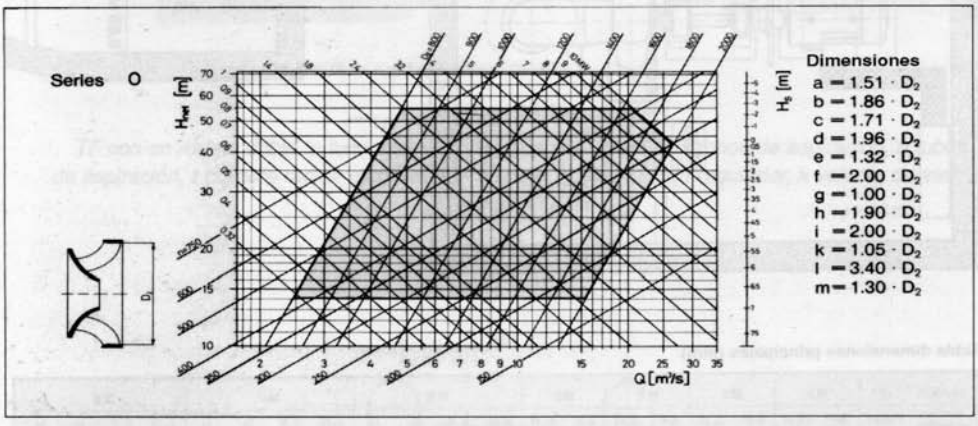
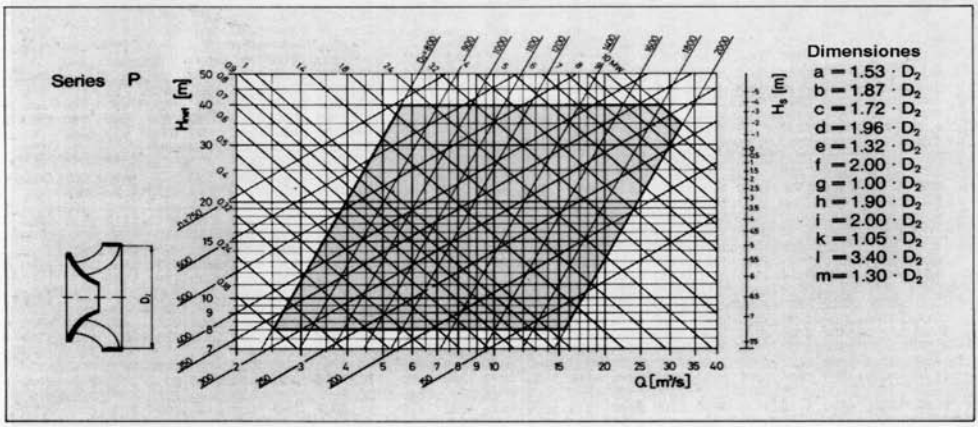


Fig. 2

Selección y dimensiones de las







)

nte: Sorumsand Verksted.

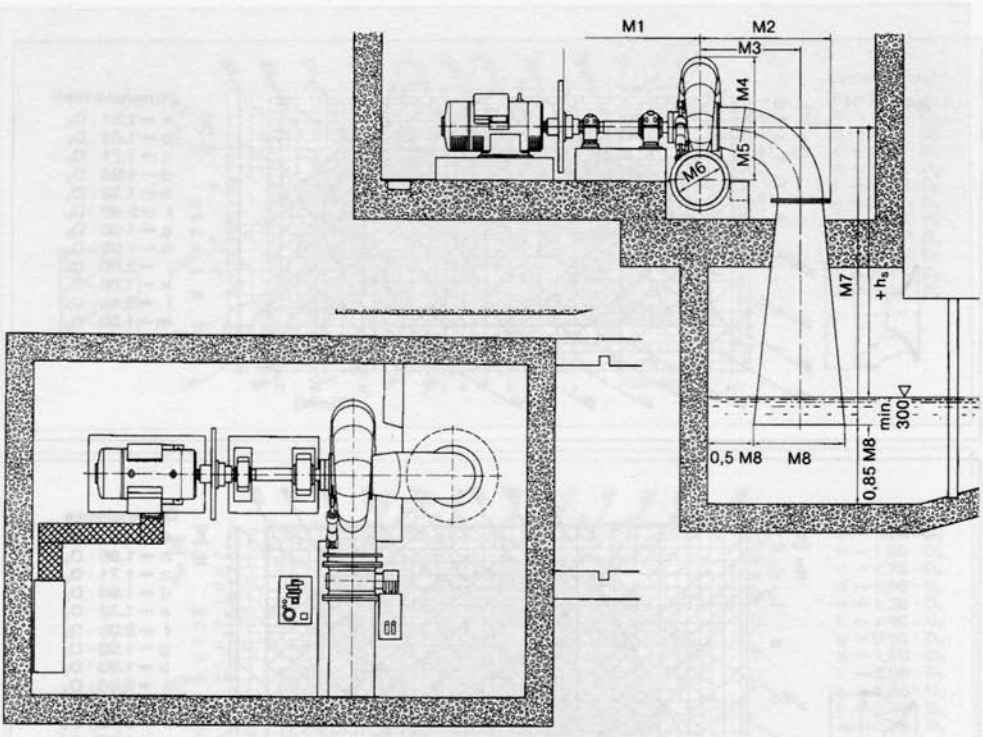


Tabla dimensiones principales (mm)

Tamaño de turbina (dm)	Medida	M1	M2		M3		M4		M5		M6				M7				M8			
	Velocidad específica	A-H	A-F	G,H	A-F	G,H	A-F	G,H	A-F	G,H	A-D	E,F	G	H	A-D	E,F	G	H	A-D	E,F	G	H
	3,00	1600	1000	930	750	710	520	430	420	370	400	360	300	260	1850	1700	1500	1350	630	580	530	480
	3,15		1050	970	790	740	540	450	440	390	420	380	320	270	1950	1800	1550	1400	670	610	550	510
	3,35		1110	1030	840	790	580	480	470	410	450	400	340	290	2050	1900	1650	1500	710	650	590	540
	3,55		1170	1080	890	840	610	510	500	430	470	430	360	300	2200	2000	1750	1600	750	690	620	570
	3,75		1240	1140	940	890	650	540	530	460	500	450	380	320	2300	2100	1850	1700	790	730	660	600
	4,00		1310	1210	1000	940	690	580	560	490	530	480	400	340	2450	2250	2000	1800	840	780	700	640
	4,25		1390	1290	1070	1000	730	610	590	520	570	510	430	360	2600	2400	2100	1950	890	830	740	680
	4,50		1470	1360	1130	1060	770	650	630	550	600	540	450	390	2750	2500	2250	2050	950	880	790	720
	4,75		1550	1430	1190	1120	820	690	660	580	630	570	480	410	2900	2650	2350	2150	1000	930	830	760
	5,00		1630	1510	1260	1180	860	730	690	610	650	600	510	430	3050	2800	2500	2300	1060	980	880	800
	5,30		1720	1590	1330	1250	910	770	730	650	700	640	540	450	3250	2950	2650	2400	1120	1030	930	850
	5,60	1600	1820	1680	1410	1320	960	810	770	680	740	670	570	480	3450	3150	2800	2550	1180	1090	980	900
	6,00	1700	1950	1800	1510	1420	1030	870	830	730	800	720	610	510	3700	3350	3000	2750	1270	1170	1050	960
	6,30	1750	2050	1880	1580	1490	1080	920	870	770	840	760	640	540	3900	3550	3150	2900	1330	1230	1100	1010
	6,70	1850	2170	2000	1680	1580	1150	980	920	820	890	810	680	570	4100	3750	3350	3050	1410	1310	1170	1080
	7,10	1900	2290	2110	1780	1680	1210	1040	980	870	940	850	720	610	4350	3950	3550	3250	1500	1390	1240	1140
	7,50	2000	2420	2230	1880	1770	1280	1100	1030	920	980	900	760	640	4600	4200	3750	3450	1580	1460	1310	1200
	8,00	2100	2570	2380	2010	1890	1370	1170	1100	980	1060	960	810	680	4900	4450	4000	3650	1690	1560	1400	1280
	8,50	2200	2730	2520	2130	2010	1450	1240	1160	1040	1120	1020	860	730	5200	4750	4250	3900	1790	1660	1490	1360
	9,00	2300	2890	2660	2260	2120	1540	1320	1230	1100	1190	1080	915	770	5500	5050	4500	4100	1900	1760	1570	1440
	9,50	2400	3040	2810	2380	2240	1620	1390	1300	1160	1260	1140	965	810	5800	5300	4750	4350	2000	1850	1660	1520
	10,00	2500	3200	2950	2510	2360	1710	1470	1370	1220	1320	1200	1020	855	6150	5600	5000	4550	2110	1950	1750	1600
	10,60	2600	3400	3130	2660	2500	1810	1560	1450	1300	1400	1275	1080	905	6500	5950	5300	4850	2230	2070	1850	1700
	11,20	2750	3580	3300	2810	2640	1910	1640	1530	1370	1480	1350	1140	960	6900	6300	5600	5100	2360	2180	1960	1800
	11,80	2850	3770	3480	2960	2790	2010	1730	1610	1440	1560	1420	1200	1010	7250	6600	5900	5400	2490	2300	2060	1900
	12,50	3000	3990	3680	3140	2950	2130	1840	1710	1530	1650	1500	1270	1070	7650	7000	6250	5700	2640	2440	2180	2000
	13,20	3150	4200	3890	3310	3110	2250	1940	1800	1610	1745	1590	1340	1130	8100	7400	6600	6000	2780	2570	2300	2120
	14,00	3300	4460	4110	3510	3300	2390	2060	1910	1710	1850	1680	1425	1195	8600	7850	7000	6400	2950	2730	2440	2250

Fig. 23.28

Dimensiones de las TF normalizadas. La disposición representada tiene una conexión flexible entre la turbina y el alternador. Fuente: VOITH.

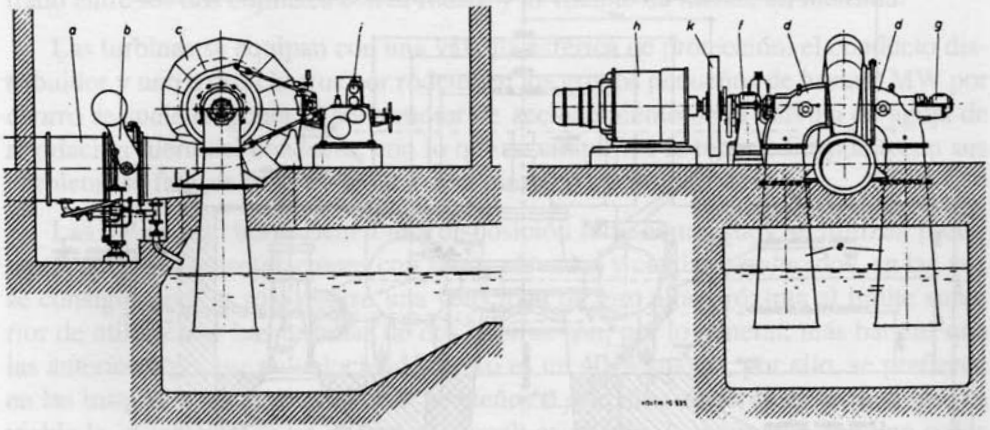


Fig. 23.29

TF con un rodete doble. a tubería, b válvula, c cámara espiral, d conos de aspiración, e tubos de aspiración, f cojinete radial, g cojinete de empuje, h alternador, i regulador, k volante de inercia. Fuente: VOITH.

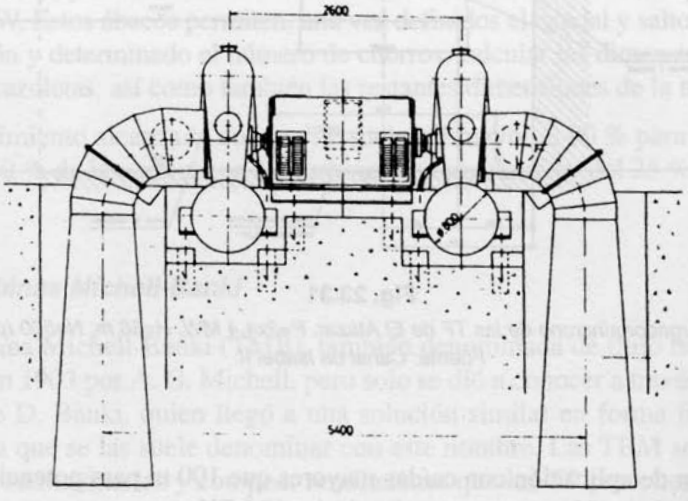


Fig. 23.30

TF con dos rodetes acoplados al mismo alternador. P=2x250 kW, H=13,2 m, N=500 rpm. Fuente: Sorumsand Verksted.

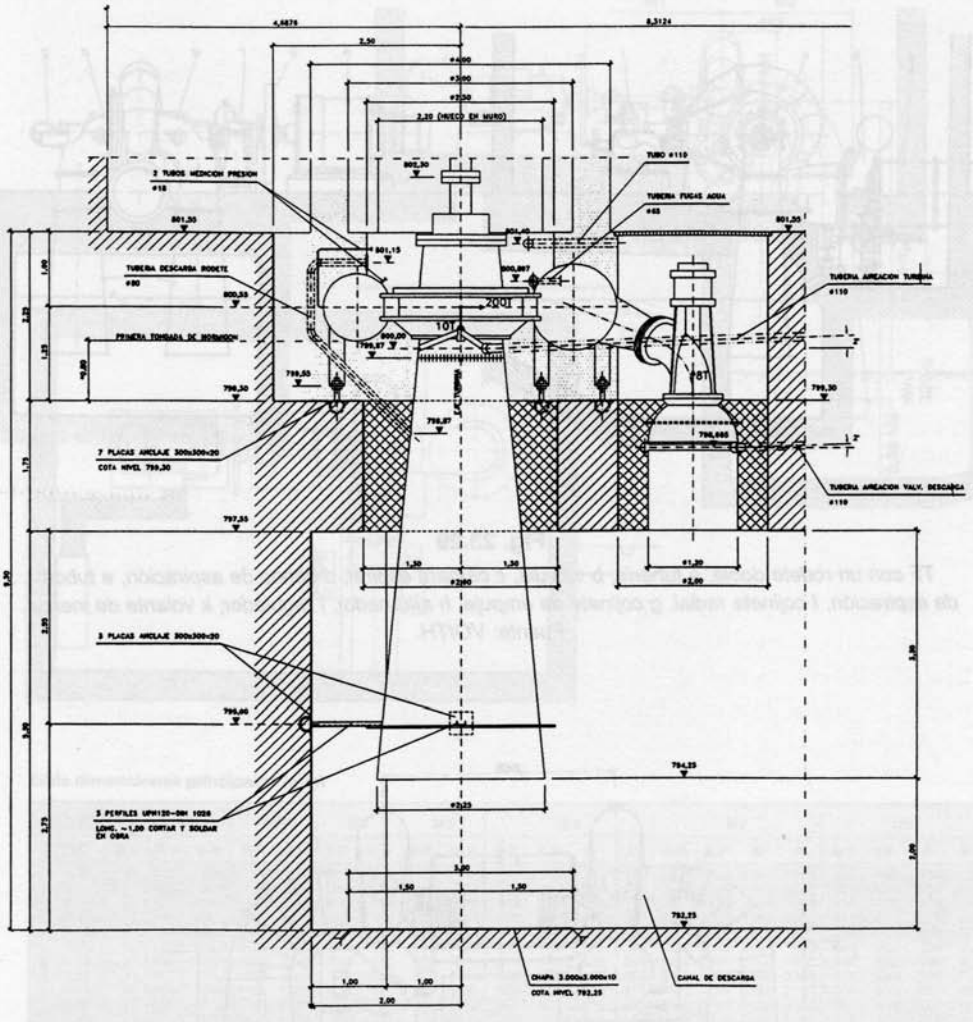


Fig. 23.31

Descargador síncrono de las TF de El Atazar. P=2x4,4 MW, H=56 m, N=500 rpm. Fuente: Canal de Isabel II.

6.5.2. TP

Las TP son de aplicación con caídas mayores que 100 m para potencias menores que 1 MW y de 350-400 m para potencias de 4 a 10 MW; para estas potencias y saltos se utiliza, por lo general, una disposición horizontal con un único rodete montado en el extremo del eje del alternador, obteniéndose un equipo muy compacto con dos cojinetes, uno a cada lado del alternador. De resultar necesario se instala un volante

de inercia en el extremo libre del eje del alternador, que de ésta forma quedaría centrado entre los dos cojinetes con el rodete y el volante de inercia en ménsula.

Las turbinas se equipan con una válvula esférica de protección, el conducto distribuidor y uno o dos chorros por rodete; en los grupos pequeños de hasta 2 MW por chorro se suele disponer el servomotor de accionamiento de la válvula de aguja de regulación fuera del conducto, con lo que se simplifica la tobera. El rodete con sus cazoletas se fabrica fundido en una sola pieza con acero inoxidable.

Las TP de un chorro tienen una disposición muy compacta y se utilizan preferentemente en las instalaciones con saltos elevados y caudales reducidos, en las que se consigue con un solo chorro una velocidad de giro alta, próxima al límite superior de utilización. Las turbinas de dos chorros son, por lo general, más baratas que las anteriores porque su velocidad de giro es un 40 % mayor; por ello, se prefieren en las instalaciones con saltos más pequeños o caudales mayores en las que resulta viable la instalación de un chorro adicional; asimismo, la operación con uno o dos chorros en estas turbinas permite cubrir con un rendimiento elevado una gama de caudales muy amplia, entre un 20 y el 100 % del caudal nominal.

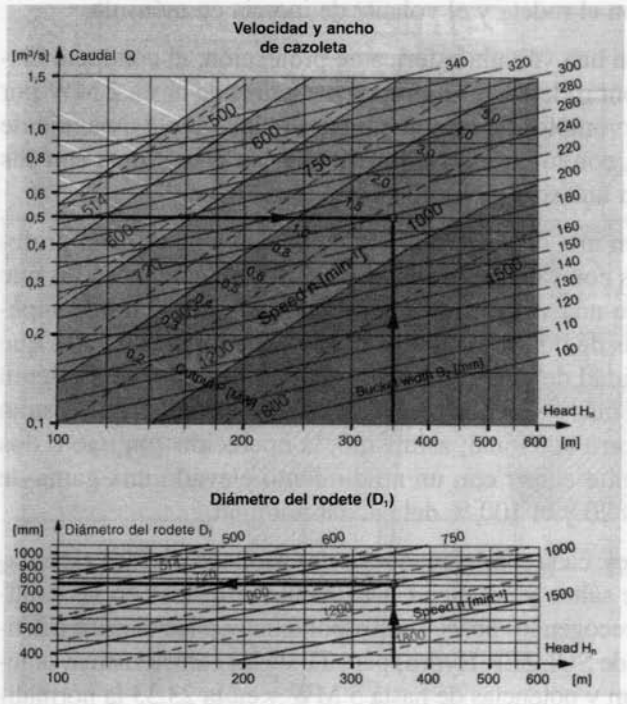
Como en los casos anteriores, cada suministrador ha desarrollado diseños estandarizados que cubren la gama de saltos y potencias usualmente utilizadas en las minicentrales; en la figura 23.32 se recogen los ábacos correspondientes a los diseños estandarizados de la casa Bell (filial de SULZER Hydro) para TP de las características anteriores, con saltos de hasta 600 m y potencias de hasta 5 MW y en la 23.33 la normalización propuesta por Sorumsand Verksted con saltos de hasta 1.100 m y potencias de hasta 10 MW. Estos ábacos permiten, una vez definidos el caudal y salto nominales de la instalación y determinado el número de chorros, calcular las dimensiones del rodete y de las cazoletas, así como también las restantes dimensiones de la turbina.

El rendimiento alcanzado con las TP suele ser mayor al 90 % para cargas mayores que el 50 % de la nominal en las turbinas con un chorro y del 25 % en las de dos chorros.

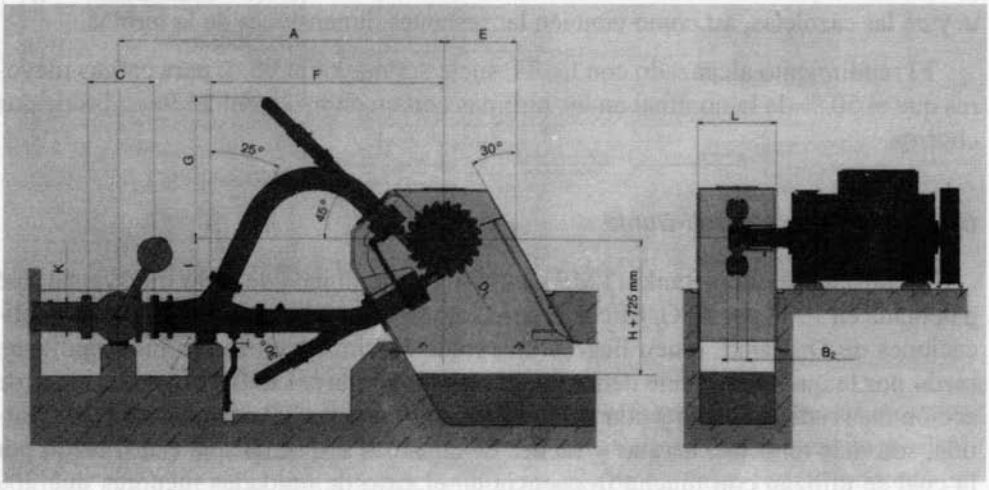
6.5.3. Turbinas Michell-Banki

La turbina Michell-Banki (TMB), también denominada de flujo transversal, fué patentada en 1903 por A. G. Michell, pero solo se dió a conocer a través de las publicaciones de D. Banki, quien llegó a una solución similar en forma independiente, razón por la que se las suele denominar con este nombre. Las TBM son turbinas de acción más rudimentarias y con peor rendimiento que las TP pero, como contrapartida, son más robustas, baratas y fáciles de construir e instalar que éstas, razón por la cual se utilizan con mucha frecuencia en el caso de unidades menores que 200 kW. Estas turbinas se pueden emplear con saltos entre 5 y 200 m y con potencias no superiores a 1 MW.

TP de 2 chorros

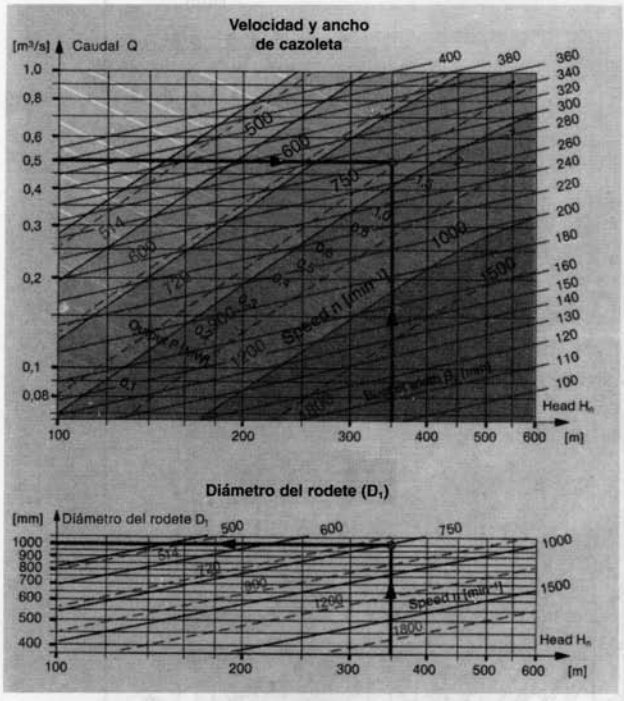


Dimension	X	Y
A	2,25	7,7
C	0	3,5
E	0,8	1,2
F	2,25	4,7
G	0,35	6,5
H	0,5	2,8
I	1,35	0
K	0	1,6
L	0	3,8

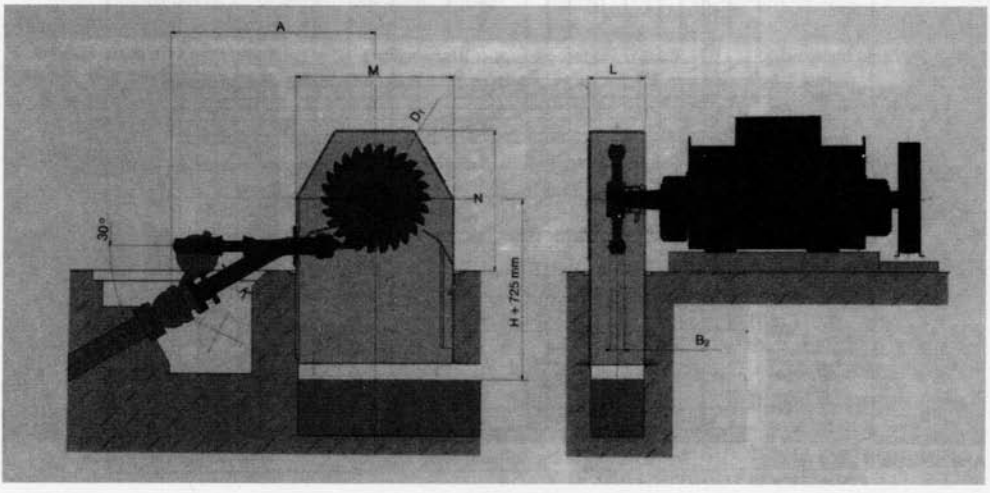


Normalización de

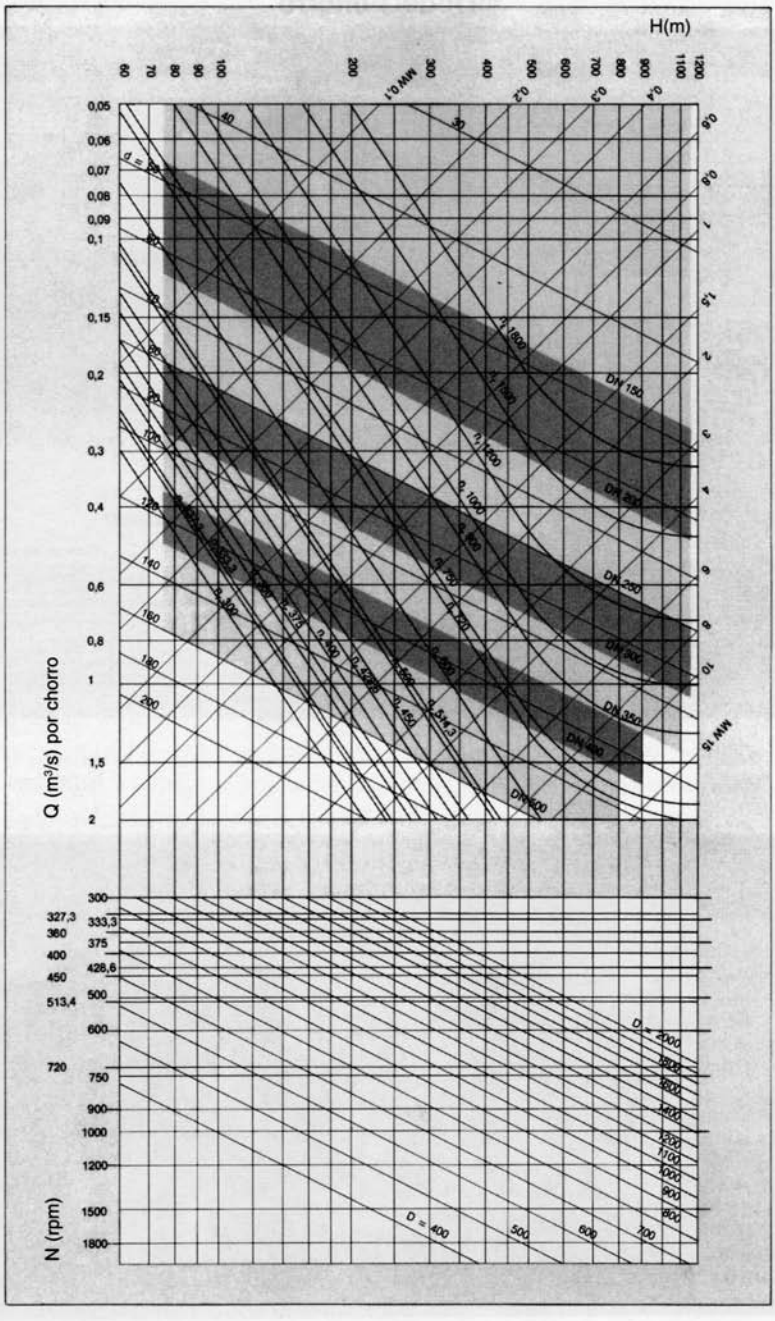
TP de 1 chorro



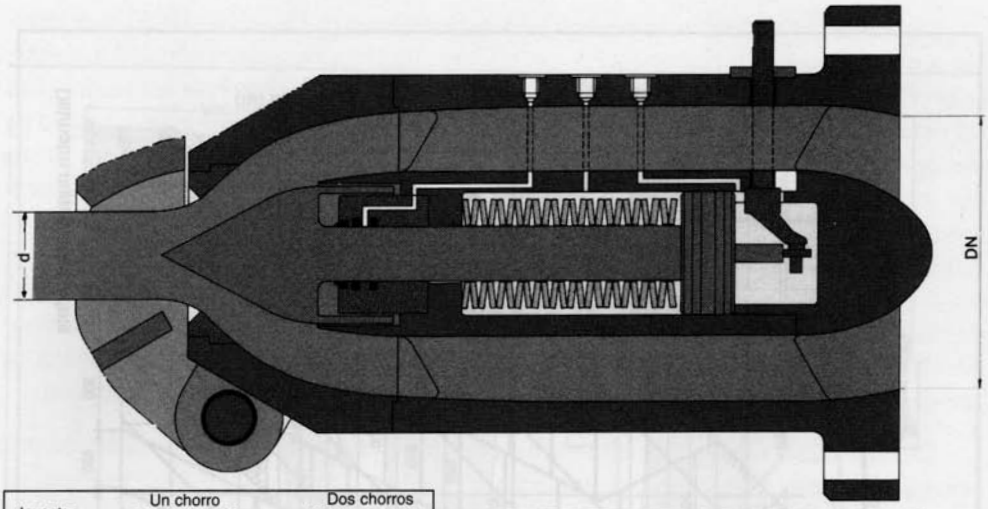
Dimension	X	Y
A	1,3	6,0
H	0,5	2,8
K	0	1,0
L	0	3,8
M	1,0	4,5
N	1,0	2,5



nte: SULZER Hydro.

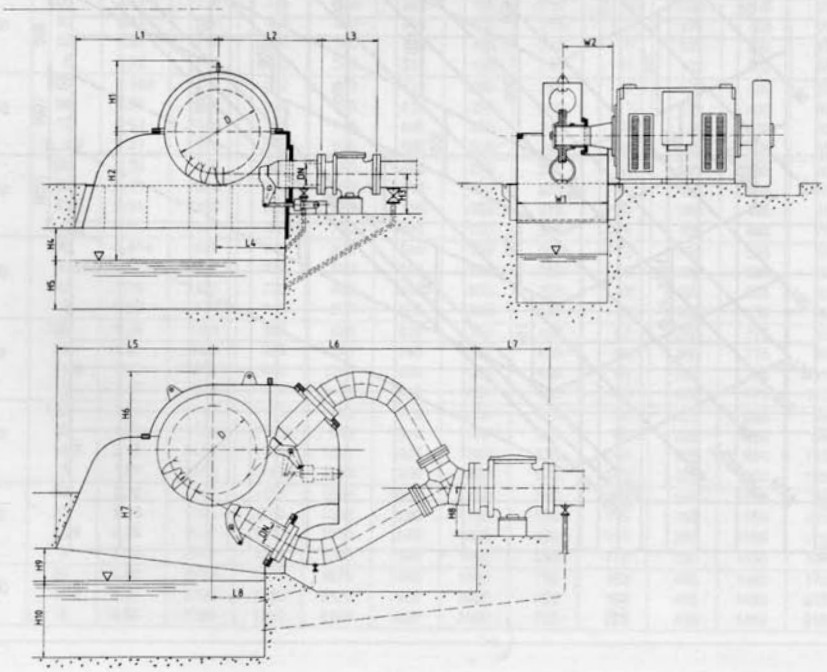


Normalización de las T



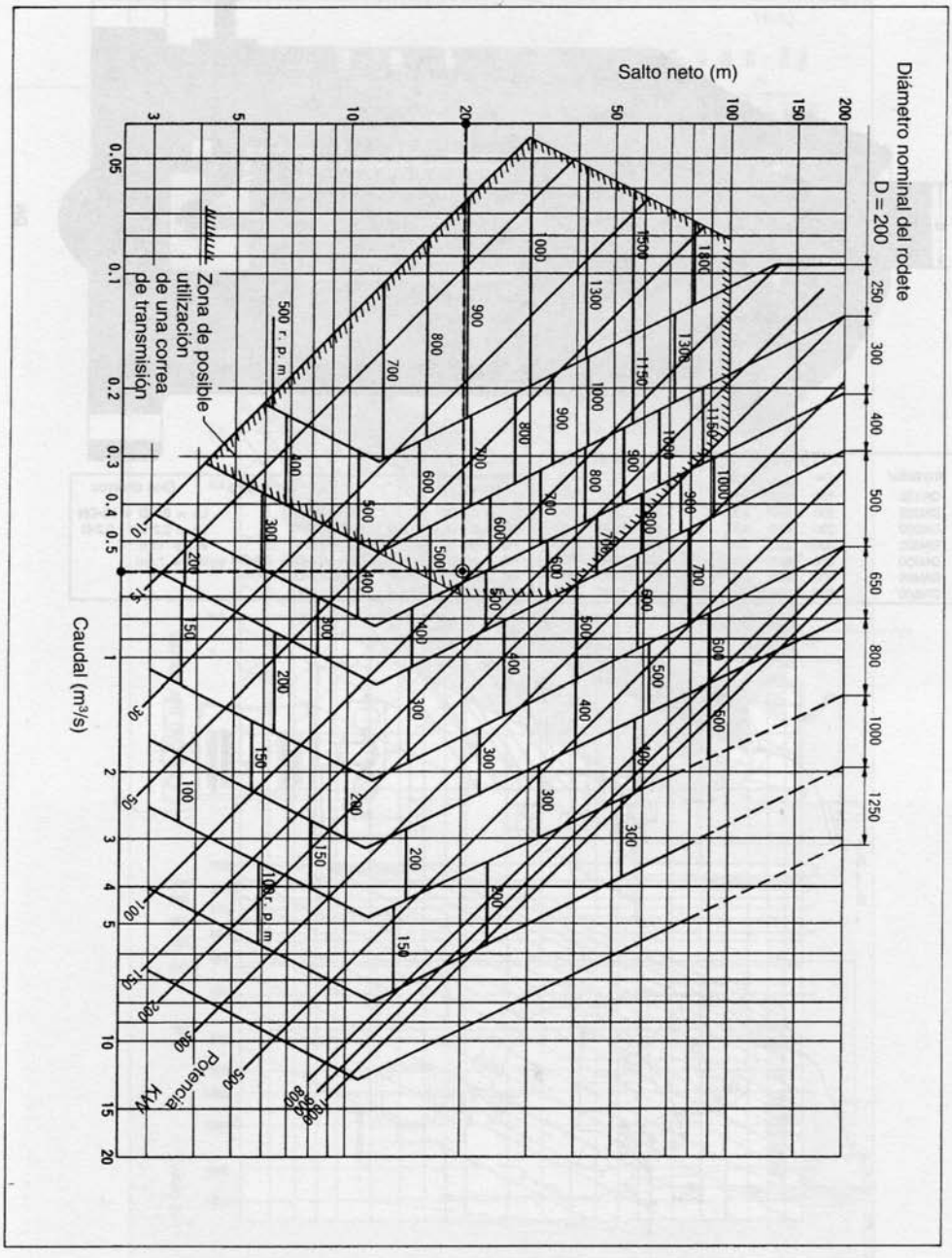
Inyector	Un chorro			Dos chorros		
	Dv	L3	H3	Dv	L7	H8
DN150	150	450	350	250	650	450
DN200	200	550	400	300	750	550
DN250	250	650	450	350	850	600
DN300	300	750	550	450	1050	650
DN350	350	850	600	500	1150	750
DN400	400	950	650	600	1350	850
DN500	500	1150	750	700	1550	900

Inyector	Un chorro	Dos chorros
H1 = 0.9•D	H9 = 6•d	L6 = 0.5•D + 10•DN
H2 = 0.5•D + 12.5•d	H10 = 12•d	L8 = 3.2•DN - 0.2•D
H4 = 5•d	L1 = 2•D	W1 = 13•d
H5 = 10•d	L2 = 0.4•D + 3.4•DN	W2 = 7.5•d
H6 = 0.9•D	L4 = 0.4•D + 3•DN	
H7 = 0.5•D + 12.5•d	L5 = 2.25•D	



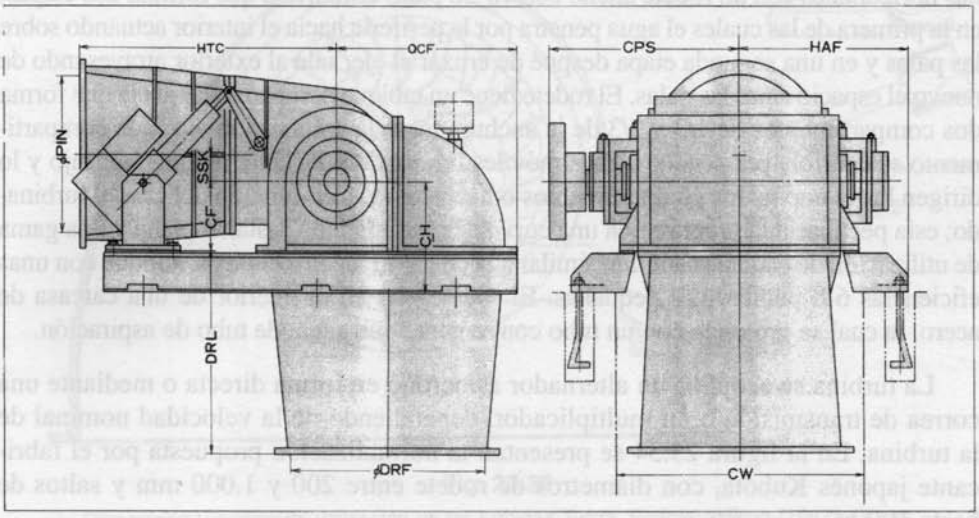
33

te: Sorumsand Verksted.



Fi

Turbinas de flujo tr



			Dimensiones aproximadas (mm)										
Dmm	Hm	Qm³/s	HTC	OCF	CPS	HAF	PIN	CH	SSK	CF	DRL	DRF	CW
200	100	0.11	720	345	345	385	150	215	5	105	305	200	490
	40	0.17	720	400	400	410	200	215	5	105	305	250	590
	12	0.31	750	400	590	525	400	215	5	105	305	450	790
	6	0.22	740	400	560	510	400	215	24	105	305	450	785
250	100	0.184	780	500	410	410	200	245	17	135	400	250	590
	50	0.26	780	500	450	435	250	245	17	135	400	300	640
	12	0.53	1040	505	710	625	550	245	17	135	400	600	990
	4.2	0.31	910	500	650	605	500	245	36	135	400	550	945
300	100	0.29	840	605	485	490	250	275	30	165	495	300	720
	50	0.41	840	610	530	540	300	275	30	165	495	400	815
	11.8	0.84	1200	620	870	750	650	275	30	165	495	750	1210
	3.	0.42	1190	610	750	695	650	275	58	165	495	700	1130
400	100	0.414	900	710	535	545	250	355	42	195	585	350	825
	50	0.58	900	710	590	595	400	355	42	195	585	450	925
	12	1.19	1490	720	990	845	800	355	42	195	585	850	1400
	3	0.59	1470	710	870	805	800	355	78	195	585	800	1350
500	100	0.76	1030	925	695	670	350	420	57	260	775	450	1045
	50	1.01	1020	925	745	745	500	420	66	260	775	600	1195
	11.8	2.10	1950	940	1290	1080	1050	420	69	260	775	1150	1815
	3	1.07	1930	925	1135	1040	1050	420	103	260	775	1100	1785
650	100	1.11	1140	1130	805	775	450	535	90	325	960	550	1260
	40	1.71	1140	1145	945	910	700	535	90	325	960	850	1480
	11.2	3.19	2400	1155	1575	1320	1300	535	90	325	960	1450	2225
	3	1.64	2380	1145	1370	1250	1300	535	136	325	960	1350	2160
800	60	2.20	1240	1355	1045	1025	700	595	115	385	1150	850	1655
	25	3.34	1790	1370	1330	1220	1100	595	115	385	1150	1250	2025
	11.4	4.80	2970	1370	1910	1570	1600	595	115	385	1150	1750	2725
	3	2.46	2940	1355	1700	1500	1600	595	170	385	1150	1600	2655
1000	22	5.90	2500	1730	1675	1495	1500	755	162	495	1480	1750	2575
	11.9	8.00	3790	1730	2320	1900	2050	755	162	495	1480	2250	3385
	3	4.06	3760	1730	2100	1860	2050	755	226	495	1480	2100	3305

34

sal. Fuente: Kubota.

Las TMB, cuyo diseño conceptual puede consultarse en OLADE (1983), son turbinas horizontales con un rodete ancho con 10-30 palas cilíndricas que forman dos etapas, en la primera de las cuales el agua penetra por la periferia hacia el interior actuando sobre las palas y en una segunda etapa después de cruzar el eje, sale al exterior atravesando de nuevo el espacio entre las palas. El rodete tiene un tabique perpendicular al eje que forma dos compartimentos de 1/3 y 2/3 de la anchura total; la embocadura de cada compartimento se controla por sendos álabes móviles (el distribuidor) que orientan el flujo y lo dirigen hacia uno de los compartimentos o hacia los dos, en función del caudal turbinado; esta peculiaridad proporciona una curva de rendimientos bastante plana y una gama de utilización de caudales amplia, similar a la de las TP de dos chorros, aunque con unas eficiencias 6-8 puntos más pequeñas. El rodete gira en el interior de una carcasa de acero, la cual se prolonga con un tubo convergente que actúa de tubo de aspiración.

La turbina se acopla a un alternador asíncrono en forma directa o mediante una correa de transmisión o un multiplicador, dependiendo de la velocidad nominal de la turbina. En la figura 23.34 se presentan la normalización propuesta por el fabricante japonés Kubota, con diámetros de rodete entre 200 y 1.000 mm y saltos de hasta 100 m.

Las TMB son máquinas muy robustas que pueden operar con una gama de caudales amplia, por lo que resultan adecuadas para las centrales no conectadas a la red general que sirven comunidades aisladas, en cuyo caso se deben acoplar a un alternador síncrono. Su utilización conectadas a la red general es poco frecuente con saltos mayores que 100 m a causa de su inferior rendimiento frente a las TP que sería su posible alternativa en este rango de saltos; la utilización con saltos menores que 100 m es más frecuente, especialmente en los casos en los que es ventajosa su capacidad de operar con caudales muy inferiores al nominal.

6.5.4. Turbinas Turgo

Las turbinas Turgo, fabricadas por Gilkes, son turbinas de acción parecidas a las TP pero, a diferencia de éstas, tienen cazoletas asimétricas que reciben el chorro de agua con una inclinación de 20° con relación al plano medio de la rueda, entrando por uno de los bordes laterales y saliendo por el opuesto (figura 23.35); a causa de la inclinación del chorro existe un empuje axial que debe ser absorbido por los cojinetes. Las turbinas Turgo se emplean con saltos entre 50 y 250 m y con potencias menores que 5 MW, dando unos rendimientos intermedios entre los de una TBM y una TP, del orden del 85 % para caudales mayores que el 60 % del nominal y del 80 % para un caudal del 40 %.

Estas turbinas son de utilización frecuente con grupos de menos de 100 kW y menos frecuente, probablemente a causa de su escaso rendimiento frenta a las TP,

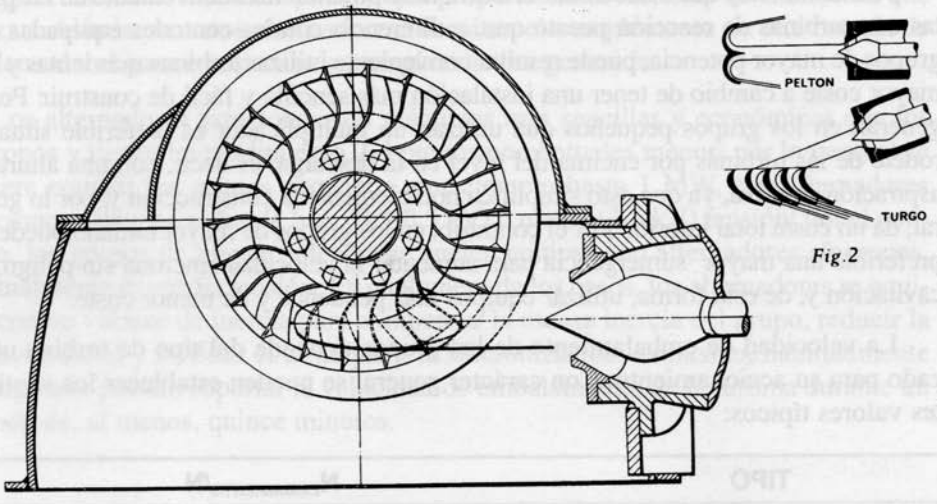


Fig. 23.35

Disposición y campo de utilización de las turbinas Turgo. Fuente: Wilson (1967), Gilkes.

con potencias mayores; no obstante pueden resultar de interés en aquellas instalaciones en las que su mayor velocidad de giro o amplitud de capacidad de turbimación permiten prescindir del multiplicador o reducir el número de grupos.

6.6. Consideraciones generales sobre el equipo mecánico

El coste unitario (PTA/kW) de las centrales, incluyendo la obra civil y los equipos, crece rápidamente al disminuir la potencia de los grupos, por lo que la instalación más económica es siempre la que tiene el menor número de grupos posible. Por ello, las instalaciones con un único grupo son la solución más conveniente cuando la turbina puede utilizar la mayor parte de la aportación disponible, bien porque sea capaz de utilizar una gama de caudales muy amplia, como sería el caso de las TK con doble regulación o las TP de dos chorros, o porque la instalación disponga de una pequeña capacidad de regulación que permita acumular los caudales inferiores al mínimo técnico de turbinación. Por el contrario, cuando no hay posibilidad de acumular los caudales o la pérdida de turbinación a causa del caudal mínimo utilizable es grande, puede resultar conveniente instalar más de un grupo a pesar del aumento de coste que ello conlleva.

En consecuencia, para seleccionar el número de grupos de la instalación hay que realizar un análisis económico comparando el coste de la instalación con uno o con varios grupos y el valor de la producción de energía correspondiente.

Asimismo, hay que seleccionar la altura de aspiración más conveniente en las plantas con turbinas de reacción puesto que, a diferencia con las centrales equipadas con grupos de mayor potencia, puede resultar conveniente utilizar turbinas más lentas y con mayor coste a cambio de tener una instalación más sencilla y fácil de construir. Por lo general, en los grupos pequeños que utilizan un multiplicador es preferible situar el rodete de las turbinas por encima del nivel en la descarga, es decir, con una altura de aspiración positiva, ya que esto simplifica notablemente la construcción y, por lo general, da un coste total inferior. Por el contrario, en los grupos de mayor tamaño puede ser preferible una mayor sumergencia para aumentar la velocidad síncrona sin peligro de cavitación y, de esta forma, utilizar equipos más pequeños y de menor coste.

La velocidad de embalamiento de los grupos depende del tipo de turbina utilizado para su accionamiento. Con carácter general se pueden establecer los siguientes valores típicos:

TIPO	$N_{EMBAMIENTO}/N$
TK de regulación simple	2,0-2,4
TK de regulación doble	2,8-3,2
TF	1,8-2,2
TP	1,8-2,0
TMB	1,8-2,0
T. Turgo	2,0

7. EQUIPO ELÉCTRICO

Los alternadores de las minicentrales pueden ser síncronos o asíncronos; los primeros están equipados con un sistema de excitación y un regulador de voltaje, los cuales controlan la velocidad de giro, el voltaje y el desfase durante el proceso de arranque y sincronización de la máquina y suministran la energía reactiva requerida después de la conexión con la red. Los grupos con alternadores síncronos dotados con un regulador de velocidad apropiado pueden operar en red aislada, puesto que suministran la energía reactiva que necesitan para su excitación y pueden controlar la frecuencia del sistema. El campo magnético se forma haciendo circular una corriente continua por los polos del rotor, para lo cual se utiliza un sistema de excitación estático exterior, una dínamo auxiliar o díodos giratorios acoplados al eje.

Los alternadores asíncronos son máquinas similares a los motores de inducción en jaula de ardilla, que carecen de la capacidad de regular el voltaje y necesitan girar con una velocidad mayor que la de sincronismo para producir un campo excitador; por lo tanto, estos alternadores no pueden operar en isla, sino que deben funcionar

siempre conectados a una red potente que proporcione la corriente de excitación que utilizan. Asimismo, estos alternadores necesitan el complemento de una batería de condensadores para compensar la energía reactiva generada.

Los alternadores asíncronos son máquinas más sencillas y económicas que los síncronos y tienen un rendimiento 2-4 puntos porcentuales menor; por lo general se prefiere equipar los grupos pequeños, por ejemplo hasta 1 MW, con alternadores asíncronos estandarizados de baja (0,3-0,5 kV) o media (3-6 kV) tensión; por el contrario, los grupos de mayor potencia se suelen equipar con alternadores síncronos, habitualmente en media tensión. En cualquiera de los casos, los alternadores se equipan con un volante de inercia para compensar la escasa inercia del grupo, reducir la sobrevelocidad y facilitar el arranque y la sincronización; asimismo, habitualmente se exige que puedan soportar la velocidad de embalamiento de la turbina durante un período de, al menos, quince minutos.

8. CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE LOS SISTEMAS AUXILIARES Y DE CONTROL

Los sistemas auxiliares de las minicentrales son notablemente más sencillos que los de las centrales con mayor potencia instalada, no sólo por el tamaño de los equipos, sino también por la supresión de algunos sistemas que no son necesarios para la operación. Las simplificaciones en estos sistemas dependen del tamaño de la planta y de las dificultades de la operación; las más usuales, al menos en las instalaciones con menor potencia instalada, son:

— la supresión del sistema de aire comprimido, tanto el de baja presión para los servicios generales de la planta como el de alta presión para la operación de los reguladores; éstos suelen utilizar en sustitución de los compresores y de los acumuladores aire-aceite típicos de las centrales convencionales, acumuladores con nitrógeno con alta presión en una vejiga deformable instalada, junto con el aceite de regulación, en el interior de un cilindro de acero,

— la eliminación del sitema de achique y drenaje de las plantas con los rodetes situados por encima del nivel de agua en la descarga,

— la refrigeración de los alternadores mediante un circuito de aire abierto y la disposición de cojinetes autolubricados, lo cual simplifica notablemente el sistema de refrigeración requerido,

— la eliminación del puente grúa para el montaje o desmontaje de los equipos, el cual se realiza con grúas móviles a través de escotillas en la cubierta de la central.

Por el contrario, el sistema de control de las minicentrales debe ser muy completo puesto que, según se ha mencionado, estas plantas deben estar automatizadas para que funcionen sin la presencia continua de personal de operación. Para ello, se debe instalar un sistema de medición y control que obtenga y transmita la información necesaria para la operación (niveles de agua en la toma y en la descarga, posición de las válvulas o compuertas de control, velocidades de giro, niveles de aceite en los cojinetes, temperaturas de los cojinetes y del alternador, magnitudes eléctricas de la subestación, etc.) y de un ordenador central que procese esta información y, en combinación con los equipos de regulación de los grupos, opere en forma automática la central incluyendo las paradas normales o de emergencia de cada grupo, la impresión de las incidencias de la operación y la transmisión de información a un puesto de control central.

BIBLIOGRAFÍA

— ABB, Sistema de Control digital integrado para minicentrales hidráulicas, 1995.

— ABB, Generación S.A., AQUA, Control integrado para centrales hidráulicas, 1997.

— ACEC, Standard low-head micro-power plant.

— Arnaiz, A., Docio, I., Integrated digital control system for mini hydo plantas, HP&D, Julio, 1995.

— ASCE, Civil Engineering Guidelines for Planning and Designing Hydroelectric Projects, 1989.

— ASCE, Guidelines for rehabilitation of civil works of hydroelectric power plants,

— ASINEL, Equipo Electromecánico de Minicentrales. Normalización de Turbinas de Hélice y Kaplan, 1981.

— Ateliers Bouvier, Fiches réalisation.

— Bachmann, J., Petites turbines standardisés: solution économique pour l'utilisation des cours d'eau de faible importance, Bulletin Escher Wyss 2-1979.

— BBC, Brown Bovery, Pequeñas centrales hidroeléctricas normalizadas,

— Bell, Kleinkraftwerke mit standardisierten S-Turbinen.

— Bell, Pelton turbines of standard configuration.

— Bofors-Nohab, Small scale hydro turbine program.

— Boving, axial flow turbines.

— Brown, J. G., Editor, Hydroelectric Engineering Practice,

— CEI, Electromechanical equipment guide for small hydroelectric plants.

— Cotillon, J., Les groupes bulbes. De Röstin en Avignon: L'essor d'une technique, La Houille Blanche, 2/3, 1973.

— Coumans, X., Fontaine, B., Belt-driven Straflo units for a small low-head seche-me, WP&DC, Junio 1989.

— Czarnota, Z., Nobile, R., Upgrading Open-Wwheel Pit Hydro Plants with Modern Submersible Hydroturbines, WP'89, 1989.

— DGA, UNESA, INTECSA, Identificación y evaluación de pequeñas centrales hidroeléctricas en Aragón, 1986.

— DGA, UNESA, INTECSA, Identificación y evaluación de pequeñas centrales hidroeléctricas en Aragón, 1986.

— DGA, UNESA, INTECSA, Identificación y evaluación de pequeñas centrales hidroeléctricas en Aragón, 1986.

— DGA, UNESA, INTECSA, Identificación y evaluación de pequeñas centrales hidroeléctricas en Cantabria, 1986.

— DGOH, MOPT, Pequeñas centrales hidroeléctricas. Manual, 1987.

— Dougherty, D. H., Analysis of Slow Speed vs. High Speed Generation, WP'85, 1985.

— Elsfeldt, G., A New Generation of Standard Spiral Turbines, WP'85, 1985.

— ENERCO, Equipos para minicentrales hidráulicas.

— Farag, E. A., The modenization of old hydro plants, WP&DC, Julio 1981.

— FLYGT: Nuevas oportunidades para pequeñas centrales hidroeléctricas.

— Fritz, J. J., Small and Mini Hydropower Systems, 1984.

— Gill, H. S., Hydraulic transients in the operation of samll hydro plants, WP'93, 1993.

— Gómez Navarro, J. L., Saltos de agua y presas de embalse,

— Gordon, J. L., Estimating hydro station costs, WP&DC, Septiembre, 1981.

— Gordon, J. L., Powerhouse concrete quantity estimates.

— Haag, T. W., Frisina, F. P., Crescent and Vischer Ferry Hydroelectric Redeve-lopment Projects, WP'89, 1989.

— Hemmen, M., Optimization of low head hydro equipment, WP'85, 1985.

— Horn, H: E., Bergseng, J., Water level control for small hydro plants, WP&DC, Noviembre 1991.

— Hothersall, R., Turbine selection under 1 MW. Cross flow or conventional turbine. Hydro Review. Febrero 1987.

— IDAE, Guía Metodológica de Evaluación de Impacto Ambiental en Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, 1989.

— IDAE, Manuales de Energías Renovables / 3, Minicentrales Hidroeléctricas, 1992.

— International Electrotechnical Commission, Electro-mechanical equipment guide for small hydroelectric plants.

— J. JUSTE, Plantas hidroeléctricas de pequeña potencia.

— Kössler, E., Installed and planned mini hydro, WP&DC, Diciembre 1982.

— Kvaerner Hydro, Small scale & mini turbines.

— Leyland, B. W., Machine Selection and Powerhouse Design for Small Hydropower Schemens, WP'89, 1989.

— Liria, J., Sáinz, J. A., Minicentrales, 1981.

— Mekuria, G., Swan lake: a small hydro scheme for Ketchikan. WP&DC, Octubre 1984.

— Miyakawa, S., Characteristics of generators for small power plants, WP&DC, Marzo 1983.

— Moore, E. T., Improving Design of Small Hydro Plants, WP'87, 1987.

— Mosony, E., Water Power Development,

— MOPU, MIE, UNESA E INTECSA, Estudio sobre el aprovechamiento del potencial hidroeléctrico con centrales de pequeña potencia, 1980.

— Musil, R. J., Design criteria for generators in low head hydro-power plants, WP'85, 1985.

— NDC, Small and Micro Hydroelectric Power Plants, 1980.

— NEYRPIC, Grupos hidroeléctricos normalizados para saltos pequeños. Small Hydro Power Plants.

— OLADE, Manual para diseño, estandarización y fabricación de equipos para PCH, Vol. 1, 1983.

— OLADE, Guía de diseño de obras civiles de pequeñas centrales hidroeléctricas, 1986.

— OLADE, Manual de mini y microcentrales hidráulicas, 1995.

— Penche, C., Editor, Layman's Guidebook on how to develop a small hydro site (CEC-ESHA).

— Persson, T., Small hydro in Sweden, WP&DC, Noviembre 1981.

— Picollier, G., et al., Petites turbines. rendement et productivité des amenagments, NEYRPIC, Revue technique n° 4, 1985.

— Pontier, R., Interêt d'une normalisation de miniturbines de basses chutes, au nivel de la réalisation en ateliers, NEYRPIC, Revue technique n° 4, 1985.

— Regoyos, J., Gómez, G., Modular equipment for the control of small hydro plants, WP&DC, Septiembre, 1984.

— Riet, P., The Wyangala hydro project in Australia, WP&DC, 1987.

— Ronke, N., Small Kaplan vs. Tubular and Francis Turbines, WP'85, 1985.

— Schweiger, F., Gregori, J., Analysis of small hydro turbine design, Small hydro power, 1990.

— Shafer, L., Agostinelli, A., Using pumps as small turbines, WP&DC, Noviembre 1991.

— Societé Hydrotechnique de France, Design, Construction and Operating Guide, Mayo, 1985.

— Sorumsand Verksted A/S, Small scales hydro turbines, Desarrollo y experiencia en modernas TF a pequeña escala, Turbina de impulsión estándar.

— Spaulding, D. A., Pit turbines, an economical solution for low heads, WP'89, 1989.

— Strohmer, F., Walch, E., Appropiate technology for small turbines, WP&DC, Noviembre 1981.

— Strohmer, F., Wolfartsberger, K., Pit-type bulb turbines - An economical solution for low head applications, WP'87, 1987.

— Sulzer Hydro, Turbinas S estandarizadas, Turbinas Pelton estandarizadas.

— VAST SPAD, Mini power stations, 1980.

— VOITH, Turbinas estandard.

— VOITH, Máquinas estandarizadas para pequeñas centrales hidroeléctricas.

— Warnick, C. C., Hydropower Engineering, 1984.

— Wilson, P. N., A high-speed Impulse Turbine, WP, Enero 1967.

— WP&DC, International Conferences on Small Hydro, 1984, 1985 y 1986.

— Xian-Huan, W., Siphon intakes for small hydro plants in China, WP&DC, Agosto, 1992.