



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DISEÑO Y ELABORACIÓN DE UN LIBRO
ACTUALIZADO DE
GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO ELÉCTRICO ELECTRÓNICO

P R E S E N T A
M A G A L Y R I Z O M A R T Í N E Z

DIRECTOR DE TESIS: ING. MANUEL VIEJO ZUBICARAY

m. 341455





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la
UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el
contenido de mi trabajo recepcional.
NOMBRE: Magaly Rizo Martínez
FECHA: 28-Febrero-2005
FIRMA: Chirib

**ESTE ESFUERZO SE LO
DEDICO A ÉL:**

**ING. MANUEL VIEJO ZUBICARAY,
por haberme transmitido sabiduría,
valor, fuerza, amor y entusiasmo para
trabajar y aprender, pero sobre todo
decisión para enfrentar la vida
¡HODIE,NUNC!**

AGRADECIMIENTOS

A MIS PADRES por su amor y cariño, porque me inculcaron el valor de la verdad y la honestidad, que han sido la guía principal en mis logros.

A MI FAMILIA por su amor, ejemplo, apoyo y consejos que me brindan siempre.

A MAURICIO por todo tu amor y apoyo. Por demostrarme día con día la nobleza de tu corazón y por compartir conmigo tu vida.

A LA UNAM, mi alma Mater, por tu gran generosidad, y por la libertad que me forjaste a través del conocimiento.

A MIS AMIGOS por alegrar mi corazón en todo momento. Son increíbles los quiero.

ÍNDICE

Capítulo 1: Energética Mundial del Petróleo y el Gas incluyendo Plantas de Generación Termoeléctrica	3
Capítulo 2: Energética Hidroeléctrica Mundial incluyendo Plantas de Generación Hidroeléctrica	27
Capítulo 3: Nuevos Proyectos en México (Caso P.H El Cajón)	43
Capítulo 4: Turbinas de gas, vapor e hidráulicas, Origen y Evolución	55
Capítulo 5: Turbinas Pelton	68
Capítulo 6: Turbinas Francis	85
Capítulo 7: Turbinas Kaplan	109
Capítulo 8: Turbinas Tubulares o Bulbo	121
Capítulo 9: Elementos de Hidrodinámica aplicados a las turbomáquinas	133
Capítulo 10: Selección, Dimensionamiento y Operación de Turbinas	169
Capítulo 11: Centrales Hidroeléctricas de Acumulación por Bombeo	197
Capítulo 12: Cavitación	213
Capítulo 13: Laboratorios de Experimentación	223
Capítulo 14: Equipos de Energía Eléctrica	235
Capítulo 15: Otras formas de Energía	249

CAPITULO 1

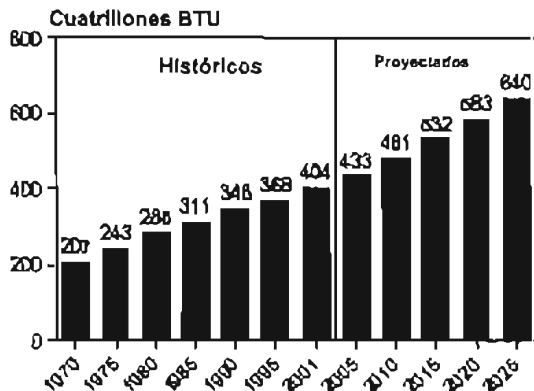
**ENERGÉTICA MUNDIAL DEL PETRÓLEO Y EL
GAS INCLUYENDO PLANTAS DE
GENERACIÓN TERMOELÉCTRICAS**

Energética Mundial

El consumo mundial de energía se pronostica que aumentará un 58 por ciento de 2001 a 2025.

De acuerdo con la referencia de la perspectiva 2003 de la energía (Fuente *International Energy Outlook 2003 IEO2003*), el consumo de energía del mundo fue proyectado un aumento de 58% sobre un horizonte para 24 años, de 2001 a 2025. Se proyecta que el uso total de la energía crecerá de 404 cuatrillones BTU, (unidades térmicas británicas) en 2001 a 640 cuatrillones BTU en 2025 (figura 1.1).

Figura 1.1. Consumo Mundial de Energía, 1970-2025



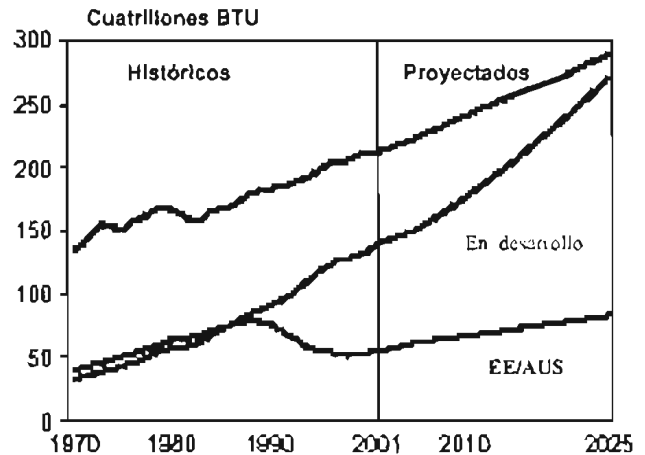
Fuente: Históricos: Energy Information Administration (EIA), publicación anual Internacional 2001 de la energía, Proyectados: EIA, Sistema para el análisis de los mercados de la energía globales (2003).

La perspectiva IEO2003 continúa demostrando crecimiento robusto en el consumo de energía entre los países en desarrollo del mundo (figura 1.2). El crecimiento más fuerte se proyecta para desarrollar Asia, en donde la demanda para la energía espera ser más del doble.

Las expectativas para el crecimiento en América Central y del Sur han bajado substancialmente de las reflejadas anteriormente. Los problemas políticos y económicos entre las naciones de la región en el último año han moderado la perspectiva previamente optimista de plazo medio para su desarrollo. Ejemplos actuales son Venezuela, Argentina, Colombia, etc. Las incertidumbres han conducido a bajar las proyecciones para la demanda energética de la región en el pronóstico IEO2003. Mientras que la demanda energética en América Central y del Sur fue proyectada para crecer por 3.8 por ciento por año entre 1999 y 2020 en el informe IEO2003 se proyecta el crecimiento anual medio de solamente 2.4 por ciento a partir de 1999 a 2020.

La referencia IEO2003 espera que los precios del petróleo del mundo sigan siendo altos y volátiles a través de 2003, en gran parte debido a la interrupción en exportaciones venezolanas e iraquíes. Después de 2004, se espera que los precios vuelvan a los niveles normales.

Figura 1.2. Consumo Mundial de Energía por Región, 1970-2025



Fuente: Históricos: Energy Information Administration (EIA), publicación anual Internacional 2001 de la energía. Proyecciones: EIA, sistema para el análisis de los mercados de la energía globales (2003).

Perspectiva para la demanda energética del mundo

Mucho del mundo industrializado permanecía en una recesión económica en 2002. El crecimiento en los Estados Unidos fue obstaculizado por los altos precios del petróleo del mundo y varios escándalos corporativos sacudieron la confianza del consumidor. La economía inactiva de ESTADOS UNIDOS, alternadamente, tenía fuertemente un impacto adverso en muchos mercados globales que dependen pesadamente de exportaciones a los Estados Unidos. El pronóstico de plazo medio asume que el crecimiento en el producto interno bruto (PIB) y la demanda energética rebotará.

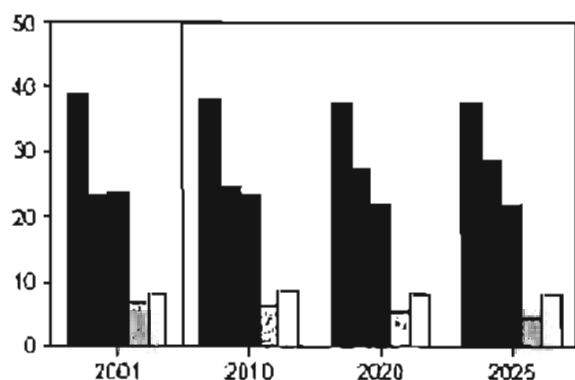
En el caso de la referencia IEO2003, el consumo de petróleo del mundo es proyectado en un aumento del 1,8 por ciento anualmente sobre el período de la proyección a 24 años, a partir de 77 millones de barriles por día en 2001 a 119 millones de barriles por día en 2025. Los aumentos proyectados requerirían un incremento de poco más de 42 millones de barriles diarios. Se espera que los productores sean los beneficiarios principales de los requisitos crecientes de la producción, pero se espera que la fuente de la no-OPEP siga siendo competitiva, con los incrementos importantes de la fuente viniendo de recursos costa afuera.

En el pasado, el crudo ha sido la primera fuente de consumo de energía primaria, y se espera que permanezca en esa posición a través del periodo 2001 a 2025. Cae levemente en el pronóstico, de 39 por ciento en 2001 a 38 por ciento en 2025, a pesar de expectativas que los países en muchas partes del mundo cambiarán del crudo al gas natural y a otros combustibles para su producción eléctrica (figura 1.3). El crecimiento robusto en energía del transporte espera continuar durante los 24 años próximos. Consecuentemente, el crudo se proyecta que conservará su predominio en la energía global aunque habrá la penetración de nuevas tecnologías por ejemplo los vehículos, con hidrógeno como combustible.

En 2001, "los países en desarrollo" consumirán cerca de dos tercios (64 por ciento) de las naciones industrializadas; para 2025 se espera que consuman alrededor del 86 por ciento.

Figura 1.3 Consumo Mundial de energía por tipo de combustible, 2001, 2010, 2020, y 2025

Porcentaje total



■ petróleo ■ gas natural ■ carbón □ nuclear □ renovables

Fuente: 2001: Energy Information Administration (EIA), publicación anual internacional 2001 de la energía. EIA, sistema para el análisis de los mercados de la energía globales (2003).

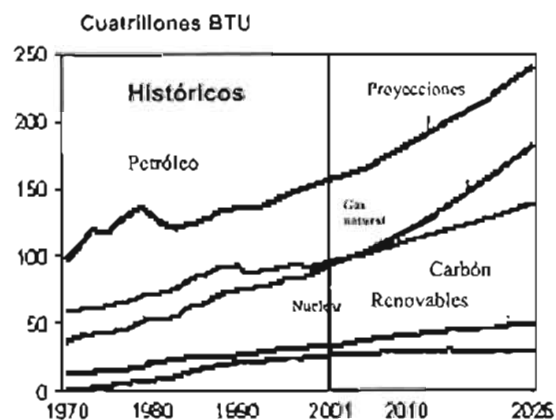
Gas Natural

La fuente de crecimiento más rápida de la energía primaria en el caso de la referencia IE02003 se proyecta ser el gas natural. Sobre el periodo 2001-2025, el consumo de gas natural se proyecta casi el doble hasta 176 trillones de pies cúbicos en el 2025. El uso del gas natural espera sobrepasar el uso del carbón (en base de BTU) para 2005, y antes de 2025 se espera que se exceda el uso del carbón por 31 por ciento (figura 1.4). La parte del gas natural en el consumo de energía total se proyecta de 23 por ciento en 2001 a 28 por ciento en 2025, y se espera que el gas natural suministre el incremento más

grande de la producción eléctrica (aumentando a 41 cuatrillones de BTU y contabilizará para 53 por ciento del incremento total en el uso de la energía para la producción eléctrica). Mucho del crecimiento proyectado en el consumo del gas natural a través del mundo está en respuesta a la demanda de las centrales eléctricas de ciclo combinado mejores desde el punto de vista ambiental y de eficiencia.

La referencia IE02003 proyecta un crecimiento fuerte en el uso del gas natural 3,9 por ciento por año entre 2001 y 2025.

Figura 1.4 Consumo Mundial de energía por tipo de fuente, 1979-2025



Fuente: Históricos: Energy Information Administration (EIA), publicación anual internacional 2001 de la energía. Proyecciones: EIA, sistema para el análisis de los mercados de la energía globales (2003).

Carbón

El uso del carbón en el mundo ha tenido un periodo de crecimiento desde los años 80s. De la referencia IE02003, la participación del carbón en el consumo de energía total se proyecta una disminución de 24 por ciento en 2001 a 22 por ciento en 2025. Las declinaciones substanciales en el uso del carbón se proyectan en Europa Occidental y los países de EE/FSU, en donde el gas natural (y en el caso de Francia, de la energía atómica) se está utilizando cada vez más para la producción eléctrica y para otras aplicaciones en los sectores industriales y de los edificios. En China y la India, el carbón continúa dominando muchos mercados del combustible. Como países muy grandes en términos de la población y de la masa de la tierra, y con los recursos, domésticos amplios de carbón explican el 75 por ciento de aumento previsto en el total usado de carbón por todo el mundo (siempre a base de BTU).

Casi 55 por ciento del carbón consumido se utiliza para la producción eléctrica, y secundario como fuente de energía en algunos de los sectores industriales, tales como siderurgia.

Energía Nuclear

La energía atómica participó con el 19 por ciento en la producción total de energía eléctrica en 2001. La referencia IEO2003 proyecta una reducción a 12 por ciento en 2025. Aunque la economía en la generación nuclear se compara desfavorable con otras tecnologías disponibles, se espera que las preocupaciones públicas por seguridad de la planta, la disposición de los desechos radioactivos, y la proliferación de las armas contribuyan a la declinación de la energía atómica en el largo plazo.

Todavía se espera que algunas naciones continúen construyendo nuevas unidades. La mayoría de las adiciones futuras de la capacidad serán en Asia, con China, la India, Japón, y Corea del Sur proyectadas para agregar 45 gigawatts entre 2001 y 2025. En febrero de 2003, las naciones en desarrollo de Asia tenían 17 de los 35 reactores nucleares bajo construcción por todo el mundo, incluyendo 8 en la India, 4 en China, 2 por cada uno en Corea del Sur y Taiwán, y 1 en Corea del Norte.

Hidroeléctricas

La participación de la hidroelectricidad y de otros recursos renovables se proyecta con un aumento solamente moderado en el caso de la referencia IEO2003, con un índice anual medio de 1,9 por ciento por año entre 2001 y 2025. No se espera que las fuentes de energía renovables sean económicamente competitivas con los combustibles fósiles a plazo medio sin ayuda significativa de las políticas del gobierno que animarían su aplicación extensa. Se espera que mucho del crecimiento en uso de la energía renovable resulte de la operación de nuevas instalaciones hidroeléctricas grandes en el mundo particularmente en Asia. Entre otras naciones en la región, China, la India, Malasia, y Vietnam son los que construyen proyectos hidroeléctricos en grande. La planta más grande del mundo que genera 18,200 megawatt llamada Las tres gargantas esta programada para ser instalada en 2003; La India se fija para comenzar la fase final del depósito que llena para su presa Tehri de 2,000-megawatt ; y Malasia ha concedido el contrato principal de la construcción para su presa Bakun de 2,400-megawatt. (Ver descripción más completa de estas plantas gigantes).

Sobre el período de la proyección, el consumo neto mundial de la hidroelectricidad se proyecta un aumento en un índice anual de 2,4 por ciento, a partir de 13,9 trillón kilowatthora en 2001 a 24,7 trillón kilowatthora en 2025. El consumo de la electricidad en China es proyectado casi al triple, creciendo un promedio de 4.3 por ciento por año.

Inversiones Internacionales

Las inversiones internacionales en el sector de la energía eléctrica han cambiado su curso. Primero, mucha de la inversión masiva de ESTADOS UNIDOS en las empresas extranjeras de la electricidad que comenzaron a

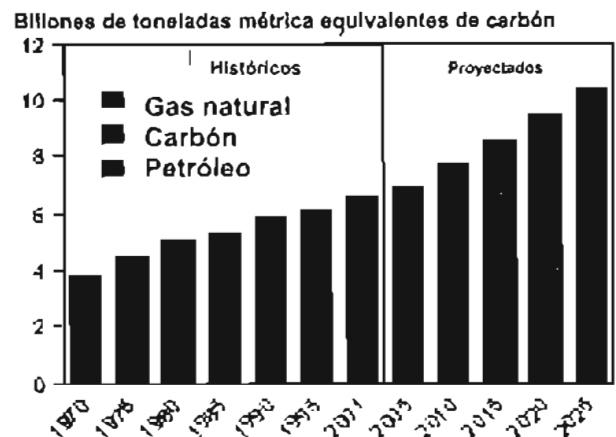
mediados de los 90s particularmente en América del sur, Europa occidental, y Australia después, en parte debido al estado inactivo de la economía global pero también debido al funcionamiento financiero decepcionante de muchas adquisiciones.

La inversión directa extranjera en los sectores de la electricidad del mundo que se convertía se ha retardado también, y el nivel de tal actividad en 2001 era solamente cerca de un quinto del nivel máximo 1997. Las fusiones y las adquisiciones entre las firmas de la electricidad de ESTADOS UNIDOS también se han retardado substancialmente desde 1999. Aunque algunos países, incluyendo Corea del Sur y México, todavía están persiguiendo programas de reestructuración, otros se han retrasado o han modificado sus planes de reestructuración. Por ejemplo, el Reino Unido ha reformado su programa eléctrico en respuesta a la evidencia de la manipulación del mercado, y en Ontario, Canadá, un programa de la supresión del control del precio de la electricidad fue invertido.

Emisiones De Bióxido De Carbono

Las estimaciones indican que aproximadamente 80 por ciento de todas las emisiones humano-causadas de bióxido de carbono vienen actualmente de la combustión del combustible fósil. El uso de la energía del mundo ha emergido en el centro de la discusión del cambio del clima. En el caso de la referencia IEO2003, las emisiones del bióxido de carbono del mundo se proyectan para levantarse a partir de 6.5 mil millones de toneladas métricas equivalentes en 2001 a 7,7 mil millones toneladas métricas en 2010 y 10,4 mil millones toneladas métricas en 2025 (figura 1.5). Los países en vías de desarrollo representarán 59 por ciento del incremento proyectado en emisiones del bióxido de carbono entre 2001 y 2025 (figura 1.6).

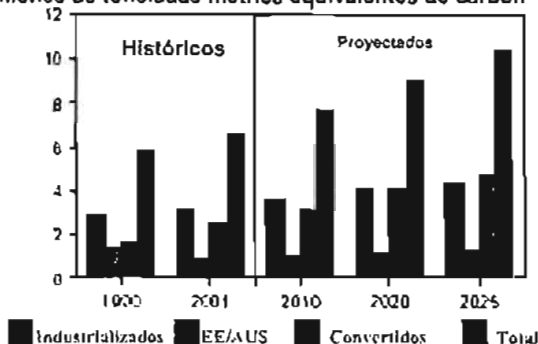
Figura 1.5 . Emisiones del bióxido de carbono por el combustible fósil, 1970-2025



Fuente: Históricos: Energy Information Administration (EIA), publicación anual Internacional 2001 de la energía. Proyecciones: EIA, sistema para el análisis de los mercados de la energía globales (2003).

Figura 1.6 Emisiones de dióxido de carbono por región 1990-2025

Billones de toneladas métrica equivalentes de carbón



Fuente: Históricos: Energy Information Administration (EIA), publicación anual Internacional 2001 de la energía. Proyecciones: EIA, sistema para el análisis de los mercados de la energía globales (2003).

Intensidad De la Energía

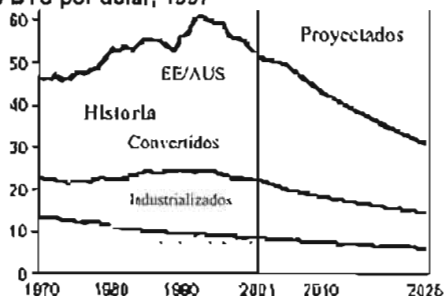
La intensidad de la energía (es decir, la relación entre el consumo de energía y el crecimiento del producto interno bruto) es un factor importante que afecta el cambio en el consumo de energía en un cierto plazo. En los países industrializados, la historia demuestra el acoplamiento entre el consumo de energía y el desarrollo económico. En los países en vías de desarrollo, los dos se han correlacionado más de cerca, con la demanda energética creciendo en paralelo a la expansión económica.

En el pronóstico IEO2003, se espera que la intensidad de la energía en los países industrializados mejore (disminución) 1,3 por ciento por año entre 2001 y 2025, levemente más lentos que los 1,4 por ciento de la mejora anual observada en la región entre 1970 y 2001. Se espera que la intensidad de la energía mejore más rápidamente en 1,7 por ciento (figura 1.7).

Por más de tres décadas, el Europa del Este/Federación de la Unión Soviética (EE/FSU) ha mantenido un nivel mucho más alto de la intensidad de la energía que los países en vías de desarrollo industrializados. Sobre el horizonte del pronóstico la intensidad de la energía se espera de un 2,1 por ciento.

Figura 1.7 . Intensidad de energía en el mundo por región, 1970-2020

Miles de BTU por dólar, 1997



Fuente: Históricos: Energy Information Administration (EIA), publicación anual Internacional 2001 de la energía. Proyecciones: EIA, sistema para el análisis de los mercados de la energía globales (2003).

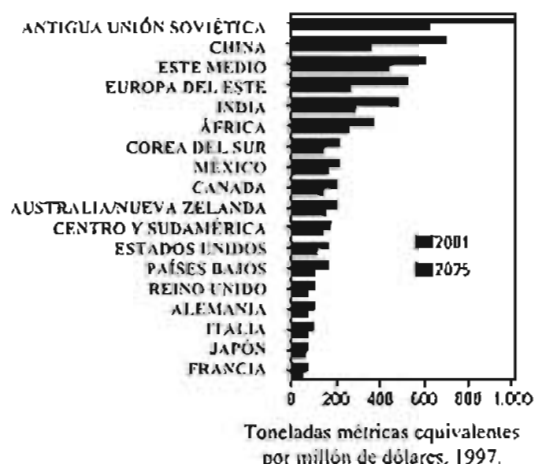
Intensidad Del Carbón

La intensidad del carbón del mundo ha mejorado (disminuido) substancialmente sobre las últimas tres décadas, bajando a partir de 302 toneladas métricas por millón de dólares del PIB en 1970 a 202 toneladas métricas por millón dólares en 2001. Aunque se espera que el paso de la mejora en intensidad de las emisiones retarde el excedente el período del pronóstico, una baja continua se proyecta en el caso de la referencia, a 154 toneladas métricas por millón del PIB en 2025.

En una base regional, los índices más rápidos de la mejora en intensidad del carbón se proyectan para las economías transitorias del EE/FSU y de los países asiáticos China e India. Estos países intensivos en carbón China y la India se proyectan seguir siendo dependientes en los combustibles fósiles, particularmente carbón, pero su crecimiento anual del PIB se proyecta para un promedio de 5,9 por ciento, comparados con un coeficiente de incremento anual previsto de 3,4 por ciento en uso del combustible fósil a partir de 2001 a 2025.

El índice de la mejora podría variar considerablemente en el futuro. Los avances tecnológicos y las iniciativas de la política de los gobiernos tienen el potencial de afectar el índice de la mejora en intensidad del carbón, y diversos índices de la mejora económica podrían también alterar considerablemente los niveles futuros. En el caso de la referencia IEO2003, la intensidad del dióxido de carbono del mundo se proyecta para bajar de 202 toneladas métricas equivalentes por millón de dólares del PIB en 2001 a 154 toneladas métricas por millón de dólares en 2025 (figura 1.8).

Figure 1.8. Intensidad de dióxido de carbono en el mundo por países y regiones 2001- 2025



Fuente: Históricos: Energy Information Administration (EIA), publicación anual Internacional 2001 de la energía. Proyecciones: EIA, sistema para el análisis de los mercados de la energía globales (2003).

Energía (Consumo Mundial)

Estado económico del mundo

La economía global bajo a finales de 2002, y los Estados Unidos manejaron un crecimiento anualizado pobre en el cuarto trimestre. Los mercados de acciones de ESTADOS UNIDOS sentían el impacto de una crisis de la confianza de consumidor que seguía varios escándalos corporativos grandes en 2002. El funcionamiento débil de la economía de ESTADOS UNIDOS en 2002 era también en otros mercados mundiales. Los Estados Unidos son la economía más grande del mundo, y muchos países en desarrollo son en gran parte dependientes de las exportaciones de los Estados Unidos para apoyar su propia expansión económica. Por todo el mundo, se espera que el desarrollo económico se

recupere en el corto plazo, y en el caso de la referencia IEO2003, el producto interno bruto del mundo (GDP) es proyectado para crear a un promedio de 3,1 por ciento por el año sobre el periodo 2001 a 2025 pronosticado (tabla 1.9).

La guerra en Iraq, y una huelga en Venezuela ayudó a conservar altos los precios del petróleo en 2003. La organización de los países de exportación de petróleo (la OPEP) ha manejado mercados para guardar el precio del petróleo de la cesta alrededor de 28 dólares por barril (nominal) tabla(1.10).

Tabla 1.9 Consumo Mundial de Energía y Emisiones de Dióxido de Carbono por Región, 1990-2025

REGIÓN	CONSUMO DE ENERGÍA CUATRILLONES DE BTU				EMISIONES DE DIÓXIDO DE CARBONO MILLONES DE TONELADAS EQUIVALENTES DE CARBÓN			
	1990	2001	2010	2025	1990	2001	2010	2025
PAÍSES INDUSTRIALIZADOS	182.9	211.5	240.1	288.3	2844	3179	3572	4346
EUROPA DEL ESTE/ANTIGUA UNIÓN SOVIÉTICA	76.3	53.3	65.9	82.3	1337	856	1038	1267
PAÍSES CONVERTIDOS	89.3	139.2	174.7	269.6	1691	2487	3075	4749
ASIA	52.5	85.0	110.1	174.6	1089	1640	2075	3263
MEDIO ESTE	13.1	20.8	25.0	36.0	231	354	420	601
AFRICA	9.3	12.4	14.4	20.0	179	230	281	361
CENTRO Y SUDAMÉRICA	14.4	20.9	25.2	39.0	192	263	319	523
TOTAL MUNDIAL	384.4	403.9	490.6	640.1	5782	6522	7685	10361

Fuente: 1990 y 2001: Energy Information Administration (EIA), publicación anual Internacional 2001 de la energía.

Tabla 1.10 Producto Interno Bruto por Regiones 1970-2025
(Miles de Millones de Dólares)

REGIÓN	HISTORIA			PROYECCIONES				MEDIA ANUAL CAMBIO PORCENTUAL	
	1970	1990	2001	2010	2015	2020	2025	1970- 2001	2001- 2025
PAÍSES INDUSTRIALIZADOS									
NORTEAMÉRICA	4088	7723	10588	14192	18645	19248	22218	3.1	3.1
ESTADOS UNIDOS	3648	6638	9394	12497	14586	16770	19285	3.1	3.0
CANADA	278	555	742	978	1112	1253	1408	3.2	2.7
MÉXICO	145	332	452	717	967	1223	1528	3.7	5.2
EUROPA DEL ESTE	4508	7597	9460	11694	13125	14724	16395	2.4	2.3
FRANCIA	751	1299	1593	1974	2214	2497	2785	2.5	2.3
ALEMANIA	1149	1879	2274	2780	3100	3450	3811	2.2	2.2
ASIA INDUSTRIALIZADA	1815	4054	4920	5891	6512	7153	7828	3.3	2.0
JAPÓN	1608	3673	4378	5164	5682	6182	6680	3.3	1.8
EUROPA DEL ESTE / ANTIGUA UNIÓN SOVIÉTICA									
ANTIGUA UNIÓN SOVIÉTICA	625	1009	654	957	1152	1360	1600	0.1	3.8
EUROPA DEL ESTE	238	348	390	561	689	853	1044	1.6	4.2
PAÍSES CONVERTIDOS									
ASIA	472	1739	3525	5856	7528	9513	11752	6.7	5.1
CHINA	108	427	1201	2191	2949	3935	5085	8.2	6.2
INDIA	118	268	521	832	1077	1390	1775	5.1	5.2
ESTE MEDIO	172	379	581	808	970	1154	1359	4.0	3.6
AFRICA	206	405	617	882	1027	1216	1428	3.8	3.6
CENTRO Y SUDAMÉRICA	596	1138	1505	1993	2448	3040	3811	3.1	3.9
TOTAL MUNDIAL	12887	24392	32239	42804	50095	58259	67434	3.1	3.1

Fuente: Energy Information Administration (EIA), sistema para el análisis de los mercados de la energía globales (2003).

Industrialización del Mundo

La economía de ESTADOS UNIDOS ha sufrido un número de reveses en los últimos 3 años, incluyendo los ataques terrorista de septiembre 2001, la pérdida significativa de abundancia del mercado de acciones desde 2000, y los escándalos recientes de la contabilidad corporativa, incluyendo la compañía Enron de energía de ESTADOS UNIDOS y el grupo del Worldcom de la compañía de telecomunicaciones.

Canadá

La economía de Canadá continuó superando expectativas en 2002. El crecimiento del PIB en Canadá excedió a los Estados Unidos entre 1999 y 2002, y en 2002 Canadá registró el crecimiento más fuerte entre las naciones G-8. Las ventas de automóviles, el gasto fuerte del gobierno, y un sector de energía robusto eran contribuidores principales al desarrollo económico de Canadá. Aún así el crecimiento se retardó conjuntamente con la desaceleración económica mundial general en 2002. Se espera que mejore junto con una recuperación en los Estados Unidos. El desarrollo económico de Canadá se proyecta para un promedio de 2,7 por ciento por año sobre el periodo.

México

México junto con Canadá es un socio de ESTADOS UNIDOS en el acuerdo de libre cambio norteamericano (NAFTA). Los altos precios del petróleo del mundo han ayudado a México evitando una reducción substancial del PIB en 2001 y permitieron que el país alcanzara su objetivo fiscal del déficit 2002 de 0,65 por ciento de PIB.

América Central y del Sur

En 2002, apuros políticos y económicos substanciales se presentaron entre las naciones de América Central y del Sur. Las incertidumbres entre las naciones de la región incluyen las perspectivas de las elecciones nacionales en varios países grandes que puedan crear un cambio del paisaje político, la crisis económica de Argentina, malestar político en Venezuela, una campaña agresiva renovada contra la insurrección agrupa en Colombia. Consecuentemente, las proyecciones para el desarrollo económico de las regiones, se han bajado junto con las expectativas para los incrementos en demanda energética. Mientras que los pronósticos anunciados el crecimiento anual medio proyectado era de 4.5 por ciento en el PIB en América Central y del Sur a partir de 1999 a 2020, IEO2003 proyecta solamente el crecimiento anual de 3.6 por ciento para el mismo período.

Brasil

La economía de Brasil, la más grande de América Central y del Sur, ha sido obstaculizada por la debilidad económica global persistente. En el segundo trimestre de 2002, la producción industrial en el Brasil comenzó a debilitarse substancialmente, y los índices de desempleo aumentaron. El banco central brasileño bajó tipos de interés a partir de 18,5 por ciento a 18 por ciento, pero los altos tipos de interés formaron la dificultad de alcanzar la recuperación económica. De mediados de Octubre de 2002, en un esfuerzo de parar la depreciación

del real brasileño, el banco aumentó tipos de interés a un nivel de tres años de 21 por ciento con la esperanza de que los altos tipos de interés hicieran inversiones domésticas a corto plazo más atractivas.

El descontento aprovisionó de combustible la ayuda pública para la candidatura presidencial de Luis Ignacio Lula da Silva, que fue elegido presidente el 27 de 2002, con 61 por ciento de los votos del margen más grande de votos de la victoria de un candidato presidencial en la historia del país.

Brasil tiene una deuda pública de \$260 mil millones. La administración de Lula no tiene mucho margen fiscal de maniobrar, sin embargo, Brasil ha llegado a acuerdos con el Fondo Monetario Internacional (el FMI) de mantener el déficit público para obtener préstamos.

Venezuela

En Venezuela, la administración del presidente Chávez ha hecho frente a descontentos cada vez mayores entre trabajadores de la unión y hombres de negocios como resultado de su dirección de la economía, particularmente en relación con la compañía de petróleos propiedad del gobierno de Venezuela (PDVSA). Cuando Chávez procuró sustituir ejecutivos de PDVSA por los aliados políticos, las demostraciones y las protestas fueron lanzadas y culminaron en una tentativa en última instancia fracasada. Sin embargo, Chávez declaró su intención de satisfacer su término presidencial completo y de permanecer hasta 2007. Las tensiones en el país seguían siendo altas, y una huelga a nivel nacional de dos meses que comenzó el 2 de diciembre de 2002, dio lugar a una retraso pronunciado de operaciones en PDVSA. El crudo es la fuente dominante del crédito para Venezuela. Aunque los precios del petróleo del mundo seguían siendo altos en 2002, el país todavía vio una contracción en el PIB de casi 10 por ciento en el segundo trimestre de 2002, y el desempleo en 16.4 por ciento.

Argentina

La Argentina, otra economía dominante de la región central y suramericana, experimentó otro año económico decepcionante en 2002. Después de que una situación financiera que se deterioraba en el final de 2001 que dio lugar a la sucesión rápida de cinco presidentes, Eduardo Duhalde asumió el papel del presidente del interino en enero de 2002. La situación económica no ha mostrado mucha mejora, con el PIB real contrayéndose en 2002. La economía de Argentina ha comenzado a estabilizarse. Después de un año de negociaciones, la Argentina podía asegurar un paquete del préstamo de \$6,8 mil millones del FMI en enero de 2003. Bajo términos del acuerdo, el FMI ha aprobado una línea de crédito a corto plazo de casi \$3 mil millones para compensar deudas a las organizaciones multinacionales que no podrían ser pospuestas. También ha ampliado su plazo para el reembolso de unos \$3,8 mil millones al 31 de agosto de 2003. Existen esperanzas con el nuevo presidente Kirchner que tomo posesión el 25 de mayo de 2003.

MÉXICO

CFE

CFE

SITUACIÓN ACTUAL

- Sistema Eléctrico Nacional: **41,168 MW** de capacidad instalada de generación. **827 MW** corresponden a LFC y **40,341 MW** a CFE e incluye a los PEE

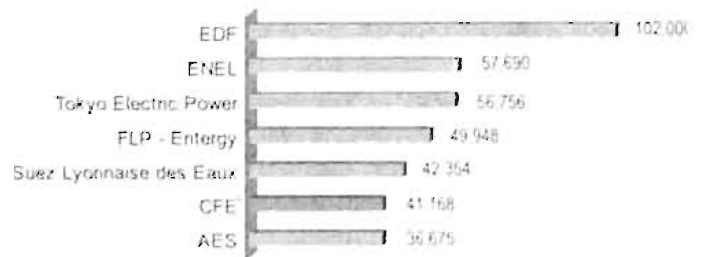


COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD

- ✓ 161 plantas de generación
- ✓ 37,300 km de red de transmisión
- ✓ 147,600 MVA (Mega Volts Ampere) de capacidad de transformación
- ✓ 8 áreas de control
- ✓ 13 divisiones de distribución
- ✓ Atiende a 20 millones de usuarios
- ✓ 76,800 empleados en activo

SEXTA EMPRESA MUNDIAL

capacidad instalada (MW)

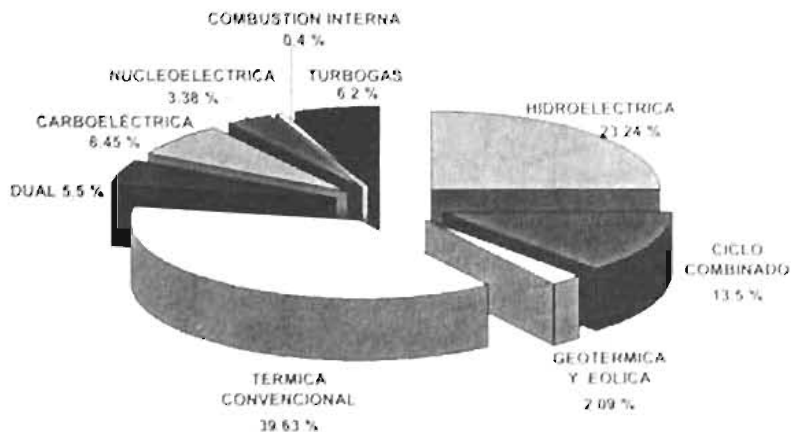


© 2014 CFE

CFE

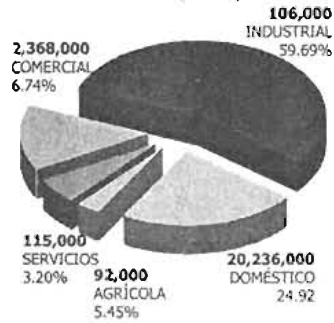
CAPACIDAD DE GENERACIÓN EFECTIVA POR TIPO DE PLANTA

40,341 MW EN 159 CENTRALES (INCLUYE PEE S)



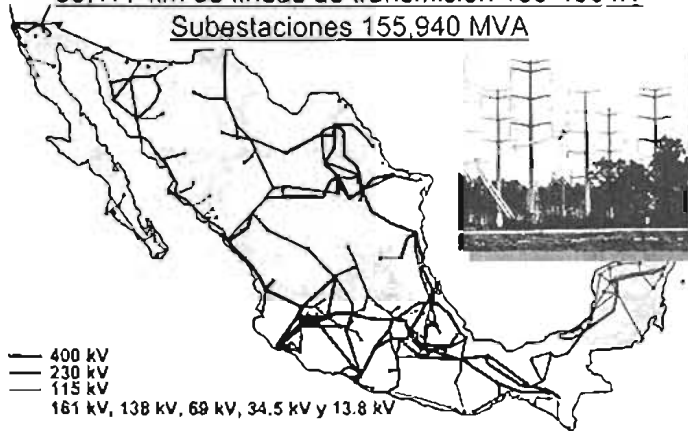
**CONSUMO POR SECTOR
2002**

USUARIOS: 23,000 (MILES)
CONSUMO 2002: 169,3 TWH
USUARIOS (MILES)



TRANSMISIÓN Y DISTRIBUCIÓN

39,177 km de líneas de transmisión 150-400 kV
Subestaciones 155,940 MVA



CRECIMIENTO ANUAL DEL CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA NACIONAL



HISTÓRICO 5.20%
(DECADA 90)

PLANEACIÓN 5.40%
(2002 - 2011)

Incremento al año 2011 (60%)

FECHAS DE ENTRADA EN OPERACIÓN (2002-2011)

2002			2003			2004			2005			2006		
NOMBRE	TIPO	CAP. (MW)	NOMBRE	TIPO	CAP. (MW)	NOMBRE	TIPO	CAP. (MW)	NOMBRE	TIPO	CAP. (MW)	NOMBRE	TIPO	CAP. (MW)
Monterrey II	CC	469	Luz Azules II	GEQ	107	Chicoasen U-7	HD	312	La Laguna I	CC	454	Quilca	EOL	50
Chihuahua II Eje C	TD	126	Campeche	CC	261	Baja Calif. Sur I	CD	38	Río Bravo IV	CC	545	Tuxpan V	CC	545
El Sauz	TGCC	133	Rosarito IV	CC	506	Río Bravo II	CC	512	Regueta Amata	CC		Conv. Encino	V/CC	42
Altamira I	CC	495	Naco Nogales	CC	267	Chicoasen U-8	HD	312	Conv. Hermosillo	V/CC	83	Minicab II	CC	338
Río Bravo I	CC	495	Chihuahua II	CC	258	Grp. Negro II	CD	10				Valledor II	CC	524
Bajo	CC	592	Tuxpan II y IV	CC	1048							Baja Calif. Sur II	CC	38
Valle México rep.	TGCC	249	El Sauz	V/PO	136							Altamira V	CC	1097
			Chicoasen U-8	HD	312									
			Altamira II y IV	CC	1086									
Suma Cap.		2,542			3,974			1,184			1,093			2,586

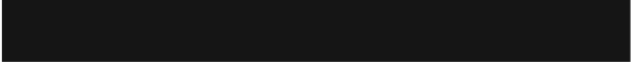
2007			2008			2009			2010			2011		
NOMBRE	TIPO	CAP. (MW)	NOMBRE	TIPO	CAP. (MW)	NOMBRE	TIPO	CAP. (MW)	NOMBRE	TIPO	CAP. (MW)	NOMBRE	TIPO	CAP. (MW)
Car. del Pacífico	DUAL	700	Agua Prieta IV	CC	469	Norte II y IV	CC	440	Central	CC	550	Pericuar	CC	550
Tamzunchale	CC	1046	Tamzunchale I	CC	1046	Oriental I	CC	550	Car. Pacífico II	DUAL	700	Oriental II	CC	550
El Cajón U-1	HD	375	Baja Calif. Sur II	CC	38	Sta. Rosalia	CI	10	Oriental I	CC	550	Noreste	CC	550
El Cajón U-2	HD	375	Norte I y II	CC	456	Baja Calif. II	CC	368	B. California IV	CC	368	B. California V	CC	368
			B. California I	CC	368	Agua Prieta III	CC	469	B. Calif. Sur IV	CC	38	Car. Pacífico IV	DUAL	1400
			Río Bravo IV	CC	550	Río Bravo V	CC	550	Coahuacalcos I	CC	550	Boca del Gordo	HD	560
			Tamzunchale II	CC	523	Norte V y VI	CC	450						
			Coahuacalcos I	CC	550	Agua Prieta IV	CC	469						
			Car. Pacífico I	DUAL	700	La Parola	HD	765						
Suma Cap.		2,498			2,377			4,164			4,440			3,978



REQUERIMIENTOS ESTIMADOS DE INVERSIÓN

La inversión programada para satisfacer el crecimiento del 5.4 % anual, según análisis de la Prospectiva del Sector Eléctrico 2002 - 2011, será de 56,000 millones de dólares dividida en la forma siguiente:

Generación	23,000
Transmisión	13,000
Distribución	10,500
Mantenimiento mayor	8,500
Otras inversiones	1,000



CENTRALES TERMINADAS EN 2000 - 2002

PROYECTO (MW)	
CT Mérida III (484)	CG Tres Virgenes (10)
CG Cerro Prieto IV (100)	CCC Bajío (495)
CCC Monterrey II (437)	CCC Río Bravo II (495)
CCC Chihuahua II (423)	CCC Altamira II (495)
CCC Hermosillo (229)	CCC Monterrey III (489)
CCC Rosarito III (497)	CT Valle de México, Rep. (249)
CCC Tuxpan II (495)	TG El Sauz (130)
CCC Saltillo (248)	TG El Encino (131)
CD Puerto San Carlos (39)	

TOTAL: 17 PROYECTOS 5,446 MW 3,459 MUSD

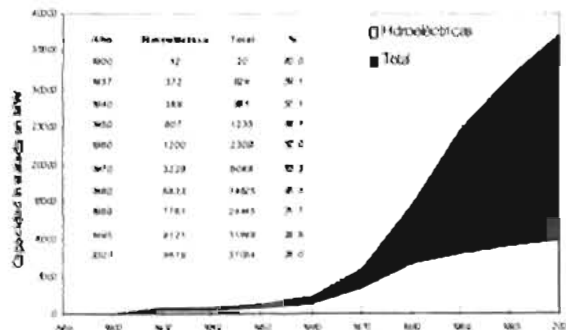
**COMPOSICIÓN POR SISTEMA DE GENERACIÓN CON ENTRADAS
EN OPERACIÓN HASTA EL AÑO 2011**

- 4 Centrales diésel 96 MW
- 1 Central geotérmica 107 MW
- 4 Central carboséctrica 3,500 MW
- 1 Turbogases 134 MW
- 4 Centrales hidroeléctricas 3,100 MW
- 1 Central Eólica 50 MW
- 49 Ciclos combinados 22.014 MW
- TOTAL: 28,790 MW

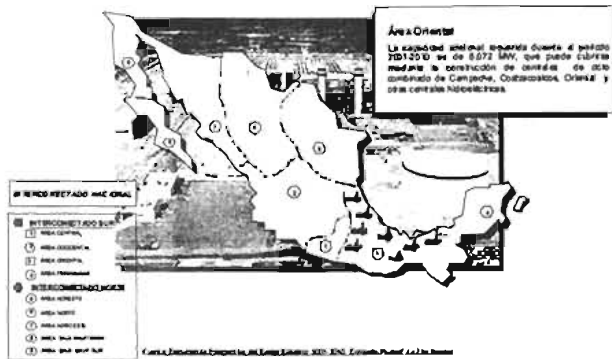
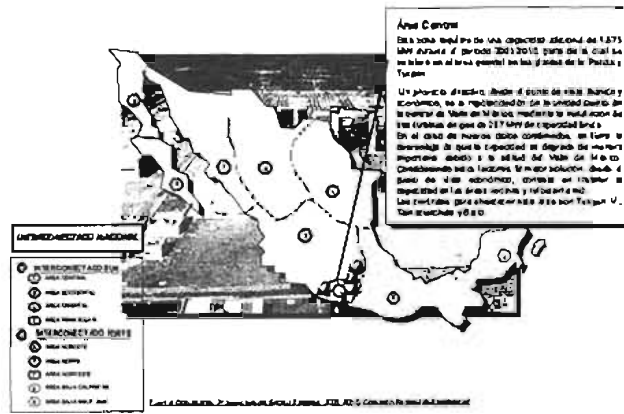
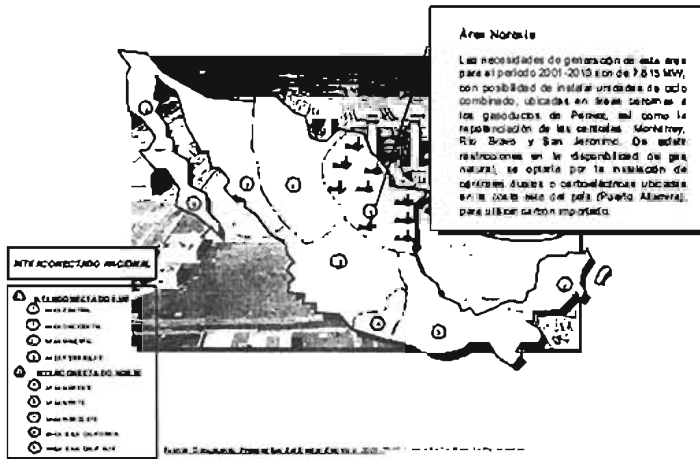
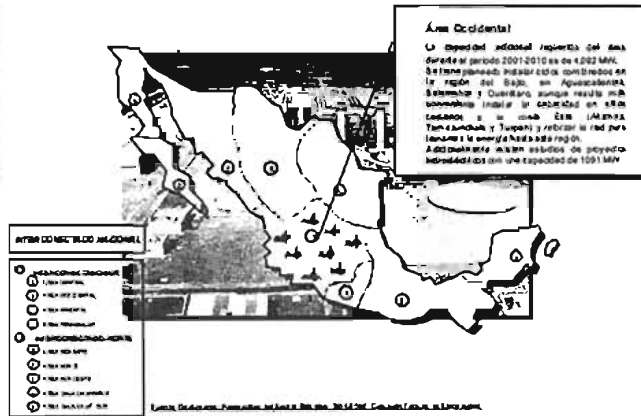
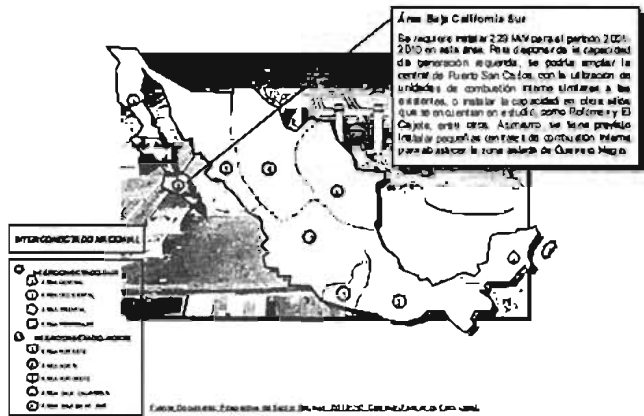
**PLANTAS DE GENERACIÓN EN OPERACIÓN,
CONSTRUCCIÓN O ASIGNADAS**

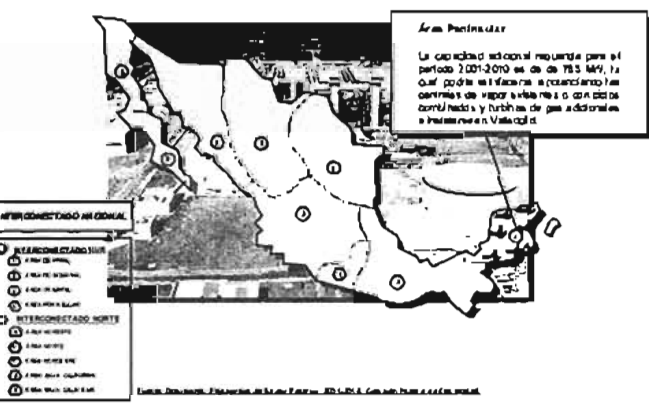
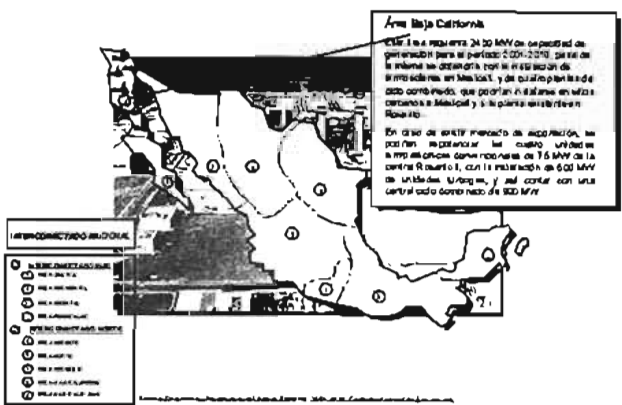
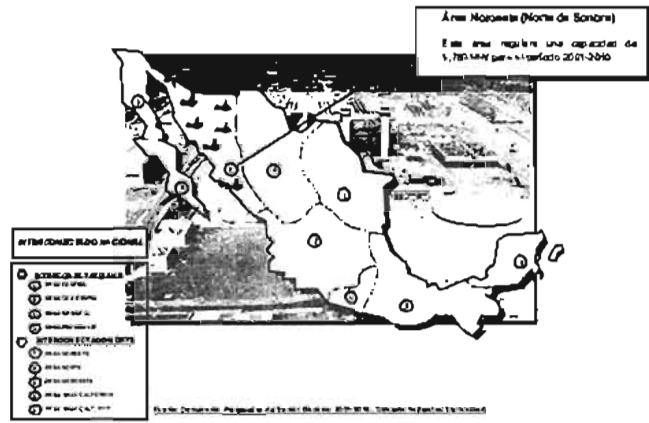
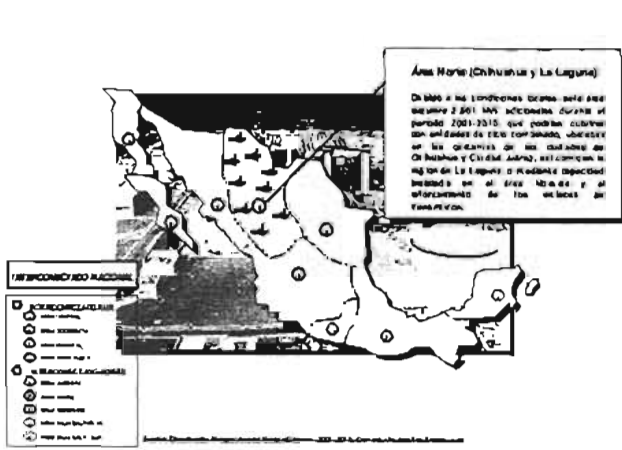


Desarrollo de la capacidad instalada



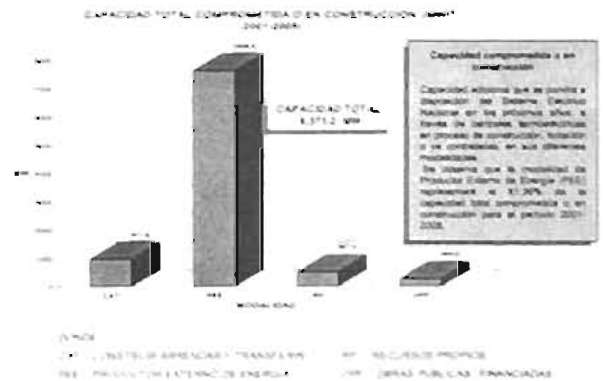
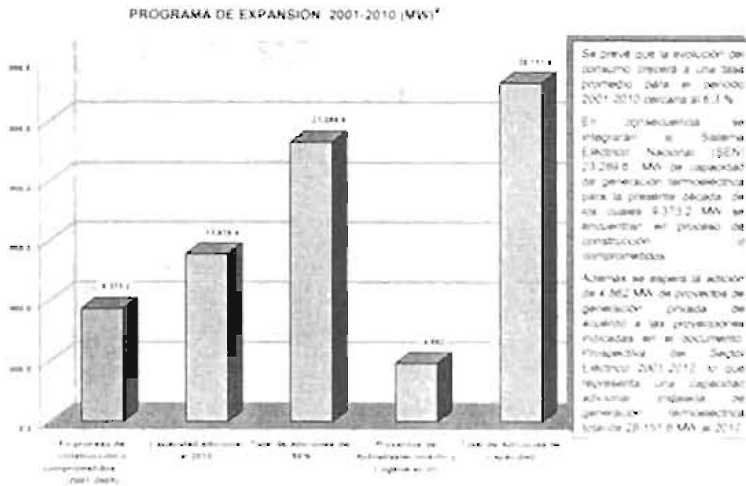
CAPACIDAD ADICIONAL REQUERIDA DE ENERGÍA POR ÁREA





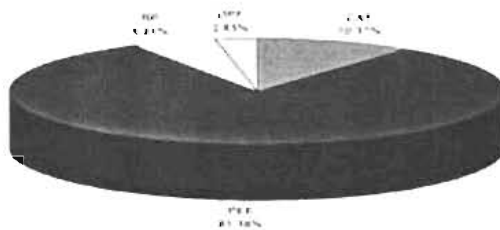
PLANTAS DE GENERACIÓN TERMOELÉCTRICA

PROGRAMA DE EXPANSIÓN (MW) 2001-2010



*Las capacidades de las unidades en proceso de construcción y la capacidad adicional a 2010 corresponden al Programa de Obras Generadoras de la Comisión Federal de Electricidad (Referencia: POSE, 2002-2011 de 27 de junio de 2002).

CAPACIDAD TOTAL COMPROMETIDA 2001 - 2005



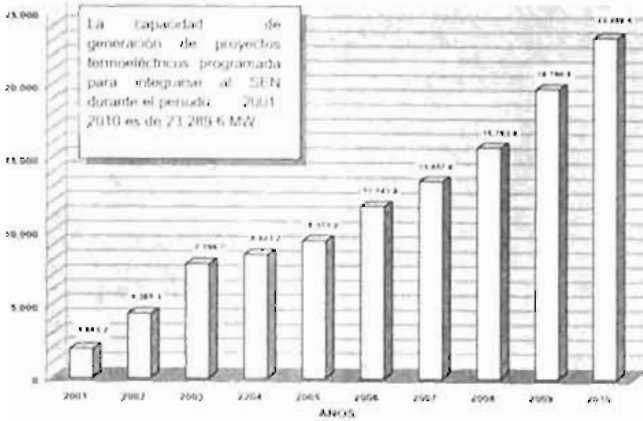
El Esquema de Productor Externo de Energía (PEE) representará el 81.39% de la capacidad total comprometida o en construcción para el periodo 2001-2005.

Las capacidades indicadas corresponden a las centrales termoeléctricas que se integrarán al Sistema Eléctrico Nacional en el mismo periodo.

CAPACIDAD TOTAL COMPROMETIDA O EN CONSTRUCCIÓN (MW) 2001-2005						
MODALIDAD	2001	2002	2003	2004	2005	TOTAL
CAT	971.8					971.8
PEE	971.4	1934.7	3277.4	495	950	7628.5
RP		507.4				507.4
OPF			137	128.5		265.5
TOTAL	1943.2	2442.1	3414.4	623.5	950	9373.2

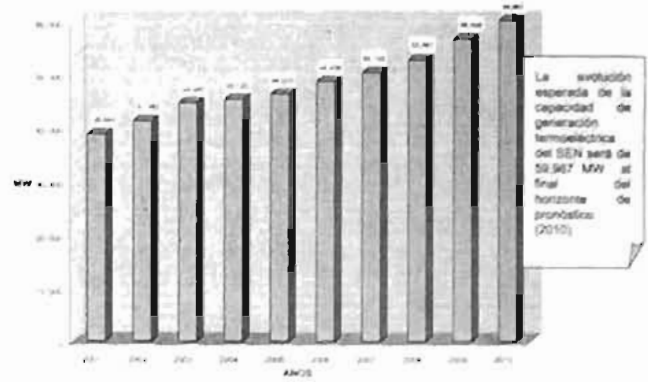
*Las capacidades indicadas son en MW y corresponden al estado actual de las Proyectos Termoeléctricas de agosto 2001 y a fecha 28 junio 2002.

ADICIONES ACUMULADAS DE CAPACIDAD DE GENERACIÓN TERMOELÉCTRICA (MW) 2001-2010*



*Las capacidades indicadas corresponden al Programa de Unidades Generadoras de la Coordinación de Proyectos Termoeléctricos (COTERMA), P.O.S.E. 2001-2011 del 22 de junio de 2000.

CAPACIDAD DE GENERACIÓN TERMOELÉCTRICA A DICIEMBRE DE CADA AÑO

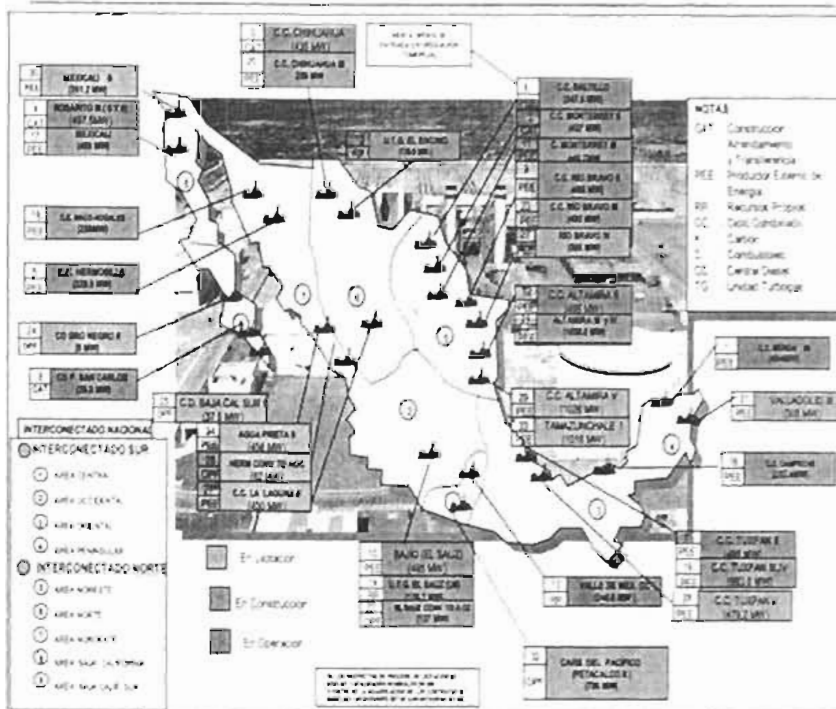


*Las capacidades indicadas corresponden al Programa de Unidades Generadoras de la Coordinación de Proyectos Termoeléctricos (COTERMA), P.O.S.E. 2001-2011 del 22 de junio de 2000.

PLANTAS TERMOELÉCTRICAS EN CONSTRUCCIÓN, EN PROCESO DE LICITACIÓN Y PROGRAMADAS PARA EL PERÍODO 2000 - 2010

Gráficos representativos de las centrales termoeléctricas en sus diferentes modalidades y fase consideradas dentro del periodo 2000-2010 para su integración al Sistema Eléctrico Nacional.

"CENTRALES TERMOELÉCTRICAS DEL AÑO 2000 A LA FECHA EN OPERACIÓN COMERCIAL, EN CONSTRUCCIÓN Y EN LICITACIÓN"



"CENTRALES TERMOELÉCTRICAS DEL AÑO 2000 AL 2010 PARA EL SECTOR ELÉCTRICO"

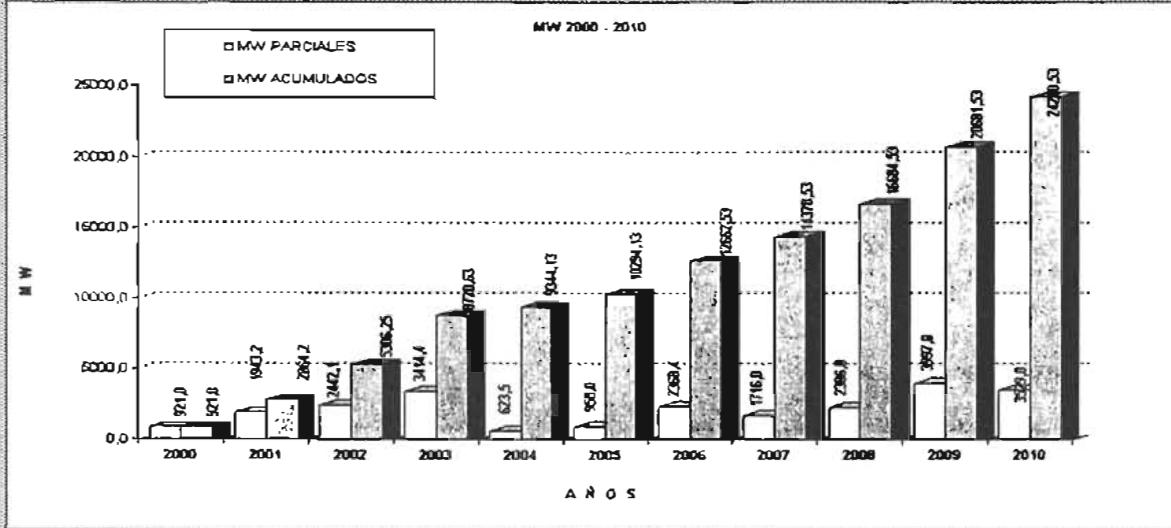


COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
SUBDIRECCION DE CONSTRUCCION
COORDINACION DE PROYECTOS TERMOELECTRICOS

PROGRAMA
DE UNIDADES
GENERADORAS

INFORME
AL
04 JUL 2002

GRAFICA DE INSTALACION DE POTENCIA TERMOELECTRICA



PERIODO 2000-2010 Y EN VARIAS ETAPAS 24 210.5

CAPACIDAD ANUAL

2000		2001		2002		2003		2004	
C.T.	MW	C.T.	MW	C.T.	MW	C.T.	MW	C.T.	MW
HERNANDEZ	434.0	P. SAN CARLOS	36.3	RIO BRAVO I	486.0	CAMPECHE	262.4	GRUPO NEGRO I	8.0
MONTERREY I	437.0	CHIHUAHUA	436.0	CC BAJO	486.0	MEXICALI	469.0	BAJA CALIF. SUR I	37.5
	921.0	ROSAITO B y B	487.5	MONTERREY II	449.7	NACOMIGALES	268.0	RIO BRAVO II	532.0
		HERMOSILLO	228.8	ALTAMIRA I	496.0	CHIHUAHUA II	269.0	HERMOSILLO CONV TO A CC	82.0
		SALTILLO	247.5	TO EL ENCHO	130.8	TUXPAN I y IV	983.0	HERMOSILLO CONV TO A CC	623.5
		TUXPAN I	486.0	TO EL SAUZ (US)	129.7	ALTAMIRA II y IV	1038.0		
				VALLE DE MEX (CC)	248.8	EL SAUZ CONV TO A CC	137.0		
					2442.1		3414.4		
									1943.2
2005		2006		2007		2008		2009	
C.T.	MW	C.T.	MW	C.T.	MW	C.T.	MW	C.T.	MW
LALAGUNA I	450.0	TUXPAN V	478.2	CARB DEL PACIFICO (PETACALCO)	700.0	AGUA PRIETA I	456.0	NORTE I y IV	425.0
RIO BRAVO IV	500.0	EL ENCHO CONV TO A CC	57.0	TAMAZUNCHALE I	1018.0	TAMAZUNCHALE II	1018.0	ORIENTAL I	532.0
		MEXICALI II	261.2			BAJA CALIF. SUR II	37.0	GRUPO NEGRO II	8.0
		VALLADOLID III	508.0			SAMALAYUCA IV	441.0	RIO BRAVO V	532.0
		ALTAMIRA V	1028.0			BAJA CALIF. III	356.0	TAMAZUNCHALE III	508.0
		B. CALIFORNIA SUR I	37.0					CARB. DEL PACIFICO II	849.0
								BAJA CALIFORNIA II	356.0
								AGUA PRIETA II	456.0
								COATZACOALCOS I	532.0
									3997.0
									2368.4
									1716.0
2010		TOTAL							
C.T.	MW	C.T.	MW						
CENTRAL	532.0								
CARB. DEL PACIFICO II	849.0								
ORIENTAL II	532.0								
B. CALIFORNIA IV	356.0								
B. CALIFORNIA SUR IV	37.0								
NORTE V y VI	435.0								
AGUA PRIETA IV	456.0								
COATZACOALCOS II	532.0								
									3629.0

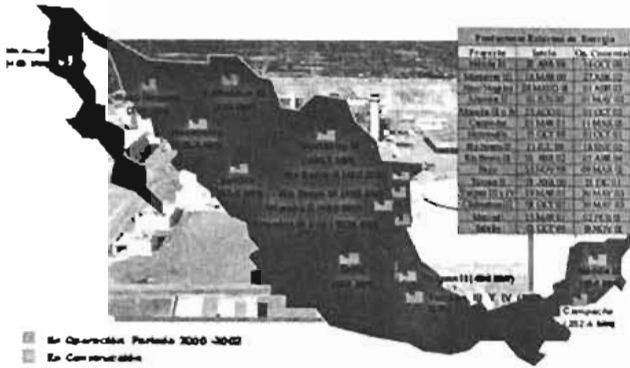
□ CAPACIDAD NETA GARANTIZADA O DEMOSTRADA
□ CAPACIDAD NETA EN SITIO PROGRAMADA.

REFERENCIA : POISE 2002-2011
20 JUNIO 2002

TOTAL MW

24 210.5

PRODUCTORES EXTERNOS DE ENERGIA (P.E.E.)



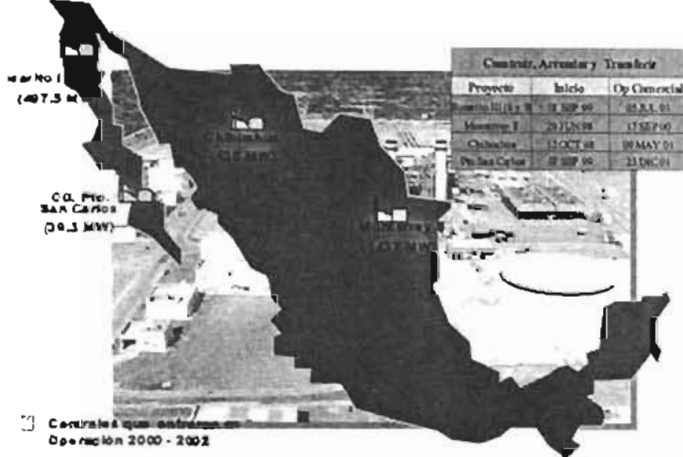
Total 7182.6 MW

CENTRALES EN PROCESO DE LICITACION



Total 6544.9 MW

CONSTRUIR ARRENDAR Y TRANSFERIR (C.A.T)



Total 1408.8

RECURSOS PROPIOS (RP) Y OBRA PÚBLICA FINANCIADA



LA CAPACIDAD TOTAL INDICADA ES CONSIDERANDO EL CICLO COMENZADO EN VALLE DE MEXICO.

Total 644.4 MW

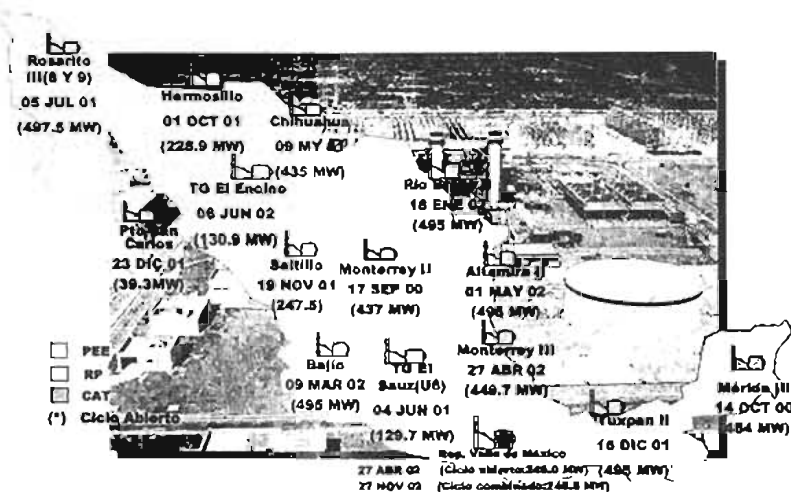
CENTRALES QUE ENTRARON EN OPERACIÓN EN EL 2000

- C.C.C. MÉRIDA III (PEE)
- C.C.C. MONTERREY II (CAT)

CENTRALES QUE ENTRARON EN OPERACIÓN EN EL AÑO 2000

PROYECTO	CAPACIDAD MW	UBICACIÓN	FECHA DE OPERACIÓN COMERCIAL REAL
PRODUCTORES EXTERNOS DE ENERGIA			
C.C.C. MÉRIDA III (PEE)	484	MÉRIDA, YUC.	14 OCTUBRE
CONSTRUIR, ARRENDAR Y TRANFERIR			
C.C.C MONTERREY II (CAT)	437	PESQUERÍA, N.L	17 SEPTIEMBRE
TOTAL:	921 MW		

CENTRALES QUE ENTRARON EN OPERACIÓN EN EL PERIODO 2000 - 2002.



LA CAPACIDAD TOTAL INDICADA ES CONSIDERANDO EL CICLO COMBINADO EN VALLE DE MÉXICO.

Total 5306.3 MW

C.C.C. MÉRIDA III, Contrato P.E.E.

LOCALIZACIÓN:
La C.C.C. Mérida III, está localizada a 8 km. al noroeste de la Ciudad de Mérida, estado de Yucatán.

DATOS TÉCNICOS:
Capacidad Neta en SISO (CFC): 484 MW
Efectividad Neta: 53.77 %
Consumo Térmico Unitario a la Capacidad Neta del SISO: 1 703.53 / 1979

EQUIPOS PRINCIPALES:
3 Turbinas de gas M90 (Falcon) / 5017 / Generador Mecánico Síncrono, entiendo por hidrógeno, 13.8 kV 60 Hz.
1 Turbina de vapor M91 (Falcon) / Ingulo y reacción, 13.8 kV 60 Hz.
Receptor de calor: CERREY / MODER CRUMEN, horizontal de 3 posiciones.
3 Transformadores principales con autotransformador OLFATTA, 5-bobinas, entiendo en alta, 13.8/250 kV.
2 para TQ1/TV 300/600/300 (primario), 144/192/244 (secundario) - 156/206/286 (terciario) MVA, 13.8 kV, conexión estrella-triángulo-triángulo.
1 para YQ2 144/192/244 MVA, 13.8 kV, conexión estrella-triángulo.

COMBUSTIBLE:
Suministro por CFE:
Bosque: Gas Natural
Consumo: 1.8 x 10⁶ m³/día
Almacen: Diesel

CONSORCIO CONSTRUCTOR:
AES MÉRIDA III, S. de RL, de C.V.

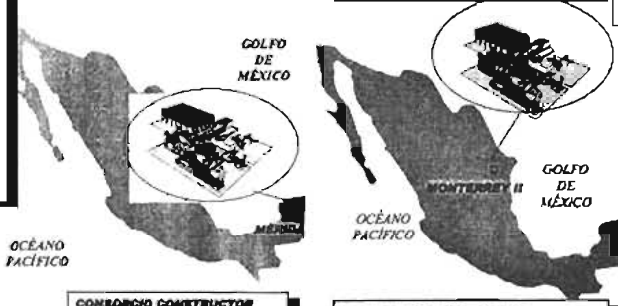
LOCALIZACIÓN:
La C.C.C. está localizada en el km 4.8 de la carretera Monterrey-Dulce Nombre, al Noroeste de la Ciudad de Monterrey, en el Municipio de Pesqueira, Estado de Nuevo León.

DATOS TÉCNICOS:
Capacidad Neta en SISO (CFC): 437 MW
Efectividad Neta: 54.11 %
Consumo Térmico Unitario a la Capacidad Neta del SISO: 2 415 MJ/MWh
Factor de Disponibilidad Equivalente Anual: 84.5 %

EQUIPOS PRINCIPALES:
ARREGLO UNITARIO EN 2 MÓDULOS DE CICLO COMBINADO.
1 Turbinas de gas GT 34 ABB, entiendo por hidrógeno.
1 Turbinas de vapor DRVECI-400 ABB, entiendo por hidrógeno.
Generador síncrono: SAMPAC, 1994, 1.30 Hz, 3400 rpm.
Receptor de calor: Combustion Engineering.
Transformadores principales:
2 de 306 MVA, 600/110 kV, autotransformador entiendo en alta.
Almacén de autotransformador: OMPGA.

COMBUSTIBLE:
Suministro por CFE:
Bosque: Gas Natural
Consumo: 2.453 x 10⁶ m³/día
Almacen: Diesel (sólo en caso de emergencia)

CONSORCIO CONSTRUCTOR:
ABB Energy Ventures, INC./Alstom Inc. Corporation



CENTRALES QUE ENTRARON EN OPERACIÓN EN EL 2001

- C.C.C. CHIHUAHUA (CAT)
- C.C.C. ROSARITO III (8 Y 9) (CAT)
- C.C.C. HERMOSILLO (PEE)
- C.C.C. SALTILLO (PEE)
- C.C.C. TUXPAN II (PEE)
- C.D. PUERTO SAN CARLOS (CAT)

PROYECTOS QUE ENTRARON EN OPERACIÓN EN EL AÑO 2001

PROYECTO	CAPACIDAD MW	UBICACIÓN	FECHA DE OPERACIÓN COMERCIAL REAL
PRODUCTORES EXTERNOS DE ENERGIA			
CC HERMOSILLO (PEE)	228.9	MUNICIPIO DE HERMOSILLO, EN HERMOSILLO, SONORA	01 OCTUBRE
CC SALTILLO (PEE)	247.5	MUNICIPIO DE RAMOS ARIZPE SALTILLO, COAHUILA	19 NOVIEMBRE
CC TUXPAN II (PEE)	495	MUNICIPIO DE TUXPAN, VERACRUZ	15 DE DICIEMBRE
CONSTRUIR, ARRENDAR Y TRANSFERIR			
CD PUERTO SAN CARLOS (CAT)	39.3	PUERTO SAN CARLOS, BAJA CALIFORNIA SUR	23 DICIEMBRE
CC CHIHUAHUA (CAT)	435	SITIO EL ENCINO CHIHUAHUA, CHIH.	9 MAYO
CC ROSARITO III (8 y 9) (CAT)	497.5	MUNICIPIO DE PLAYAS DE ROSARITO, BAJA CALIFORNIA	06 DE JULIO
TOTAL:	1493.2 MW		

CHIHUAHUA, Contrato C.A.T. Clave 008.98.008

LOCALIZACIÓN
Agrupamiento a 12 km al sur de la Ciudad de Chihuahua en el lote denominado EL ESCIBO a 7 km de la Carretera Federal 44, Jalisco-Chihuahua.

DATOS TÉCNICOS
Capacidad Neta en Btu (22°C) 434.81 MW
Capacidad Neta en kW TO en Ciclo Simple (22°C) 143.10 MW
Eficiencia Neta: 34.27 %
Consumo Térmico Unitario a la Capacidad Neta del Sitio 1 865.7 kJ / kWh
Factor de Disponibilidad Equipos Anual 94.6 %

EQUIPOS PRINCIPALES:
3 Turbinas de gas HR4 (Toshae) / 2019 / Generador 381.00 / 180 MW/Min, unidades por aire, Eje 1870AC, 14 000 V, 60 Hz
1 Turbina de vapor HR4 (Toshae) / 1037 / Generador 381.00 / 180 MW/Min, unidades por aire, Eje 1870AC, 14 000 V, 60 Hz
Recuperador de calor: CERREY / ROOPER LEXCAN II (horizontal, 3 m, de presión, con metal)
Transformación principal:
1 TO 180.8 MW/Min con aislamiento FGA
1 TV 180 MW/Min con aislamiento FGA
Sistema de enfriamiento: Principal aire (seca)

COMBUSTIBLE
Suministrado por CFE
Base: Gas Natural
Consumo: 3.1 a 10⁶ m³/día
Alternos: Diesel
Costo unitario: 314.2 m³/día

CONSORCIO CONSTRUCTOR
Incorpac del Norte S.A. de C.V. (La Central)



La Central está integrada al Sistema Eléctrico Nacional mediante la subestación Escibó, de 220 KV de CFE. (La Central integrará líneas de la central)

C. HERNOBILLO, Contrato C.A.T. Clave 017.97.017

LOCALIZACIÓN
Ejido la Huera, Municipio de Hermosillo, Estado de Sonora, a 15 Km al oeste del centro de la ciudad de Hermosillo.

DATOS TÉCNICOS
Capacidad Neta en Btu a condiciones de diseño: 326.8 MW
Eficiencia Neta: 34 %
Consumo Térmico Unitario de diseño a la Capacidad Neta del Sitio 1 429 kJ / kWh
Factor de Disponibilidad Equipos Anual estimado: 90 %

EQUIPOS PRINCIPALES:
Unidad unitaria HR4-1 que comprende las siguientes partes:
Turbina de gas: ABB-OT4
Turbina de vapor: ABB-DV2203-1103 con distribución del 100 % de vapor
Recuperador de calor: ABB de dos niveles de presión con circulación natural
Generador eléctrico: ABB, unidades por aire y a motor con la turbina de vapor
Transformador principal: 320 MVA, aislamiento OMPA
Sistema de Enfriamiento: Tipo húmedo, con torre de mezcla

COMBUSTIBLE
Suministrado por productor
Base: Gas Natural
Consumo: 4.3 a 10⁶ m³/día
Alternos: Diesel

CONSORCIO CONSTRUCTOR
Unión Pacífico
Pacífico y Energía de Hermosillo S.A. de C.V.



La central está integrada al Sistema Eléctrico Nacional mediante la subestación Hermosillo, de 220 KV de CFE.

ROARITO III (Unidades 8 y 9), Contrato C.A.T. Clave 008.98.008

LOCALIZACIÓN
Al norte del Estado de Baja California, en el Municipio de Playas de Rosarito, a 32.8 km al NUP de la Ciudad de Tijuana y a 84 km de la Ciudad de Ensenada.

DATOS TÉCNICOS
Capacidad Neta permitida: 541 MW
Eficiencia Neta: 34.82 %
Consumo Térmico Unitario a la capacidad Neta permitida: 1 414.5 kJ / kWh
Factor de disponibilidad equipos Anual: 94.56 %

EQUIPO PRINCIPALES:
Arreglo: Unitario (Dos Módulos)
Turbina de gas: OT4 (ABB)
Turbina de vapor: DV2203-1103 (ABB)
Recuperador de calor: Combustion Engineering (ABB)
Generador eléctrico: WATZEL 198L1 140 Hz 3600 rpm (ABB)
Bases de base aislada con interruptor antes generador y Transformador principal, 300 MVA, con aislamiento OMPA

COMBUSTIBLE
Suministrado por CFE
Base: Gas Natural
Consumo: 3.8 a 10⁶ m³/día
Alternos: No Aplica

CONSORCIO CONSTRUCTOR
ABB Energy Ventures, Inc. Holsand Ind Corp.



La Central está integrada al Sistema Eléctrico Nacional mediante la subestación Rosarito III, ubicada en SFE, de 220 KV

C. BASTIEN, Contrato C.A.T. Clave 017.97.017

LOCALIZACIÓN
A 20 km al noroeste de Saltillo, Coah., en el Fraccionamiento Industrial Estación del Motor de Sta. María, Municipio de Ramos Arizpe, en el km 20 de la Carretera Federal 406, cd. Saltillo-Coahuila.

DATOS TÉCNICOS
Capacidad Neta a SAGC a condiciones de diseño: 347.8 MW
Eficiencia Neta: 35.8 %
Consumo Térmico Unitario a la Capacidad Neta del Sitio 1 582.4 kJ / kWh
Factor de Disponibilidad Equipos Anual (est. / real): 94.88 / 91 %
Tensión de la Subestación: 115 KV

EQUIPOS PRINCIPALES:
Turbina de gas-generador eléctrico: Westinghouse / 2017
Turbina de vapor-generador eléctrico: ABB
Recuperador de calor: CERREY
Enfriamiento Principal: aire (seco)
Transformación principal:
1 para la TO de 180 MW/Min con aislamiento FGA
1 para la TV de 180 MW/Min con aislamiento FGA

COMBUSTIBLE:
Suministrado por CFE
Base: Gas Natural
Consumo: 1.177 a 10⁶ m³/día (4.14 MMPCD)
Alternos: Diesel
Consumo: 32,104 toneladas por hora

CONSORCIO CONSTRUCTOR
Central Saltillo, S. A. de C.V. (La Central)



La Central es parte del Sistema Eléctrico Nacional mediante la subestación Saltillo (Unión de Inyección) de la Central.

CC. RIO BRAVO II, Contrato P.E.E, Clave:116.98.116

LOCALIZACIÓN:
Municipio de Tuzapan, Ver., al norte de la desembocadura del río Coahuila, a 88 km al noroeste de la Cd. de Para Risc y a 28 km al sur de la Cd. de Escuintla.

DATOS TÉCNICOS:
Capacidad Neta Generadora: 495 MW
Eficiencia Neta: 43.20 %
Consumo Térmico Unitario a la Capacidad Neta del Sabor: 1.933 Lj / MWh
Factor de Disponibilidad Equivalente Anual: 93.86 %

EQUIPOS PRINCIPALES:
3 Turbinas de gas - Generador eléctrico: MITSUBISHI
1 Turbina de vapor - Generador eléctrico: MITSUBISHI
2 Recuperadores de calor: CERKEY
3 Transformadores Principales: 189 MVA (clase enfriamiento OMPA)
Sistema de Enfriamiento: Abierto con agua de mar

COMBUSTIBLES:
Suministrado por CFE
Bases: Gas Natural
Consumo: 232 y 164 m³/GWh
Alternos: Diesel
Consumo: 3064 m³/GWh @ 10000/kWh

CONSORCIO CONSTRUCTOR:
Electricidad Agua de Tuzapan S. de R.L. de C.V.

C.D. PUERTO SAN CARLOS, Contrato C-A-TT, CLAVE 022.97.022

LOCALIZACIÓN:
Dentro del predio de la C.D. General Agustín Olachea Jiménez, en las inmediaciones del poblado de Puerto San Carlos, sobre la zona del Pacífico y aproximadamente a 224 km al norte de la Ciudad de la Paz en Baja California Sur.

DATOS TÉCNICOS:
Capacidad neta del Sabor: 76.31 MW
Eficiencia neta: 43.36 %
Consumo térmico unitario a la capacidad neta del Sabor: 7,360 kJ / kWh
Factor de disponibilidad equivalente anual: 84.5 %

EQUIPOS PRINCIPALES:
Motor Diesel: Hyundai Heavy Industries (Coral)
Recuperador de calor: Alstom, Babcock S.A.
Generador eléctrico: ABB España
Transformador principal: 60 MVA, con enfriamiento OMPA

COMBUSTIBLES:
Suministrado por CFE
Base: Combustible
Consumo: 160 m³ / GWh
Alternos: Diesel
Consumo: 1 m³ / hora

CONSORCIO CONSTRUCTOR:
C.D. San Carlos S.A. de C.V.

La Central es anexo al Sistema Eléctrico Regional de Baja California Sur, mediante la subestación Puerto San Carlos, incorporada en el SRE de 111 kV



La central se anexo al Sistema Eléctrico Nacional mediante la subestación Tres Esquinas de 400 kV

CENTRALES QUE ENTRARON EN OPERACIÓN EL PERIODO: ENERO - JUNIO DEL 2002

- C.C.C. RÍO BRAVO II (PEE)
- C.C.C. BAJÍO (PEE)
- C.C.C. MONTERREY III (PEE)
- C.C.C. ALTAMIRA II (PEE)
- TG. EL ENCINO (RP)
- TG. EL SAUZ (U6) (RP)
- C. T. VALLE DE MÉXICO C. A. (RP)

CENTRALES QUE ENTRARON EN OPERACIÓN EN EL PERIODO: ENERO - JUNIO DEL 2002

PROYECTO	CAPACIDAD MW	UBICACIÓN	FECHA DE OPERACIÓN COMERCIAL REAL
PRODUCTORES EXTERNOS DE ENERGIA			
CC. RIO BRAVO II (PEE)	495	ANAHUAC, TAMPS.	18 ENERO
C.C. BAJÍO (PEE)	495	LAS DELICIAS, GTO.	09 MARZO
C.C. MONTERREY III (PEE)	449.7	PESQUERÍA, N. L.	27 ABRIL
C.C. ALTAMIRA II (PEE)	495	ALTAMIRA, TAMPS.	01 MAYO
RECURSOS PROPIOS			
TG EL ENCINO (RP)	130.8	EL ENCINO, CHTL.	06 JUNIO
EL SAUZ II (RP)	129.7	EL SAUZ, QRO.	04 JUNIO
CC REP VALLE DE MÉXICO (CA) (RP)	249.2	MUNICIPIO DE ACOLMAN, ESTADO DE MÉXICO	27 ABRIL
TOTAL:	2444.4 MW		

CC RIO BRAVO II, Contrato P.E.E, Clave 9-018.97.018

LOCALIZACIÓN:

Municipio de Valle Hermoso en el Estado de Tamaulipas en el Km. 1.3 de la carretera Antón Lizardo a 20 Km. de la Ciudad de Matamoros.

DATOS TÉCNICOS:

Capacidad Neta en MW 296 MW
Eficiencia Neta 52.51 %
Consumo Térmico Unitario Neto Garantizado: 1 728 kWh/Wh
Promedio Mínimo de Disponibilidad Garantizado: 91.91 %
Tensión de la Subestación 130 KV



La Central está instalada en Sistema Eléctrico Nacional mediante la subestación Antón Lizardo, en 130 KV de CV.

EQUIPOS PRINCIPALES:

2 Turbinas de gas-generador: WESTINGHOUSE J401F
1 Turbina de vapor-generador: ALSTOM
Receptor de calor: CMI
2 Transformadores Principales: 330 MVA, con enfriamiento OIL AIR
Autoprotección: BALDOR DUELL
Subestación: SIEMENS
Sistema de Control: FOXBORO
Sistema de Enfriamiento: Principal con aire (wet).

COMBUSTIBLE:

Suministro por CV: Gas Natural
Consumo: 1.82 x 10⁶ m³/día
Alternos: Diesel

CONSORCIO CONSTRUCTOR:

Central Antón Lizardo, S.A. de C.V.

LOCALIZACIÓN:

Aproximadamente a 75 km al noroeste, en el Sitio (denominado Los Ángeles Municipales de San Luis de la Paz) que a 2.5 km de la carretera Federal 107 Querétaro-San Luis Potosí.



La Central se instala en Sistema Eléctrico Nacional mediante la subestación Los Ángeles de 130 KV, a 2.5 km aproximadamente de la Central.

DATOS TÉCNICOS:

Capacidad Neta en MW 296 MW
Eficiencia Neta 52.51 %
Consumo Térmico Unitario y la Capacidad Neta del Sitio: 1 728 kWh/Wh
Factor de Disponibilidad Garantizado Anual 91.91 %

EQUIPOS PRINCIPALES:

2 Turbinas de gas-generador: WESTINGHOUSE
1 Turbina de vapor-generador: ALSTOM
Receptor de calor: CMI
Transformadores Principales: 330 MVA, con enfriamiento OIL AIR
Autoprotección: BALDOR DUELL
Sistema de Control: FOXBORO
Sistema de Enfriamiento: Principal con aire (wet).

COMBUSTIBLE:

Suministro por CV: Gas Natural
Consumo: 1.82 x 10⁶ m³/día
Alternos: Diesel

CONSORCIO CONSTRUCTOR:

Central Antón Lizardo, S.A. de C.V.

CC MONTERREY III, Contrato P.E.E

LOCALIZACIÓN:

La CCC está localizada en el km 12.5 de la carretera Monterrey-Durango, Acuña, al Noroeste de la Ciudad de Monterrey, en el Municipio de Paucorota, Estado de Nuevo León.



CONSORCIO CONSTRUCTOR:
Nuevos Energía Monterrey S.A. de C.V.

DATOS TÉCNICOS:

Dos unidades KAZ-1 Arreglo Uniflex.
Capacidad Neta de las Turbinas garantizada: 618 MW
Eficiencia Neta: 53.85%
Consumo térmico unitario a la capacidad base del sitio: 1.84 kWh/Wh
Promedio de disponibilidad garantizada: 97.55% a 99 %

EQUIPOS PRINCIPALES:

1 Turbina de gas-ABBOTTA, enfriamiento: aire,
1 Turbina de vapor-ABBOTTA-1534, enfriamiento: aire,
Receptor de calor: ABBACE
Transformadores:
3TR 110 /11 KV: 300330, 31 KV, OMPA.

COMBUSTIBLE:

Base: Gas Natural

CC ALTAMIRA II, Contrato P.E.E

LOCALIZACIÓN:

Se trata de un sitio en la Carretera Federal No 20 Tampico-Culiacán que se ubica a 36 km al Norte de la Ciudad de Tampico, Tamaulipas, en el sitio denominado Lomas del Real, localizada dentro del Puerto Industrial Altamira, rodeado por el Espaldado de los Ríos y a 36 km del aeropuerto Francisco Javier Mina.



CONSORCIO CONSTRUCTOR:
Centralidad al Agua de Altamira S. de RL de CV.

DATOS TÉCNICOS:

Capacidad Neta en MW: 618 MW
Eficiencia Neta: 53.85 %
Consumo térmico unitario garantizado a diseño de servicio: 1.84 kWh/Wh
Promedio de disponibilidad garantizada anual: mayor al 90%.

EQUIPOS PRINCIPALES:

2 Turbinas de gas-ABBOTTA-DETTA-1534 y Westinghouse
Receptor de calor: ABBACE
Transformadores:
3TR 110 /11 KV: 300330, 31 KV, OMPA.

COMBUSTIBLE:

Base: Gas Natural
Consumo: 3.17 x 10⁶ m³/día al 100% de carga en Ciclo Alternos
Alternos: Diesel
Consumo: 74 800 kg/día

UT0 EL ENCINO (CA)

LOCALIZACIÓN:

El sitio de la unidad de Turbinas se localiza en el municipio de Chihuahua, aproximadamente a 13 km al sur de la Ciudad de Chihuahua.

DATOS TÉCNICOS:

Capacidad neta en N/A a condiciones de diseño: 130.86 MW
 Eficiencia Neta a 100 % de carga: 38.34%
 Consumo térmico unitario a la capacidad neta del sitio: 16.179 MJ/kWh

EQUIPOS PRINCIPALES:

3 Turbinas de gas Siemens Westinghouse - Generador eléctrico - Siemens Westinghouse servido por hidrógeno.
 Transformador principal: 1381.5 MW, 69.6 A, 115/230 kV

COMBUSTIBLE:

Base: Gas Natural
 Consumo: 1.277 a 1.07 m³/kWh al 100% de Carga en Ciclo Abierto
 Respaldo: No aplica.

CONSORCIO CONSTRUCTOR:
 Siemens Westinghouse.



OCEANO PACÍFICO

UT0 EL SAUZ (CA)

LOCALIZACIÓN:

Se encuentra localizada dentro del predio de la actual C.C.C. El Sauz, localizada en el terreno de Chihuahua, en el km 171 de la carretera México-Tijuana, en el Municipio de San Pedro Escobedo.

EQUIPOS PRINCIPALES:

1 Turbinas de gas 114 MW, generadores: Westinghouse, 13.1 kV,
 1 TR 847.65 MVA, 69.6 kVA, 138/230 kV servido.



OCEANO PACÍFICO

CONSORCIO CONSTRUCTOR:
 Westinghouse International Service Co. Ltd.

REPOTENCIACIÓN VALLE DE MÉXICO (CA)

Contrato R.P.

LOCALIZACIÓN:

Al Norte de la ciudad de México, en el Carrizal Transmexopolitana, entre San Bernardino-Guadalupe Victoria, Municipio de Azcapotzalco, Estado de México.

DATOS TÉCNICOS:

Ciclo combinado y modo Híbrido
 Capacidad neta de las Turbinas de Gas en sí: 348.377 MW como Ciclo Abierto; 348.317 MW como Ciclo Combinado
 Eficiencia Neta:
 Consumo térmico unitario a la capacidad neta del sitio: 1.178 MJ/kWh en Ciclo Abierto y 1.148 MJ/kWh en Ciclo Combinado
 Factor de disponibilidad equivalente anual: 88%
 Capacidad Neta de la Unidad repotenciada operando en Ciclo Combinado: 372.1 MW
 Modo Híbrido: 654.74 MW

EQUIPOS PRINCIPALES:

3 Turbinas de gas - Generador eléctrico; Ansa Brown Boveri (ABB) / GT11M2 - ABBM6 MW 162.060
 Recuperador de calor: Standard Heat Lanthe B.V.
 Doble Presión con Recalentamiento

COMBUSTIBLE:

Base: Gas Natural
 Consumo: 1.631886 a 1.07 m³/kWh al 100% de Carga en Ciclo Abierto
 Respaldo: Gasolinas
 Respaldo: (No aplica)

La Central se conecta mediante la subestación de Valle de México, de 230 kV.

NOTA:

Adicionalmente se realizará:
 Rehabilitación de la subestación de 230 kV, sistema, así como la demolición y construcción de Edificio Administrativo de Operación con urbanización, para obtener espacio para los equipos de la Repotenciación.



OCEANO PACÍFICO

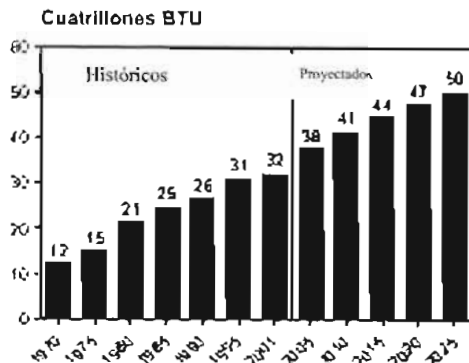
CAPITULO 2

**ENERGÉTICA HIDROELÉCTRICA MUNDIAL
INCLUYENDO PLANTAS DE GENERACIÓN
HIDROELÉCTRICAS**

Hidroelectricidad y Otros Recursos Renovables

En la Perspectiva de Energía Internacional 2003 (Fuente *International Energy Outlook 2003* IEO2003) un crecimiento moderado en el consumo de hidroelectricidad y otros recursos de energía renovables es proyectado durante los próximos 24 años. No esperan que fuentes de energía renovables compitan económicamente con combustibles fósiles, en ausencia de una política integral de los gobiernos apuntada a reducir los impactos de fuentes de energía que emiten carbón sobre el ambiente (Acuerdo de Kyoto) (figura 2.1).

Figura 2.1. Consumo Mundial de Hidroelectricidad, y otras fuentes energéticas renovables 1970-2025



Fuente: Históricos: Energy Information Administration (EIA), publicación anual Internacional 2001 de la energía, Proyectados: EIA, Sistema para el análisis de los mercados de la energía globales (2003).

Se espera que mucho del crecimiento proyectado en la generación de recursos renovables resulte de la terminación de instalaciones hidroeléctricas grandes en países en vías de desarrollo, particularmente en Asia, en donde la necesidad de ampliar la producción de la electricidad compensa a menudo preocupaciones por consecuencias para el medio ambiente y la relocalización de poblaciones: China, la India, Malasia, y Vietnam, entre otros, son que construyen o que planean nuevas instalaciones hidroeléctricas. En septiembre de 2002, Malasia concedió el contrato principal a Sime para la construcción del proyecto hidroeléctrico de 2,400-megawatt Bakun. La gigantesca planta de energía que generara 18,200-megawatt es Las Tres Gargantas (China). De los 37 proyectos de la energía eléctrica previstos para la construcción por el gobierno vietnamita antes de 2020, 22 son instalaciones hidroeléctricas, varias con capacidades de 600 megawatts o más.

Muchas naciones de América Central y del Sur también tienen planes para ampliar sus recursos hidroeléctricos ya establecidos. Brasil, Perú, e incluso Venezuela tienen planes para aumentar su capacidad hidroeléctrica durante la década próxima. Brasil solamente tiene planes para construir 34 nuevas estaciones hidroeléctricas en 2003, con 9,100 MW

de capacidad, muchos de los nuevos proyectos hidroeléctricos de Brasil serán situados en la parte del noreste del país, que no han estado tan afectados por la sequía.

Entre las naciones industrializadas, solamente Canadá tiene planes para construir proyectos hidroeléctricos importantes. Solo Hydro-Québec está planeando agregar 2,100 megawatts de capacidad hidroeléctrica adicional para la década próxima. En los países de Europa del este y de la Unión Soviética anterior (EE/FSU), se espera que la mayoría de las adiciones a la capacidad hidroeléctrica vengan de la reparación o de la extensión de plantas existentes.

Otras fuentes renovables

Entre las otras fuentes de energía renovables, la energía del viento ha sido la de crecimiento más rápido en años recientes. En Europa occidental, Alemania, Dinamarca, España, y otras naciones han instalado capacidad significativa nueva de la energía eólica. Alemania instaló 2,659 megawatts en 2001. En España y Dinamarca, la energía del viento está teniendo un gran desarrollo.

En E. U. se instalaron 1,695 megawatts de nueva capacidad eólica en 2001. En cuanto a la biomasa, la agencia de energía internacional ha estimado que unas 2.4 mil millones de personas en países en vías de desarrollo dependen de la biomasa tradicional para la calefacción y cocina. Sin embargo, los datos comprensivos sobre el uso de estos combustibles no están disponibles y, consecuentemente, no se pueden incluir en las proyecciones. Por otra parte, las energías renovables dispersadas (energía renovables consumida en el sitio de su producción, tal como paneles solares usados para calentar el agua) no se incluyen en las proyecciones, porque también hay pocas fuentes comprensivas de datos internacionales sobre su uso.

Estados Unidos

Los sitios potenciales para las presas hidroeléctricas se han establecido ya en gran parte de los Estados Unidos, y se proyectan los requisitos reguladores para limitar la generación hidroeléctrica convencional en el futuro. La perspectiva anual 2003 (AEO2003) proyecta que seguirá habiendo generación hidroeléctrica convencional en ESTADOS UNIDOS y que se incrementará a partir de 214 mil millones kilowatt-horas en 2001 a 302 mil millones kilowatt-horas en 2005 y en alrededor de ese nivel en 2025. Se espera que las energías renovables no hidroeléctricas representen 4 por ciento de todas las adiciones proyectadas en ESTADOS UNIDOS que generan capacidad entre 2000 y 2025.

La generación geotérmica, de biomasa, energía del gas del terraplén, solar, y del viento se proyecta un aumento a partir de 81 mil millones kilowatt horas en 2000 a 189 mil millones kilowatt horas en 2025.

La referencia proyecta incrementos sustanciales en ESTADOS UNIDOS en los campos geotérmicos y eólicos. La capacidad geotérmica, situada toda en estados occidentales, proyecta un aumento a 5,600 megawatts, satisfaciendo 37 mil millones kilowatt horas (0.6 por ciento de la generación total) para 2025. La capacidad eólica en los Estados Unidos es proyectada para crecer casi 300 por ciento al pasar de 4,290 megawatts en 2001 a 12,000 megawatts antes de 2025. La capacidad eólica fue instalada en 22 estados.

Canadá

Canadá ha desarrollado extensivamente su capacidad hidroeléctrica. La hidroelectricidad es la fuente dominante con 67,000 megawatts de los 111,000 megawatts de capacidad de generación instalada total. Canadá es uno de los pocos países industrializados que se espera que amplíe capacidad hidroeléctrica en el largo plazo. Solo Hydro-Québec tiene cuatro proyectos hidroeléctricos importantes que se espere que sean licitados dentro de la década próxima, incluyendo Eastmain 1 de 480-megawatt (programado para la terminación en 2008), el 5 Toulmouche de 26-megawatt (2005); la Margarita 3 (2003) de Sainte de 882 megawatts; y el reemplazo de la planta hidroeléctrica existente de Mère con una facilidad 220-megawatt (2004). Otros proyectos hidroeléctricos están también bajo consideración a través de Canadá. El gobierno del noroeste de los territorios de Canadá está considerando el desarrollo de seis proyectos hidroeléctricos que agregarían 11,630 megawatts de la nueva capacidad. Sobre el río de Mackenzie solamente, hay ofertas para instalar 10,500 megawatts de capacidad hidroeléctrica. Otros proyectos incluyen de 200 megawatts en el río de Talston, los 600- megawatts proyectados el río del Oso, y un proyecto de 270-megawatt sobre el río de Lockhart. Dos instalaciones hidroeléctricas pequeñas están también bajo la consideración, el proyecto superior del río de la Trampa de 33-megawatt y proyecto del río de Marte del la de la Laca 27-megawatt. El gobierno territorial ha anunciado su intención de exportar la energía eléctrica de los seis proyectos a la provincia de Alberta así como a los mercados de ESTADOS UNIDOS

Las negociaciones han continuado entre las provincias de Terranova y de Labrador y de Québec en el desarrollo propuesto de una planta hidroeléctrica con dos presas en el río Churchill en Labrador. En 1998, las dos provincias acordaron construir el proyecto 3,200-megawatt, pero las dificultades del financiamiento hicieron que se dejase a un lado. En 2001, sin embargo, la compañía de aluminio Alcoa, Inc., y el gobierno provincial de ESTADOS UNIDOS de Terranova juntos financiaron un estudio de viabilidad para el renacimiento del proyecto más aguas abajo de Churchill. El nuevo proyecto redujo el tamaño del proyecto a 2,000 megawatts de capacidad hidroeléctrica, con un coste estimado de \$1,6 mil millones.

El proyecto original prevé energía para la industria del aluminio. Además de hidroelectricidad, Canadá ha estado desarrollando nueva capacidad eólica. Los 198 megawatts de capacidad eólica funcionaban en Canadá a finales de 2001. Varias nuevas instalaciones fueron designadas en 2001, incluyendo la turbina comercial más grande de América, una unidad de 1.8 megawatts en la estación de generación nuclear de Pickering. El primer proyecto eólico en la provincia de Saskatchewan comenzó su operación en febrero de 2002, un proyecto de 11 megawatt en el lago Gull. El proyecto del lago Gull, situado cerca de 200 millas al oeste de Regina, consiste en 17 turbinas. Costó unos \$15 millones la construcción y fue financiado, en parte, por un subsidio de \$8 millones del gobierno canadiense para promover desarrollo de la energía en Saskatchewan.

Hydro-Québec también licitará y ha indicado su intención de financiar 1,000 megawatts de nueva capacidad entre 2003 y 2013. También tiene planes para apoyar el desarrollo de 200 megawatts del excedente de la capacidad de la biomasa del bosque el mismo período.

México

La generación hidroeléctrica proporciona el 20 por ciento de electricidad en México y es actualmente su fuente predominante de energía renovable. La mayoría de los sitios de la hidroelectricidad están en la parte meridional del país. Aunque la capacidad hidroeléctrica de México no espera crecer sustancialmente, el plan más ambicioso está para la construcción del proyecto hidroeléctrico El Cajón de 750 megawatts, el primer proyecto en grande de la hidroelectricidad que se considerará para la construcción en México en más de una década. El Cajón está situado en los municipios de Yesca y de Santa María del Oro en el estado de Nayarit en la costa del oeste de México. Tendrá una cortina la más alta de su clase en el mundo. La construcción del Cajón comenzó en el segundo trimestre de 2003 y está programada para su terminación en el verano de 2007.

De fuentes renovables, son importantes la energía geotérmica en México. En 2002, México instaló 855 megawatts de capacidad geotérmica instalada, haciendo al país el tercer productor más grande de electricidad geotérmica en el mundo, detrás de los Estados Unidos y de las Filipinas. CFE ha estimado que otros 1,000 megawatts de capacidad geotérmica se podrían desarrollar en México. Sin embargo, hay actualmente solamente dos plantas geotérmicas en construcción, la planta de 100-megawatt Los Azufres en el estado de Michoacán y la planta de 10-megawatt Las Tres Vígenes en Baja California. La energía del viento ha tenido un inicio lento en México, aunque hay recursos en la región meridional de La Ventosa. Por algunas estimaciones, La Ventosa podría tener una capacidad de 2,000 megawatts. El gobierno ha anunciado metas para aumentar la capacidad eólica a 2,000 megawatts antes de 2006 y a energía solar a 13 megawatts antes de 2009. La compañía mexicana Fuerza Eólica del Istmo

Ha obtenido el permiso del gobierno de construir una planta de 30 megawatt en el estado de Oaxaca. A su terminación, la planta proporcionará la electricidad para una fábrica de cemento propiedad de Cruz Azul.

Fuerza Eólica del Istmo ha propuesto cuatro proyectos adicionales a la Comisión reguladora de la Energía de México, que agregaría otros 215 megawatts de capacidad. También hay algunos esfuerzos de agregar energía solar a la mezcla de la energía renovable de México, procurando entregar electricidad solar a unas 300 comunidades rurales en 15 municipios.

Europa Occidental

Con la mayoría de sus recursos hidroeléctricos ya aprovechados intensivamente, la fuente de energía renovable con mayor potencialidad es la eólica. Según la asociación europea de la energía del viento, la capacidad alcanzó 20.447 megawatts en el cuarto trimestre de 2002, de modo que Europa occidental tiene 74 por ciento de la capacidad mundial. Alemania, Dinamarca, y España mantienen el crecimiento regional más rápido aunque se han hecho avances importantes en el Reino Unido e Irlanda. El mercado alemán para la generación del viento sigue siendo especialmente fuerte. En agosto de 2002, Alemania pasa los 10,000-megawatt para la marca instalada de la capacidad y estimaba que alcanzaría 11.750 megawatts antes de fin de año. Hay más de 12.000 turbinas del viento que funcionan actualmente en Alemania, y el gobierno ha fijado una meta de 20.000 megawatts antes de 2010.

Dinamarca tenía 2.500 megawatts de capacidad instalada en 2001, suficiente para suministrar 12,6 por ciento de las necesidades totales de la electricidad. El programa tiene una meta de 5.500 megawatts de capacidad del viento antes de 2030, del cual 4.000 megawatts estarán fuera.

América central y del sur

Los recursos hidroeléctricos de América central y del sur se han desarrollado extensamente. Muchos países en la región confían en la hidroelectricidad para más de 70 por ciento de su producción eléctrica total. Tal dependencia de recursos hidroeléctricos puede ser problemática cuando una nación hace frente a condiciones de sequía. Brasil experimentó severas que amenazaron apagones y escasez de la electricidad. Muchos países suramericanos están trabajando para desarrollar la producción eléctrica con gas natural para disminuir dependencia de la hidroelectricidad y el impacto de las sequías futuras en sus economías.

Brasil

A pesar del hecho de que muchas partes del Brasil experimentaron sequía severa los últimos 2 años, hay planes de agregar a la capacidad hidroeléctrica en él

Noroeste, donde fue menor la sequía que en otras partes del país, y en el sureste, donde la demanda de la electricidad está creciendo fuertemente. Concesiones dadas por la Agencia Nacional de Energía Eléctrica (ANEEL) a varios consorcios extranjeros y brasileños

para construir y operar las ocho hidroeléctricas nuevas adicionales en las regiones del norte y del centro.

Se espera que los proyectos, agreguen 1.600 megawatts de capacidad en cinco estados, y cuesten aproximadamente \$1,2 mil millones. El productor de aluminio canadiense Alcan, Inc., ha ganado dos concesiones para construir tres plantas pequeñas. Alcan también está construyendo otras cinco plantas pequeñas en el Brasil, que debe satisfacer las necesidades de la compañía 300-megawatt. Tres de las plantas nuevas deben comenzar a funcionar en 2006, otros cuatro en 2007, y el resto en 2008.

Un consorcio conformado por la compañía Tractebel y que incluye a la brasileña Camargo Correa Energía, Companhia Vale hace Rio Doce, BHP Billito, y la americana Alcoa lograron el contrato para construir, poseer, y operar el más grande de los ocho proyectos, el proyecto hidroeléctrico de Estreito de 1.087 MW en el Brasil noroeste. Estreito debe ser construido en el río de Tocantins, en la frontera entre los estados de Tocantins y de Maranhão. La primera unidad esta programada para entrar en operación en 2007. El consorcio tiene otros proyectos hidroeléctricos actualmente bajo construcción, incluyendo Aimorés de 300-megawatt, Candonga de 140-megawatt, y Funil de 180-megawatt. Se espera que la extensión de la energía hidroeléctrica de Brasil continúe después de 2003, cuando Aneel espera las 34 concesiones de la subasta para estaciones hidroeléctricas. Las centrales eléctricas nuevas agregarán 9.100 megawatts de capacidad y requerirán la inversión de alrededor \$4 mil millones de dólares. Aneel ha indicado que Brasil instaló la capacidad eléctrica de 6.244 megawatts en 2002 y se ampliará por otros 15.709 megawatts en 2003 y 2004 y 4.675 megawatts en 2005, basado en las plantas hidroeléctricas nuevas que estén bajo construcción o se han aprobado. En contraste, se espera que 20 centrales eléctricas térmicas nuevas agreguen 7.000 megawatts al sistema de la electricidad antes de 2005. El Brasil es actualmente consumidor y el productor más grandes del etanol de caña de azúcar, que se utiliza extensamente en el sector automotriz. El uso del combustible del alcohol es una herencia del programa de Proálcool, que fue creado por el gobierno en respuesta al embargo del aceite 1973-74 para disminuir la dependencia de Brasil de las importaciones del petróleo. Cerca de 3 millones de coches viejos todavía en circulación en el Brasil funcionan con 100 por ciento de etanol, y todos los combustibles automotrices contienen 25 por ciento de etanol. Solamente 1 por ciento de todos los coches nuevos vendidos en el Brasil son hoy vehículos para etanol; sin embargo, hay interés renovado del gobierno en el restablecimiento del programa de Proálcool para el consumo doméstico y abastecer mercados de exportación. Hay un acuerdo de diez años del etanol entre el Brasil y Alemania, sobre el cual Alemania recibirá créditos del carbón bajo términos del protocolo de Kyoto pagando con coches nuevos que usen etanol.

El gobierno brasileño también ha hecho esfuerzos substanciales para animar el desarrollo de la electricidad eólica.

En octubre de 2002, solamente ocho estaciones del viento funcionaban en el Brasil, con una capacidad total de 21,4 megawatts; sin embargo, más de 5.100 megawatts nuevos han sido aprobados para la construcción por el regulador federal Aneel. En 2001, Aneel aprobó 38 proyectos coloelectricos con un total de 3.337 megawatts de capacidad, y antes de octubre de 2002 otros 29 proyectos habían sido aprobados, con una capacidad combinada de 1.793 megawatts. Los proyectos se localizan en los estados brasileños de Bahía, Ceará, Pernambuco, Piauí, Rio de Janeiro, y Rio Grande. Todos los proyectos se programan para estar en operación entre 2003 y 2007; sin embargo, su construcción dependerá de la capacidad de obtener el financiamiento y de comprar acuerdos de la energía. Los últimos 2 años Brasil ha tomado un número de medidas para aumentar el uso de las fuentes de energía renovables alternativas. En julio de 2001, por la crisis de la electricidad se estableció un programa de energía eólica de emergencia, Proeólica, con la meta de agregar 1.050 megawatts de capacidad antes de diciembre de 2003. El gobierno federal garantiza un beneficio en la compra de generadores por viento electricidad por el estado Eletrobras para uso general por lo menos 15 años. Además, la legislatura de Brasil aprobó la ley 10,438 (o Proinfra) en abril de 2002, estableciendo los incentivos para las fuentes alternativas de la electricidad. El gobierno del estado de Rio de Janeiro aprobó una ley en enero de 2002 que autoriza las ventajas de impuesto para los proyectos del viento, solares, y de la biomasa de la producción eléctrica. La ley también anima los incentivos regionales para la generación proyecta que las fuentes de energía renovable no hidroeléctrica restante.

América central y del sur

A pesar de problemas económicos y políticos en muchos países de América central y del sur, algunos proyectos de la energía renovable han avanzado en la región. La energía hidroeléctrica todavía domina el cuadro de la energía renovable en la región. En Perú, los nuevos proyectos hidroeléctricos fueron prohibidos bajo administración anterior de Fujimori en un esfuerzo de atraer la inversión en los campos de gas natural de Camisea. La interdicción fue levantada por la administración de Toledo, y un aumento de nuevos proyectos hidroeléctricos ahora está en el desarrollo en Perú. El país tiene 11 presas hidroeléctricas nuevas previstas actualmente o bajo construcción, en un coste total estimado de \$1,5 mil millones. Se espera que todos los proyectos sean operacionales en el plazo de los 6 años próximos, agregando alguno 1.500 megawatts de capacidad a la red peruana de la electricidad. Incluyen los \$304 millones, Yuncan 130 megawatt y que esta programada para comenzar a generar electricidad antes de julio de 2004. El proyecto ha sido financiado por el gobierno japonés.

Otros proyectos hidroeléctricos peruanos incluyen un proyecto de 100 megawatts en la región de Libertad del la que se construirá por la Taruncani Generating Company;

el proyecto de 27-megawatt Poechos que se construirá por Sinersa cerca de la frontera de Ecuador; y el proyecto El Platanal en Lima por Cementos Lima de 270 megawatt programada para julio de 2006. El trabajo sobre el 96-megawatt Marañon y 525- MW proyectos de la hidroelectricidad de Cheves s debe ser terminado antes de febrero de 2005 y de noviembre de 2009, respectivamente. La agencia peruana de la privatización, ProInvestment, está planeando a la subasta la concesión para construir y para funcionar el proyecto hidroeléctrico de 143-megawatt Olmos sobre el río de Huancabamba en Perú norteño. Se espera que el proyecto cueste \$245 millones, con el gobierno peruano contribuyendo con \$77 millones a los costos sobre el período de tres años de la construcción.

Está aumentando el interés entre varios países centrales y suramericanos en desarrollar sus recursos energéticos renovables no hidroeléctros. En septiembre de 2002, Empresas para uso general colombiano Públicas de Medellín (EPM) ofreció dos ofertas para la construcción del proyecto del viento de 20-megawatt Jepirachi en la provincia de Guajira en la costa atlántica. Jepirachi se programo para la terminación antes de octubre de 2003. El proyecto de \$21,5 millones será primero desarrollado por Colombia bajo provisiones del mecanismo limpio del desarrollo de Kyoto, con el forro del carbón del prototipo del Banco Mundial. Lanzado en 2000, el fondo del carbón es un fondo mutuo que invierte en tecnologías limpias en países en vías de desarrollo y en el EE/FSU. Las reducciones que resultan en emisiones de gas del invernadero deben ser verificadas y después ser transferidas a los fondos a los contribuidores en la forma de certificados de la reducción de las emisiones que se puedan utilizar por los contribuidores a la reunión sus blancos de las emisiones bajo protocolo de Kyoto. La energía geotérmica también se está explotando cada vez más en la región de América central y del sur. Los países en la región agregaron alguno 242 megawatts de capacidad de generación geotérmica entre 1990 y 2000, más que el doble en 1990 de 165 megawatts.

Hay planes para ampliar la capacidad geotérmica de Nicaragua más allá del nivel actual de 70 megawatts. En 2002 la construcción comenzó por \$140 millones de un proyecto geotérmico de Leon, cerca de 56 millas de noroeste de Managua. El campo del vapor del San Jacinto-Tizate será la facilidad geotérmica completamente privada de la energía. La primera fase del proyecto consiste en una planta experimental 10-megawatt, que será ampliada eventual a 66 megawatts. El Salvador también está ampliando su capacidad geotérmica, agregando 38 megawatts de capacidad. La energía verde de Italia Enel ha entrado en empresa a riesgo compartido con el generador geotérmico propiedad del gobierno del EL Salvador, Gesal, para desarrollar el proyecto en un costo estimado de \$91 millones. Gesal funciona actualmente dos plantas geotérmicas en el Salvador, de 95-megawatt Ahuachapán y de 66-megawatt Berlín.

C.H INFIERNILLO



Corriente aprovechada	Balsas
Capacidad instalada	1 000 MW
Número de unidades	6
Inicio de operación	1965

C.H MALPASO



Corriente aprovechada	Grijalva
Capacidad instalada	1 080 MW
Número de unidades	6
Inicio de operación	1969

C.H ANGOSTURA



Corriente aprovechada	Río Grijalva
Capacidad instalada	900,00 MW
Número de unidades	5
Inicio de operación	1975

C.H CHICOASÉN



Corriente aprovechada	Río Grijalva
Capacidad instalada	1 500 MW
Número de unidades	5
Inicio de operación	1980

C.H CARACOL



Corriente aprovechada	Río Balsas
Capacidad instalada	600 MW
Número de unidades	3
Inicio de operación	1987

C.H BACURATO



Corriente aprovechada	Río Sinaloa
Capacidad instalada	92 MW
Número de unidades	2
Inicio de operación	1987

C.H COMEDERO



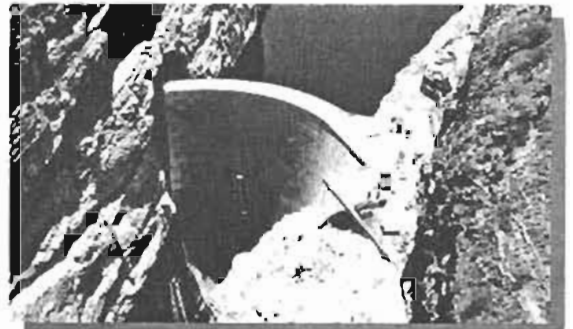
Corriente aprovechada	Río San Lorenzo
Capacidad instalada	100 MW
Número de unidades	2
Inicio de operación	1991

C.H AGUAMILPA



Corriente aprovechada	Santiago
Capacidad instalada	960 MW
Número de unidades	3
Inicio de operación	1994

C.H ZIMAPÁN



Corriente aprovechada	Moctezuma
Capacidad instalada	292 MW
Número de unidades	2
Inicio de operación	1995

C.H HUITES



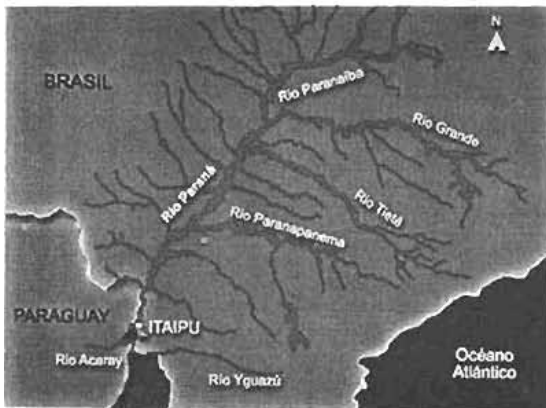
Corriente aprovechada	Fuerte
Capacidad instalada	422 MW
Número de unidades	2
Inicio de operación	1995

Paraguay y Brasil se unen en Itaipú

La Central Hidroeléctrica de Itaipú, la mayor en operación en el mundo, es un proyecto binacional entre el Paraguay y el Brasil en el Río Paraná. La potencia instalada de la Central es de 12.600 MW (megawatts), con 18 unidades generadoras de 700 MW cada una. La producción récord del año 2000 - 93,4 mil millones de kilowatts-hora (kWh) - hizo por el suministro del 95% de la energía eléctrica consumida en el Paraguay y el 24% de toda la demanda del mercado brasileño.

La Central de Itaipú es resultado de intensas negociaciones entre los dos países, que ganaron impulso en la década del 60. El 22 de junio de 1966, los ministros de Relaciones Exteriores del Paraguay, Sapeña Pastor, y del Brasil, Juracy de Magalhães, firmaron la "Acta de Yguazú", una declaración conjunta que manifestaba la disposición para estudiar el aprovechamiento de los recursos hidráulicos pertenecientes en condominio a los dos países, en el trecho del Río Paraná "desde e inclusive el Salto del Guairá o Salto de Sete Quedas hasta la desembocadura del Río Yguazú". En febrero del año siguiente, fue creada la Comisión Mixta Brasil - Paraguay para la implementación de la "Acta de Yguazú", en la parte relativa al estudio sobre el aprovechamiento del Río Paraná.

En 1970, el consorcio formado por las empresas IECO (de los EE.UU.) y ELC (de Italia) ganó la licitación internacional para la realización de los estudios de viabilidad y para la elaboración del proyecto de la obra. El inicio de los trabajos se dio en febrero de 1971. El 26 de abril de 1973, Paraguay y Brasil firmaron el tratado de Itaipú, instrumento legal para el aprovechamiento hidroeléctrico de los recursos hidráulicos del Río Paraná pertenecientes en condominios a los dos países. En mayo de 1974, fue creada la Entidad Binacional Itaipú, para dirigir la construcción de la Central Hidroeléctrica. El inicio efectivo de las obras ocurrió en enero del año siguiente. Río Paraná



El Río es desviado

El día 14 de octubre de 1978 fue un gran hito en la construcción de Itaipú. En ese día fue abierto el canal de desvío del Río Paraná, que permitió secar un trecho del lecho original del río para que allí fuese construida la presa principal de concreto armado.

Acuerdo de tres países

Otro hito importante en el área diplomática fue la firma del Acuerdo Tripartito entre Paraguay, Brasil y Argentina, el 19 de octubre de 1979, para el aprovechamiento de los recursos hídricos en el trecho del Río Paraná desde el Salto del Guairá o Sete Quedas hasta la desembocadura del Río de la Plata. Este acuerdo estableció los niveles del río y las variaciones permitidas para las centrales hidroeléctricas en la cuenca común a los tres países.

Surge el embalse

El 13 de octubre de 1982, con la conclusión de las obras de la presa de Itaipú, las compuertas del canal de desvío fueron cerradas y comenzó a ser formado el embalse de la Central. El Lago de Itaipú, con un área de 1.350 km², fue formado en apenas 14 días. En ese período las aguas subieron 100 metros y llegaron hasta las compuertas del vertedero a las 10 horas del día 27 de octubre. Durante la formación del embalse, equipos del sector ambiental de la Itaipú recorrieron en barcos y lanchas toda el área que sería inundada, salvando centenas de especies de animales de la región en una operación conocida como Mymba Kuera (que en tupí guaraní significa "rescate de animales").

La Central Hidroeléctrica comienza a operar

El 5 de mayo de 1984, entró en operación la primera unidad generadora de la Itaipú. Las 18 unidades generadoras fueron instaladas al ritmo de dos a tres por año. La 18ª entró en la fase de producción comercial de energía el día 9 de abril de 1991.

El proyecto original de Itaipú fue concebido previendo la instalación de 20 unidades generadoras. Las dos adicionales serían instaladas cuando el aumento de la producción de la Central fuese conveniente y necesario para atender los intereses del Paraguay y del Brasil. Por ese motivo, el 13 de noviembre del año 2000, los presidentes del Paraguay, Luis González Macchi, y del Brasil, Fernando Enrique Cardoso, participaron en Itaipú de la firma del contrato para la instalación de las dos nuevas unidades.

Dos más en el 2004

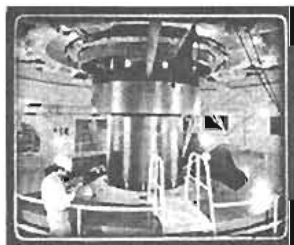
La fabricación y la instalación de las unidades están a cargo del Consorcio CEITAIPU que ganó la licitación internacional. El contrato prevé que una de las unidades será entregada a fines de 2003 y la otra en el primer semestre del año siguiente. La capacidad instalada de la Itaipú pasará, entonces, de 12.600 para 14.000 megawatts.

Ya en 1995 el desempeño energético de la Itaipú fue 3% superior a los 75.000 GWh/año previstos en el proyecto, subiendo a 9% en 1996, aumentando hasta 19% en 1997, disminuyendo a 17% en 1998 y superando la marca de los 20% en 2000. La Central no solo había superado la marca de los 90.000 GWh/año ya en el 97 y 98 debido a los vendavales que provocaron la caída de las torres del sistema de transmisión de Furnas el 2 de noviembre de 1997 (10 torres) y el 6 de abril de 1998 (7 torres), paralizando la mitad de la Central correspondiente a las unidades 10 a 18 que operan a 60 Hz.

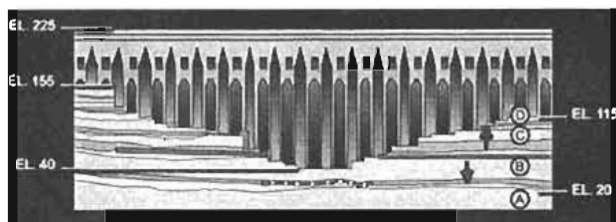
Una gran obra se hace con mucho hierro, concreto armado, tecnología avanzada y la incesante búsqueda del hombre por la conquista de lo imposible. Fueron estos requisitos previos - todos debidamente superlativos - que incluyeron a la Central Hidroeléctrica de Itaipú en la lista de las siete maravillas del mundo moderno. La lista, publicada en 1995 por la revista "Popular Mechanics" de los Estados Unidos, se basó sobre una investigación realizada por la Asociación Norte-Americana de Ingenieros Civiles (Asce) entre ingenieros de los más diversos países.

Según la revista, las siete grandes obras de ingeniería son "testimonios de la capacidad del ser humano del Siglo XX de alcanzar su grandioso destino: la conquista de lo imposible". Aparte de la Itaipú, forma parte de la lista: el Puente Golden Gate (EE.UU.); el Canal de Panamá, que une el Océano Atlántico al Pacífico, el Eurotúnel, que une Francia e Inglaterra bajo el Canal de la Mancha; los Proyectos del Mar del Norte para el Control de las Aguas (Holanda); el Edificio Empire State (EE.UU.); y la Torre de la Canadian National (Canadá).

Un dato curioso: al pasar lista a las maravillas del mundo moderno, la revista "Popular Mechanics" pretendió que especialistas modernos repitieran lo realizado por el griego Antipater, quien en el año 240 antes de Cristo designó como las siete maravillas del mundo antiguo: las pirámides de Egipto, los jardines suspensos de Babilonia, el Mausoleo, el Templo de Artemisa y Efesos, la estatua de Zeus de Fídias, el Coloso de Rodas y el Faro de Alejandria.



Embalse



- Capacidad de almacenamiento bruto (m³) 29 x 109
- Capacidad de almacenamiento útil (m³) 19 x 109
- Longitud con nivel máximo normal (km) 170
- Ancho Máximo (km) 12
- Ancho promedio (km) 7
- Superficie (km²)

Nivel máximo normal 1.350

Nivel máximo de llenado operativo 1.460

Nivel mínimo de llenado operativo 1.305

- Nivel de aguas abajo (m)

Normal 100,00

Máximo (*) 142,15

- Nivel de aguas arriba (m)

Normal 220,30

Máximo (de creciente) excepcional 223,10

Mínimo excepcional 197,00

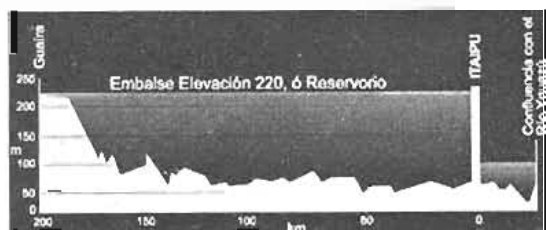
- Regulación Inferior a Mensual (Sin acumulación)
- Salto Bruto (m)

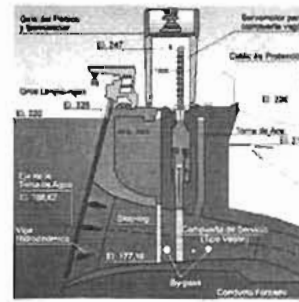
Máximo 128,00

Mínimo 84,00

- Salto neto normal (m) 118,40

Obras Civiles





Carga neta normal (m) 118,4 Equipos

Casa de Máquinas y Presa Principal

Localización de los Equipos y Principales Elevaciones

Longitud	968
Ancho	99
Altura	112
Nivel del techo El.	148,00
Nivel piso de los generadores El.	108,00
Espaciamiento entre unidades	34

Comentarios

- 01 - El. 40,00 - Fundación de la presa
- 02 - El. 92,40 - Acceso al pozo de la turbina
- 03 - El. 98,50 - Servicio auxiliar de la unidad - Sistema de agua pura
- 04 - El. 98,50 - Sistema de excitación, acceso al alojamiento del generador y regulador de velocidad
- 05 - El. 108,00 - Transformadores elevadores
- 06 - El. 108,00 - Piso sala de los generadores y salas de control local
- 07 - El. 122,00 - Sistema de ventilación
- 08 - El. 127,60 - Galería de cables
- 09 - El. 128,20 - GIS - SF₆ -Sub-Estación Aislada por Gas
- 10 - El. 133,20 - Tableros principales del servicio auxiliar en AC y sala de los generadores diesel
- 11 - El. 144,00 - Servicio auxiliar de la presa
- 12 - El. 214,00 - Central hidráulica de compuertas

Vías de desplazamiento (m)

Distancia entre ejes	10,00
Longitud total	857,6
Elevación de la cima de los rieles	225,00

Tuberías de presión

Cantidad	18
Peso de cada tubería (t)	883
Diámetro interno (m)	10,5
Longitud desarrollada (m)	142,2
Descarga nominal (m ³ / s)	690

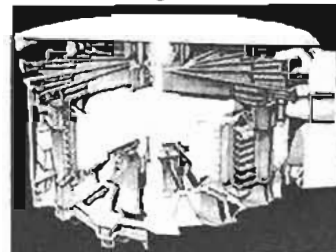
Rejas para Tomas de Agua

Cantidad	18
Paneles de reja por toma: 24/ (m)	4,7x 5,5

Grúas Limpia-rejas

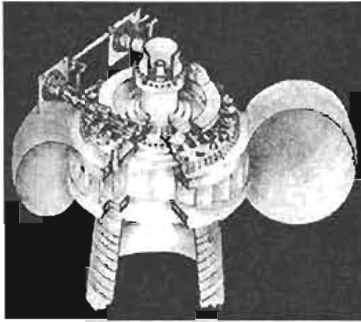
Cantidad	2
Capacidad del gancho (kN)	200
Curso vertical del rastrillo (m)	61,5
Capacidad del rastrillo (m ³ / kN)	2/2,5

Generador



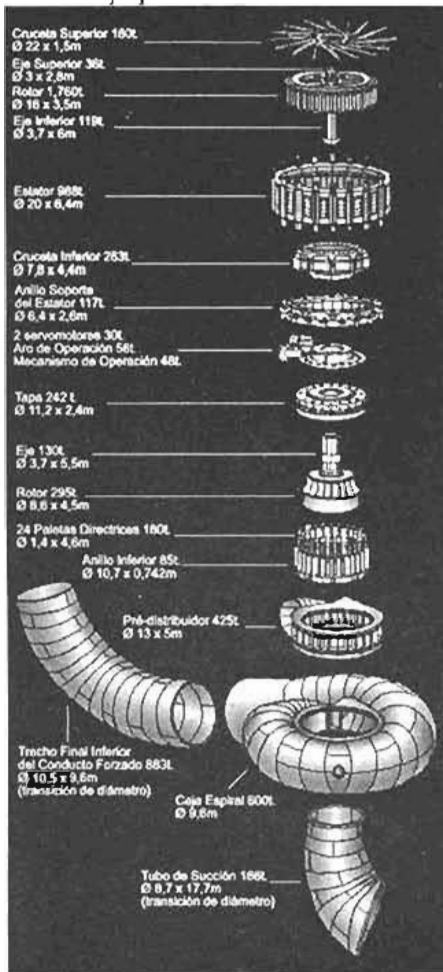
Cantidad	18
Frecuencia	60 Hz (9 un.) / 50 Hz (9 un.)
Potencia nominal	50 / 60 Hz (MVA) 823,6 / 737,0
Tensión nominal (kV)	18
Nº de polos	50 / 60 Hz 66 / 78
Momento de inercia - GD2 (t.m ²)	320.000
Factor de potencia	50 / 60 Hz 0,85 / 0,95
Pieza más pesada - rotor (t)	1.760
Peso de cada unidad - 50 / 60 Hz (t)	3.343 / 3.242

Turbina



Cantidad	18
Tipo	Francis
Potencia nominal unitaria (MW)	715
Velocidad de proyecto- 50 / 60 Hz (rpm)	90,9 / 92,3
(Caída líquida) Salto neto de proyecto (m)	118,4
Caudal nominal unitaria (m ³ /s)	645
Pieza indivisible más pesada - rotor (t)	296
Peso de cada unidad (t)	3.360

Otros Equipos



Banco de Transformadores Monofásicos

50 Hz 9 + 2 Unidades Reserva

60 Hz 9 + 2 Unidades Reserva

Potencia Nominal de cada Banco

50 / 60 Hz (MVA) 825/768

Nivel de Impulso (Fase/Neutro)

Tensión Superior (kV) 1.550/110

Tensión Inferior (kV) 125

Tipo de Conexión - Y

Peso de cada Transformador (kg)

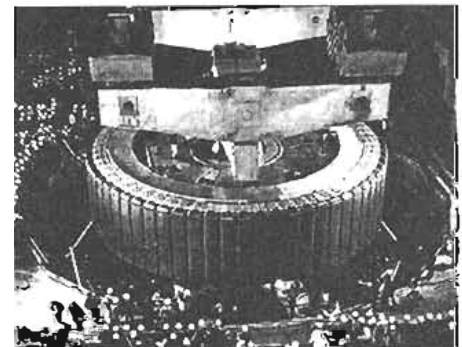
217 x 10³ (50 Hz)

189 x 10³ (60 Hz)

Enfriamiento por aceite y agua forzados

Subestación Aislada por Gas SF₆

Tensión Nominal Máxima (kV)	550
Corriente Nominal (A)	4.000
Corriente de Interrupción Nominal (kA)	63
Cantidad de Disyuntores	52
Longitud de Barras Blindadas y Aisladas por Gas SF ₆ (m)	7.500
Presión del SF ₆ en los disyuntores (kPA)	620
Cantidad de Llaves Seccionadoras	124
Cantidad de Transformadores de Corriente	396
Cantidad de Transformadores de Potencial	24
Cantidad de Parrarrayos	126
Masa del Gas SF ₆ (kg)	108 x 103



SCADA - Supervisory Control and Data Acquisition

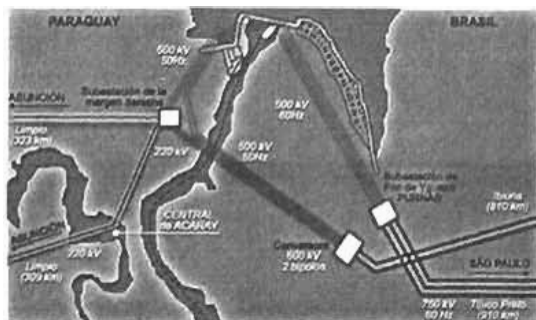
El Sistema SCADA, es un sistema de supervisión y control basado en computadoras. El propósito general de este Sistema es el de suministrar a los Operadores de la Central informaciones detalladas y automáticas de forma centralizada - actualmente distribuidas en más de 1500 paneles en las diversas galerías a lo largo de la central - y organizadas en tiempo real (o sea, en el instante en que ellas ocurren), sobre las condiciones eléctricas, mecánicas, térmicas e hidráulicas de los equipos y de las instalaciones. Esto hará posible el análisis permanente de la situación por parte de los operadores en una Sala de Comando Centralizada y facilitará la toma de decisiones correctas y apropiadas dentro de los tiempos necesarios para mantener la generación de energía.

Su funcionamiento se basa en la instalación de dispositivos electrónicos en los diversos equipos de la Central (generadores, turbinas, transformadores, etc.) para la adquisición automática de información sobre la operación.

Estas informaciones serán transferidas para una computadora central, donde serán procesadas por un software específico. Cuando el software identifique condiciones anormales, los Operadores serán informados instantáneamente, por medio de señales en los monitores de las computadoras. Las acciones correctivas o comandos que fuesen necesarios podrán ser ejecutados por medio de estas mismas computadoras.

El Sistema SCADA está previsto para ser instalado a mediados del 2002 e irá proporcionar a los Operadores la supervisión de aproximadamente 18.000 puntos, mejorando significativamente las condiciones de operación de la Central y permitiendo, en muchos casos, la prevención de desconexiones, así como la posibilidad de una mayor rapidez en el restablecimiento luego de presentarse problemas de operación en la Central.

Sistema de Transmisión



Sistema de Transmisión Asociado a la Central de Itaipú

Sector de 50 Hz

Itaipú - SE Margen Derecha (500 kV)

2 circuitos, cada uno con cerca de 2 km de longitud

SE Margen Derecha - Foz de Yguazú (500 kV)

2 circuitos, cada uno con cerca de 9 km de longitud

Itaipú - SE Foz de Yguazú (500 kV)

2 circuitos, cada uno con cerca de 11 km de longitud

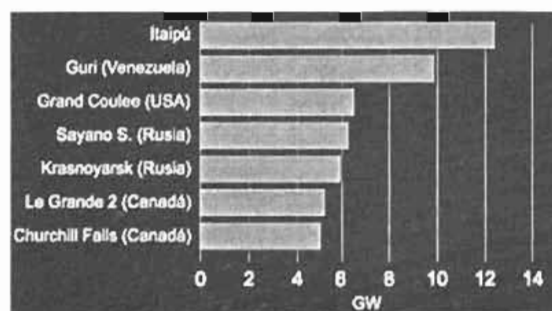
Sector de 60 Hz

Itaipú - SE Foz de Yguazú (500 kV)

4 circuitos, cada uno con cerca de 8 km de longitud

Comparaciones

Hasta que entre en operación en 2009 no existe en el mundo ninguna central hidroeléctrica del tamaño de la Central de Itaipú. Con su potencia instalada de 12.600 MW, está bien al frente. En segundo lugar Guri, en Venezuela, con 10.200 MW. En tercer lugar está el complejo Grand Coulee, en los Estados Unidos, con 6.500 MW, y en cuarto la central de Sayano Shushenskaya, en Rusia, con 6.400 MW de potencia instalada. La mayor central brasileña, la de Tucuruí, en el Pará, tiene potencia instalada de 4.200 MW.



Números grandiosos

Véase algunos números de la Itaipú, que dan una idea de su grandiosidad:

- El volumen total de concreto armado utilizado en la construcción de la Itaipú sería suficiente para construir 210 estadios de fútbol como el de Maracanã en Rio de Janeiro.

- El hierro y el acero utilizados permitirían la construcción de 380 Torres Eiffel.
- La descarga máxima del vertedero de la Itaipú (62,2 mil metros cúbicos por segundo) corresponde a 40 veces el caudal medio de las Cataratas de Yguazú.
- El caudal de dos turbinas de la Itaipú (700 metros cúbicos de agua por segundo cada una), corresponde a todo el caudal medio de las Cataratas (1500 metros cúbicos por segundo).
- La altura de la presa principal (196 metros) equivale a la de un edificio de 65 pisos.
- El Brasil tendría que quemar 434 barriles de petróleo por día para obtener en plantas termoeléctricas la misma producción de energía que la Itaipú.
- El volumen de excavaciones en tierra y roca en Itaipú es 8,5 veces superior al del Eurotúnel (que une Francia e Inglaterra debajo del Canal de la Mancha) y el volumen del hormigón es 15 veces mayor.

La Itaipú comparada con las Tres Gargantas

A pesar de la grandiosidad de la central hidroeléctrica de las Tres Gargantas, actualmente en construcción, la Itaipú continuará siendo, por muchos años, la mayor central hidroeléctrica del mundo en el concepto más importante para una Central Hidroeléctrica de este tipo: la producción de energía. Aún antes de poder contar con dos unidades generadoras adicionales, que serán instaladas para el 2004, la Itaipú ya superó la marca de 93,4 mil millones de kWh/año, mientras que la previsión para las Tres Gargantas es la de producir 84 mil millones de kWh/año con sus 26 máquinas de 680 MW cada una - 20MW menos que las máquinas de la Itaipú, que tienen 700 MW cada una (véase el cuadro comparativo abajo).

En resumen, aunque con potencia instalada inferior a la de las Tres Gargantas y con ocho unidades generadoras menos, la Itaipú tiene un rendimiento mayor que aquel especificado en el proyecto de la hidroeléctrica china. Este récord solamente será conservado porque la Naturaleza está de nuestro lado.

El caudal del Río Paraná es más estable que el del Río Yang-tse, donde está siendo construida la central de Tres Gargantas. Además de esto, las aguas del "Paraná" son reguladas por las decenas de centrales que existen aguas arriba de la Itaipú.

LA PRESA DE LAS TRES GARGANTAS

Lugar: Yichang, China

Comienzo del proyecto: 1994

fecha esperada de término de proyecto: 2009

Costo esperado: 27 billones USD

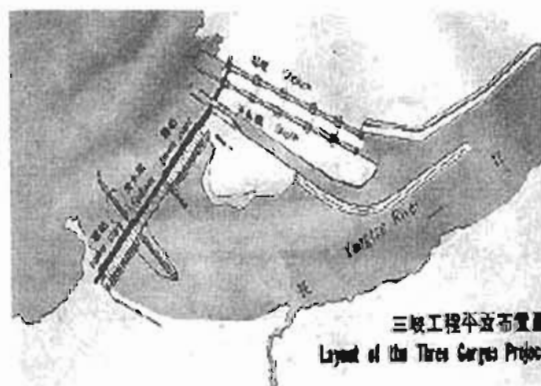
Descripción:

Cuando esté concluida la presa de las tres gargantas en el río Yangtze será la presa hidroeléctrica más grande del mundo.

La presa hidroeléctrica de las tres gargantas representa el proyecto hidroeléctrico en construcción más grande del mundo, proyecto de más de veintisiete billones de dólares, y que ahora se encuentra en la tercera y última fase, ubicada aguas debajo del río Yangtze, cruzando dicho río en una cortina de dos mil trescientos metros de longitud, y con una altura de ciento ochenta y cinco metros.

Tras una década de trabajo, ya se desvía el río hacia las primeras dieciocho turbinas generadoras de electricidad, para trabajar en la otra mitad del río no construida, y se ha rellenado el depósito para la presa de las Tres Gargantas, un gran hito para el mayor proyecto hidroeléctrico del mundo.

El dique de la presa gigante en Yichang, en la provincia central de Hubei, deberá cerrarse y el agua del río Yangtsé, propenso a las inundaciones, comenzará a formar un depósito de 632 kilómetros. Se sumergirán finalmente 29 millones de metros cuadrados de tierra.



En el primer cuarto de turbinas instalado en noviembre pasado, se generarán setecientos MW, y se espera contar para el siguiente año con un complejo de veintiséis turbinas para producción de energía, todo el proyecto se espera estar totalmente terminado para el año 2014, se espera que este proyecto genere electricidad igual o mayor a dieciocho plantas nucleares.

El río Yangtze es el tercer río más grande del mundo, con una extensión de seis mil trescientos ochenta kilómetros, y sus inundaciones han matado a más de 300.000 personas sólo en el último siglo y se sitúa detrás de los ríos Amazonas y Congo en términos de caudal de agua.

La energía será empleada por las grandes ciudades que viven en la superpoblada cuenca del río, especialmente en Shanghai.

TERCERA FASE

La tercera y última fase del proyecto involucrará más construcción de instalaciones de transmisión y transferencia de energía, incluyendo 3,100 kilómetros de líneas alternas, 2,000 kilómetros de líneas directas, así como la expansión de capacidades de transformación e inversión de energía.

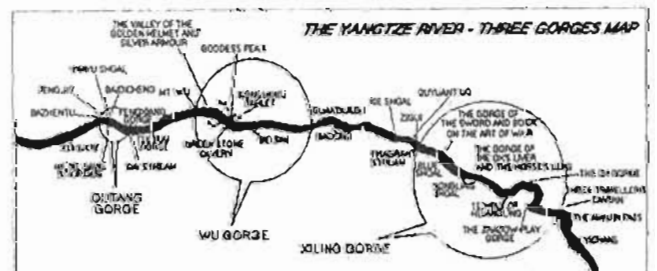


ALGUNOS FACTORES DEL PROYECTO DE LAS TRES GARGANTAS

- Se espera que el proyecto dure 17 años, término 2009
- 250000 trabajadores incluidos en el proyecto
- Dicho proyecto de las tres gargantas inundará 632 kilómetros cuadrados de tierra
- 1.2 millones de personas reubicadas por la presa.
- Incluye 26 turbinas hidroeléctricas para una producción esperada de 18.2 millones de kilowatts
- Con un total de 26.43 millones de metros cúbicos de concreto, que es el doble del proyecto Itapu en Brasil.
- El trabajo se ha repartido entre empresas Canadienses y Chinas para dicho proyecto.

Mapa de las tres gargantas

Algunos expertos afirman que aunque se dice esperar no tener alguna consecuencia de impacto ambiental, existirán algunos cambios hidrológicos en el sistema y en el ambiente, como también se afirma que debido a las grandes masas de agua en esta zona acumuladas y a principios físicos de acumulación de masa y materia existirá una pequeña alteración en el movimiento rotacional de la tierra.



CAPITULO 3

**NUEVOS PROYECTOS EN MÉXICO
(CASO P.H EL CAJÓN)**



Comisión Federal de Electricidad

**PROYECTO
HIDROELÉCTRICO EL
CAJÓN**



Proyecto Hidroeléctrico El Cajón, Nayarit

El proyecto hidroeléctrico El Cajón forma parte del Sistema Hidrológico Santiago, que comprende a 27 proyectos con un potencial hidroenergético de 4,300 MW, del cual sólo se ha desarrollado el 32% mediante la construcción de seis centrales. El Cajón ocupa el segundo lugar en potencia y generación dentro del sistema, después de la Central de Aguamilpa-Solidaridad.

Los estudios básicos en el sitio demostraron la factibilidad del proyecto y condujeron a la realización de estudios específicos para precisar el conocimiento topográfico, geológico, geotécnico, social y ambiental del área.

Su embalse contribuirá a regular los escurrimientos de su cuenca y beneficiará a la Central Aguamilpa, ya que al recibir su vaso las aportaciones reguladas del río, incrementará 69.61 GWh su generación firme y se reducirán las probabilidades de derrama por el vertedor.

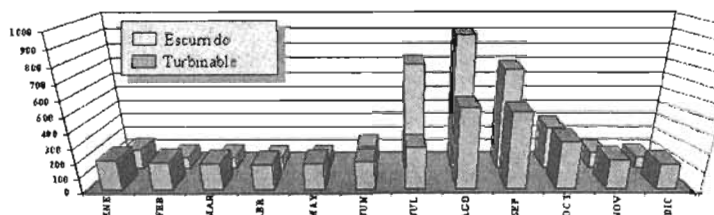
El aprovechamiento está conceptualizado como planta para picos de consumo de energía eléctrica con una potencia total instalada de 750 MW con 2 unidades generadoras y una generación media anual de 1243 GWh.

Estudios Básicos

Hidrología

Temperatura media mensual máxima de 32° C en el mes de mayo y mínima de 23,2° C en el mes de enero. Evaporación media mensual máxima de 317,8 mm en mayo y mínima de 129 mm en diciembre. Precipitación media mensual máxima de 234,6 mm en julio y mínima de 10,7 mm en diciembre. Escurrimiento medio mensual máximo de 918,8 millones de metros cúbicos en el mes de agosto y mínimo de 83 millones de metros cúbicos en febrero. En la zona de las obras, la temporada de lluvias se presenta muy marcada entre los meses de junio a octubre y el estiaje entre los meses de noviembre a mayo. Durante el invierno se presentan lluvias en un porcentaje ligeramente mayor al 5% de la media anual.

Área de la cuenca aportadora	54,198 km ²
Volumen de escurrimiento medio anual histórico (1949-1997)	4,077 hm ³
Volumen de escurrimiento medio anual menos usos futuros (1998-2046)	3,357 hm ³
Volumen medio aprovechable	3,183 hm ³
Gasto medio aprovechable (1998-2046)	101 m ³ / s
Gasto máximo registrado	7,029 m ³ / s
Gasto de pico avenida de diseño para desvío	6,711 m ³ / s
Periodo de retorno	100 años
Gasto de diseño para el vertedor	15,900 m ³ / s
Periodo de retorno	10,000 años



Volúmenes MEDIOS MENSUALES (millones de m3)

Geología y Geotecnia

Existe un profundo conocimiento de la geología del sitio y de las discontinuidades estructurales existentes en el macizo rocoso. Han sido abundantes los trabajos geofísicos, geológicos, de perforación, permeabilidad y piezometría. Se han excavado cuatro socavones y varias trincheras en las márgenes como apoyo a los estudios.

Adicionalmente, se han llevado a cabo amplios estudios en los bancos de materiales (aluvión del río y enrocamiento) y realizado una extensa campaña de investigaciones geotécnicas para definir los parámetros de resistencia, deformación y permeabilidad del macizo rocoso.

En la actualidad existen suficientes estudios y análisis geológico-geotécnicos que han permitido prediseñar las obras civiles con suficientes márgenes de seguridad y estimar su costo con certidumbre.

La boquilla del P.H. El Cajón está enmarcada geológicamente por unidades de diversa litología y edad, desde rocas metamórficas del Precenozoico e ígneas del Oligoceno al Cuaternario. Existen rocas metavulcanosedimentarias, granitos, andesitas, flujos y emisiones piro clásticas ácidas, derrames basálticos, diques de composición granítica, andesítica y diabásica; depósitos vulcano sedimentarios, aluviones de paleo cauce, depósitos pumiciticos, lacustres, de talud y de aluvión reciente.

Desde el punto de vista geológico estructural, el macizo rocoso del proyecto se encuentra intrusionado, basculado y claramente delimitado por fallamiento regional, que permitió la definición de bloques y sub-bloques. De acuerdo a los estudios realizados, las obras se emplazarán principalmente en roca ignimbrita de composición riódacítica, la cual se diferenció en 3 unidades denominadas TicU1, TicU2 y TicU3, entre estas unidades aparecen dos horizontes aglomerados, uno de 5 m de espesor entre las unidades 2 y 3, y otro de 22 a 25 m de espesor ubicado en la unidad 2.

En el macizo rocoso del sitio donde se ubican las obras y en especial en la margen izquierda. Esta situación implica que en la margen izquierda se prevea tener mayores tratamientos a la roca para la construcción de las obras exteriores y subterráneas.

Localización

El sitio previsto para la construcción de las obras del proyecto se encuentra a 47 km en línea recta de la ciudad de Tepic, en dirección sureste. En el Estado de Nayarit al oriente de la Ciudad de Tepic en los municipios de La Yesca y Santa María del Oro, en terrenos comunales del poblado Cantiles, sobre el río Santiago a 60 km aguas arriba de la C.H. Aguamilpa; sus coordenadas geográficas son 21° 25' 41" de latitud norte y 104° 27' 14" de longitud oeste.

Obras principales

El proyecto considera: una cortina de materiales graduados y cara de concreto de 186 m de altura; (la segunda en el mundo en su tipo, después de Aguamilpa). La Obra de desvío mediante dos túneles de sección portal y dos ataguías (la mayor de 65 metros de altura máxima); vertedor de excedencias controlado; y casa de máquinas subterránea, con dos grupos turbogeneradores (750 MW).

Desarrollar el camino de acceso de 43 km de longitud y dos líneas de un circuito de 400 kv, con longitud total aproximada de 25 km.

Realizar: obras de desarrollo social y protección ambiental.

Alcance del proyecto: ingeniería complementaria; construcción de obras civiles; suministro e instalación de equipos y sistemas electromecánicos; suministro de repuestos y herramientas especiales; montaje, pruebas y puesta en servicio; fletes, seguros, manejo aduanal y capacitación.

La supervisión se hará por medio de un sistema de calidad.

Cortina

Consiste en una cortina de Enrocamiento con cara de concreto, el cuerpo de la misma se compone de materiales graduados que dan apoyo a la cara de concreto formada con tableros de aproximadamente 15,0 m de ancho y espesor variable, la cara de concreto se apoya en el plinto que además de esta función sirve como plataforma para realizar las inyecciones de consolidación y pantalla impermeable que junto con un sistema de galerías excavadas en ambas laderas adyacentes al empotramiento de la cortina formaran el plano de estanqueidad.

La cara de concreto contará con un sistema de sellos y juntas de cobre y P.V.C.; que serán colocadas en todas las juntas de la cara de concreto y en la junta perimetral plinto-cara de concreto, estas protecciones deben garantizar que las filtraciones sean mínimas. Para medir estas filtraciones, se ubicará una galería filtrante al pie de la cortina en la zona aguas abajo, de tal manera que por ella se capten todas las filtraciones que ocurran por el cuerpo de la presa y se pueda medir el gasto de filtración en cualquier época del año.

Tipo	Enrocamiento con cara de concreto	
Elevación de la corona	394,00	m.s.n.m.
Elevación máxima del parapeto	396,00	m.s.n.m.
Elevación máxima de Terracerías	390,00	m.s.n.m.
Longitud de la corona	611,5	m
Altura total al desplante	186,0	m
Elevación de desplante	210,00	m.s.n.m.
Talud aguas arriba	1,5 : 1	
Talud aguas abajo	1,48 : 1	
Altura bordo libre	2,0	m
Excavaciones a cielo abierto	1 969 661	m ³
Excavaciones subterráneas	9 543	m ³
Terracerías	11 492 992	m ³
Concretos	81 571	m ³
Sobreacarreo	2 197 631	m ³ / km
Acero de refuerzo	5 582	t
Instrumentación	1	lote
Barrenación para consolidación e impermeabilización	93 497	m
Perforación para drenaje	1 110	m
Anclaje perforación y acero en metros lineales	25 153	m
Malla electrosoldada en laderas	19 000	m ²
Concreto lanzado	2 535	m ³
Bombeo en exceso	35 040	h

Obras de desvío

Consiste en dos túneles de sección portal de 14 x 14 m y una longitud de 734,09 m y 835,06 m, localizados en la margen izquierda del río, excavados en roca, revestidos de concreto hidráulico en la plantilla y concreto lanzado en paredes y bóveda, diseñados para transitar la avenida de diseño (6711m³/s).

Los portales de entrada y salida serán excavados en roca, cada túnel cuenta con una lumbrera revestida de concreto para alojar y operar los obturadores accionados por malacates estacionarios para el control del flujo de agua.

La compuerta se deslizará a través de una lumbrera vertical revestida de concreto por medio de un malacate; el mecanismo instalado estará en la plataforma junto al marco que soportará la compuerta durante el cierre final

Se complementa con dos ataguías, construídas con materiales graduados. El núcleo impermeable de ambas ataguías (una a cada lado de la cortina) estará ligado a una pantalla impermeable construída sobre aluvión, hasta la roca sana del fondo del cauce del río para evitar filtraciones hacia la zona de construcción de la cortina, garantizando la correcta construcción del núcleo y pantalla impermeables, para tener las condiciones adecuadas en la zona del desplante del plinto, lo cual consiste en tener seca dicha zona, es conveniente realizar la construcción de las ataguías antes del periodo de lluvias.

Para la estabilización de las excavaciones se deberán realizar los tratamientos al macizo rocoso, consistentes en: preanclajes, anclajes, concreto lanzado, y en los portales de entrada y salida se deberán utilizar ademes metálicos.

Obras de Control y Excedencias

Diseñada para un gasto máximo de 15 900 m³ / s ; inicia en un canal de llamada excavado a cielo abierto en la margen derecha, la zona de control está formada por el cimacio y pilas de concreto reforzado para conformar 6 vanos equipados con compuertas radiales operadas por servomotores y grúa pórtico para los obturadores; el canal de descarga (95,00 m de ancho) es de sección rectangular revestido con concreto reforzado y 6 aireadores en el piso, está dividido por un muro longitudinal, rematando en una cubeta deflectora tipo salto de sky.

Obras de Generación

Se localiza en margen derecha; consiste en una obra de toma de concreto reforzado y rejillas metálicas, la estructura de control está compuesta por dos compuertas deslizantes de servicio operadas con servomotores; la conducción del agua hacia casa de máquinas se efectuará por 2 túneles circulares a presión, de concreto reforzado en su primera parte y posteriormente revestidos con camisa metálica.

La casa de máquinas es subterránea y su ingreso será por un túnel vehicular. La obra se complementa con la galería de oscilación y el túnel de desfogue, ambos excavados en roca.

La subestación se ubicará en una plataforma exterior y será blindada tipo sf6.

La casa de máquinas se encuentra alojada en una caverna excavada en roca, sus losas, muros y bóveda son de concreto reforzado, equipada con dos grupos turbogeneradores, las turbinas son tipo Francis de eje vertical.

Se ingresa a ella mediante un túnel de acceso vehicular dimensionado de acuerdo con las partes más grandes de los equipos que se van a instalar.

Cuenta con un sistema forzado de ventilación por medio de tres lumbreras verticales y una lumbrera más para contener todos los cables de control, fuerza y medición.

En la casa de máquinas se instalarán dos grúas viajeras con la capacidad conjunta para realizar el montaje y los servicios de mantenimiento de todos los equipos y sistemas auxiliares de los turbogeneradores.

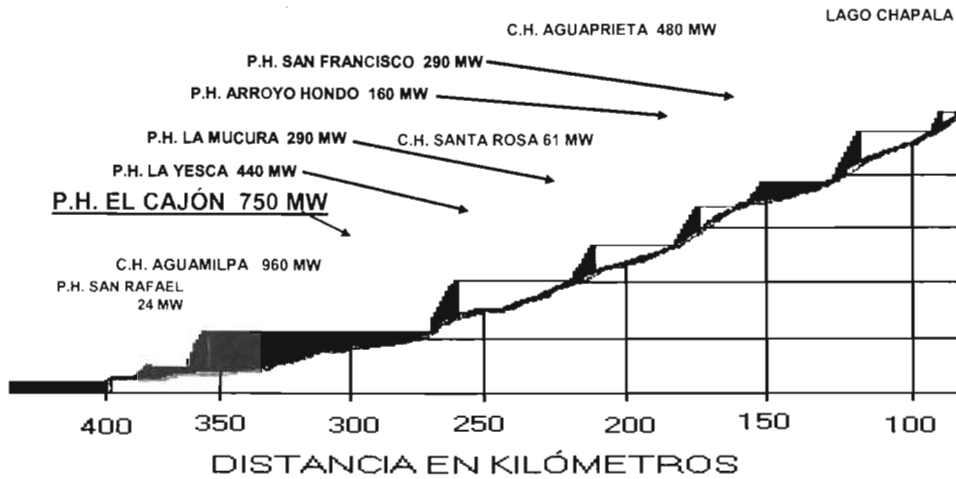
También se debe instalar una turbina auxiliar tipo Francis de eje horizontal, para suministro de energía eléctrica para los servicios auxiliares de la central en caso de emergencia.

La energía se conduce a través de lumbreras verticales hasta la superficie, por medio de buses de fase aislada a los transformadores que van a elevar el voltaje de 17 a 400 kV.

La subestación debe ser del tipo blindado, con dispositivos en atmósfera de hexafluoruro de azufre (SF₆) y se alojará en un edificio construído en una plataforma a cielo abierto; de manera similar se ubican los transformadores de potencia, casetas de ventilación, control, baterías y la subestación blindada de servicios auxiliares de la central con una tensión 13.8 kV.

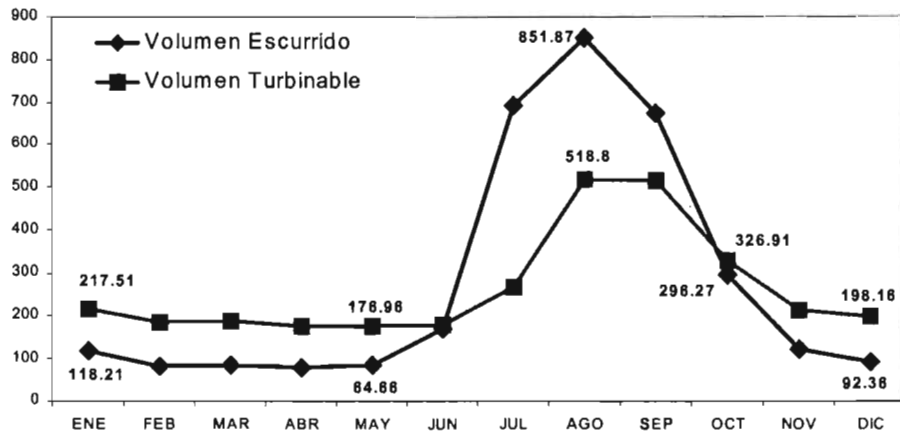
Proyecto Hidroeléctrico El Cajón

SISTEMA HIDROELÉCTRICO DEL RÍO SANTIAGO

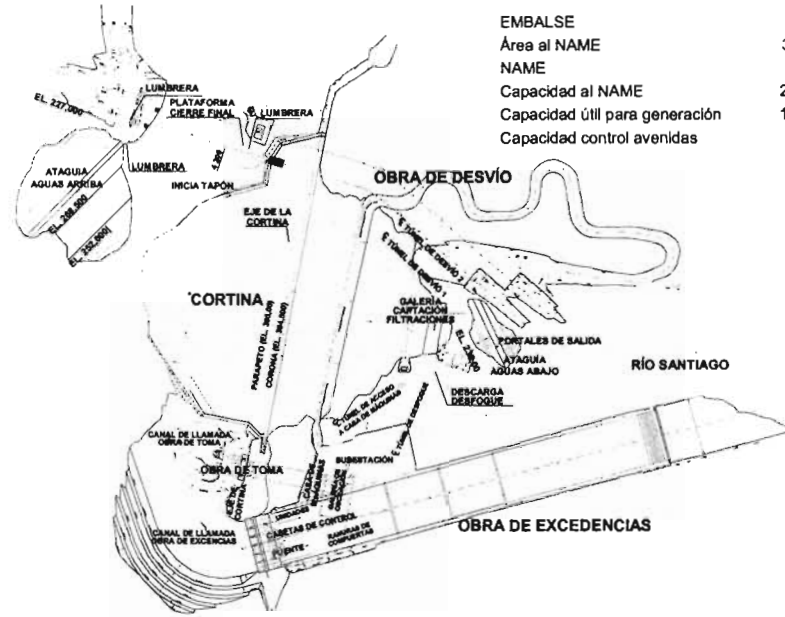


P.H. El Cajón: Hidrología

- Área de la cuenca 54 198 km²
- VMA menos usos y retornos futuros (1998-2046) 3 326 hm³
- Gasto medio aprovechable (1998-2046) 105 m³/s
- Gasto de la avenida de diseño para desvío 7 029 m³/s
- Gasto de la avenida de diseño para vertedor 15 915 m³/s

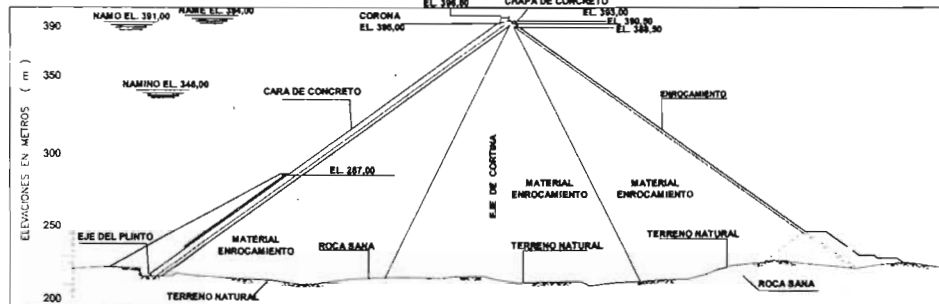


Esquema general



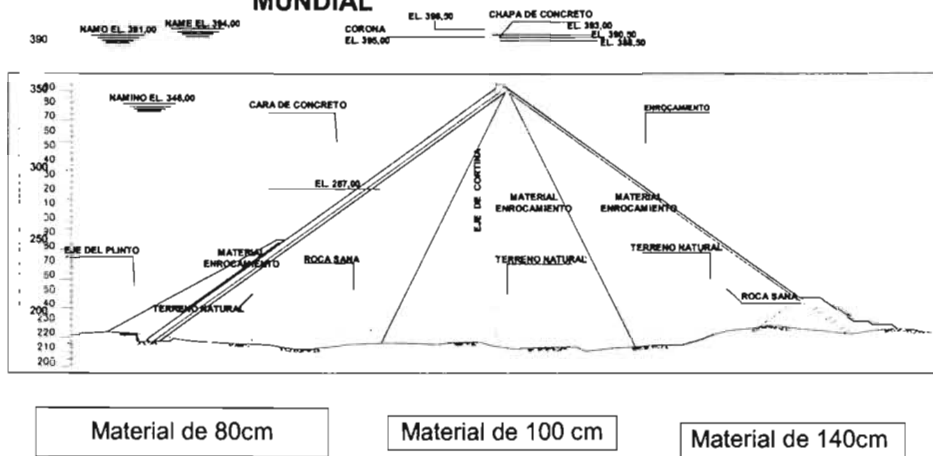
EMBALSE	
Área al NAME	3 982.0 ha
NAME	394.0 msnm
Capacidad al NAME	2 389.2 Mm ³
Capacidad útil para generación	1 316.2 Mm ³
Capacidad control avenidas	117.5 Mm ³

Obra de contención



Excavaciones a cielo abierto	1 969 661 m ³
Terracerías	10 300 000 m ³
Concretos	81 571 m ³

APORTACIÓN A LA INGENIERÍA A NIVEL MUNDIAL



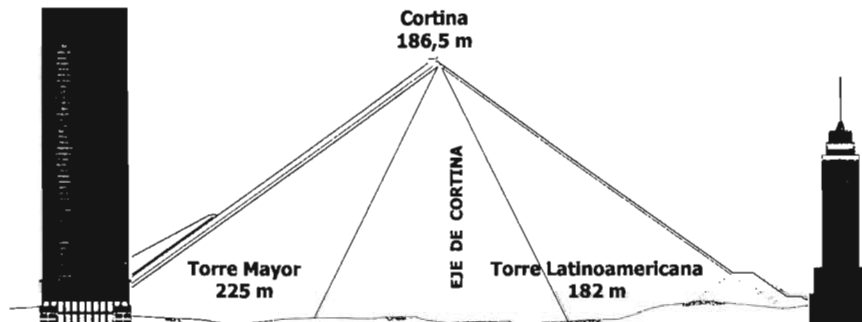
Obra de contención

TIPO Enrocamiento con cara de concreto

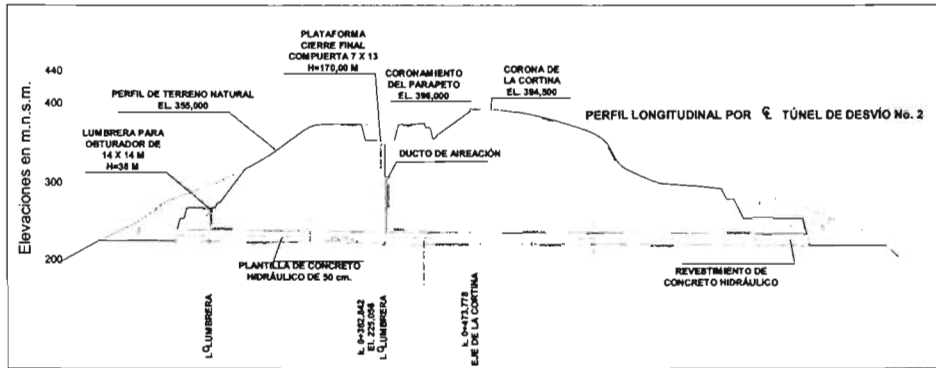
ALTURA 186,5 m

VOLUMEN 10,3 Mm³

(de roca, equivalente a casi 10 veces la pirámide del Sol)

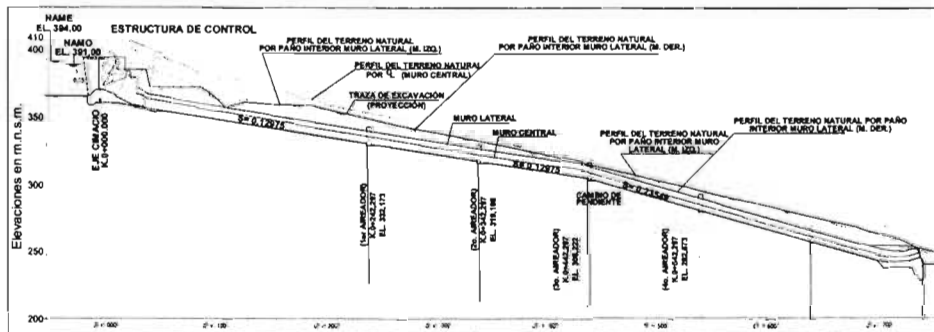


Obra de desvío



Excavaciones a cielo abierto	937 757	m ³
Excavaciones subterráneas	307 446	m ³
Concretos con acero de refuerzo	70 550	m ³
Marcos metálicos	2 038	t
Longitud túnel	734,09 y 811,023	m
Diámetro del túnel (sección portal)	14	m

Obra de excedencias



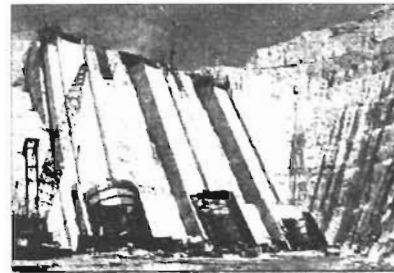
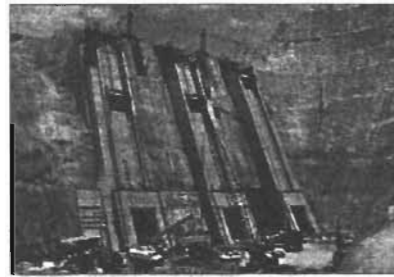
Excavaciones a cielo abierto incluye canal de llamada	4 840 802	m ³
Concretos	156 786	m ³
Concreto lanzado	6 380	m ³
Compuertas radiales 12 x 20.70 m y un puente de maniobras	6	

Obra de generación

Bocatomas y guías de izaje para compuertas en la obra de toma.

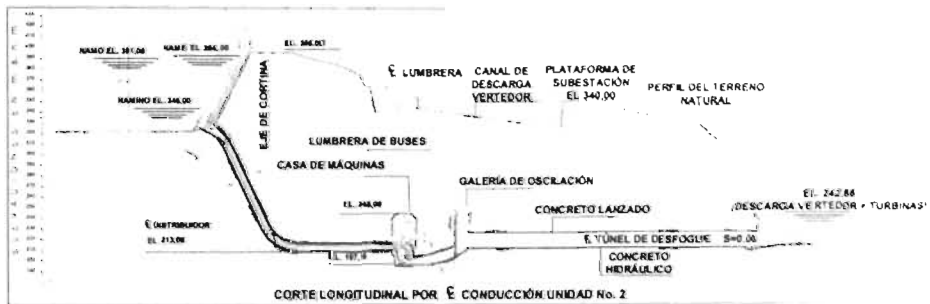


Panorámica de la obra de toma.



Montaje de las rejillas en las bocatomas de las unidades en la obra de toma

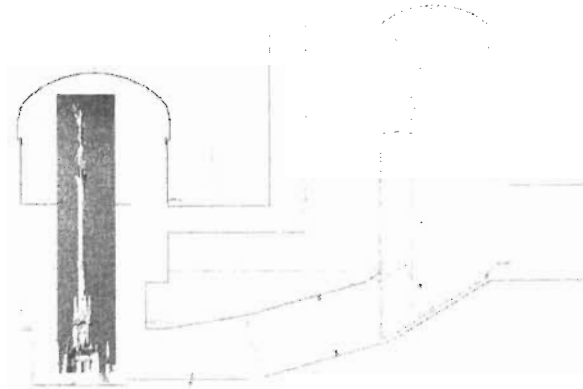
...obra de generación



Excavaciones a cielo abierto	463 612	m ³	Galería de Oscilación	
Excavaciones subterráneas	289 129	m ³	Tipo	Subterránea
Concretos	78 429	m ³	Dimensiones	16.0 x 66.70 m
Obra de Toma			Altura máxima	52.75 m
Dimensiones del vano	6.24 x 7.95	m	Desfogue	
	(ancho / alto)		Tipo	Sección portal
Longitud de tubería a presión	259.77	m	Longitud	310.33 m
Casa de Máquinas			Dimensiones (diámetro)	13.9 m
Tipo		Subterránea		
Dimensiones	22.2 x 97.5 x 49.5	m		
	(ancho / largo / alto)			

...obra de generación

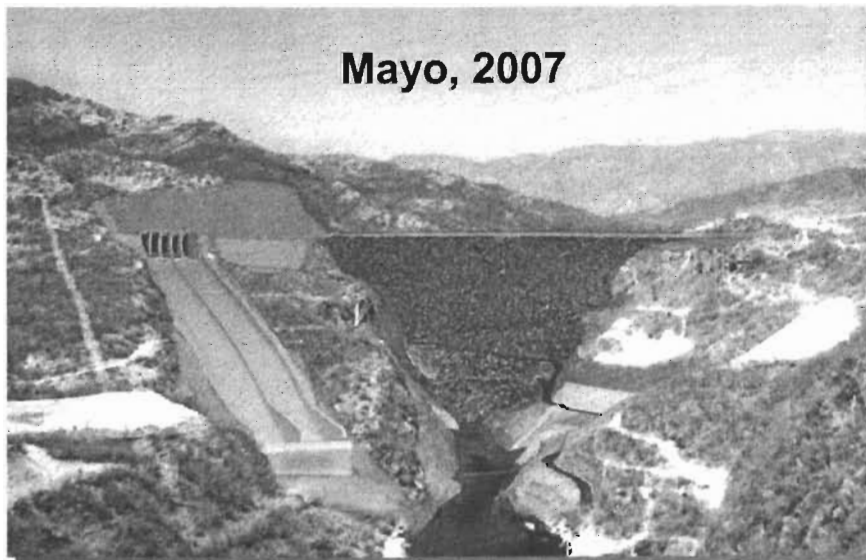
Aloja 2 turbinas de 375 MW cada una, con las cuales se producirán 1 228 GWh/año, equivalente a 1,5 veces el consumo del estado de Nayarit.



Columna de la
Independencia
42,6 m

Casa de máquinas	Tipo caverna
Dimensiones de la casa de máquinas	
Ancho:	22,2 m
Largo:	97,5 m
Alto:	49,5 m

Proyecto Hidroeléctrico El Cajón



CAPITULO 4

TURBINAS ORIGEN Y EVOLUCIÓN

Turbinas. Origen y Evolución

La palabra turbina viene del latín turbo-inem, que significa rotación o giro de cualquier cosa.

Las primeras máquinas usadas, como ya se ha dicho fueron las ruedas hidráulicas tangenciales. Estas aparecen en Alejandría y Egipto en los principios de la era cristiana. Los romanos convirtieron la rueda hidráulica en una fuente de fuerza mecánica, en usos como el de los molinos. La historia recoge el nombre de Vitruvius como el Ingeniero que llevó a cabo tal modificación.

El primer documento histórico en donde se muestra graficamente una turbina, es la figura siguiente, que es una reproducción de:

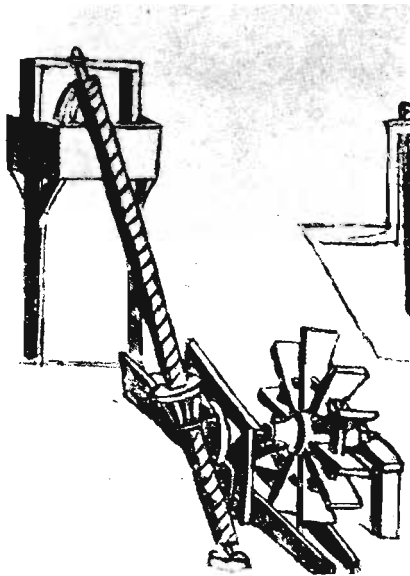


Figura 4-1 Una de las primeras ideas sobre ruedas tangenciales acoplada a una máquina de elevación de agua. Publicación de *Codice Atlántico*.

1a. hoja 1 bis r-b del famoso documento *Codice Atlántico*. La idea de este dibujo es atribuida a Leonardo Da Vinci. La instalación es desde luego un dispositivo basado en un tornillo de Arquímedes, pero el motor que lo mueve parece ser ya una rueda tangencial, es decir, una precursora de la rueda Pelton.

En la figura 4.2 se muestra una reproducción de una instalación hidráulica del Siglo XVI. Cualquiera que sea el origen de este grabado y muy por encima de los errores hidráulicos que se observan en la figura, se pueden notar dos tipos de rueda que a simple vista nos dan una idea de una rueda tan-

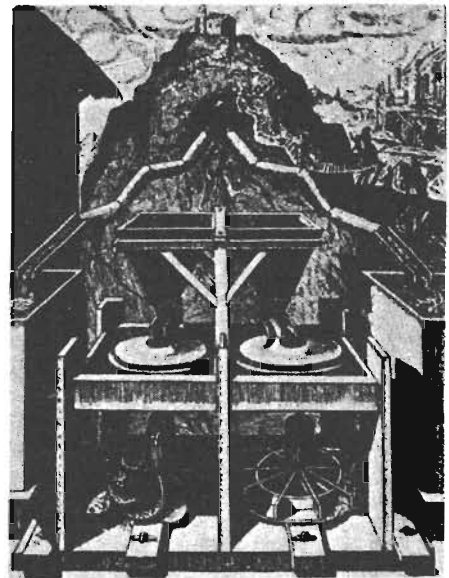


Figura 4-2. Grabado del Siglo XVI, mostrando las ruédas, precursoras de las turbinas.

gencial la de la derecha, y la otra, también tangencial podría decirse que es el rodete de una turbina de acción sin el anillo inferior.

La figura 4.3 publicada más tarde en Francia en el año 1737, muestra la realización que se tenía en ese tiempo de las turbinas hidráulicas.

A pesar de los dos siglos transcurridos, los conocimientos de hidráulica, no habían adelantado en las ideas de las turbinas. Nótese en la figura que el agua llegaba a la rueda por un canal abierto, sin embargo ya se pensaba en un dispositivo de regulación.

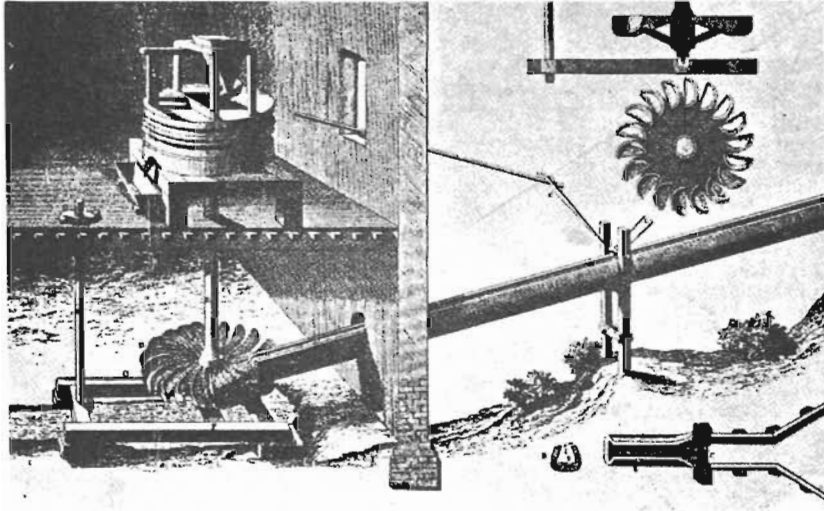


Figura 4-3. Dibujo de una instalación real efectuada en Francia a principios del Siglo XVIII.

En el siglo pasado nacieron algunas turbinas, según la cronología anexa.

Cronología

- 1827. Fourneyron inventa la primera máquina hidráulica prácticamente utilizable que transformó posteriormente en turbina de reacción. Regulación del nivel de agua por medio de diversas coronas. A ser posible, conviene funcione con un caudal constante y salto variable.
- 1841. Henschel. Jonval: Primera turbina axial de reacción con tubo de aspiración: regulación del nivel de agua por medio de varias coronas: caudal lo más constante posible, salto variable.
- 1842. Rueda tangencial de Zuppinger, para grandes saltos y caudales reducidos.
- 1843. Fontaine construyó la turbina Jonval para saltos constantes y caudales variables, trabajando a libre desviación. Regulación simultánea de todas las células.
- 1848. Schwamkrug: Primera turbina parcial para grandes saltos y caudales reducidos.

- 1849. Francis.
- 1851. Girard perfeccionó la turbina Fontaine, regulando las células consecutivamente asegurando su ventilación y construyendo la turbina parcial; salto lo más constante posible.
- 1860. Haenel, Knop y Lehmann construyeron la turbina Girard en forma de turbina límite para caudales y saltos variables.
- 1872. Fink: Paletas directrices giratorias; primera regulación correcta de las turbinas de reacción (regulación de la presión en el intersticio).
- 1873. Voith construye la primera turbina Francis con paletas Fink.
- 1880. Rueda Pelton.
- 1912. Primeros experimentos con la turbina Kaplan.
- 1925. Puesta en marcha de la primera turbina Kaplan, de grandes dimensiones (*).

* Actualmente sólo se construyen tres tipos: Pelton, Francis y Kaplan.

TURBINAS DE GAS

Una turbina de gas es una máquina térmica que incluye un generador de gases calientes bajo presión y una turbina en la que se efectúa la explosión de estos gases.

PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA DE GAS:

El principio de funcionamiento es el siguiente:

El aire tomado a la presión atmosférica es aspirado en un compresor que lo forza dentro de una cámara de combustión que recibe al mismo tiempo un combustible. Este combustible que puede ser líquido (combustible destilado) o gaseoso (gas natural), se quema con un gran exceso de aire y produce gases a alta temperatura (alrededor de 1000°C).

Estos gases calientes son enviados a una turbina donde se expanden hasta la presión atmosférica. La turbina está acoplada a un alternador, donde se produce energía eléctrica.

El rendimiento específico de una instalación es bastante bajo ya que la temperatura de los gases de escape es muy elevada (500°C).

Se puede ilustrar el funcionamiento de una turbina de gas por medio de un diagrama de temperatura-entropía.

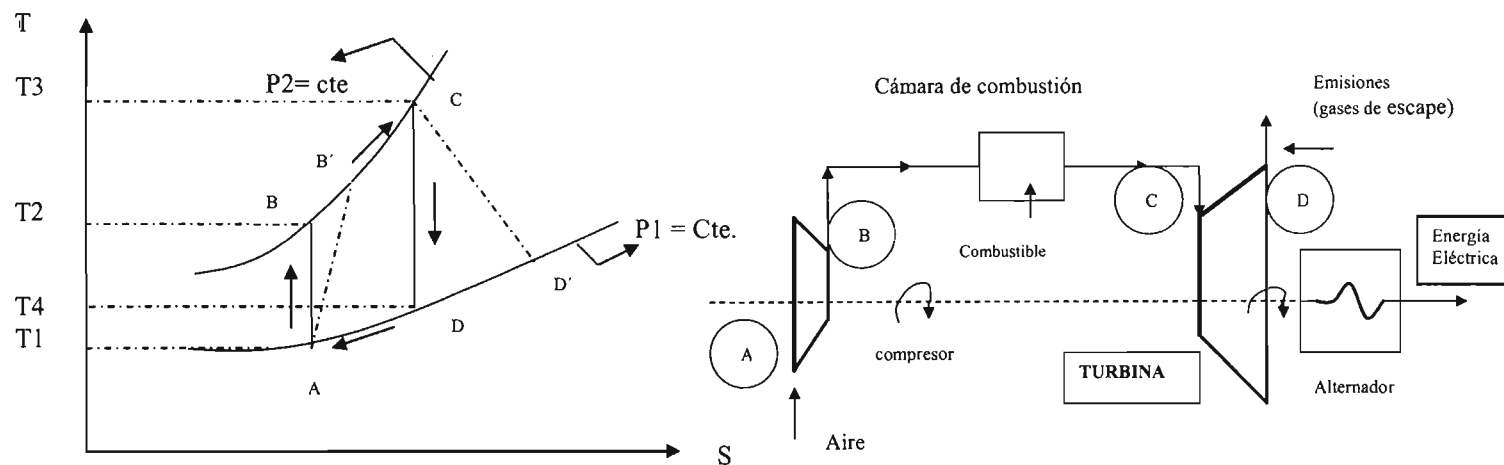
El ciclo ideal está constituido de dos curvas isentrópicas y de dos isobáricas.

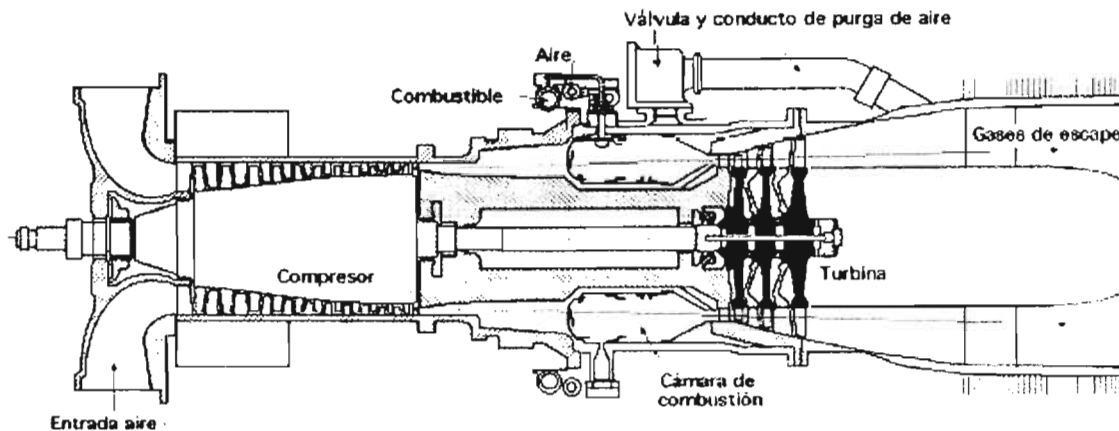
Las dos isobaras P_1 y P_2 corresponden a las presiones antes y después de la compresión de los gases.

- Tramo AB. El aire se comprime isentrópicamente, la presión pasa de P_1 a P_2 Y la temperatura de T_1 a T_2 .
- Tramo BC. ES la fase de calentamiento del aire en la cámara de combustión. Este calentamiento del aire en la cámara de combustión. Este calentamiento se efectúa a la presión constante (P_2). La temperatura se eleva de T_2 a T_3 .
- Tramo CD. Los gases calientes (T_3) son admitidos en la turbina donde se expanden de manera isentrópica. La presión desciende a P_1 . La temperatura baja a T_4 .
- Tramo DA Esta parte del ciclo es imaginaria. Corresponde al enfriamiento de los gases de escape. (Se supone que se trata del mismo aire que recorrió el ciclo.)

En la práctica, debido a las pérdidas, no se tienen transformaciones isentrópicas. Es preciso sustituir AB por AB' CD por CD'

El esquema de una instalación de turbina de gas es el mostrado en la siguiente figura.



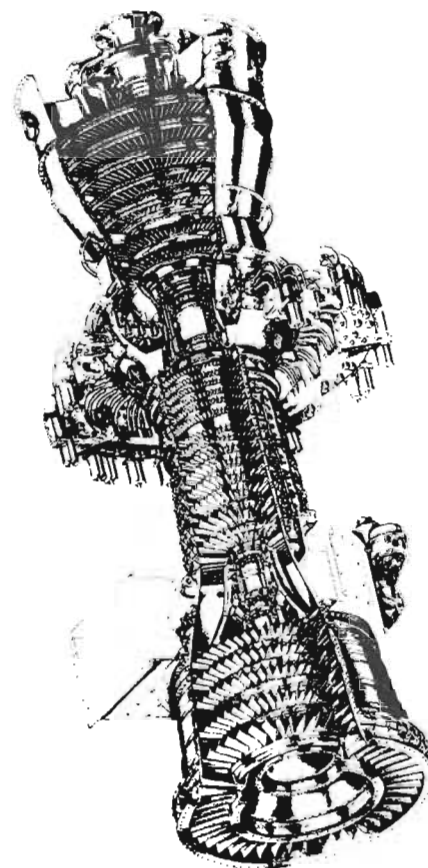
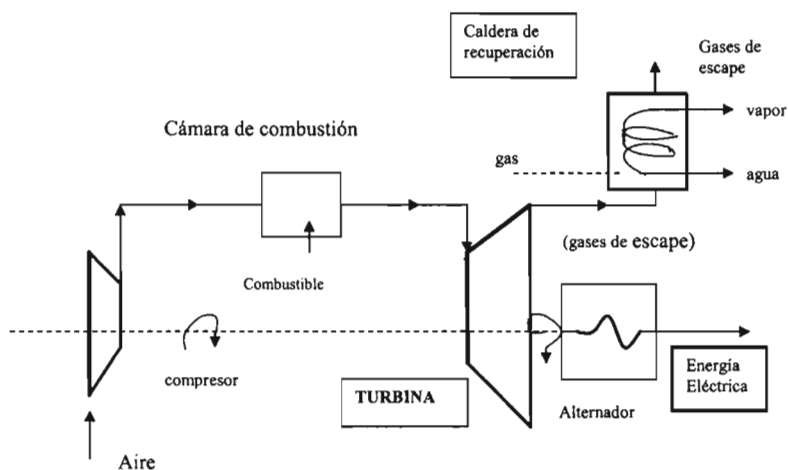


CORTE DE UNA TURBINA DE GAS

UTILIZACIÓN DE UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN

Como la temperatura de los gases que se escapan de la turbina es elevada (500 °C) es necesario tratar de mejorar el rendimiento global del ciclo recuperando el calor sensible de los gases de escape. Como la proporción de oxígeno de ellos dista mucho de ser despreciable (10 a 12 %), se tiene que instalar además una caldera de recuperación utilizando dichos gases como comburente. Se tiene así una “postcombustión”. El calor recuperado en los gases de escape (con o sin postcombustión) permite producir vapor siguiendo el curso en el esquema mostrado en la figura siguiente.

TURBINA DE GAS

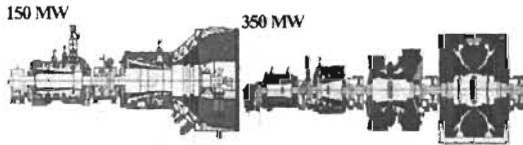


En este procedimiento, la extracción previa del vapor no provoca prácticamente disminución en la producción de electricidad. Por el contrario, incluso es posible aumentar la producción asociando un segundo turboalternador a la caldera de recuperación que cede entonces su calor útil a contrapresión, o por extracción previa.

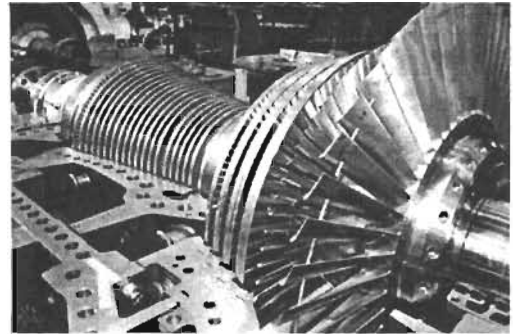
TURBINAS DE VAPOR

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

Siempre se debe tener en cuenta que la turbina es un equipo que gracias a la velocidad adquirida por un fluido motor, permite hacer girar la flecha que puede mover por sí mismo otro equipo (un alternador, por ejemplo)



TURBINA DE VAPOR



PLANTA TERMOELÉCTRICA

Se distinguen dos grandes categorías de turbinas:

a) Turbinas de acción (o impulso)

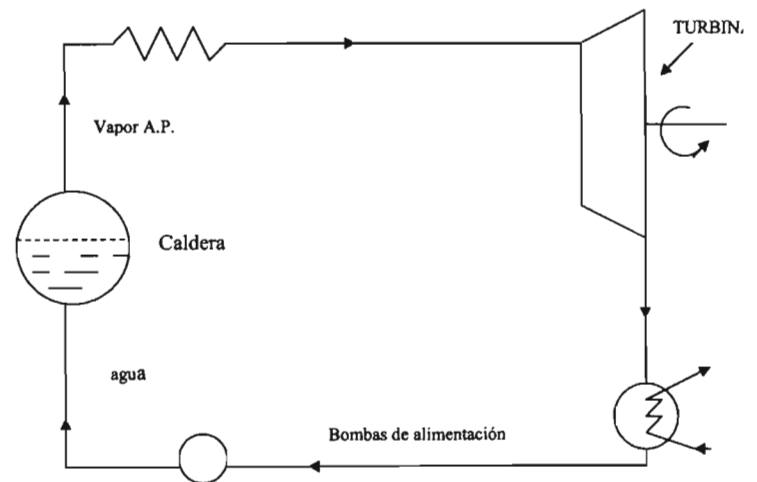
En una turbina de acción, la energía del vapor se transforma por expansión en las toberas en energía cinética. A continuación, el vapor es enviado a una elevada velocidad, a los álabes de la parte móvil. La caída de presión se efectúa prácticamente en su totalidad en las toberas. Es el cambio de magnitud y dirección de la velocidad del vapor contra los álabes lo que provoca la rotación de los mismos.

Las turbinas de Laval (de una sola etapa), las de Curtiss (con varias etapas de velocidad) y las de Rateau (con varias etapas de presión) funcionan según este principio.

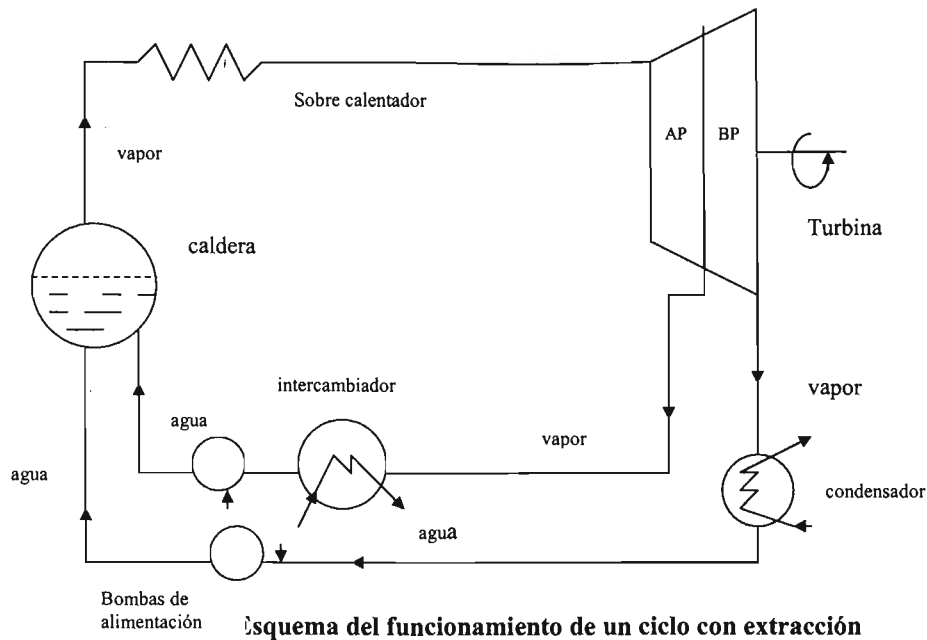
b) Turbinas de reacción

A diferencia de las turbinas de acción, en las turbinas de reacción la pérdida de carga no tiene lugar exclusivamente en las toberas, sino que continúa en los álabes móviles (turbina diseñada por Parsons).

Para una caída de presión idéntica, las turbinas de reacción deben tener una mayor cantidad de etapas que las turbinas de acción, debido a las velocidades periféricas.



Esquema del funcionamiento de un ciclo de condensación.



CALDERAS

Mecanismo de flujo a dos fases.

Flujo a dos fases de una misma sustancia química (por ejemplo, agua líquida – agua vapor) en el interior de tubos cilíndricos.

En los generadores de vapor tradicionales, los tubos son calentados por las llamas o los gases procedentes de una combustión. Se sabe que los coeficientes de convección gaseosa son muy bajos, inferiores en todo caso a los que se observan entre una pared y un líquido o calor está regida por lo que sucede en el exterior de los tubos.

No sucede lo mismo con los generadores nucleares, donde el fluido llamado primario, que es un líquido en contacto casi directo con las barras de combustible nuclear, cede calor a un segundo fluido, el termodinámico, para vaporizarlo antes de que se dirija a las turbinas. A eso se debe que los coeficientes de convección de uno y otro lado de los tubos del intercambiador sean del mismo orden; el coeficiente interno puede asimismo hacerse, netamente más pequeño si el fluido primario fuera un metal líquido. Por lo tanto, para la transferencia entre la pared y el flujo a dos fases, es conveniente contar con la información más precisa que sea posible.

TRANSFERENCIA DE MASA Y TRANSFERENCIA TÉRMICA

Cuando una pared cede (algebraicamente) calor a una mezcla Líquido –vapor, se produce un cambio de estado, es decir, una transferencia de masa de una de las fases con respecto a la otra. En el caso de un aporte de calor. Hay una disminución de la

fase líquida. Cuando existe una superficie continua de separación entre el líquido y su vapor, se emplea el término evaporación. En el caso general, la superficie intermedia es discontinua: está constituida en la superficie de una gran número de burbujas que contienen la fase de vapor, se trata de la ebullición.

Si al contrario, se trata de una extracción de calor, se tiene entonces una condensación.

En todos los casos, la transferencia de masa implica un desequilibrio termodinámico. En la proximidad de un mismo punto, las temperaturas de las dos fases generalmente son diferentes, lo mismo que sus presiones. Durante la ebullición en particular, la presión del vapor es superior a la del líquido debido a las tensiones interfaciales.

FLUJO CRÍTICO

También conocido como “densidad crítica de flujo” y desempeña una función fundamental en las operaciones industriales.

En efecto la temperatura θ de la pared por lo general no constituye un dato del problema. Es más bien la densidad de flujo la que es importante debido al medio exterior: radiación de una flama, resistencia eléctrica, etc. La pared se equilibra a una temperatura θ que iguala el flujo exterior y el flujo transmitido por la pared a la masa fluida.

Este fenómeno de flujo crítico se manifiesta en todos los problemas de ebullición independientemente de cuál sea su configuración geométrica: placa, tubo, etc.

El campo de la energía de vapor

Existen cuatro tipos de combustible motores de calor hoy en uso: el motor recíproco de combustión interna, la turbina de gas, poder de vapor, y el cohete. El motor de combustión interna es predominante en tierra y mar en vehículos como el automóvil, bulldozer, combinado, y motores de barcos. La turbina de gas, en la forma de motores de jet, es predominante en las aeronaves de motores de propulsión, y el cohete es el único motor para vehículos espaciales. El poder del vapor es predominante en generación de electricidad en plantas termoeléctricas, nucleares y de combustibles fósiles. Cada uno de los cuatro tipos de motores de calor tiene su propio campo de aplicación, y los límites entre estos campos es estable entre un periodo corto de años, pero es flexible a través de un largo periodo de la historia, por las interacciones entre estos cuatro tipos y la competencia con otras fuentes de energía como turbinas de agua y las celdas combustibles.

Breve historia del desarrollo de la energía térmica.

Todas las tecnologías que tienen un futuro comienzan en campos en los que no están idealmente ubicados, simplemente porque las diversas esferas de actividad no están listas al tiempo del comienzo. La energía térmica no es la excepción, empezó en motores de bombeo inventado por Newcomen.

Cuando la patente por James Watt expiró en 1800, motores de vapor, ayudaron a promover ampliamente la Revolución Industrial, como sea la demanda de motores móviles ya estaba en existencia desde que había barcos cruzando los océanos, carros de ruedas jaladas por caballos, y arados para caballos trabajando en los campos.

En 1882, Peral Street Station, construyó por Thomas A. Edison como la primer estación generadora de electricidad, abierta la era de la energía eléctrica, con sus tres generadores conductores de vapor de 150 KW.

En 1883 Gottlieb Daimler inventó los motores de gasolina y en 1885 hizo sus motores de alrededor 0.5 KW de producción montada en una motocicleta y en un automóvil, dando lugar así a la era de los automóviles.

En 1893, Rudolf Diesel obtuvo dos patentes por su motor, y en 1912 dos motores diesel, cada uno

920 KW, fueron montados en un barco de Selandia.

Los motores eléctricos y los motores de combustión interna crecieron muy rápidamente en uso abriendo nuevos horizontes y dando lugar también para el uso de energía térmica en producciones pequeñas. El vapor perdió su lugar en automóviles muy rápidamente, en vehículos industriales tales como tractores, también rápidamente, en fábricas fue gradualmente, en ferrocarriles fue recientemente y así fue como comenzó el reemplazamiento de esta energía por el uso de fuentes alternativas, y cuando esta transición se estaba dando muchos creyeron que el uso de vapor había perdido su futuro, pero no fue así, el vapor ha encontrado actualmente su lugar correcto entre las principales empresas tales como las estaciones generadoras de energía eléctrica.

Esta transición en la cual el uso de lámparas eléctricas, motores eléctricos en general el uso de máquinas eléctricas reemplazó el uso de máquinas de vapor trajo como consecuencia una fuerte demanda de energía eléctrica, necesitando más poderosas plantas generadoras de energía eléctrica que aquellas que entonces existían, ya que con estas nuevas plantas resulta mucho más económica la producción de kilowatt-hora, y debido también a que la demanda de energía eléctrica se duplicó en un periodo de diez a veinte años.

Y fue hasta 1929 que se instaló la planta de mayor producción en todo el mundo siendo esta la famosa planta State Line con sus turbinas de 208 MW.

El record mundial para la turbina productora más larga en 1996 es de 1300 MW de una planta nuclear.

Al curso del siglo 21, no solamente la energía térmica sino también toda la tecnología de producción parece estar enfrentando una crisis, siendo la única excepción la tecnología en el procesamiento de la información representada por la computadora.

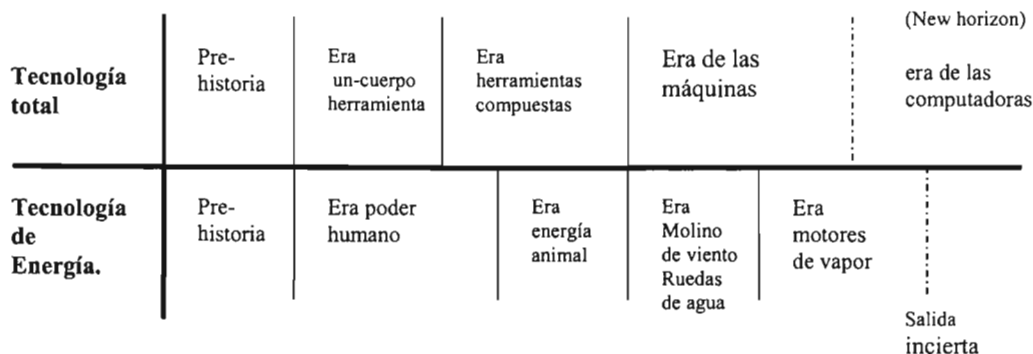
Problemas ambientales productos de desperdicios de la generación de energía tales como CO₂, NO_x, y cenizas radioactivas, se cree que ponen en peligro el planeta, en donde la expansión de la producción de energía sigue siendo necesaria para sustentar la economía mundial.

Se ha declarado que la introducción de la energía nuclear en último de los casos resolvería el problema de los recursos energéticos, pero hoy existen dudas acerca de su futuro. Un drástico cambio en la estrategia del desarrollo de energía es obviamente necesario.

ESTRATEGIA PROPUESTAS PARA EL DESARROLLO TECNOLÓGICO

Los análisis más recientes indican que la era de las computadoras de una total tecnología no corresponde con la antigua era de motores de vapor de tecnología de energía, este postulado está sustentado también por el contraste entre el brillante prospecto de información-

industrial y el difuso prospecto de dirigir una industria de generación de energía, como es la energía eléctrica, que hoy en día sufre dificultades en hallar sitios para plantas de energía que encuentren la responsabilidad de satisfacer la energía eléctrica a la creciente demanda.



COMPARACIÓN DE LA DIVISIÓN DE LA ERAS DE LA TOTAL TECNOLOGÍA CON ESAS DE TECNOLOGÍA DE ENERGÍA. EL PRESENTA POSICIONADO EN EL PUNTO “P” AL COMIENZO DE LA ERA DE LAS COMPUTADORAS, Y AL FINAL DE LA ERA DEL MOTOR DE VAPOR EL TIPO DOMINANTE DE FUENTE DE ENERGÍA PERO INCIERTO EN EL FUTURO. PROBABLEMENTE HABRÁ UN GENERADOR DIRECTO DE ENERGÍA ELÉCTRICA, UN GENERADOR DE HIDRÓGENO, O ALGO MÁS.

En el presente es muy difícil formarse una idea clara de la era de motores post-calor, podrá ser la era de la energía eléctrica, en la cual la energía natural es directamente convertida a energía eléctrica, por medio de celdas de combustible, celdas solares, o alguna otras.

Deberá existir entonces un periodo de transición en el cual el motor de combustión sigue siendo la más importante fuente de energía, especialmente en vehículos que son abastecidos por hidrógeno, metanol, hidrógeno enriquecido gas natural, o alguna otra sustancia nuclear, reactores nucleares o químicos. Cuando la era de transición termine, el proceso de selección está cerca de su término y el resultado hacia la convergencia final de uno o dos tipos dominantes de importancia en generación de energía serán claramente reconocidos por todos.

De cualquier forma, el presente parece ser el inicio de un periodo de transición en el cual el reconocimiento es importante, razón por la cual debe existir una **estrategia multidireccional.**

Desarrollo de tecnología de energía de vapor en combustibles fósiles inflamables.

Entre las fuentes de energía fósiles, el gas natural es la fuente más prometedora porque:

1. Es la fuente fósil de energía más joven, y está expandiendo su aportación mientras se incrementa su vida esperada, que es, las reservas probadas conocidas, divididas entre el consumo anual.
2. Es él más limpio de los combustibles fósiles.
3. Prepara el camino para la generación directa de electricidad, por medio de las celdas de combustible.
4. Las construcciones de plantas generadoras de energía eléctrica a partir de gas natural cuestan menos.
5. Son más eficientes que las plantas que usan cualquier otro combustible.

6. Satisface de manera amplia la creciente demanda de energía eléctrica.
7. Se pueden conocer otros caminos de producción de energía eléctrica.

La costa este del continente Asiático es la zona que más rápidamente esta incrementando su demanda en el mundo y ya está, sufriendo problemas ambientales causados por los equipos primitivos de carbón, ya que el carbón suple el 60% de la energía primaria en esta área, excluyendo Japón en donde el carbón aporta el 25%.

La excepcional dependencia que se tiene en el carbón genera un problema no solamente en el área de su uso sino en el ambiente mundial y deberá ser solucionado rápidamente, necesitándose urgentemente un plan maestro para un plan de abastecimiento de gas natural en esta zona.

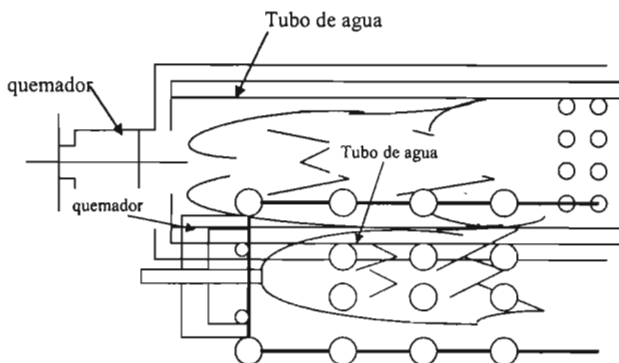
Y existen tres características fundamentales para seleccionar de manera adecuada la estrategia para el desarrollo de la tecnología de energía de vapor.

1. Plantas de grandes producciones (producción masiva).
2. Fuentes térmicas de bajas temperaturas.
3. Combinar la generación de energía con procesos de abastecimiento de calor.

Estrategias propuestas y sugerencias para el desarrollo de las calderas

La estrategia para el desarrollo de las calderas esta subordinado a la estrategia del desarrollo de la tecnología de la energía de vapor, y así como esta es multidireccional como ya lo habíamos mencionado el desarrollo de la caldera de igual forma deberá ser multidireccional.

Una sugerencia ha sido el tubo-anexo de combustión por medio del cual se abastece de gas natural para quemar, provisto de un agitador para homogenizar la distribución de la temperatura y reducir el NOx.



Combustión con gas natural con tubo de distribución.

PLANTAS DE ENERGÍA DE VAPOR PARA USOS PRÁCTICOS

Las plantas de energía térmica han desarrollado, en el uso de combustibles fósiles como sus fuentes principales de calor. Desde el motor de vapor de Newcomen usando un ciclo saturado de vapor siendo manufacturado en el año de 1712.

Sin embargo, desde 1900, el súper calentado ciclo ranking de vapor ha sido usado, con una variedad de combustible y fluidos trabajando.

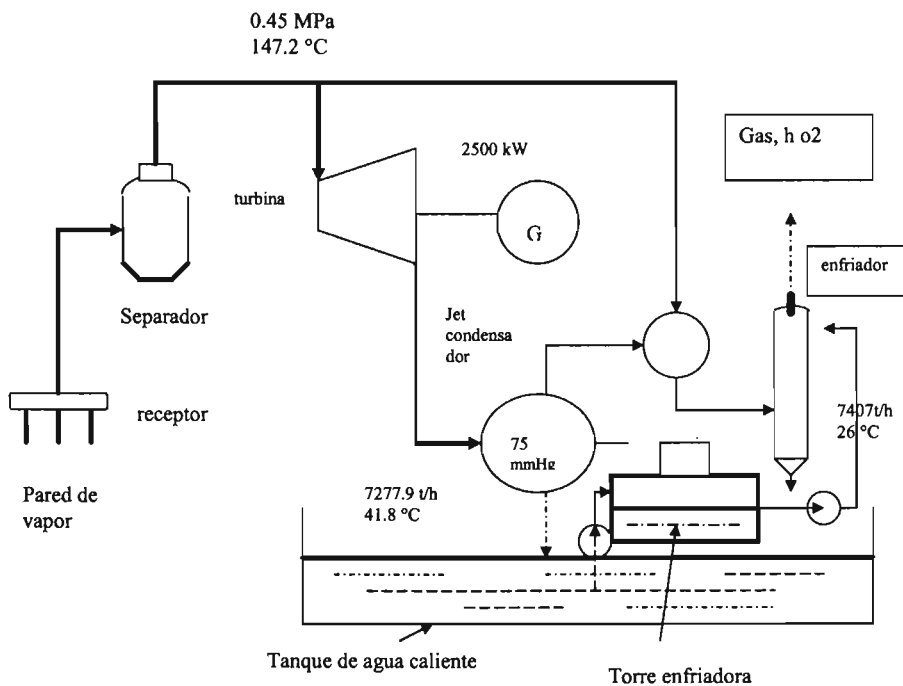
El ciclo ranking es usado para aplicaciones de uso de puntos de ebullición bajos para usos efectivos de fuentes geotérmicas.

A las plantas geotérmicas que usan sistemas de fuentes de energía geotérmicas, se les llama sistemas totales de flujo, sistemas flash, sistemas híbridos y así dependiendo las características de cada sistema

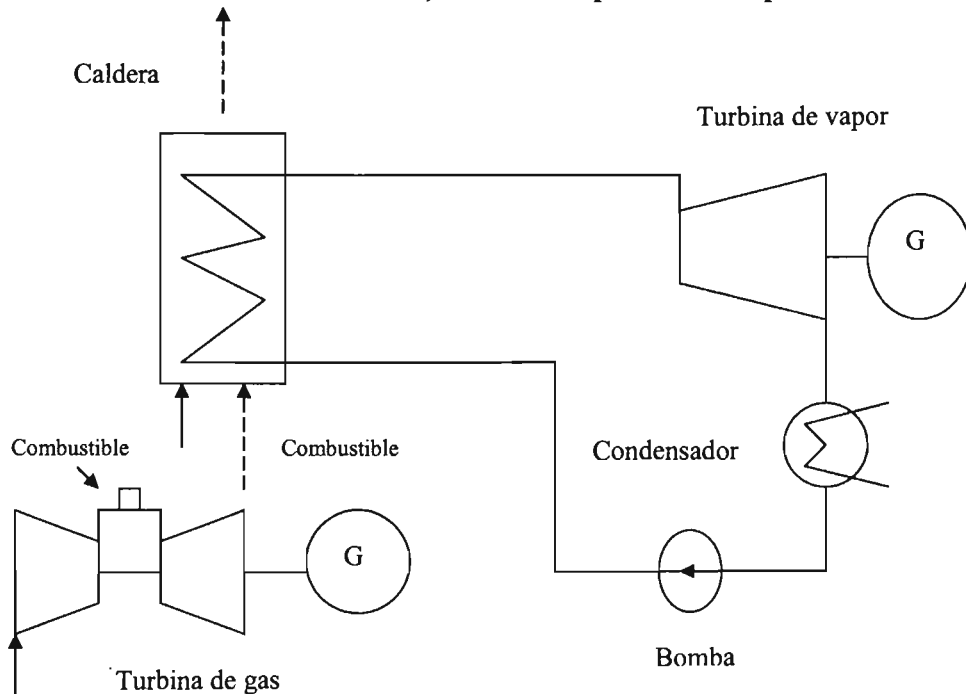
Algunos suelen clasificar a las plantas que usan el ciclo rankine en **1. vapor saturado**, y **2. sistemas de vapor supercalentado**

Clasificación	Fuentes de energía Térmica	Fluidos trabajando
Planta de vapor	Combustibles fósiles como carbón, petróleo, y gas licuado natural.	Agua
Planta Nuclear	Fisión Nuclear, fusión nuclear.	Agua, Metal líquido He, Co2 gas, etc.
Planta geotérmica	Agua geotérmica y vapor	Agua, bajo punto de ebullición
Planta de gas natural licuado	Gas natural licuado	Agua, bajo punto de ebullición, aire
Planta de diferencias en temperaturas oceánicas	Océano	Agua, bajo punto de ebullición
Planta de energía solar	Calor solar	Agua
Planta de desperdicios recuperados de calor	Calor de desperdicio	Agua, bajo punto de ebullición

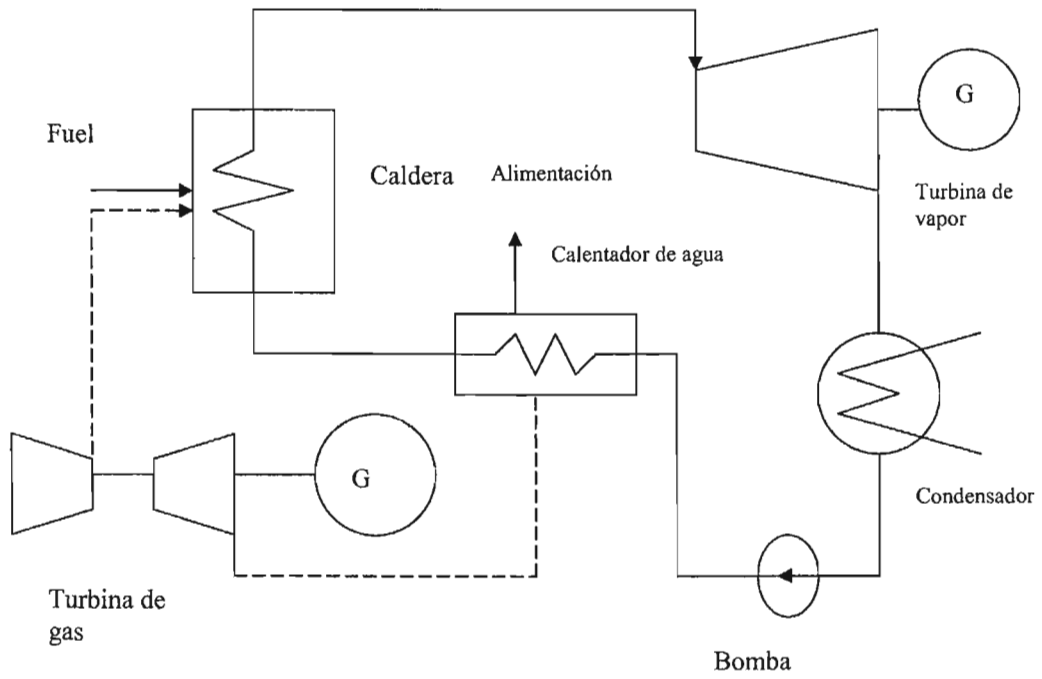
Diagrama de una planta geotérmica (Onikobe, Japan).



Planta de ciclo combinado; ciclo de desperdicio recuperado



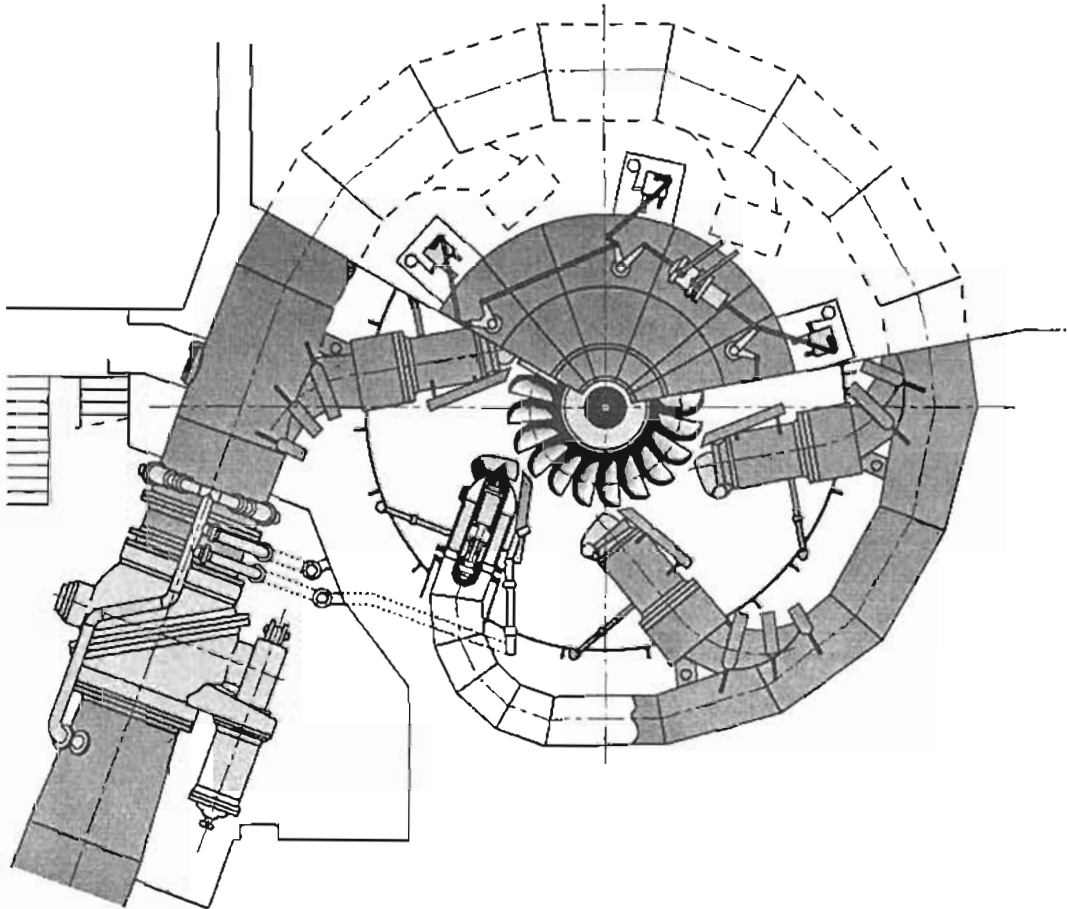
ciclo combinado; ciclo caldera supercargazo



CAPITULO 5

TURBINAS PELTON

TURBINAS PELTON



Lista de partes

- 1. Boquilla del Chiflón 1a. Inserto
- 2. Chorro de agua
- 3. Rodete
- 4. Cangilones
- 4a. Parte recortada del cangilón
- 4b. Partición central
- 5. Cabeza de la aguja
- 5a. Punta de la aguja
- 6. Colector
- 7. Birlos de la boquilla
- 8. Rodete
- 9. Tornillos de sujeción
- 10. Tornillos de tensión
- 11. Cuñas radiales
- 12. Tubería de entrada
- 12a. Brida de la tubería de entrada
- 13. Eje de la aguja
- 13a. Camisa de bronce

- 13b. Pistón de balanceo
- 13c. Empaque
- 14. Guías de la aguja
- 15. Soporte del eje de la aguja
- 16. Agujero para limpieza
- 17. Tramo inferior
- 17a. Base ancada
- 18. Tubo para derivación del líquido aguas abajo
- 19. Válvula de la turbina
- 20. Deflector del chorro
- 21. Palanca del mecanismo de regulación
- 22. Pistón del servomotor
- 23. Resorte para el cierre de la aguja
- 24. Válvula de distribución para la boquilla
- 25. Volante
- 26. Deflector
- 27. Leva
- 30. Carcaza
- 30a. Apertura para inspección del tramo inferior
- 30b. Cámaras laterales
- 30c. Base
- 31. Parte superior de la carcaza
- 32. Parte inferior de la carcaza
- 32a. Paredes laterales.
- 32b. Canales de desagüe
- 33. Desviador
- 34. Placa de acero
- 36. Bobinas
- 37. Paredes del colector
- 37a. Agujero para descarga del agua de enfriamiento
- 40. Flecha de la turbina
- 40a. Collarín
- 40b. Anillo desviador
- 41. Chumacera
- 42. Chumacera
- 43. Coples
- 44. Gobernador
- 45. Volante

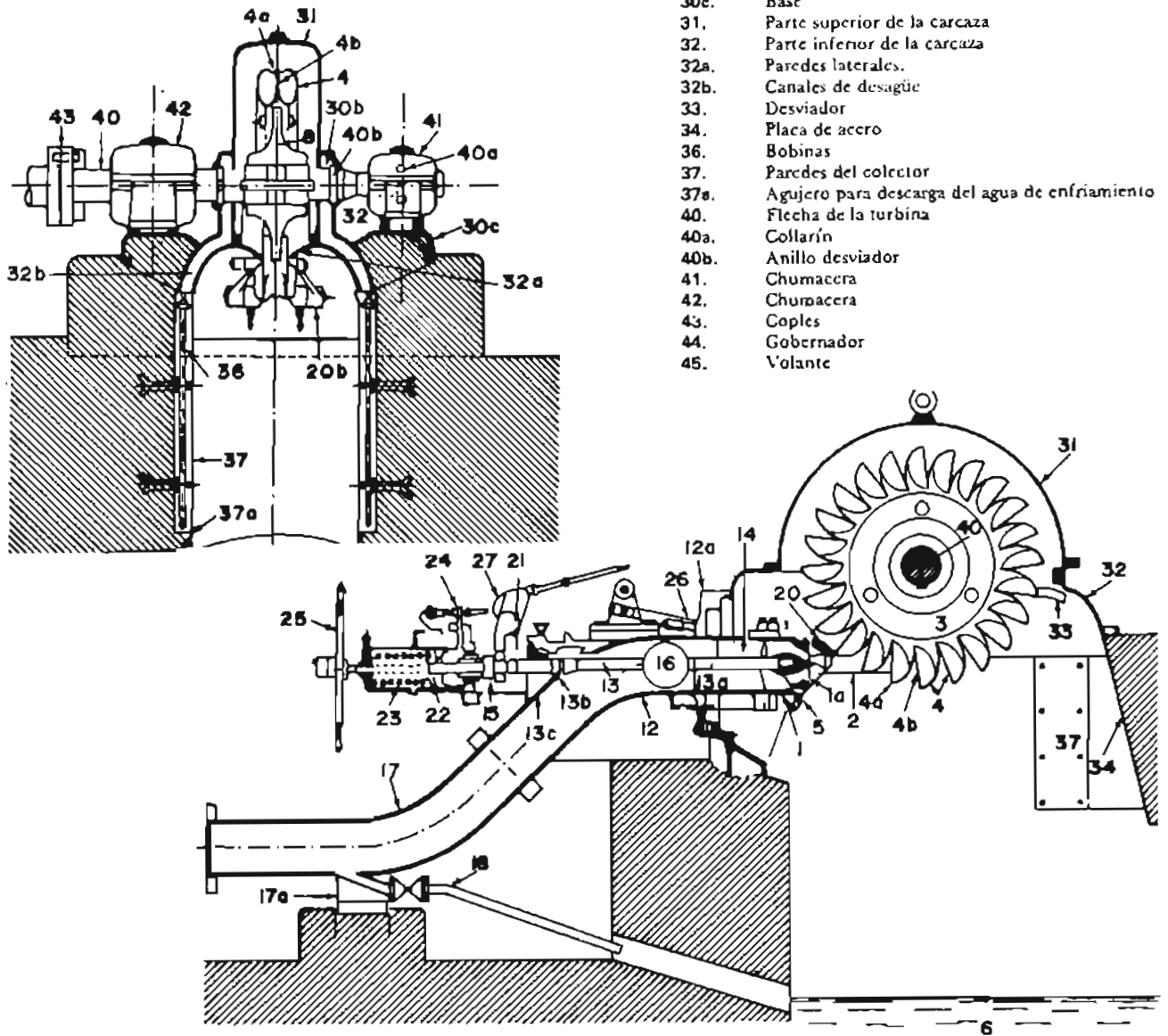


Figura 5.2. Corte secuencial de una turbina Pelton.

Turbinas Pelton

1. Con la ayuda de un chiflón (1) se lanza el agua en un chorro (2) a alta velocidad contra los cangilones (4) montados separada o íntegramente en un rodete (3) el cual comunica un par mecánico que es aprovechado en la flecha del rodete.

Las turbinas que operan bajo este principio son llamadas "turbinas de impulso" y pueden estar provistas de uno o varios chiflones.

2. La mejora esencial introducida por Pelton fue la adopción de cangilones dobles, simétricamente colocados en relación con un plano vertical. La costilla central divide el chorro en 2 venas iguales, que son desfectadas hacia los lados.

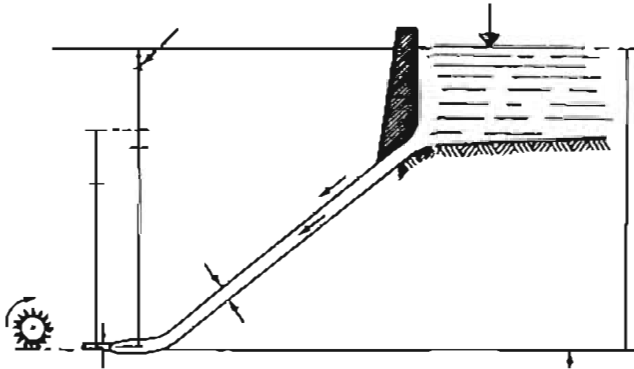


Figura 5.3. Esquema de flujo en las cangiloneras

La parte extrema del cangilón es cortada cuidadosamente en forma semicircular, con objeto de que el chorro incida en él con eficiencia máxima, sin interferir con el siguiente cangilón, evitando que el líquido dé en la parte posterior de un cangilón que ya trabajó.

3. La cantidad de agua es regulada por una aguja que se introduce en el chiflón y que puede ser ajustada durante la operación.
4. El agua, después de incidir en los cangilones se reúne en una carcaza y es desalojada por una cámara especial llamada colector. Entre el nivel aguas abajo en esta cámara y el rodete existe un cierto espacio que evita salpicaduras.
5. A diferencia de las turbinas Francis y Kaplan, que utilizan parte de la carga de la línea de centros del rodete hacia abajo, en las turbinas Pelton sólo se emplea la carga hasta la línea de centros del chiflón.

6. Para obtener una eficiencia alta es esencial que el chiflón esté bien diseñado en forma y tamaño.

7. Las turbinas Pelton trabajan bajo cargas altas y gastos pequeños. Debido a que las cargas son altas y a los chiflones, la velocidad se incrementa acelerando a su vez los rodetes; consecuentemente la generación es a menor costo. El diámetro del rodete deberá guardar cierta relación con el diámetro del chiflón, como se verá más adelante.

8. Los cangilones pueden ir montados en el rodete, o bien estar fundidos íntegramente con él. Se recomienda esta segunda forma ya que ahorra costos muy altos de maquinado y ensamble. Antiguamente los cangilones eran positivos, es decir, reemplazables. Sin embargo, como el desgaste ocurre parejamente, cambiar cangilones equivale a cambiar toda la rueda.

9. En las turbinas Pelton, el principal elemento que merece atención en cuanto a la resistencia son los cangilones. La erosión en ellos es muy fuerte, debido a la velocidad del agua, a la arena que contiene así como a la corrosión. Es imprescindible que la forma sea conveniente y el material adecuado, para que los cangilones sean durables.

Según sean la carga, los esfuerzos, el contenido de arena del agua, etc. los cangilones serán de hierro, acero, acero aleado o acero inoxidable. El hierro sólo se usa para ruedas muy pequeñas por su poca resistencia y su difícil soldadura.

10. El agua fluye al chiflón (1) a través de la tubería de entrada (12) cuya pendiente desciende ligeramente hasta hacerse paralela al eje de la aguja. Se logra hacerlos concéntricos por la guía (14) El eje de la aguja es el marcado (13)
11. Anterior a la sección de entrada (12) se encuentra un tramo (17) con su base anclada (17a) y un tubo para derivación del líquido aguas abajo (18). Este tramo entrará en funciones cuando se quiera evitar que el agua pase al rodete y todavía no se haya cerrado la válvula principal.
12. El chiflón (1) está unido por bridas a la tubería (12). El chiflón es de hierro para cargas bajas, y de acero para cargas altas. Tiene la parte del asiento perfectamente pulida y el acero es forjado.

- Los insertos para turbinas que operan bajo cargas altas o cuando el agua contiene bastante arena, son de acero inoxidable forjado. Se pueden remplazar dejando el rodete intacto.
13. Las guías de la aguja (14) son de bronce, de maquinación cuidadosa.
 14. La flecha de la aguja (13) es de acero tipo Siemens Martín, y está soportada en varios puntos. La fricción se reduce por una camisa de bronce (13 a) que hay dentro. El pistón de balanceo (13b), el cual sirve de guía, también es de bronce, o de acero inoxidable cuando hay arena. Asegura el balanceo hidráulico de las fuerzas ejercidas sobre la aguja y sirve como estopero para la flecha de la aguja (13); en (13c) se usa empaque. Cuando ha habido un desgaste de la aguja o del asiento se puede volver a ajustar éste moviendo el pistón (22) con el resorte (23). El volante (25) que hay al extremo de la flecha de la aguja sirve para arrancar la turbina. Después viene la regulación automática, como veremos más adelante.
 15. Cuando una carga se rechaza bruscamente, el deflector del chorro (20) intercepta éste (2) y evita que golpee el rodete (3). El deflector es de acero, y volveremos sobre él al tratar de la regulación.
 16. La Carcaza. En las turbinas Pelton, la carcaza solamente guía el agua de los cangilones (4) al colector (6). En algunos casos son robustas y de hierro, para que no ocurran vibraciones en la operación. En turbinas horizontales, la tubería de entrada va unida con brida a la carcaza y los lados de la turbina descansan en la carcaza. Por razones de ensamble, la carcaza tiene al menos dos partes. La parte superior (31) cubre el rodete, previniendo cualquier perturbación por acción del aire. La parte inferior (32) aporta el conjunto de tubería y chiflón, a la vez que guía el agua al colector. El número (32a) corresponde a las paredes laterales. El desviador (33) recoge el agua que escurre de los cangilones superiores y la desvía abajo, sin que toque el rodete. Las cámaras laterales (30 b) recogen el agua que se adhiere a las flechas, y es desviada por un anillo desviador (40 b), el flujo que resulta es guiado por los canales (32 b).
 17. Hay una placa de acero (34) opuesta al chiflón (1) que previene que el concreto se humedezca con la acción del agua y en segundo hagan que el agua desviada del chiflón golpee directamente contra el concreto. Esas placas no son necesarias para cargas pequeñas.
- También en las paredes del colector (37) hay serpentines para enfriar el aceite del gobernador y de las chumaceras con el agua de descarga.
18. Las bobinas (36) para enfriar el aceite del gobernador y las chumaceras se ponen en los lados del pozo de la turbina, debajo de la carcaza.
 19. La flecha de la turbina (40) es soportada por dos chumaceras (41) y (42), las cuales a su vez descansan en la base (30 c). En el caso de turbinas muy grandes, el precio puede ser reducido eliminando la chumacera (42) y haciendo que sea la chumacera del generador la que absorba esta carga. El diseño simétrico de los cangilones hace que no exista esfuerzo axial apreciable. Para seguridad en una de las chumaceras se pone un collarín (40 a) que impide cualquier desplazamiento de la flecha.
 20. Los bujes de las chumaceras constan de dos partes de metal blanco y son fácilmente removibles. Para turbinas de alta velocidad o alta potencia se enfría el aceite.
 21. Las turbinas pequeñas están equipadas con coples (43) asegurados por cuñas. En las más grandes se usan coples de brida forjados.
 22. Para frenar rápidamente algunas turbinas tienen una conexión antes de la válvula de la turbina de donde parte un chiflón que golpea la rueda en el reverso.
- #### Turbinas con varios chiflones
23. Si el agua disponible se distribuye entre varios chiflones se podrán obtener velocidades más altas, y consecuentemente generadores de menor precio. Sin embargo, puesto que los chorros tienen que golpear la rueda tan lejos como sea necesario, para no crear interferencias, se necesita mayor espacio, lo cual incrementa por otro lado el costo de la turbina. Con turbinas horizontales, el máximo de chiflones es de 2, mientras que en las verticales se han usado: 2 (cada 180°), 4 (cada 90°) y hasta 6 (cada 60°).
 24. La chumacera guía de la flecha de la turbina es soportada ya sea inmediatamente por la carcaza, o bien en el piso del generador. Cuando los chiflones están dispuestos simétricamente, la carga radial teóricamente queda balanceada.
 25. La chumacera guía la mayoría de las veces se lubrica con aceite a presión. Esta chumacera es elemento importantísimo. La carga la trasmite a través del estator del generador, a la cimentación.

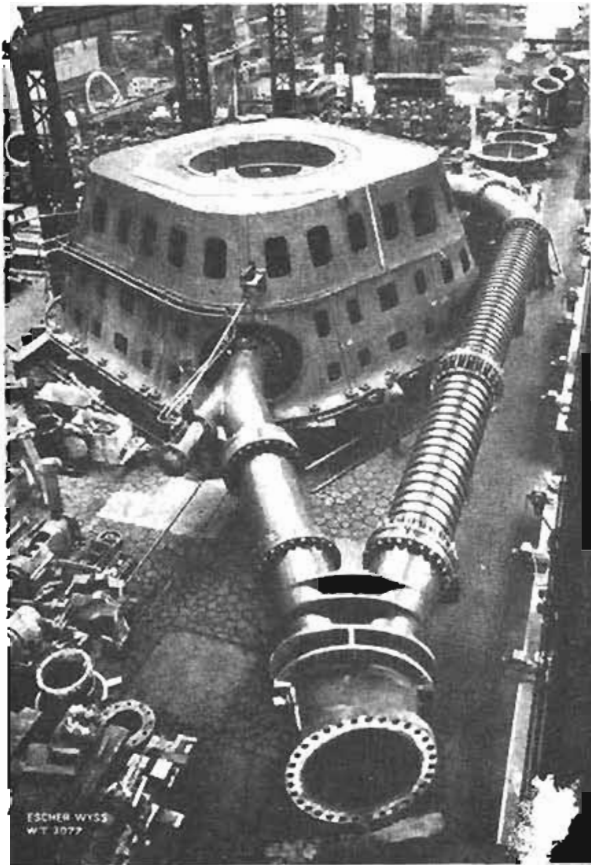


Figura 5.4. Muestra de dos de las agujas que controlan el flujo de las turbinas tipo Pelton de la planta de aberthasi (suiza).



Figura 5.5. Vista de dos pares de cangilones usadas en las turbinas 1, 2, 9 y 10 de la planta oberthasi (suiza)



Figura 5.6. Planta de Cupatitzco (México) tiene 2 turbinas Pelton de 4 chiflones c/u con una potencia unitaria de 53,000 HP trabajando bajo una carga de 450 metros (fotografía tomada por el Ing. Pedro Alonso)

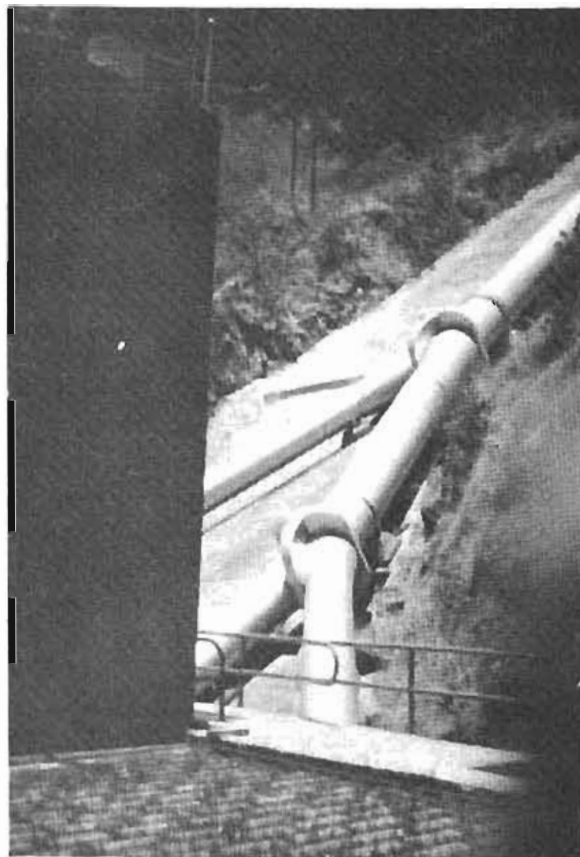


Figura 5.7. Turbinas de alta presión de magnífico diseño para alimentar las turbinas Pelton de la planta Cupatitzco (fotografía tomada por el Ing. Pedro Alonso)

Principios generales de operación de una turbina Pelton

Sea h : Carga de presión existente en el chiflón

V : Velocidad a la salida del chiflón

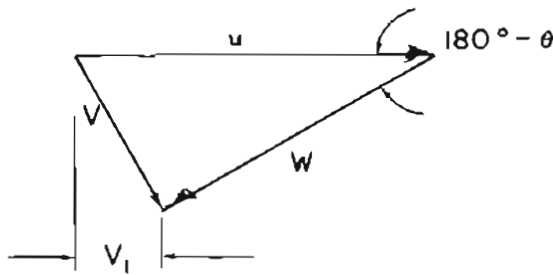
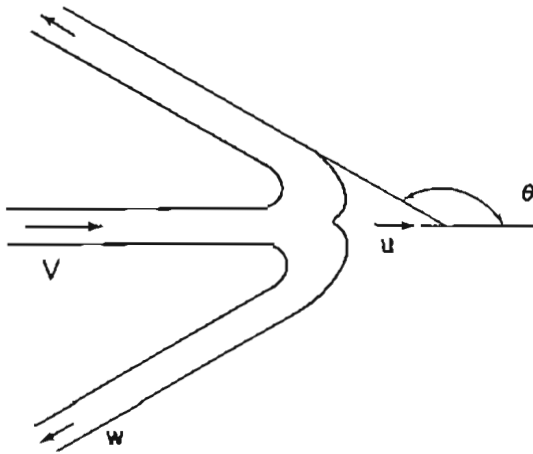
U = Velocidad periférica de los cangilones.

θ = Angulo de retorno del agua en los cangilones.

w = Velocidad relativa del agua en los cangilones.

W = Peso del agua por segundo.

N = Velocidad de rotación de la turbina en rev/minuto.



Construyendo el triángulo de velocidades vemos que la velocidad absoluta V con la cual el agua deja el cangilón tiene una componente tangencial.

$$V_1 = U - w \cos (180^\circ - \theta)$$

Pero:

$$w = V - u$$

$$V_1 = u - (v - u) \cos (180^\circ - \theta) = u + (v - u) \cos \theta$$

El trabajo por segundo hecho por el chorro de líquido sobre el aspa es:

$$E_o = \frac{W}{g} (v - v_1) u$$

$$= \frac{W}{g} \left\{ v - \left[u + (V - u) \cos \theta \right] \right\} u$$

$$= \frac{W}{g} \left[v u (1 - \cos \theta) - u^2 (1 - \cos \theta) \right]$$

Esta expresión tiene valor cero cuando $u = 0$ (turbina parada) o bien cuando $V = u$, y por tanto no la alcanza).

Tendrá un valor máximo en algún valor intermedio que relacione a V y u , el cual puede ser encontrado derivando la ecuación e igualando a cero

$$\frac{d E_o}{d u} = \frac{W}{g} (v [1 - \cos \theta] - 2 u (1 - \cos \theta)) = 0$$

de la cual

$$u = \frac{V}{2}$$

DATOS CONSTRUCTIVOS DE LA TURBINA PELTON

1. Los valores obtenidos teóricamente deben modificarse en la práctica, para compensar los efectos de fricción tanto en los cangilones, como en las chumaceras y la acción del aire en el interior de la turbina.

Por último, la imposibilidad de que el agua regrese a 180°

2. Los valores empíricos comúnmente usados son:

Hn : Carga en la boquilla.

1. Velocidad del agua en el chiflón 0.98 a $0.99\sqrt{2gHn}$.

2. Velocidad de la turbina en su diámetro de paso $u=0.44$ a $0.48\sqrt{2gHn}$.

3. $\theta = 165^\circ$.
4. Ancho de los cangilones $b = 3.5$ a 4 diámetro del chiflón.
5. La relación $\frac{D}{d}$ es normalmente no menor que 12 , pero en casos extremos puede ser hasta 7 .
6. Número de cangilones $= \frac{D}{2d} + 15$
- 7 El ancho axial de la carcaza cerca del chiflón no debe ser menor de $15 d$, de otra manera el agua rechazada impediría el movimiento de los cangilones.
8. $\sqrt{2gH}$ es llamada velocidad de desboque.
9. La relación $\frac{u}{\sqrt{2gHn}} =$
10. La relación conocida entre vel tangencial y de rotación es $u = \frac{\pi DN}{60}$
11. La eficiencia total de la turbina es $\eta = \frac{BHP}{WHP} = \frac{\text{Brake HP.}}{\text{Water HP.}}$
12. Se toma como diámetro de la turbina Pelton el diámetro de un círculo que pasa por el centro del cangilón y que es tangente a la línea de centros del chiflón.

1a. aplicación

En una rueda Pelton, el agua sale del chiflón con una velocidad de 70 m/seg. y lleva un gasto de $0.125 \text{ m}^3/\text{seg}$. Se pregunta:

- a) ¿Qué presión en kilogramos será ejercida si la corriente es desviada un ángulo de 135° , suponiendo que el cangilón contra el cual choca el agua es mantenido estacionario y que $\alpha = 0$?
- b). ¿Cuál será la presión, si se supone que: β tiene el valor medio acostumbrado?, y
- c). ¿Cuál será la presión teórica máxima, que podría ejercerse y qué condiciones se requieren para ello?

Solución:

La fórmula que da la presión dinámica ejercida es:

$$P = W \frac{v}{g} (1 - \cos \theta) \dots \text{ en la cual } \theta \text{ es}$$

el ángulo de desviación que sufre el agua que se supone entra tangencialmente, es decir, $\alpha = 0^\circ$. Sustituyendo valores queda:

$$P = 125 \frac{70}{9.8} (1 - \cos 135^\circ) = 1524$$

kilogramos.

Si ahora se considera que β tiene el valor medio práctico que es de 5° , la presión dinámica ejercida estará expresada por:

$$P_1 = 125 \frac{70}{9.8} (1 - \cos 175^\circ) = 1782$$

kilogramos.

y por último, para obtener la presión teórica máxima, es necesario que $\beta = 0^\circ$, por lo cual,

$$P \text{ máx.} = \frac{2 \times 125 \times 70}{9.8} = 1786 \text{ Kg}$$

2a. aplicación.

Una rueda Pelton fué probada por los fabricantes trabajando con 4.80 m. de carga, habiendo desarrollado 100 C.V. a 200 r.p.m. que es la velocidad más ventajosa de la rueda. Con la misma Pelton, y la misma sección de la boquilla del chiflón, pero trabajando con 19.20 m. de carga, se trata de saber:

- a) Si variará la relación de velocidad Φ
- b) Qué potencia proporcionará en las nuevas condiciones y
- c) La nueva velocidad de rotación más ventajosa.

En los análisis anteriores, se ha visto que se obtiene la máxima eficiencia, cuando la velocidad periférica de la rueda es $u = \frac{V}{2}$

De esta ecuación de condición podemos obtener lo que se llama relación de velocidad, representada por Φ y que es $\Phi = \frac{u}{V} = 0.5$

Lo anterior significa que para mantener la misma eficiencia debe mantenerse constante la relación de velocidad Φ .

Respecto al segundo punto diremos:

La energía disponible es:

$$E = Wh = \omega Qh = \omega a v h = \omega a \sqrt{2gh} \times h =$$

$$E = \omega a \sqrt{2g} (h)^{3/2}$$

Por tanto, si la carga varía de h a h_1 manteniéndose constante lo demás, se tendrá:

$$\frac{E}{E_1} = \frac{w a \sqrt{2g}}{w a \sqrt{2g}} \left(\frac{h}{h_1}\right)^{3/2}$$

$$E_1 = E \left(\frac{h_1}{h}\right)^{3/2}$$

Sustituyendo valores queda:

$$E_1 = 100 \left(\frac{19.2}{4.8}\right)^{3/2} = 800 \text{ C. V.}$$

Por último, con respecto a la tercera pregunta: Se sabe que $u = 2\pi r n$; también se sabe que en una Rueda si varía u variará n , es decir:

$$u = 2\pi r n \text{ en donde}$$

$$\frac{u}{u'} = \frac{2\pi r n}{2\pi r n'} = \frac{n}{n'}$$

Pero como $u = \Phi v = \Phi \sqrt{2gh}$ y $u' = \Phi \sqrt{2gh_1}$ puesto que la relación de velocidad debe conservarse constante, como antes se dijo, se tendrá:

$$\frac{u}{u'} = \frac{\Phi \sqrt{2gh}}{\Phi \sqrt{2gh_1}} = \left(\frac{h}{h_1}\right)^{1/2} \quad \text{esto igual a su vez a } \frac{n}{n'}$$

o sea:

$$\frac{n}{n'} = \left(\frac{h}{h_1}\right)^{1/2} \quad \cdot \quad n' = n \left(\frac{h_1}{h}\right)^{1/2}$$

Sustituyendo valores queda finalmente,

$$n' = 200 \left(\frac{19.2}{4.8}\right)^{1/2} = 400 \text{ r.p.m.}$$

3a. aplicación:

Si una rueda Pelton es operada a 300 r.p.m. (que es su velocidad más ventajosa) bajo una carga neta de 67.50 metros, se pregunta:

- ¿Cuál deberá ser el diámetro apropiado para dicha Pelton?; y
- ¿Cuál podrá ser el diámetro máximo que deba darse a la boquilla del chiflón, de acuerdo con las relaciones prácticas aceptadas (no comerciales).

Solución:

La velocidad del agua al salir de la boquilla será, si se supone $C_v = 0.97$,

$$v = 0.97 \sqrt{19.6 \times 67.5} = 35.28 \text{ m/seg.}$$

La velocidad periférica será, suponiendo $\Phi = 0.47$
 $u = 0.47 \times v = 0.47 \times 35.28 = 16.58 \text{ m./seg.}$,
 por tanto, como $u = 2\pi r n$, el radio de la Pelton estará expresado por

$$r = \frac{u}{2\pi n} \quad \text{Sustituyendo valores,}$$

$$r = \frac{16.58 \times 60}{2 \times 3.14 \times 300} = 0.528 \text{ metros, o bien}$$

$$D = 1.06 \text{ metros.}$$

Por tanto, teniendo en cuenta los límites prácticos conocidos queda:

$d = \frac{D}{9} = \frac{1.06}{9} = 0.12$ metros, que será el diámetro máximo que pueda darse a la boquilla del chiflón.

Si ahora se supone, que la Pelton esté alimentada por una sola boquilla del diámetro límite antes calculado, se pregunta:

c). ¿Cuál es el gasto necesario para hacer trabajar la Pelton?; y

d). ¿Que potencia proporcionará la misma, si se supone que la eficiencia mecánica de la Pelton es de 75%?

Solución:

Puesto que el diámetro calculado para la boquilla del chiflón es de 0.12 m., el área será:

$$a = 0.7854 \times 0.12^2 = 0.0113 \text{ m}^2 \text{ y el gasto.}$$

$$Q = 0.0113 \times 35.28 = 0.399 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Ahora, por lo que respecta a la potencia tendremos:

La energía disponible en la boquilla del chiflón, bajo la forma de energía cinética será igual a

$$E_c = W \frac{v^2}{2g} = 399 \frac{35.28^2}{19.6} = 25\,338 \text{ kg.-m./seg.}$$

y por último, la potencia de la Pelton, teniendo en cuenta que su eficiencia mecánica es de 75% será:

$$\text{Potencia} = \frac{25\,338 \times 0.75}{75} = 253.4 \text{ C. V.}$$

4a. aplicación

Por medio de una rueda Pelton acoplada directamente a un generador eléctrico deben desarrollarse 6,000 caballos métricos con una carga neta de 270 metros y trabajando a 450 r.p.m.

Suponiendo que la Pelton en cuestión tenga un $C_v = 0.97$, una $\Phi = 0.47$ y una $\eta_{mcc} = 80\%$ se pregunta:

- a). ¿Cuál debe ser el diámetro o tamaño de la Pelton?
 b). ¿De qué gasto debe disponerse?
 c). ¿Cuál deberá ser el diámetro de la boquilla del chiflón?, y
 d). Comprobar los resultados obtenidos viendo si la relación

$\frac{D}{d}$ queda dentro de los límites prácticos usuales.

Solución:

Debido a la carga disponible, el agua saldrá de la boquilla del chiflón con una velocidad $v = 0.97 \sqrt{19.6 \times 270} = 70.56$ m/seg., por tanto, $u = 0.47 \times 70.56 = 33.16$ m./seg.

Como $u = \pi r n$ se tiene,

$$r = \frac{u}{\pi n} = \frac{33.16 \times 60}{2 \times 3.14 \times 450} = 0.704 \text{ m.}$$

por consecuencia $D = 1,408$ m

Siendo la eficiencia mecánica de la Pelton 80% la energía proporcionada al motor debe ser:

$$E = \frac{6000 \times 75}{0.80} = 562,500 \text{ Kg. m/seg.}, \text{ en}$$

forma de energía cinética, esto es,

$$E_c = W \frac{V^2}{2g} = 562500 = W \frac{70.56^2}{19.6}$$

$$W = \frac{562500 \times 19.6}{70.56^2} = 2214.4 \text{ kilogramos.}$$

Por tanto $Q = 2.214 \text{ m.}^3 / \text{seg.}$

El gasto Q antes encontrado, tiene que salir con una velocidad de 70.56 m./seg. por la boquilla del chiflón, cuya sección deberá ser:

$$a = \frac{2.214}{70.56} = 0.0314 \text{ m}^2 = 0.7854 \text{ d}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0.0314}{0.7854}} = 0.20 \text{ metros}$$

La relación $\frac{D}{d}$ quedará, en estas condiciones, igual a

$\frac{1.41}{0.20} = 7$ cantidad que queda fuera del valor recomendado, por cuyo motivo debe considerarse la necesidad de accionar la Pelton mediante varios chiflones.

Si consideramos que dos chiflones del mismo diámetro sean suficientes, tendremos:

$$d = \frac{d}{\sqrt{2}} = \frac{0.20}{1.41} = 0.141 \text{ y por tanto la nueva relación entre los diámetros será:}$$

$$\frac{D}{d'} = \frac{1.41}{0.141} = 10 \text{ valor queda dentro de los límites}$$

aconsejados. Por tanto, la solución debida será emplear una Pelton de 1.41 metros de diámetro alimentada por dos chiflones cuyas boquillas sean iguales a 0.14 de diámetro, o bien dos ruedas iguales o gemelas, de 1.41 de diámetros, accionadas cada una por un chiflón cuya boquilla tenga 0.14 m. de diámetro.

5a. aplicación

Se trata de aprovechar una caída instalando una unidad formada por un generador eléctrico acoplado directamente a una rueda Pelton, de acuerdo con los siguientes datos:

Datos de la conducción:

$Q = 1.200 \text{ m.}^3 / \text{seg.}$ = Gasto constante que puede ser derivado.

$h = 270 \text{ m.}$ = Altura total aprovechable, o sea el desnivel entre la superficie libre del agua en el lugar de la derivación y el centro de la boquilla del chiflón.

$L = 1010 \text{ m.}$ Longitud de la tubería forzada hecha de lámina de acero remachada, con incrustaciones, por lo cual puede considerarse una $f = 0.037$.

Datos de la rueda Pelton:

$Cv = 0.97$; $\phi = 0.47$, y $\beta = 8^\circ$

Puede suponerse que debido a la fricción mecánica, a la fricción en los cangilones y a la resistencia del aire, debe disminuirse la eficiencia hidráulica de la Pelton un 12% para tener su eficiencia mecánica.

Datos del generador eléctrico:

$$N = 450 \text{ r.p.m.}$$

Calcular:

- El diámetro de la tubería forzada para obtener la eficiencia máxima en la conducción.
- El diámetro de la boquilla del chiflón que de la máxima eficiencia en la conducción.
- El diámetro de la rueda Pelton.
- Verificar la relación práctica que debe existir entre el diámetro o tamaño de la Pelton y el de la boquilla del chiflón.
- La presión que marcaría el manómetro instalado en la base del chiflón, cuando la Pelton estuviera trabajando en las condiciones antes dichas.
- La eficiencia de la conducción
- La eficiencia hidráulica de la Pelton
- La eficiencia mecánica de la Pelton
- La eficiencia resultante del sistema y
- La potencia que podrá desarrollar el motor hidráulico.

Solución:

Aplicando la fórmula que da el diámetro de la tubería forzada para la máxima eficiencia.

$$D = \left[\frac{24 f L Q^2}{\pi^2 g h} \right]^{1/5} \text{ queda:}$$

$$D = \left[\frac{24 \times 0.037 \times 1010 \times 1.2^2}{3.14^2 \times 9.8 \times 270} \right]^{1/5} = 0.548 \text{ m.}$$

Para el diámetro de la boquilla del chiflón:

$$d = \left[\frac{12 Q^2}{\pi^2 C v^2 g h} \right]^{1/4}$$

$$= \left[\frac{12 \times 1.200^2}{3.14^2 \times 0.97^2 \times 9.8 \times 270} \right]^{1/4} = 0.163 \text{ m}$$

Para las condiciones de máxima eficiencia se sabe que:

$$V = 0.816 C v \sqrt{2gh}, \text{ sustituyendo valores}$$

$$V = 0.816 \times 0.97 \sqrt{19.6 \times 270} = 57.62 \text{ m/seg.}$$

Ahora bien, como $N = 450 \text{ r.p.m}$ $\phi = 0.47$ se tendrá:

$$u = 0.47 \times 57.62 = 27.08 \text{ m./seg. y como } u = \pi D n$$

$$D = \frac{u}{\pi n} = \frac{27.08 \times 60}{3.14 \times 450} = 1.15 \text{ metros} = \text{Diámetro}$$

o tamaño de la rueda Pelton.

$$\text{La relación } \frac{D}{d} \text{ quedará por tanto igual a } \frac{1.15}{0.16} = 7$$

que está fuera de los valores aceptados; por lo cual será necesario considerar dos chiflones, cuyas boquillas supondremos iguales, quedando:

$$d' = \frac{d}{\sqrt{2}} = \frac{0.163}{1.41} = 0.116 \text{ m.}$$

y la nueva relación será ahora:

$$\frac{D}{d'} = \frac{1.15}{0.116} = 9.9. \text{ que ya cae dentro de los valores}$$

prácticos aconsejados; por cuyo motivo la solución será emplear una Pelton de 1.15 m. alimentada por dos chiflones iguales cuyas boquillas tengan 0.12 m. de diámetro, o bien dos ruedas Pelton gemelas del tamaño antes dicho y alimentadas cada una por un chiflón cuya boquilla tenga 0.12 m.

Para calcular la presión que marcaría el manómetro instalado en la base del chiflón es necesario conocer la velocidad del agua al pasar por esta sección, la cual será la misma que tiene el agua en la tubería, por tanto:

$$V_{\text{tubería}} = \frac{1.200}{0.7854 \times 0.55^2} = 5.05 \text{ m/seg.}$$

Como se sabe, en la sección de la base del chiflón existe una carga de velocidad y una de presión cuya suma será igual a la carga de velocidad a la salida en la boquilla del chiflón, por lo que:

$$\frac{5.05^2}{19.6} + h_p = \frac{57.62^2}{19.6} \text{ de donde}$$

$$h_p = \frac{57.62^2 - 5.05^2}{19.6} = 168.09 \text{ metros de carga.}$$

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

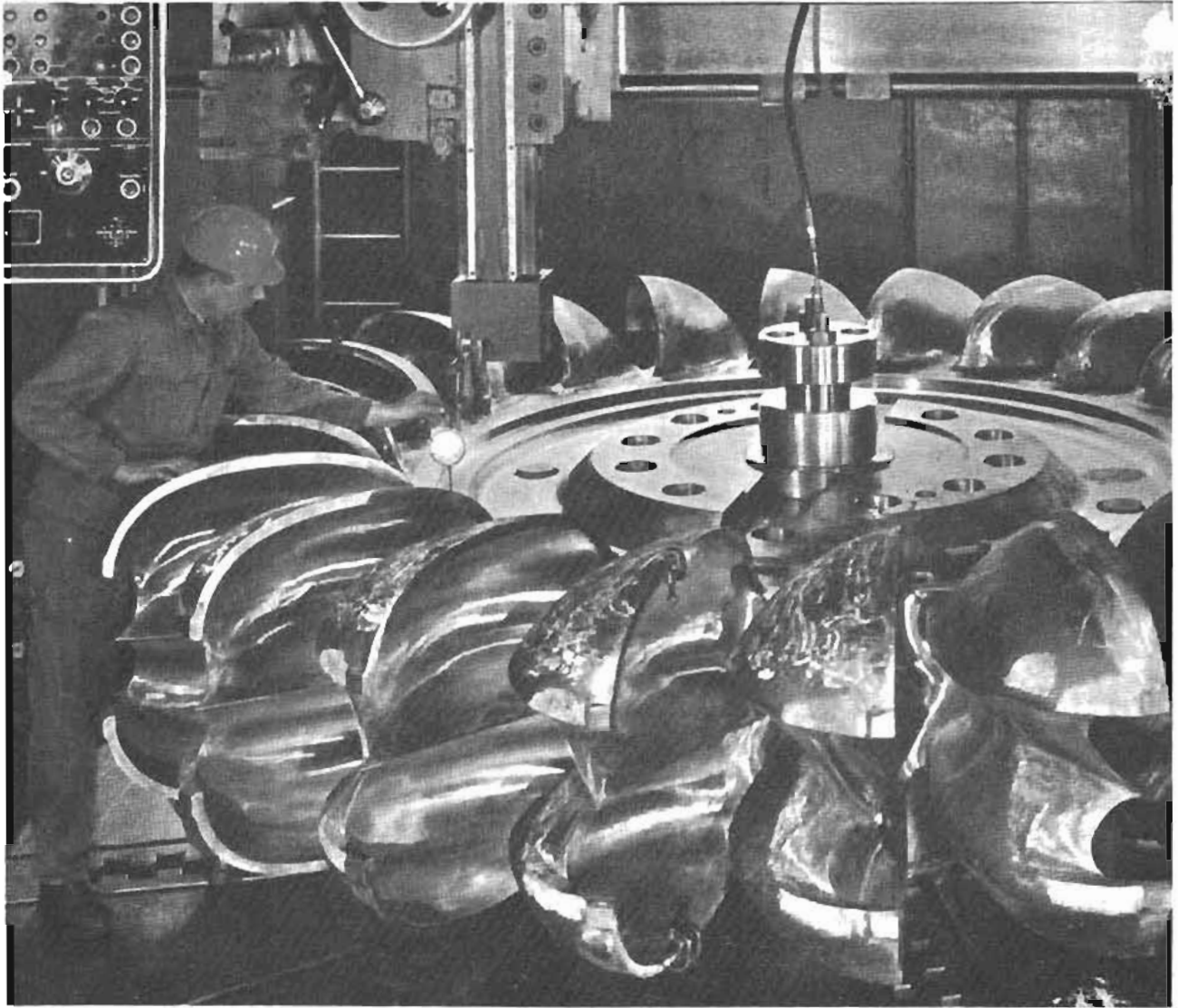


Figura 5.8. Moderna rueda Pelton en proceso de fabricación turbina de 6 chiffones para la planta de Castaic en Estados Unidos (Potencia 60.000 carga 321 m diámetro 3.75 m)

Por consecuencia la presión manométrica = 16 809 kg./cm.²

Para calcular la eficiencia en la conducción, calcularemos primero la energía cinética que entrega el chiflón y que es:

$$E_c = W \frac{v^2}{2g} = 1200 \frac{57.62^2}{19.6} = 203\,269 \text{ kg. m./seg.}$$

La energía potencial disponible era:

$$Wh = 1200 \times 270 = 324\,000 \text{ kg. m./seg.}$$

De ahí resulta que la eficiencia en la conducción estará expresada por:

$$\eta_{\text{conduc.}} = \frac{203\,269}{324\,000} = 0.6274$$

La eficiencia hidráulica de la Pelton podremos obtenerla aplicando la fórmula. . .

$$\eta_{\text{máx.}} = 1 - \frac{\sin^2 \beta}{2} = 1 - \frac{\sin^2 4^\circ}{2} = 0.995$$

Para calcular la eficiencia mecánica tendremos que considerar el dato suministrado en el enunciado del problema, respecto a que por el efecto de fricciones mecánicas e hidráulicas no consideradas al deducir la eficiencia teórica o hidráulica, debe ser reducida está en un 12%. Por tanto.

$$\eta_{\text{mec}} = 0.995 - 0.12 \times 0.995 = 0.876$$

2 374 C.V.

La eficiencia total del sistema será:

$$\text{Eficiencia total del sistema} = 0.627 \times 0.876 = 0.549.$$

Por último, la potencia efectiva desarrollada por el motor hidráulico será:

$$\text{Potencia de la Pelton} = \frac{203\ 269 \times 0.876}{75} =$$

Bibliografía

José Luis de Parres, *Máquinas Hidráulicas*. Editorial Tesis Reséndiz.

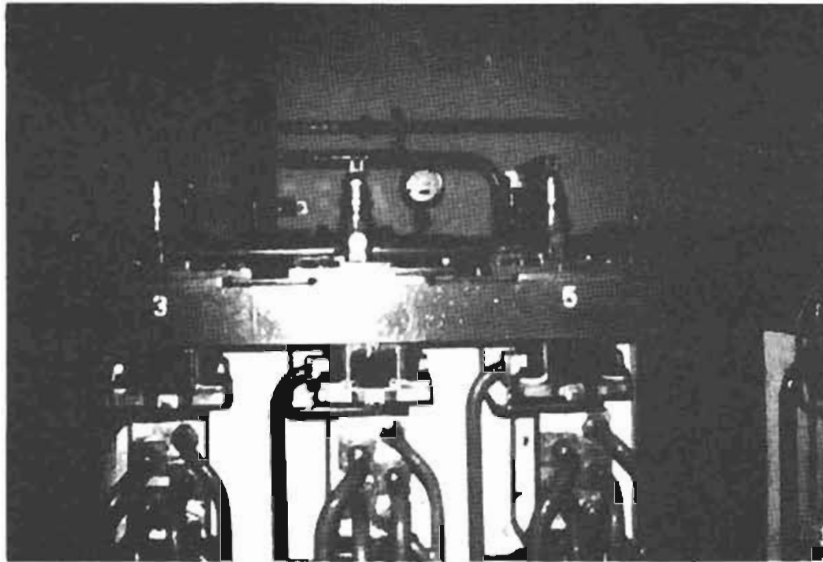


Figura 5.9. Válvulas de aguja para las turbinas Pelton de la planta de Mazatepec

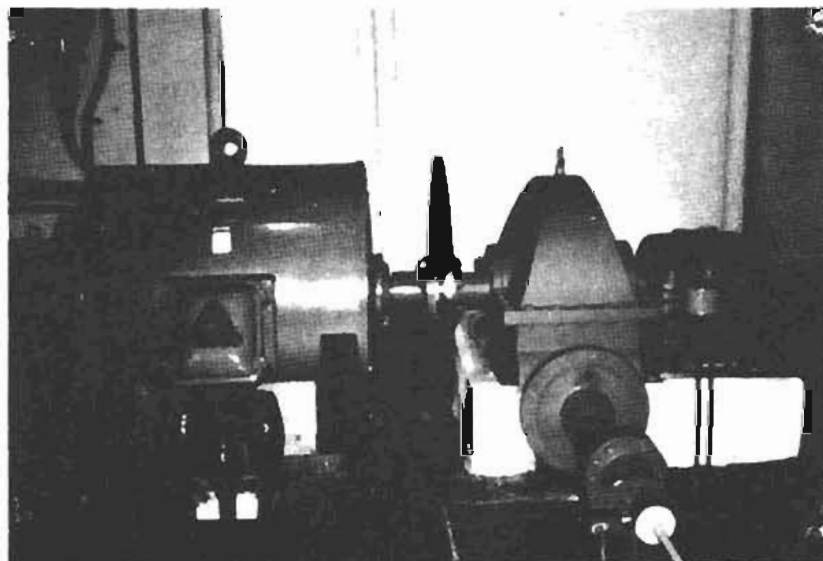


Figura 5.10. Turbina Pelton Auxiliar de un solo chiflón con carga de 5.10 m

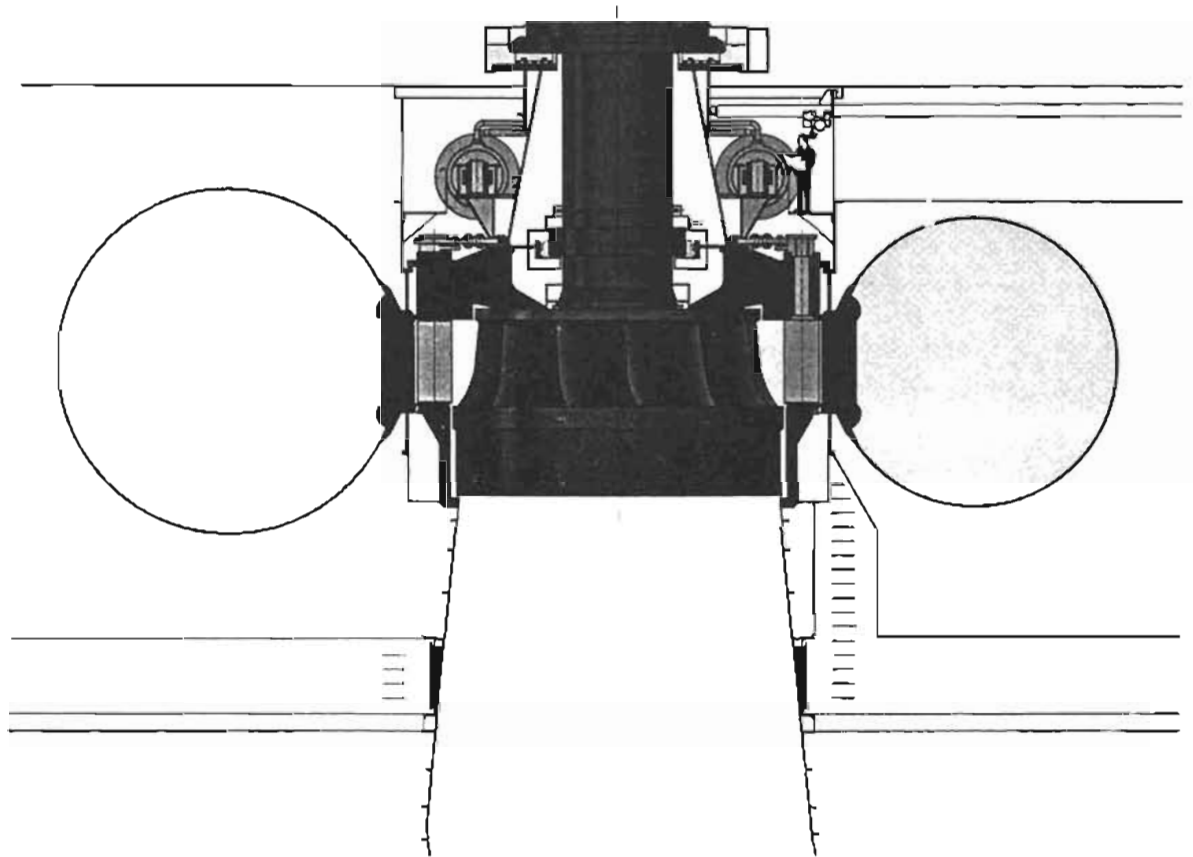
Figura 5.11. Diagrama de conducción a la planta de Mazatepec turbina Pelton (Q=39m³/seg. Carga 5.10 m P= 52000 kw)

Figura 5.12. Casa de máquina. Planta de Mazatepec (Turbina Pelton chifloncs)

CAPITULO 6

TURBINAS FRANCIS

TURBINAS FRANCIS



Rápidos

Las turbinas Francis se usan para cargos medianos (aproximadamente 30-400 metros) y gastos bastante grande, aun cuando también se usan para gastos menores. Según sea la carga se puede elegir entre varios tipos de rodets, es decir lentos, normales, rápidos y extrarápidos, denominación que se basa en la velocidad específica y no en la velocidad angular; además los rodets se diferencian entre si por su forma.

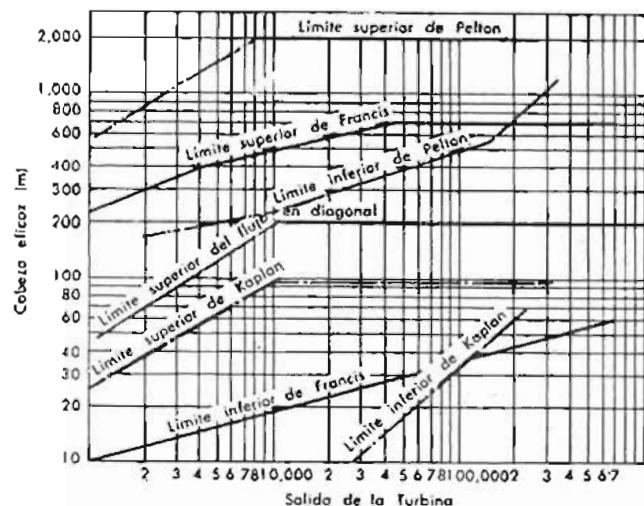


Figura 6.2. Rangos de aplicación de las turbinas

CARACTERISTICAS

El tipo normal tiene un rodete en el cual el diámetro de entrada D_1 es ligeramente mayor que el tubo de desfogue D_3 . El agua atraviesa el rodete, desviándose de la dirección radial a la axial con la cual entra al tubo de aspiración.

En los rodets Francis lentos la diferencia entre D_3 D_1 y el cambio de dirección son muchos más pronunciadas.

Con los rodets rápidos se obtienen velocidades de operación más altas para el mismo salto.

Lentos

1. La sección de entrada es estrecha.
2. El diámetro de salida es chico mientras que el de entrada es grande.
3. Flujo radial-axial
4. Se utiliza en caídas grandes.

1. El entrehierro es grande
2. El diámetro de entrada es chico y el de salida grande.
3. Flujo casi axial.
4. Se utiliza en caídas pequeñas.

2. El principio de operación es el siguiente:

El agua procedente de la tubería forzada entra en la cámara espiral (1), después en el distribuidor (2) y finalmente en la rueda motriz, donde transforma su energía hidráulica en energía mecánica, transmitiéndola por el eje 4 de la turbina. El agua sale por el tubo de desfogue (5) al canal aguas abajo.

3. La carcasa muchas veces llamada voluta, tiene una forma de espiral y convierte la energía de presión en energía de velocidad debido a un cambio gradual de áreas.

Además, tiene por objeto alimentar uniformemente toda la periferia del rodete.

A diferencia de la carcasa de las turbinas Pelton, la carcasa de las turbinas Francis efectúa un trabajo y está sujeta a presión, razón por la cual debe tener una resistencia mecánica mucho mayor.

Los materiales usados son hierro para saltos pequeños, y acero fundido o lámina de acero para saltos grandes. Los espesores son mucho mayores que en la Pelton.

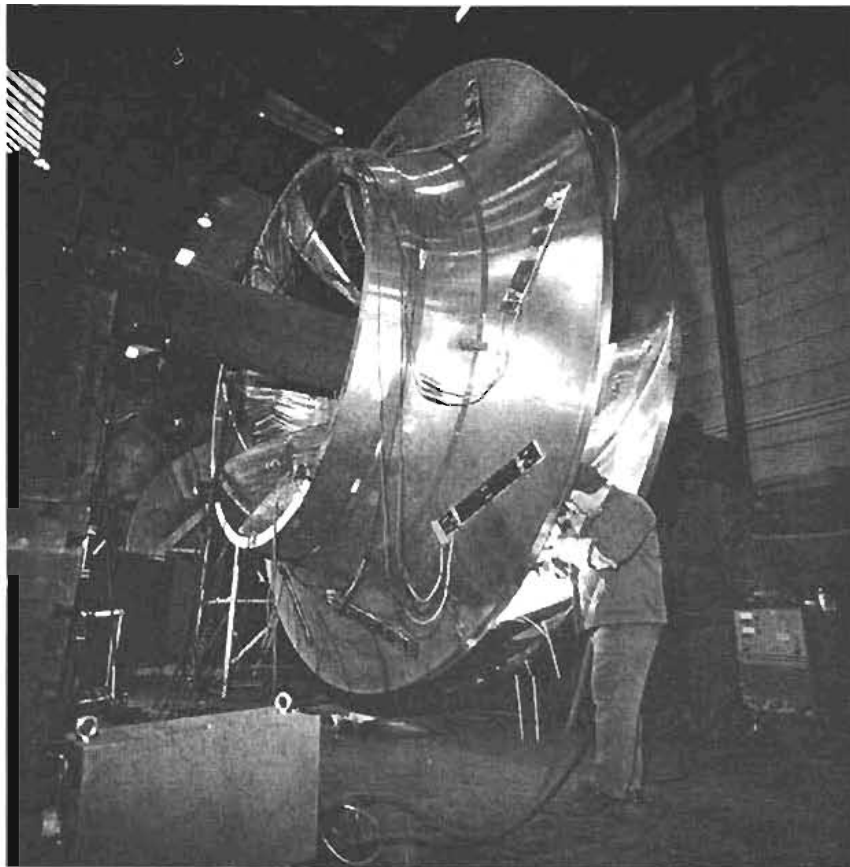
La sección de entrada está provista de una brida para conectarla a la tubería que contiene la válvula de entrada.

La tubería de desfogue también irá unida a la carcasa.

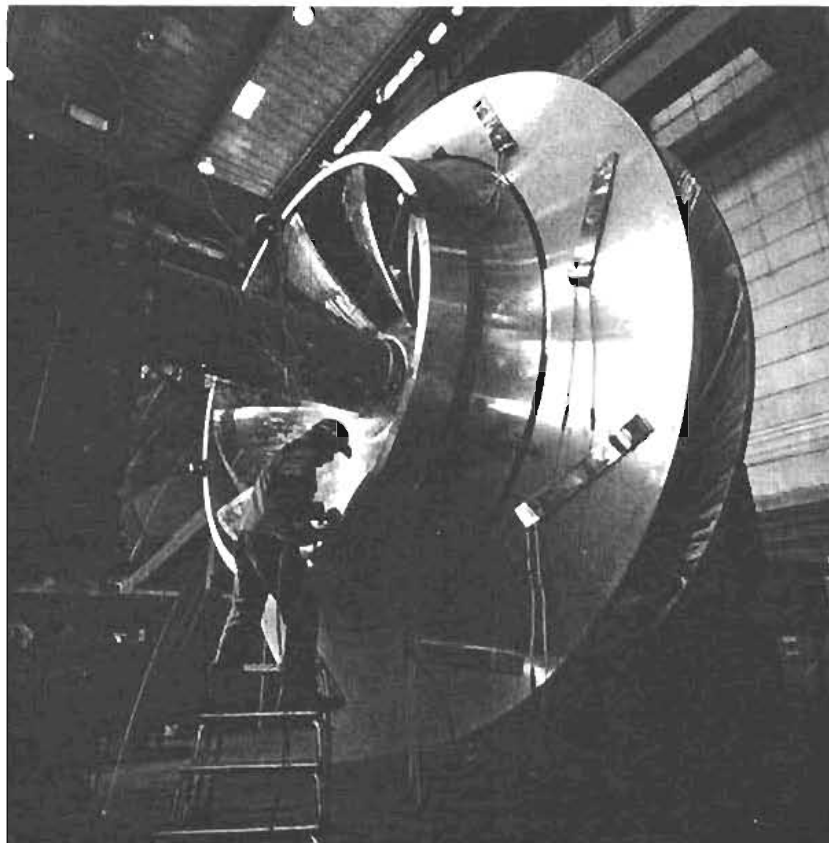
El asiento de la carcasa está constituida por pies fundidos con la misma carcasa, o bien, soldados a ella. La carcasa se puede hacer en una o varias partes, según las posibilidades de transporte y montaje.

4. El distribuidor. Es una corona con álabes, ya sea fijos o móviles, dispuestos a lo largo de toda la periferia del rodete, entre ésta y la espiral. Las funciones del distribuidor son las siguientes:

- a) Guiar el agua en dirección más conveniente a los álabes del rodete, para obtener la óptima eficiencia.
- b) Regular el gasto que penetra al rodete.
- c) En un caso de emergencia puede servir como válvula.



Goldisthal Welding
(Cortesia de Voith Siemens Hydro Power Generation)



Goldisthal Grinding
(Cortesia de Voith Siemens Hydro Power Generation)

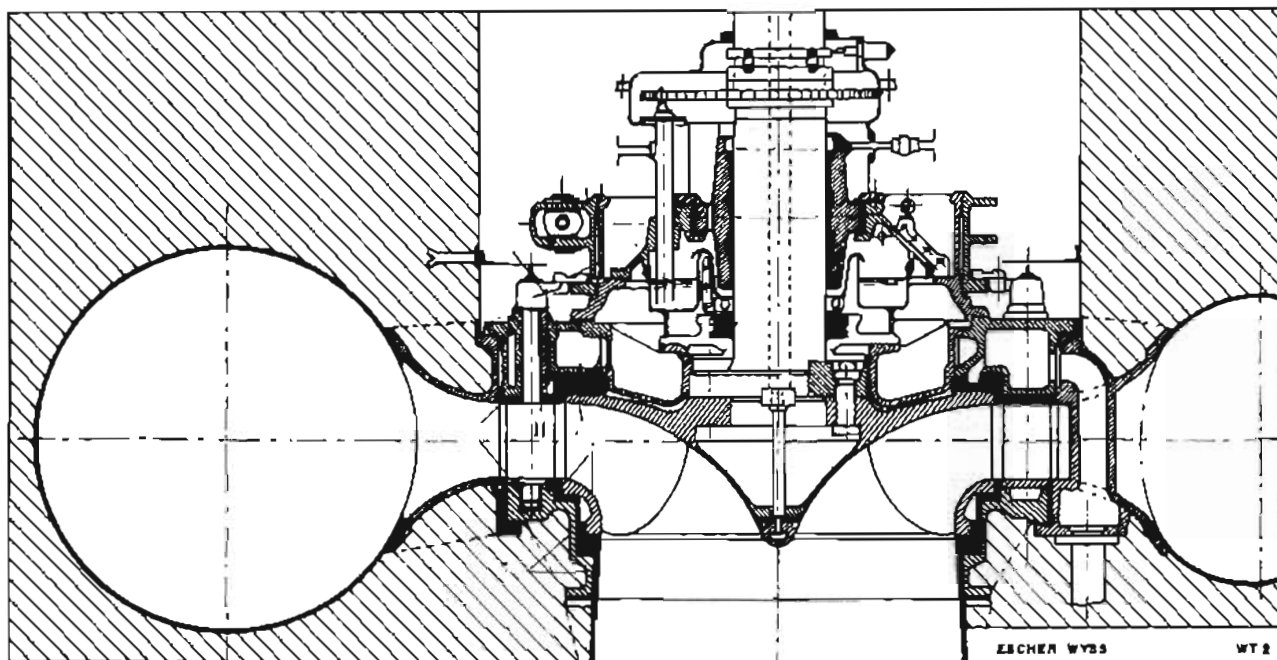


Figura 6.4. Corte seccional de una turbina Francis

Para ello, el perfil de los álabes directrices es hidrodinámico y su superficie es lo más lisa posible. Con el fin de regular el caudal se imprime a los álabes un movimiento giratorio durante el servicio. Los álabes por ambos lados, descansan en soportes; tienen pernos (9a), que giran en unos casquillos de bronce (10), lubricados por grasa, todos ellos montados sobre anillos (15).

Las tapas del distribuidor (12) van atornilladas a la cámara espiral (1).

Con el fin de reducir al mínimo las fugas de agua, se limita el juego entre distribuidor y rodete al mínimo permitido. Cuando se tienen grandes saltos y si el agua es arenosa, es decir, siempre que se teman desgastes importantes, las dos tapas del distribuidor irán provistas de anillos cambiables de protección.

5. Regulación. El movimiento giratorio de los álabes directrices se efectúa por medio del anillo de regulación (15), por medio de las bielas (22) y de las palancas (23).

El mecanismo de regulación se encuentra por lo tanto completamente fuera del agua, evitándose así un desgaste excesivo.

6. Rodete. Los perfiles de los álabes son de importancia primordial para el rendimiento de una turbina Francis.

Se han hecho muchos experimentos en los laboratorios de las fábricas más importantes.

La rueda es de una sola pieza de fundición, de hierro, acero, acero aleado o acero inoxidable para rodetes grandes y donde puede existir cavitación.

El rodete tiene agujeros para balanceo de la presión axial.

Turbinas horizontales

7. La flecha es de acero Siemens Martin, y está provista de un tope 4 A, el cual transmite al soporte la presión axial.

En turbinas horizontales, la turbina tiene sólo un soporte (14).

Los cojinetes (24) en 4 piezas y revestidos de material antifricción de la mejor calidad, pueden ser fácilmente reemplazados. Soportan carga axial y radial.

Si se necesita enfriar el aceite se hará usando serpentines enfriados por agua.

8. La turbina va equipada con sus accesorios, tales como prensa-estopas, registros, etc.

9. El tubo de desfogue en las turbinas horizontales consta únicamente de un codo, seguido de un tubo rectilíneo, vertical u oblicuo. Debe ser fácilmente desmontable para fines de inspección.

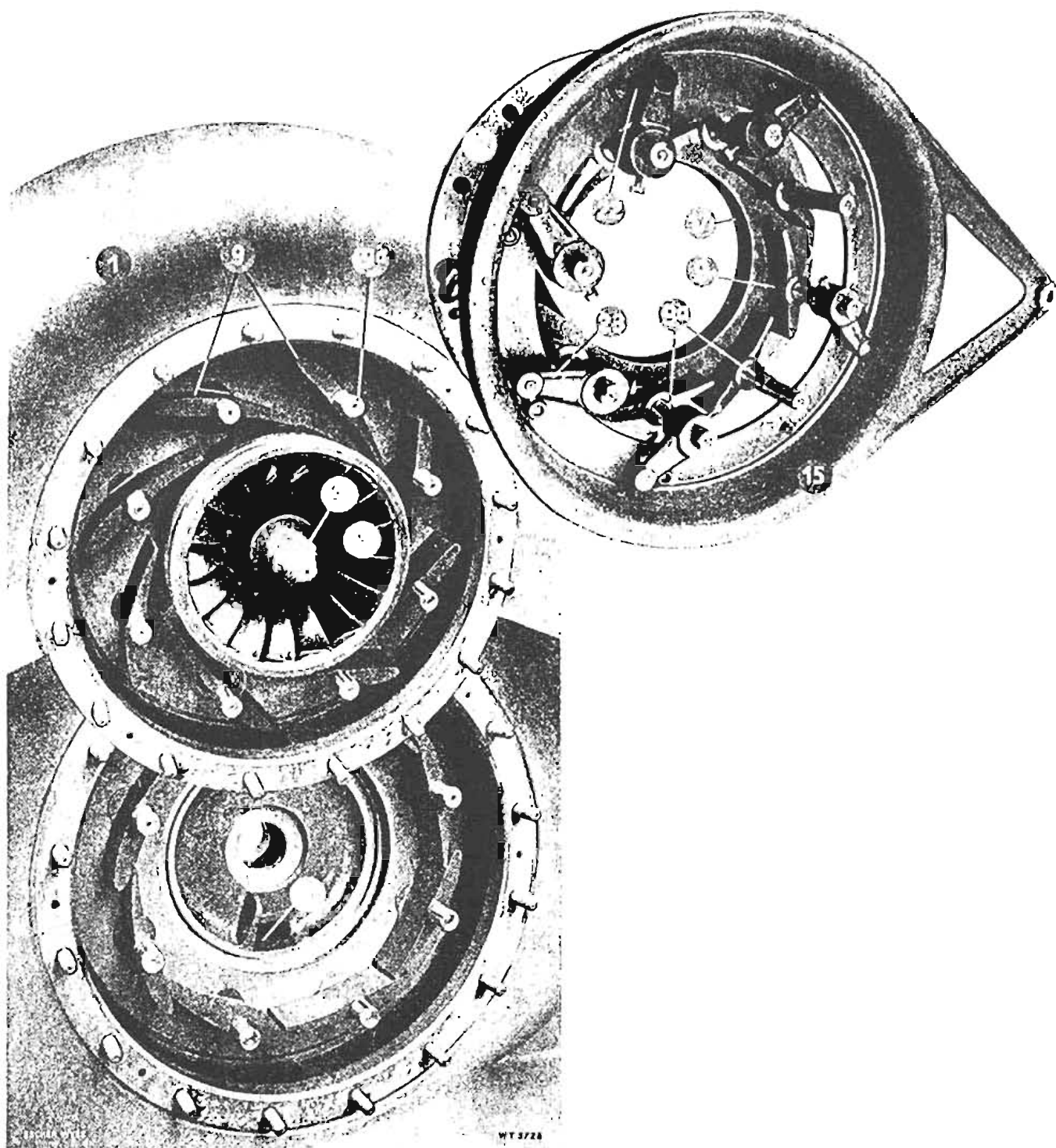


Figura 6.5. Diferentes vistas del distribuidor (tapa, distribuidor abierto y distribuidor cerrado)

Turbinas verticales

10. Los principales elementos se ejecutan siguiendo los mismos principios considerados en las turbinas horizontales. La cámara espiral queda homogonada, parcial o enteramente, de esta manera se mantiene sólidamente anclada. El mecanismo de regulación y el soporte guía van montados sobre la tapa del distribuidor. El rodete está atornillado a un plato del eje, transmitiéndose el momento de torsión por medio de una chaveta transversal. El prensaestopas (13) con anillos de carbón o empaquetadura blanda, asegura al soporte guía (14) contra infiltraciones provenientes de la turbina. La tubería de descarga (16) sirve para disminuir la presión axial de la rueda y descargar el prensaestopas. La fuerza para la regulación de los álabes del distribuidor es suministrada por (1) o (2) servomotores de presión de aceite. Las bielas (22) y palancas (23) transmiten el esfuerzo del anillo de regulación (15) a los álabes (9). El cojinete de suspensión se ubica generalmente sobre la cruceta del generador. Éste descansa sobre la planta o por un anillo de cemento que carga sobre la carcasa. El tubo de desfogue (5) puede ser de chapa, montado verticalmente hacia abajo, o bien de concreto armado en forma de codo, que conduce el agua al canal aguas abajo, en dirección horizontal.

Turbomáquinas hidráulicas Francis de gran potencia

cortesía (Neyrpic) S. Casacci

El estudio de la economía global de las instalaciones hidroeléctricas conduce a clientes y constructores a considerar potencias unitarias cada día más elevadas. Una década fue suficiente para que las potencias unitarias de las turbinas Francis pasaran de 200 MW a más de 600 MW. Los optimistas hablan ya de grupos de 1 000 MW y hasta 1 500 MW.

Recordemos que las plantas hidroeléctricas se caracterizan por un factor de utilización excelente y exigen un tiempo mínimo de ajuste y mantenimiento. Además, la rapidez de entrega y servicio, así como la posibilidad de utilización desde el funcionamiento en vacío hasta la carga completa sin esfuerzos especiales, constituyen ventajas excepcionales de explotación; para obtener estas cualidades, los constructores han ejecutado una gran cantidad

de investigaciones y pruebas en todos los aspectos, y particularmente en hidráulica y mecánica.

La fabricación de los rodetes es, sin duda alguna, la clave del éxito.

La concepción y las dimensiones de estas piezas exigen por una parte el conocimiento de los esfuerzos hidrodinámicos permanentes y no permanentes, y necesitan, por otra, el perfeccionamiento de métodos de cálculo aplicables a las estructuras en forma de casco con cargas en todos los sentidos. Los constructores se dedican a definir las frecuencias y amplitudes de fuerzas hidráulicas perturbadoras; determinan las frecuencias propias de los álabes correspondientes a los diferentes modos de vibraciones en presencia del medio fluido en movimiento. Estos estudios constituyen una de las partes más delicadas de las investigaciones, que permiten resolver con éxito los problemas que plantea la construcción de las turbinas Francis gigantes. Es indispensable en efecto, por una parte, limitar las amplitudes de los esfuerzos hidráulicos pulsatorios y, por otra, calcular las dimensiones de los álabes, para que sus frecuencias propias se sitúen fuera del campo de las amplitudes máximas de perturbación. Es la única manera de evitar las fisuraciones de fatiga, porque no se puede contar con el efecto de un amortiguamiento natural o artificial. El éxito reside en los conocimientos de los flujos no estacionarios y de las vibraciones hidroelásticas de los álabes. Varias series de pruebas en rodetes industriales han permitido aclarar estos problemas.

Otro factor importante del éxito reside en una concepción correcta de las partes giratorias de la línea del eje, de las chumaceras y del pivote. No se pueden tolerar vibraciones de amplitud sensible y frecuencias medianamente elevadas en los elementos que constituyen el rotor y el rodete, sin arriesgar fisuras de fatiga. Para evitar cualquier fenómeno de resonancia sencilla o paramétrica, los constructores deben tener conocimiento de las frecuencias de las fuerzas perturbadoras de origen hidráulico y eléctrico. La concepción y las dimensiones de las partes giratorias del grupo exigen, pues, una colaboración eficaz entre los constructores hidráulicos y eléctricos; debe ser lo mismo para el proyecto de la línea del eje y de las chumaceras, que para evitar cualquier vibración perjudicial necesita un estudio profundo de los desplazamientos de los apoyos, de las deformaciones locales y del conjunto de los árboles, sobre todo cuando éstos son huecos. A nivel de proyecto es indispensable el examen completo del comportamiento dinámico de las partes giratorias, incluidos los modos de vibraciones del rotor y del rodete, la disposición de las chumaceras y del pivote, la influencia del roce, de la flexibilidad del pivote, etc.

Para limitarnos a las máquinas en construcción, precisemos que la fabricación de turbinas cuya producción es de 600 a 700 MW, presenta dificultades de índole diferente, según sea la caída de funcionamiento que, según las instalaciones puede variar de 100 a más de 300 m. Vamos a examinar rápidamente las características de dos instalaciones de alta potencia que dan respectivamente una idea de las dificultades de construcción de las turbinas Francis que desarrollan altas potencias bajo fuertes caídas o bajo caídas de mediana importancia.

Las turbinas que equipan la central de Churchills, en Canadá, desarrollan 475 MW bajo una caída de 320 m, y funcionan a 200 revoluciones por minuto. Estas máquinas están equipadas de rodets de 6 m de diámetro que pesan 85 toneladas aproximadamente.

Estas piezas de acero inoxidable, pueden todavía ser moldeadas en una sola pieza, sin que se encuentren dificultades *insuperables* de construcción.

Además, las frecuencias propias de los álabes quedan suficientemente elevadas. Efectivamente los álabes de estos rodets de velocidad específica reducida, relativamente cortos, están sólidamente empotrados en la corona y en la banda. Por consiguiente, los límites de construcción clásica no son alcanzados en lo que se refiere al rodete; sin embargo todo es diferente para la carcasa. El diámetro exterior del ante-distribuidor mide 9.6 m; el de la entrada a la carcasa, 4.4 m. El peso total de la carcasa alcanza 400 toneladas. El espesor de ciertas placas de la bóveda sobrepasa los 100 mm. La realización de esta enorme pieza plantea problemas difíciles de soldadura. El crecimiento de las potencias unitarias de este tipo de máquina va a exigir la utilización de nuevas soluciones para la construcción de las carcasas. Los técnicos han considerado ya varias posibilidades:

- Utilización de cascos con varias capas
- Construcción mixta concreto-acero
- Utilización de acero de alto límite elástico

Las turbinas, que equipará la central de Cabora-Bassa, en Mozambique, desarrollarán 415 MW bajo una caída de 103.5 m con 107 revol. por minuto (potencia máxima 484 MW). Los rodets de estas máquinas alcanzan 7.20 de diámetro exterior y pesan más de 165 toneladas. La realización del rotor de estos grupos exige profundo análisis de la concepción mecánica e hidráulica de fabricación, y montaje. La longitud de la arista de salida de los álabes alcanza 4 m, aproximadamente, mientras que el espesor en esta zona debe permanecer relativamente pequeño para conservar buenos rendimientos.

Recordemos que para máquinas geométricamente similares, que funcionan bajo la misma caída, las frecuencias propias, inversamente propor-

cionales a las dimensiones, disminuyen cuando las dimensiones aumentan. Estas máquinas, que trabajarán en aguas relativamente agresivas, deben ser de acero inoxidable. Las cifras citadas: peso superior a 165 toneladas, diámetro exterior 7.2 m, altura 3.55 m, longitud de los álabes hacia la salida 4 m, dan una idea de las dificultades que plantea la concepción de dichos rodets. La carcasa de las máquinas tiene dimensiones imponentes: dimensión máxima, 23 m; diámetro de entrada, 7.1 m; peso total, 500 toneladas aproximadamente. Sin embargo, estas enormes piezas no alcanzan actualmente los límites de fabricación clásica.

Hoy en día los constructores estudian turbinas Francis de una potencia unitaria de 600 MW cuyos rodets sobrepasarán 10 m de diámetro y pesarán más de 500 toneladas para caídas del orden de cien metros. Estas últimas cifras muestran los problemas a los que tendrán que enfrentarse los constructores.

Evolución de las características hidráulicas.

Tendencia hacia potencias unitarias elevadas

Evolución de las características hidráulicas

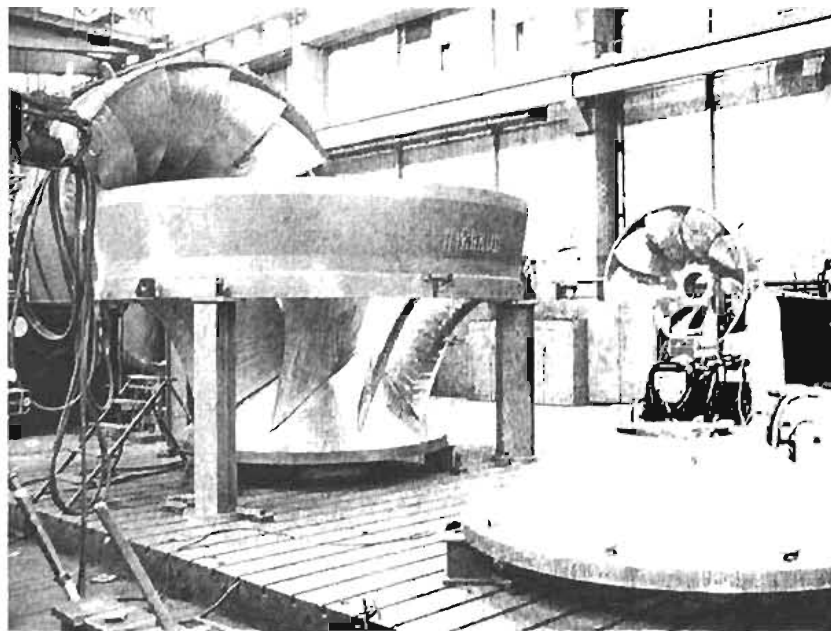
Tendencia hacia potencias unitarias elevadas

En Canadá, la caída de Churchill Falls se equipa con máquinas de cerca de 500 MW. En URSS, la planta de Krasnoyarsk tendrá 10 grupos de más de 500 MW, y para Sayano Sushensk están en proyecto turbinas de 550 MW. En Estados Unidos se completa el equipo de Grand Coulee con 6 plantas de 600 MW. Neyrpic, División de Alsthom, contribuye ampliamente a estos desarrollos por sus realizaciones, entre las cuales las más notables son:

- Manicouagan V (Canadá), 8 Francis de 166 MW, bajo caída de 150 m.
- Para estas dos instalaciones, los grupos son fabricados por Marine Industries, bajo licencia Neyrpic,
- Infiernillo (México), 4 Francis de 173 MW, bajo caída de 101 m.
- Revin (Francia), 4 turbinas— bombas (Francis reversibles)
- en turbina, 180 MW bajo 230 m.
- en bomba, 164 MW bajo 234 m $Q = 64 \text{ m}^3/\text{segundo}$
- Ilha Solteira (Brasil), 12 Francis de 171 MW bajo caída de 50 m; máximo 197 MW. Máquinas construidas por un consorcio europeo.
- Brommat (Francia), 240 MW, bajo 255 m.
- Alcántara (España), 4 Francis de 242 MW, bajo caída de 97 m.
- Reza Sha Kabir (Irán), 4 Francis de 278 MW, bajo caída de 162 m.
- Churchill Falls (Canadá), 11 Francis de 475



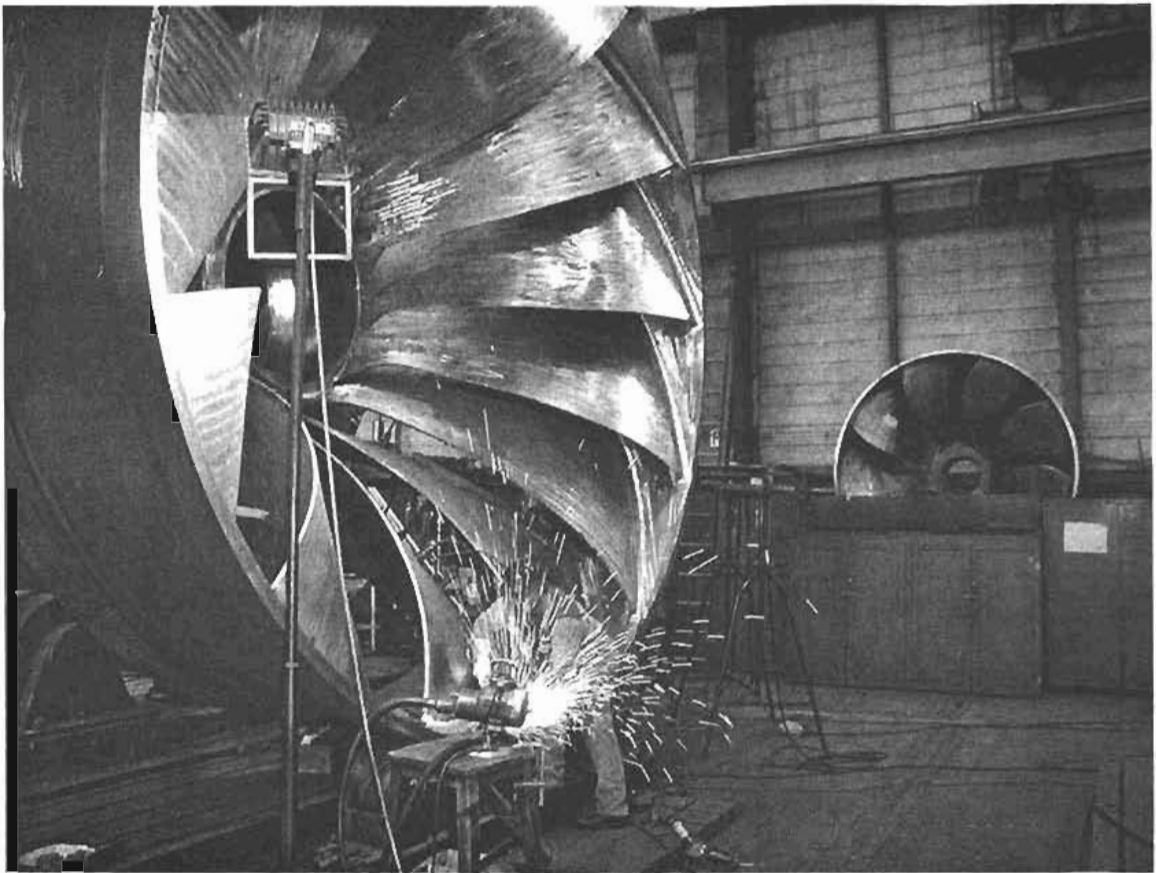
Sanxia Runner
(Cortesia de Voith Siemens Hydro Power Generation)



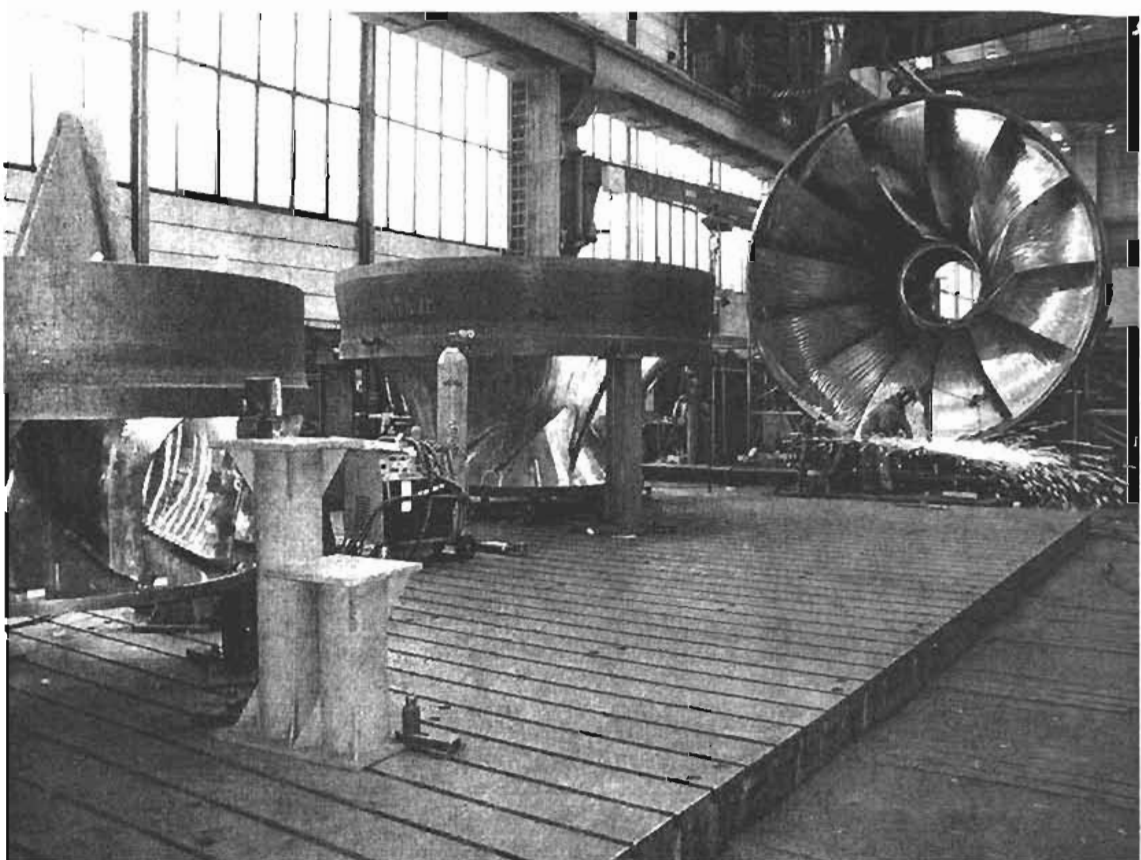
Hirakud Runner Front And In Back Right
(Cortesia de Voith Siemens Hydro Power Generation)



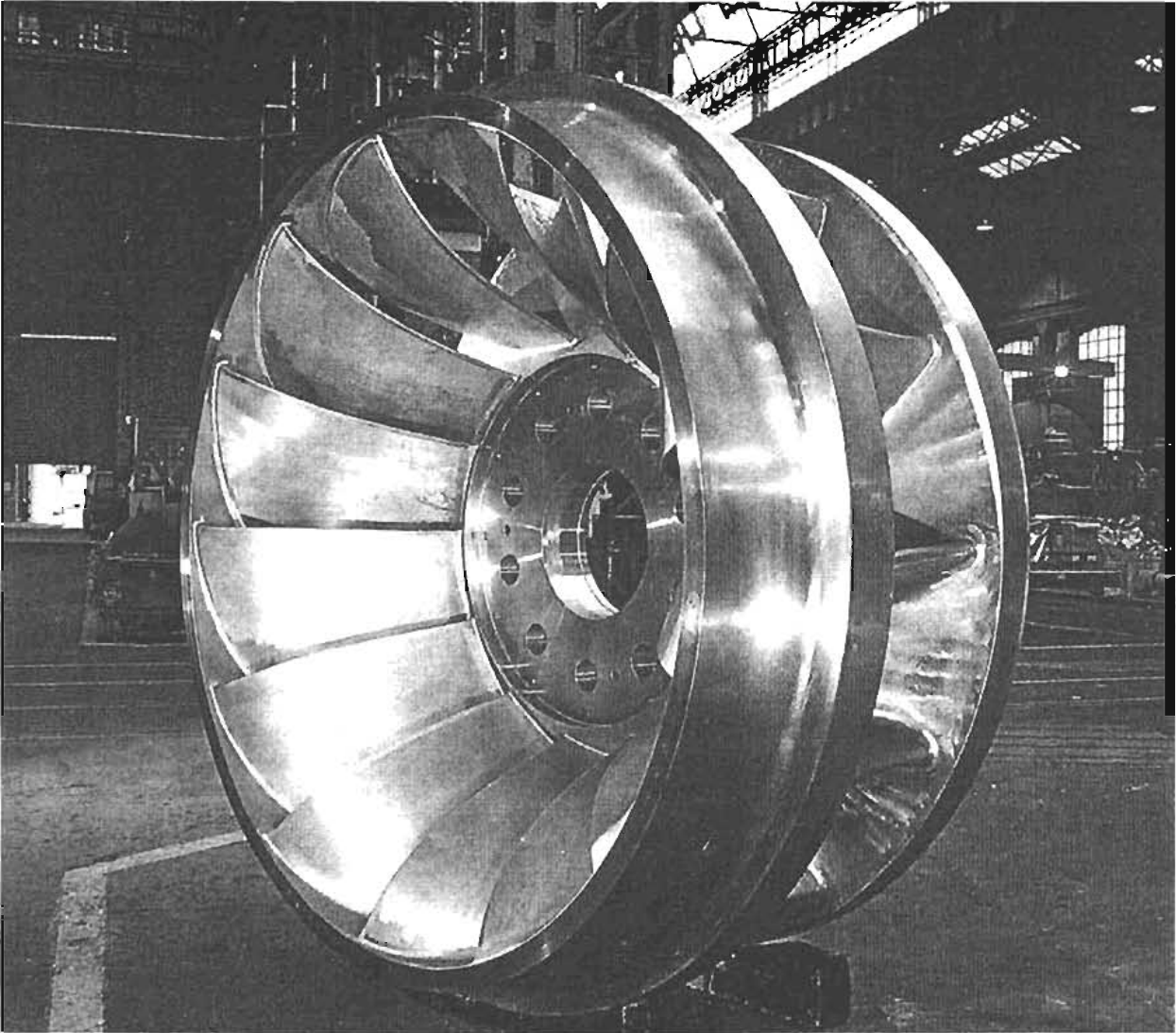
Sanxia Runner
(Cortesía de Voith Siemens Hydro Power Generation)



Borca Runner Grinding
(Cortesia de Volth Siemens Hydro Power Generation)



Borca Runner Grinding And Hirakud In Front
(Cortesia de Volth Siemens Hydro Power Generation)



Caneva Runner In Shop
(Cortesia de Voith Siemens Hydro Power Generation)

MW, bajo caída de 320 m., 6 máquinas construidas por Marine Industries, bajo estudios de Neyrpic en las 11 turbinas pedidas al consorcio Canadian General Electric Co, Dominion Engineering Works and Marine Industries, Cabora Bassa (Mozambique), 5 turbinas Francis de 415 MW, bajo caída de 103.5 m, y 484 MW bajo caída de 119.5 m. Máquinas construidas en asociación con VOITH.

Esta tendencia hacia potencias unitarias cada vez más elevadas se justifica por el hecho de que el costo por KW instalado disminuye con el aumento de la potencia unitaria, hasta un cierto límite fijado por las posibilidades tecnológicas actuales. En un futuro próximo, este límite, debido principalmente a las posibilidades de fabricación de los rodets Francis, será reducido con probabilidad utilizando nuevas disposiciones mecánicas, nuevas concepciones de piezas mecano-soldadas y nuevas técnicas de fabricación.

1.2 Aumento en el campo de caídas y crecimiento de las velocidades específicas. En la actualidad es probable que las caídas de 750 metros se equipen con turbinas Francis. Actualmente estas máquinas funcionan con regularidad bajo caídas que sobrepasan ampliamente los 600 m. Hace unos diez años, la caída límite de utilización se situaba entre 400 y 500 m cifras que dan una idea del progreso realizado.

De hecho, dos desarrollos se pretenden simultáneamente: uno busca aumentar la caída máxima utilizable; el otro trata de permitir la utilización de Francis de una n_g dado, bajo caídas cada vez más altas.

Estos progresos considerables, motivados por la investigación de la rentabilidad máxima, son posibles, gracias al conocimiento profundo de los flujos en las turbomáquinas y de los fenómenos de cavitación.

La utilización de turbinas Francis bajo fuertes caídas tiene que tomar en cuenta el hecho importante de que la erosión por cavitación depende en gran parte de las velocidades del flujo del agua. Además, si la caída de la instalación varía sensiblemente, pueden aparecer desgastes por cavitación, tanto a la salida como a la entrada de los álabes. El análisis sobre modelo de diferentes tipos de cavitación exige dispositivos experimentales especiales y un conocimiento teórico previo y suficientemente preciso de los fenómenos.

Las investigaciones emprendidas en estos últimos años han conducido a un mejoramiento de los trazos hidráulicos que dan excelentes resultados, siendo a la vez menos sensibles a la cavitación.

La utilización de aceros especiales más resistentes y los progresos realizados en los cálculos de resistencia y la definición de las frecuencias propias

de vibraciones han contribuido mucho a estos progresos.

Los especialistas en hidráulica no han intentado mejorar en estos últimos años los rendimientos, que alcanzan valores suficientemente elevados. Sus esfuerzos se han concentrado más que nada en reducir las dimensiones de las máquinas (es decir, aumentar su potencia específica) manteniendo a la vez sus buenos rendimientos.

Se debe insistir sobre el hecho muy importante de que el estudio de potencias unitarias y de potencias específicas elevadas se tiene que efectuar manteniendo excelentes condiciones de explotación para máquinas de grandes dimensiones.

Los principales problemas a resolver conciernen a la estabilidad del flujo del agua, las oscilaciones de potencia, las vibraciones de las partes giratorias y, por consecuencia, los mejores medios para suprimir o reducir estas inestabilidades. Se han realizado toda una serie de pruebas para analizar este fenómeno. Son indispensables informaciones detalladas sobre el comportamiento del modelo y del prototipo para obtener un perfecto conocimiento del efecto de escala que concierne al fenómeno mismo y los medios para llegar a límites aceptables de funcionamiento (estabilizador coaxial, admisión de aire, etc. . .)

Análisis bastante preciso de estos fenómenos fluctuantes es el que se obtiene con la ayuda de grabaciones, de las cuales se pueden deducir las densidades espectrales de energía.

Una comparación entre las pulsaciones de presión y las fluctuaciones del par permite casi siempre la eliminación de vibraciones parásitas que pueden ocultar el fenómeno de base.

Las pruebas bajo modelo se deben realizar tomando en cuenta todos los factores importantes (coeficiente σ , punto de funcionamiento, admisión de aire, sistema de estabilización, etc.)

Disposiciones mecánicas de conjunto

Con el fin de disminuir el costo de la obra de ingeniería civil, los constructores han tenido que idear grupos de altura total reducida. Una disposición de conjunto que se adopta generalmente para los grupos de dimensiones importantes lleva un pivote colocado en el fondo de la turbina y dos o tres chumaceras guías:

A nivel de proyecto, los constructores de la industria hidráulica y eléctrica tienen que intercambiar informaciones técnicas suficientemente precisas para que las concepciones mecánicas de conjunto escogidas más tarde conduzcan, tras estudios más profundos, a comportamientos mecánicos satisfactorios.

Examinemos los principales informes que se deberían intercambiar en cuanto a las frecuencias propias de las piezas constitutivas, las fuerzas perturbadoras de origen hidráulico y eléctrico, las características mecánicas de las partes giratorias, de la línea del eje, de las chumaceras y del pivote.

Las fuerzas perturbadoras de origen hidráulico pueden estar asociadas:

- a las características hidráulicas generales de la instalación,
- a las perturbaciones de funcionamiento de las turbomáquinas, fuera de las zonas de marcha óptima o durante las transitorias,
- a ciertas imperfecciones o a incidentes tales como la desincronización de las directrices.

Las fuerzas perturbadoras en el conjunto de las obras hidráulicas, cuya definición incumbe por lo general al responsable del proyecto (cliente o ingeniero consejero), pueden tener causas muy diversas (cambio de sección, reflexión de ondas, transitorias en los conductos complejos, etc. . .) Estas fuerzas perturbadoras pueden provocar pulsaciones de presión y, consecutivamente, oscilaciones axiales y tangenciales de las partes giratorias; son muchas veces la causa de fenómenos de resonancia que se manifiestan por oscilaciones sensibles de potencia. Es la razón por la cual las turbinas de trazo hidráulico dado, para las cuales las pruebas sobre modelo no muestran anomalía alguna y que se comportan perfectamente en una instalación determinada, en otro equipo pueden sufrir pulsaciones de potencia para ciertos funcionamientos. La causa de estas anomalías de funcionamiento se debe generalmente a fenómenos de resonancia, relacionados con el proyecto hidráulico del conjunto.

Señalemos finalmente que las frecuencias de las ondas de presión en los conductos hidráulicos son generalmente muy parecidas a las frecuencias naturales sincrónicas de los alternadores, que varían según la carga.

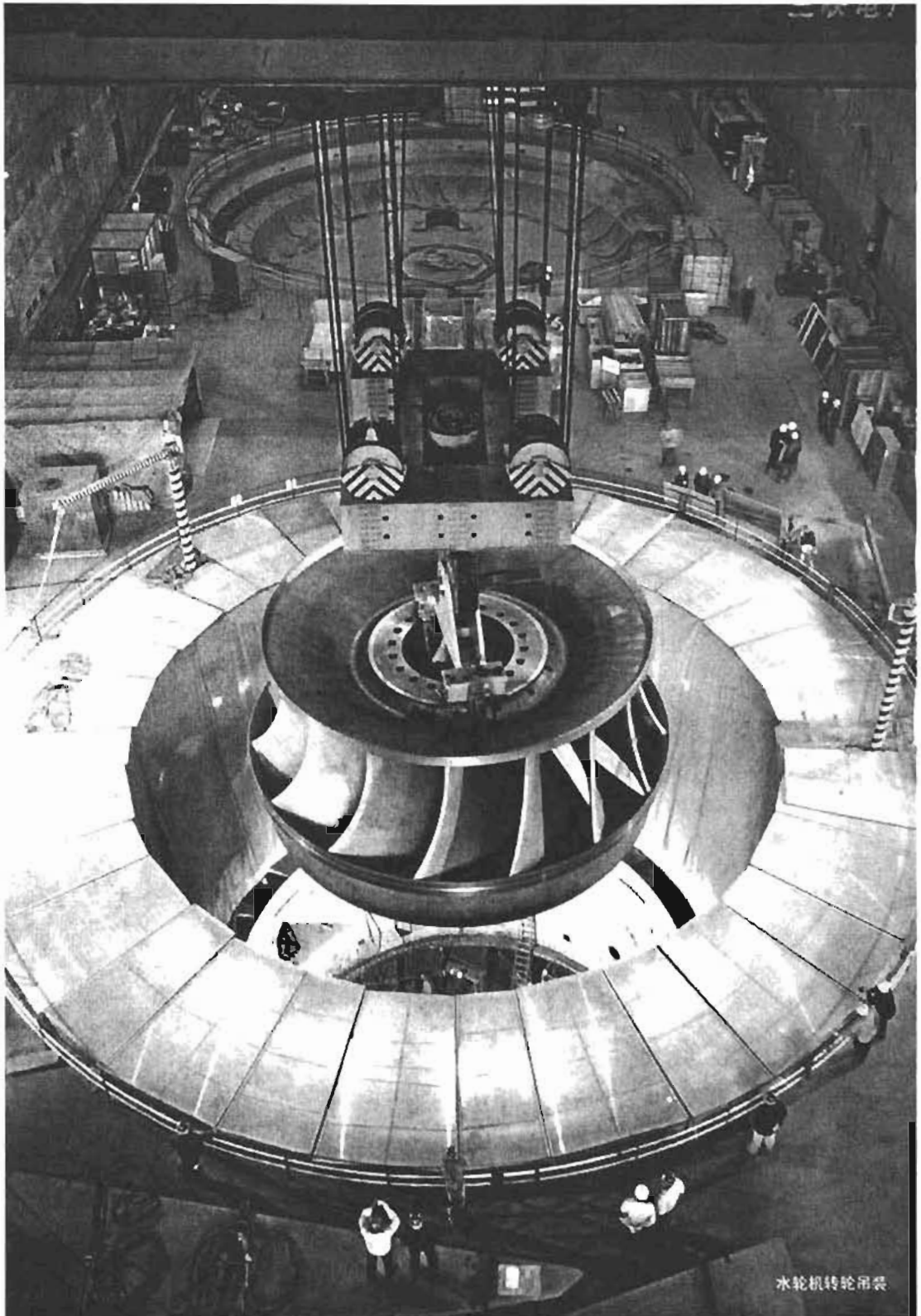
Fuera de las zonas de funcionamiento óptimo, las turbomáquinas del tipo Francis pueden ser la sede de pulsaciones de presión. En la curva característica de una turbina Francis que dé, por ejemplo, el coeficiente de gasto en función del coeficiente de velocidad, se define una zona sin pulsación de presión que corresponde a circulaciones reducidas a la salida del rodete. Fuera de esta zona aparecen circulaciones en el sentido rotatorio del rodete o en sentido contrario, dependiendo de la situación del punto de funcionamiento que se puede encontrar más abajo (gasto débil) o más arriba (gasto importante) de la zona tranquila. Para las cargas parciales, las frecuencias y las amplitudes de las fluctuaciones de presión más o menos periódicas dependen de la velocidad de rotación del grupo, y la cavitación influye generalmente poco en ellas. Para

las cargas importantes, las frecuencias, definidas con menos precisión, se ven influenciadas por la cavitación. Para estas fuerzas perturbadoras, el constructor de turbinas puede definir las frecuencias y las amplitudes más probables, que son en promedio aproximadas a la tercera o la cuarta parte de la frecuencia de rotación f para cargas poco importantes, y cercanas de f para cargas importantes.

El conocimiento de estas frecuencias permite al maestro de obras calcular los riesgos de resonancia, con los fenómenos de propagación de ondas en los conductos hidráulicos, con las oscilaciones naturales sincrónicas del alternador, etc. . .

Las fuerzas perturbadoras de origen hidráulico que aparecen en el momento de los transitorios y que pueden condicionar el dimensionamiento del eje y de las chumaceras, tienen su origen principalmente en las variaciones de las presiones radiales en las chumaceras. Si los rotores de las máquinas que forman parte del grupo están bien equilibrados y centrados, si además el trazado hidráulico de la turbina es correcto y la realización del rotor del alternador suficientemente precisa, los empujes radiales en las chumaceras en régimen permanente se mantienen poco elevados. Las fuerzas radiales de origen hidráulico en régimen permanente aumentan con la apertura del distribuidor, por consecuencia con la carga, pero quedan poco elevados. Crecen sensiblemente en regímenes transitorios. El constructor de turbinas puede surtir en el proyecto los datos suficientes, precisando los componentes fijos y variables de estas fuerzas para regímenes permanentes y transitorios. Para las fuerzas perturbadoras de origen hidráulico que se pueden producir en el funcionamiento de las turbinas-bombas, señalamos al lector el estudio del capítulo correspondiente.

Las fuerzas perturbadoras de origen eléctrico, al nivel del proyecto, pueden ser definidas por los constructores eléctricos. Ya hemos señalado que las oscilaciones naturales de una máquina síncrona acoplada a una red, su frecuencia que varía ligeramente con la carga, es casi siempre aproximada a las frecuencias de las pulsaciones de presión en los conductos hidráulicos y a las frecuencias de las fluctuaciones de presión en los aspiradores. Otras excitaciones tales como aquellas cuya frecuencia es el doble de la frecuencia proporcionada por el alternador, las de las armónicas de reacción de inducción, no tienen influencia por lo general más que a nivel del rotor y del estator del alternador. La puesta en corto circuito brusco simétrico provoca un par a la frecuencia de la corriente, y un par generalmente de importancia mínima en frecuencia doble. Las fuerzas perturbadoras de origen eléctrico a tomar en cuenta en el dimensionamiento de la línea del eje son principalmente esfuerzos magnéticos radiales; contienen una componente de direc-



Sanxia Runner Lowered
(Cortesia de Voith Slemens Hydro Power Generation)

ción constante (función de la excentricidad, de la realización imperfecta del rotor, de la flecha del eje, . . .) y de una componente rotativa (función de las imperfecciones del rotor, un defecto del equilibrio, . . .)

Tecnología de los principales elementos.

Línea del eje, pivote, chumacera

La concepción de la línea del eje, la disposición de las chumaceras y del pivote, deben permitir, por una parte —en régimen permanente— una rotación sin vibración excesiva; por otra parte —a todo régimen— flechas máximas compatibles con los juegos de funcionamiento, sobre todo al nivel de la espiral de la turbomáquina. En la concepción mecánica de los grupos hidroeléctricos de gran potencia se deben tomar en cuenta numerosos factores, cuya influencia crece con el aumento de las dimensiones. Las vibraciones de las partes giratorias, por ejemplo, dependen mucho del juego en las chumaceras, de la flexibilidad de los apoyos y de la del pivote para los diferentes tipos de desplazamiento. Las deformaciones locales a la altura de las chumaceras se vuelven relativamente importantes para los ejes huecos de grandes dimensiones. La adopción de chumaceras con patines permite reducir las holguras relativas y, consecuentemente, limitar los desplazamientos del eje en relación al cojinete. Las deformaciones mecánicas y térmicas del eje y las flechas de los soportes, condicionan la concepción de chumaceras con patines; el dimensionamiento y la disposición de los patines dependen de la importancia de los esfuerzos radiales, los cuales pueden tener una componente constante cuya dirección puede variar con el régimen de funcionamiento y una componente giratoria. A pesar de que el estudio de chumaceras de grandes dimensiones presentan un gran interés, nos limitaremos sólo al examen de ciertos problemas planteados por la concepción y la fabricación de los pivotes. Las dimensiones de los pivotes capaces de soportar varios millares de toneladas son importantes; su diámetro exterior puede alcanzar 5 m. Los problemas planteados para su construcción son muy delicados. El espesor mínimo de la capa de aceite es siempre del orden de un décimo de milímetro; la precisión de fabricación tiende a disminuir, mientras que un gran número de factores desfavorables toman una importancia cada vez más grande cuando las dimensiones aumentan. La limitación de las deformaciones mecánicas para valores aceptables, o sea, muy inferiores a un décimo de milímetro, necesita disposiciones constructivas particulares. Las superficies de apoyo del espejo móvil, por ejemplo, deben estar convenientemente situadas y tener di-

mensiones adecuadas para evitar cualquier rotación. Es indispensable, además, prever dispositivos especiales de aislamiento del espejo, con el fin de reducir las deformaciones térmicas. Hay que insistir sobre el hecho de que los espejos móviles de dos piezas se deben estudiar minuciosamente, ya que las deformaciones térmicas y mecánicas pueden ser muy peligrosas, puesto que se ha destruido la simetría de rotación.

La limitación de las deformaciones térmicas de los patines impone circuitos de refrigeración especialmente estudiados con este fin; por otra parte, el aislamiento térmico de los patines es indispensable. Para el caso de pivotes de dimensiones importantes, es prácticamente imposible evitar las desigualdades de flecha en azimut, aun cuando se prevea una pieza de reparto entre los patines y los elementos de apoyo. En efecto, la simetría de revolución de los soportes no es nunca perfecta. Para pivotes cuyo diámetro medio es del orden de 3 a 4 m, las desigualdades de flecha en azimut son por lo general de algunos centésimos, sean cuales fueren las precauciones de maquinado. Estas desigualdades de flecha destruyen el reparto conveniente de las cargas entre los patines, lo cual limita la presión específica a valores relativamente débiles. Es indispensable realizar un reparto equitativo automático de las cargas, para mejorar la seguridad de estos grandes pivotes, aumentando a la vez la presión específica.

Cada patín está sujeto sobre una membrana teórica de acero de espesor débil, que posee gran flexibilidad. Estas membranas están empernadas sobre una corona de apoyo que, transmite las cargas al soporte del pivote. Los conductos perforados en esta corona comunican los recintos estancos, contruidos por las membranas tóricas. La totalidad del volumen limitado por las membranas y las canalizaciones de la placa de apoyo está lleno de aceite. Siendo idéntica la presión en cada una de las membranas tóricas y sabiendo que las deformaciones de las membranas necesarias para la corrección de los defectos no requiere más que un esfuerzo mínimo en relación con la carga del patín, se obtiene una repartición casi perfecta. Las diversas medidas efectuadas para controlar la resistencia y el comportamiento de las membranas muestran que el reparto equitativo de la carga entre los patines se puede obtener con una tolerancia del 1%, aun cuando los errores de fabricación y montaje sean muy superiores a los que corresponden a las reglas del arte. El funcionamiento de estos pivotes no se ve afectado prácticamente por deformaciones, aún importantes, de los soportes. Lo confirma el excelente comportamiento de los estribos de Cambeyrac que, a consecuencia de la inversión de una falsa junta oblicua, funcionaron en condiciones particularmen-

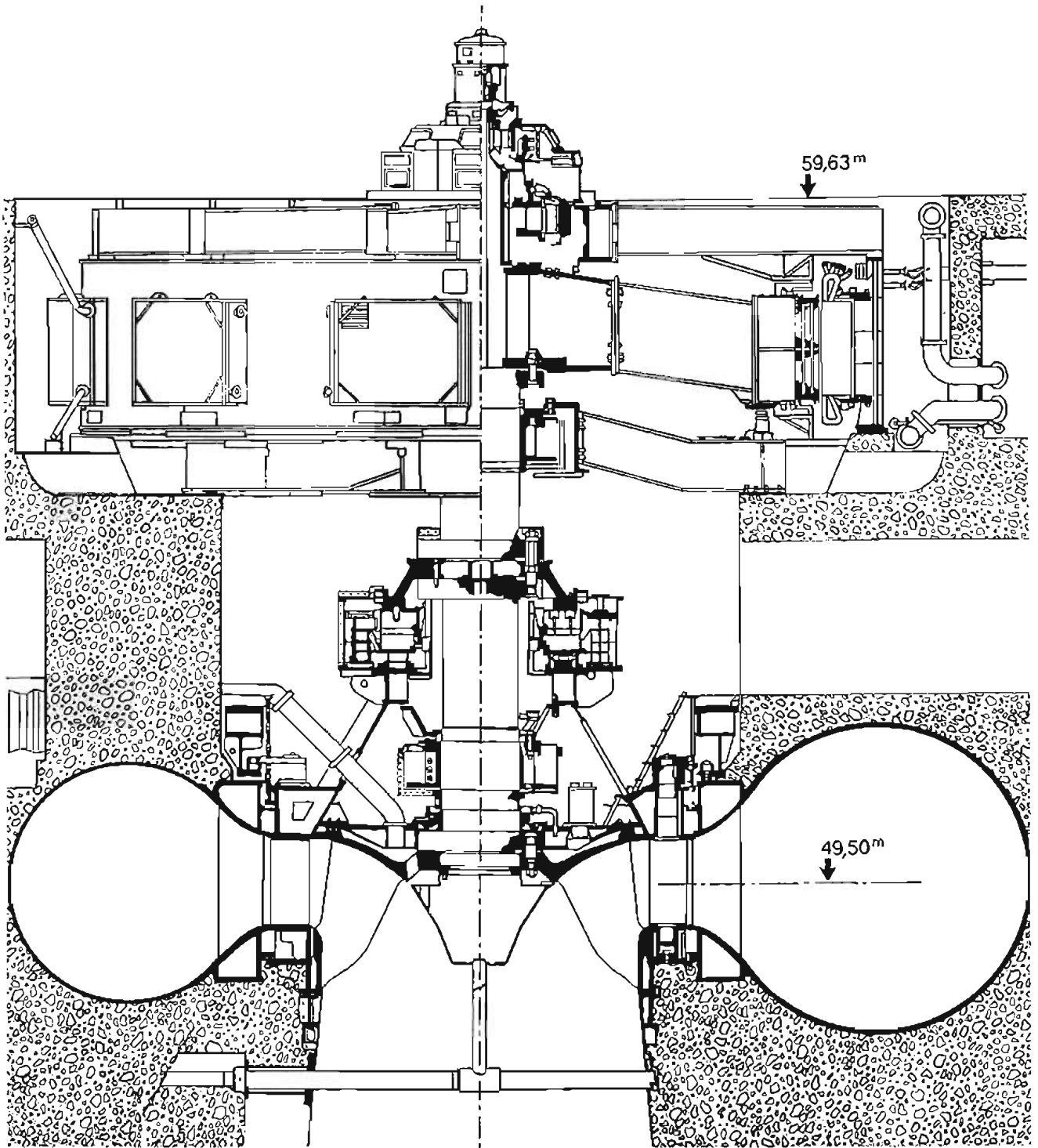


Figura 6.11. Corte seccional de las turbinas Francis de Infiernillo (México) (Cortesía NEYRPIIC)

te desfavorables. El falso paralelismo del grano fijo y del móvil alcanzaba en efecto 2 mm, para un diámetro máximo de 900 mm. Sin embargo no se observó ningún calentamiento anormal; las superficies de frote examinadas al montar nuevamente el estribo no representaban defecto alguno.

Además de las precauciones tomadas para asegurar el buen reparto de las cargas, los fabricantes se han esforzado por reducir las deformaciones de origen mecánico o térmico. Las flechas elásticas del grano móvil han sido reducidas al máximo, por la adopción de una forma especial de fijación sobre el cubo del alternador. Por otra parte se han aislado térmicamente los patines, para disminuir los gradientes de temperatura y reducir consecuentemente las deformaciones térmicas. Una circulación de aceite eficaz y sin zonas muertas ha permitido igualar las temperaturas alrededor de la corona de patines y en el circuito de aceite.

Carcasas

Los estudios teóricos de rejas de álabes fijos, la visualización de los flujos, las mediciones de Pitot, etc. . . han permitido la definición de ángulos máximo de incidencia que no provocan desprendimientos sobre los álabes fijos. Ha resultado de estos estudios una disminución de todas las dimensiones de las carcasas.

Las espirales de las turbinas Francis grandes son de fabricación enteramente soldada para las caídas de mediana importancia, y pueden ser de fabricación mixta para las caídas altas. La soldadura de las bóvedas de estas enormes carcasas se efectúa en la central; así, pues, la reducción del espesor es de importancia económica, puesto que el peso de soldadura es aproximadamente proporcional al cuadrado del espesor.

El conocimiento de los esfuerzos experimentados durante las pruebas es necesario para la determinación del espesor de las placas que constituyen la bóveda. No hay que omitir los esfuerzos de flexión que pueden aparecer a la altura del enlace de la bóveda en el anillo del antedistribuidor. Los cálculos de estas piezas, aunque siendo complejos, permiten definir las zonas de los esfuerzos más importantes; por otra parte, no hay peligro alguno en admitir esfuerzos locales que excedan el límite elástico. Por lo contrario, la reducción del espesor exige un control estricto en la calidad de las placas, el precio y la demora de dicho control no tienen comparación con los beneficios realizados.

La utilización de aceros especiales de límite elástico elevado permite reducir los espesores e influye mucho sobre las posibilidades de realización de las carcasas de grandes dimensiones. Sin embargo, la soldadura se efectúa casi siempre en el lugar

mismo, sin recocido de relevamiento de esfuerzos, lo cual confiere gran interés a las concepciones que provocan reducciones de espesor, aun cuando se utilicen aceros de carbono que no necesitan precalentamiento alguno.

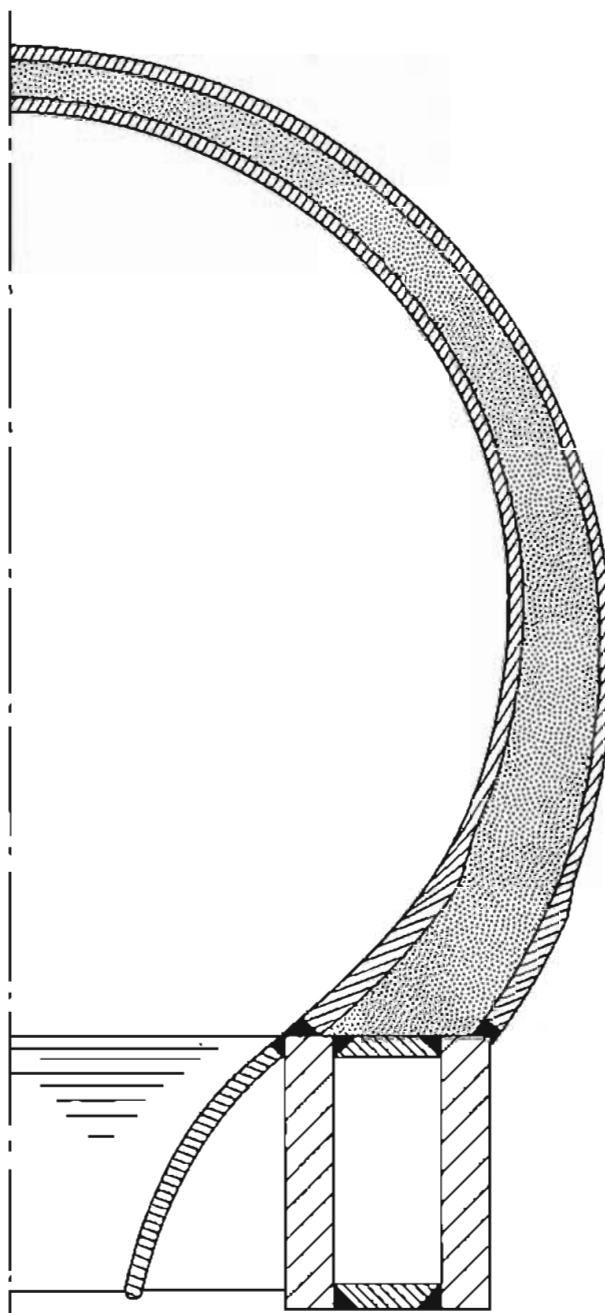


Figura 6.12. Carcasa de doble pared

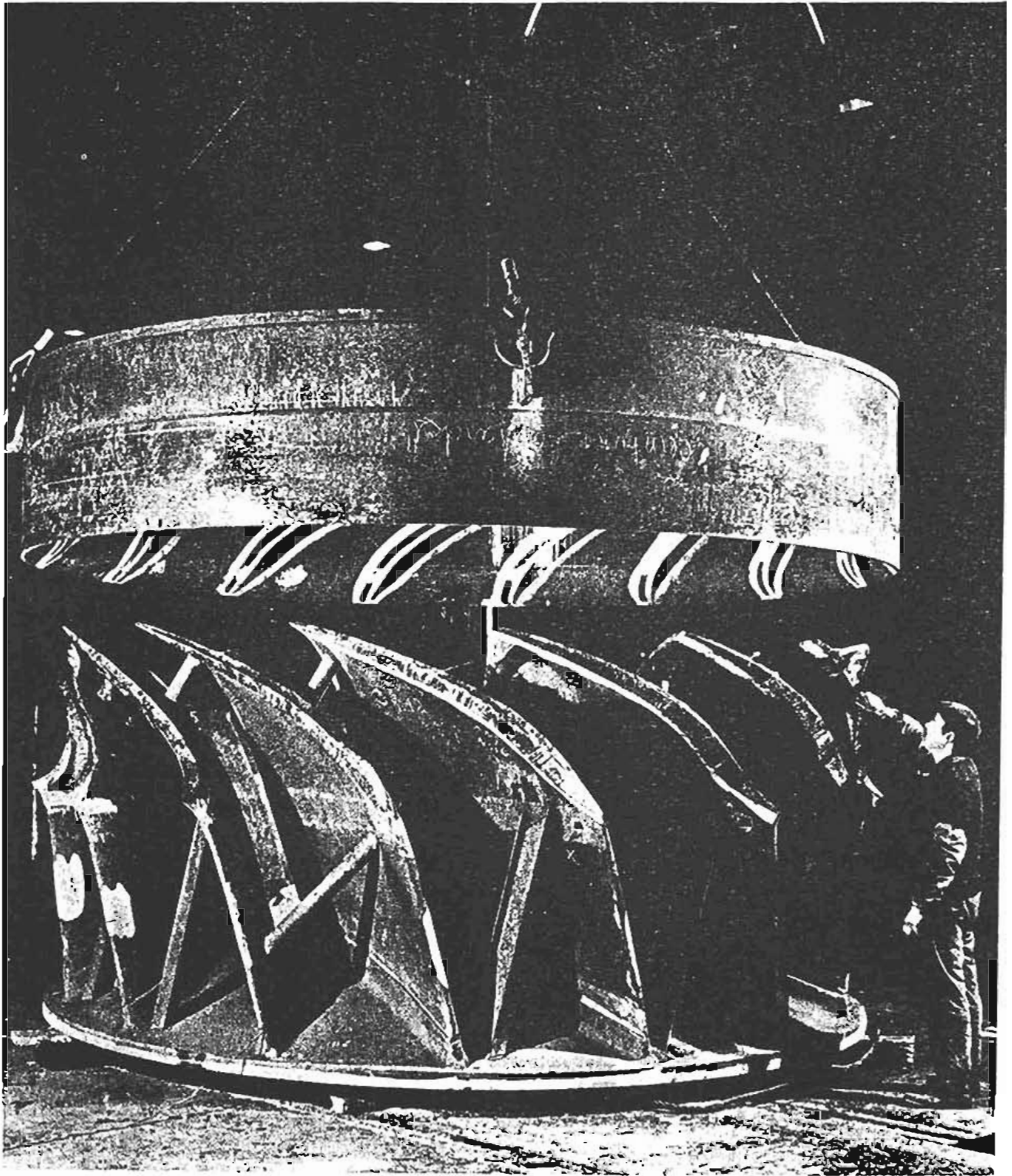


Figura 6.13. Rodete Francis de Outardes IV, Canadá; construcción en dos partes (Cortesía NEYRPIC)

Rodetes

El problema más difícil de resolver cuando hay un aumento importante de las dimensiones concierne a la fabricación del rodete. La concepción precisa de esta pieza clave constituye una garantía de éxito.

Más allá de cierto tonelaje, es necesario abandonar la solución de moldeado en una sola pieza y adoptar otros métodos de fabricación. Aun siendo posible la construcción monobloc, los riegos que representa el vaciado de tales piezas hará que en el futuro se impongan otras técnicas de fabricación.

Además, las posibilidades de transporte se enfrentan a obstrucciones y límites de peso.

Rodetes moldeados en varias piezas fijadas mecánicamente

Uno de los métodos de fabricación ya utilizado por algunos constructores consiste en prever un rodete en varias piezas moldeadas, cada una de ellas compuesta por una parte de la corona y de la banda y cierto número de álabes.

El ensamble de las diversas partes constituye el único problema delicado. La conexión de las piezas entre sí es cosa relativamente fácil al nivel de la parte superior de la corona. Si es necesario se puede prever un disco central de una sola pieza, al cual se fijan las coronas de las diferentes partes.

Por lo contrario, la fijación al nivel de la banda es más delicada. Se pueden prever conexiones por medio de chavetas, pernos, etc. . . Es posible también flejar en caliente, en la central un anillo al nivel de las conexiones de la banda. Puede preverse también una soldadura en la central que no presente riesgo alguno.

Rodetes constituidos por soldadura a partir de elementos moldeados separados

Es posible también constituir un rodete partiendo de elementos moldeados. Los álabes, la corona y la banda se moldean por separado. Después se sueldan los álabes con la corona y banda. Esta solución permite resolver el problema de fundición, pero no el del transporte de piezas de dimensiones importantes y de peso elevado. Sin embargo, se pueden realizar ensambles por soldadura en el lugar mismo de la instalación. Por otra parte, este método de fabricación exige el recocido de una pieza de dimensiones importantes después de la soldadura.

Este método presenta las siguientes ventajas:

Mejoramiento de la calidad del metal,
Mejoramiento de la precisión de las formas y del equilibrado.

Antes del ensamble se pueden fundir los álabes y tornearse banda y corona. En todas las soldaduras

es necesario un reconocimiento. Las deformaciones se ven reducidas al mínimo por la definición juiciosa de las secuencias de soldadura. Se deben efectuar varios reconocimientos del acabado final.

Rodetes compuestos

Este método de fabricación es una variante del precedente. Se obtienen algunos de los elementos separados partiendo de placas. Los álabes, por ejemplo, pueden forjarse en prensa.

Selección del metal de los rodetes

La selección del metal está dirigida, ante todo, por consideraciones de cavitación y de resistencia mecánica. La resistencia contra el desgaste por materiales sólidos contenidos en el agua es un factor de menor importancia. Sin embargo existen casos (plantas a la orilla del agua) en los cuales se plantea el problema agudamente. Al estudiar el equipo de instalaciones previstas en las regiones tropicales, por el contrario, se debe tomar en cuenta la corrosión química.

- Acero inoxidable con 13% de Cr. inox con 13% Cr., con aditivos para mejorar la soldadura; 4% ó 6% Ni.
- Acero inoxidable con 17% de Cr.; 4% Ni., que presenta buenas cualidades de soldadura, pero que es más caro.
- Acero inoxidable del ramo 18/8, aplicado sobre los rodetes de acero al carbón, como revestimiento de las zonas expuestas a la cavitación.

Cuando es posible vaciar y transportar un rodete de una sola pieza, el acero inoxidable 13% Cr. permite resolver la mayoría de los problemas de cavitación. Por otra parte, cuando hay que fabricar los rodetes partiendo de elementos separados, las cualidades de soldadura de este acero constituyen una desventaja seria y entonces es necesario adoptar aceros inoxidables del tipo 13/4, 13/6 y 17/4, de bajo carbón.

El acero inoxidable 18/8 no es conveniente para el vaciado de rodetes monoblocs, debido a sus características mecánicas, relativamente débiles. En cambio, su excelente resistencia a la erosión por cavitación por una parte, y sus cualidades de soldadura por otra, lo convierten en ideal para material de revestimiento. La técnica del revestimiento presenta un interés económico evidente para el caso de rodetes de gran tamaño cuya ejecución en acero inoxidable, durante la fundición encuentra dificultades y riesgos que pueden ser bastante considerables. Los rodetes de acero común, revestidos de inox. de 18/8, son económicos en realidad únicamente cuando las zonas expuestas a la cavitación tienen pequeña importancia.

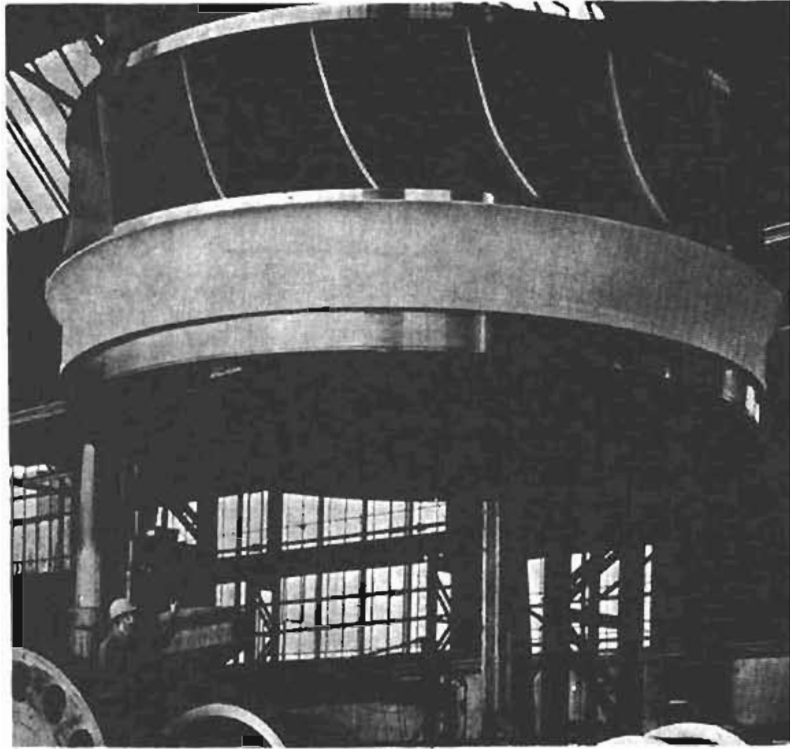


Figura 6.14. Rodete y flecha para una de las dos turbinas Francis instaladas en 1975 en la planta de Infiernillo (México Potencia 198.5 mw).

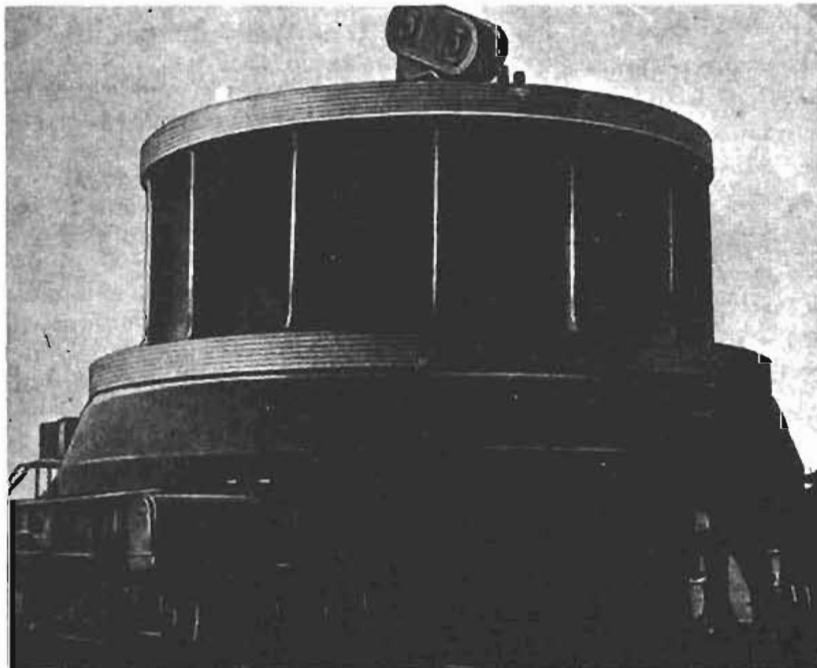


Figura 6.15. Rodete ruso de la planta hidroeléctrica de Krasnoyarsk, uno de los más grandes del mundo 508 mw.

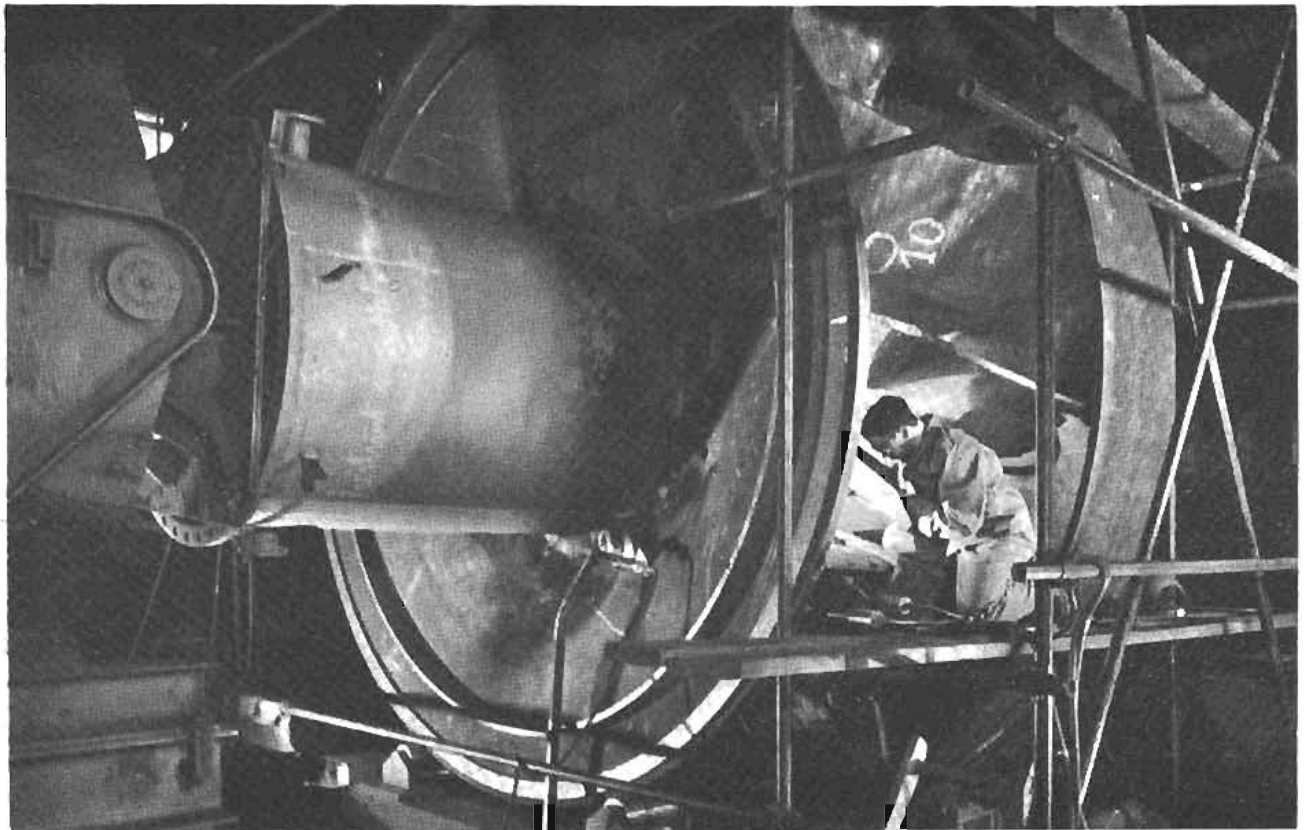


Figura 6.16. Rodete de eje horizontal en proceso de ensamble, usando soldadura de alta resistencia

Turbinas de más de 500 MW de potencia

Las turbinas rusas de la planta de Krasnoyarsk, por mucho tiempo han sido las turbinas más grandes del mundo. He aquí algunos datos sobre su construcción:

Vease el rodete

Peso del rodete	250 toneladas
Diámetro del rodete	8.65 metros
Altura del rodete	4 metros
Diámetro de la carcasa a la entrada	8.7 metros
Número de partes del estator	6
Número de álabes del rodete	14

Diámetro del eje	2,300 mm.
Longitud del eje	7.70 metros
Peso del eje	100 toneladas
Carga máxima	100.5 metros
Carga de diseño	93 metros
Carga mínima	76 metros
Potencia a la carga de diseño	508 MW
Velocidad de rotación	94 r.p.m.
Velocidad de aceleración	170 r.p.m.
Rendimiento máximo garantizado	94 %

Turbinas Francis

Estas turbinas Francis son superadas sólo por las 12 turbinas de 720,000 HP, de la planta del Grand Coulee, sobre el río Columbia, en Estados Unidos.

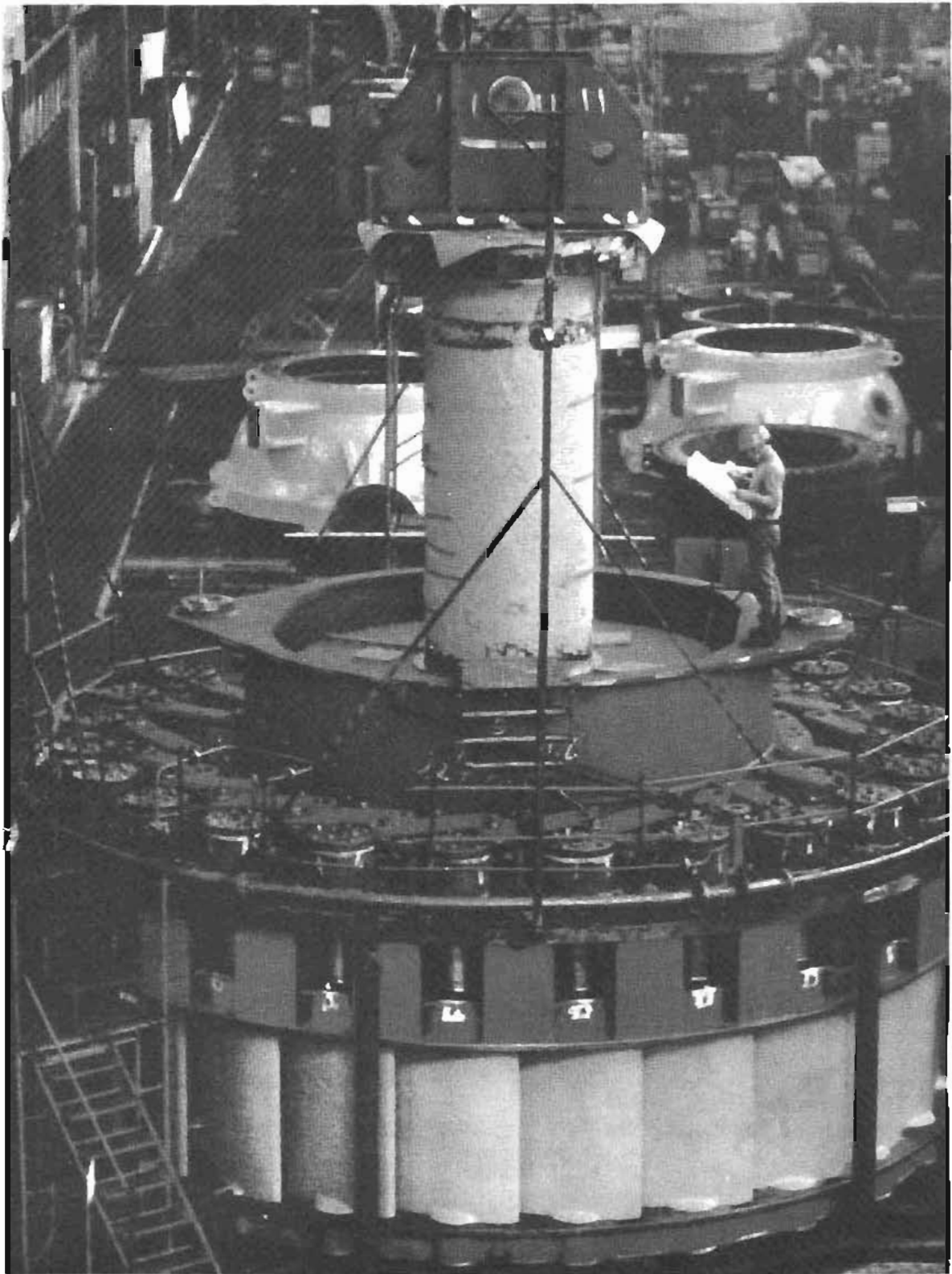
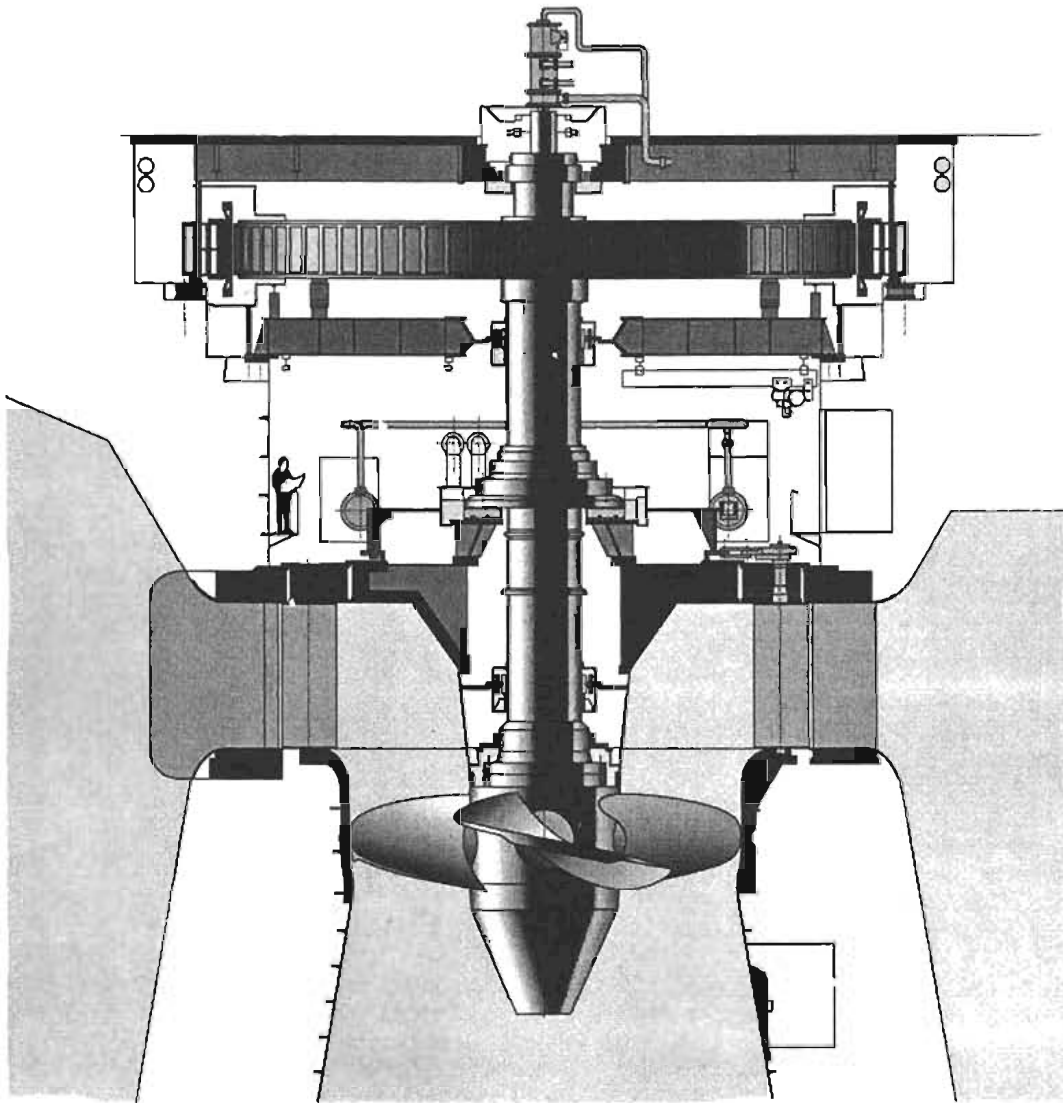


Figura 6.17. Rodete Francis para la planta hidroeléctrica de Gun en Venezuela
Potencia 270 mw
Carga 139 m
Velocidad 120 r.p.m.

CAPITULO 7

TURBINAS KAPLAN

TURBINAS KAPLAN



Turbinas Kaplan

Turbinas Kaplan

1. La turbina Kaplan es una turbina de reacción y su flujo es completamente axial.
2. La turbina Kaplan es una turbina de hélice con álabes móviles, que fue la modificación introducida por el profesor Kaplan.
3. La turbina Kaplan se usa para grandes caudales con saltos pequeños, y algunas veces medianos. Las tres características esenciales que la han hecho insustituible para tales casos son:
 - a) dimensiones reducidas
 - b) velocidad relativamente elevada
 - c) rendimiento alto con cargas variables
 - d) notable capacidad para sobrecargas
4. El rodete cuenta solamente con unos pocos álabes, dispuestos en sentido radial y sin corona exterior, y el agua lo atraviesa en sentido axial.
5. Los álabes tienen un perfil hidrodinámico con poca curva, que amengua las pérdidas e imprime mayor velocidad del agua. Ello permite reducir los diámetros del rodete, alcanzándose por consiguiente mayores velocidades que sobrepasan el doble de las que se conseguían en turbinas Francis de carga baja. Esto reduce el tamaño y costo de los generadores
6. Consecuencia de la movilidad de los álabes son elevados rendimientos a cargas parciales y la posibilidad de sobrecargar la turbina. Los álabes pueden girar sobre el cubo de la rueda.
7. El rodete (1) va precedido del distribuidor (2), cuyos álabes directrices son generalmente móviles. Estos álabes directores del distribuidor y los del rodete se pueden regular simultáneamente durante la marcha, a fin de obtener el rendimiento máximo.

La turbina Kaplan presenta así una característica de rendimiento, que es el conjunto de los puntos máximos de una infinidad de características de las turbinas de hélice. Ello explica por qué los rendimientos con carga parcial son tan elevados.

8. En saltos pequeños, la entrada del agua a la turbina se efectúa a través de una cámara abierta o bajo presión. En este último caso, la cámara se construye de concreto. Para saltos más elevados la carcasa se hace de chapa de acero, en una forma similar a las carcasas Francis. Estas carcasas se revisten luego, total o parcialmente, con cemento.
9. El paso de la carcasa al distribuidor (2) tiene lugar a través del anillo distribuidor fijo (6), que se halla empotrado en el concreto.
10. El generador (7) está montado en la parte superior de la turbina, con frecuencia a una cota superior a la de las crecidas máximas, con el fin de protegerlo. Sobre la cruceta del generador se coloca casi siempre, además de la excitatriz, el cojinete de suspensión (8), el cual debe soportar la carga axial de todas las partes móviles, incluyendo el empuje hidráulico.
11. Las flechas de la turbina Kaplan y del generador deben ser huecos, para poder alojar todos los elementos de regulación que accionarán los álabes del rodete situados en el cubo de la turbina.
12. Cuando el agua deja el rodete tiene todavía una velocidad muy elevada, y por consiguiente alta energía cinética, que si se perdiera reduciría considerablemente la eficiencia. Para recuperar la mayor parte de dicha energía

se hace uso de un tubo de aspiración o desfoque, cuidadosamente estudiado, cuyo objetivo podemos resumir como sigue:

- a) convierte la energía de velocidad con que el agua abandona el rodete en energía de presión.
- b) permite obtener una presión menor (vacío) que la atmosférica, que ayudará al flujo y aumentará la carga con que trabaja la turbina.
- c) evita que el agua salga directamente a la atmósfera, regulando la salida y permitiendo que se instale la turbina a un nivel más alto que el nivel aguas abajo.

La forma más apropiada para ese tubo es la de un codo de sección variable, casi siempre construido de metal o de concreto, que además, por su poca altura ofrece la ventaja de reducir los trabajos de excavación de la central.

13. Los álabes (1a) de la rueda (1), relativamente poco numerosos, van montados móviles en el cubo (1b), que presenta una forma apropiada para reducir al mínimo el juego entre los álabes y el cubo. Los álabes deben ser perfectamente lisos, tanto así que cuando se trata de turbinas grandes son maquinados en una fresadora.
14. El cubo de la rueda (1b) es relativamente grande, a fin de que pueda contener en su interior los dos soportes para cada uno de los gorriones de los álabes. Además se encuentran las palancas de mano (14), bielas (15), cruceta (16) y todo el varillaje de regulación (17).

El cubo se llena completamente de aceite. Para que no existan fugas del mismo se colocan juntas que reducen las fugas al mínimo. El aceite deberá estar a una presión mayor que el agua, para que ésta no se introduzca en el cubo.

El varillaje de regulación es accesible por debajo, quitando la tapa (19). Con el fin de que los tornillos de fijación no dificulten la afluencia del agua en operación, éstos van colocados en pequeños huecos que luego se rellenan con plomo.

Movimientos de los álabes

15. Para mover los álabes del rodete se ejerce una fuerza axial sobre la varilla de mando (17), que actúa sobre el émbolo del servomotor (11a), que gira con el eje. Como cilindro del servomotor (11) se utiliza el agrandamiento cilíndrico del extremo superior del eje de la turbina (9), sirviendo como tapa la brida inferior del eje del alternador (10). El émbolo se ajusta al cilindro del servomotor (11) lo más exactamente posible, de manera que las pérdidas de aceite sean reducidas al mínimo. Este émbolo se man-

tiene centrado por la varilla de mando (17), la cual a su vez se desliza sobre dos guías (20). Una de estas guías está situada en el cubo (1b) sobre la cruceta; la otra, en el eje hueco (9), debajo del servomotor. Esta varilla de mando va provista también de anillos de junta, que evitan pérdidas excesivas de aceite.

16. El distribuidor tiene el mismo objetivo y funcionamiento que el de las turbinas Francis.

La diferencia esencial es que el distribuidor se encuentra en un plano superior al del rodete, para que el flujo sea precisamente axial.

17. El eje hueco (9) de la turbina se construye de acero S.M., con una brida inferior para la unión a la rueda motriz (1), y una brida superior de acoplamiento con el alternador (10). El eje (9) está generalmente guiado por un solo cojinete (37), montado cerca de la rueda en la prolongación de la tapa (33) del distribuidor. El cojinete está lubricado generalmente con aceite a presión.
18. El prensa-estopas (36) se coloca siempre debajo del cojinete guía (37). De esa forma, el agua y sus impurezas no pueden oxidar y desgastar el cojinete del eje.

En la mayoría de los casos, el prensa-estopas está constituido por anillos de carbono, apretados en sentido radial por resortes anulares y en sentido axial por hojas elásticas, obteniéndose de esta manera un cierre hermético de fiar.

El eje está revestido a lo largo del prensa-estopas (36) con un forro bipartido de bronce.

Para evitar accidentes personales, el eje va envuelto en un tubo de protección (42), por si revoluciona a gran velocidad.

Características y tendencias de construcción de las turbinas Kaplan

Las turbinas Kaplan cada año se construyen en tamaños mayores, pues tienen aplicación cada vez más, dado que aquellos países que ya han aprovechado los saltos grandes y medianos se ven obligados a utilizar los pequeños. Las turbinas Kaplan más grandes del mundo, en 1975, eran de 212 000 HP y se hallan en la planta de John Day, sobre el río Columbia, en Estados Unidos.

Lo que era su potencia específica característica, o sea, la de una rueda de 1 m. de diámetro bajo 1 metro de caída (N_{11}), ha pasado de 20 CV a 24 en 1945, y a más de 30 actualmente. En lo que se refiere a cargas, la Kaplan compite con la Francis en cargas hasta de 70 m, aun cuando su campo de aplicación clásico sigue entre los 20 y 40 metros.

Por considerarlo de interés para los lectores de Latinoamérica, reproducimos con autorización de

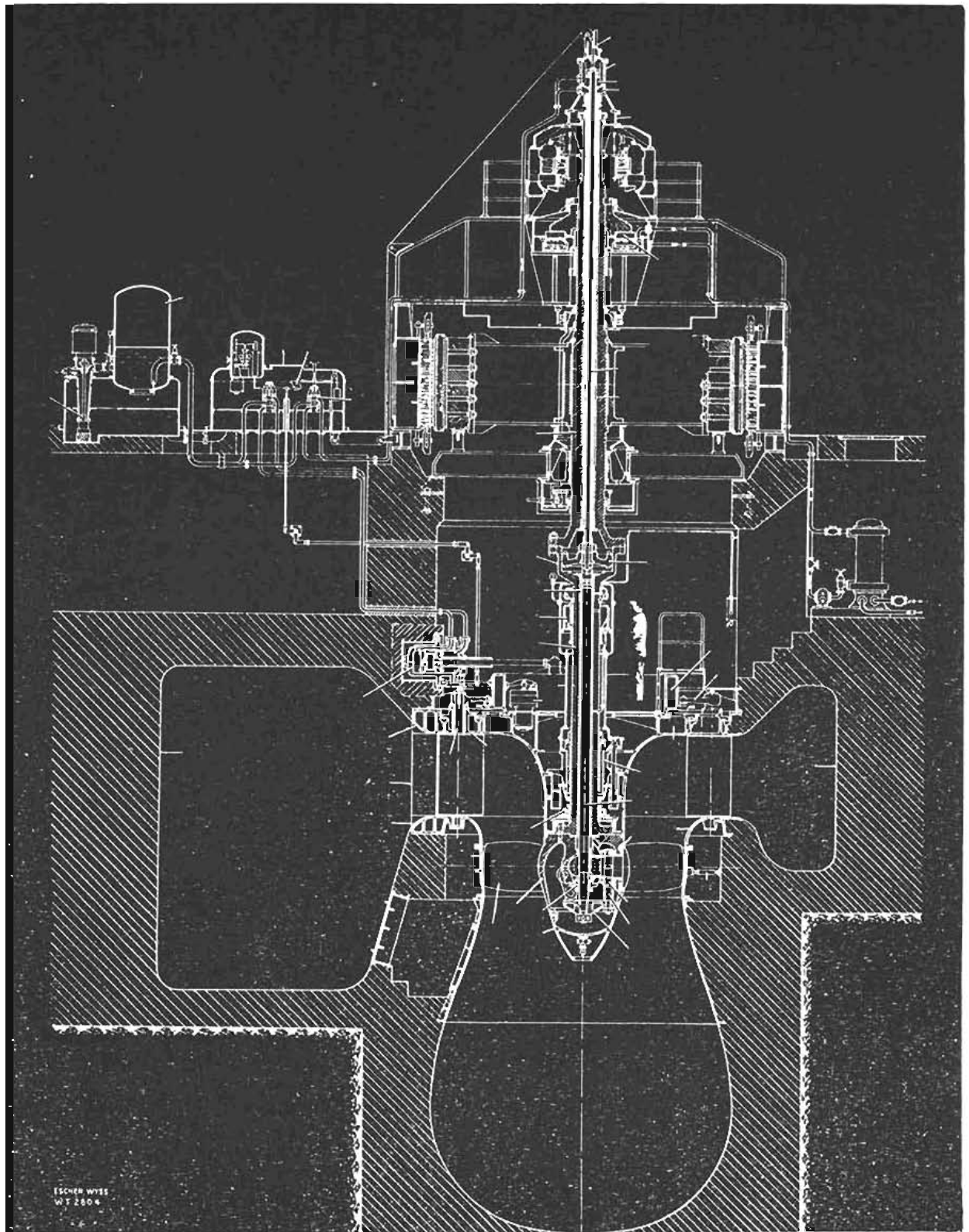


Fig. 7.1. Corte seccional de un sistema turbo-generador con turbina Kaplan

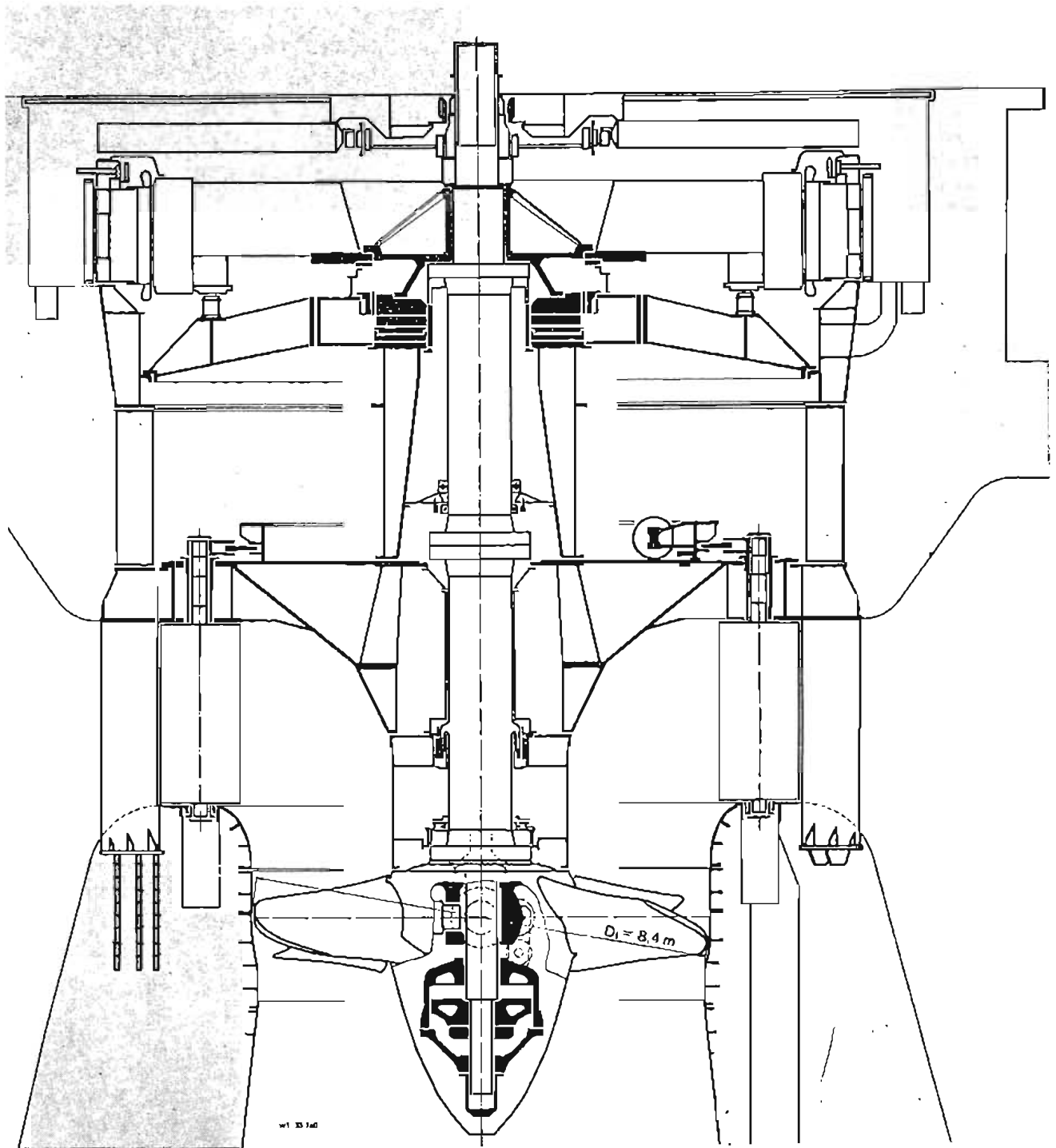


Figura 7.2. Corte seccional de una de las 12 turbinas Kaplan para la planta hidroeléctrica de Jupia, Brasil para la Central Eléctrica de Sao Paulo Potencia = 107000 kw carga = 23 m No. aspas = 5 Velocidad = 78.4 rpm

(Cortesía Escher Wyss)

Escher Wyss un artículo del Dr. E. Mühlemann sobre las características y tendencias de las turbinas Kaplan modernas y en particular de las de la planta brasileña de Jupia, donde el consorcio Asgen/Escher Wyss/Riva suministra doce turbinas Kaplan de 8.4 metros de diámetro y una potencia unitaria de 107

MW, que trabajan bajo una carga de 23 metros y giran con sus rodetes de cinco álabes a una velocidad de 78.4 r.p.m.

El Dr. Mühlemann menciona que una de las ventajas de estas máquinas es la reducción de su precio por unidad de peso. Se ha encontrado que el

diámetro óptimo de las turbinas Kaplan de gran potencia es de 8 metros. Otra ventaja adicional de las turbinas Kaplan de este tamaño es que la eficiencia hidráulica aumenta, según los estudios de Hutton y Ackeret.

Ha sido posible la construcción de estas máquinas, debido a la exactitud de los modelos de prueba, lo cual proporciona una gran confiabilidad tanto al fabricante como al cliente.

En las plantas donde hay varias turbinas Kaplan, suele darse especial énfasis a las variaciones de carga que producen variaciones sensibles en la eficiencia.

Factor decisivo para la reducción de costos de construcción en estas plantas es la reducción en la longitud de la flecha, que se hace tan corta como es posible para reducir las dimensiones de la casa de máquinas. En virtud de que la longitud de la flecha va en función del diámetro de la sección transversal de la carcasa espiral, se procurará que ésta sea también lo más reducida posible.

Otra característica de las turbinas modernas es que la parte inferior es de contorno esférico, mientras que la mitad superior es cilíndrica; con lo cual se permite que la mitad inferior descance sobre el concreto, en tanto que la parte superior reduce mucho los costos de construcción por ser cilíndrica.

En lo que se refiere al acabado de los álabes, no es preciso que sea tan pulido como anteriormente, con el consiguiente ahorro en el maquinado. Los estudios que al respecto se han hecho indican que la rugosidad permitida de las superficies en contacto con el agua no depende del tamaño de las máquinas.

La siguiente ecuación de Pfleider indica cómo se calcula:

$$Re_k = \frac{K \cdot c}{\nu}$$

donde:

Re_k = valor característico del grado

K = rugosidad (en metros)

c = velocidad del flujo (m/seg)

ν = viscosidad cinemática (m²/seg)

pero:

$$K = \frac{1}{H}$$

lo cual muestra que la requerida rugosidad de la superficie depende de la carga, pero no del tamaño

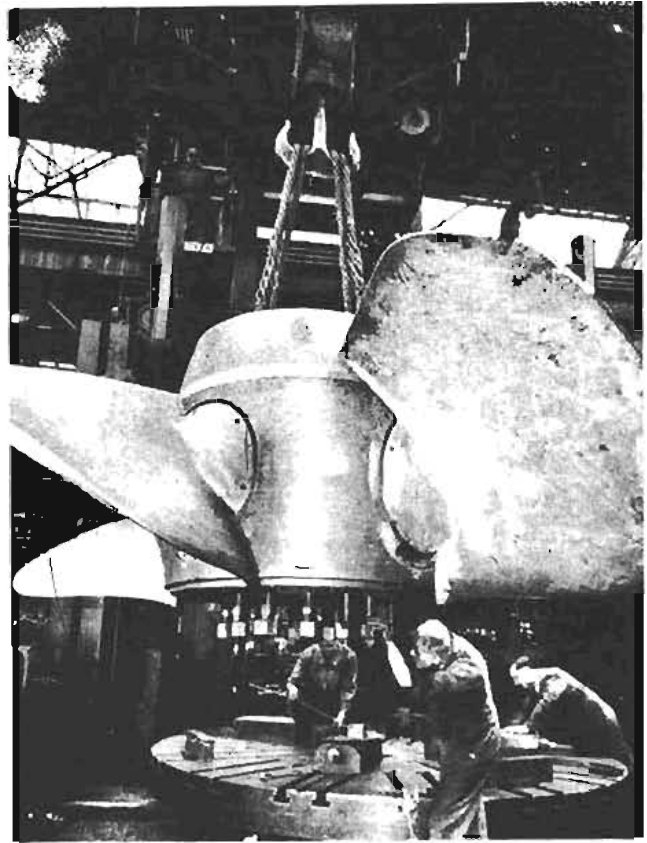


Figura 7.3. Rueda motriz Kaplan de tamaño mediano para una central hidroeléctrica situada en el Río Nilo

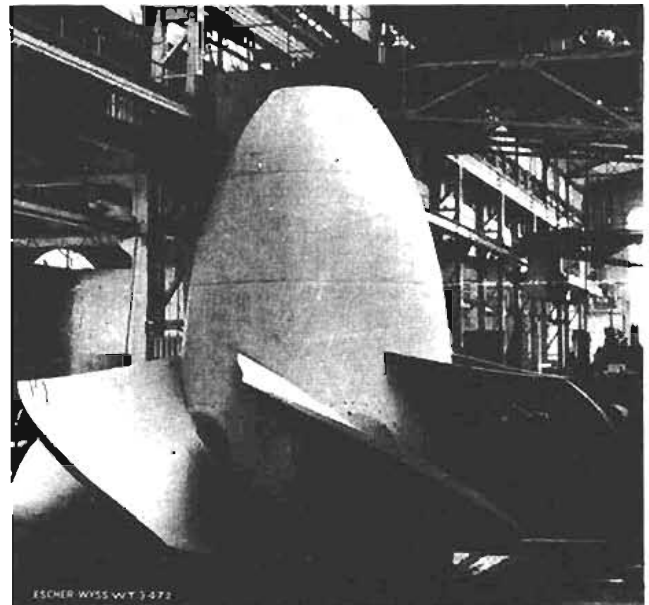
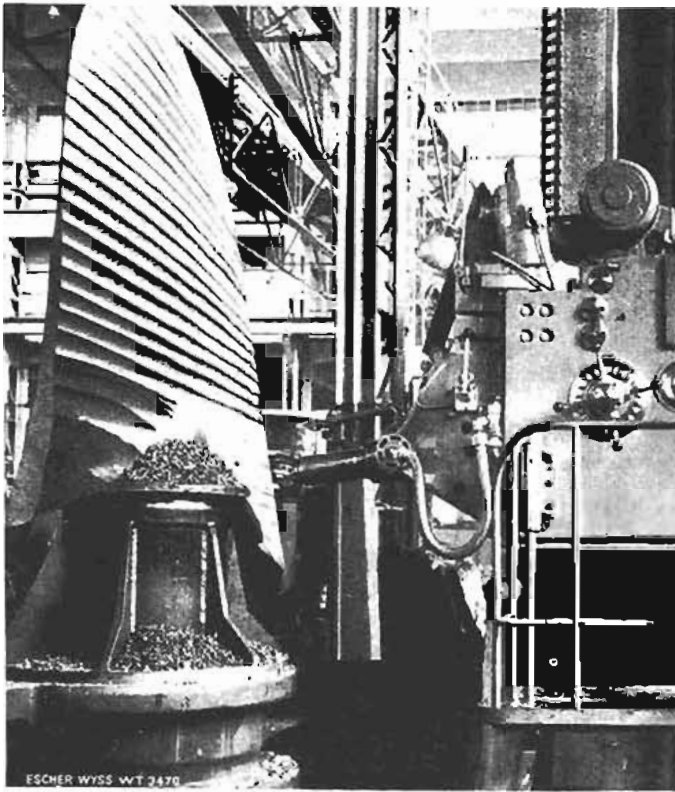


Figura 7.4. Una de las ruedas Kaplan, de unas 125 toneladas de peso, destinada a la central de Blondel del conjunto hidroeléctrico Bonzere-Mondragón. Foto tomada en talleres



15 Figura 7.5. Maquinado de un álabe en una presa copiadora (Cortesía Escher Wyss)

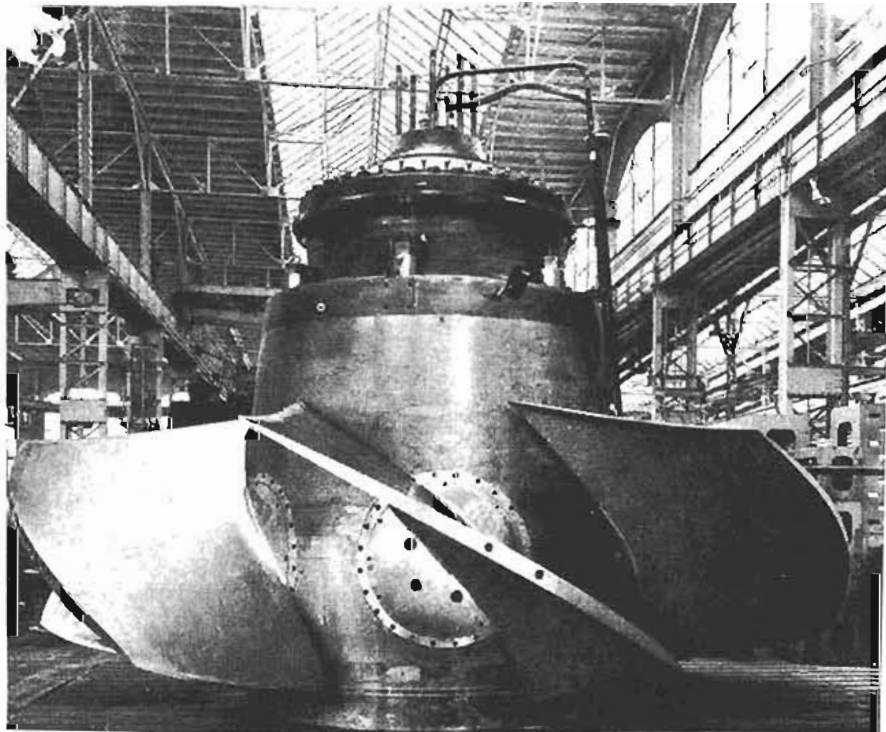


Figura 7.6. Rodete Kaplan (posición abierto) (Cortesía Escher Wyss)

de la máquina. Particularmente con turbinas grandes vale la pena evaluar las velocidades del flujo que prevalecen en los diferentes componentes de las turbinas, para dar el acabado que sea necesario. No se debe olvidar que el maquinado de partes tan grandes requiere de enormes máquinas herramientas, cuya precisión no se debe ni sobre ni subestimar.

Aspas. Los cálculos de los valores característicos de esfuerzos muestran que son los mismos para aspas geoméricamente similares bajo condiciones de operación semejantes (valores K_u iguales) y son independientes del tamaño del aspa.

Los datos para turbinas muy grandes pueden ser obtenidos con bastante exactitud de modelos hidrodinámicamente semejantes, a los cuales se les aplican todas las leyes de similitud de la mecánica de fluidos.

En lo que se refiere al material de las aspas, son esenciales sus características de flexión ante el empuje del agua, su resistencia a la cavitación y su buena soldabilidad.

Estos requerimientos de calidad conducen a turbinas de acero fundido para cargas pequeñas, pasando por aceros de baja aleación para cargas intermedias, hasta llegar a aceros inoxidables de 13% de cromo y 1% de níquel, para cargas grandes.

La siguiente figura muestra un aspa de turbina Kaplan en proceso de fabricación.

El desmontaje individual de las palas del rodetes, sin quitar este último para facilitar la conservación, se efectúa de varias maneras. Una de ellas es pasarlas a través del distribuidor. Para efectos de transporte y montaje, el cubo y los álabes se expiden por separado.



16 Figura 7.7. Rodete Kaplan (posición cerrado) (Cortesía Escher Wyss)



Figura 7.8. Tubos de desfogue para turbinas Kaplan (Cortesía Escher Wyss)

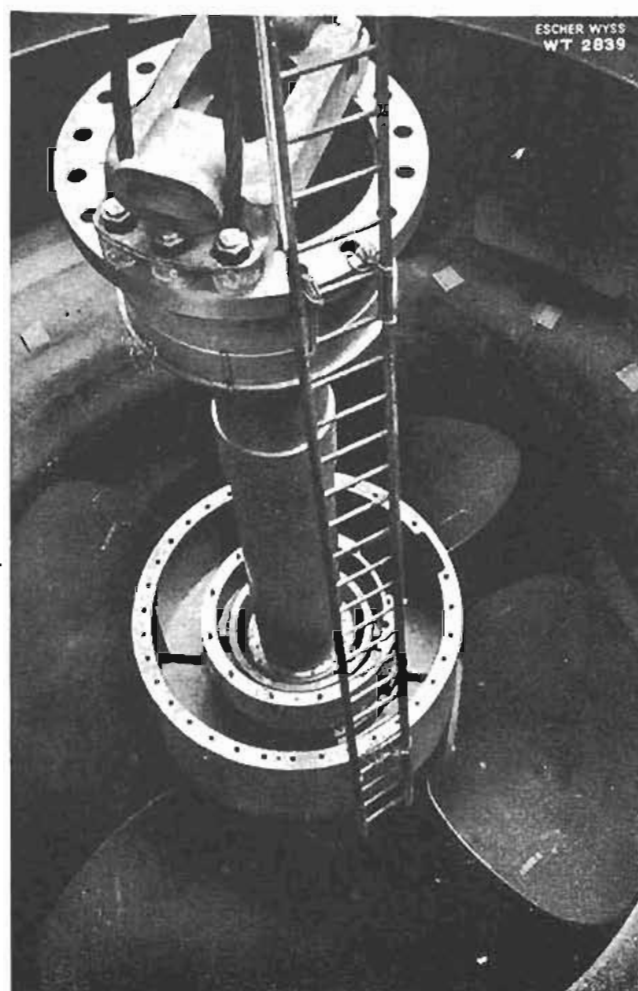


Fig. 7.9. Eje, caja de prensa-estopas y rueda motriz durante el montaje (nótese la flecha hueca) (Cortesía Escher Wyss)

Ejemplo ilustrativo de una planta hidroeléctrica con turbinas Kaplan

Con objeto de ilustrar con datos de un proyecto real, se adjunta una hoja de proyecto completo para una planta situada en el estado de Sonora, México, en la cual opera una pequeña turbina Kaplan, de 15,000 CV.

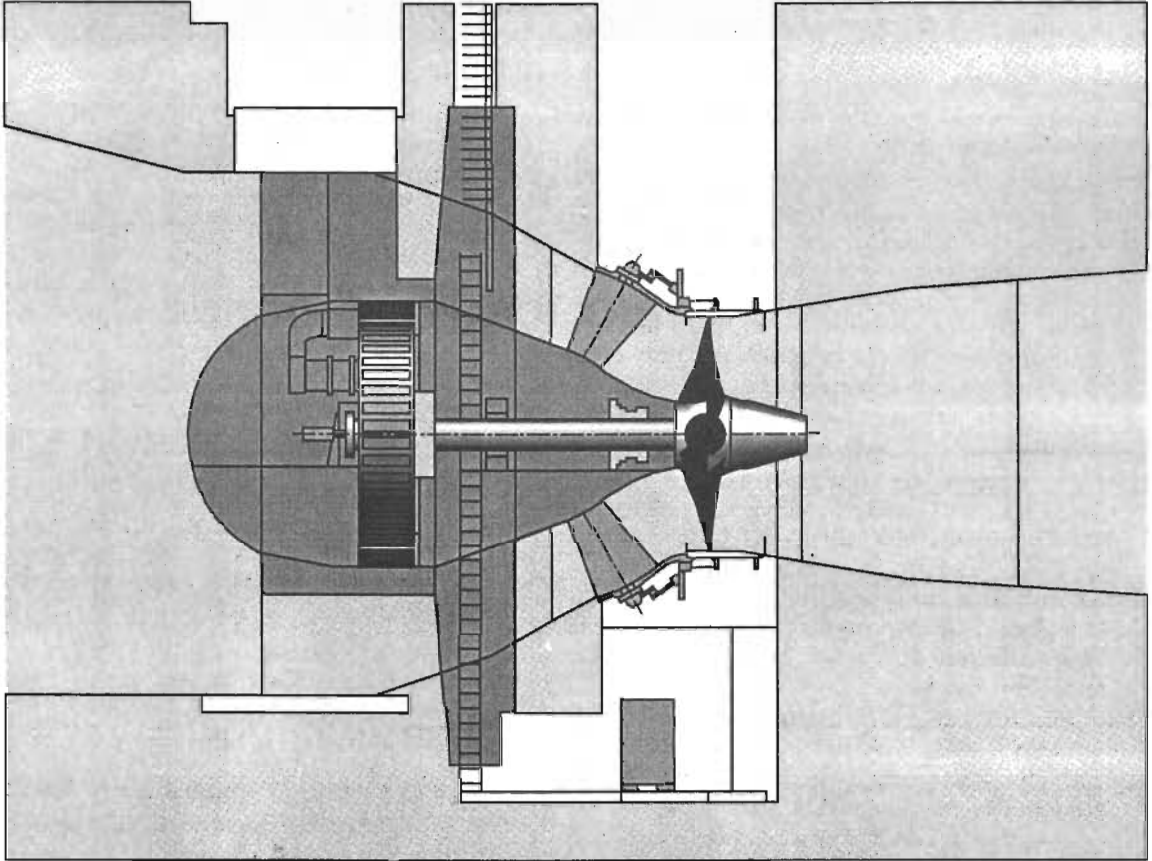
El proyecto comporta

1. Localización hidrológica
2. Corte seccional de la cortina
3. Cortina longitudinal del eje del vertedor
4. Gráfica de volúmenes en m^3 de la presa
5. Elevación y planta de la tubería
6. Sección transversal y longitudinal de la turbina
7. Plantas de la casa de máquinas
8. Diagrama unifilar del sistema de transmisión
9. Hélice de la turbina en montaje
10. Remachado de la carcasa de la turbina.

CAPITULO 8

TURBINAS TUBULARES O BULBO

TURBINAS TUBULARES O BULBO



Turbinas tubulares o bulbo

1. El benjamín de la familia de las turbinas hidráulicas es la tubular o "grupos bulbo", que son turbinas hélice, de eje horizontal, cuyo distribuidor y álabes pueden ser fijos o móviles.
2. Ha sido preciso fabricarlas debido a que las turbinas hélice o las Kaplan clásicas, con cámara espiral y tubo de desfogue acodado, obligaban a instalaciones extremadamente onerosas para caídas muy bajas.
3. Presentan una serie de ventajas sobre las turbinas Kaplan:
 - a) El trazado de las tuberías de entrada al distribuidor de las turbinas tubulares permite obtener una circulación más pequeña a la entrada del rodete, con lo cual se obtiene un rendimiento más elevado
 - b) El rendimiento de un tubo de desfogue rectilíneo es mejor que el de un tubo de desfogue acodado.
 - c) La potencia específica característica (potencia de una rueda de 1 m. de diámetro, bajo 1 m. de caída) llega hasta 36 c.v., comparada con el máximo de 27 c.v. para la Kaplan.
De lo anterior se deduce que, para las mismas dimensiones, la potencia es mayor; o bien, que para la misma potencia, las dimensiones son menores, con las ventajas consiguientes.
 - d) La economía en la obra civil (excavaciones, concreto, etc.) llega al 30 ó 35% del costo de una planta Kaplan clásica. Así el costo del KW instalado es inferior en un 15%.
La distancia entre ejes es mucho más reducida, de manera que se pueden colocar aproximadamente doce bulbos donde caben ocho Kaplan.
4. Por supuesto tienen inconvenientes, entre los que podemos citar:
 - a) Su valor baja cuando la carga aumenta. Actualmente su campo de aplicación se extiende desde las caídas muy bajas hasta las caídas de 15 a 16 m.
 - b) El acceso al interior del bulbo es difícil.
 - c) La reducción del diámetro de rodete y alternador acarrea una débil inercia y un tiempo de arranque global de 1.5 a 2 segundos.
Estos grupos no han de ser instalados sobre redes separadas que tengan un coeficiente de autorregulación reducido. Se han de instalar en una red de manera tal que sean otras centrales las que se encarguen de regular las variaciones de frecuencia.
5. La potencia unitaria de los bulbos está limitada por las posibilidades de enfriamiento del alternador.
En las microcentrales, el generador, de 1 m. a 1.50 m., se halla sumergido en aceite. Los grupos de gran potencia tienen el interior del bulbo lleno de aire comprimido.
6. Los límites actuales son:
Diámetro del rodete 7 m.
Potencias 40,000 c.v.
7. Existen distintas clases de bulbos:
 - a) El primer grupo comprende los bulbos de microcentrales. Están reservados a las potencias bajas (inferiores a 1500 C.V.) y a las caídas de poca importancia (hasta 10 m.). El diámetro de rodete es de 2 m. a 2.50 m., todo lo más.
Constituyen un conjunto de una pieza que comprende una turbina hélice, que acciona directamente un generador asincrónico. Este se encuentra encerrado en un bulbo hermético, con perfil hidrodinámico. El aceite además de servir para el enfriamiento, lubrica los cojinetes, aísla el estator y sella todo el conjunto contra entradas de agua, por encontrarse a presión ligeramente mayor.
Disposición interesante es la colocación de estos bulbos dentro de un sifón, para las caídas muy bajas. Tal ordenamiento es extremadamente económico, debido a la supresión de todas las compuertas de protección, pues el corte de corriente está provocado por el vaciado rápido del sifón por medio de una válvula de entrada de aire.
 - b) El segundo grupo comprende lo que llamamos los **bulbos de río** de accionamiento directo, enfriados por aire.
Diámetro 3 a 4.5 m.
Potencias altas
Los bulbos de accionamiento directo se utilizan en los ríos importantes y en las plantas mareomotrices.
Este tipo de plantas pueden ser construídas en lugares donde exista una gran diferencia entre la marea alta y la baja. Una región famosa es la existente en la Bretaña francesa cerca del Canal de la Mancha, donde se tienen diferencias hasta de 13 metros. También existen desniveles de este tipo en Argentina, Rusia, Estados Unidos y, en menor escala (6 metros), en el Golfo de California, en México.
El principio de operación es el siguiente. Cuando la marea sube, el agua va del mar hacia una bahía

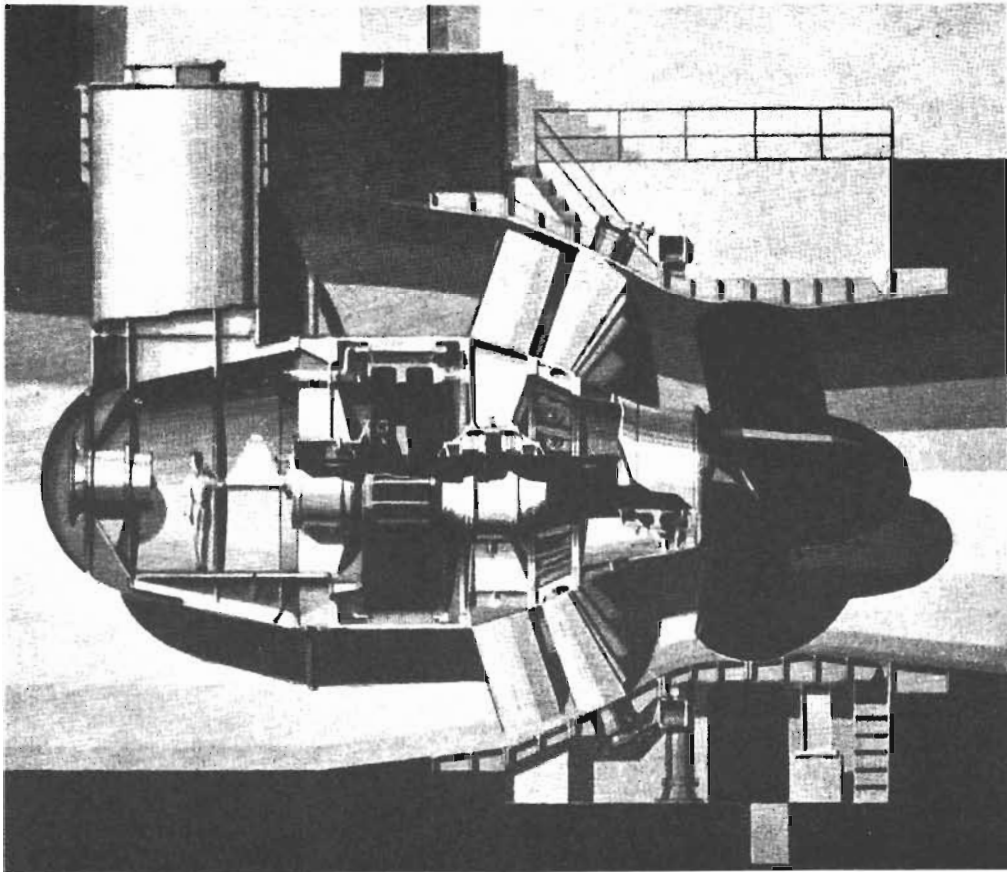


Figura 8.2. Corte seccional de las turbinas de la planta mareomotriz "La Rance".

Características:

Diámetro 5.75 m.
 Diámetro bulbo 4.350 m.
 Gasto 283 m³/seg.
 Velocidad de rotación 93.75 r.p.m.
 Voltaje 3500 V

cerrada siendo controlada por compuertas. En el momento que el nivel de las aguas llega a su máximo, las compuertas se cierran. A partir de ese instante las aguas empiezan a bajar, con lo cual empieza a crearse un desnivel, hasta llegar a una carga máxima, cuando el nivel del mar corresponde a la marea baja.

En ese momento se "vacía" la presa formada, haciendo que el agua pase a través de las turbinas, generándose una potencia hidroeléctrica, ya que como sabemos $P = QH$; así, pues $H = 1,2$. La carga llega a ser del orden de 12 metros y el gasto es enorme. Para darse una idea, las turbinas de la Rance son 24 de 10,000 KW y constituyen una de las grandes obras de la ingeniería hidroeléctrica.

Las turbinas pueden trabajar en sentido inverso como bombas.

A continuación se muestra un corte seccional de las turbinas de La Rance.

Como ejemplo, de turbinas tubulares se muestran las suministradas por Escher-Wyss para la planta de Tréveris, sobre el río Mosela en Alemania.

Son cuatro turbinas de 4600 mm, y tienen los siguientes datos de diseño.

Carga	3.00	5.08	6.85	metros
Gasto	98.00	99.50	72.20	m ³ /seg.
Potencia	3210	6000	6000	HP.
Velocidad de la turbina		78		r.p.m.
Velocidad del generador.		750		r.p.m.

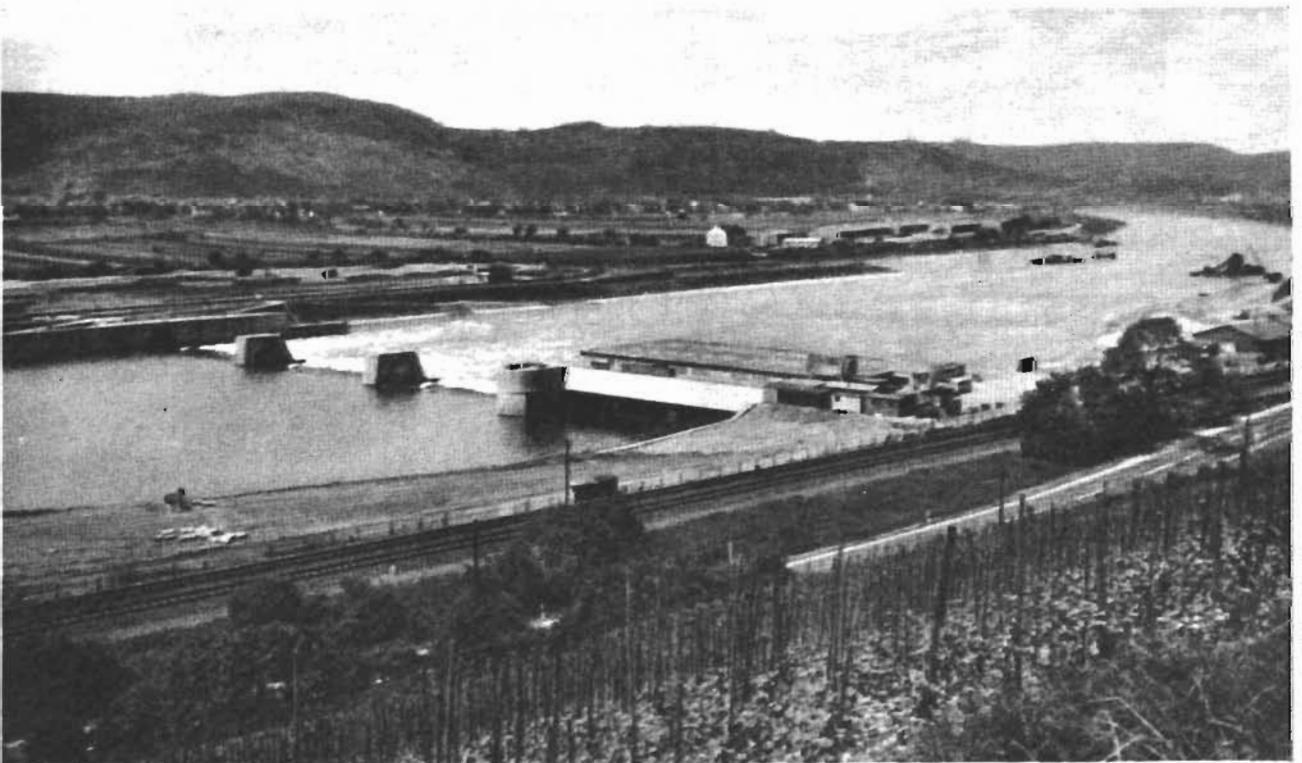
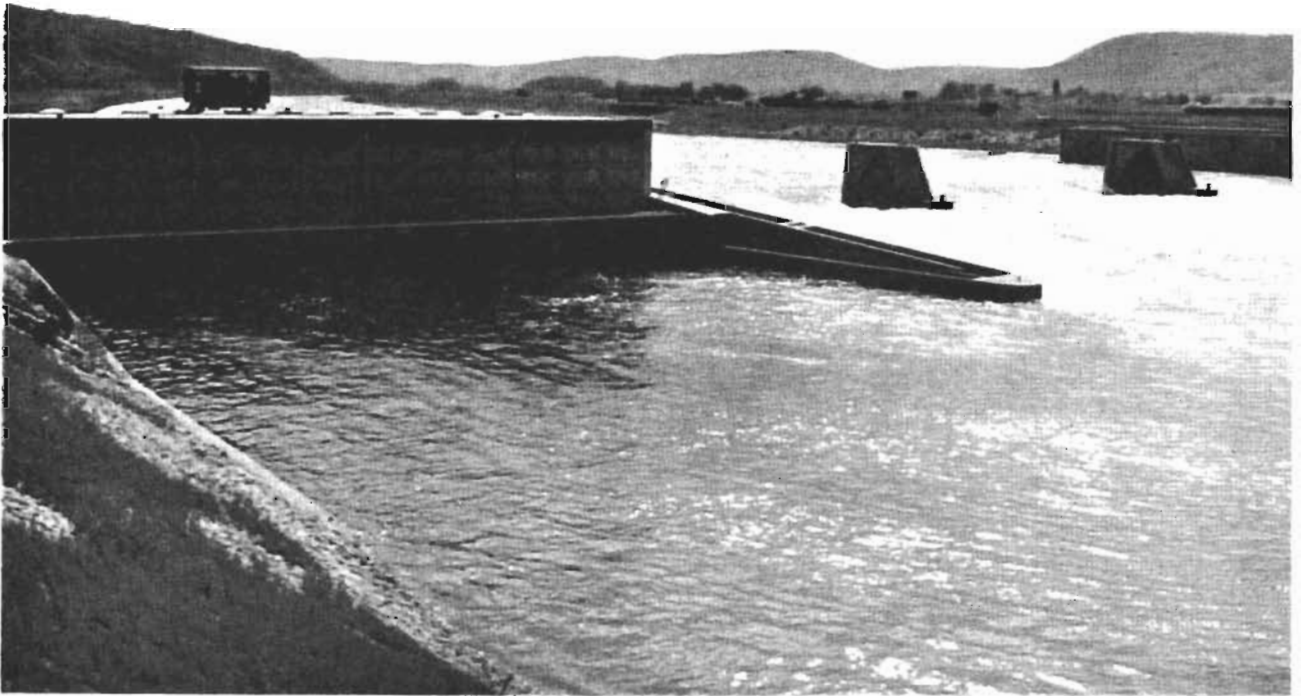


Figura 8.3. Planta hidroeléctrica de TRIER (Alemania) de baja carga con turbinas tubulares

Se muestran el corte seccional y una fotografía de la turbina en la fábrica.

Puede verse el generador (1) y la caja de engranes epicíclicos (2), que aumentan la velocidad de 78 a 750 r.p.m. Tanto el generador como la caja de engranes son de fácil acceso para operaciones de mantenimiento.

El aire caliente del generador es enviado a la atmósfera a través de los ductos (3). Un cople de engranes permite un movimiento relativo en todas direcciones entre el generador y la caja de engranes.

La flecha de la turbina está montada rigidamente al rodete por medio de bridas. El rotor de la turbina es soportada en la caja de engranes por dos chumaceras radiales (4) y (5). El empuje axial del

rotor, que en este caso es del orden de 125 toneladas, es soportado por una chumacera axial de segmentos, equipada con cargas de asiento.

La mayor parte de las fuerzas axiales de la turbina son transmitidas de las aspas estacionarias a la tapa exterior, y de allí a la cimentación de concreto.

La chumacera radial (4) está completamente llena de aceite y sellada por una caja de empaques (6). También el mamelón o cubo del rodete se encuentra completamente lleno de aceite a presión.

El aceite para operar el servomotor entra a la flecha de turbina a través de un alojamiento (9). Se tienen una serie de ranuras anulares, para asegurar el paso del aceite.

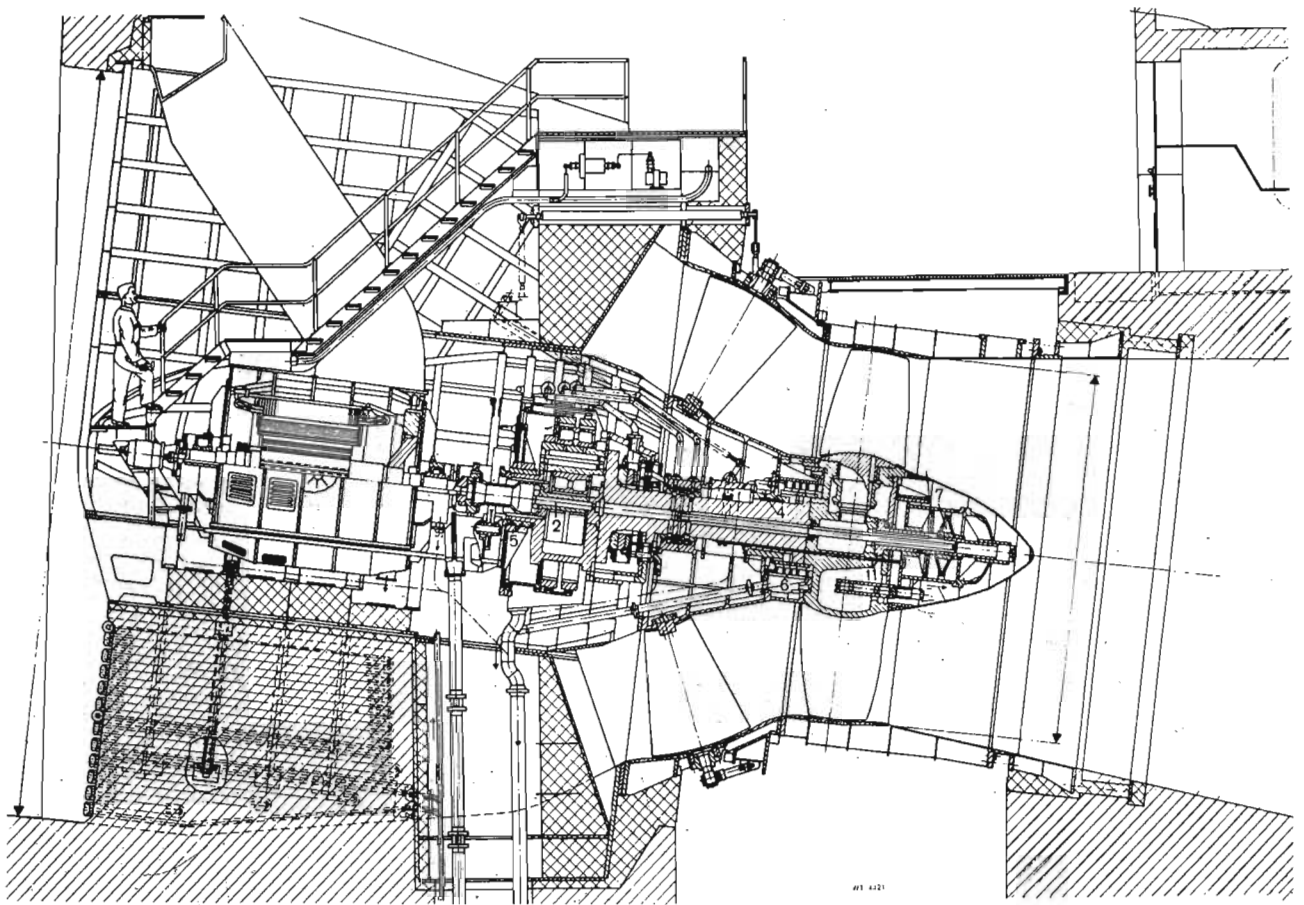


Figura 8.4. Corte seccional de un grupo bulbo (Cortesía Escher Wyss) Planta de TRIER. Río Mosel (Alemania)

Los cortes seccionales adjuntos y la fotografía ilustran con detalle como son estas turbinas. Es evidente que estas unidades, al salir ensambladas de fábrica, son mucho más confiables y fáciles de instalar, razón por la cual son usadas cada día más, para ser instaladas en el cauce de los ríos.

Hoy día como hay que buscar cualquier recurso

por pequeño que sea, se tienen instalaciones del siguiente tipo.

Turbinas tubulares con generador alineado y engranes helicoidales.

Turbinas tubulares con generador externo y engranes cónicos.

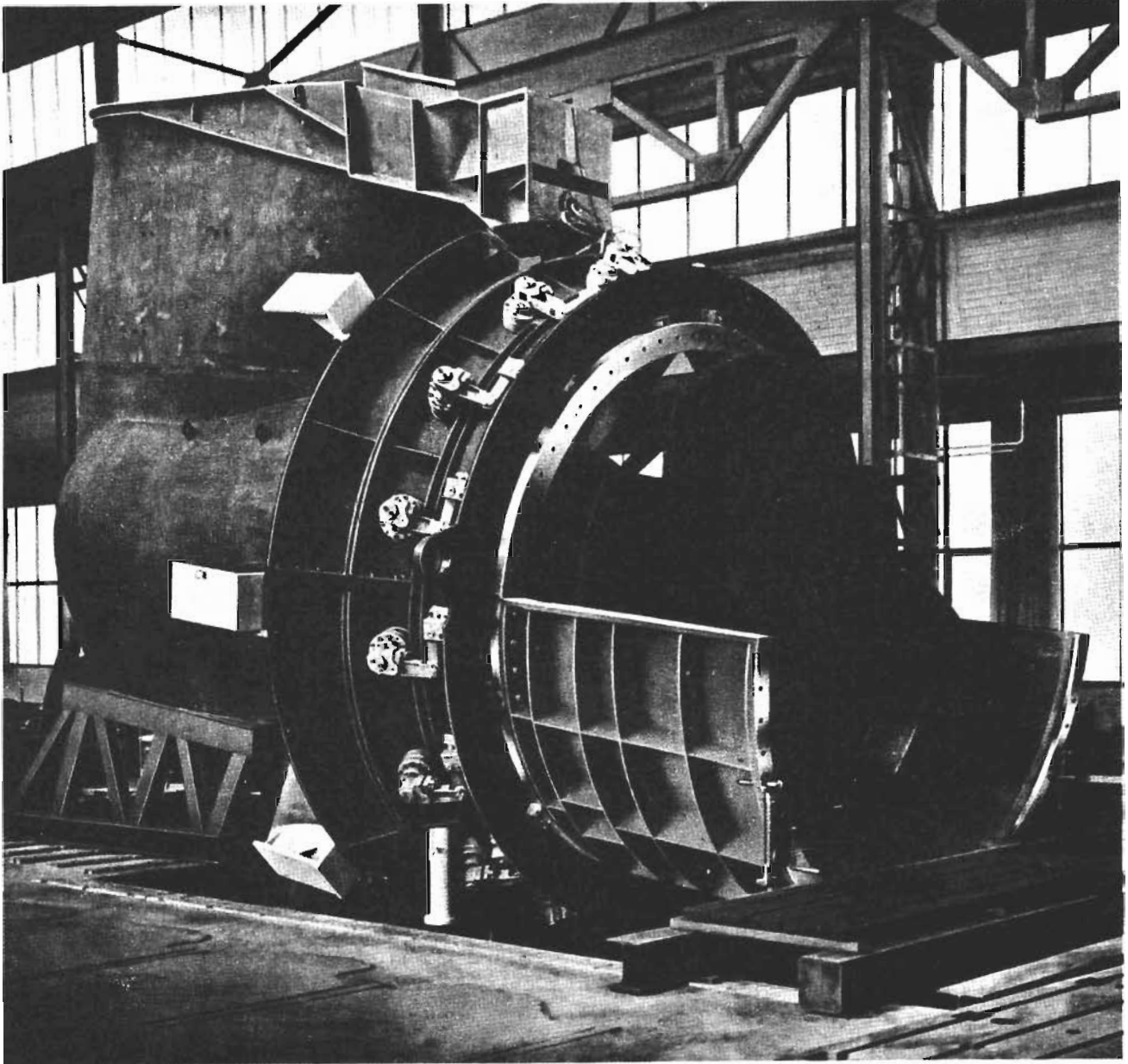
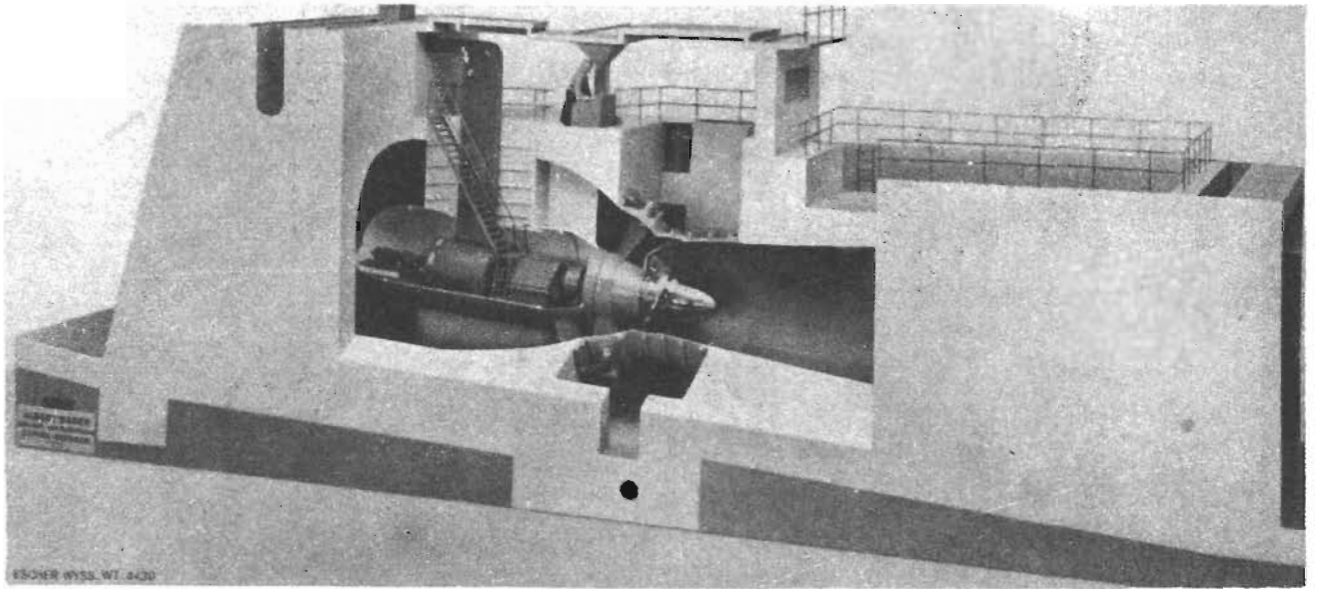
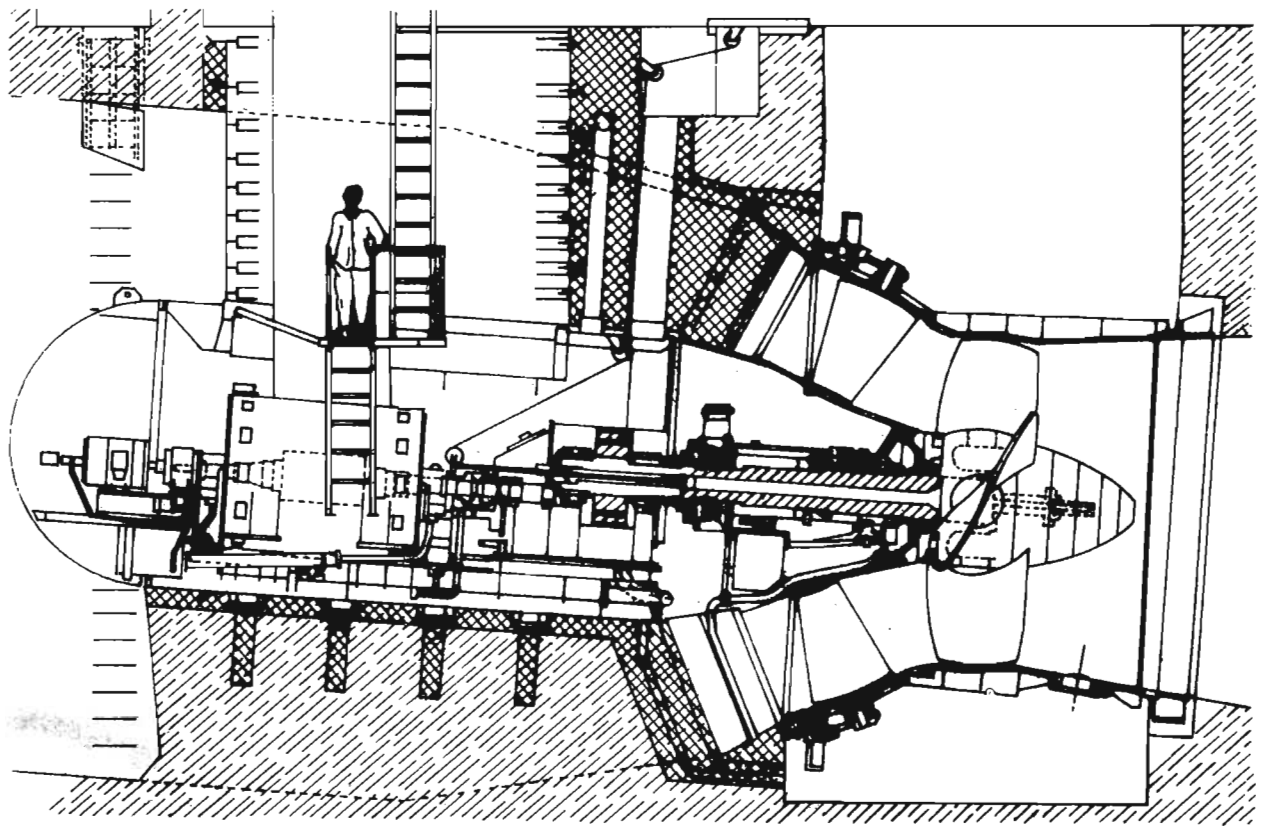


Figura 8.5. Fotografía de la turbina tabular de la planta TRIER durante el ensamble en la fábrica



Figuras 8.6 y 8.7. Modelo y Corte seccional de la planta con turbinas tubulares situada en Ruchlglura (Alemania) con tres turbinas de 1835 HP. El alternador es accionado por engranes helicoidales (de 75 a 1000 rpm) Las flechas estan desplazadas verticalmente



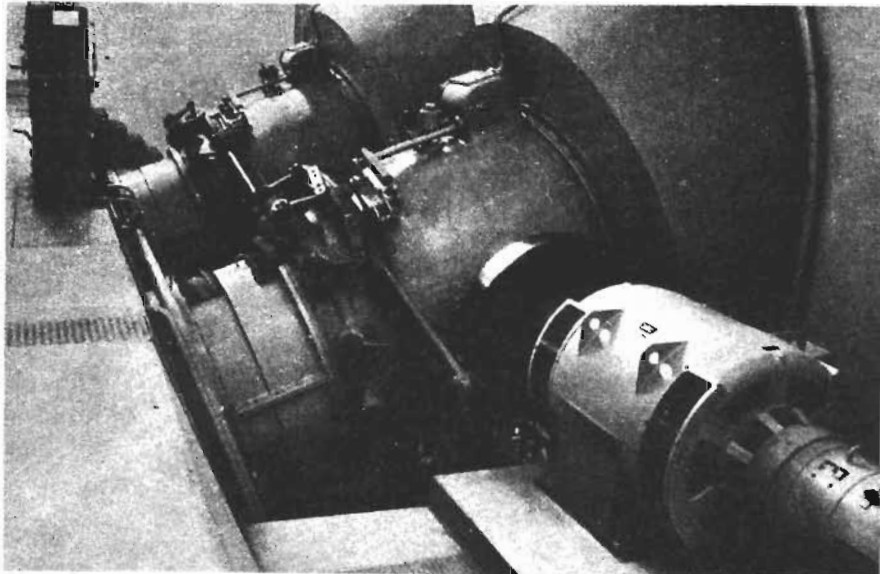


Figura 8.8. Planta típica con generador externo para la utilización económica de pequeños recursos hidroeléctricos Planta (Arlen Cotton Spinning Mill Rietsma/Radolfzell)
Carga 4.6 metros
Potencia 392 HP

Cortesía Escher Wyss

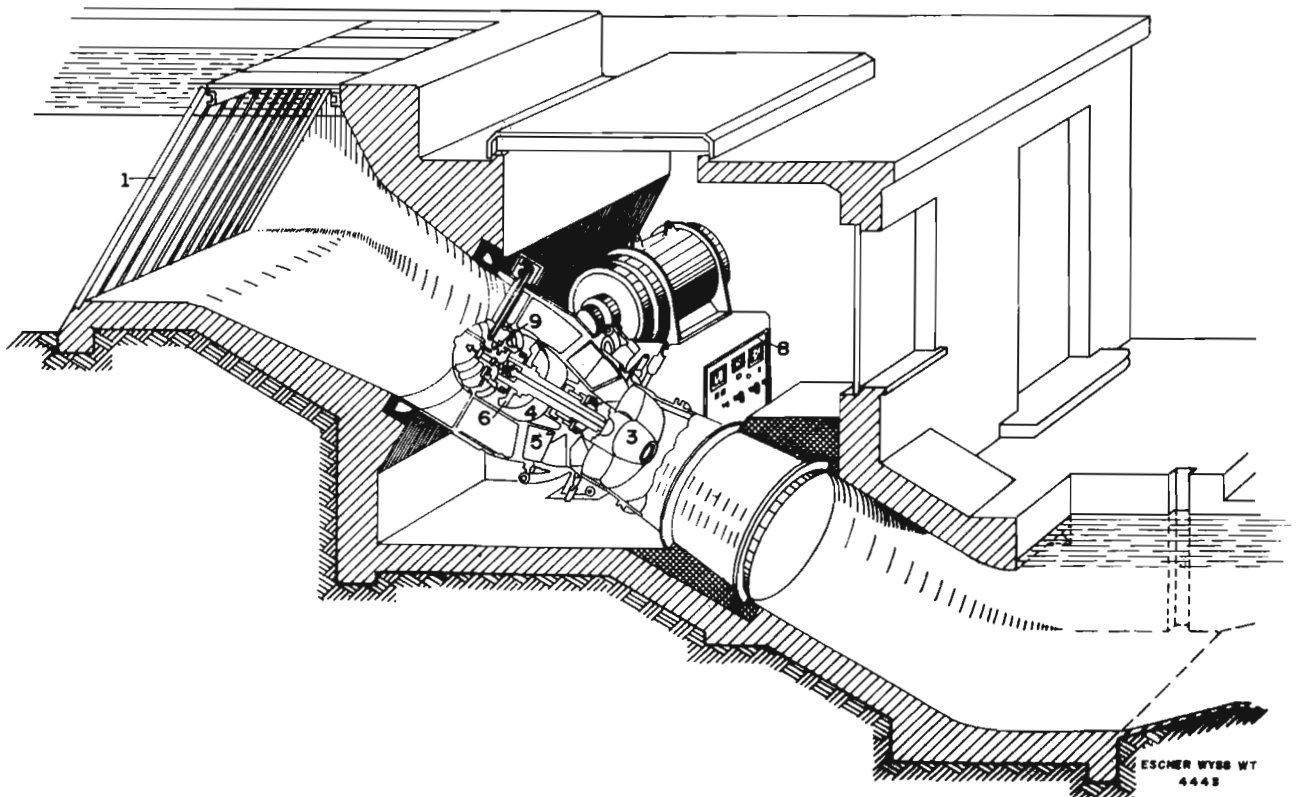


Figura 8.9. Diagrama de una turbina con transmisión cónica de engranes al generador.

El generador y el gobernador están en un cuarto separado y son fácilmente accesibles. Los costos de ingeniería civil son bajos. Estas turbinas tubulares son suministradas, completamente ensambladas.

1.- Rejillas; 2.- Aparatos de Guía con cierre de peso; 3.- Rodete; 4.- Flecha de la turbina incluyendo el servomotor para los álabes y la chumacera; 5.- Caja de empaques y chumaceras; 6.- Engranes cónicos; 7.- Generador con volante y cople magnético; 8.- Tablero del gobernador; 9.- Bomba de aceite; 10.- Tubo de desfogue

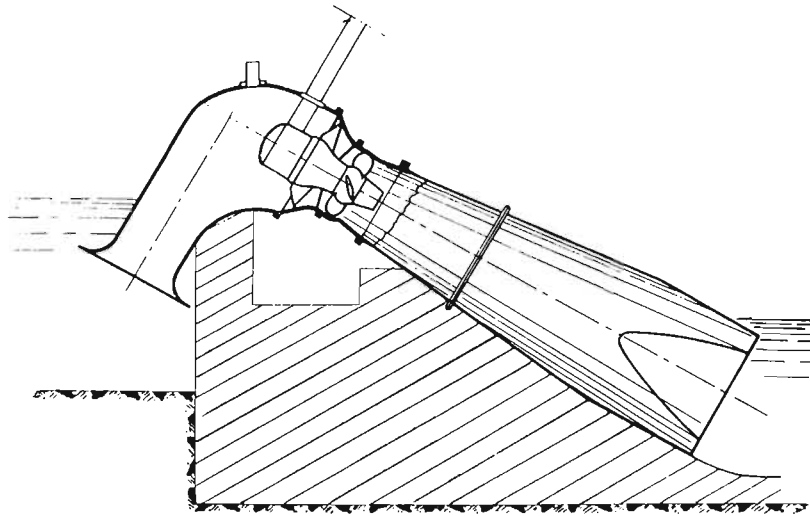


Figura 8.10. Disposición de una turbina tubular utilizando el sifón. Este arreglo se usa para desniveles sumamente bajos

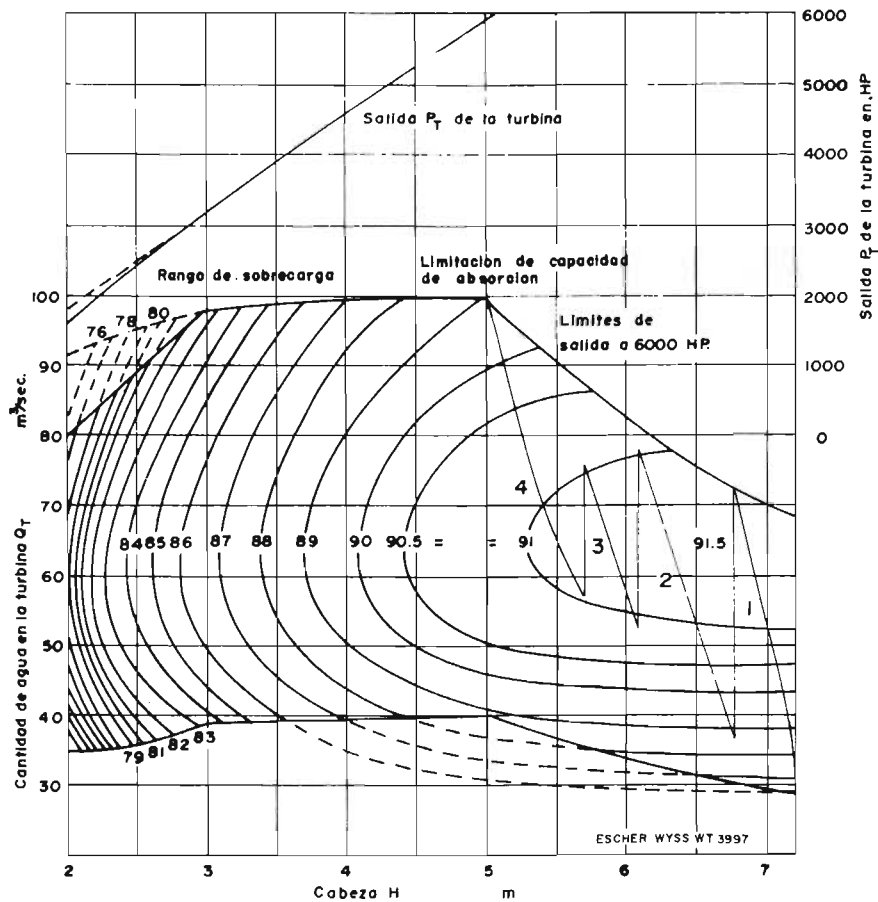


Figura 8.11. Diagrama característico de curvas de eficiencia de una turbina tubular para cargas de 2 a 7 metros, con límites de potencia de 6,000 HP. La condición económica para el uso de 4 máquinas es mostrado dependiendo de la cantidad disponible de agua. Las eficiencias son medidas en los modelos y revaluadas en la máquina a tamaño natural

CAPITULO 9

**ELEMENTOS DE HIDRODINÁMICA
APLICADOS A LAS TURBOMÁQUINAS**

Elementos de Hidrodinámica aplicados a las Turbomáquinas

Elementos de hidrodinámica aplicados a las turbomáquinas.

1. Una vez que hemos visto cómo conducir el agua del punto de almacenamiento a la casa de máquinas examinaremos cómo podemos aprovecharla hidrodinámicamente en las turbinas de impulso y las turbinas de reacción.
2. Según la ley que dice que el impulso es igual a la cantidad de movimiento, la fuerza de impulso y reacción son iguales y de valor:

$$F = R = Q \rho (V_2 - V_1),$$

que puede escribirse

$$Ft = m (V_2 - V_1)$$

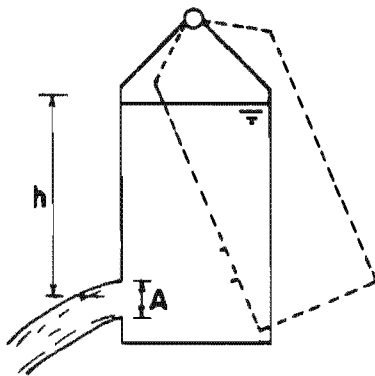


Figura 9.1

3. La relación existente entre la reacción dinámica y la presión hidrostática se puede explicar mediante el ejemplo de un recipiente que contiene líquido en reposo ($v_1 = 0$) y al que se le permite salir por un orificio situado a una distancia h.

$$f_h = \gamma hA$$

y la fuerza dinámica debida al impulso del chorro será:

$$F = \frac{\gamma Q}{g} \quad V = \gamma A \frac{V^2}{g}$$

$$\text{pero } V = \sqrt{2gh} \therefore F = \gamma A \frac{2gh}{g} = 2 \gamma hA$$

Corolario: La fuerza dinámica de impulso en un orificio de área A es el doble de la fuerza hidrostática existente sobre dicho orificio.

4. Citaremos algunas diferencias entre presiones dinámicas y estáticas.
 - a) Las presiones estáticas se refieren a líquidos en reposo, y a líquidos en movimiento, las dinámicas.
 - b) La presión dinámica puede ser mayor, menor o igual que la hidrostática.
 - c) La presión dinámica tiene dirección de aplicación, mientras que la estática se transmite en todas direcciones.

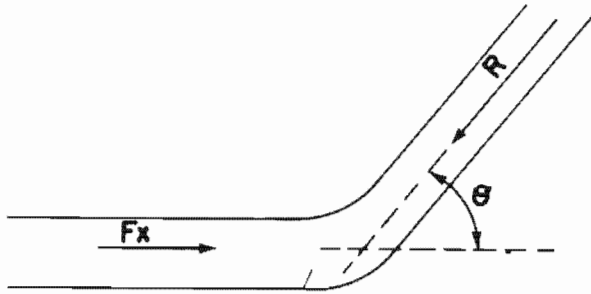


Figura 9.2.

Ejemplo:

$$P_R = F \sin \sigma$$

$$P_R = F - F \cos \sigma = F (1 - \cos \sigma)$$

$$\text{Si } \sigma = 0^\circ \quad P_R = 0$$

$$\text{Si } \sigma = 90^\circ \quad P_R = F$$

$$\text{Si } \sigma = 180^\circ \quad P_R = 2 F$$

5. La fuerza resultante ejercida por una vena líquida al cambiar de dirección es:

$$P_R = 2 F \sin \frac{\sigma}{2}$$

$$P_R = \frac{2 \gamma Q}{g} v \sin \frac{\sigma}{2}$$

Se puede calcular también la fuerza en una dirección cualquiera.

6. Se puede presentar una fuerza dinámica cuando:

- Hay una aceleración (positiva o negativa) de una vena líquida en un conducto cerrado.
- Cuando hay choque de una vena líquida, sobre una superficie
- Cuando hay choque de corrientes líquidas sobre sólidos sumergidos.
- Cuando hay choque de dos chorros

Fuerza resultante ejercida por aceleración radial

Consideremos una vena plana, con un radio de curvatura R, y obtengamos la resultante debida a las fuerzas motivadas por la aceleración centrífuga del agua en movimiento. La aceleración radial será:

$$a_n = \frac{v^2}{R}$$

el peso del elemento diferencial será igual a:

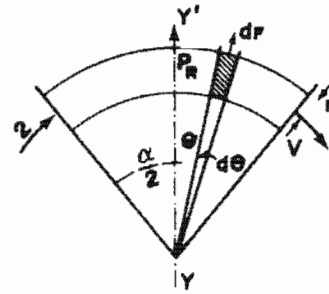


Figura 9.3.

$$\gamma R d \theta a$$

en que a = área transversal de la vena.

si suponemos $R \gg r$, la fuerza centrífuga del elemento diferencial será:

$$\frac{dF}{g} = \frac{\gamma R d \theta a v^2}{R}$$

y su proyección sobre el eje yy¹:

$$dP_R = dF \cos \theta = \frac{\gamma a v^2}{g} \cos \theta d \theta$$

la resultante será:

$$P_R = \int_{\frac{\alpha}{2}}^{\frac{\alpha}{2}} \frac{\gamma a v^2}{g} \cos \theta d \theta$$

$$P_R = \gamma a v^2 \left[\sin \theta \right]_{\frac{\alpha}{2}}^{\frac{\alpha}{2}}$$

es decir:

$$P_R = 2 \frac{\gamma}{g} a v^2 \sin \frac{\alpha}{2} = \gamma \frac{Q}{g} v \cdot 2 \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$P_R = \gamma \frac{Q}{g} v [2 - \cos \alpha]$$

Observación

Imagínese el chorro que sale del orificio perforado en un recipiente; ahora, si se coloca un tubo en el

orificio, como indica la figura, se puede observar que el tubo se vea llenado hasta alcanzar un nivel teóricamente igual al del recipiente, lo cual demuestra que la energía se ha transformado, como sigue:

Las partículas en 1 tienen una energía de posición debida a la carga h ; los puntos 2 tienen una energía de presión debida a la columna de agua; los puntos 3, tienen una energía cinética debida a la velocidad v , causada por la caída h ; en los puntos 4, el agua tiene una energía de presión originada por el impulso que se produce al retardarse las partículas cuya velocidad disminuye de v , a la del reposo. La velocidad en 4 es cero, pues la h en el tubo permanece constante. Por último, en 5, a carga de presión se transforma en carga de altura.

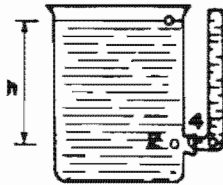


Figura 9.4.

El tubo anterior es un tubo llamado de Pitot. Si en lugar del tubo colocamos una placa, según en el punto de intersección del eje del chorro con la placa, lo dicho habrá partículas de agua en reposo y la presión dinámica irá disminuyendo a medida que se retira del centro. Como no sabemos las leyes que rigen esta disminución de presión, hemos calculado las fórmulas anteriores con las leyes sobre cantidad de movimiento.

Caso general de fuerza producida por cambio de dirección y de velocidad en una vena líquida.

En este caso trataremos una vena de sección diferente, en la que, además de la aceleración radial, se comunica una aceleración tangencial.

Sea la vena de la figura 9.5 en que v es la velocidad de entrada, que forma un ángulo β con la

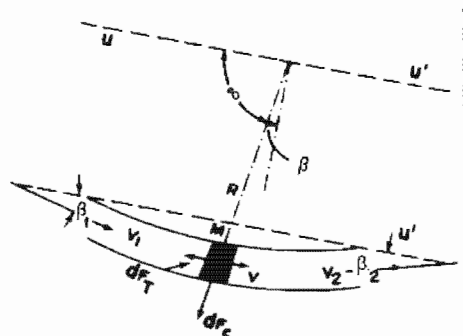


Figura 9.5.

dirección uu' , en la que encontraremos que la fuerza resultante, v_2 es la velocidad de salida y β_2' el ángulo que forma con la dirección antes citada.

Sea M un elemento diferencial de la vena, el cual tiene una velocidad tangencial, v , con un ángulo β con la dirección uu'

Sea R radio de curvatura correspondiente en M

El elemento M estará sujeto a dos fuerzas:

1. La fuerza debida a la aceleración tangencial
2. La fuerza radial centrífuga elemental

$$dF_c = \frac{dm v^2}{R}$$

La resultante será:

$$dF = dm \frac{dv}{dt} + \frac{dm v^2}{R}$$

La fuerza elemental en la dirección uu' será:

$$dF_u = dm \frac{dv}{dt} \cos \beta + \frac{dm v^2}{R} \sin \beta$$

En un elemento de tiempo dt , M recorrerá un espacio $v dt$ y el ángulo φ se incrementará en $d\varphi$. Entonces el espacio anterior se puede expresar como $R d\rho$

$$v dt = R d\rho$$

$$R = v \frac{dt}{d\rho}$$

sustituyendo el valor de R en la ecuación anterior:

$$dF_u = dm \left(\frac{dv}{dt} \cos \beta + dm \frac{d\rho}{dt} \sin \beta \right), v \sin \beta$$

Factorizando:

$$dF_u = \frac{dm}{dt} (dv \cos \beta + v d\rho \sin \beta)$$

a incrementos positivos del ángulo corresponden incrementos negativos del ángulo β . La ecuación anterior se puede escribir:

$$dF_u = \frac{dm}{dt} (dv \cos \beta - d\beta v \sin \beta)$$

$$dF_u = \frac{dm}{dt} [d(v \cos \beta)]$$

si el líquido es homogéneo:

$$dF_u = \gamma \frac{Q}{g} d(v \cos \beta)$$

integrando:

$$F_u = \int_{\substack{v = v_1 \\ \beta = \beta_1}}^{v = v_2} \gamma \frac{Q}{g} d(v \cos \beta)$$

$$F_u = \gamma \frac{Q}{g} (v_2 \cos \beta_2 - v_1 \cos \beta_1)$$

En esta ecuación:

Si $\beta_2 = \beta_1$, entonces $F_u = \gamma \frac{Q}{g} (v_2 - v_1) \cos \beta_1$

Si $\beta_2 = \beta_1$ y $v_2 = v_1$, entonces $F_u = 0$

Si $v_2 = v_1$, entonces $F_u = \gamma \frac{Q}{g} v (\cos \beta_2 - \cos \beta_1)$

Si $\beta_2 = \beta_1 = 0^\circ$, entonces $F_u = \gamma \frac{Q}{g} (v_2 - v_1)$.

En seguida consideremos las siguientes figuras para hacer un resumen de los principios de reacción que se han estudiado:

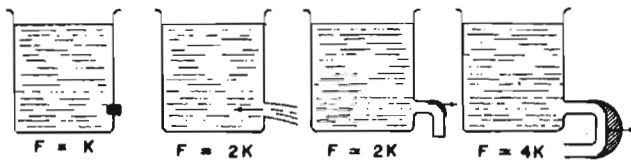


Figura 9.6.

En las figuras anteriores, $K = a \gamma h$.

El método general para calcular la fuerza de impulso en una vena con cambio de dirección y cambio de velocidad. Se puede reducir a la figura siguiente; en ella:

$$F = \gamma \frac{Q}{g} (\vec{v}_1 - \vec{v}_2)$$

Podemos decir que se han encontrado dos fuerzas, una debida a cambio de dirección (aceleración centrífuga) y otra debida a cambio de velocidad (aceleración tangencial).

Las turbomáquinas están constituídas por venas semejantes, las cuales en las turbinas son convergentes, mientras en las bombas son divergentes.

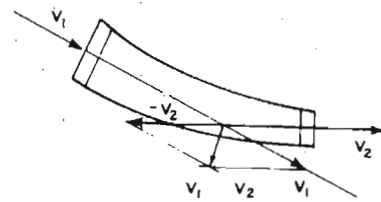


Figura 9.7.

En realidad, para calcular exactamente la fuerza que comunica el fluido a una vena habrá que considerar:

- 1) Las fuerzas estáticas correspondientes a las presiones ejercidas en las áreas de entrada y salida, es decir:

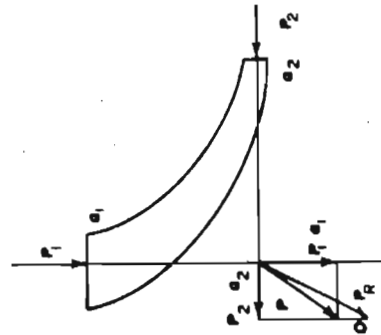


Figura 9.8.

$$P_1 \bullet a_1 \text{ y } P_2 \bullet a_2$$

- 2) El peso del agua que está pasando a través de esa vena.

La resultante de las dos fuerzas citadas será P_R

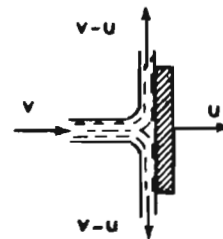


Figura 9.9.

Potencia comunicada por un chorro a una superficie o a un aspa en movimiento rectilíneo.

La fuerza ejercida por el chorro de agua de sección a sobre el aspa será:

$$P = \gamma Q H_b$$

La diferencia de niveles H, origina dos clases de pérdidas, reduciendo la carga útil en la turbina.

1. Pérdidas por el transporte del agua.

- a) h_o = pérdidas en el canal aguas arriba
- $hf + hk$ = pérdidas en la tubería de presión
- hd = pérdidas en el túnel de presión
- hu = pérdidas en el canal aguas abajo
- hR = pérdidas en las rejillas limpiadoras

Eficiencias parciales y totales de una turbina:

a) Eficiencia hidráulica.

Para calcular la eficiencia hidráulica toma en cuenta la pérdida de carga en todos los órganos de la turbina debido a fricción y remolinos, y si representamos la suma total de esas pérdidas por H_a , la eficiencia hidráulica será igual a:

$$\eta_h = \frac{H_n - \Sigma H_a}{H_n} = 1 - \frac{\Sigma H_a}{H_n}$$

Si consideramos la potencia hidráulica a partir de la ecuación de Euler:

$$P_h = \frac{\gamma Q}{g} (C u_1 U_1 - C U_2 U_2)$$

la eficiencia hidráulica será:

$$\eta_h = \frac{C u_1 U_1 - C U_2 U_2}{g H_n}$$

b) Eficiencia volumétrica.

El gasto a través de la válvula de mariposa no es el mismo que pasa al rodete, sino que éste se ve reducido por el gasto Q_j que escapa por los entrehierros del rodete y los anillos de la tubería.

Por lo tanto, la eficiencia volumétrica será:

$$\eta_v = \frac{Q - Q_j}{Q} = 1 - \frac{Q_j}{Q}$$

η_v varía entre 0.96 y 0.99, según el tamaño de la turbina.

c) Eficiencia mecánica.

Si designamos P_{mp} como potencia mecánica perdida

P_h (Potencia hidráulica que comunica el agua al rodete).

P_m (Potencia total de la turbina en el disco del cople.)

$$P_{mp} = P_h - P_m$$

$$\eta_m = \frac{P_h - P_{mp}}{P_h} = 1 - \frac{P_{mp}}{P_h}$$

$$\eta_m = \frac{P_h - P_{mp}}{P_h} = 1 - \frac{P_{mp}}{P_h}$$

Teoría de la similitud

Las leyes de similitud son ciertas relaciones, por medio de las cuales se pueden aplicar a otras máquinas, los resultados obtenidos en un modelo similar-real, que llamaremos *prototipo*.

El prototipo podrá ser mayor o menor que el modelo en estudio.

En las máquinas hidráulicas se hace uso de estudios de similitud, por las siguientes razones.

1. Existen todavía muchos problemas hidráulicos que no se pueden resolver por métodos matemáticos.
2. Se logra una enorme economía, experimentando sobre modelos pequeños, en lugar de hacerlo con el prototipo.
3. Se pueden hacer las pruebas con un fluido diferente. Ejemplos de estas pruebas: turbinas, bombas, aeroplanos en tubos de viento, presas, canales, barcos, etc.

Similitud geométrica.

Ocurre esta similitud cuando modelo y prototipo tienen la misma forma, pero diferente tamaño.

Si escogemos una escala E de las correspondientes dimensiones homólogas.

$$E = \frac{D}{D^1}$$

entonces las áreas variarán $E^2 = \frac{S}{S^1}$ y los volúmenes $E^3 = \frac{V}{V^1}$.

Algunas veces es difícil lograr esta similitud en todas dimensiones. Cuando, por ejemplo, la escala horizontal (E_h) es diferente de la escala vertical (E_v), entonces el cociente de áreas será igual a

$$E_v \cdot E_h$$

Similitud cinemática

La escala de velocidades es igual a la escala de longitudes dividida entre la de tiempos.

$$\frac{V}{V^1} = \frac{E}{t}$$

Escala de aceleraciones: es la escala de velocidades entre escala de tiempos.

$$\frac{a}{a^1} = \frac{E}{t^2}$$

Escala de masas: la escala de masas es igual a la escala de volúmenes, multiplicada por la escala de masas específicas:

2. Turbinas elementales

Las fracciones de álabes y el flujo que se encuentre entre las dos superficies de revolución AB y A'B', separadas una cierta distancia AB formarán por definición, una turbina elemental.

Es fácil trazar el desarrollo de una turbina elemental; si por ejemplo, se trata de una turbina Kaplan ó una turbina tubular, según se aprecia en la figura. Pero si se trata de una Francis, las superficies de revolución no son desarrollables. Consideremos un entrehierro a la entrada y a la salida de la turbina elemental y supongamos que en ese entrehierro la velocidad absoluta del flujo cambia, absorbiendo así el error de considerar desarrollada una superficie que no es cilíndrica ni cónica.

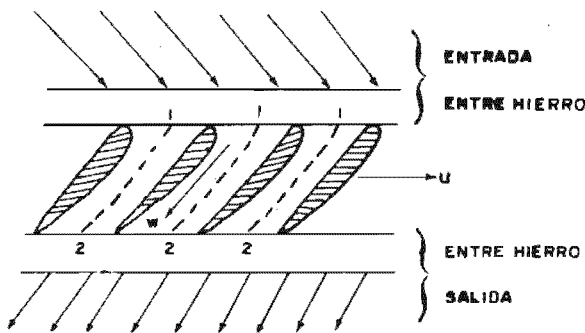


Figura 9.11.

Los entrehierros se pueden considerar de cualquier tamaño, siempre y cuando las velocidades C_1 y C_2 , las regiones de entrada y salida, respectivamente, sean constantes. Las trayectorias 1-2, representadas en la figura con línea punteada, son las trayectorias relativas del agua con respecto a los álabes.

3. Definición de las velocidades

Se usan diagramas de velocidad en forma de triángulo, que corresponden a la mitad del paralelogramo formado por una velocidad tangencial, una velocidad relativa y una velocidad absoluta.

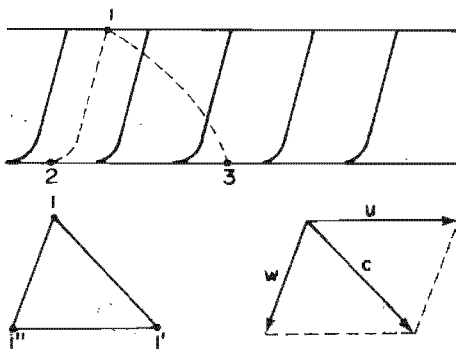


Figura 9.12.

Las ruedas motrices de las máquinas hidráulicas están formadas por venas semejantes a las que hemos estudiado. Estas venas se pueden representar por las siguientes figuras.

Supongamos que el conjunto de venas está animado por una velocidad u ; entonces una partícula de agua situada, en 1, seguirá la trayectoria siguiente:

- 1o. La trayectoria 1-3 que será la trayectoria real o absoluta.
- 2o. La trayectoria 1-2, trayectoria relativa.

Esta última es la trayectoria que seguirá el punto 1 si se considera de venas en reposo, o bien, si se considera lo que verá un observador, mirando desde la pared de una de las venas.

En este libro usaremos las siguientes velocidades:

Si en la figura pequeña la partícula 1 ha recorrido al cabo de un instante un espacio de la trayectoria relativa 1-1'' sobre la trayectoria absoluta 1-1', se definirán las siguientes velocidades:

$$W = \frac{1-1''}{dt} = \text{velocidad relativa}$$

$$c = \frac{1-1'}{dt} = \text{velocidad absoluta}$$

$$u = \frac{1''-1'}{dt} = \text{velocidad tangencial}$$

siempre tendremos:

$$c = u + w$$

En la mayor parte de las máquinas hidráulicas, la velocidad u queda definida por la velocidad de rotación (velocidad angular de la máquina, multiplicada por el radio del punto en cuestión)

$$u = \omega \times r$$

4. Estructuración de una turbomáquina

Por tanto las turbomáquinas se consideran formadas, pues, por conjunto de venas líquidas, o mejor dicho, por canales que contendrán esas venas líquidas.

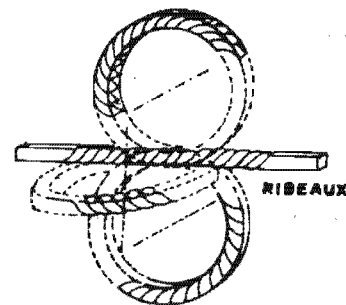


Figura 9.13.

das. Este conjunto de venas quedará dispuesto de varias maneras, según la trayectoria que el líquido siga en la máquina.

La figura nos representa las diferentes maneras de cómo estructurar una turbomáquina a partir de un conjunto de venas como el estudiado.

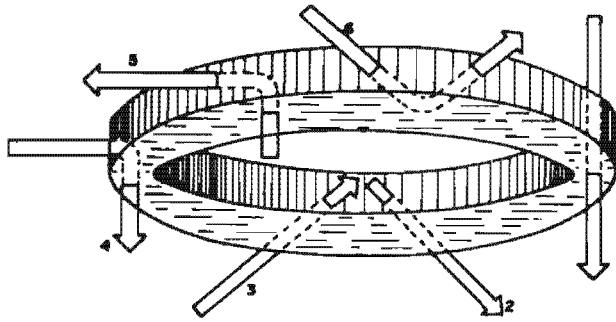


Figura 9.14.

Según se aprecia en la siguiente figura, hay varias determinadas trayectorias que puede seguir el flujo en las máquinas hidráulicas, lo cual nos permite clasificar a base de estas trayectorias:

- 1o. Máquina axial, por ejemplo una turbina tubular
- 2o. Máquina radial centrífuga, una bomba centrífuga.

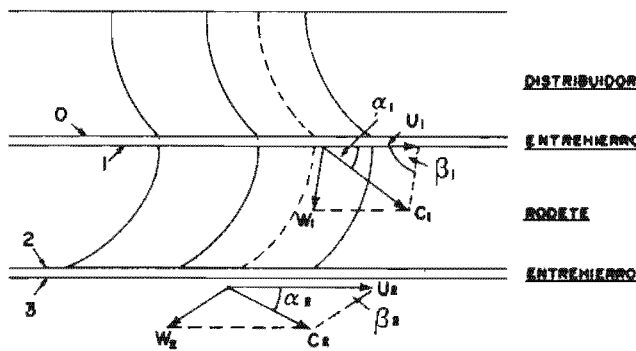


Figura 9.15. Diagrama de velocidad en una Turbina axial.

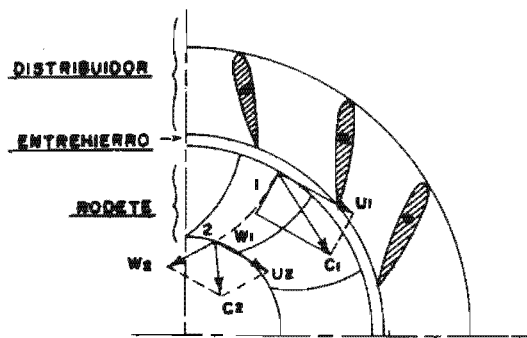


Figura 9.16. Diagramas de velocidades de una Turbina radial centrífuga.

- 3o. Máquina radial centrípeta, un rodete Francis lento.
- 4o. Máquina radial axial, una turbina Francis rápida
- 5o. Máquina axial radial, bomba centrífuga.
- 6o. Máquina tangencial, una turbina Peltón.

5. Diagramas de velocidades

Con las velocidades que hemos definido. (velocidad absoluta, velocidad relativa y velocidad tangencial), formaremos siempre un triángulo de velocidades para cualquier punto de cualquier vena de la turbomáquina. Los ejemplos siguientes nos ilustran el empleo de este triángulo de velocidades para puntos de entrada y salida de un rodete o un impulsor.

Denominación de velocidades

Las denominaciones y los índices de las figuras que se usarán en el desarrollo de este curso serán:

- 0, para una velocidad de salida del distribuidor,
- 1, para una velocidad del agua a la entrada del rodete
- 2, para una velocidad del agua a la salida del rodete
- 3, para una velocidad del agua a la entrada de un tubo de desfogue,
- 4, para una velocidad del agua a la salida

Denominación de los ángulos

Los ángulos α_1 y α_2 se denominan ángulos absolutos de entrada y salida:

α_1 Está formado por las componentes de velocidad, tangencial y absoluta a la entrada del rodete.

α_2 Está formado por las mismas componentes, pero a la salida del rodete de la turbina o del difusor de la bomba.

Los ángulos β_1 y β_2 , comprendidos entre las velocidades relativas de entrada y salida y la velocidad tangencial de la rueda móvil, están determinados por los álabes de la turbina.

Denominación de las componentes absolutas

Componente tangencial C_u (circunferencial o paralela). Es la proyección de la velocidad absoluta \bar{c} sobre la velocidad circunferencial \bar{c} . Esta componente interviene en las ecuaciones de potencias en las turbinas y en las ecuaciones de altura en las bombas.

Componente meridiana. C_m Es la proyección de la velocidad absoluta \bar{c} sobre la recta perpendicular a \bar{u} . Esta componente interviene en las ecuaciones de los gastos.

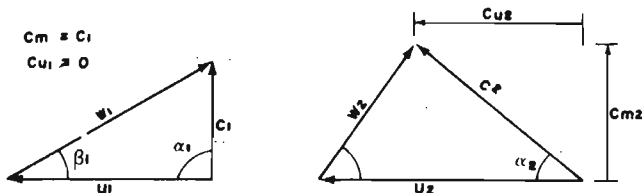


Figura 9.17. Bomba centrífuga: (admisión axial).

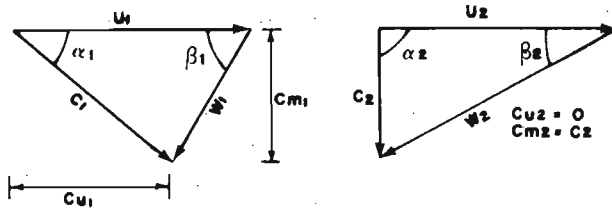


Figura 9.18.

Las figuras anteriores nos muestran diagramas de velocidad, tanto para una bomba centrífuga, como para una turbina. En todos los casos tendremos

$$\tau_m = \tau \sin \alpha; \quad \tau_u = \tau \cos \alpha$$

6. Coeficientes de velocidad

En máquinas hidráulicas se acostumbra tomar como velocidad unitaria la velocidad $\sqrt{2gh}$ y se llama coeficiente de velocidad al cociente de la velocidad del punto considerado, dividido por $\sqrt{2gh}$. Habitualmente se designan estos coeficientes con la letra K , seguida de la velocidad en cuestión. Por ejemplo, para las velocidades absoluta, relativa y tangencial a la entrada de un rodete sería:

$$K_{C_1} = \frac{C_1}{\sqrt{2gh}}; \quad K_{W_1} = \frac{W_1}{\sqrt{2gh}};$$

$$K_{U_1} = \frac{U_1}{\sqrt{2gh}}$$

Siempre se debe tomar como h , la carga neta que esté obrando sobre la turbina.

Los coeficientes de velocidad nos ayudarán a simplificar las expresiones analíticas, pero nos permitirán captar rápidamente y entender mucho mejor, el significado físico de cada fórmula que encontremos. De momento, el coeficiente de velocidad nos indica las veces que el punto considerado es más o menos veloz, respecto a la velocidad de una partícula que cae de una altura h .

Ecuación de Euler

El cambio de momento hidráulico del contenido total del canal está dado por el cambio de momento de la masa dm que entra al rodete, y la masa dm que sale.

Este cambio del momento hidráulico producirá el cambio de par mecánico en la turbina.

$$T = AMh$$

Deduciremos a continuación la fórmula:

En un tiempo dado dt entra un volumen dV , cuya masa es

$$dM = \frac{\gamma}{g} dV$$

cuyo impulso valdrá

$$I_1 = \frac{\gamma}{g} dV_1 C_1$$

El impulso a la salida será:

$$I_2 = \frac{\gamma}{g} dV_2 C_2$$

Por lo que se refiere al momento hidráulico a la entrada será:

$$Mh_1 = \frac{\gamma}{g} dV_1 C_1 r_1 \cos \alpha_1$$

y a la salida

$$Mh_2 = \frac{\gamma}{g} dV C_2 r_2 \cos \alpha_2$$

Por consiguiente, el par por unidad de tiempo será:

$$T = \frac{\Delta Mh}{dt}$$

$$T = \frac{\gamma}{g} \frac{dV}{dt} (r_1 c_1 \cos \alpha_1 - r_2 C_2 \cos \alpha_2)$$

Ahora bien, las fuerzas externas entre líquido y aspas son:

1. La diferencia de presiones sobre los dos lados de cada vena (P_f y P_b).
2. Las presiones P_d y P_s sobre las caras ab y cd son fuerzas radiales, por lo cual no tienen momento alrededor del eje de rotación.
3. Las fuerzas de fricción hidráulica, que se oponen al flujo relativo y producen un par, además del que ejercen las aspas del impulsor, se desprecian aun en el flujo idealizado.

Si multiplicamos la ecuación del par por w obtenemos:

$$Tw = \frac{\gamma Q}{g} w (r_1 c_1 \cos \alpha_1 - r_1 c_2 \cos \alpha_2)$$

Ahora bien, esto es igual a la potencia hidráulica aplicada por el líquido a las aspas del rodete.

Al sustituir $u_2 \equiv wr_2$

$$U_1 = wr_1$$

$$C_2 \cos \alpha_2 = Cu_2 \quad C_1 \cos \alpha_1 = Cu_1$$

obtenemos

$$P = \frac{\gamma Q (U_1 Cu_1 - U_2 Cu_2)}{g}$$

$$P = \frac{\gamma Q (U_2 Cu_2 - U_1 Cu_1)}{g}$$

Regresando a la ecuación:

$$P = \frac{\gamma Q (U_1 Cu_1 - U_2 Cu_2)}{g}$$

y comparándola con la ecuación

$$P = \gamma QH, \text{ deducimos que}$$

$$H = \frac{U_1 Cu_1 - U_2 Cu_2}{g}$$

Veamos ahora en qué forma podemos lograr que la potencia sea máxima.

1. El gasto Q deberá ser el máximo posible.
2. $U_2 Cu_2$ debe tender a cero. Para ello se necesitaría que

$$u_2 = 0 \text{ ó que } Cu_2 = 0$$

Para que $u_2 = 0$ necesitaríamos que $w = 0$, lo cual es imposible, ya que equivaldría a que la turbina estuviese parada, o bien que $r_2 = 0$, que supondría que todo el gasto se descargase por un punto, lo cual también es imposible.

3. Para que Cu_2 sea cero necesitamos que la velocidad absoluta del agua a la salida sea perpendicular a u , lo cual sólo se lograría con una *descarga totalmente axial*.

Esto, a condición no es posible, pero se puede aproximar gracias a un correcto diseño del rodete.

4. Para que $U_1 Cu_1$ sea máximo necesitamos que el radio r_1 de la turbina sea lo más grande posible y que la velocidad angular sea máxima. Aquí, desde luego, se tienen que tomar en cuenta otros factores, como las fuerzas de inercia que limitan el tamaño y la velocidad de la turbina.

5. Finalmente, para que Cu_1 sea máximo se necesita que C sea lo más paralela a u ; es decir, el ángulo α_1 debe tender a cero.

En otras palabras, el flujo de agua a la entrada de la turbina debe ser lo más tangencial posible, y la descarga lo más axial posible. Todo ello debe y puede ser optimizado en el diseño.

Inversamente, en una bomba centrífuga, la entrada del líquido debe ser lo más axial posible y la descarga lo más tangencial posible.

Desde luego no se pueden obtener estos flujos, ya que existen fuerzas centrífugas y de prerrotación que lo impiden y como resultado, la eficiencia de las turbomáquinas dista mucho del 100%. Las eficiencias de las máquinas chicas son sólo del orden de 50 a 80%, pero únicamente en máquinas muy grandes se llega a valores superiores al 90%

Aplicación de la ecuación a las bombas de Euler

Si suponemos que no es el agua la que cede energía al rodete, sino que el rodete la comunica al fluido, las ecuaciones que hemos establecido quedarán iguales; pero el índice de las velocidades cambiará, o bien las ecuaciones cambiarán de signo. Tendremos:

$$P_h = \frac{Q (Cu_2 U_2 - Cu_1 U_1)}{g}$$

y

$$h = (Ku_2 K_{Cu_2} - Ku_1)$$

Del análisis de las ecuaciones anteriores, vemos que para que se transfiera la máxima energía del impulsor al fluido se requiere:

1. A que el líquido penetre radialmente al impulsor de la bomba centrífuga.
2. Que el fluido salga con un ángulo α_2 lo más reducido posible. Las condiciones en que suele proporcionar el mejor rendimiento se ilustran en una máquina motriz o generatriz en la siguiente figura

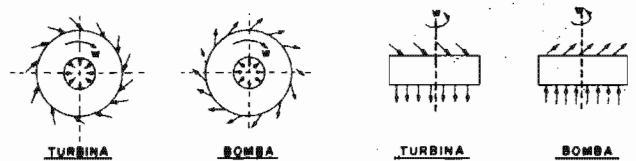


Figura 9.19.

Líquidos en reposo relativo en un recipiente girando.

Este caso representa un estudio interesante que nos ayudará a entender de modo particular la teoría y funcionamiento de las turbomáquinas.

Procedamos a ver algunos teoremas de hidráulica aplicados a este caso.

Teorema 1. En un recipiente que gira sobre un eje como se indica en la figura, la rotación del lí-

$$y = ax^2$$

quido engendra entre los puntos (1) y (2), situados a la misma altura, una diferencia de presión $P_1 - P_2$, y la altura representativa de dicha diferencia de presión es igual a la diferencia de las cargas de las velocidades tangenciales.

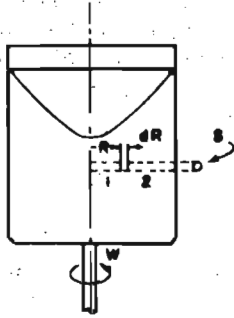


Figura 9.20.

Demostración. Entre los puntos (1) y (2) escojamos un prisma radial de sección S , y de este prisma tomaremos un elemento diferencial dR . La fuerza centrífuga que desarrolla dicho elemento diferencial será:

$$dc = \omega^2 RS \frac{dR}{g}$$

$$dc = \omega^2 \frac{\gamma}{g} SR dR$$

La fuerza centrífuga de todo el prisma será:

$$c = \omega^2 \frac{\gamma}{g} S \int_{R_1}^{R_2} R dR$$

Después de establecerse la velocidad constante, el prisma está en equilibrio, y la fuerza que se ejerce se puede expresar también en términos de sus presiones.

$$C = S (P_2 - P_1)$$

Igualando:

$$s (P_2 - P_1) = \frac{\omega^2 \gamma s}{g} \frac{R_2^2 - R_1^2}{2}$$

$$Z_2 - Z_1 = \frac{\omega^2 R_2^2}{2g} - \frac{\omega^2 R_1^2}{2g}$$

En donde se puede ver que la superficie formada es un paraboloides de revolución de la forma:

Cambio de energía entre una vena líquida y su recipiente en rotación.

Para estudiar la energía que el agua comunica a un rodete en movimiento presentaremos un análisis simplificado, considerando la potencia que una vena líquida comunica a su envolvente en rotación, y definiremos como POTENCIA HIDRAULICA P_h la energía transmitida del agua al rodete en la unidad de tiempo.

Sea P_1 la potencia de entrada y P_2 la potencia de salida, y P_P la potencia ocasionada por las pérdidas de fricción. Las potencias anteriores se pueden escribir como sigue:

$$P_1 = \gamma Q \frac{C_1}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1$$

$$P_2 = \gamma Q \frac{C_2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2$$

$$P_P = \gamma Q h_{f_{12}}$$

La potencia hidráulica será:

$$P_h = P_1 - P_2 - P_P$$

Que sustituyendo los valores anteriores rinde:

$$P_h = \gamma Q \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + Z_1 - Z_2 - h_{f_{12}}$$

Si consideramos únicamente las velocidades y sus cambios respectivos podemos escribir la ecuación de la potencia hidráulica como:

$$P_h = \gamma Q \left(\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \right)$$

La ecuación anterior se puede obtener también considerando el término:

$$\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} = \frac{\omega^2 R_2^2}{2g} - \frac{\omega^2 R_1^2}{2g}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} = \frac{U_2^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g}$$

La ecuación anterior nos dice que en un recipiente en rotación, las circunferencias horizontales son líneas isobáricas.

Teorema 2. En un líquido en rotación, la diferencia de las energías potenciales es igual a la diferencia de las cargas de velocidades tangenciales.

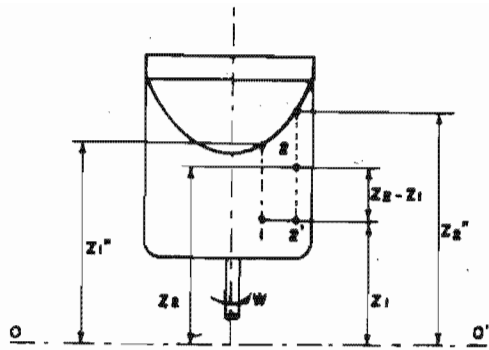


Figura 9.21.

Demostración. La carga en el punto 2' se puede escribir del modo siguiente:

$$\frac{P_2'}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + (Z_2 - Z_1)$$

Según el teorema anterior podemos escribir:

$$\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} = \frac{U_2^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g}$$

Combinando las ecuaciones anteriores obtendremos:

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (Z_2 - Z_1) = \frac{U_2^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g}$$

Como en los puntos (1'') y (2'') se ejerce la presión atmosférica, la ecuación para la superficie del líquido será:

$$Z_2'' - Z_1'' = \frac{U_2^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g}$$

La ecuación anterior se puede escribir:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} + Z_1 - Z_2$$

Y comparándolo con la fórmula que escribimos para una bomba centrífuga, la ecuación anterior aparecerá:

$$P_h = \gamma \frac{Q}{2g} (C_1^2 - C_2^2 + U_1^2 - U_2^2 + W_2^2 - W_1^2)$$

La cual nos indica que, para obtener la mayor energía hidráulica en una turbina, se requiere:

1. Disminuir la velocidad absoluta del líquido, lo más que se pueda.
2. Aumentar la velocidad relativa de salida del agua.
3. Colocar la sección de salida del agua de la turbina (rodete) mucho más cerca del eje de rotación.

En una bomba centrífuga, es la envolvente la que cede energía al líquido, Al cambiar de signo, la ecuación anterior resultará:

$$P_h = \gamma \frac{Q}{2g} (C_2^2 - C_1^2 + U_2^2 - U_1^2 + W_1^2 - W_2^2)$$

Esta quiere decir que los requisitos para que un impulsor ceda energía al líquido son los siguientes:

1. La velocidad absoluta de salida debe ser notablemente mayor que la de entrada, es decir: $C_2 \gg C_1$
2. El líquido debe entrar al impulsor en una sección cercana al eje (U_1 pequeña) y salir en una sección alejada (U_2 grande).
3. Las ventas que constituyen el impulsor deben ser divergentes, puesto que la velocidad relativa W_1 debe ser mayor que W_2 .

La ecuación:

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} + Z_2 - Z_1 = \frac{U_2^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} - h_{f_{12}}$$

representa el aumento de presión del líquido que atraviesa la bomba. Esta ecuación sólo se verifica suponiendo $h_{f_{12}}$ las pérdidas totales hidráulicas.

La ecuación de la potencia hidráulica obtenida a partir de las velocidades es equivalente a la ecuación de Euler, demostración que desarrollaremos en seguida.

Para una turbina tenemos:

$$P_h = \frac{\gamma Q}{2g} (C_1^2 - C_2^2 + U_1^2 - U_2^2 + W_2^2 - W_1^2)$$

$$P_h = \frac{\gamma Q}{g} (C_{u1} U_1 - C_{u2} U_2)$$

De los triángulos de velocidades podemos obtener:

$$P_h = \frac{\gamma Q}{g} (C_1^2 - C_2^2 + U_1^2 - U_2^2 + W_2^2 - W_1^2)$$

$$P_h = \gamma Q \left[\frac{C_1 - C_2}{2g} + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + (Z_1 - Z_2) - h_{f_{12}} \right]$$

Si consideramos que la transmisión de la energía se hace con una eficiencia η_h , entonces, a partir de la caída neta obtendremos una expresión para la potencia hidráulica, en la siguiente forma:

$$P_h = \gamma Q H_n \eta_h$$

En donde:

H_n = caída neta.

η = eficiencia hidráulica

Igualando con la Ecuación de Euler

$$\gamma Q H_n \eta_h = \frac{\gamma}{g} Q (C_{u1} U_1 - C_{u2} U_2)$$

Al producto H_n se le llama caída hidráulica (algunos autores) y está expresada por:

$$\text{Caída hidráulica} = H_n \quad h = 1 \quad (C_{u1} U_1 - C_{u2} U_2)$$

A esta expresión se le llama también ecuación principal de las máquinas hidráulicas. Sus unidades pueden ser:

$$\frac{\text{Kg m s}}{\text{Kg}} ; \frac{\text{Kg m}}{\text{Kg}} \quad m.$$

Es decir, la potencia de cada litro del gasto de agua, o la energía que cada litro suministrará, o simplemente la caída en metros realmente utilizada.

Evolución de la energía en los órganos principales de una turbina

Introducción

Trataremos de describir algunos órganos de las turbomáquinas, su funcionamiento y las diferentes características de la evolución de la energía en las turbinas de acción y las turbinas de reacción.

Nos apoyaremos en los conocimientos obtenidos anteriormente. Es decir, haremos una interpretación real de las ecuaciones establecidas para las turbomáquinas.

Evolución de la energía en una turbina

La ecuación para la carga hidráulica, deducida de las anteriores, es:

$$H_n \quad h = Z_1 - Z_2 +$$

$$\frac{P_1 - P_2 + C_1^2 - C_2^2}{2g}$$

$$- h_{f12}$$

El significado de cada miembro será:

H_n h = Carga que cada litro de agua comunica a la turbina

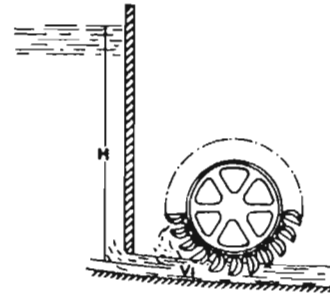
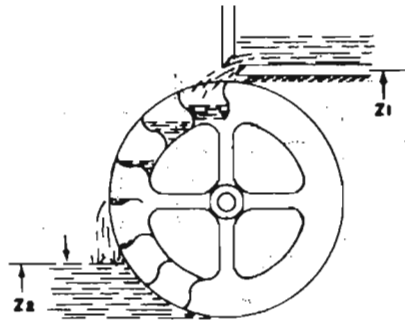


Figura 9.22.

$Z_1 - Z_2$ = Diferencia de altura entre la entrada y la salida.

$P_1 - P_2$ = Diferencia de presión a la entrada y a la salida.

$\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g}$ = Altura representativa de las diferencias de velocidad a la entrada y a la salida.

h_{f12} = Pérdidas desde la entrada hasta la salida.

Los términos anteriores representan la transformación en el rodete, y adquirirán mayor o menor importancia según el tipo de turbina de que se trate.

Para las turbinas Francis, el término $Z_1 - Z_2$ tiene un valor muy pequeño, si se compara con la caída neta de la turbina. Por el contrario, para las ruedas hidráulicas $Z_1 - Z_2$ es muy importante, pues esas máquinas

NIVEL AGUAS ARRIBA

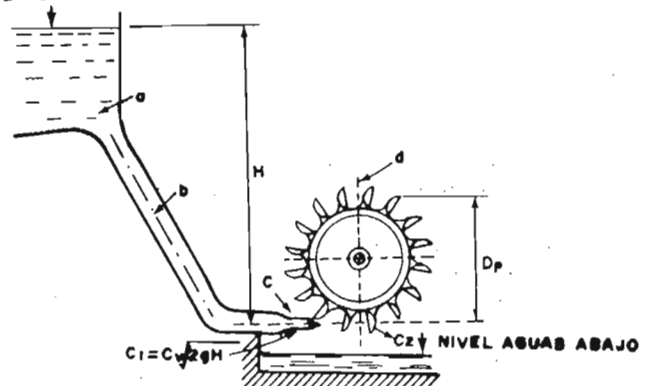


Figura 9.23.

efectúan la transformación de energía potencial a energía mecánica.

En la turbina de la figura, precursora de la rueda Pelton, el término $c_1^2 - c_2^2$ adquiere importancia, mientras

tras los otros $(Z_1 - Z_2)$ $(P_1 - P_2)$ prácticamente no cuentan.

La figura nos representa una rueda Pelton que se usa en caídas bastante altas, que alcanzan hasta unos 1800 m.

En las turbinas Pelton, el término $(Z_1 - Z_2)$ y el $(P_1 - P_2)$, prácticamente son iguales a cero, mientras que el término $C_1^2 - C_2^2$ es el que alcanza un valor muy importante. $2g$

En las turbinas de reacción $\frac{P_1 - P_2}{\gamma} > 0$; es decir, se dispone de una presión a la entrada de la turbina y parte de dicha presión se convierte en velocidad. En este tipo de turbinas, parte de la energía se transmite por la acción del agua en los álabes del rotor, pero la mayor parte opera lo hace debido a una reacción del agua sobre estos álabes.

La figura anterior nos representa una instalación con turbina Pelton, alimentada por medio de una presa. Aprovechando el desnivel H , el agua baja hasta el chiflón C , en donde toda la energía H se convierte en velocidad $C_1 = Cv\sqrt{2gH}$.

El agua incidirá en los cangilones d , de la rueda Pelton, y sobre ello se ejercerá una fuerza F . Esta fuerza F producirá un momento en la rueda, que multiplicado por la velocidad angular de la rueda, se traducirá en la potencia mecánica de la flecha de la turbina. El agua saldrá de los cangilones con una velocidad C_2 . Para desalojar el agua perderemos la caída libre de la misma, entre el eje de chorro y el nivel aguas abajo.

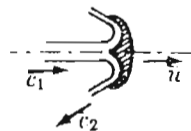
La fuerza ejercida en el cangilón dependerá de la velocidad de éste con respecto al agua y las direcciones de entrada y salida del agua.

$$F = \frac{\gamma Q}{g} (C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2)$$

Si: $C_1 = C_2$ $\alpha_1 = 0$ y $\alpha_2 = 180^\circ$

$$F = \frac{\gamma Q C^2}{g} (1 - (-1)) = \frac{2\gamma Q C^2}{g}$$

$$F = \frac{2\gamma a}{g} C_1^2 = (2\gamma a^2 g H) C v^2$$



Es decir, si el chiflón no tuviese pérdidas y $Cv^2 = 1$, la fuerza ejercida sería igual a cuatro veces la fuerza estática ejercida en el área a .

La fuerza será máxima en ese caso, cuando el cangilón esté en reposo, $u = 0$ y $\alpha_2 = 180^\circ$; es decir, cuando la turbina no se mueve. El valor de la fuerza será cero cuando el cangilón tenga la misma

velocidad que el agua, $C_1 = u$. Habrá una relación de C_1/u , para la cual tendremos la máxima transmisión de potencia.

Si el agua se desvía 180° , resultará:

$$F = \frac{2\gamma Q}{g} (C_1 - u)$$

La potencia transmitida será:

$$P = \frac{2\gamma Q}{g} (C_1 - u) u = \frac{2\gamma Q}{g} (C_1 U - U^2)$$

$$\frac{dP}{du} = \frac{2\gamma Q}{g} (C_1 - 2u)$$

$$\frac{dP^2}{d^2u} = -\frac{4\gamma Q}{g}$$

Por lo tanto de la relación que nos dé el máximo se obtendrá igualando a cero la primera derivada

$$\frac{2\gamma Q}{g} (C_1 - 2u) = 0 \quad u = \frac{C_1}{2}$$

La Figura 5 nos representa una turbina de reacción, colocada en una cámara. A la entrada, el agua tendrá la carga H , más la carga debida a la velocidad de llegada $v_o^2/2g$. A la salida se desalojará con una velocidad v_u y se perderá la carga $v_u^2/2g$.

La carga neta será, por lo tanto:

$$H_n = H + \frac{v_o^2 - v_u^2}{2g}$$

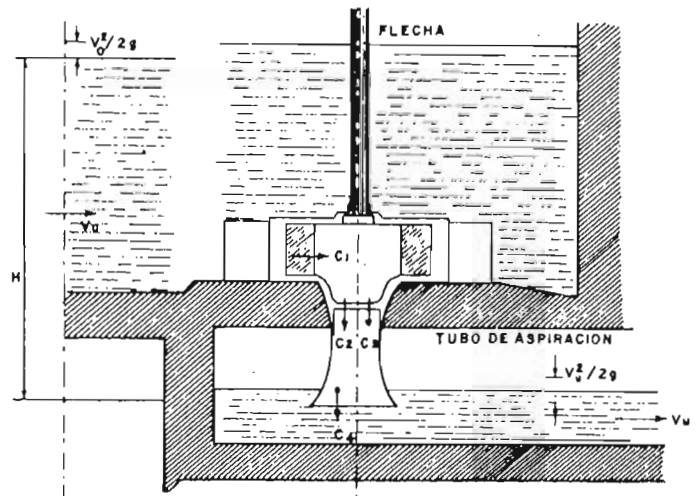


Figura 9.24.

La turbina de reacción, Francis tipo ahogada en pozo libre (como la anterior), se usa en caídas muy pequeñas de unos 5 a 8 metros. El gasto de las turbinas Francis y Kaplan generalmente es un gasto notable, mientras que el gasto de las ruedas Pelton es reducido.

En las turbinas de chorro libre (Pelton), el término $P_1 - P_2/\gamma$ es igual a cero; mientras que en las

turbinas Francis, dicho término es siempre mayor de cero.

En las turbinas Pelton, la presión de la tubería se convierte en velocidad y, por lo tanto, en energía cinética.

Características de los principales órganos de una máquina hidráulica

Distribuidor

1. El mínimo de pérdida de carga en cualquier posición, principalmente, en la abierta.
2. Cortar el flujo, en posición de cierre. (Este requisito no es absolutamente indispensable, ya que está provisto de un órgano de guardia, válvula de mariposa o de globo, a la entrada de la turbina.)
3. Un sistema de comando que requiere una fuerza de maniobra mínima, y un dispositivo de seguridad, que permita el cierre del distribuidor en caso de obstrucción de un álabe director debida a algún cuerpo extraño.
4. Mantenimiento fácil, y máxima sencillez de maniobras de desmontaje.

Rodete

Se le denomina también rueda motriz, o simplemente rueda (en una Pelton).

1. Es el órgano giratorio que tiene como funciones transmitir la energía del agua a la turbina.
2. Utilizar el momento ejercido sobre el rodete y la velocidad angular para transmitir a la flecha acoplada a él una potencia proporcional a las dos primeras magnitudes.
3. Disminuir la velocidad del agua tanto como se pueda.

Tubo de desfogue o aspiración

Las principales funciones de este tubo son:

1. Evita que el agua salga directamente a la atmósfera; regula la salida y permite instalar la turbina a un nivel más alto que el de aguas abajo.
2. Permite obtener una presión menor a la atmosférica (la presión es negativa).
3. Sirve para descargar el agua a la salida del rodete de una turbina, hacia el canal agua abajo de la instalación.
4. Si la turbina, por razones de explotación (o de cavitación), por ejemplo, queda instalada debajo del nivel del canal de fuga, el tubo de desfogue compensa esta pérdida de altura. No se requiere que sea cilíndrico.
5. Permite recuperar en parte la energía cinética ($v^2/2g$) que posee el agua, debido a la velocidad

residual, a la salida de la rueda. En este caso el tubo de desfogue está ensanchado.

En las turbinas Pelton, como la descarga se hace libremente, no se requiere tubo de desfogue, perdiéndose una altura desde el eje del centro del chorro del chiflón hasta el nivel aguas abajo.

Las formas de un tubo de succión y su funcionamiento se pueden apreciar en las siguientes figuras:

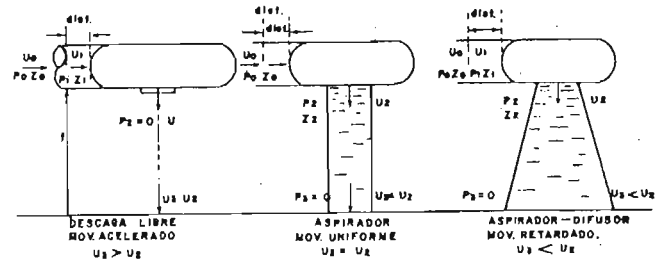


Figura 9.25.

Representación gráfica de la evolución de la energía en las turbinas

Los siguientes diagramas nos demuestran la diferencia que hay entre la operación de dos turbinas funcionando respectivamente a base de principio de reacción y de acción.

Otras características de las turbinas de impulso.

La forma y las dimensiones de estas turbinas están determinadas por una característica que se llama velocidad específica, al que definiremos en capítulos posteriores. Diremos que si un cangilón es muy grande, entonces habrá pérdidas por fricción y ventilación; mientras que si es muy reducido, entonces las pérdidas aumentarán debido a remolinos.

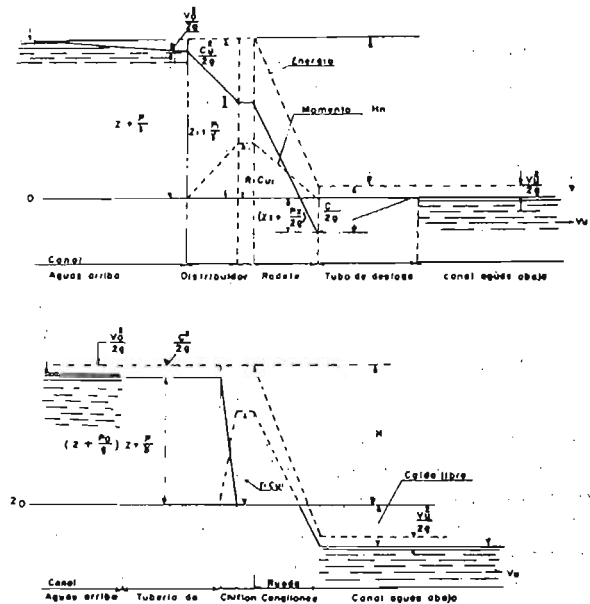


Figura 9.26.

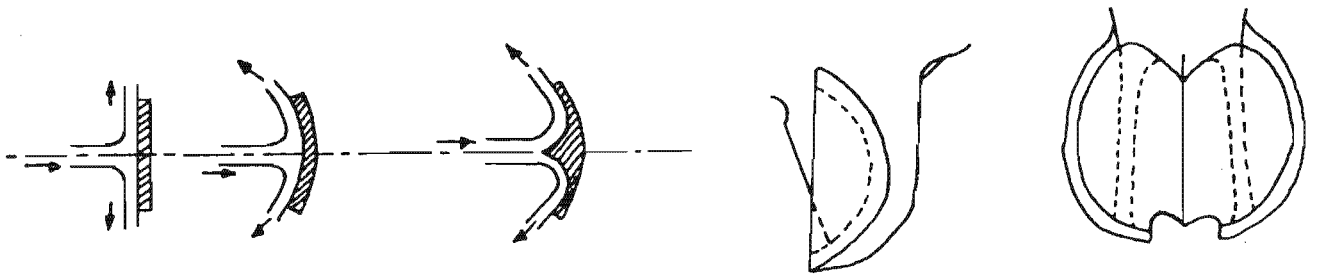


Figura 9.27.

El desarrollo de la forma de los cangilones es el siguiente:

Es necesario tener un ángulo de salida, para que el agua no incida en el siguiente cangilón:

El corte practicado en el cangilón tiene por objeto:

1. Aumentar el tiempo de acción del chorro sobre el cangilón.
2. Proporcionar un buen ángulo, llamado de ataque, entre el chorro y el borde cortante, o arista, y por lo tanto, asegurar que sea la descarga en una sola dirección.

Las turbinas de impulso se pueden considerar como ruedas tangenciales, según la clasificación que hicimos al tratar la dirección del flujo.

En estas turbinas, axialmente no habrá reacción en la chumacera o en las chumaceras si se trata de ruedas horizontales. En las unidades verticales, la reacción axial en la chumacera se debe sólo al peso del rodete y la flecha.

El distribuidor de una turbina de impulso está formado por los chiflones que además sirven como dispositivos reguladores del gasto.

Si las agujas de un distribuidor Pelton se cerraran bruscamente, se creará una sobrepresión muy grande en la tubería. En el caso de que sea urgente dejar la rueda sin gasto, se accionan los deflectores permitiéndolo así un cierre lento (15 a 20 segundos) de las agujas, lo cual evitará el golpe de ariete.

La acción de los deflectores se puede realizar según la siguiente figura 9.29.

El conjunto chiflón-rueda constituye una turbina Pelton. Entonces podemos calcular la carga neta aplicada a esta turbina como:

$$H_n = H_m + \frac{v^2}{2g}$$

en donde H_m es la carga que nos indicaría un manómetro colocado a la entrada del chiflón,

En la turbina Pelton, vimos que P_1 era igual a P_2 , ya que la presión a la salida del distribuidor (chiflones) es igual a la entrada del rodete (cangilones); es decir, igual a la presión atmosférica. De

modo semejante se puede decir que las velocidades absolutas, en donde $C_o = C_1$ (a la salida del distribuidor y entrada del rodete) son iguales a $C_v \sqrt{2gh}$. Para turbinas modernas, C_v es 0.97; la relación energía/tiempo en el chorro se puede expresar como:

$$N_{ch} = Q \gamma \frac{C_1^2}{2g}$$

Si el agua abandona los cangilones con una velocidad C_2 , la potencia transmitida a la rueda será:

$$N = Q \gamma \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g}$$

Ecuación que nos indica que en una Pelton conviene:

1. Instalar la rueda en el lugar más bajo posible,
2. Disminuir la velocidad de salida,

Si el cangilón está en reposo podemos observar:

1. La fuerza F es máxima
2. La velocidad del agua es igual a la entrada y a la salida,
2. Que no habrá transmisión de energía, puesto que la fuerza no se mueve

Si el cangilón se mueve tendremos:

1. La fuerza hidráulica será reducida
2. El cangilón absorbe energía
3. La velocidad de salida del agua será menor que la de entrada.

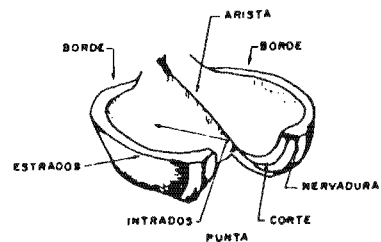


Figura 9.28.

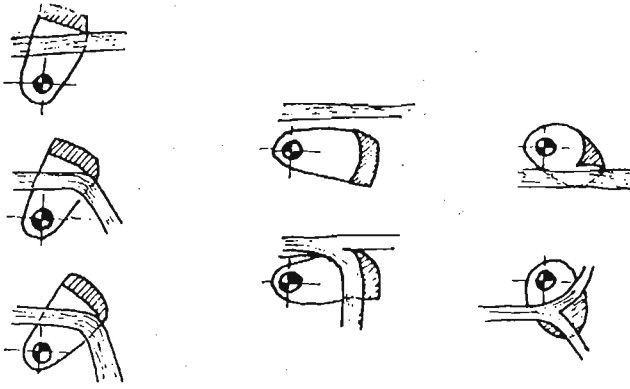


Figura 9.29.

Hemos obtenido la relación óptima ($U = C_1/2$) que debe existir entre la velocidad del chorro y la velocidad periférica del cangilón.

Si se toma en cuenta la fuerza hidráulica que se produce, entonces la potencia transmitida será el producto de F por la velocidad en un instante dado. Por la relación que existe entre la fuerza F y la velocidad tangencial, o dicho en otras palabras, entre el diámetro del chorro y el de la rueda Pelton, podemos clasificar las ruedas en lentas y rápidas, según las siguientes relaciones.

D_p = Diámetro de la rueda

d = Diámetro del chorro

si $D_p > 60 d$ es lenta

si $D_p \leq 7 d$ es rápida

El frenado de las ruedas Pelton se hace generalmente por medio de un chorro auxiliar que impulsa a la rueda en sentido contrario a la rotación. Este sistema se usa tanto para el caso de turbina vertical como de la horizontal, aunque es común que en grupos verticales se tenga un dispositivo de frenado, constituido por un juego de zapatas que acciona un anillo deslizante en el rotor del generador.

Las ruedas Pelton pueden ser horizontales, de uno o dos chiflones o verticales, de 2, 3, 4, 5, 6 chiflones. No existen ruedas horizontales de más de 3 chiflones.

Características de las ruedas de reacción

Las siguientes características nos indican las ventajas que ofrecen las turbinas de reacción y permiten para ver en qué se diferencian de las turbinas de acción. Estas características son:

1. El distribuidor alimenta una turbina de reacción en toda la periferia del rodete.
2. La turbina puede ser alimentada con una espiral de concreto o de acero. También en muchos casos puede carecer de esta espiral si se instala en una cámara de agua

3. El desfogue no se hace libremente a la atmósfera, por lo cual la alimentación tiene lugar en toda la periferia.
4. Las venas son convergentes, por lo que se aprovechan la acción centrípeta y la acción tangencial.
5. A caídas y potencias iguales, las turbinas de reacción son más rápidas que las de acción. Por ejemplo:

Pelton:

$N - 450$ rpm
 $Q - 1$ m³/seg.
 $H_n - 150$ m

Francis:

$N - 1200$ rpm
 $Q - 1$ m³/seg.
 $H_n - 150$ m.

6. La desviación del flujo en cierto tipo de turbinas es ligeramente o casi nula; por ejemplo en las turbinas tubulares.
7. La clasificación de las turbinas de reacción según el tipo es como sigue: Francis, hélice, Kaplan y tubulares.
8. Según la dirección del flujo, una turbina de reacción puede ser: radial axial (Kaplan) o axial (tubulares).

9: Las turbinas de reacción según su velocidad específica pueden ser lentas o rápidas, por ejemplo: Características de la Francis lenta:

Una turbina Francis lenta se caracteriza por un rodete que presenta las siguientes ventajas:

1. El área de entrada del agua es pequeña
2. El diámetro de salida es más pequeño que el de entrada

3. Se puede utilizar para caídas altas

: Características de las turbinas Kaplan:

1. No tiene anillo exterior
2. Las palas del rodete son móviles
3. La velocidad específica es mayor que en las anteriores.

La clasificación anterior se ha hecho comparando las velocidades tangenciales con la velocidad $\sqrt{2gh}$.

Para Pelton $u_1 = 0.5 \sqrt{2gh}$

Para Francis $u_1 = 0.65 \sqrt{2gh}$

Para Kaplan $u_1 = 0.25 \sqrt{2gh}$

Las turbinas Kaplan que se utilizan para caídas ("altas"), hasta de 90 m, se caracterizan por tener el cono alargado y unos 8 ó 9 alabes o palas móviles. Mientras que las Kaplan para caídas "chicas" presentan un cono corto y sólo 4 álabes. Estas últimas son más rápidas que las anteriores.

Eficiencias parciales y totales de una turbina

Si suponemos que la diferencia de nivel topográfico es H_b , entonces la energía disponible a esa altura será:

$$\therefore F = \gamma \frac{Q}{g} \partial (v - u)^2$$

La potencia comunicada al aspa será:

$$N_F = \gamma \frac{a}{g} (v - u)^2 u$$

Evidentemente, si $u = v$ la potencia comunicada será nula, y asimismo, si $u = 0$. Entonces, de todos los valores de u habrá uno con el cual obtengamos la máxima potencia transmitida; este valor se encuentra derivando la expresión anterior con respecto a u e igualando a cero:

$$N_F = \gamma \frac{a}{g} (v^2 u - 2u^2 v + u^3)$$

$$\frac{dN_F}{du} = \gamma \frac{a}{g} (v^2 - 4uv + 3u^2) = 0$$

$$3u^2 - 4uv + v^2 = 0$$

$$u = 4v + \frac{\sqrt{16^2 - 12v^2}}{6}$$

$$\frac{u'}{u''} = \frac{v}{\frac{1}{3}v}$$

La primera solución $u' = v$, se vio que era la potencia cero, por lo que la segunda, u'' , será la que proporcione la potencia máxima.

Sustituyendo dicho valor en la fórmula de la potencia se tiene:

$$(N_F) \text{ máx} = \gamma \frac{a}{g} (v - \frac{1}{3}v)^2 \frac{1}{3}v = \gamma \frac{a}{g} \frac{4}{27} v^3$$

Si suponemos que la carga representativa de la energía disponible es $\frac{v^2}{2g}$, la eficiencia con que se transmite la energía a será:

$$\eta = \frac{8}{27}$$

Principio de las turbinas de reacción

1. En las turbinas de reacción, una parte de la energía del fluido se convierte en energía cinética, al pasar el fluido a través de una carcasa y corona de álabes directores conjunto llamado distribuidor, que se halla antes del rodete. El resto de la transformación tiene lugar en el rodete móvil.
2. La turbina de reacción difiere totalmente de la de impulso. En una turbina de impulso toda la energía mecánica del fluido se convierte en energía cinética en el chiflón. En un momento dado, no todos los espacios entre álabes están llenos con el líquido del chorro, el cual se encuentra a su vez expuesto a la presión atmosférica, durante todo su recorrido.
3. En contraste, en la turbina de reacción la energía cinética todavía es considerable cuando el

fluido abandona el rodete y entra en la tubería de salida. La función de la tubería de desfogue es volver a transformarla en energía de presión por medio de una gradual expansión de la sección transversal del flujo. Al aplicar la ecuación de Bernoulli se demuestra que se puede producir un vacío que incrementa la carga de la turbina.

4. En las turbinas de reacción, toda la turbina está llena de líquido, y la energía se transforma en trabajo útil por la variación del momento de la cantidad de movimiento de líquido.

El flujo pasa en primer lugar a través de los álabes directores, que proporcionan al fluido una velocidad tangencial.

Definiciones y notaciones usadas en turbomáquinas

Introducción

En el estudio de las turbomáquinas, y en particular en las máquinas hidráulicas, hay una serie de símbolos y términos adoptados más o menos universalmente. Esto, desde luego, facilita muchísimo la interpretación de la teoría, además de que permite con ventaja pasar de un auto a otro sin ninguna dificultad.

Veremos precisamente algunas definiciones y nomenclaturas empleadas en este curso, que son de uso casi universal, con leves variantes en algunos países debidas a la literal empleada.

1. Línea meridiana de flujo

Supongamos por un momento que quitamos el rodete de la máquina ilustrada en la figura; entonces el agua seguirá la trayectoria $\alpha \beta$ es decir, que las venas líquidas tendrán la forma de superficies de revolución engendradas por meridianas, de la forma $AB, A' B'$, que giran sobre el eje de la turbina. A estas líneas generatrices se les llama líneas meridianas de flujo.

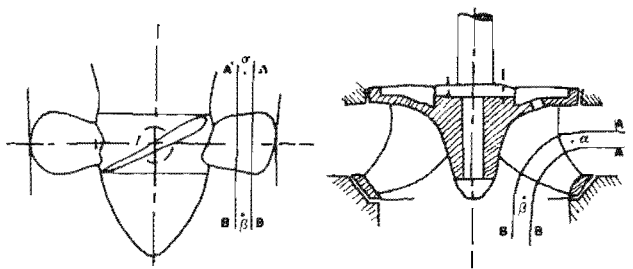


Figura 9.10.

Si al flujo anterior interponemos un rodete de un número infinito de álabes, lo haremos cambiar de dirección, y si movemos este rodete, entonces imprimiremos al flujo una componente giratoria. Supondremos que el flujo sigue manteniéndose dentro de esas superficies de revolución.

$$\frac{m}{m'} = \frac{V}{V'} \frac{\ell}{\ell'} = E^3 \frac{\ell}{\ell'}$$

Escala de fuerzas de inercia: esta escala es igual al producto de la escala de masas por la escala de aceleraciones:

$$\frac{F_i}{F_i'} = \frac{m}{m'} \frac{a}{a'} = \frac{v}{v'} \frac{\rho}{\rho'} \frac{a}{a'} = \frac{E^4}{t^2} \frac{\rho}{\rho'}$$

Escala de gradientes de velocidad: es igual al cociente que se obtiene al dividir la escala de velocidades entre la escala de longitudes.

$$\frac{E}{G} = \frac{1}{t}$$

Escala de fuerzas de viscosidad: es igual a la escala de superficie, multiplicada por la escala de gradientes de velocidad y por la escala de los coeficientes de viscosidad absoluta.

$$\frac{F_v}{F_v'} = \frac{E^2}{t} \frac{u}{u'}$$

Similitud dinámica. (Números hidrodinámicos)

Si dos sistemas son dinámicamente similares, las fuerzas correspondientes deben estar en la misma relación o cociente entre las dos.

Las fuerzas existentes son fuerzas de *fricción, inercia, gravedad, presión y tensión superficial.*

En la mayoría de los casos es imposible satisfacer todos los requisitos para similitud dinámica, pero en algunos casos específicos no intervienen todas estas fuerzas o bien son insignificantes. De allí que solo se toman en cuenta las más importantes.

$$\frac{E^4}{t^2} \frac{\rho}{\rho'} = \frac{E^2}{t} \frac{u}{u'}$$

$$\frac{E^2}{t} = \frac{\rho'}{\rho} \frac{u}{u'} = \frac{r}{r'} \text{ coeficiente de viscosidad cinemática.}$$

La fórmula anterior nos indica lo siguiente:

1. La similitud mecánica de una máquina y su modelo requiere que el producto de la escala de velocidades por la escala de longitudes sea igual a la relación de coeficientes de viscosidad cinemática de los fluidos en cuestión.

Números hidrodinámicos de similitud

Presión	$F_p = (\Delta_p)A = (\Delta_p)\ell^2$
Inercia	$F_i = M_a = \rho\ell^3 (V^2/\ell) = \rho V^2 \ell^2$
Gravitac	$F_G = M_g = \rho\ell^3 g$
Viscosidad	$F_v = \mu(dv/dy)A = \mu(V/\ell)\ell^2 = \mu V\ell$
Elasticidad	$F_E = EA = E\ell^2$
Tensión Sup	$F_T = \Sigma\ell$

$$\left(\frac{F_1}{F_p}\right)_p = \left(\frac{F_1}{F_p}\right)_m = \frac{\rho V^2 \ell^2}{\Delta_p \ell^2} = \left(\frac{\rho V^2}{\Delta_p}\right)_p = \left(\frac{\rho V^2}{\Delta_p}\right)_m; \quad E_p = E_m \quad \text{Euler } E = V\sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}}$$

$$\left(\frac{F_1}{F_v}\right)_p = \left(\frac{F_1}{F_v}\right)_m = \frac{V^2 \ell^2 \rho}{V\ell^1 \mu} = \left(\frac{V\ell\rho}{\mu}\right)_p = \left(\frac{V\ell\rho}{\mu}\right)_m; \quad R_p = R_m \quad \text{Reynolds } R = \frac{V\ell\rho}{\mu}$$

$$\left(\frac{F_v}{F_c}\right)_p = \left(\frac{F_i}{F_G}\right)_m = \left(\frac{V^2 \ell^2 \rho}{\rho\ell^3 g}\right) = \left(\frac{V^2}{\ell g}\right)_p = \left(\frac{V^2}{\ell g}\right)_m; \quad F_p^2 = F_m^2 \quad \text{Froude } F = \sqrt{\frac{V}{\ell g}}$$

$$\left(\frac{F_i}{F_G}\right)_p = \left(\frac{F_i}{F_E}\right)_m = \frac{V^2 \ell^2 \rho}{E\ell^2} = \left(\frac{\rho v^2}{E}\right)_m = \left(\frac{\rho V^2}{E}\right)_m; \quad M_p = M_m \quad \text{Mach } M = \sqrt{\frac{\rho \ell V^2}{E}}$$

$$\left(\frac{F_i}{F_T}\right)_p = \left(\frac{F_i}{F_T}\right)_m = \left(\frac{\rho\ell^2 V^2}{\Sigma\ell}\right) = \left(\frac{\rho\ell v^2}{\Sigma}\right)_p = \left(\frac{\rho\ell v^2}{\Sigma}\right)_m; \quad W_p = W_m \quad \text{Weber } W = \sqrt{\frac{\rho \ell V^2}{\Sigma}}$$

2. Si la máquina real y el modelo utilizan el mismo fluido, la escala de velocidades debe ser la recíproca de la escala de longitudes:

$$\frac{V}{V} = \frac{l}{E}$$

Clasificación general de las máquinas hidráulicas, definición de valores característicos

Principios de clasificación

Las características principales de una máquina hidráulica como la forma, sus dimensiones el tipo y el número de revoluciones por minuto, depende de dos factores primordiales: el gasto y la carga. Característica muy especial es el número de revoluciones por minuto, que en las turbinas varía aproximadamente de 100 a 1,500, y en las bombas de 500 a 3,000. No se puede establecer una clasificación a partir del número real de r.p.m., en vista de ello se ha hecho una clasificación tomando como base comparativa diferentes números que caracterizan a cada turbina. Por ejemplo, la relación Hn/Q , resulta en un valor muy alto, sería una característica de las Pelton, y si se trata de un Hn/Q muy bajo, se estaría hablando entonces de una turbina Kaplan o tubular.

Otra base para distinguir las máquinas hidráulicas puede ser la comparación de los respectivos coeficientes obtenidos al dividir la velocidad tangencial del rodete entre la velocidad $\sqrt{2gHn}$

Para una Pelton tendremos:

$$\frac{u_1}{\sqrt{2gHn}} = 0.5$$

y se llama rueda lenta. Para una Kaplan:

$$\frac{u_1}{\sqrt{2gHn}} = 2.5$$

y se llama rueda rápida.

Esta comparación se refiere a la velocidad tangencial. En la realidad, el número de revoluciones por minuto de una Pelton siempre es mayor que el de una Kaplan.

Coefficientes unitarios

La potencia de una turbina (de n r.p.m.) es:

$$P = \gamma QH \cdot \eta \left(\frac{kg \cdot m}{seg} \right)$$

Si esa turbina se hace funcionar a una altura H/H , es decir de un metro, en lugar de una altura

H , los valores característicos de la turbina bajo la carga unitaria serán:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad P_{11} = \frac{P}{H \sqrt{H}^5} \quad ; \quad n_{11} = \frac{n}{H}$$

Si la turbina anterior tiene un diámetro D de metros, para una turbina geoméricamente semejante a la anterior, pero con un metro de diámetro, los valores característicos serán:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad ; \quad P_{11} = \frac{P}{D^2 N^{1.5}} \quad ; \quad n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}$$

Estos coeficientes unitarios, llamados de Camerer, se refieren a una turbina de un metro de diámetro, bajo un metro de carga, y nos permitirán clasificar y estudiar las diferentes características de las máquinas hidráulicas.

Grado de reacción de una turbina

En la turbina Pelton, según ya se dijo, el distribuidor transforma toda la energía de presión en energía cinética y, por lo tanto la velocidad del chorro de agua es la que corresponde a toda la caída. En cambio, en las turbinas Kaplan y Francis, la transformación no se efectúa, lo cual significa que la velocidad del agua al salir del distribuidor no corresponde a aquella que se podría obtener con la caída disponible.

La diferencia entre la caída neta y la carga de la velocidad a la salida del distribuidor da origen a la definición de "grado de reacción de una turbina", que se expresa:

$$Gr = \frac{Hn - \frac{Co^2}{2g}}{Hn} = 1 - \frac{Co^2}{2gHn}$$

Generalmente, el grado de reacción de una turbina aumenta cuando la carga neta disminuye.

Coefficientes característicos en las bombas.

En las turbobombas, la caracterización está dada por las siguientes relaciones: El coeficiente de presión Ψ , se obtiene al dividir la altura manométrica (H_m) entre la carga que corresponda a la velocidad tangencial más grande del impulsor.

$$\frac{H_m}{V_2^2} = \frac{2q}{2g} \frac{H_m}{V_2^2}$$

La altura manométrica (H_m) es la altura representativa de la energía que la bomba comunica al agua. Esta H_m es menor que la altura hidráulica, y la diferencia entre la altura hidráulica y la manométrica nos representa las pérdidas hidráulicas.

$$H_h - H_m = \text{Pérdidas hidráulicas}$$

coeficiente de volumen que resulta de dividir el gasto real de la bomba Q entre un gasto ficticio Q_f .

$$= \frac{Q}{Q_f}$$

El gasto ficticio (Q_f) se obtiene multiplicando la velocidad periférica u_2 por una circunferencia cuyo diámetro sea igual al diámetro máximo del impulsor.

$$Q_f = \pi r_2^2 \cdot u_2$$

En el primer caso, cuando la bomba es del tipo hélice, el coeficiente volumétrico es mucho mayor que en el caso de un impulsor de una bomba centrífuga.

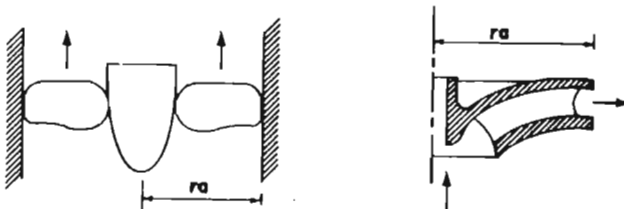


Figura 9.30.

Necesidad de clasificación única

Para establecer la clasificación general de las máquinas hidráulicas hemos tomado como base de las diferentes características que hemos establecido, los principales parámetros Q y H , derivando de ellos velocidades, potencias, áreas, etc.

Una turbina hidráulica sometida a variaciones de caída, presentará variaciones de velocidad y también variaciones de gasto y, por lo tanto, de potencia.

Si tenemos dos máquinas, como las aquí representadas, turbinas o bombas, el examen de estos

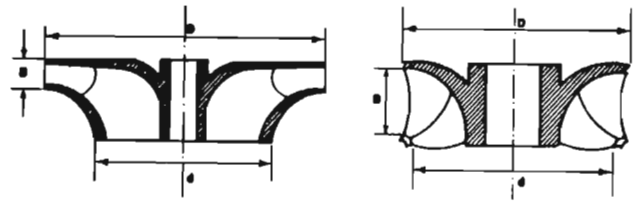


Figura 9.31.

rodetes nos revela que la primera turbina tiene una área más chica de entrada; por lo tanto, si las dos turbinas son para una misma caída, la primera será para un gasto menor, es decir, desarrollará una potencia más reducida. A igual caída, la segunda absorberá más gasto, o bien, a igual potencia la caída de esta última será menor.

Si esas máquinas fueran bombas centrífugas, para un mismo número de revoluciones por minuto la segunda bomba proporcionará más líquido, y si las dos bombas suministran el mismo gasto, la primera tendrá que girar más aprisa.

Vemos que se necesita utilizar un parámetro de referencia para caracterizar el tipo de máquina y el tamaño aproximado de tipos de turbinas o de bombas. Este parámetro también servirá de referencia para identificar una serie de máquinas con determinadas características o bien, para especificar el uso industrial de las máquinas de esta serie.

La magnitud que en cada tipo de máquina se relacione con la unidad de potencia, la unidad de altura, la unidad de tiempo e indique la forma y tamaño de la turbomáquina en cuestión, es la "velocidad específica", que definiremos posteriormente.

Condiciones de similitud laminar en el caso de turbomáquinas

Se vio con anterioridad que si se trata de flujos laminares en dos venas geoméricamente semejantes, la similitud mecánica exige que en los puntos homólogos la relación de fuerzas sea igual si se tiene el mismo número de Reynolds en los dos flujos laminares se comprueba la similitud, y esto también se aplica a regímenes turbulentos, como en el caso de una vena que forma parte de una turbina elemental.

Para iguales números de Reynolds, e igual líquido, tendremos similitud si:

$$\frac{D_1 W_1}{\gamma} = \frac{D'_1 W'_1}{\gamma'}$$

Si las letras representan la máquina en modelo reducido, la ecuación anterior nos indica que la velocidad del mismo será D_1/D'_1 veces mayor, que

la velocidad W_1 del prototipo. Las pruebas requerirán, por lo tanto, una altura mucho mayor, y prácticamente el modelo estaría sometido a esfuerzos y condiciones de instalación casi irrealizables. Veremos como, cambiando las velocidades, se resuelven estos problemas, así como el problema originado por la amplitud de las variaciones de viscosidad debido a los cambios de temperatura. Por otro lado, estos ajustes nos permitan utilizar fluidos diferentes en el prototipo y en el modelo, como en el caso real en el que para facilitar la construcción del distribuidor del modelo se utilizan ante modelos con aire. El uso del aire, lógicamente permite emplear equipo e instalaciones más baratos y más fáciles de modificar.

Similitud de turbomáquinas y velocidad específica

Similitud de triángulos de velocidad

Ya que la similitud de las turbomáquinas significa necesariamente la semejanza de triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del rodete, es necesario dejar en claro algunos conceptos y propiedades de estos triángulos de velocidades.

- a) Siempre que dos máquinas geoméricamente semejantes trabajan en condiciones de similitud, la forma de los flujos es semejante, la repartición de las velocidades es semejante, las velocidades absolutas de partículas homólogas son semejantes y se acepta que las eficiencias son semejantes.



Figura 9.32.

- b) Los triángulos de velocidades de una misma turbina que trabajan bajo caídas diferentes son semejantes.
 c) Los triángulos de velocidades de dos turbinas geoméricamente semejantes que funcionen bajo la misma caída a velocidades de rotación diferentes son semejantes o pueden ser iguales.

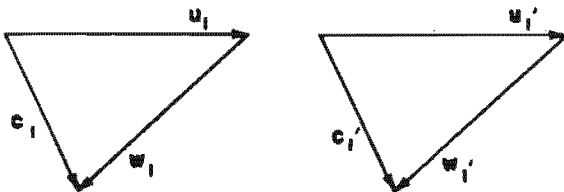


Figura 9.33.

- d) Los diagramas de velocidades de dos turbinas son semejantes si tienen los mismos coeficientes de velocidad.

Demostración:

Las velocidades homólogas, al dividirse, proporcionarán el cociente final de este desarrollo:

$$\frac{c_1}{c_1'} = \frac{k c_1 \sqrt{2gH_n}}{k c_1' \sqrt{2gH_n'}} = \frac{c_1 \sqrt{H_n}}{c_1' \sqrt{H_n'}}$$

Según lo supuesto:

$$k c_1 = k c_1'$$

Por lo tanto:

$$\frac{c_1}{c_1'} = \frac{\sqrt{H_n}}{\sqrt{H_n'}} = \left(\frac{H_n}{H_n'} \right)^{1/2}$$

Se llega a idéntico resultado haciendo lo mismo para velocidades tangenciales o relativas. Los coeficientes de los lados homólogos serán proporcionales en los triángulos de velocidades, y éstos serán semejantes.

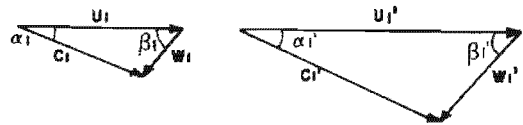


Figura 9.34.

La proporcionalidad anterior sólo es válida si el agua llega al rodete sin choques, es decir, si el régimen es normal.

Inversamente, dos turbinas tienen sus coeficientes de velocidad en régimen normal si son geoméricamente semejantes. Si recordamos que la dirección de las velocidades está dada por los elementos de las turbinas, tendremos:

$$\alpha_1, \alpha_1', \beta_1, \beta_1', \alpha_2 = \alpha_2'$$

- e) Las eficiencias hidráulicas de dos turbinas geoméricamente semejantes según Euler, serán iguales.

Demostración:

La eficiencia hidráulica está dada por:

$$\eta_h = 2 (K C u_1 K u_1 - K C u_2 K u_2)$$

De esta última expresión se deduce que las eficiencias hidráulicas dependen de la relación que

guarden entre sí los coeficientes de velocidad, y que si los coeficientes de velocidad son iguales, las eficiencias también lo serán.

Nota 1 Hemos supuesto en los desarrollos anteriores que las eficiencias mecánicas η_m y las volumétricas η_v , en dos máquinas se fabricaron, aplicando el mismo diseño y proceso, son iguales. Por lo tanto, las eficiencias totales son iguales:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v = \eta^1$$

Nota 2 Según la definición de coeficiente de velocidad, podremos decir:

- En una turbina donde el régimen es normal, la velocidad del líquido, en cualquier vena, es proporcional a la raíz cuadrada de la caída neta H_n .
- Lo mismo se puede decir para la velocidad circunferencial y para el número de r.p.m. Llamaremos Θ_1 y Θ_2 a los coeficientes de uno y otro caso.

Si:

$$u_1 = ku_1 \sqrt{2gH_n}$$

$$u_1 = \Theta_1 \sqrt{H_n}$$

En donde $\Theta_1 = Ku_1 \sqrt{2g}$

Expresión que nos da la velocidad tangencial para un metro de carga.

$$\begin{aligned} \text{r.p.m.} &= \frac{\Theta_1}{R_1} \sqrt{H_n} \frac{60}{2\pi} \\ &= \Theta_2 \sqrt{H_n} \end{aligned}$$

En donde:

$$\Theta_2 = \frac{\Theta_1}{2\pi R_1} \frac{60}{2\pi}$$

Esta expresión nos da el número de r.p.m. para un metro de carga y corresponde a n_1 ya definido. Si se aplica lo anterior a las bombas, se procederá de una manera semejante, ya que el movimiento del fluido obedecerá las mismas leyes físicas que en el caso de las turbinas. Desde luego, en las turbinas fue lógico partir de una carga H_n y emplear un coeficiente de velocidad C_u , para obtener una velocidad circunferencial. En el cálculo de las bombas, será lógico pasar de una velocidad circunferencial a una altura manométrica, empleando al coeficiente de presión:

Similitud combes rateau

Una turbomáquina se puede considerar como un conjunto de venas, con una entrada y salida de iguales características.

Hemos visto con anterioridad las condiciones que deben existir para que dos venas líquidas, reales y turbulentas, estén en similitud. Sin examinar los fenómenos que intervienen en las paredes de la vena, redujimos las condiciones de similitud a P^*/v^2 constantes.

Según la ecuación de Euler, las turbinas con iguales características de entrada y de salida presentarán una similitud en las potencias y los pares producidos.

Cabrá entonces establecer las tres condiciones siguientes: para el caso de similitud parcial de dos turbomáquinas:

- $\frac{P^*}{v^2} = \text{Constante.}$
- semejanza geométrica en los triángulos de velocidades. de la entrada y de la salida, respectivamente.
- Ruedas construídas de modo geoméricamente semejante, (el nombre es similitud Combes-Rateau,) a partir de los parámetros fundamentales Q, H y η llegaremos a expresar la similitud aquí estudiada, a fin de alcanzar una caracterización

Velocidad específica

Velocidad específica de una turbina es el número de revoluciones por minuto que da una turbina que desarrolla la unidad de potencia trabajando bajo la unidad de carga.

Demostración: Sean dos máquinas geoméricamente semejantes.

Sea P: Potencia (C.V.)

H: Caída (metros)

n: R.P.M.

Teorema: Para las mismas condiciones de funcionamiento por ejemplo plena o media carga), las máquinas hidráulicas geoméricamente semejantes tienen la misma velocidad específica n_s y todas las velocidades específicas están representadas por el valor numérico de la siguiente expresión:

$$n_s = n \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad \text{o bien,}$$

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{H}}$$

Demostración: Sean D_1' y D_1'' , los diámetros de entrada de las máquinas a comparar. P' y P'' las potencias

n' y n'' las r.p.m.
 H' y H'' las caídas netas
 Q' y Q'' los gastos

$$\frac{P'}{P''} = \left(\frac{\sqrt{H'} \cdot n'}{\sqrt{H''} \cdot n''} \right)^2 \cdot \frac{\sqrt{H''}}{\sqrt{H'}} \cdot \frac{H'}{H''}$$

extrayendo $m \sqrt{\quad}$

1. Determinemos la relación de velocidades en (r.p.m.)

$$\frac{\sqrt{P'}}{\sqrt{P''}} = \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \cdot \frac{n''}{n'} \cdot \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \cdot \frac{\sqrt{H''}}{\sqrt{H'}}$$

$$\frac{\sqrt{P'} \cdot n'}{\sqrt{H'} \cdot H'} = \frac{\sqrt{P''} \cdot n''}{\sqrt{H''} \cdot H''}$$

$$n' = \frac{60 U_1'}{\pi D_1'} = \frac{60 K u_1' \sqrt{2g H'}}{\pi D_1'}$$

$$n'' = \frac{60 U_1''}{\pi D_1''} = \frac{60 K U_1'' \sqrt{2g H''}}{\pi D_1''}$$

$$\frac{n'}{n''} = \frac{D_1''}{D_1'} \cdot \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \quad \text{pero } \frac{D_1'}{D_1''} = E$$

$$\therefore \frac{n'}{n''} = \frac{1}{E} \frac{\sqrt{H''}}{\sqrt{H'}} \quad (1)$$

La expresión (1) nos dice que las velocidades angulares son proporcionales a la raíz cuadrada, de las caídas netas e inversamente proporcionales a la escala o similitud de longitudes. Es decir, la turbina más grande girará más lentamente.

2. Paso: Relación de gastos.

Sean: S' y S'' las áreas de entrada
 W' y W'' las velocidades relativas del agua

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{S' W'}{S'' W''} = E^2 \frac{K w' \sqrt{2g H n'}}{K w'' \sqrt{2g H n''}}$$

como son máquinas hidráulicas semejantes, los coeficientes, los coeficientes de velocidad son iguales.

$$\therefore \frac{Q'}{Q''} = E^2 \cdot \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \quad \text{ó} \quad \frac{Q'}{Q''} = \frac{D'^2}{D''^2} \cdot \frac{\sqrt{H''}}{\sqrt{H'}}$$

3. Paso, relación de potencias.

$$\frac{P'}{P''} = \frac{Q' H'}{Q'' H''}$$

$$\frac{P'}{P''} = E^2 \cdot \frac{\sqrt{H'}}{\sqrt{H''}} \cdot \frac{H'}{H''} \quad \text{pero } E \text{ de (1) } E = \frac{\sqrt{H''}}{\sqrt{H'}} \cdot \frac{n''}{n'}$$

$$\frac{n' P'^{1/2}}{H'^{5/4}} = \frac{n'' P''^{1/2}}{H''^{5/4}} = \frac{n (P^{1/2})}{H^{(5/4)}} = n_s$$

$$n_s = n P^{1/2} H^{-5/4}$$

Consideraciones sobre velocidad específica

1. La expresión de la velocidad específica tiene el mismo valor numérico para una serie de máquinas que sean geoméricamente semejantes.

2. Como un número tipo, la velocidad específica se emplea para diseñar las características de operación, solamente para el punto de máxima eficiencia.

3. La expresión para la velocidad específica, en términos de la capacidad y de la carga, toma la forma:

$$n_s = \frac{K_n Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad K = 3.65 = \left(\frac{1000}{75} \right)^{1/2}$$

$$n_s = 0.152 n Q_{p/s}^{1/2} H_{p/s}^{3/4}$$

$$n_s = 0.41 n Q_{p/seg}^{1/2} H_{p/seg}^{3/4}$$

4. Para cualquier impulsor, la velocidad específica varía de 0 a α , en los diversos puntos de la curva capacidad carga, siendo cero cuando el gasto es nulo, e infinita cuando la carga es cero.

5. Para el mismo impulsor, la velocidad específica no cambia con la velocidad del mismo. Esto se puede comprobar expresando los nuevos valores de la carga y gasto en términos de los viejos sustituyéndolos en la expresión de la velocidad específica.

6. Para impulsores similares, la velocidad específica es constante independientemente de las velocidades y tamaños que tengan.
7. Los incisos (5) y (6) presuponen la misma eficiencia hidráulica y se aplica a todos los puntos de la curva H—Q. Los puntos de la misma n_s de varias curvas H. Q para diferentes velocidades del mismo impulsor o para varios tamaños de impulsores similares son referidos a sus correspondientes punto o puntos de la misma eficiencia hidráulica.
8. Según se deduce de su fórmula, la velocidad específica se incrementa al aumentar la velocidad angular y disminuye cuando aumenta la carga.
Un impulsor de bomba de alta velocidad específica se caracteriza por lo siguiente: es relativamente ancho, en comparación con su diámetro; en la relación D_1/D_2 , el diámetro D_1 es mucho más grande que D_2 , y tiene pocas aspas.
9. Para la misma carga y gasto, las máquinas de mayor velocidad específica girarán a una mayor velocidad y serán menores en tamaño.
10. El valor numérico de la velocidad específica depende del sistema de unidades usado:

Unidades inglesas	Unidades métricas
Q : g.p.m.	Q : m^3 /seg.
H : pies	H : m
P : HP	P : c.v.

Sea la fórmula general de la velocidad específica:

$$n_s = \frac{n P^{1/2}}{H^{5/4}}$$

y puesto que 1 C.V. = 0.9873 HP
1 m = 3.281 pies.

en el sistema inglés tendremos:

$$N_s = n \frac{(n.c.v.)^{1/2}}{(H_{met})^{5/4}} = n \frac{(0.9873 Nc. v.)^{1/2}}{(3.281 Hm)}$$

$$N_s = \frac{(0.9873)^{1/2}}{(3.281)^{5/4}} \cdot n \cdot \frac{N \cdot 1/2}{H^{5/4}}$$

$$N_s = 0.225 n_s$$

$$N_s = 4.44 n_s$$

$$\text{Si } H = 1 \quad n_s = n$$

$$P = 1$$

La velocidad específica será la velocidad a la cual debe girar una turbina para suministrar la unidad de potencia, trabajando bajo la unidad de carga.

Turbinas

11. Las turbinas rápidas son adecuadas para caídas pequeñas, permiten utilizar gastos elevados y alcanzan potencias elevadas, girando a velocidades bajas. Entre ellas están las Francis, hélice y Kaplan.

12. Las más rápidas son aquellas en donde el flujo es casi axial; es decir, la hélice y la Kaplan son más rápidas que la Francis. De esto se desprende que las menos rápidas serán aquellas en las cuales el flujo tiende a ser radial.

13. Para una caída determinada, el diseño debe asegurar que la turbina opere con máxima potencia y con el mayor número de r.p.m.

14. El límite de la velocidad específica actualmente llega a 1200 r.p.m. y sólo en algunos casos aislados sobrepasa de la cifra anterior.

15. Las turbinas lentas son adaptadas para ser empleadas en caídas altas, en las cuales los gastos son pequeños. La velocidad circunferencial de una turbina lenta es más pequeña que la raíz de $2gH$. Para la Pelton es aprox. $0.5 \sqrt{2gH}$, pero como la altura es grande, su velocidad de rotación generalmente es elevada, o sea, de 500 a 1,000 r.p.m. En las turbinas rápidas $u > \sqrt{2gH}$, pero como H es pequeña, el número real de r.p.m. es generalmente bajo (unas 100 r.p.m.)

16. En la práctica se ha visto que para cada altura determinada habrá una velocidad específica máxima permisible.

El valor de dicha n_s se obtiene de gráficas que se trazaron a base de resultados obtenidos con turbinas reales. Dichas gráficas son semejantes a las siguientes.

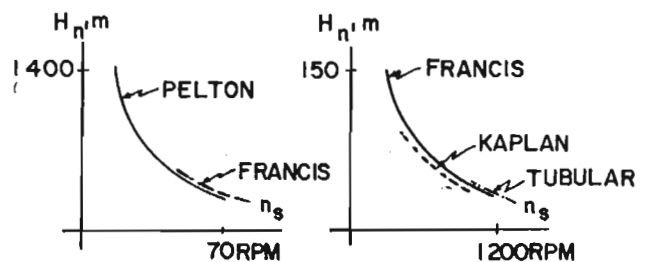


Figura 9.35.

17. Cuanto más elevada es la velocidad específica de una turbina, mayor será la velocidad de salida del rodete.

18. El grado de reacción es tanto mayor cuanto menor es la caída neta. Definimos el cociente $(Hn - \frac{C_f^2}{2g}) / Hn$

si se supone que la eficiencia del distribuidor es 100%.

Formas y proporciones de las turbomáquinas

Definición de velocidad específica única

En el tema anterior hemos visto que la condición de similitud en los flujos de dos turbinas es que tengan la misma velocidad específica.

La velocidad específica para una turbina dada es una función del gasto que pasa por ella. Según sea el gasto, la turbomáquina presentará diferentes características de funcionamiento. Entonces se toma

rá como n_s característica de la máquina aquella n_s que presente las mejores condiciones de eficiencia. Esta n_s , así determinada, será constante para la turbomáquina, operando bajo cualquier gasto o caída, siempre y cuando se cumplan las condiciones de similitud. Dicha n_s será la única que caracterizará esta rueda.

Evolución de la turbomáquina según su n_s

La noción de la velocidad específica nos permite establecer una clasificación según las proporciones de (Q, H) , y al mismo tiempo según la forma constructiva de la rueda y de las dimensiones de sus diferentes elementos.

La forma geométrica de una turbina Francis se caracterizará principalmente por la relación de los diámetros de entrada y de salida.

La forma geométrica de una turbina Pelton, se caracteriza por el cociente del diámetro medio de la rueda y de su chorro. Para aclarar lo anterior y fijar ideas tracemos los siguientes bosquejos de ruedas reales.

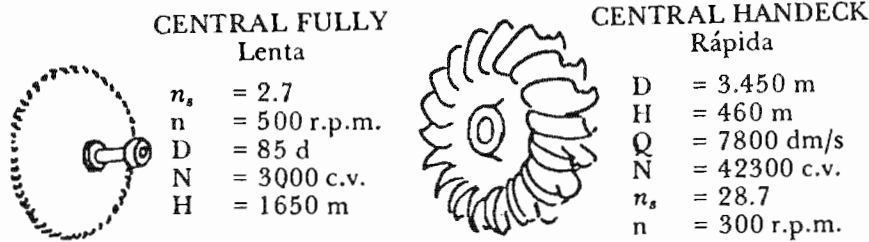


Figura 9.36.

Casos particulares de funcionamiento en similitud

Obtuvimos las siguientes relaciones, que llamaremos números unitarios característicos de Camerer:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \sqrt{\frac{Q}{H}} \\ n_1 &= \frac{n}{\sqrt{H}} \\ N_1 &= \frac{N}{H\sqrt{H}} \end{aligned} \right\} \text{Turbina trabajando bajo un metro de carga y}$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{11} &= \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \\ n_{11} &= \frac{nD}{\sqrt{H}} \\ N_{11} &= \frac{N}{D^2 H^{3/2}} \end{aligned} \right\} \text{Turbina geoméricamente semejante a la anterior, pero de un metro de diámetro, y trabajando bajo un metro de carga.}$$

Según la definición de velocidad específica dada, si en los coeficientes anteriores $N_{11} = 1$, eliminando D en n_{11} obtendremos:

$$n_{11} = n_s = n N^{1/2} H^{-5/4}$$

Relación que debe cumplirse, pues hemos pasado de una rueda a otra según las condiciones de similitud.

a) Caso de máquinas iguales.

Si en el estudio de similitud de turbomáquinas suponemos que se trata de la misma máquina, entonces $E = 1,1$ y las condiciones de similitud serán:

$$\frac{n}{n'} = \varphi \qquad \frac{N}{N'} = \varphi^3$$

$$\frac{Q}{Q'} = \varphi$$

$$\frac{H}{H'} = \varphi^2$$

b) Caso de máquinas geoméricamente semejantes.

Si las máquinas son de diferente diámetro, pero siempre geoméricamente semejantes, tendremos las condiciones iniciales:

$$\frac{n}{n'} = \varphi, \quad \frac{Q}{Q'} = \varphi E^2, \quad \frac{H}{H'} = \varphi^2$$

La relación de potencias quedará:

$$\frac{N}{N'} = \varphi^3, \quad E^2 = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \left(\frac{D}{D'}\right)^5$$

Podemos agrupar los valores de una de las máquinas en una constante y resultará:

$$N = K n^3 D^5$$

Esta ecuación es válida para cualquier tipo de turbomáquina, turbina, bomba, cambiador de par, acoplamiento hidráulico, y relaciona la potencia en la flecha, la velocidad de la misma y el diámetro de dos máquinas semejantes. Se pueden establecer relaciones semejantes para el gasto, para las r.p.m., etc.

Condición de cavitación

De los coeficientes unitarios de Camerer podemos constatar fácilmente que:

$$n_s = n_{11} \cdot \sqrt{Q_{11}}$$

Según esta fórmula vemos que la velocidad específica es el producto de dos factores que pueden ser no iguales en máquinas de misma velocidad específica; es decir, que el hecho de que ambas máquinas posean la misma n_s , no nos asegura que los flujos de las dos máquinas están en similitud.

Una cuarta condición ha obligado a los fabricantes a adoptar la misma velocidad específica para un par de valores (H , Q); esta condición es la cavitación, fenómeno del cual nos ocuparemos en un capítulo especial.

Proporciones de las turbomáquinas según la n_s

Las siguientes figuras nos representan la evolución de las proporciones de turbomáquinas, debido al aumento de velocidad específica, en las mismas.

En las figuras podemos observar que el aumento de velocidad es acompañado de:

1. Una disminución del diámetro de entrada con respecto al de salida.

2. Un desplazamiento de los álabes del rodete hacia el eje del mismo.

3. Un aumento de longitud en la periferia.

4. Una disminución en la modificación general de la dirección del flujo en el rodete; en la rueda que es radial, pasa progresivamente a la dirección axial.

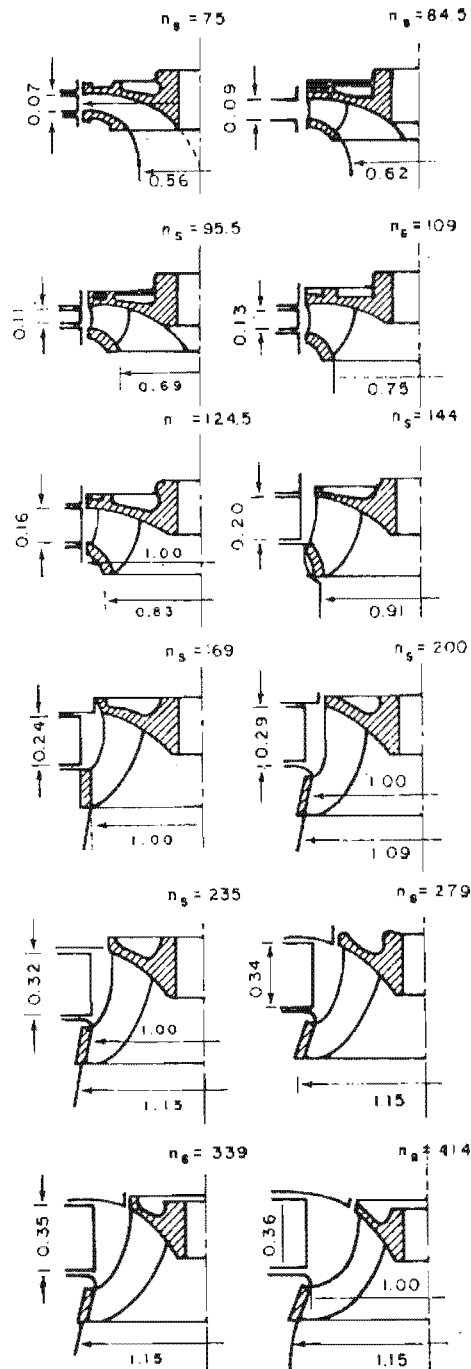


Figura 9.37 Serie de perfiles Francis de $n_s = 75$ a $n_s = 414$. Número de álabes 19-15 (tipo lento) a 15-13 (tipo rápido).

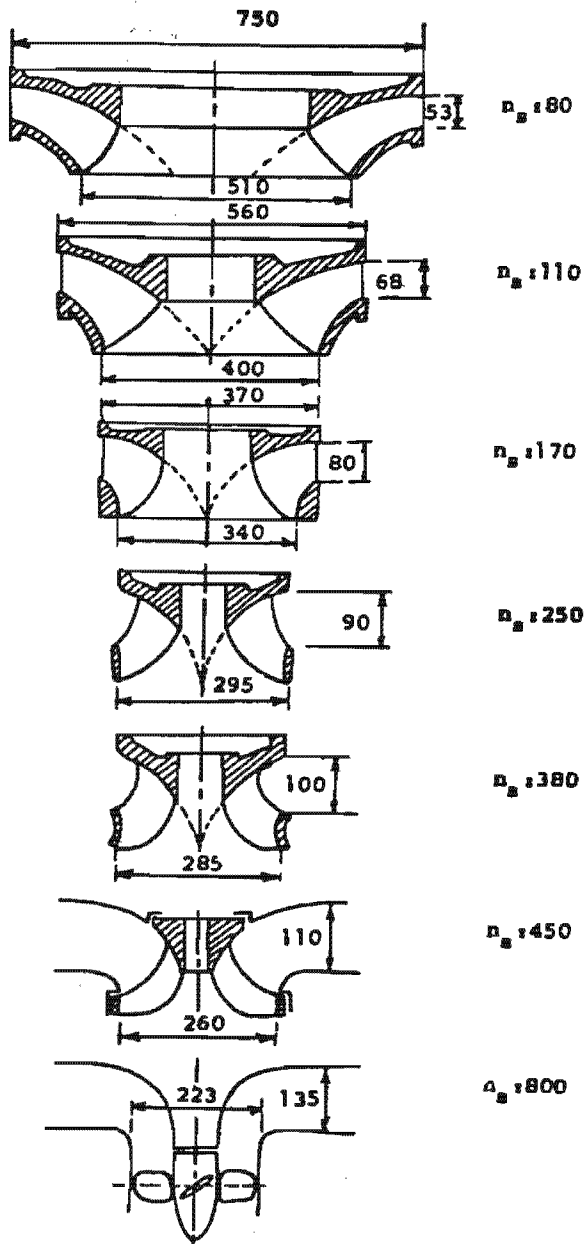


Figura 9.38 Evolución de la forma de rodetes, en función de la n_s . Las dimensiones corresponden a rodetes de ICV bajo 1m. de caída.

Velocidad específica de turbomáquinas formadas por varias ruedas

1. Una turbina o una bomba puede estar compuesta por uno o varios pasos. Estos pasos pueden estar en serie o en paralelo.

2. Cuando el montaje es en paralelo, los pasos se disponen de manera que todas las entradas de las ruedas estén de un mismo lado, y las salidas del agua de las ruedas del otro lado. Por lo tanto, el

gasto de las máquinas será el gasto acumulado de ellas.

3. En montaje en serie los pasos están dispuestos de manera que la salida de un paso esté conectada a la entrada del siguiente.

Puesto que en esta forma se reduce la carga, esta disposición no es adecuada para las turbinas de acción, y sólo se utiliza en casos excepcionales para ruedas de reacción.

4. El montaje en serie se emplea mucho en las bombas; en algunas instalaciones el número de pasos llega a 20.

Si el número de pasos es z , la altura manométrica alcanzada es z veces mayor que la lograda en un solo paso.

5. Velocidad específica de ruedas en paralelo.

Si Z : número de ruedas en paralelo y N_z = Potencia de las ruedas.

$$N_z = zN$$

$$(n_s)_z = \frac{(n (ZN))^{1/2}}{(H)^{5/4}} \therefore n_{s_z} = Z^{1/2} \cdot n_s$$

La fórmula anterior nos indica que la velocidad específica de un grupo de ruedas en paralelo, será mayor que la velocidad específica de una sola rueda y aumentará directamente con la raíz cuadrada del número de ellas.

6. Para este caso consideraremos la velocidad específica de un grupo formado por Z impulsores en serie.

$$n_s = 3.65 n Q^{1/2} H^{3/4}$$

$$Qz = Q$$

$$Hz = ZH$$

$$(n_s) = 3.65 n Q^{1/2} (ZH)^{-3/4}$$

Velocidades síncronas

Generalmente, todas las máquinas movidas por las turbinas hidráulicas son generadores síncronos, máquinas de corriente alterna, que están excitadas por un rotor de corriente directa. En estas máquinas existe una relación constante entre la frecuencia de la corriente alterna producida (frecuencia, es el número de períodos o ciclos por segundo) y el número de revoluciones por minuto de la máquina.

Cuando un rotor tiene pares de polos ($2p$ polos) con n revoluciones por minuto, cada bobina del estator será cortada $p \frac{n}{60}$ veces por los flujos magnéticos de los polos norte, así como un número de veces igual por los polos sur. Por lo tanto, en el estator, cualquiera que sean los puntos considerados, tendremos un voltaje de una frecuencia:

$$F = p \cdot \frac{n}{60}$$

Las velocidades síncronas para una frecuencia de 50 ciclos por segundo quedarán dadas por la fórmula:

$$n = \frac{60 \times 50}{p}$$

y para 60 ciclos por segundo:

$$n = \frac{60 \times 60}{p}$$

La siguiente tabla nos representa los posibles r.p.m. que se pueden utilizar como velocidades síncronas en las turbinas hidráulicas.

Polos	Pares de polos	Velocidad sincrónica a 50 hertz (rpm)	Velocidad sincrónica a 60 hertz (rpm)
2	1	3 000	3 600
4	2	1 500	1 800
6	3	1 000	1 200
8	4	750	900
10	5	600	720
12	6	500	600
14	7	428	514.285
16	8	375	450
18	9	333	400
20	10	300	360
24	12	250	300
26	13	231	276.923
28	14	214	257
30	15	200	240
32	16	187	225
34	17	176	212
36	18	166	200
38	19	158	189.473
40	20	150	180
42	21	143	171.428
44	22	136	163.636
46	23	131	156.521
48	24	125	150
50	25	120	144
52	26	115	138.461
54	27	112	133.333
56	28	107	128.571
60	30	100	120

Las primeras velocidades de esta tabla se usan para turbogeneradores, generalmente con rotores de polos lisos.

Para simplificar el diseño del generador, se prefiere que el número de polos sea un múltiplo de cuatro.

Fórmulas empíricas para la velocidad específica

Es muy común encontrar, de diferentes autores, fórmulas empíricas en las obras para la velocidad específica. Estas fórmulas en realidad tienen muy

poca aplicación y sólo nos dan valores aproximados. A título de ejemplo se presentan a continuación algunas expresiones de esta índole.

Turbinas Kaplan bajo cargas hasta de 60 pies:

$$N_s = \frac{316}{H}$$

Turbinas Francis de 60 a 1,000 pies:

$$N_s = \frac{623}{H 0.50}$$

Otras fórmulas en el sistema inglés recomendadas por Creager & Justin en *Hydroelectric Handbook*.

Tipo Francis:

$$N_s = \frac{5050}{H + 32} + 19 \quad (H \text{ en pies})$$

Tipo Kaplan:

$$N_s = \frac{7,000}{H + 32} + 35 \quad (H \text{ en pies})$$

En el sistema métrico, turbinas Francis:

$$n_s = \frac{6840}{n + 9.75} + 84.4$$

Velocidad específica en otros sistemas

La velocidad específica en el sistema FPS de una turbina será la velocidad de una turbina geoméricamente similar a la anterior que bajo la carga de 1 pié desarrolle un HP de potencia.

La velocidad específica expresada en el sistema MKS, tiene diferentes valores a los expresados en el sistema FPS.

Las relaciones entre las unidades de potencia y las unidades de longitud, en un sistema y en otro, son diferentes; de allí que la velocidad específica adquiera valores también diferentes.

Sean n_s en el sistema MKS:

$$n_s = n (N)^{1/2} H^{-5/4}$$

Sea N_s en el sistema FPS:

$$N_s = n_3 \text{ rpm } (N, \text{HP})^{1/2} (H, \text{pies})^{-5/4}$$

Entonces, la última quedará expresada por valores del sistema métrico, en la siguiente forma:

$$N_s = n \frac{75}{76} N^{1/2} = \frac{76}{(3.281)^{5/4}} n_s$$

$$N_s = \frac{(0.9873)^{1/2}}{(0.281)^{5/4}} n_s = 0.225 n_s$$

$$n_s = 4.44 N_s$$

la n_s se escribe también:

$$n_s = n Q^{1/2} H^{-3/4}$$

de una manera semejante:

$$n_s = 0.152 n Q_{g/s}^{1/2} H_f^{-3/4}$$

$$n_s = 0.41 n Q_{c b f/s}^{1/2} H_f^{-3/4}$$

Siendo: $Q_{g/s}$, gasto en galones por segundo, H_f , caída en pies, $Q_{c b f/s}$ gasto en pies cúbicos por segundo.

Clasificación según el valor de la velocidad específica

La siguiente clasificación corresponde a las velocidades específicas, según el Bureau of Reclamation. (Colorado, U.S.A.).

N_s

3	a	7	Impulso (single nozzle) Pelton.
8	a	12	Impulso (multinozzle) Pelton.
13	a	90	Reacción (inward flow) Francis.
91	a	250	Reacción (axial flow) Kaplan.

La velocidad normal de operación de una máquina, sería ideal si se utilizara aquella derivada de la velocidad específica.

Por ejemplo:

$$N_s = n \frac{hp^{1/2}}{H^{5/4}} H \text{ en pies}$$

La óptima r.p.m. sería:

$$n = \frac{N_s (H)^{5/4}}{hp^{1/2}} \text{ r.p.m.}$$

En la práctica, esto no es factible, ya que si se tiene fijo el número de polos del generador, la velocidad quedará sujeta a las velocidades de la tabla anterior

Clasificación general aproximada de las turbinas según su velocidad específica (sistema métrico)

n_s 'o	Tipo	Caída neta, metros
- 18	Pelton 1 chiflón	800
18 - 25	Pelton 1 chiflón	800 - 400
26 - 35	Pelton 1 chiflón	400 - 100
26 - 35	Pelton 2 chiflones	800 - 400
36 - 50	Pelton 2 chiflones	400 - 100
51 - 72	Pelton varios chiflones	400 - 100
55 - 70	- Francis muy lenta	400 - 200
70 - 120	- Francis lenta	200 - 100
120 - 200	- Francis media	100 - 50
200 - 300	- Francis rápida	50 - 25
300 - 450	- Francis muy rápida	25 - 15
400 - 500	- Hélice ultrarrápida	hasta - 15
270 - 500	- Kaplan lenta	50 - 15
500 - 800	- Kaplan rápida	15 - 5
800 - 1 100	- Kaplan ultrarrápida	← 5

Características de algunas turbinas hidráulicas instaladas en México

Planta	Tipo	H (m)	Qm^3/Seg	Potencia	rpm	Fabricante
Temaxcal, Oax.	Francis	50.5	89.8	53,300CV	150	Escher Wyss
El Fuerte, Sin.	Francis	48.5	49	28,500CV	225	Ansaldo
Oviachic, Son.	Kaplan	35.5	30	12,900CV	300	Riva

Mocuzari, Sin.	Kaplan	45.0	29	15,000CV	300	Riva
Cobano, Mich.	Francis	310.5	10.85	39,000CV	600	
Sn. Bartolo	Pelton	376	8	39,000CV	428	Allis Ch.
Tingambato	Francis	380	15.7	72,000HP	600	Neyrpic
Durazno	Francis	125	13.7	19,830CV	375	Maier
Bombana, Chis.	Pelton H	105.5	0.62	1,877HP	600	Dress
Cupatitzio, Mich.	Pelton	454.5	10.0	54,200CV	460	Ansaldo
Mazatepec, Pue.	Pelton	484.4	13	74,600CV	375	Neyrpic
La Venta, Gro.	Francis	37.5	19	8,350CV	300	Neyrpic
Cobano, Mich.	Francis	332.0	10.45	40,700CV	600	Voith
Sanalona, Sin.	Francis	48.5	17.5	10,000CV	300	Hitachi
Mazatepec, Pue.	Pelton- Aux.	510	0.086	510CV	1,500	Neyrpic
Infiernillo	Francis					Neyrpic
Mal Paso	Francis					Mitsubishi
La Villita	Francis					Mitsubishi

Planta	Tipo	H (m)	$Qm^3/seg.$	Potencia	rpm	Fabricante
Ixtapantongo	Francis	313.4	10.72	39,00HP	600	Morris
Tepexic	Francis	193.0	10.00	21,300CV	600	Voith
Tuxpango, Ver.	Francis	166.0	6.75	12,500CV	450	Escher Wyss
Sta. Bárbara	Francis	246.0	10.98	33,000HP	500	Allis

Algunas turbinas notables del mundo

Planta	Tipo	H (m)	$Qm^{3/5 seg}$	Potencia cv	rpm	Fabricante
(Kuybyschew) Rusia	Kaplan	30	500	170,000	68	
Aja, Italia	Kaplan	27.8	100	33,000	166.7	Riva
André Blondel, Francia	Kaplan	22	265	70,000	107	E.W.
Ligga, Suecia	Kaplan	39.5	216	103,100	125	Escher Wyss
Birsfleden, Suiza	Kaplan	8.24	313	30,000	68.2	Escher Wyss
Dalles, U.S.A.	Kaplan	24.7	435	123,000	85.7	Baldwin
Mc. Nary, U.S.A.	Kaplan	24.4	403	111,300	85.7	Morgan
Aswan, Egipto	Kaplan	31.2	180	65,000	100	EW.KM
Providenza, Vomano, Italia	Francis	290	20.6	70,150	460	Tosi
Bort les Orgues, Francia	Francis	111.5	114	150,000	187.5	Charmilles
Fionnay, Suiza	Francis	455	12	62,800	50	E.W.
Grand Coulée, U.S.A.	Francis	100	137	165,000	120	Newport
Hoover Dam, U.S.A.	Francis	145,	66	115,000	180	9 Allis 5 Baldwin.
Boazzo Cimego, Italia	Pelton	727	17.5	150,000	300	Riva
Malgovert, Francia	Pelton	740	11.7	105,000	428	Neyrpic
Riddes, Suiza	Pelton	1005	5.96	68,400	500	Escher Wyss
Innert kirchen, Suiza	Pelton	670	7.6	58,400	428	Escher Wyss
Grand Dixence, Suiza	Pelton	1740	2.52	50,000	500	Charmilles
Reisseck, Austria	Pelton	1766.8	1.47	31,000	750	Charmilles
Kemano, Canadá	Pelton	760	16.0	140,000	327	Allis y Pelton
Serra, Brasil	Pelton	680	11.7	91,800	360	Dominion Charmilles
Dien-Dien, Argelia	Pelton	586	10.1	68,500	428	Tosi (2)

Principales datos característicos de otras turbinas grandes

Planta	Tipo	Hn m	$Qm^{3/4}$	Potencia	rpm	Fabricante
El infiernillo, Mich.	Francis	101	193.9	235,200	136.4	Neyrpic
Sta. Rosa, Jal.	Francis	72.1	1.41	35,900	257.4	Toshiba
El Novillo, Son.	Francis	87	60.3	63,000	225	Hitachi
Sn. Bartolo, Méx.	Francis		9.13	30,700	600	Mitsubishi
El Salto, S.L.P.	Francis	108	10	13,070	600	Maier

La variación de carga y la velocidad específica

Hemos visto en el primer párrafo de este capítulo que las turbinas generalmente están acopladas a generadores síncronos de corriente alterna y que, por lo tanto, la velocidad de una turbina deberá ser constante.

La turbina estará diseñada, además, para cierto gasto y una determinada altura. Si esta altura cambia y si las condiciones de similitud se conservan, la velocidad de la máquina también deberá variar. Acabamos de decir que esto no es posible. Así, pues, si se conserva la misma velocidad para diferentes caídas netas, encontraremos que disminuye el valor de la eficiencia, reducción que dependerá de la diferencia entre la caída real y la caída de diseño.

Con la disminución de la carga en una turbina Pelton, la velocidad tangencial tiende a igualarse a $2gH$, y aproximadamente para un 25% de H_n ya no hay transmisión de potencia del agua a la rueda.

En las turbinas Francis se ha comprobado en pruebas con modelos que se llega a estas condiciones con un 30 ó 40% de la carga neta;

Además de la pérdida de eficiencia al variar la carga, aparece la cavitación y en muchos casos también se advierten vibraciones. Estos fenómenos ocurren sobre todo en las turbinas cuya velocidad normal es un poco mayor que la óptima que les corresponde. Si estas turbinas operan con cargas fraccionarias, se produciría un desgaste mayor del rodete por cavitación.

A continuación daremos algunas definiciones importantes relativas a las caídas.

1. Carga bruta: es la diferencia de nivel geográfico entre el nivel del agua, aguas arriba y el nivel del agua aguas abajo entre los dos puntos de la concesión.

2. Carga neta: Es estrictamente la diferencia de cargas totales a la entrada y salida de las turbinas.

3. Carga de diseño: Es la caída para la que ha sido diseñada la turbina con el fin de obtener la mejor eficiencia posible y una velocidad óptima.

La carga de diseño es el promedio de cargas que se tiene anualmente y equivale a la generación anual. Esta selección asegura el mejor empleo del agua, ya que la turbina ha sido diseñada para tal carga.

4. Carga nominal: Es aquella carga, a la que estando el distribuidor de la turbina completamente abierto, nos proporciona la potencia suficiente para obtener los KW expresados en la placa del generador.

Las variaciones permitidas nominalmente de las cargas anteriores para las turbinas de reacción son las siguientes:

a) Para turbinas radiales-axiales (Francis) se permite una caída máxima de no más del 125%

de la caída neta de diseño, y una caída mínima del 65% de la de diseño. Caídas más bajas producen cavitación pronunciada.

b) Para turbinas hélice de álabes fijos se permite una H_n máxima de 110% y una H_n mínima de 90%.

c) Para turbinas Kaplan la caída neta máxima es del 150% de la caída neta de diseño y una mínima del 90% de H_n de diseño.

Los valores anteriores no solamente nos indican los rangos para las, tolerancias de caídas, sino también nos dan una idea de las características de operación de las máquinas de reacción.

Resumen de fórmulas de similitud; otras fórmulas aplicadas a las turbomáquinas

Introducción

En las siguientes expresiones, supondremos que los gastos y caídas o alturas manométricas son aquellas que en uno y en otro caso permiten tener las condiciones de similitud. Es decir, supondremos que las turbinas tienen la misma n_s , comprendiendo aquí todas las condiciones de operación. Supondremos también que las eficiencias se conservan iguales tanto a los valores nominales, como a los valores derivados de la operación de las máquinas en otras circunstancias.

En la práctica, cuando el valor de cualquier parámetro sufre un aumento importante, las relaciones de similitud no se conservan, y mucho menos las eficiencias. Por otro lado, entre un modelo y un prototipo existen ciertas discrepancias que son imposibles de evitar, originando ciertos problemas de similitud, problemas que se tratarán posteriormente.

1. Relaciones para una misma turbina cuando trabaja con diferentes cargas.

$$H_n N_n = \frac{1}{g} (C_{u1} U_1 - C_{u2} U_2)$$

a) Si en la ecuación consideramos $C_{u2} = 0$ podemos escribir:

$$H_n \eta_h g = C_{u1} U_1$$

pero:

$$C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1$$

$$\therefore H_n \eta_h g = C_1 \cos \alpha_1 U_1$$

$$\text{Si } \beta = 90^\circ$$

$$C_1 \cos \alpha_1 = U_1$$

y

$$\therefore H_n \eta_h g = U_1^2$$

$$U_1 = \sqrt{\eta_h g H_n}$$

Si $\alpha \neq 90^\circ$ se obtienen ecuaciones semejantes a la anterior, pero siempre expresando la velocidad periférica proporcionalmente a la raíz cuadrada de la caída. En todo caso, según la definición de coeficiente de velocidad podemos escribir:

$$n = \frac{60 k u \sqrt{2g H_n}}{D}$$

Si tenemos el mismo rodete trabajando primero sobre H' y después sobre H'' , resultará:

$$u' = \sqrt{g \eta_h H'}$$

$$u'' = \sqrt{g \eta_h H''}$$

$$\therefore \frac{u'}{u''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}}$$

o bien de

$$\frac{n'}{n''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}}$$

obtendremos también

$$n = n_1 \sqrt{H}$$

Si n y H son los valores normales de la máquina y n_1 es la velocidad cuando $H_1 = 1$ m.

b) Análogamente, si la sección de entrada es constante, el gasto será proporcional a la raíz cuadrada de la caída neta:

$$\frac{Q'}{Q''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}}$$

y

$$Q = Q_1 \sqrt{H}$$

Si Q y H son valores nominales y Q_1 el gasto, cuando la turbina opera teóricamente a $H = 1$ m.

c) Los momentos ejercidos en la turbina serán proporcionales a las caídas:

$$\frac{m'}{m''} = \frac{H'}{H''}$$

$$M = M_1 H$$

d) Las potencias son proporcionales a la potencia $3/2$ de las caídas:

$$\frac{N'}{N''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}} \cdot \frac{H'}{H''} = \left(\frac{H'}{H''}\right)^{3/2}$$

2. Relaciones de la escala geométrica E en dos turbinas geoméricamente semejante y colocadas bajo la misma caída neta.

a) El número de r.p.m. será inversamente proporcional al diámetro:

$$\frac{n'}{n''} = \frac{D'}{D''}$$

Nota: Igual caída significa igual velocidad $\sqrt{2gh}$, y por lo tanto la velocidad angular de la turbina será mayor que la de la turbina grande.

b) Los gastos son proporcionales a los cuadrados del cociente de similitud:

$$\frac{Q'}{Q''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^2$$

c) Los momentos son proporcionales al cubo del cociente de similitud:

$$\frac{M'}{M''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^3$$

d) Las potencias son proporcionales al cuadrado de la escala de similitud geométrica:

$$\frac{N'}{N''} = \left(\frac{D'}{D''}\right)^2$$

3. Turbinas geoméricamente semejantes y bajo cargas diferentes.

Las relaciones anteriores se pueden escribir:

$$a) \frac{n'}{n''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}} \frac{D'}{D''}$$

$$b) \frac{Q'}{Q''} = \sqrt{\frac{H'}{H''}} \left(\frac{D'}{D''}\right)^2$$

$$c) \frac{M'}{M''} = \frac{H'}{H''} \left[\frac{D'}{D''}\right]^3$$

$$d) \frac{N'}{N''} = \left(\frac{H'}{H''}\right)^{3/2} \left[\frac{D'}{D''}\right]^2$$

4. Relaciones entre la velocidad angular y otras características de una bomba. (que se hace funcionar a varias velocidades)

a) Haciendo variar el número de r.p.m. de una turbo-bomba de n' a n'' , se modificarán sus velocidades tangenciales, y con ese número todas las demás velocidades en proporción n'/n'' .

b) Los gastos impulsados por las bombas serán proporcionales al número de r.p.m. En efecto, si se trata de la misma bomba tendremos:

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{n'}{n''}$$

c) La altura manométrica es proporcional a la altura hidráulica. En la siguiente fórmula:

$$H_m = \frac{(Cu_2 U_2 - Cu_1 u_1)}{g}$$

Se ve que la altura hidráulica es proporcional al producto de dos velocidades, cada una de ellas proporcional al número de r.p.m. y, por lo tanto, se deduce que:

$$\frac{H'_M}{H''_M} = \left[\frac{n'}{n''} \right]^2$$

Es decir, las alturas manométricas son proporcionales al cuadrado del número de r.p.m.

d) Los momentos requeridos en la flecha de una turbo-bomba son proporcionales a los cuadrados del número de r.p.m.; en efecto, la ecuación:

$$M_h = (C_{u_2} R_2 - C_{u_1} R_1).$$

El momento hidráulico es proporcional al gasto, a una velocidad y un radio de la bomba. Si se trata de la misma bomba, es decir, del mismo radio, según lo dicho para el gasto en el punto b):

$$\frac{M'}{M''} = \left(\frac{n'}{n''} \right)^2$$

e) Las potencias absorbidas son proporcionales al cubo del número de r.p.m.:

$$\frac{N'}{N''} = \left(\frac{n'}{n''} \right)^3$$

5. Relación entre el coeficiente de similitud E y las características de dos bombas geoméricamente semejantes, teniendo la misma velocidad angular.

a) Los gastos son proporcionales al cubo de la escala geométrica de similitud:

$$\frac{Q'}{Q''} = \left[\frac{D'}{D''} \right]^3$$

b) Las alturas manométricas son proporcionales al cuadrado de la escala de similitudes.

$$\frac{H'_m}{H''_m} = \left[\frac{D'}{D''} \right]^2$$

c) Los momentos son proporcionales a la quinta potencia de la escala de similitudes.

$$\frac{M'}{M''} = \left[\frac{D'}{D''} \right]^5$$

d) Si la velocidad angular es constante, las potencias absorbidas son proporcionales a la quinta potencia de E .

$$\frac{N'}{N''} = \left[\frac{D'}{D''} \right]^5$$

6. Dos bombas semejantes y trabajando a diferentes velocidades.

En el caso de tener distinto número de r.p.m. y las dos bombas ser geoméricamente semejantes, pero de dimensiones diversas, las fórmulas respectivas serán:

$$a) \frac{Q'}{Q''} = \left[\frac{D'}{D''} \right]^3 \frac{n'}{n''}$$

$$b) \frac{H'_m}{H''_m} = \left[\frac{D'}{D''} \right]^2 \left[\frac{n'}{n''} \right]^2$$

$$c) \frac{M'}{M''} = \left[\frac{D'}{D''} \right]^5 \left[\frac{n'}{n''} \right]^2$$

$$d) \frac{N'}{N''} = \left[\frac{D'}{D''} \right]^5 \left[\frac{n'}{n''} \right]^3$$

Bibliografía

- Miguel Reyes Aguirre, *Curso de Máquinas Hidráulicas*, Editorial Ingeniería de México, A.C.
1. Karl Hamburg. *Die Synchrone Maschine*. Editorial Walter de Gruyter & Co. Berlin. 1941.
 2. *Design Standaras No. 6 United States Department of the Interior Bureau of Reclamation*. Turbines and Pumps. Denver Colorado.
 3. Schweizerischer Elektrotechnischer Verein. *Schweizerische Regel Fur Wasserturbinen*. 1957 Suiza.
 4. Comisión Federal de Electricidad. *Boletines de Información del Depto. de Operación*.
 5. M. Medici. *Le Maschine Idrauliche* Editorial CEDAM Padova, Italia.
 6. G. Buchi. *Le Moderne Turbine Idrauliche* Editorial Hoepli Milán Italia.

CAPITULO 10

**SELECCIÓN, DIMENSIONAMIENTO Y
OPERACIÓN DE TURBINAS**

Selección, Dimensionamiento y operación de Turbinas

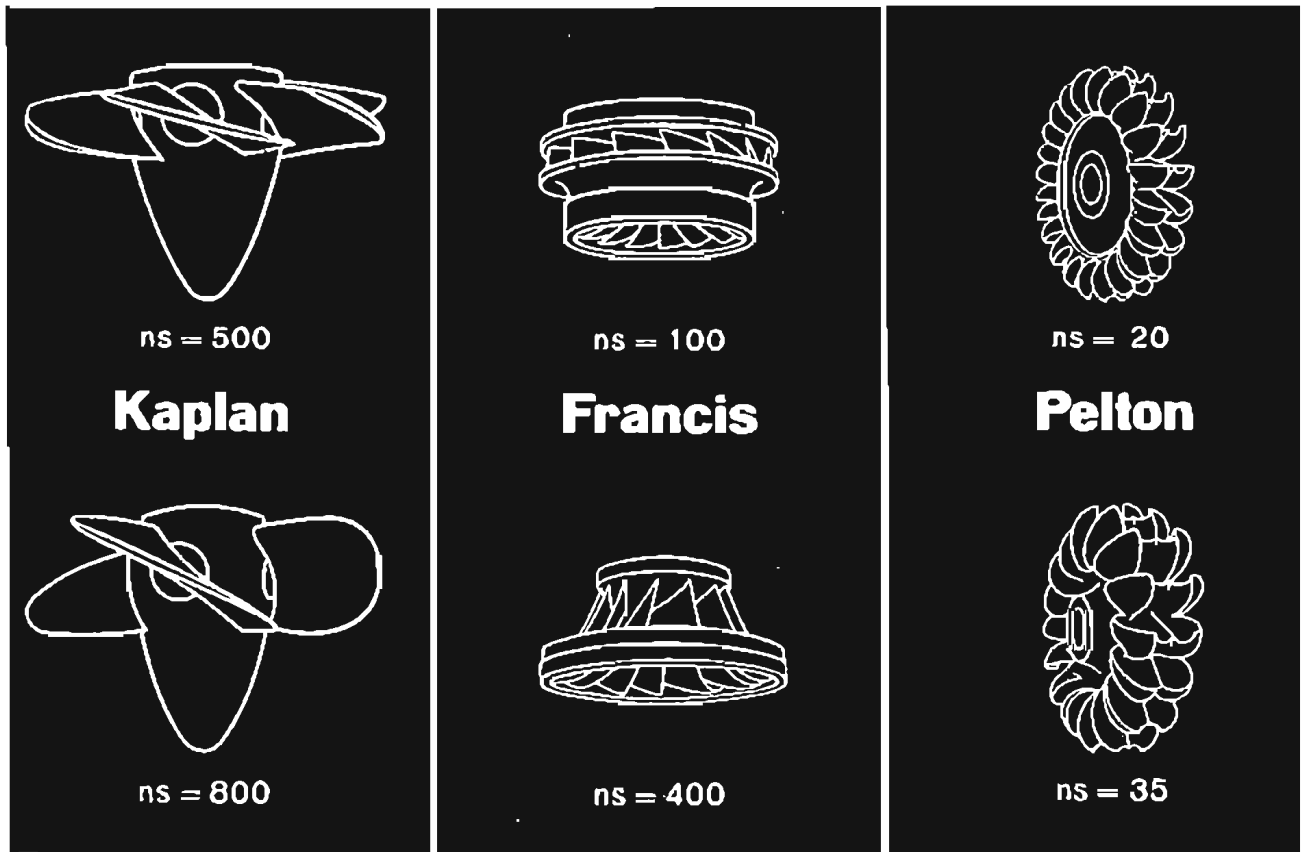


Figura 10.1. Diferentes tipos de rodets de turbinas y sus correspondientes velocidades específicas (Cortesía Turbinas Bells)

Curvas de aplicación de las turbinas. Uno de los puntos clave, de un curso sobre turbomáquinas, es aprender a seleccionar correctamente una máquina.

En el caso de las turbinas hay que seleccionar cuál de las cuatro disponibles, Pelton, Francis, Kaplan o tubular, es la más adecuada.

En las siguientes gráficas 10-1 y 10-3, se representan las diversas turbinas y sus curvas correspondientes de rendimiento. (Fig. 10-3).

La figura 10-2 indica los límites de aplicación de las diversas turbinas, de acuerdo con la carga. En la Fig. 10-1 se observa cómo en las turbinas Francis va cambiando la forma del rodete, pasando de rodetes en los que predomina el flujo radial (velo-

cidad específica baja) $n_s = 100$, a otras en que predomina el flujo axial (velocidad específica de 200).

En los rodetes Kaplan se observa cómo cambia el número y forma de los álabes del rodete.

Para velocidades específicas grandes, el número de álabes es menor.

La gráfica 10-2 muestra los límites de aplicación de las turbinas. Se observa que la turbina Kaplan puede trabajar con una carga máxima de 80 metros. Las Francis, con 500, y las Pelton hasta 2 000 m. Únicamente por razones de construcción se modifican los límites mencionados; los cuales, sin embargo, han ido aumentando gracias a las mejoras en el diseño.

El diagrama 10-4 muestra las posibles velocidades específicas y las correspondientes cargas de succión, para cargas de 1 a 2 000 metros. Cuando se trata de turbinas Kaplan y Francis, la carga de succión (H_s) se entiende al nivel del mar.

El diagrama 10-5 de la página siguiente se puede utilizar para determinar la velocidad espe-

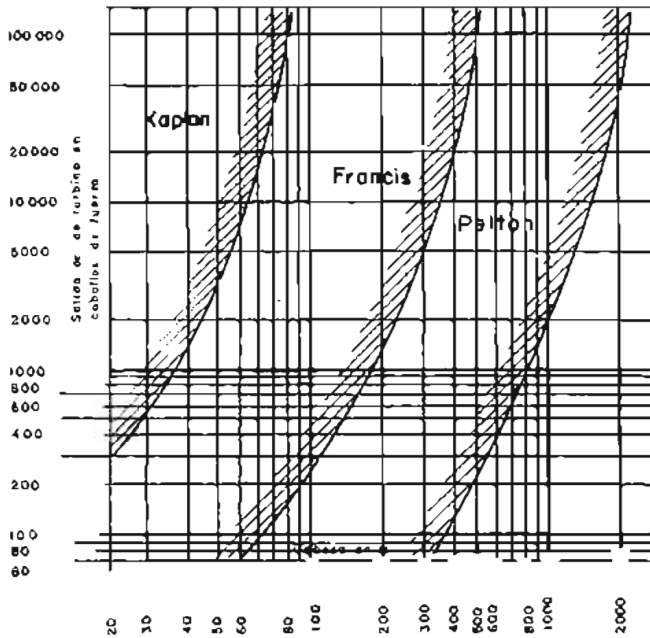


Figura 10.2. Límites de aplicabilidad de las turbinas (Cortesía Bells)

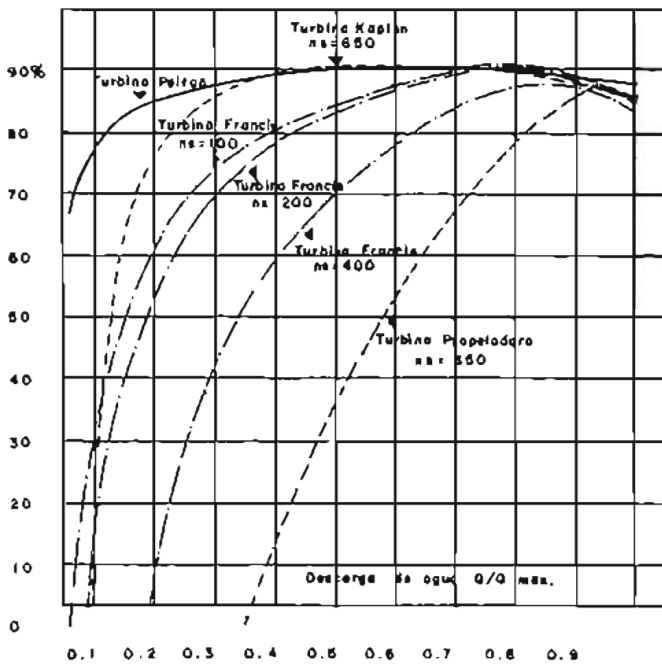


Figura 10.3. Curvas de eficiencia a varias relaciones $Q/Q_{máx}$.

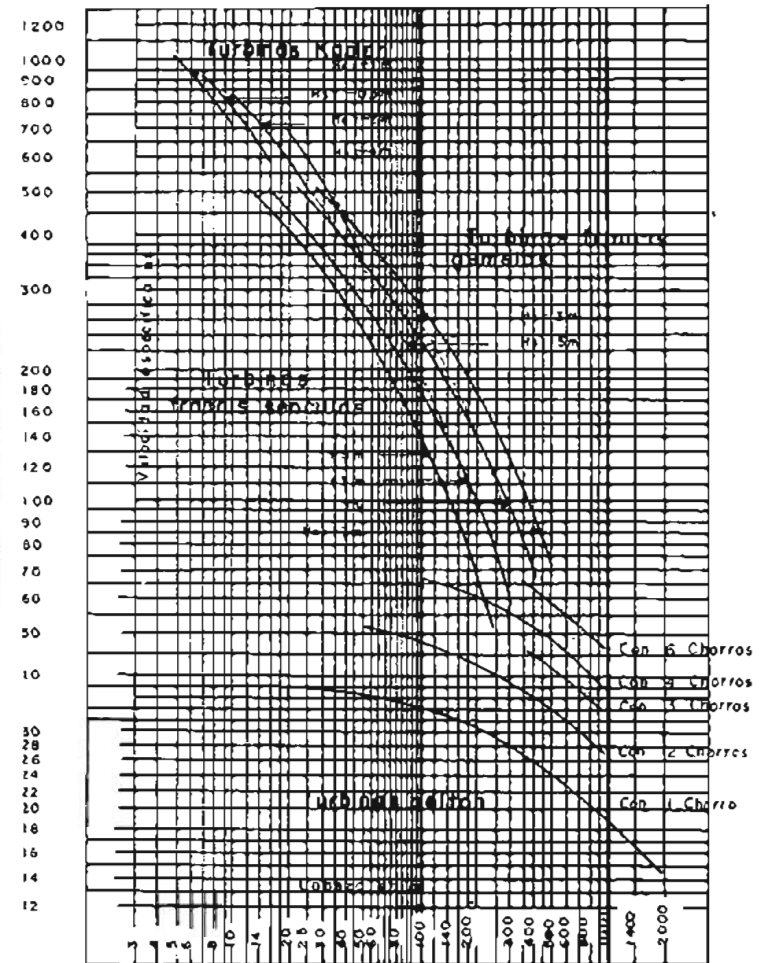


Figura 10.4. Relaciones carga n_s y H_s (cortesía Bells)

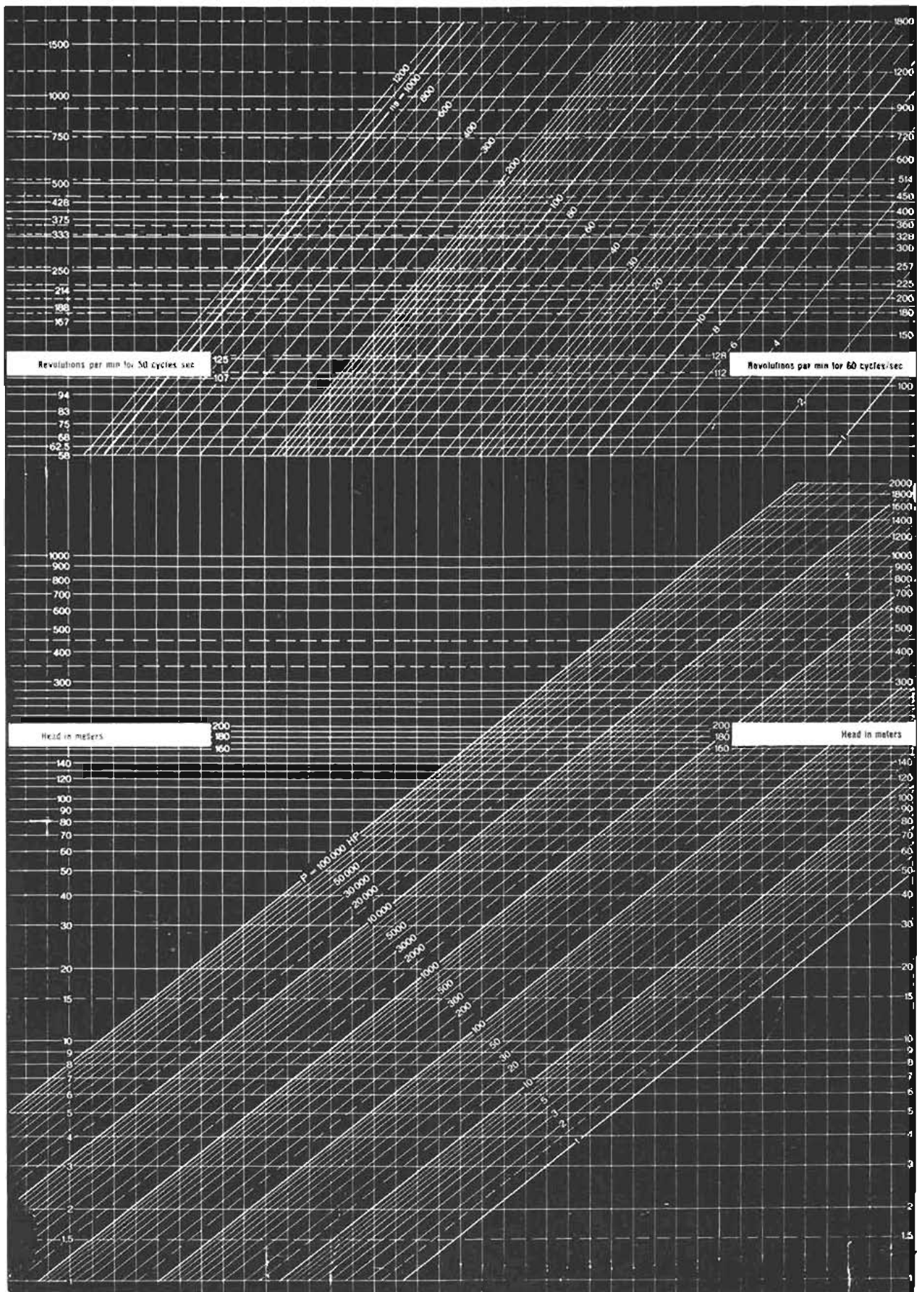


Figura 10.5. Gráfica para la determinación de la velocidad específica.

cífica cuando la potencia de la turbina, la velocidad de rotación y la carga de operación sean conocidas. La velocidad específica se puede encontrar trazando una línea vertical que pase a través del punto de intersección de la potencia (P) y de la carga (H). El nuevo punto formado por la intersección de la línea vertical y la horizontal de la velocidad de rotación señala en las líneas inclinadas la velocidad específica buscada.

Elección entre turbinas Pelton y turbinas Francis

Cuando se trata de decidir si una planta hidroeléctrica debe tener turbinas Pelton o Francis hay que considerar una serie de puntos.

Las turbinas Francis requieren menos espacio y operan con velocidades de rotación mayores, bajo las mismas condiciones. Sin embargo, las velocidades hidráulicamente posibles pueden verse limi-

tadas por las posibilidades de diseño del generador o por los esfuerzos máximos que fija el diseño de la turbina.

Hidráulicamente, la Francis es más ventajosa, porque puede utilizar la carga aguas abajo, en el tubo de desfogue; en tanto que la Pelton debe ubicarse algunos metros arriba del nivel de aguas abajo. Por lo tanto las turbinas Francis son especialmente apropiadas para las plantas subterráneas.

El trabajo de excavación para las Francis es bastante mayor que para las Pelton, en virtud de que tienen que evitarse las condiciones que podrían producir cavitación.

Las turbinas Francis tienen eficiencias más altas, a condición de que operen en las condiciones de diseño. Por otra parte, las Pelton poseen eficiencias altas, aun cuando la carga y el gasto son menores que los de diseño.

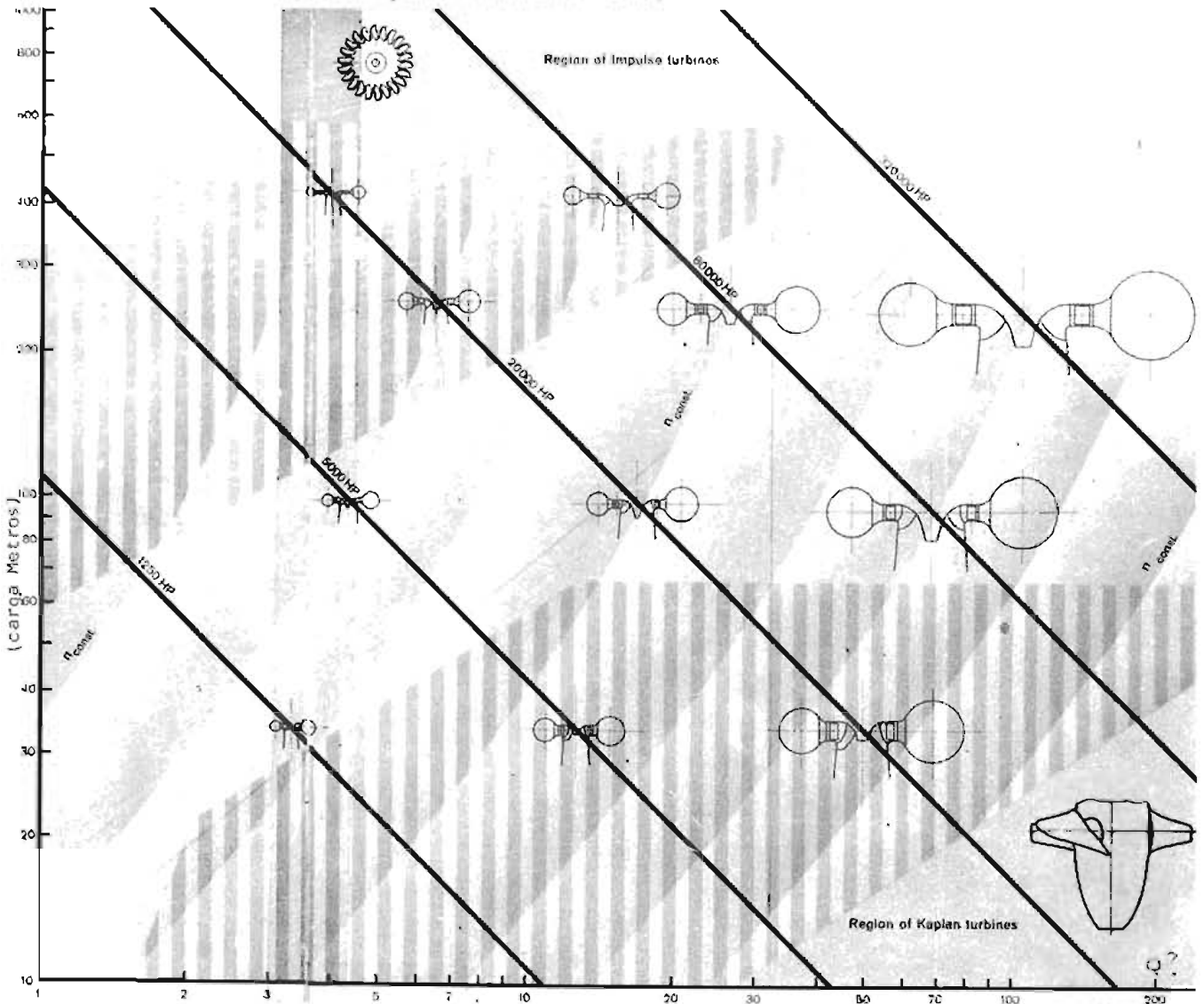


Figura 10.6. Diagrama de selección de turbinas (Cortesía Bell Krien, Lucerna, Suiza)

Otro factor a tener en cuenta para elegir entre Francis de alta presión y Pelton es el contenido de arena y otras impurezas en el agua. Con turbinas Francis es más complicado el reemplazo de anillos de sello y laberintos desgastados, ya que esto requiere quitar piezas grandes y de difícil acceso.

Las turbinas Pelton son más sensibles al desgaste, pero sus piezas están mucho más al alcance.

El diagrama 10-6 presenta el rango de aplicación general de las turbinas Francis e indica también los tipos de turbinas que se pueden usar para distintas condiciones específicas.

Los dibujos de las turbinas están todos hechos a la misma escala, con objeto de facilitar la comparación directa de los distintos tamaños.

Las áreas grisés indican el rango de aplicación de los otros tipos de turbina: la Pelton en la parte superior y la Kaplan en la parte inferior derecha.

Como se observa hay regiones de traslape, lo cual indica que en muchos casos se dispone de dos alternativas.

La línea fronteriza cambia y seguirá cambiando con el tiempo; por ejemplo, cuando se diseñan y construyen nuevas turbinas Francis altamente eficientes para cargas elevadas. Por consiguiente esta gráfica sólo sirve para dar una orientación general pues la selección de turbinas tendrá que hacerse después de un cuidadoso estudio técnico, económico y de operación.

Por lo que se refiere a potencias, también éstas son mayores cada día, por lo cual el límite se desplaza hacia la orilla superior derecha.

Finalmente, las líneas fronterizas azules para velocidad angular constante son válidas, y siempre habrá que buscar las velocidades angulares óptimas en las vecindades de estas líneas.

Curvas características de las turbinas

Las curvas características de las turbinas son las de eficiencia, contra el porcentaje de potencia máx, y las curvas de isoeficiencia.

Las primeras indican cómo operan las máquinas. De las figuras 10-7 que se anexan se deducen las siguientes conclusiones.

Las ruedas Pelton y las turbinas Kaplan son las mejores máquinas para trabajar en sistemas no interconectados.

El intervalo de operación en que se mantiene alta la eficiencia es muy amplio.

Las turbinas Francis lentas y normales pueden trabajar en sistemas no interconectados, en aquellos casos en que las fluctuaciones de demanda de potencia sean pequeñas.

Las turbinas Francis rápidas y las hélices sólo trabajan correctamente en sistemas interconectados o en bloque.

A continuación se tienen las Figs. 10-7 y 10-8 que muestran las curvas típicas.

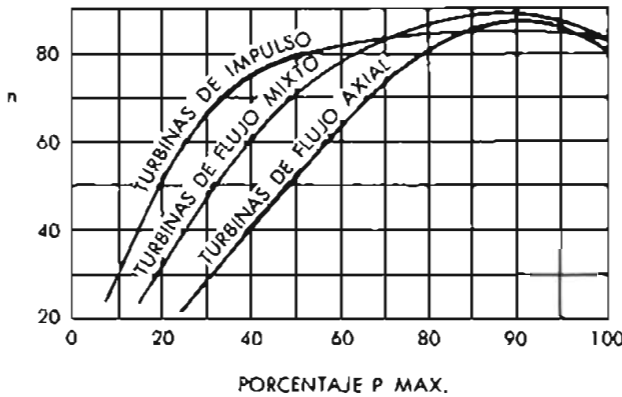


Figura 10.7. Curvas de eficiencia, según el porcentaje de $P_{m\acute{a}x}$ de las turbinas.

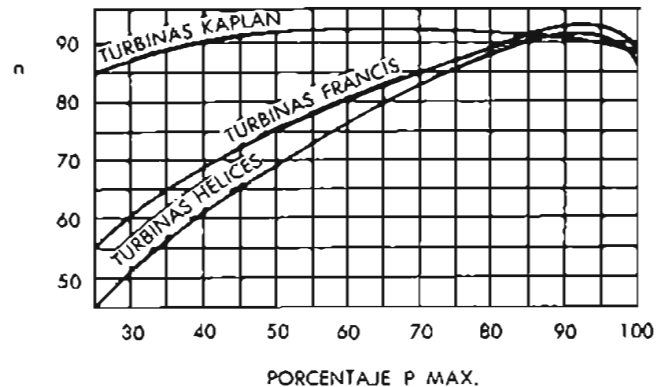


Figura 10.8. Curvas de eficiencia según el porcentaje de $P_{m\acute{a}x}$ de las turbinas hélices, Francis, y Kaplan.

Obsérvese que aunque las ruedas Pelton tienen las eficiencias más bajas, su intervalo de operación a máxima eficiencia es muy amplio.

Obsérvese que las turbinas Kaplan tienen las mejores eficiencias y su intervalo de operación es el más amplio; pero su aplicación esta restringida a sistemas de baja carga.

Las curvas de isoeficiencia determinan:

El intervalo máximo de operación de las turbinas, de acuerdo con el almacenamiento disponible (consumo de agua).

La posición óptima de la abertura del dispositivo de control, para la potencia de demanda en un momento dado.

Cuándo se debe parar una o varias máquinas (eficiencia fuera del intervalo de operación aceptable; es decir, demasiado consumo de agua).

A continuación se muestran curvas de isoeficiencia.

Plano de características, típico de las ruedas PELTON: a , aberturas de la válvula de aguja, desde $a_6 = 0\%$ hasta $a_1 = 100\%$; n_s , velocidad específica.

Curvas de isoeficiencia de las turbinas:

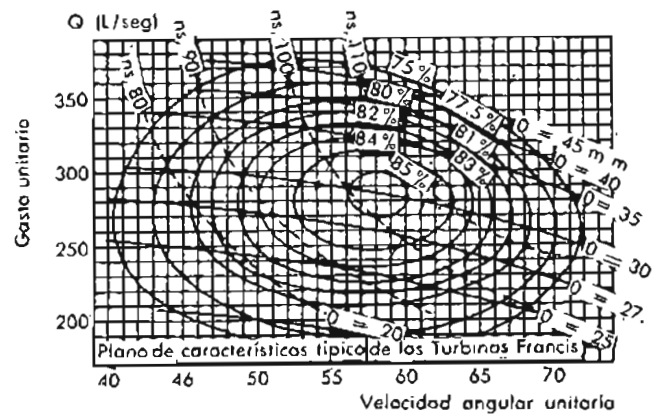


Figura 10.10. Plano de características, típico de las turbinas Francis.

a , aberturas de los álabes del distribuidor, en mm; n_s , velocidad específica.

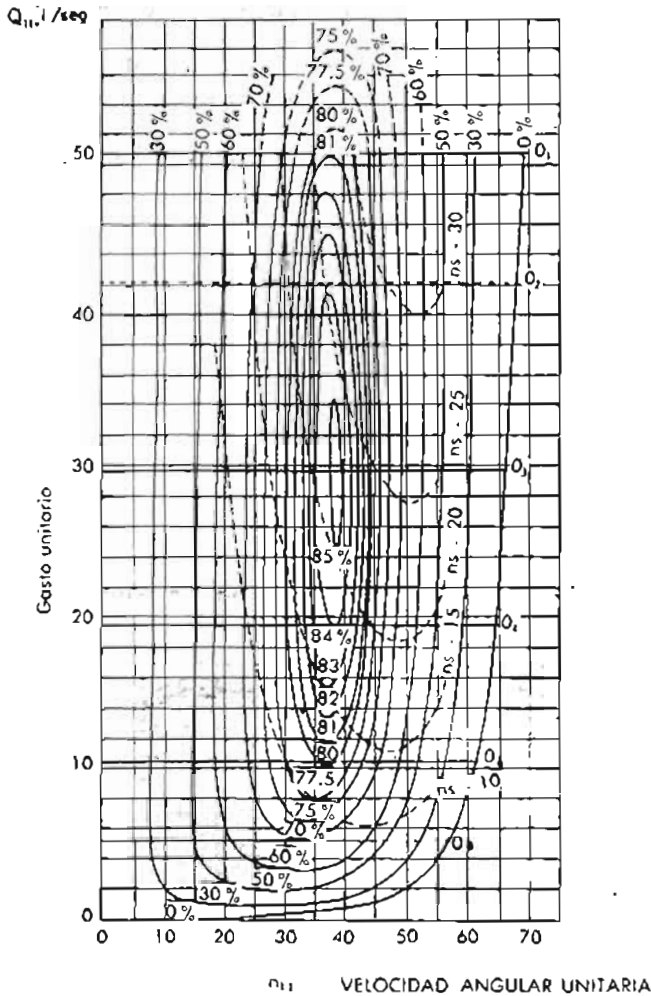


Figura 10.9. Curvas de isoeficiencia de las turbinas

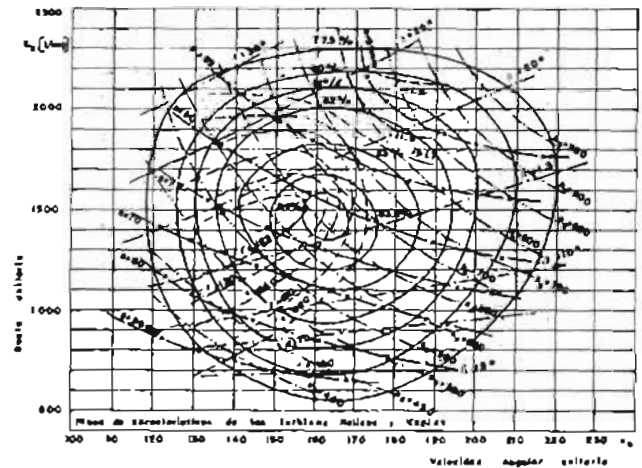


Figura 10.11. Plano de características de las turbinas de hélice y Kaplan.

a , abertura de los álabes del distribuidor, en mm

β , ángulos de posición de los álabes del rotor, en grados.

σ Coeficiente de cavitación de Thoma.

n_s , velocidad específica.

Selección del número de unidades

A continuación se proporciona un método para determinar el número de unidades para un sistema hidroeléctrico.

1. En una primera aproximación con la ayuda de planos preliminares se estima la carga neta disponible y altura probable de succión del sistema.

2. Para este par de valores se escoge la velocidad específica n_s máxima permisible por cavitación.

La siguiente tabla presenta los valores permisibles de n_s , obtenidos en instalaciones que están funcionando correctamente.

Número de unidades para un sistema hidroeléctrico y n_s máxima permisible por cavitación.

Turbinas Francis		
H	h_s	n_s máx
300	4.5	75
	3.0	85
	1.5	95
200	4.5	90
	3.0	105
	1.5	120
150	4.5	105
	3.0	120
	1.5	135
100	4.5	130
	3.0	150
	1.5	165
50	4.5	185
	3.0	210
	1.5	235
40	4.5	205
	3.0	235
	1.5	260
	0	285
30	4.5	240
	3.0	270
	1.5	300
	0	320
20	4.5	290
	3.0	330
	1.5	365
	0	400

3. Se selecciona la velocidad angular mínima de funcionamiento, compatible con la operación del generador para el tipo de frecuencia asignada a la central. Esta se determina con la expresión que da la velocidad sincrónica del generador.

$$N_{\text{sincrónica}} = \frac{60f}{p}$$

donde f : frecuencia de la corriente alterna generada en ciclos/seg. $N_{\text{sincrónica}}$ = velocidad angular sincrónica del generador en r.p.m.

p : número de pares de polos del generador. Se fabrican unidades que tienen hasta 50 pares de polos y, generalmente con un número de polos divisible entre 4, para facilitar la construcción.

Turbinas de hélice		
H	h_s	n_s máx
20	+ 1.5	440
	0	510
	- 1.5	575
15	+ 1.5	565
	0	630
	- 1.5	685
10	+ 1.5	720
	0	775
	- 1.5	820
5	+ 1.5	790
	0	830
	- 1.5	890

4. Se calcula la potencia que es capaz de generar una sola unidad con:

$$P_{\text{unidad}} = \left(\frac{n_s}{N_{\text{sinc}}} \right)^2 (Hh)^{5/2}$$

5. Con los elementos hidráulicos del sistema y un estudio económico, se determina la capacidad total del sistema hidroeléctrico.

$$P = \eta \gamma QH$$

donde H : carga bruta del sistema, en m.

Q : gasto medio de extracción en m^3/seg .

η : eficiencia hidráulica total del sistema.

6. El número de unidades será

$$n^{\circ} = \frac{P}{P_{\text{unidad}}}$$

7. Se ajusta a un número entero de unidades y con esto la velocidad específica correcta de funcionamiento.

8. Se rectifica la velocidad específica permisible para la carga neta de operación según los esfuerzos de trabajo que haya en los materiales. Además de las gráficas anteriores, a continuación se tiene otra con las fórmulas de diferentes autores.

n_s	9	13	18	22	27	31
ϕ	0.47	0.46	0.45	0.44	0.43	0.425

Con la H_n disponible del sistema hidroeléctrico, se determina n_s , y con la ayuda de la tabla adjunta y del funcionamiento del vaso se determina Q .

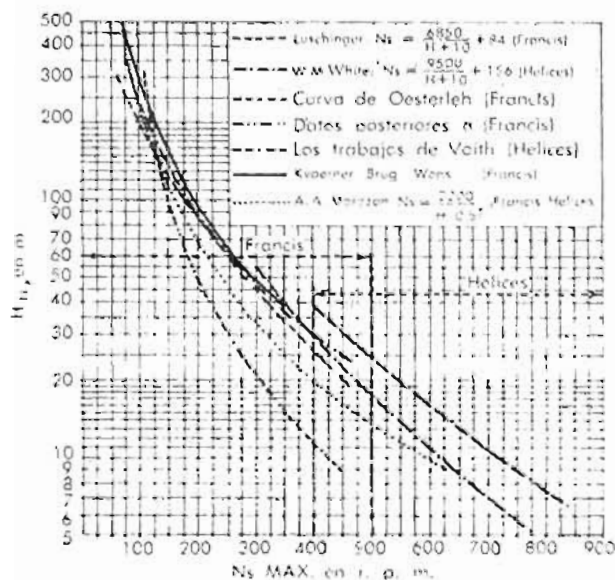


Figura 10.12. Velocidad específica máxima permisible para turbinas Francis y de hélice

9. Se examinan y comparan las diferentes soluciones desde el punto de vista económico.

Dimensiones de las turbinas

a) Ruedas Pelton.

Expresiones deducidas de las condiciones prácticas de diseño de las ruedas Pelton.
Diámetro de la rueda medida en el paso.

$$D = 84.6 \phi \frac{\sqrt{H_n}}{N_{m dx}}$$

$$N_{m dx} = N \frac{H_n^{3/4}}{3.42 Q^{1/2}}$$

donde

D , H_n , en m

$N_{m dx}$ en rpm

Q : gasto total de consumo de la unidad, en m^3/seg .

El coeficiente de velocidad relativa ϕ se puede obtener de la siguiente tabla, que está en función de n_s :

n_s	$H_{m dx}$	n° cang	m
4	1800	40	60
6	1300	37	40
8	1100	34	30
10	1000	30	24
12	850	28	20
14	750	26	17.1
18	650	22	13.8
22	500	20	10.9
26	450	17	9.2
32	400	15	7.5

Figura 10.13. Velocidad específica máxima permisible para ruedas Pelton, dada en función de la carga neta máxima.

Diámetro del chiflón o diámetro equivalente de los chiflones.

Si la velocidad específica n_s es menor de 30 se puede usar un solo chiflón; si es mayor de 30, se emplearán dos o más chiflones.

Para calcular el diámetro real de cada uno de los chiflones se usa la ecuación.

$$d_i = 0.55 \frac{\sqrt{Q_i}}{\sqrt[3]{n_s}}$$

$$Q_i = \frac{Q}{Z}$$

donde

d_i diámetro de cada chiflón, en m.

Q_i gasto por chiflón, en m^3/seg

Z número de chiflones.

Relación del diámetro de la rueda al diámetro del chiflón ($D/d = m$)

El número de chiflones Z se deberá escoger de ma-

nera que se cumpla con la relación m . (Ver tabla 10-13)

$$\frac{D}{d_1} \geq 10$$

En la tabla 10-13 se dan valores prácticos actuales, relacionando los valores n_s máx, $H_{m\&}$ y m .

Para ruedas Pelton con varios chiflones, la velocidad específica correspondiente se expresa como

$$n_s \text{ (unidad)} = \sqrt{Z} n_s \text{ (un chiflón)}$$

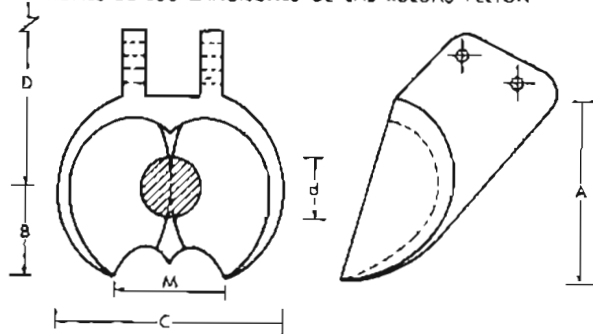
Es decir, la velocidad específica de la rueda aumenta con la raíz cuadrada del número de chiflones.

—Velocidad permisible del agua, en la tubería de acceso al chiflón, para limitar las pérdidas por fricción en la tubería de presión.

$$v = (0.075 \text{ a } 0.100) \sqrt{2gH_n}$$

En la tabla 10-14 se dan las dimensiones de los cangilones, para obtener el diámetro externo y el espesor de la rueda.

DIMENSIONES DE LOS CANGILONES DE LAS RUEDAS PELTON



- A (2.5 a 2.8) d
- B (1.2 a 1.7) d
- C (3.0 a 3.5) d
- M (1.1 a 1.25) d

Fig. 10.14

Figura 10.14. Dimensiones de los cangilones de las ruedas Pelton.

Carcaza

En la zona de la cimentación y descarga de los chiflones, el ancho es cinco veces el de los cangilones. En la zona restante de la rueda, ésta se ajusta a un mínimo, para evitar el arrastre de viento.

b) Turbinas de reacción

1. Espiral de alimentación

—Volutas de turbinas de alta carga. Cuando son para cargas hasta de 60 metros se fabrican de hierro fundido. Para cargas mayores se hacen de placas de acero rolado, y son soldadas o remachadas.

Las dimensiones externas de la voluta con referencia a sus radios principales varían en los intervalos que se indican.

$$R_{0^\circ} = 1.8 \text{ a } 2.5 D$$

$$R_{90^\circ} = 1.7 \text{ a } 2.3 D$$

$$R_{180^\circ} = 1.5 \text{ a } 1.9 D$$

$$R_{270^\circ} = 1.2 \text{ a } 1.4 D$$

donde;

D es el diámetro del rodete, D_1 o D_2 , el que resulte mayor. En la Fig. 10.15 se da la disposición geométrica de los radios principales.

Espirales de turbinas de baja carga que se usan en turbinas de hélice o Kaplan

1. Diseño hidráulico.

Se basa en la fórmula del vórtice libre:

$$v_u = \frac{K}{r}$$

donde,

v_u , velocidad tangencial del agua dentro de la espiral

K , constante de momento de cantidad de movimiento necesaria, que se obtiene de la fórmula de Euler.

$$K = \frac{30 \eta g H_n}{\pi N}$$

en que,

H_n carga neta, en m.

N velocidad angular de la turbina, rpm

r radio medido del centro de la flecha motriz al punto considerado de la sección transversal de la espiral

η Puede tomarse con un valor medio de 0.93.

Además, se limita la velocidad de entrada del agua en la espiral.

$$v_o < 0.20 \sqrt{2gH_n}$$

Como el flujo es especialmente variado no siempre recorre idénticos espacios, el gasto unitario por grado de desarrollo de la espiral se expresa como:

$$q = \frac{\phi}{360} Q$$

en que

q gasto unitario por grado

Q gasto total de alimentación

ψ ángulo medido a partir de la nariz de la espiral en sentido contrario a las manecillas del reloj a la sección considerada (ver Fig. 10-15)

2. Geometría de la espiral

Se determina con la siguiente expresión, deducida del vórtice libre:

$$q = (b_o - ar_o) L_n \frac{r_1}{r_o} + (B - b_o) + B L_n \frac{R}{r_1}$$

en que

a relación de taludes de convergencia de la espiral hacia b_o

$$a = \cot \beta_1 + \cot \beta_2$$

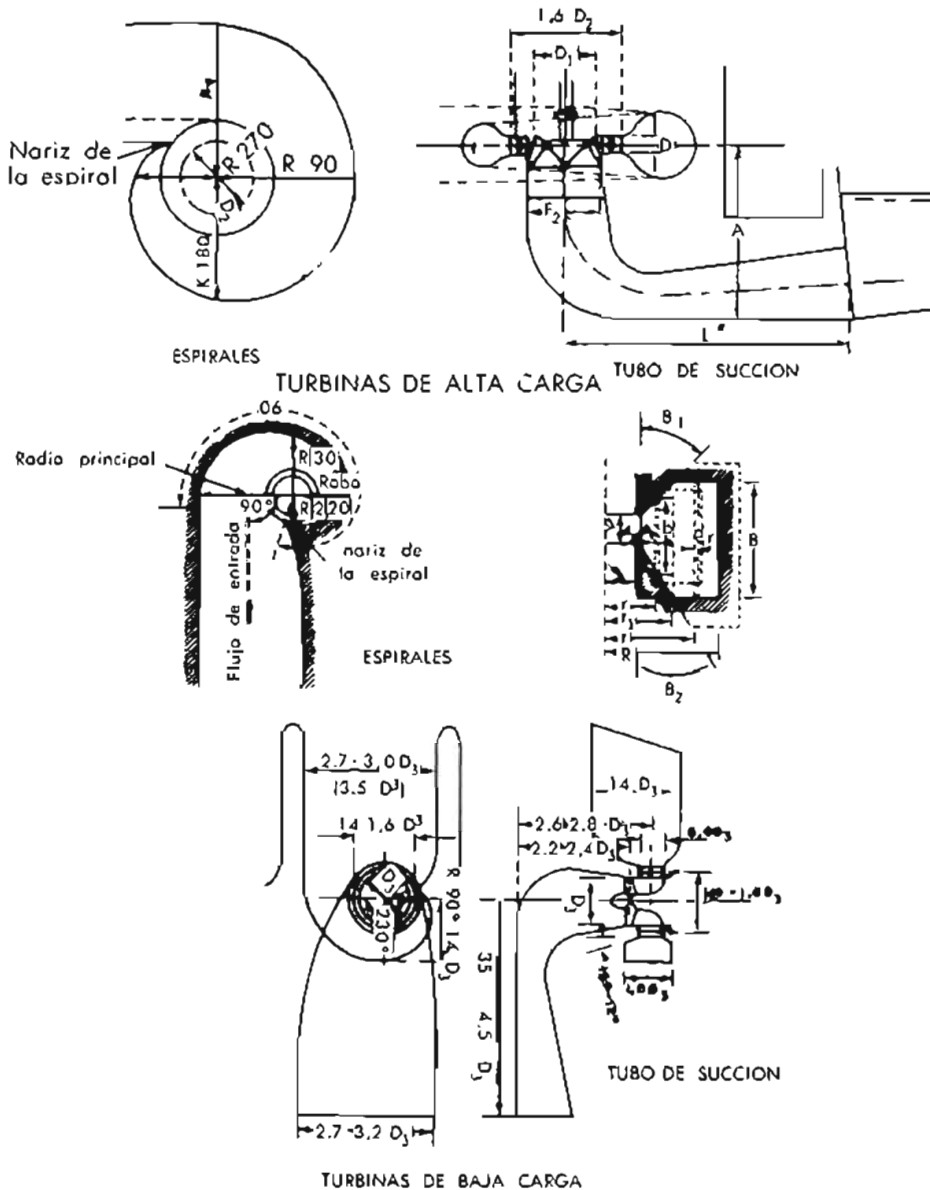


Figura 10.15. Geometría de volutas o espirales y dimensiones principales del tubo de sección

- b_o abertura vertical del distribuidor de persiana; $b_o = 0.40 D_3$
- B altura de la espiral en la sección transversal considerada
- D_3 diámetro de descarga
- R radio externo de la espiral en la sección considerada
- r_1 radio medido desde el centro de la flecha motriz, al inicio de los taludes de convergencia de la espiral
- r_o radio interno de la espiral, que coincide con el radio externo del distribuidor

En la Fig. 10-15 se da la disposición geométrica de los elementos componentes de la espiral.

El criterio que se debe seguir para la determinación de las dimensiones es el siguiente:

Con la ecuación $V_o \leq 0.20 \sqrt{2 g H n}$ y el gasto Q total de consumo de la unidad se determina el área de entrada a la espiral.

Se da una ley de variación de la altura B de la espiral, de acuerdo con el espacio disponible de la casa de máquinas.

Con la ecuación $a = \cot \beta_1 + \cot \beta_2$ se determina a

$$r_1 \text{ queda determinado por } r_1 = \frac{B - b_o}{a} + r_o$$

Con la ecuación siguiente se calculan los valores de R para cada ϕ y se tabulan

$$q = (b_o - ar_o) L_n \frac{r_1}{r_o} + (B - b_o) + B L_n \frac{R}{r_1}$$

Se debe revisar que la convergencia longitudinal de la espiral sea gradual y que el ancho de ésta, incluyendo la pared divisoria entre espirales, no sea mayor de $3.00 D_3$, en que D_3 es el diámetro de descarga de la turbina.

Se deberá corroborar el funcionamiento hidráulico con la ayuda de un modelo.

II. Rodete móvil

I. Turbinas Francis

Fórmula de Berejnoj

$$D = (0.16 N_s + 35.1) \sqrt{\frac{H_n}{N}}$$

donde:

D es el diámetro mayor del rodete, que se determina de acuerdo con el siguiente criterio:

$$\begin{array}{ll} \text{para } N_s < 200 & D = D_1 \text{ (entrada)} \\ N_s > 200 & D = D_2 \text{ (descarga)} \end{array}$$

La fórmula es válida en el intervalo $75 \leq N_s \leq 500$



Figura 10.16. Dimensión de Turbinas Francis de acuerdo con la fábrica J.M. Voith

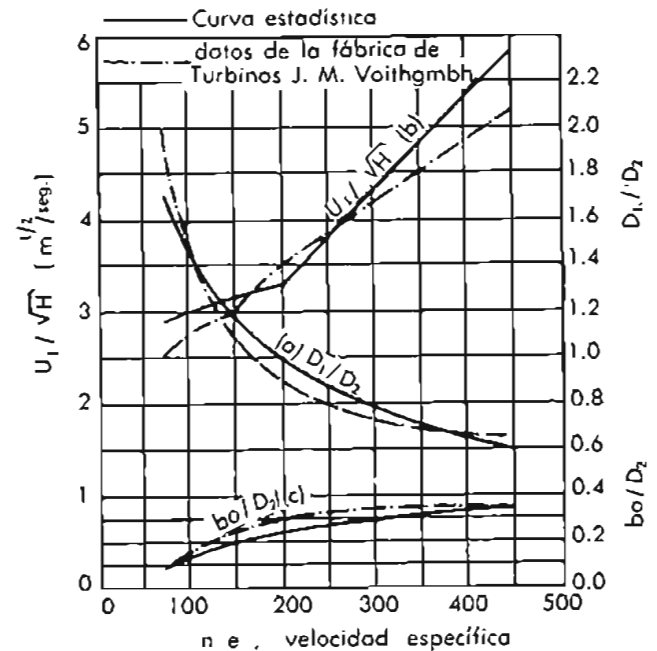


Figura 10.17. Dimensiones de Turbinas Francis de acuerdo con la fábrica J.M. Voith

También se puede usar la gráfica publicada por la fábrica Voith, que se incluye en las figuras 10-16 y 10-17.

Un análisis más completo para el cálculo de las turbinas es el propuesto por Zanobetti en su libro *Water Power Development* tomos I y II, 2 ed. Academia de Ciencias de Hungría, Budapest (1963)

Relación de diámetros:

$$\frac{D_2}{D_1} = 0.5 + \frac{N_s}{400}$$

En que D_1 se determina a través del coeficiente perimetral ϕ_1

$$D_1 = 84.6 \phi_1 \frac{\sqrt{H_n}}{N}$$

$$\phi_1 = 0.68 + \frac{N_s}{2500}$$

También propone una expresión para el espaciado entre unidades, longitud y altura del tubo de succión, siempre que no predominen las dimensiones del generador. (Véase Fig. 10-15)

$$\frac{E}{D_2} = 5.5 - \frac{N_s}{200}$$

$$\frac{L^*}{D_2} = 5.0 - \frac{N_s}{200}$$

$$\frac{A}{D_2} = 3.4 - \frac{N_s}{200}$$

A altura del tubo de succión
 E espaciado entre unidades
 L^* longitud del tubo de succión

Estas expresiones son válidas en el intervalo $80 \leq N_s \leq 400$ y están dadas en el sistema métrico.

A continuación se presentan dos problemas ilustrativos

Ejemplo de aplicación de turbinas Pelton en una planta hidroeléctrica

Ejemplo

(Manual de Diseño de Obras Civiles, Cortesía de la C.F.E.)

Se proporcionan los siguientes datos acerca de un sistema hidroeléctrico localizado en una zona montañosa:

gasto medio de extracción $Q_m = 15 \text{ m}^3/\text{seg}$

carga neta de la instalación $H_n = 405 \text{ m}$

eficiencia probable de las turbinas $\eta_t = 0.85$

frecuencia asignada a la central $f = 50 \text{ cps}$

Se requiere el mínimo de unidades, pero no menos de dos para asegurar continuidad en la operación, indicando el tipo y dimensiones de turbinas adicionales.

Por la magnitud de la carga se deduce de inmediato que se trata de turbinas Pelton, pero la velocidad específica resultante corroborará lo dicho.

1) Capacidad instalada de la planta

$$P = \frac{\gamma Q_m H_n \eta_t}{75} = \frac{15\,000 \times 375 \times 0.85}{75} = 63\,800 \text{ CV}$$

2) Si se toma como velocidad específica máxima de una unidad equipada con un chiflón, de la tabla núm. 10-12 hasta 450 m, se permite N_s máx = 26

3) Velocidad angular de operación

De la fórmula de la velocidad específica se obtiene

$$N = \frac{N_s H_n^{5/4}}{\sqrt{P_{\text{unidad}}}}$$

Si se considera, en primera aproximación, que dos unidades pueden generar la capacidad total, lo cual representa el sistema más económico, se obtiene:

$$P_u = \frac{63\,800}{2} = 31\,900 \text{ CV}$$

luego

$$N = \frac{26 \times (405)^{5/4}}{\sqrt{31\,900}} = \frac{26 \times 1821}{178} = 266 \text{ r.p.m.}$$

pero debido al requisito de velocidad síncrona del generador se tiene:

$$N_{s,s} = \frac{60f}{p} = \frac{3\,000}{p}$$

El número de pares de polos del generador es

$$p = \frac{3\,000}{266} = 11.3$$

Luego se tomará un generador de 12 pares de polos, con lo que la N de operación queda

$$N = \frac{3\,000}{12} = 250 \text{ rpm}$$

4) N_s real será

$$N_s = \frac{N \sqrt{P_{\text{unidad}}}}{H_n^{5/4}} = \frac{250 \sqrt{31\,900}}{(405)^{5/4}} = 24.4$$

No se necesita aplicar la corrección por esfuerzos del material, ya que para 450 m de carga neta, la N_s permisible = 26 > 24.4

6) Dimensiones de las unidades

El diámetro de la rueda se mide en el paso de los cangilones frente al chorro.

Tomando un valor medio de $\phi = 0.45$

$$D = \frac{38 \sqrt{H_n}}{N} = \frac{38 \sqrt{405}}{250} = 3.05 \text{ m}$$

6) Diámetro del chiflón

$$d = 0.55 \frac{\sqrt{Q_u}}{\sqrt{H_n}} = 0.55 \frac{\sqrt{7.5}}{\sqrt{405}} = 0.335 \text{ m}$$

Se verifica la relación $m = \frac{D}{d} > 10$

$$m = \frac{30.5}{0.335} = 9.1$$

Aunque es ligeramente menor, se puede aceptar este diseño, puesto que hasta $N_s = 30$ se puede usar un solo chiflón.

Ejemplo de aplicación de la turbina Francis en plantas hidroeléctricas.

Determinar tipo y dimensiones de turbinas requeridas para un sistema hidroeléctrico en el que se instalarán cuatro unidades, ya que el estudio económico ha determinado un consumo probable de energía en forma progresiva de 25, 50, 75 y 100 por ciento.

Los datos de la instalación son los siguientes:

Carga neta (H_n)	105 m
Gasto medio de extracción (Q_m)	510 m ³ /seg.
Altura de succión probable (h_s)	3.50 m
Eficiencia de las turbinas (η_t)	0.85
Frecuencia asignada a la central (f)	50 cps
Altura sobre el nivel del mar de la instalación.	500 m

1) Capacidad instalada de la planta.

De acuerdo con la potencia hidráulica, se tiene:

$$P = \frac{\gamma Q_m H_n \eta_t}{75} = \frac{510\,000 \times 105}{75} \times 0.85 = 608\,000 \text{ CV}$$

2) Velocidad específica máxima permisible por cavitación de las unidades.

De la tabla 10-11bis se obtiene, para $H_n = 105$ m y $h_s = 3.50$ m:

$$N_s \text{ máx} = 150 \text{ rpm}$$

3) Potencia que deberá generar cada unidad:

$$P_{u_n} = \frac{608\,000}{4} = 154\,000 \text{ CV}$$

4) Velocidad angular de operación.

De la fórmula de la velocidad específica, resolviendo para la N_s y considerando que si se utiliza la N_s máx antes deducida las unidades resultantes serán las de mínimo tamaño, se tiene.

$$N = N_{s, \text{máx}} \frac{H_n^{5/4}}{\sqrt{P_{u_n}}} = 150 \frac{(105)^{5/4}}{\sqrt{154\,000}} = 129 \text{ rpm}$$

Pero considerando los requisitos del generador que debe generar 50 cps, y tener un número entero de pares de polos, se obtiene:

$$p = \frac{60f}{N} = \frac{3\,000}{129} = 23.3 \text{ pares de polos}$$

Para no aumentar la N_s máx y evitar el fenómeno de cavitación, se seleccionará un generador de 24 pares de polos, con lo que la velocidad angular de funcionamiento resulta finalmente de

$$N = \frac{3\,000}{24} = 125 \text{ rpm}$$

5) N_s real La N_s para estas condiciones es

$$N_s = \frac{125 \sqrt{154\,000}}{(105)^{5/4}} = 142 \text{ rpm}$$

Se trata de 4 turbinas Francis de tipo normal.

6) Revisión por velocidad específica máxima permisible según sean los esfuerzos en los materiales.

De la gráfica de la fábrica Voith, incluida en la Fig. 10-12, se tiene:

Para $H_n = 105$ m $N_s \text{ máx} < 150 \text{ rpm} < N_s$ calc. Luego la selección es correcta.

7) Dimensiones de las turbinas.

Se usarán los resultados de Zanobetti, que son los más completos.

8) Coeficiente perimétrico ϕ_1

$$\phi_1 = 0.68 + \frac{N_s}{2\,500} = 0.65 + \frac{142}{2\,500} = 0.7369$$

9) Diámetro de entrada D_1

$$D_1 = 84.6 \phi_1 \frac{\sqrt{H_n}}{N} = 84.6 \times 0.7369 \frac{\sqrt{105}}{125} = 5.10 \text{ m}$$

10) Diámetro de descarga D_2

$$\frac{D_2}{D_1} = 0.500 + \frac{N_s}{400}$$

$$D_2 = 5.1 \left(0.500 + \frac{142}{400} \right) = 4.35 \text{ m}$$

11) *Espirales o volutas de alimentación.*

Como la carga de presión es mayor de 60 m se usarán espirales de placas de acero remachadas o soldadas, ahogadas en el concreto de la cimentación de la casa de máquinas.

12) *Área de entrada o admisión de la espiral.*

La velocidad permisible de entrada del agua a la espiral, para reducir al mínimo las pérdidas por fricción, es

$$V_{perm} = 0.20 \sqrt{2gH_n} = 0.886 \sqrt{105} = 9.10 \text{ m/seg.}$$

$$A_{esp} = \frac{Q_{un}}{V_{perm}} = \frac{127.5}{9.10} = 14 \text{ m}^2$$

$$D_{\psi_{esp}} = \sqrt{\frac{4 \times 14}{\pi}} = 4.22 \text{ m}$$

que es el diámetro de la tubería de alimentación.

13) *Diámetro interno de la circunferencia de alimentación de la espiral.*

De la figura 10-15 se tiene:

$$D_{int} = 1.6 D_2 = 1.6 \times 4.35 = 6.90 \text{ m}$$

14) *Principales diámetros externos de la espiral.*

De la figura 10-15 se tiene, tomando los valores medios:

$$R_{0^\circ} = 2.15 D_1 = 2.15 \times 5.10 = 11.00 \text{ m}$$

$$R_{90^\circ} = 2.00 D_1 = 2.00 \times 5.10 = 10.20 \text{ m}$$

$$R_{180^\circ} = 1.70 D_1 = 1.70 \times 5.10 = 8.70 \text{ m}$$

$$R_{270^\circ} = 1.30 D_1 = 1.30 \times 5.10 = 6.62 \text{ m}$$

15) *Espaciamiento entre las unidades.*

De los resultados de Zanobetti, se concluye:

$$\frac{E}{D_2} = 5.5 - \frac{N_s}{200}$$

$$E = 4.35 \left(5.5 - \frac{142}{200} \right) = 20.7 \text{ m} \approx 21 \text{ m}$$

siempre y cuando no predominen las dimensiones del generador.

16) *Revisión de la altura de succión h_s teniendo en cuenta el efecto de cavitación y se averigua si es posible aumentarla, y así reducir las excavaciones en el canal de desfogue de la casa de máquinas.*

De acuerdo con Thoma, se debe cumplir.

$$h_s \leq B' - H_n (k + \kappa)$$

Se considerará que la eficiencia del tubo de succión η_{dt} es de 0.85.

De la tabla 10-19 el valor de k para la N_s de funcionamiento a máxima eficiencia de la turbina es 0.02.

Además se sabe que:

$$\kappa = \frac{h_d}{H_n} \text{ y } \eta_{dt} = \eta_{dt} \frac{V_3^2 - V_4^2}{2g}$$

El área A_3 de entrada al tubo de succión corresponde a la de descarga de la turbina, o sea, el área del D_2 .

$$A_3 = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{\pi \times 4.35^2}{4} = 14.8 \text{ m}^2$$

La velocidad de entrada del agua al tubo es

$$V_3 = \frac{Q_{un}}{A_3} = \frac{127.5}{14.8} = 8.6 \text{ m/seg.}$$

Suponiendo que la velocidad de salida del agua del tubo sea cuando mucho

$$V_4 = 1.5 \text{ m/seg.}$$

se tiene:

$$h_d = 0.85 \frac{(8.6)^2 - (1.5)^2}{2g} = 3.11 \text{ m}$$

y

$$\kappa = \frac{3.11}{105} = 0.0296$$

Por otro lado, para una altura sobre el nivel del mar de 500 m de la instalación, y para agua a 20°C de la tabla, la altura barométrica de la columna de agua correspondiente a la presión barométrica es:

$$B' = 31 \text{ pies} = 31 \times 0.305 = 9.45 \text{ m}$$

Finalmente

$$h_s \leq 9.45 - 105 (0.02 + 0.0296)$$

$$h_s \leq 9.45 - 5.20 = 4.25 \text{ m}$$

Ya que no hay peligro de cavitación se instalarán las turbinas a 4.00 m sobre el nivel del agua, en el canal de desfogue, y se reducirán en esta forma las excavaciones.

17) Dimensiones del tubo de succión.

De la figura 10-15 y para este tipo de turbinas en que los tubos de succión son de placas de acero remachadas o soldadas, se tiene:

Profundidad A del tubo de succión:

$$\frac{A}{D_2} = 3.40 - \frac{N_s}{400}$$

$$A = 4.95 \left(3.40 - \frac{142}{400} \right) = 4.95 \times 3.045 = 13.20 \text{ m}$$

Longitud de la rama horizontal del tubo L^*

$$\frac{L^*}{D_2} = 5.00 - \frac{N_s}{200}$$

$$L^* = 4.95 \left(5.00 - \frac{142}{200} \right) = 4.95 \times 4.29 = 18.60 \text{ m}$$

18) Dimensiones de la sección de salida o desfogue del tubo de succión.

La disposición del tubo se da en la siguiente figura.

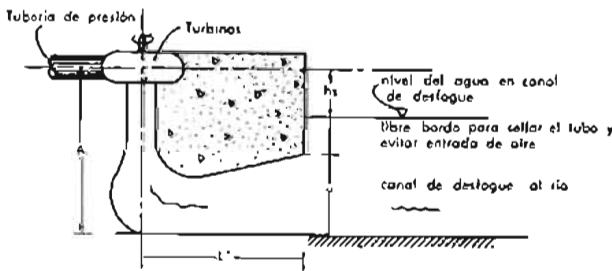


Figura 10.18-A. Tubo de desfogue

La altura " Y_{st} ", del canal de desfogue al río se puede obtener suponiendo un libre bordo de protección para sellar el tubo. Para este efecto se puede suponer 1.00 m, a reserva de comprobarse el efecto de rechazo máximo de energía que pueda provocar la máxima depresión del nivel en este punto. Luego

$$Y_{st} = A - h_s - L_b = 13.20 - 4.00 - 1.00$$

$$Y_{st} = 8.20 \text{ m}$$

El ancho de la sección será

$$B = \frac{A_s}{8.20}$$

$$A_s = \frac{Q_{un}}{V_s} = \frac{127.5}{1.5} = 85 \text{ m}^2$$

Luego

$$B = \frac{85}{8.00} = 10 \text{ m}$$

Por lo tanto, el canal de desfogue en la salida o descarga de los tubos, tomando en cuenta el espaciamiento entre unidades, será:

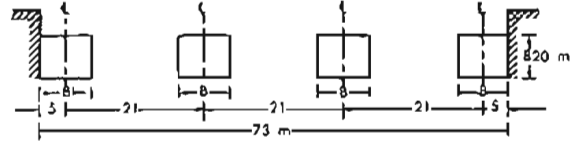


Figura 10.18-B. Espaciamiento entre unidades

Turbinas hélices y Kaplan

I. Fórmulas para encontrar el diámetro de la turbina

Fórmula de Finniecome

$$D_3 = 4.57 \sqrt[3]{Q/N}$$

en que D_3 es el diámetro de salida de la turbina

Fórmula de Berejnoj:

$$D_3 = \frac{7.1}{\sqrt[3]{N_s + 100}} \sqrt[3]{Q}$$

II. Dimensiones principales de las partes de la turbina

Diámetro del cubo: $0.40 D_3$

Diámetro externo del distribuidor: $1.5 D_3$

Abertura vertical del distribuidor: $0.40 D_3$

Distancia vertical entre centros de ejes de los álabes del rodete y los álabes directores del distribuidor: $0.37 D_3$

III. Tubo de succión

III.1. Diseño hidráulico

De acuerdo con los resultados teóricos y experimentales de Thoma, la altura máxima de succión a que se debe instalar una turbina es:

$$h_s \leq B' - H_n (k + \kappa)$$

en que,

B' Columna barométrica de agua, correspondiente

a la presión atmosférica en el lugar y a la temperatura ambiente, en m

h_s altura máxima de succión permisible por cavitación, en m

H_n carga neta del sistema hidroeléctrico, en m

k corrección por efecto de la carga dinámica de succión

k corrección por efecto de distribución de velocidades en el interior de los álabes del rodete, cuyo valor se determina con la expresión:

k

$$k = \eta_{dt} \frac{V_3^2}{2gH_n}$$

donde,

$$\eta_{dt} = \frac{V_3^2 - V_4^2}{2g} \text{ (eficiencia del tubo de succión)}$$

en que, a su vez:

B' función de la altura sobre el nivel del mar y de la temperatura del agua del lugar. Se da una gráfica al respecto.

función de N_s . En la Fig. 10-16 se dan los valores de κ en función de N_s

V_3, V_4 velocidad a la entrada y a la salida del tubo de succión, que se determinan por continuidad (velocidades medias), pero donde:

$$1.0 \text{ m/seg} \leq V_4 \leq 2.0 \text{ m/seg.}$$

III.2. Geometría del tubo

Para efecto de diseño de un anteproyecto de casa de máquinas en la fig. 10-15 se incluye una gráfica que da las dimensiones principales de tubo de succión.

Se determina el área de salida del tubo con

$$A_4 = \frac{Q}{V_4}$$

donde,

Q gasto de operación de la turbina a máxima eficiencia

La longitud del tubo se define por

$$L = \frac{D_4^* - D_3}{2 \tan \delta / 2}$$

Diseño hidráulico del tubo de succión.
Valores de κ en función de N_s

N_s	50	100	200	300	450	600	800	1 000
κ	0.01	0.02	0.03	0.08	0.22	0.50	1.00	1.60

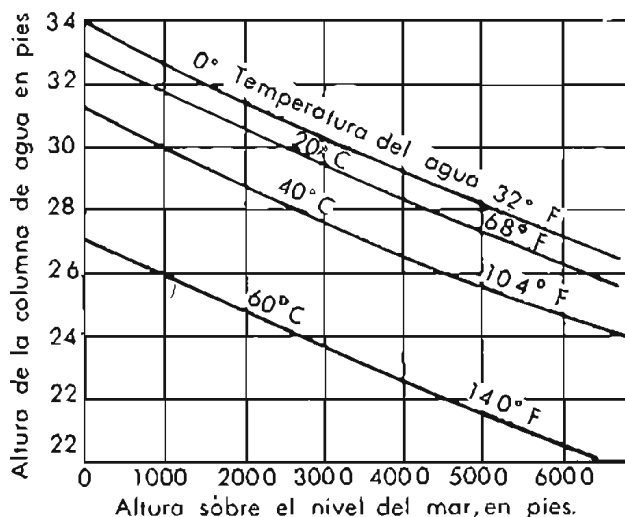


Figura 10.19. Valores de B en función de la altura sobre el nivel del mar del lugar y la temperatura del agua.

en que,

δ ángulo de difusión, que deberá estar comprendido entre $8^\circ < \delta < 10^\circ$

D_3 diámetro de descarga de la turbina, en m.

D_4 diámetro equivalente de salida del tubo de succión, que se determina con

$$D_4^* = \sqrt{\frac{4}{\pi} A_4} = 1.13 \sqrt{A_4}$$

III.3. Forma del tubo de succión

Por su gran longitud y por razones de costos de excavación, se le da la forma de un difusor curvo en L con transiciones.

Zona I. Cono de entrada. Consiste en un tronco de cono vertical. Deberá ser lo más larga posible, hasta donde lo permita la h_s .

Zona II. El codo es la parte más delicada, pues desde aquí se inicia la transición de circular a rectangular. El dobléz del codo deberá tener un radio de curvatura.

$$\rho \geq 0.6 D_3 \text{ (del intradós)}$$

Zona III. Transición de salida. Constituye la descarga del tubo; la transición se prolonga hasta la salida. Se procurará redondear las aristas del tubo. La relación de anchura está determinada únicamente por las estructuras vecinas.

Las áreas transversales del tubo para las secciones intermedias se determinan con:

$$\sqrt{A_i} = \sqrt{A_3} + \frac{\sqrt{A_4} - \sqrt{A_3}}{L} l_i$$

en que,

A_i, l_i son, respectivamente, el área equivalente en la sección i , localizada a la distancia l_i

Ejemplo ilustrativo

A continuación se muestra otro ejemplo ilustrativo (Cortesía C.F.E. *Manual de diseño de obras civiles*).

Ejemplo: Hay que instalar el menor número de unidades en un sistema hidroeléctrico, ubicado en un lugar a 300 m sobre el nivel del mar, acerca del que se cuenta con los siguientes datos:

Gasto medio de extracción $Q_m = 600 \text{ m}^3/\text{seg}$
Carga neta de la instalación $H_n = 12.00 \text{ m}$

Eficiencia probable de las turbinas $\eta_t = 0.85$
eficiencia probable del tubo de succión $\eta_{dt} = 0.80$
Frecuencia asignada a la central $f = 50 \text{ cps}$
Altura estática de succión probable $h_s = 1.50 \text{ m}$

1) Capacidad instalada de la planta

$$P = \frac{\gamma Q_m H_n \eta_t}{75} = \frac{600 \ 000 \times 12.00}{75} \times 0.85 = 81 \ 600 \text{ CV}$$

2) Velocidad específica máxima permisible por cavitación.

De la tabla del capítulo 10, para $H_n = 15.00 \text{ m}$ y $h_s = 1.50$, se tiene $N_s \text{ máx} = 565 \text{ rpm}$.

3) Velocidad angular de operación de las turbinas.

Si usamos un generador de 40 pares de polos, se tiene:

$$N_{40} = \frac{60f}{P} = \frac{3 \ 000}{40} = 75 \text{ rpm}$$

Si se usa un generador de 50 pares de polos, que es decir, constructivamente el número máximo de polos, que admite la estructura del mismo se tiene

$$N_{50} = \frac{3 \ 000}{50} = 60 \text{ rpm}$$

4) Potencia máxima que puede generar una unidad en cada caso.

De la fórmula de la velocidad específica $N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H_n^{5/4}}$ se tiene:

$$P_{m \text{ dx } 40} = \left(\frac{N_{s \text{ máx}}}{N_{40}} \right)^2 H_n^{5/2} = \left(\frac{565}{75} \right)^2 (12.00)^{5/2} =$$

$$28 \ 200 \text{ CV}$$

$$P_{m \text{ dx } 50} = \left(\frac{N_{s \text{ máx}}}{N_{50}} \right)^2 H_n^{5/2} = \left(\frac{565}{60} \right)^2 (12.00)^{5/2} =$$

$$61 \ 000 \text{ CV}$$

5) Número mínimo de unidades para cada caso.

$$N^{\circ} = \frac{\text{capacidad instalada}}{\text{capacidad por unidad}}$$

$$N_{40}^{\circ} = \frac{81 \ 600}{28 \ 200} = 2.9 \quad 3 \text{ unidades}$$

$$N_{s0} = \frac{81\,600}{61\,000} = 1.34 \quad 2 \text{ unidades}$$

Se tomará la última solución, 2 unidades Kaplan, ya que $N_s > 400$.

- 6) *Velocidad específica real de funcionamiento.*
La potencia que debe suministrar cada unidad es

$$P_{un} = \frac{81\,600}{2} = 40\,800 \text{ CV}$$

Luego

$$N_{sreal} = \frac{N_{s0} \sqrt{P_{un}}}{H_n^{5/4}} = \frac{60 \sqrt{40\,800}}{(12.00)^{5/4}} = 541 \text{ rpm}$$

- 7) *Revisión por esfuerzos de los materiales.*

Utilizando la fórmula de la fábrica W.M. White o la gráfica núm. 10-12 se tiene:

$$N_{s\text{máx perm}} \leq \frac{9\,500}{H_n + 10} + 156 \text{ (W.M. White)}$$

$$N_{s\text{máx}} \leq \frac{9\,500}{22} + 156 = 588 \text{ rpm} > N_{sreal}$$

Luego el diseño es correcto.

- 8) *Dimensionamiento de las turbinas.*
Se usará la fórmula de Finnicome.

- 9) *Diámetro del rodete.*

$$D_3 = 4.57 \sqrt[3]{\frac{Q_{un}}{N}} = 4.57 \sqrt[3]{\frac{300}{60}} = 7.80 \text{ m}$$

- 10) *Diámetro del cubo de soporte de la hélice.*

$$D_c = 0.40 D_3 = 0.40 \times 7.80 = 3.12 \text{ m}$$

- 11) *Diámetro externo del mecanismo de persiana, tipo Fink del distribuidor.*

$$D_D = 1.5 D_3 = 1.5 \times 7.80 = 11.70 \text{ m}$$

- 12) *Distancia vertical entre el centro de los álabes directores del distribuidor y el centro de ejes de los álabes del rotor.*

$$Y_o = 0.37 D_3 = 0.37 \times 7.80 \text{ m} = 2.80 \text{ m}$$

- 13) *Altura de la abertura de los álabes directores del distribuidor.*

$$h_D = 0.40 D_3 = 0.40 \times 7.80 = 3.12 \text{ m}$$

- 14) *Dimensiones principales del tubo de succión (Véase Fig. 10-15)*

Profundidad del tubo de succión (A); tomando valores medios

$$A = 2.30 D_3 = 2.30 \times 7.80 = 18.00 \text{ m}$$

- 15) *Longitud de la rama horizontal del tubo de succión (L^*), tomando valores medios.*

$$L^* = 4.00 D_3 = 4.00 \times 7.80 = 31.00 \text{ m}$$

- 16) *Altura máxima de succión permisible a causa de cavitación.*

De acuerdo con la fórmula de Thoma

$$h_s \leq B' - H_n (K + \kappa)$$

Para una altura sobre el nivel del mar de 300 m de la instalación y para agua a 20°C, de la Fig. 10-19.

$$B' = 31.9 \text{ pies} = 31.9 \times 0.305 = 9.70 \text{ m}$$

De la tabla de la Fig. 10-18, el valor de k , para una $N_s = 541$, obtenida por interpolación es de 0.39.

Además, se sabe que:

$$k = \frac{h_d}{H_n} \text{ y } h_d = \eta_{dt} \frac{V_3^2 - V_4^2}{2g}$$

El área de entrada al tubo de succión corresponde al área de descarga de la turbina, o sea, el área correspondiente al D_3 .

$$A_{D3} = \frac{\pi \times 7.8^2}{4} = 48 \text{ m}^2$$

La velocidad V_3 de entrada del agua al tubo de succión es

$$V_3 = \frac{300}{48} = 6.25 \text{ m/seg}$$

Suponiendo que la velocidad residual V_4 de salida del agua del tubo sea $V_4 = 1.50 \text{ m/seg.}$, entonces

$$h_d = 0.80 \frac{(6.25)^2 - (1.50)^2}{2g} = 1.50 \text{ m}$$

$$y: K = \frac{1.50}{12.00} = 0.125$$

Luego

$$h_s \leq 9.70 - 12(0.39 + 0.125)$$

$$h_s \leq 9.70 - 12 \times 0.515 = 9.70 - 6.20 = 3.50 \text{ m}$$

Para reducir los costos de excavación en el canal de desfogue de la casa de máquinas, se instalarán las turbinas a 3.50 m sobre el nivel del agua, en el canal de desfogue.

En este tipo de instalaciones, las depresiones que se pueden presentar en el canal de desfogue, debido al efecto del rechazo de energía son considerables; por consiguiente, conviene dejar un libre bordo, suficiente para que no entre aire al tubo de succión.

Diseño del tubo de succión

17) *Diámetro de entrada y área de entrada al tubo:*

$$D_3 = 7.80 \text{ m}; A_3 = \frac{\pi D_3^2}{4} = \frac{\pi \times 7.8^2}{4} = 48 \text{ m}^2$$

18) *Área y diámetro equivalente de salida:*

$$A_4 = \frac{Q_u \pi}{V_4} = \frac{300}{1.50} = 200 \text{ m}^2$$

$$D_4^* = \sqrt{\frac{4A_4}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 200}{\pi}} = 16 \text{ m}$$

19) *Longitud efectiva del tubo:*

$$L = \frac{D_4^* - D_3}{\delta} = \frac{16.00 - 7.80}{0.175} = \frac{8.20}{0.175} = 47 \text{ m}$$

en que, δ es el ángulo de difusión, expresado en radianes, por ser muy pequeño; $\delta = 10^\circ 00' = 0.175 \text{ rad}$

20) *Radio mínimo del intradós del codo*

$$\rho_c \geq 0.6 D_3 \geq 0.6 \times 7.80 \geq 4.68 \text{ m}$$

Tomando un $\rho_c = 5.00 \text{ m}$

21) *La siguiente figura (10-20) presenta la geometría del tubo:*

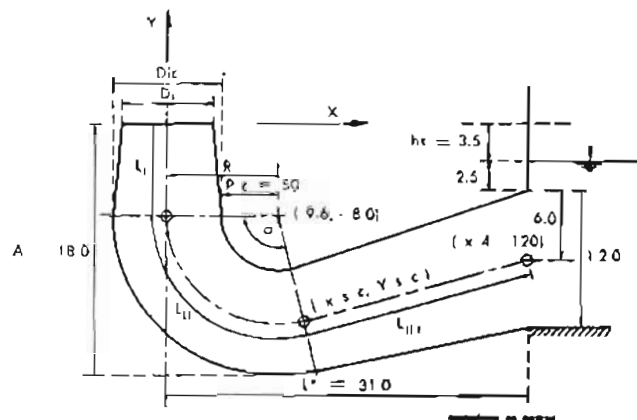


Figura 10.20. Geometría del tubo

El tubo consta de 3 zonas

Zona I: entrada del tubo (L_I), que es un tronco de cono recto.

Zona II: el codo (L_{II}); aquí se inicia la transición de circular a rectangular en la salida del tubo.

Zona III: rama de descarga (L_{III}); transición en toda su longitud.

22) *A la Zona I se le dará una longitud en primera aproximación de $L_I = 8.00 \text{ m}$.*

23) *Suponiendo una altura de la clave de la sección de salida del tubo $y_s = 12.00 \text{ m}$, el ancho de la sección de salida del tubo es*

$$B = \frac{200}{12.00} = 16.65 \text{ m}$$

con lo que quedaría un libre bordo de protección igual a 2.50 m

24) *Diámetro de la sección en el inicio del codo*

$$D_{Ic} = \frac{D_4^* - D_3}{L} \times 8.00 + D_3 = \frac{8.20}{47.00} \times 8.00 + 7.80 = 9.20 \text{ m}$$

25) *Radio del codo sobre el eje horizontal del tubo*

$$R = \rho_c + \frac{D_{Ic}}{2} = 5.00 + 4.60 = 9.60 \text{ m}$$

26) *Es necesario determinar las coordenadas de los puntos*

(X_{sc}, Y_{sc}) y $(X_4 - 12.00)$ sobre el eje del tubo, respecto a un sistema de ejes X, Y, que pasa por la sección de entrada del tubo, a fin de determinar las longitudes L_{II} y L_{III} , en tal forma que se cumpla L

$= L_I + L_{II} + L_{III} = 47.00$ m, con $L_I = 8.00$ (sustituido) o $L_{II} + L_{III} = 39$.

Según se observa en la figura las ecuaciones que determinan las coordenadas son:

$$39 = R\alpha + \sqrt{(x_4 - x_{sc})^2 + (-12.00 - Y_{sc})^2} \quad (1)$$

$$\alpha = \text{ang tan} \frac{-8.00 - Y_{sc}}{9.60 - x_{sc}} \quad (2)$$

$$Y_{sc} = -8.00 - \sqrt{R^2 - (9.60 - x_{sc})^2} \quad (3)$$

$$x_4 = \left(\frac{-8.00 - Y_{sc}}{9.60 - x_{sc}} \right) (12.00 + Y_{sc}) + x_{sc} \quad (4)$$

En la tabla siguiente se da la solución por tanteos de las ecuaciones anteriores, dando valores a x_{sc} y comprobando que se cumpla la ec (1)

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
	$(9.60 - x_{sc})$	$(2)^2$	$R^2 - (3)$	$m \sqrt{(4)}$	y_{sc}	$-8.00 - y_{sc}$	$(7)/(2)$	α°	$180^\circ - \alpha^\circ$
10.00	-0.40	0.16	92.00	-9.60	-17.60	9.60	-24.00	87°37'	92.383°
11.00	-1.40	1.96	90.20	-9.50	-17.50	9.50	-6.80	81°40'	98.33°
11.50	-1.90	3.61	88.55	-9.41	-17.41	9.41	-4.96	78°20'	101.66°
11.60	-2.00	4.00	88.16	-9.40	-17.40	9.40	-4.70	77°20'	102.66°
11.90	-2.30	5.28	86.88	-9.30	-17.30	9.30	-4.05	76°10'	103.83°

(L_{II})

$(L_{III}) = (39)$

(11)	(12)	(13)	(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(19)	(20)	(21)
$\frac{\pi}{180} \alpha R$	$12.00 + Y_{sc}$	$(8) \times (12)$	x_4	$x_4 - x_{sc}$	$[(15)]^2$	$-12.00 - Y_{sc}$	$[(17)]^2$	$(16) + (18)$	$\sqrt{(19)}$	$(11) + (20)$
15.50	-5.60	134.20	144.20	134.20	18 000	5.60	31.40	18 031.4	134.20	149.70
16.48	-5.50	37.40	48.40	37.40	1 395	5.50	30.10	1 425.1	37.75	54.23
17.00	-5.41	26.80	38.30	26.80	720	5.41	29.20	749.2	27.40	44.40
17.20	-5.40	25.40	37.00	25.40	641	5.40	29.10	670.1	25.95	43.15
17.38	-5.30	21.15	33.05	21.15	460	5.30	28.00	488.0	22.10	39.48

Luego la geometría del eje del tubo resulta ser:

No vale la pena aproximar más.

$$L = L_I + L_{II} + L_{III} = 8.00 + 17.38 + 22.10 = 47.48 = 47 \text{ m}$$

27) Geometría del tubo de succión

La proyección de la rama horizontal del tubo es:

Se diseñará una transición circular, al inicio del codo, a rectangular hasta la salida del tubo. El desarrollo de esta vista en planta es como sigue:

$$x_4 = 33.05 \text{ m} = L^* = 31.00 \text{ m}$$

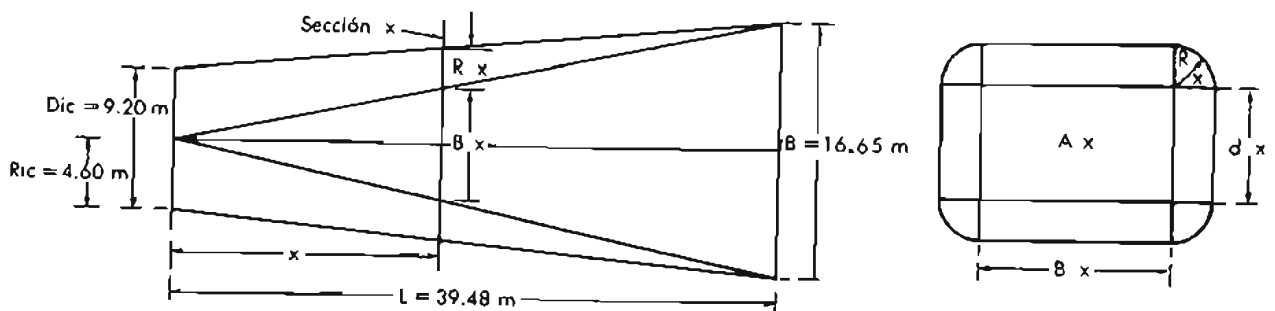


Figura 10.21. Vista de frente de la sección

En igual forma se vería el desarrollo en elevación, aunque cambiando las literales de B por d. además:

Por triángulos semejantes podemos encontrar los elementos en x, y luego hacer que se cumpla el método del cono equivalente, como sigue:

Area de la sección x, según el cono equivalente:

$$\sqrt{A_x} = \sqrt{A_3} + \frac{\sqrt{A_4} - \sqrt{A_3}}{L} (L_1 + x)$$

$$dx = \frac{X}{1} d \quad R_x = \frac{1-x}{1} R_{1c} \quad B_x = \frac{A_x - 2dx R_x - \pi R_x^2}{d_x + R_x}$$

Resolviendo en forma tabulada las fórmulas anteriores para diferentes secciones, se obtiene la geometría buscada:

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
x	d _x	1-x	R _x	2R _x	d _x + 2R _x	L ₁ + x	$\frac{\sqrt{A_4} - \sqrt{A_3}}{L} (7)$
5.00	1.52	34.48	4.20	8.40	9.92	13.00	1.990
10.00	3.04	29.48	3.58	7.16	10.20	18.00	2.770
17.38	5.29	22.18	2.70	5.40	10.69	25.38	3.870
20.00	6.08	19.48	2.37	4.74	10.82	28.00	4.290
30.00	9.12	9.48	1.15	2.30	11.42	38.00	5.830
39.48	12.00	0	0	0	12.00	47.48	7.280

B_x B_x + 2R_x.

(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)	(15)	(16)
$\sqrt{A_x}$	A _x	(2) × (5)	πR_x^2	(11) + (12)	(10) - (13)	(14) / (6)	(15) + (5)
8.92	79.90	12.78	55.50	68.28	11.62	1.18	9.58
9.69	93.90	21.75	40.20	61.95	31.95	3.14	10.30
10.79	116.00	28.50	22.90	51.40	64.60	6.03	10.43
11.21	126.00	28.80	17.60	46.40	79.60	7.42	12.16
12.75	162.00	21.00	4.16	25.16	136.84	11.98	14.28
14.20	201.00	0	0	0	201.00	16.74	16.74

Datos anteriores:

$$\begin{aligned} I &= 39.48 \text{ m} \\ R_{1c} &= 4.80 \text{ m} \\ d &= 12.00 \text{ m} \\ \sqrt{A_3} &= 6.92 \text{ m} \\ \sqrt{A_4} &= 14.18 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\frac{\sqrt{A_4} - \sqrt{A_3}}{L} = 0.1535$$

Con estos datos se puede dibujar la geometría de la instalación, y al mismo tiempo cabe diseñar un modelo hidráulico para corregir los defectos de funcionamiento.

28) Diseño de la espiral de alimentación

La velocidad permisible de entrada del agua a la espiral es

$$v_p = 0.13 \sqrt{2g H_n} = 0.13 \times 4.43 \sqrt{12} = 2.00 \text{ m/seg}$$

29) El área del canal de acceso en la entrada de la espiral que puede ser el mismo para todo el canal es

$$A_c = \frac{300}{2.00} = 150 \text{ m}^2$$

30) En primera aproximación se puede tomar como altura del canal de acceso 1.4 D₃, como indica la figura 10-15, y luego comprobar que el ancho resultante no sea exageradamente mayor que el ancho de la espiral calculada. Luego:

$$H = 1.4 D_3 = 1.4 \times 7.80 = 11.00 \text{ m}$$

31) El ancho del canal resulta

$$B_x = \frac{300}{11.00} = 27.40 \text{ m}$$

De acuerdo con la teoría del vórtice libre, se debe cumplir que

$$\frac{Q}{360 K} = (b_o - a r_o) \log \frac{r_1}{r_o} + (B - b_o) + B L_n \frac{R}{r_1}$$

$$r_1 = \frac{B - b_o}{a} + r_o$$

$$K = \frac{30 \eta_t g H_n}{\pi N} = \frac{30 \cdot 0.85 \times 9.81 \times 12}{\pi \cdot 60} = 15.9 \text{ m}^2/\text{seg}$$

$$\beta_1 = \beta_2 = 15^\circ \quad a = 2 \cot \beta = 2 \cot 15^\circ = 7.46$$

$$(b_o - a r_o) = 3.12 - 7.46 \times 5.85 = -40.48$$

donde,

b_o abertura del distribuidor; $b_o = 3.12$
 r_o radio externo del distribuidor; $r_o = 5.85$

$$\frac{Q}{360 K} = \frac{300}{360 \times 15.9} = 0.0524$$

Si se toman los ángulos de convergencia de la espiral hacia el distribuidor:

Resolviendo la fórmula para diferentes valores de φ , ó secciones radiales de la espiral, se obtiene:

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
φ	$\frac{Q}{360 K}$	$\frac{B-b_o}{a}$	r_1	r_1/r_o	$\log \frac{r_1}{r_o}$	$(b_o - a r_o) \times (6)$	$B - b_o$	(2)-(7)+(8)	$L_n \frac{R}{r_1}$	$\frac{R}{r_1}$	R	$B(m)$
0°	0	0	5.85	1.00	0	0	0	0	0	1.00	5.85	3.12
50°	2.63	0.229	6.079	1.038	0.0345	-1.40	1.71	2.32	0.480	1.61	9.80	4.83
95°	4.98	0.435	6.286	1.070	0.069	-2.80	3.25	4.53	0.711	2.03	12.78	6.37
140°	7.35	0.644	5.494	1.105	0.102	-4.06	4.80	6.61	0.836	2.30	14.90	7.92
185°	9.70	0.850	6.700	1.145	0.138	-5.60	6.33	8.97	0.950	2.58	17.21	9.45
230°	12.05	1.055	6.905	1.181	0.170	-6.90	7.88	11.07	1.000	2.71	18.70	11.00

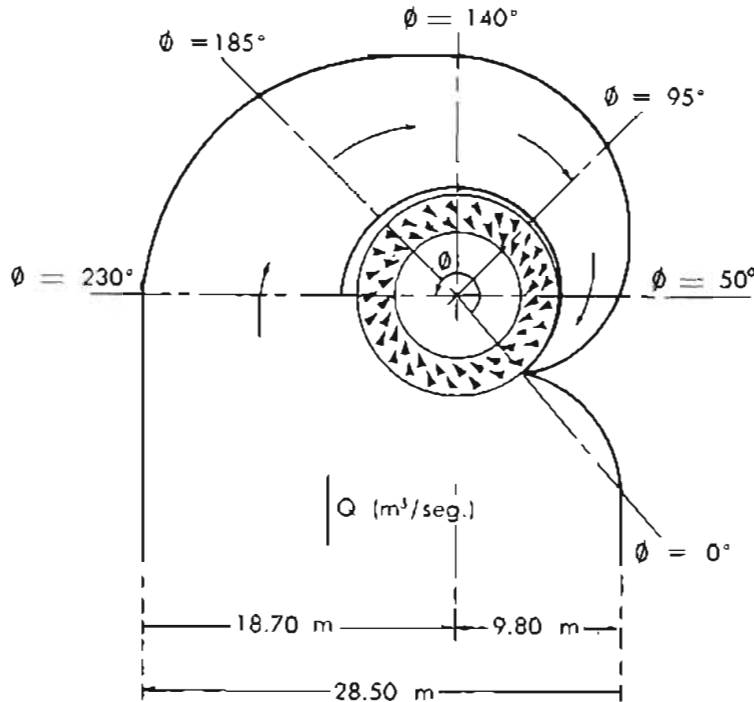


Figura 10.22. Espiral seccionada

La última columna proporciona el dato requerido: se le dio a b_0 una variación lineal desde $B = H$ x 11.00 hasta $B = b_0 = 3.12$ m

Como se puede ver por la figura siguiente:

$$R_{\phi 230^\circ} + R_{\phi 50^\circ} = 28.50 \text{ m} \doteq B_e = 27.40 \text{ m}$$

No es necesario hacer otro ajuste, sino más bien corregir el diseño directamente, viendo el funcionamiento del modelo hidráulico.

Peso aproximado de las turbinas

A) Ruedas Pelton

Mayores de 15 000 CV 2.5 a 5 kg/CV

Menores de 15 000 CV

—entre 200 y 400 m de carga 6 a 7 kg/CV
—abajo de 200 m de carga 7 a 30 kg/CV

B) Turbinas de reacción

I. Turbinas Francis

1-a) Peso de la voluta

Fórmula de A. Ténot

$$W_{e,p} = k d \delta \left(D_1 + \frac{d}{2} \right), \text{ en kg}$$

donde,

- D_1 diámetro de entrada del rodete, en m.
- d diámetro de la entrada a la espiral, en m.
- K constante que depende del material usado y tipo de ensamble; varía entre 100 y 140.
- δ espesor medio de las paredes, en mm.

1-b) Peso de la turbina con la voluta

Fórmula de D. Pavel:

$$W_u = \frac{178}{p^{0.125} H_n^{0.525}}$$

en que W_u es el peso específico de la turbina en kg/CV, se deberá agregar:

- 18 por ciento por dispositivos de control y gobierno.
- 10 por ciento por tuberías auxiliares y dispositivos de lubricación.

Conociendo el peso de una turbina del mismo tipo, pero de diferente tamaño, Berejnoj propone:

$$W' = W \sqrt[3]{\frac{H_n'}{H_n}} \left(\frac{D}{D'} \right)^{2/3}$$

donde:

W, D, H representan los valores de la turbina conocida. Si se dispone de la dimensión exacta del diámetro de la turbina, los autores soviéticos proponen:

$$W = (1.1 \text{ a } 1.8) D^3, \text{ en ton}$$

II. Turbinas hélices y Kaplan.

Fórmula de E. Mosonyi.

donde,

$$W = (1.5 \text{ a } 2.5) \frac{P^{4/5}}{H_n}, \text{ en ton}$$

H_n carga neta, en m
 P potencia, en HP

Si se tiene la medida exacta del diámetro de la turbina, los autores soviéticos proponen

$$W = (0.5 \text{ a } 0.8) D^3, \text{ en ton}$$

La fórmula de Berejnoj, también es aplicable a estas turbinas.

Empuje axial de los rodetes de las turbinas

Dicho empuje consta de tres partes: peso del rodete móvil de la turbina y del rotor del generador; carga estática de presión sobre el rodete y reacciones dinámicas del flujo. La primera parte se deduce de las expresiones dadas anteriormente; mientras que la segunda y la tercera, las dan en forma aproximada los fabricantes, de acuerdo con los siguientes criterios:

a) Turbinas Francis:

Según el criterio de la Allis Chalmers:

$$F_d = 785 k D_u^2 H_{m \Delta x}, \text{ en kg}$$

En la Fig. 10-20 se presenta una gráfica para determinar k en función de N_r .

b) Criterio soviético.

Si hay compensadores de presión hidráulicos

$$F_d = 864 k (D_1^2 - 0.75 D_2^2) H_{m \Delta x}, \text{ en kg}$$

Sin compensadores de presión:

$$F_d = 864 k D_1^2 H_{m \Delta x}, \text{ en kg}$$

En la Fig. 10-21 se incluye la gráfica correspondiente de k

c) Turbinas de hélice y Kaplan.

$$P = 785 k D^2 H_{m \acute{a}x}, \text{ en kg}$$

en que k tiene poca variación.

0.80 para 4 álabes

0.95 para 8 álabes

En la Fig. 10-22 se incluye una tabla que relaciona el número de álabes de la turbina con la N_s

N_s	400	500	600	700	> 800
Z	8-6	7-6	6-5	5-4	4

Empuje axial de los rodets de las turbinas.

a) Turbinas Francis.

Criterio norteamericano (Allis Chalmers)

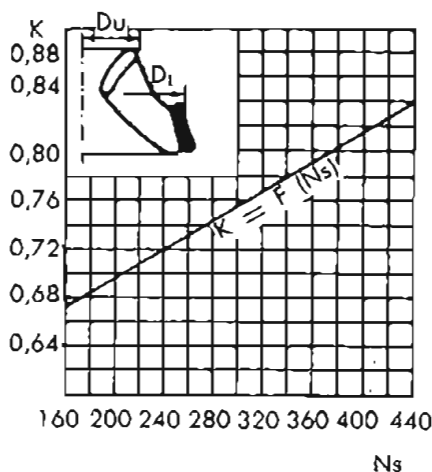


Figura 10.23. Valores de K en función de N_s

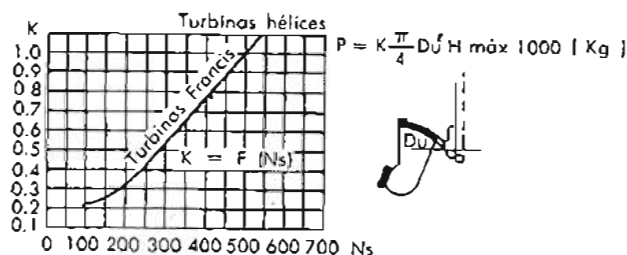


Figura 10.24. Criterio soviético.

Determinación de las dimensiones de los generadores

a) Generadores de alta velocidad angular que se utilizan en sistemas de alta carga.

La velocidad periférica máxima permisible oscila entre 160 y 170 m/seg.

Tomando en consideración ésta y la velocidad de desboque de las turbinas, el diámetro del rotor se expresa como

$$D = \frac{60 U_{m \acute{a}x}}{\pi N_{m \acute{a}x}^*}$$

donde,

D Diámetro del rotor, en m.

$N_{m \acute{a}x}^*$ Velocidad de desboque de las turbinas, en rpm.

$U_{m \acute{a}x}$ Velocidad periférica máxima, en m/seg.

En la Fig. 10-25 se dan los valores correspondientes.

La longitud del rotor se expresa como

$$l \cong \frac{K^2}{1820 U_{m \acute{a}x}^2} NP, \text{ en m}$$

en que,

K se expresa como

$$K = \frac{N_{m \acute{a}x}^*}{N}$$

N velocidad angular de la turbina a capacidad normal de operación, en rpm.

P Potencia generada, en KVA

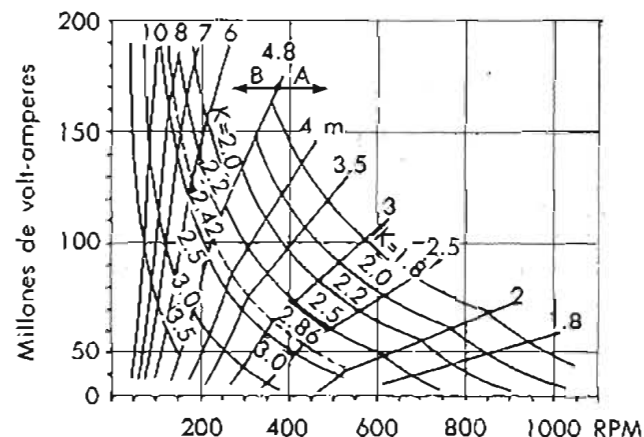


Figura 10.25. Valores de K , para determinar la longitud de los rotores de los generadores

Central hidroeléctrica, País	Potencia (kVA)	Voltaje (V)	Velocidad (rpm)	Frecuencia (cps)	Número de polos en polos	Diámetro del rotor (m)	Diámetro del generador (m)	Efecto de volante ($N \cdot m^2$)	Peso		Velocidad periférica (m/seg)	Empuje en el labio del colector (t)
									del rotor (t)	total (t)		
Wynau II, Aar, Suiza	7,700	8,800	107.3	80	28	-	-	300	-	88	-	-
Yuzubá, Tlaxa, Hungría	4,800	8,750	78	80	40	8.0	7.8	1,800	70	110	23.5	300
Eglau, Ródan, Suiza	8,150	8,500	83.3	80	38	8.8	8.0	1,400	-	123	28.8	80
Olten-Gösgen, Aar, Suiza	7,000	8,000	83.3	80	36	-	-	1,180	-	180	-	-
Chancy-Paugny, Rhona, Suiza/Francia	7,000	11,000	83.3	80	36	8.9	8.0	7,700	-	-	30.0	770
Karbach, Danubio, Alemania	8,500	8,300	78	60	40	7.8	8.2	2,800	110	237	29.8	700
Vargen, Göta Aa, Suecia	17,000	11,000	48.8	80	84	-	-	-	-	-	-	800
Omer Falk, Victoria Alto, Uganda	18,700	11,000	180	80	20	8.9	7.8	885	130	-	48.2	-
Aussersims AUsterrain, Aar, Suiza	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Oerlikon Engineering Company	27,000	8,700	100	80	30	7.7	8.0	8,200	180	243	40.4	800
Brown, Boveri and Co. Ltd.	26,000	11,000	100	16 1/2	10	7.0	8.0	6,870	226	377	36.7	800
Birsfelden, Ródan, Suiza	26,000	8,800	88.2	80	44	11.28	14.0	20,000	760	308	40.0	800
Karna, Karna, URSS	26,300	10,500	126	80	74	8.5	-	3,700	-	268	42.8	-
Verbak, Rhona, Suiza	27,500	18,000	138.4	80	22	8.0	7.8	3,100	148	300	42.8	850
Bimbach-Braunau, Inn, Alemania/Austria	32,000	10,800	83.3	80	38	8.3	-	8,000	180	270	38.2	880
Reichen-Schönbrunn, Ródan, Suiza	32,800	10,800	78	80	40	8.4	11.0	12,800	280	-	38.8	800
Ylva-Perstorp, Danubio, Austria	48,000	10,300	88.2	80	44	10.0	-	18,800	288	408	28.7	-
Arundé Mandat, Rhona, Francia	80,000	10,800	107	80	28	8.4	10.3	18,000	-	-	47.0	-
Kulbreyer, Vajga, URSS	123,800	12,800	88.2	80	44	14.3	17.4	121,000	674	1880	61.0	2400

Figura 10.26. Características de los generadores de baja velocidad angular

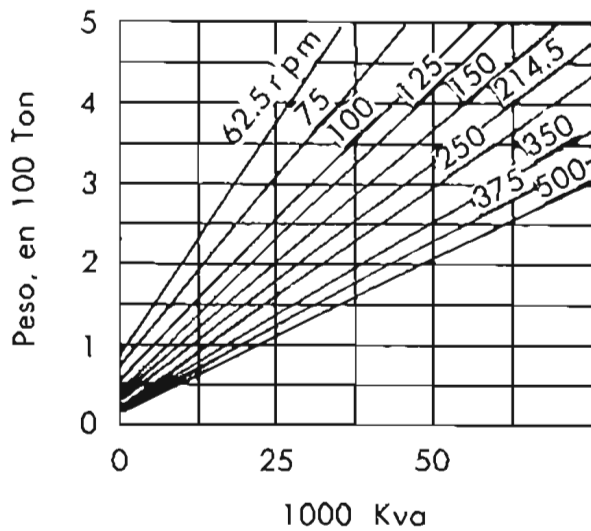


Figura 10.27. Diámetro de los generadores

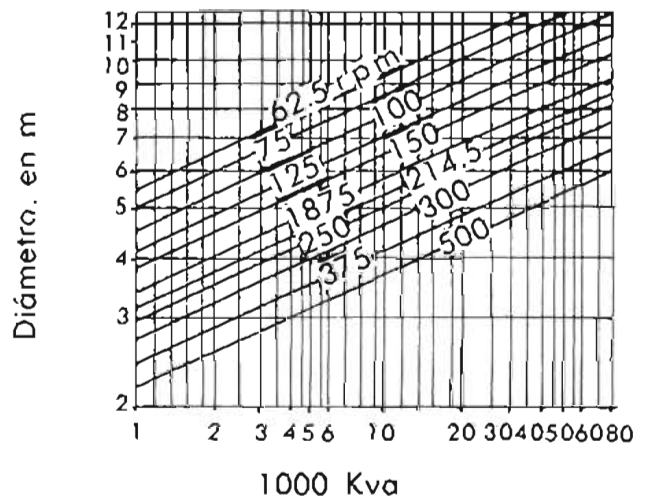


Figura 10.28. Peso de los generadores

Peso aproximado de generadores

a) Generadores de alta velocidad angular

Peso específico de generadores trifásicos según M. Mainardis

Potencia normal (kVA)	Voltaje normal (kV)	Velocidad (r.p.m.)	Peso (ton)	Peso específico (kg/kVA)
110 000	13,8	300	850	6,90
80 000	10,3	428,6	336	4,20
70 000	16	428,6	450	6,43
70 000	10	600	325	4,65
60 000	10	428,6	470	7,00
55 000	10	600	330	6,00
35 000	16	600	210	6,00
32 000	10	600	166	5,16
26 000	10	604	154	5,90
25 500	10	375	156	6,10
22 000	6	250	225	10,20
22 000	8	300	178	8,10
22 000	8	428,6	130	6,90
20 000	10	300	152	7,60
17 500	10	420	126	7,20
15 000	10	620	98	6,50
15 000	10	420	103	6,90
15 000	10	262	125	8,30
15 000	6	214,3	184	12,30
15 000	4	100	260	17,30
14 500	11	187,5	180	11,00

Potencia normal (kVA)	Voltaje normal (kV)	Peso (ton)	Velocidad (r.p.m.)	Peso específico (kg/kVA)
14 000	10	600	76	5,40
13 000	10	500	74	5,70
11 500	6	600	72	6,25
10 600	9,5	800	72	6,85
10 000	10	262	130	13,00
9 000	8	300	103	11,45
9 000	8	600	62	6,90
8 000	12	375	76	9,50
8 000	10	180	120	15,00
8 000	8	600	61	7,65
7 500	10	600	49	6,55
7 000	6	1000	42	6,00
5 000	8	1000	33	6,65
5 000	12	260	63	12,70
4 750	4	504	40	8,50
4 250	10	252	68	16,10
4 200	6	167	83	19,80
3 600	6	252	70	20,00
3 000	10	316	43	14,50
2 220	10	420	25	11,25

Figura 10.29. Peso aproximado de generadores de alta velocidad angular

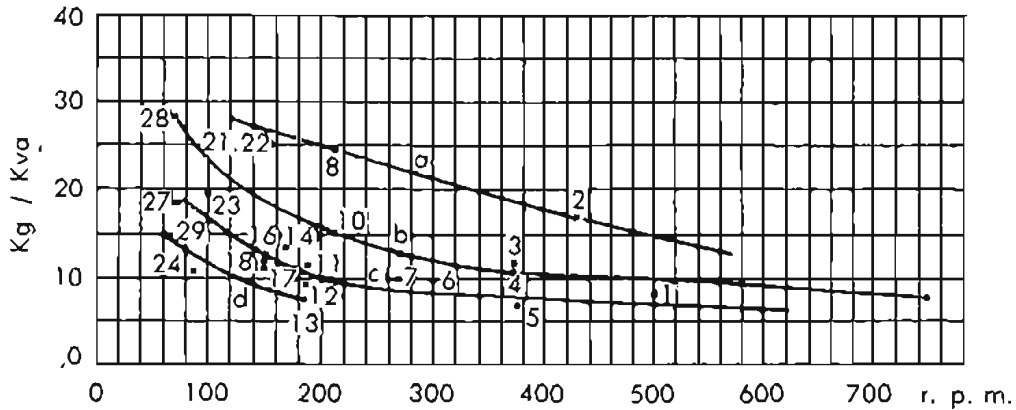


Figura 10.30. Peso aproximado de generadores de baja velocidad angular

CAPITULO 11

CENTRALES HIDROELÉCTRICAS DE ACUMULACIÓN POR BOMBEO

Centrales Hidroeléctricas de Acumulación de Bombeo

El consumo de energía ha aumentado tanto en el mundo y los energéticos es han vuelto tan costosos, que se han tenido que buscar nuevas e ingeniosas formas de utilizar los recursos existentes

Uno de esos métodos ha sido el de acumulación hidráulica por bombeo, que es un sistema seguro y rápido, cada día más económico, comparado con otros métodos de generación.

El sistema consiste básicamente en poner dos embalses, uno aguas arriba y otro aguas abajo. En los momentos en que el sistema demanda mucha carga, el agua fluye desde arriba hacia abajo, accionando las turbinas. Cuando la demanda es muy baja, normalmente de la 1 a las 6 de la mañana, entonces se bombea el agua de abajo hacia arriba, tomando energía de un sistema interconectado.

Aunque al bombear el agua al embalse de acumulación a fin de tenerla disponible en los momentos de mayor consumo para cubrir los picos de carga, se pierde un 25%, la diferencia del valor efectivo entre la energía fundamental y la energía de punta se justifica enteramente este procedimiento.

—Por otra parte, en redes de distribución que trabajan con un sistema de telerregulación de frecuencia y potencia, de acuerdo con la curva de carga dictada por el consumo, queda principalmente a cargo de las centrales térmicas, tanto nucleares como de combustible fósil.

La operación de este tipo de plantas es tanto más rentable cuanto mayor es su factor de utili-

zación. En servicio ininterrumpido es muy conveniente pues con cada parada y nuevo arranque aumentan el consumo de combustible y el costo de mantenimiento.

Además las plantas termoeléctricas no se pueden poner en operación y parar debido a los problemas térmicos en las calderas y en los turbo-generadores. — Su explotación debe ser continua y uniforme, y el tiempo de utilización el más largo posible. La potencia para cubrir los picos de carga tendrá que ser suministrada por otras centrales, y aquí es donde encuentran su principal aplicación las plantas hidroeléctricas de acumulación por bombeo.

Este tipo de plantas fueron construidas inicialmente en Alemania Occidental (Hotzenwald) Estados Unidos (Jard's Creek, Taum Sauk, Cornwall) Luxemburgo (Vianden), etc.

Hoy día se han construido en casi todos los países industrializados, en donde los otros recursos ya se van agotando (Escocia, Japón, Suecia, Suiza, España, etc.)

La evolución, históricamente, ha ocurrido como sigue:

1. Turbina con generador y bomba con motor separado.
2. Turbina y bomba con un moto-generador común.
3. Turbobomba reversible.

Los factores que se deben tomar en cuenta, para escoger entre los 3 diferentes arreglos usados actualmente son: costo, eficiencia, rango de cargas, manera de operar el sistema, tipo de arranque permitido, etc.

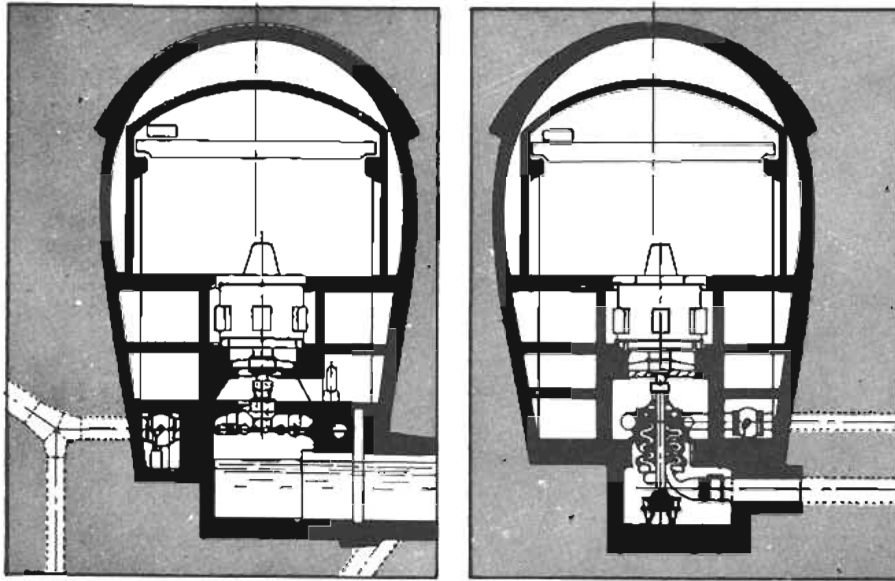


Figura 11.1. Planta con turbina y bomba separadas
 Turbina Pelton vertical
 $H_{\text{máx}} = 1\ 000\ \text{m}$
 $P_{\text{máx}} = 150\ \text{MW}$
 $n = 600\ \text{r.p.m.}$
 Bomba vertical de 4 pasos
 $H_{\text{máx}} = 1\ 015\ \text{m}$
 $P_{\text{máx}} = 142.5\ \text{MW}$
 $n = 600\ \text{r.p.m.}$
 (Cortesía, Escher Wyss)

Arreglo No. 1.

Turbina con generador y bomba con motor separado.

La bomba y la turbina están colocadas en lugares diferentes de la casa de máquinas, según se muestra en la Fig. 11-1, y sólo tienen en común las tuberías.

Arreglo No. 2

Turbina y bomba con moto-generador común.

La Figura 11-2 es un ejemplo de este arreglo, y muestra el corte de la planta, de Montamara en España (Cortesía, Escher Wyss).

La Turbina, la bomba y el moto-generador están conectados por la misma flecha. El ahorro si se compara con el arreglo No. 1 se obtiene usando una máquina eléctrica común. Este arreglo es especialmente adecuado para cargas de 600 a 1 400 metros.

Para mayor claridad se presenta como ejemplo la planta española de Montamara la cual, tiene un elemento adicional que se usa en algunas plantas y que consiste en una bomba alimentadora de ayuda, situada en la parte inferior.

En la Fig. 11-3 se muestra un arreglo de 3 máquinas, pero en forma horizontal, que corresponde a la planta de Vianden, en Luxemburgo.

Este tipo de arreglo está constituido por una turbina Francis y una bomba de doble flujo con un cople entre moto-generador y la bomba el cual permite desconectarla cuando la turbina está operando, con objeto de lograr la máxima eficiencia.

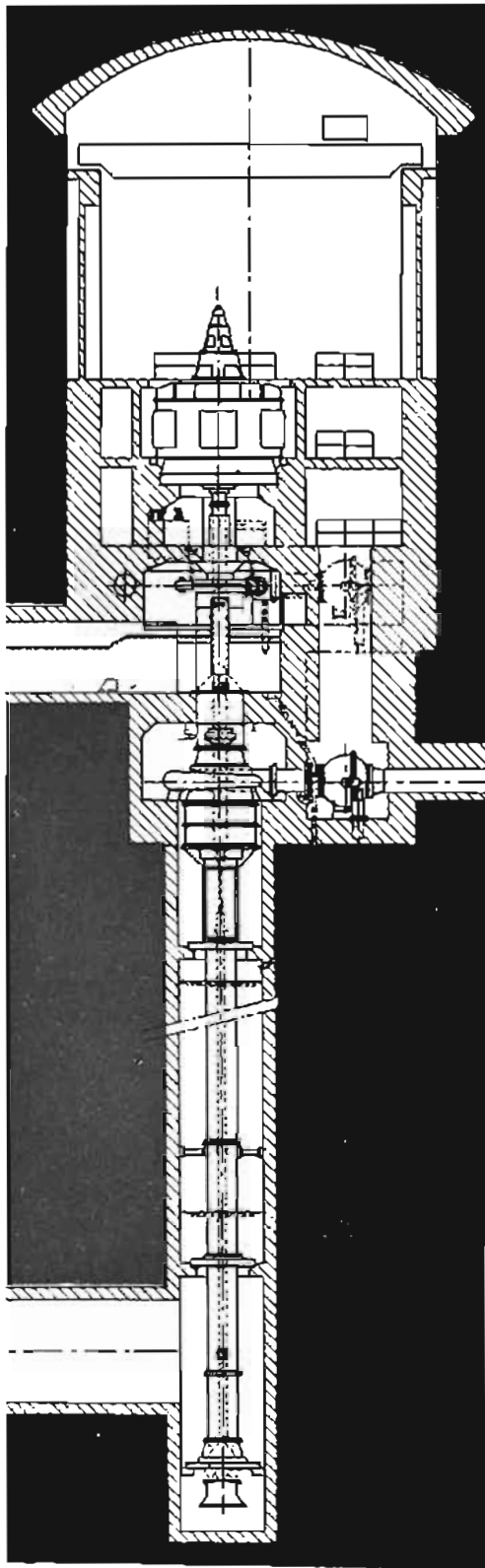
Durante la operación de la bomba, la turbina está girando "en aire" lo cual causa pérdidas por ventilación de aproximadamente 2-3%. La mencionada pérdida es considerable porque rigurosamente no sólo está impulsando aire, sino una mezcla de aire y agua, producto del agua de los laberintos de la turbina.

Si se desea eliminar esta pérdida se deben colocar coples de fácil desconexión en ambos extremos de la flecha.

La Fig. 11.4. muestra otro arreglo, con disposición vertical, donde la turbina ocupa la parte superior y la inferior, la bomba. Este arreglo se recomienda para cargas de 200 a 500 m. Las pérdidas de ventilación resultantes se han reducido al mínimo, por adopción del sistema mostrado, que es un sistema patentado por Escher Wyss.

MAQUINAS REVERSIBLES

En la Fig. 11-5. se muestra un ejemplo de esta disposición, correspondiente a la décima máquina de la planta de VIANDEN, en Luxemburgo. Esta máquina reversible, con alabes ajustables, desarrollada en la década de los cincuenta, ha llegado a ser



la más aconsejable para grandes aprovechamientos, ya que puede manejar grandes caudales. En lo que se refiere a cargas, esta turbobomba es aplicable a cargas de 100 a 500 metros. Esta restricción se debe al alto par que se tiene sobre los muñones durante la transición de operación turbina a operación bomba.

En lo que se refiere a costos, la dispersión es muy ventajosa, ya que reduce a la mitad el número de tuberías, válvulas, etc. Sin embargo, la turbobomba tiene menor eficiencia (Fig. 11-11) cuando gira con el mismo número de revoluciones en la "operación turbina" y en la "operación bomba".

Dentro del rango de operación $Ku/Ku_{F opt} = 1.2$ a 1.4 de la turbobomba, la eficiencia de la turbina va de un 3 a 4% abajo del valor pico obtenido por una Turbina Francis con un rango de operación $Ku/Ku_{F opt} = 0.9$ a 1.1 (Véase Fig. 11-7).

Este inconveniente de la turbobomba podría ser eliminado adoptando dos velocidades diferentes, una para la "operación bomba" y otra para la "operación turbina"; pero ello complica mucho la máquina. Se hacen análisis comparativos entre el costo de éste y la reducción resultante en la eficiencia.

Finalmente, las turbobombas necesitan mayor tiempo para cambiar de una operación a otra.

La Fig. 11-8. muestra otro arreglo, esta vez ejemplificado por la planta Z' Mutt, en Suiza; que consiste en una turbobomba de dos pasos, doble flujo con álabes directores fijos. Este diseño es muy parecido al de las bombas de varios pasos, y se puede usar para cargas mayores de 500 metros, sin tener que recurrir a un arreglo de tres máquinas.

Se están desarrollando turbobombas de dos pasos, con álabes móviles.

La Fig. 11-6 muestra un interesante arreglo. Un extremo de la flecha del motogenerador se conecta a la turbobomba el otro a una bomba de un solo paso. Para la "operación turbina" sólo se usa la entras que en la "operación bomba" operan ambas máquinas hidráulicas conectadas en serie o bien en "Tandem".

Figura 11.2. Planta con bomba, turbina y moto-generador.

Planta de Montamara, España

Turbinas verticales, tipo Pelton (2)

$H_{m\acute{a}x} = 627.8$ m

$P_{m\acute{a}x} = 45.3$ MW

$n = 600$ r.p.m.

Bombas verticales de 4 pasos (2)

$H_{m\acute{a}x} = 654.6$ m

$P_{m\acute{a}x} = 46.7$ MW

$n = 600$ r.p.m.

Bombas de ayuda (2)

$H_{m\acute{a}x} = 38.9$ m

$P_{m\acute{a}x} = 2.83$ MW

$n = 600$ r.p.m.

(Cortesía, Escher Mussy)

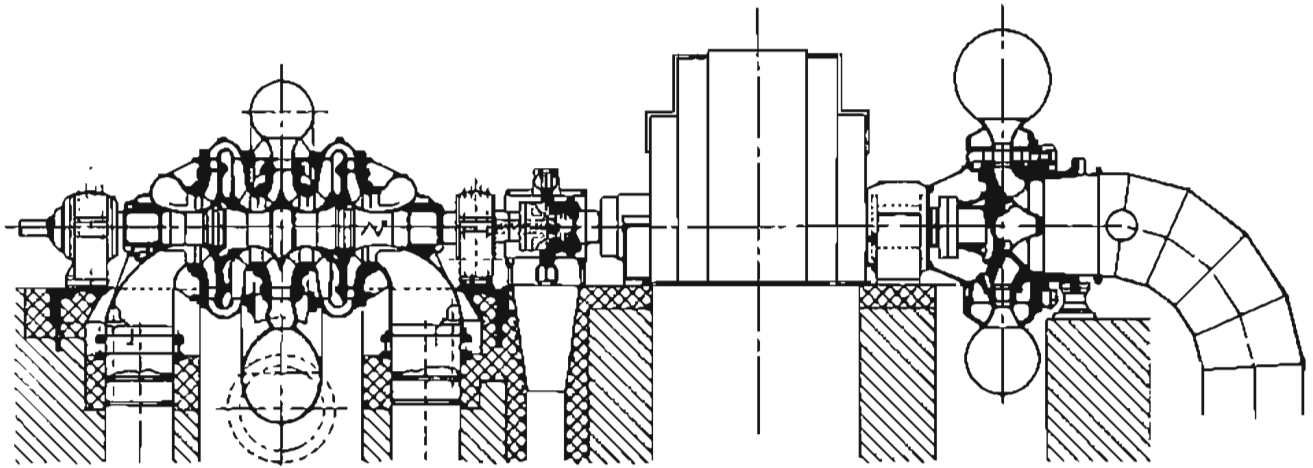


Figura 11.3. Arreglo horizontal de 3 máquinas (Planta Vianden Luxemburgo) Cortesía, Escher Wyss.

Turbinas Francis (9)
 $H_{\text{máx}} = 287.8 \text{ m}$
 $P_{\text{máx}} = 105 \text{ MW}$
 $n = 428.6 \text{ rpm}$

Bomba de 2 pasos (9)
 $H_{\text{máx}} = 292 \text{ m}$
 $P_{\text{máx}} = 68.3 \text{ MW}$
 $n = 428.6 \text{ r.p.m.}$

En la Figura 11-9 se muestra un arreglo particular, la turbobomba "isogiro". Esta máquina tipo contiene un doble rodete, con el "rodete bomba" de un lado y el "rodete turbina" del otro. Los álabes del distribuidor fijo del lado de la bomba y los álabes del distribuidor móvil del lado de la turbina están conectados a una carcasa espiral común. Se usan dos válvulas de cierre.

El doble rodete está diseñado para eficiencia óptima en ambas operaciones; sin embargo, esta ventaja se ve parcialmente disminuida debido a las pérdidas por ventilación. Con relación al costo, la turbobomba isogiro es muy conveniente puesto que sólo se requiere una carcasa y una tubería.

Costos y eficiencias

En la Fig. 11-10 se comparan los costos de los tres arreglos principales.

$K = \frac{K'}{K}$, = precio relativo $K =$ precio de una unidad de 300 MW con coples, válvulas tubo de desfogue, y tubería bifurcada.

No incluye el precio del motor generador.

K' precio de una unidad de 300 MW y 100 m de carga compuesta, en arreglo de 4 unidades.

El costo total del equipo mecánico incluye las máquinas hidráulicas, con sus equipos de regulación, válvulas, tuberías de desfogue y su tubería bifurcada, pero no el moto-generador.

En este estudio de costo, y particularmente de eficiencia, se consideran las siguientes suposiciones y restricciones:

- Se tomó la más alta velocidad específica posible, sin considerar las posibles restricciones por sumergencia.
- Con la excepción de las turbobombas de varios pasos, la potencia indicada corresponde a la eficiencia pico de cada máquina.
- Las máquinas de un solo tipo tienen postigos o portillos (Wicket gates)
- Las turbinas de varios pasos tienen distribuidores fijos y por consiguiente, carecen de regulación. La potencia indicada en los diagramas de 300 MW es válida a eficiencia máxima durante la operación de la bomba; para la operación de la turbina, se considera la misma carga, y para fines de comparación se aceptan las correspondientes potencias y eficiencias aun cuando en la realidad la potencia que produce la turbina es siempre menor que la que requiere la bomba.
- Se considera la velocidad sincrónica.
- No se consideran pérdidas por ventilación.

Analizando la Fig. 11-10 se observa que el costo del arreglo con 4 máquinas es el más caro; si bien no se ha considerado el costo del moto-generador. De haberlo hecho, la cuantía sería todavía mucho mayor.

También se observa en la gráfica que el monto decrece sensiblemente al aumentar la carga. El precio del arreglo de tres máquinas es mayor debido a la baja velocidad de la turbina de impulso.

$\eta = \eta_t / \eta_p =$ eficiencia relativa
 $\eta_t =$ eficiencia de una unidad de 300 MW
 $\eta_p =$ eficiencia de un conjunto (300 MW) de 4 máquinas (carga = 100 metros)
 $\eta = \eta_t \cdot \eta_p$
 $\eta_t =$ eficiencia máxima de la turbina
 $\eta_p =$ eficiencia máxima de la bomba

La Fig. 11-11 muestra la eficiencia relativa η para una unidad de 300 MW, en función de la carga. η representa el producto de las eficiencias pico de la bomba y turbina a la misma carga.

Las eficiencias de los arreglos de 3 y 4 unidades son las mismas, si se desprecian las pérdidas por ventilación.

Aunque el diagrama 11-11 es sólo aproximado,

debido a las suposiciones y restricciones que se muestran claramente, se establece la diferencia entre las eficiencias de los grupos de 2 máquinas con los otros.

Del estudio de estas gráficas se concluye la necesidad de calcular con precisión cuál es la diferencia en costo que nos produce un aumento de eficiencia de 1%, ya que ambos factores son contrarios, existiendo una decisión óptima para cada caso.

Por fin, cotejaremos los tiempos de los diferentes arreglos. Desde luego, esto se trata de un cálculo aproximado y solamente tiene un carácter indicativo para fines de comparación.

La tabla 11-12 da los valores calculados para varias máquinas de 230 MW que operen bajo una carga de 330 metros.

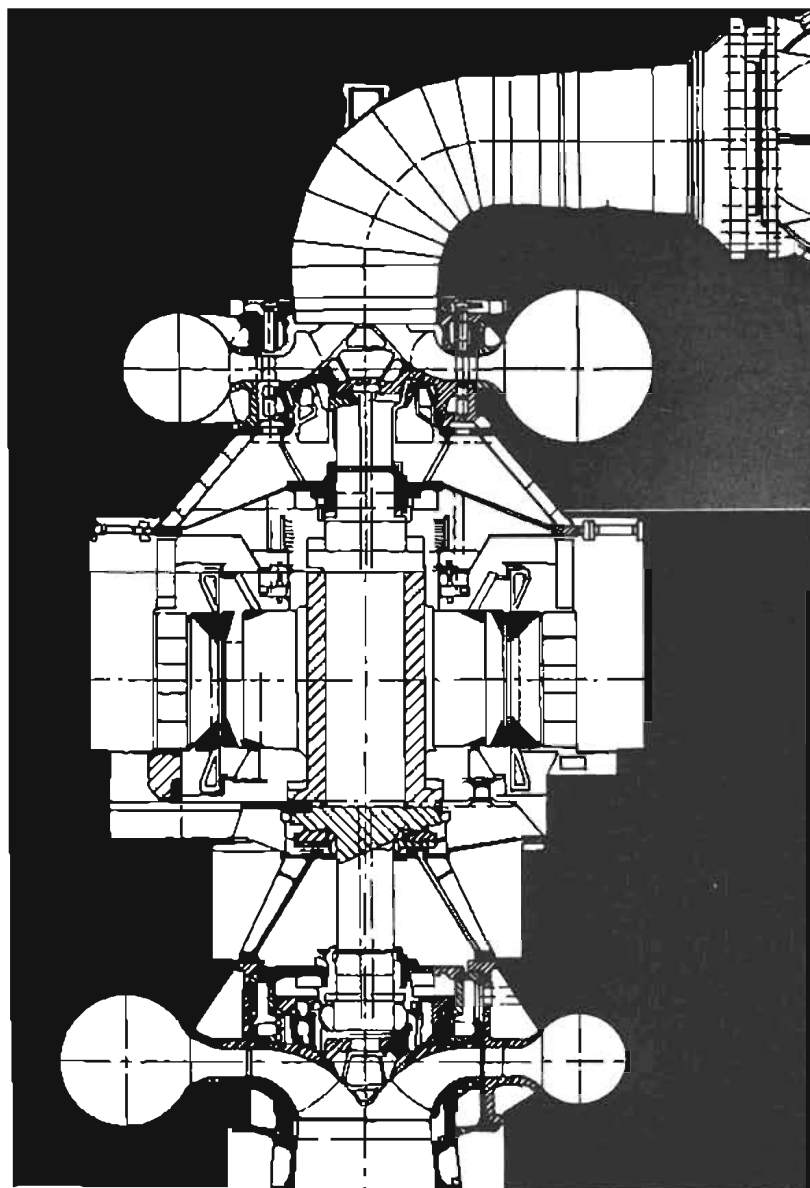


Figura 11.4. Arreglo de 3 máquinas con la turbina Francis arriba y la bomba abajo del moto-generador.

Planta Waldeck II — Alemania.
 Turbinas Francis verticales (2)
 $H_{\text{máx}} = 338 \text{ m}$
 $P_{\text{máx}} = 238 \text{ MW}$
 $n = 375 \text{ r.p.m.}$

Bombas de un paso (2)
 $H_{\text{máx}} = 343.4 \text{ m}$
 $P_{\text{máx}} = 254 \text{ MW}$
 $n = 375 \text{ r.p.m.}$
 (Cortesía, Escher Wyss)

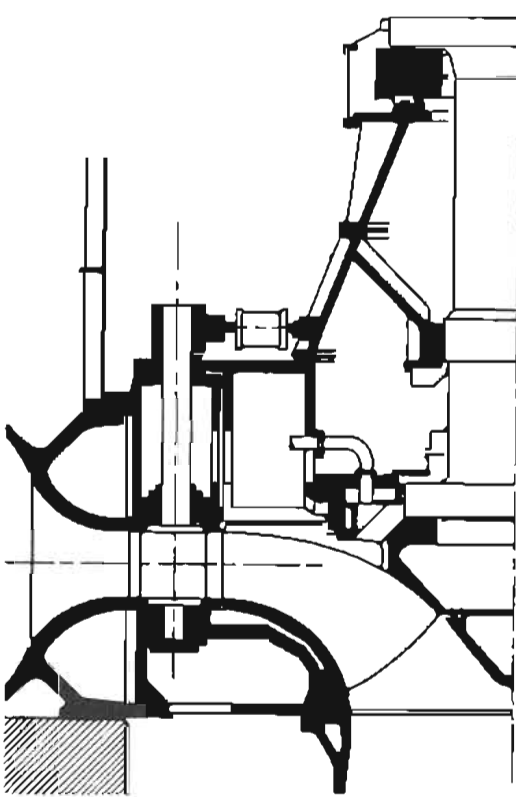


Figura 11.5. Turbobomba reversible vertical, simple flujo.
Planta Vianden-Luxemburgo

Bomba
 $H_{\text{máx}} = 294.7 \text{ m}$
 $P_{\text{máx}} = 215 \text{ MW}$
 $n = 333.3 \text{ r.p.m.}$

Turbina
 $H_{\text{máx}} = 287.1$
 $P_{\text{máx}} = 196.4 \text{ MW}$
 $n = 333.3 \text{ r.p.m.}$
 (Cortesia, Escher Wyss.)

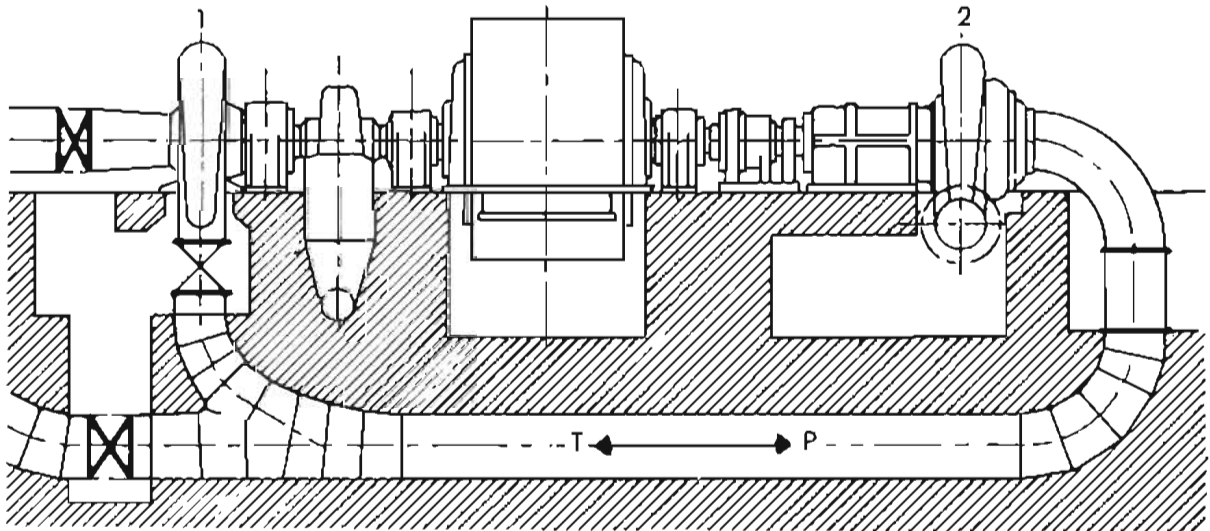


Figura 11.6. Arreglo de turbobombas para cargas altas, combinación de una bomba de un solo paso (1) y una turbobomba reversible (2).

Como regla general, las turbo-bombas reversibles requieren mucho más tiempo que las demás para parar el proceso de bombeo y para cambiar de la fase de generación a la de bombeo, razón por la cual, en muchos casos en que se requiere efectuar estas

operaciones con rapidez se opta por el arreglo de 3 máquinas.

En este capítulo se ha tratado de dar una idea acerca de estas turbobombas, que son máquinas cuyo diseño necesita todavía mayor elaboración, pero su empleo irá aumentando con el tiempo.

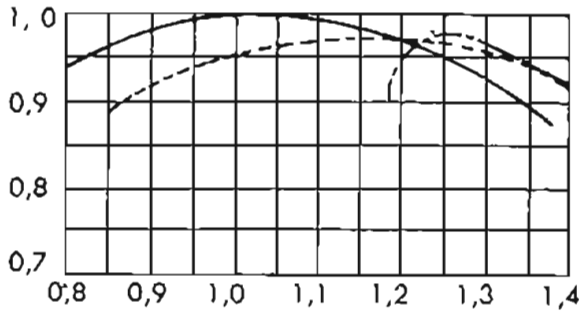
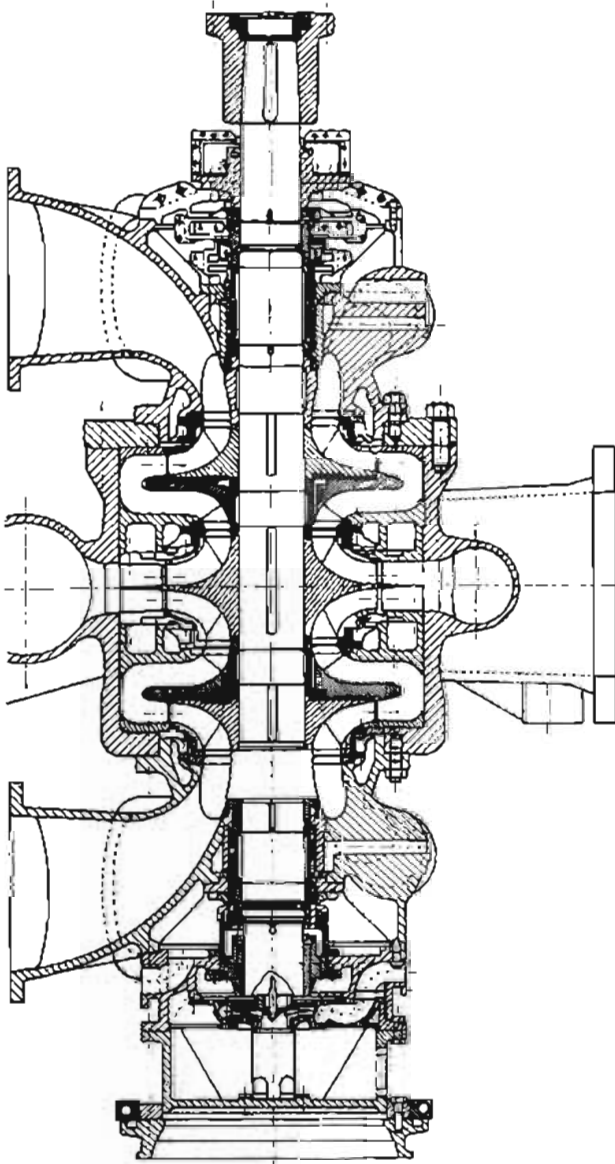


Figura 11.7. Curvas de eficiencia relativa de una turbina Francis (Ft) y de una turbobomba (pt), como función de la velocidad periférica específica.

(Cortesía, Escher Wyss)



Referencias

1. Mühlemann, E.H. *Arrangements of Hydraulics Machines for Pumped Storage and Comparison of Cost, Efficiency and Starting Time.*(Escher Wyss, 1972/1).
2. Osterwalder, J. *Tailwater Depression of Multi-Jet Impulse Turbines*, *Water Power*, sept. 1966, p. 358.
3. Harza, Richard D. *Hydro and Pumped Storage for Peaking*, *Power Engineering*, oct. 1960, p. 81.
4. Isaaksson, Gunnar, Tore Nilsson, Bertil Sjostrand, *Pumped Storage Power Plants with Underground Lower Reservoir*, Conferencia Mundial de Energía, 1968. Artículo 160, p. 6.
5. Baumann, Kurt, *3-Unit-Pumped-Storage Sets of Simplified Design*, Simposio de IAHR, 1970, Art. C3.
6. Meier, W. "Pump-Turbines", *Escher Wyss News*, 162/2, p. 6.
7. Meier, W. "Hydraulische Maschinen für Pumpspeicherwerke", *Bulletin SEV* 56/1965/7,3, abril, p. 241.
8. Lieber, J. "Turbine-Pompe Isogyre", *Bulletin ASF56* (1965) 8, 17 abril, p. 313.
9. Lecher, W. W Meier and D. Florjancic. *Considération ausujet de la puissance unitaire la plus économique des machines hydrauliques équipant les installations d'accumulation par pompage*, VII Conferencia Mundial de Energía 1968, Art. No. 217, section C2.
10. Kraft, Werner "Das Krafthaus des Pumpspeicherwerkes Rönkhausen", *Siemens Zeitschrift* 42 (1968), Cuaderno 6.
11. Florjancic, D. "Problems in Starting-up Large Pump turbines", *Technical Review Sulzer* No. 4 (1967).

Figura 11.8. Arreglo de turbobomba reversible de 2 pasos doble flujo, eje vertical

Planta Z'Mutt Suiza

BOMBA

H máx = 375 m

P máx = 12.9 mw

n = 1500 r.p.m.

TURBINA

H máx = 490 m

P máx = 17.6 mw

n = 1500 r.p.m.

(Cortesía Escher Wyss)

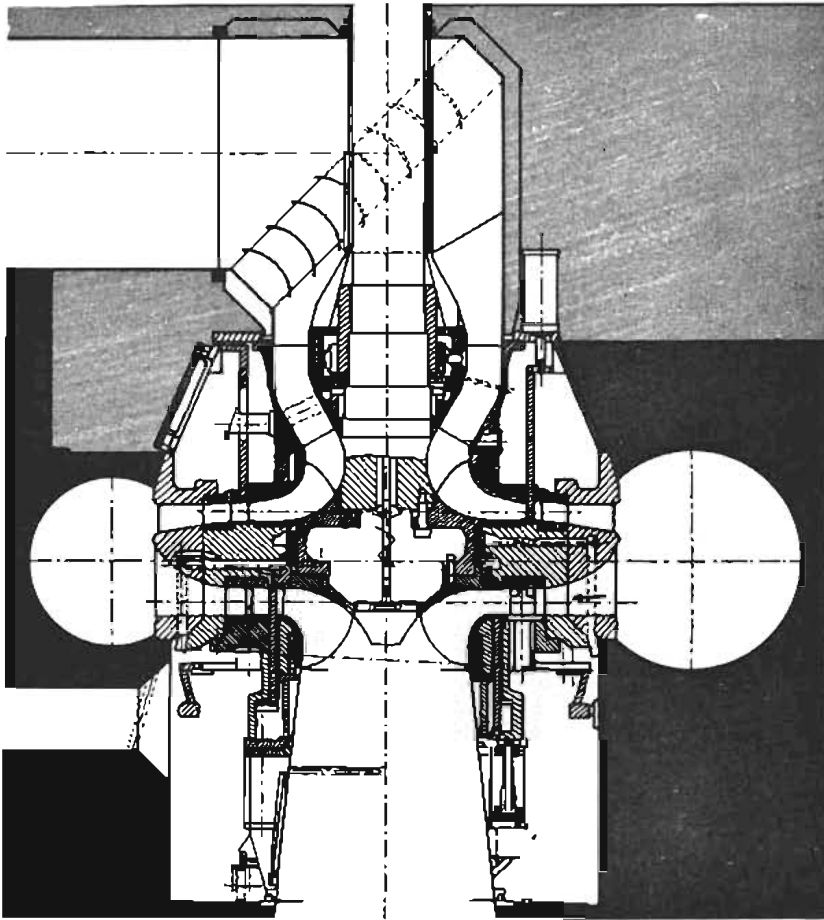


Figura 11.9. Turbobomba "isogiro", con doble rodete; bomba arriba y turbina abajo, con una flecha común.

(Cortesía, Escher Wyss)

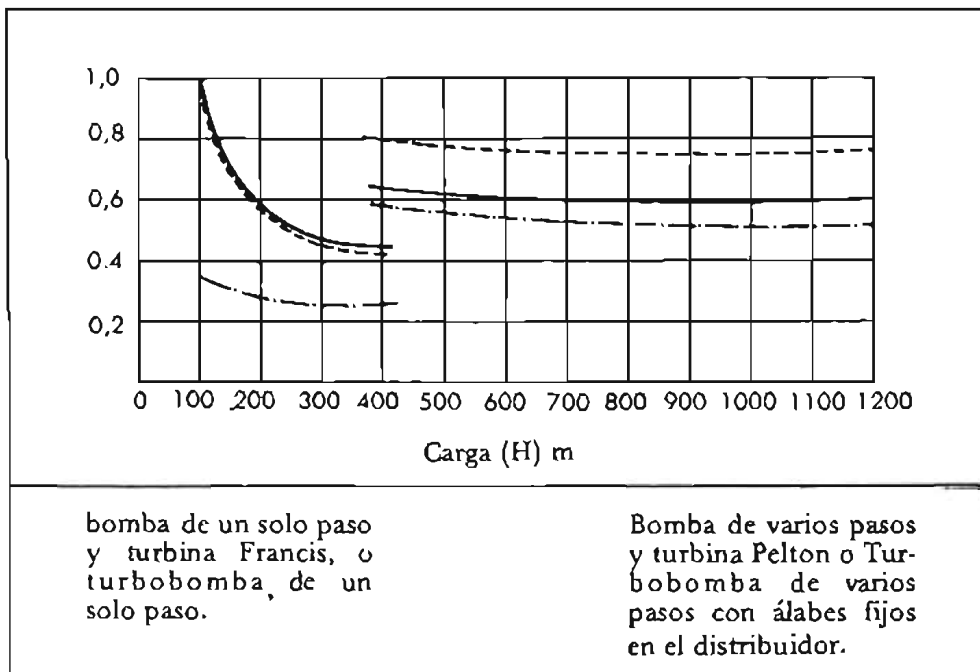
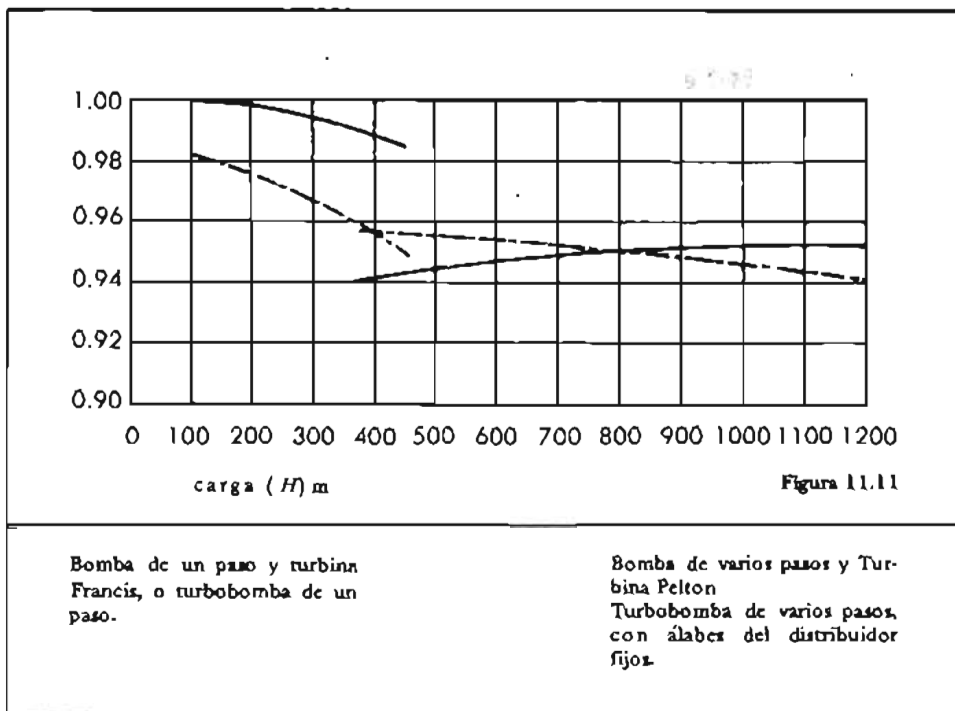


Figura 11.10. Comparación de costos para los tres arreglos fundamentales para hidroeléctricas de acumulación por bomba (Potencia unitaria = 300 MW)



	<i>Paro a plena carga de la turbina</i>	<i>Paro a plena carga de la bomba</i>	<i>Plena carga de la turbina a plena carga de la bomba</i>	<i>Plena carga de la bomba a plena carga de la turbina</i>
4 máquinas (llenas de agua)	80	120	< 90	< 70
3 máquinas (llenas de agua)	80	120	90	70
3 máquinas con convertidor de par (llenas de agua)	80	90	60	70
3 máquinas tipo Fig. 11-4 (aceleración en aire de la bomba)	80	85	70	70
2 máquinas reversibles (tubo bomba) aceleración en aire de la bomba	80	340	470	70

Figura 11.12. Tiempos de arranque y cambio de máquinas de 230 MW, trabajando con 330 m de carga.

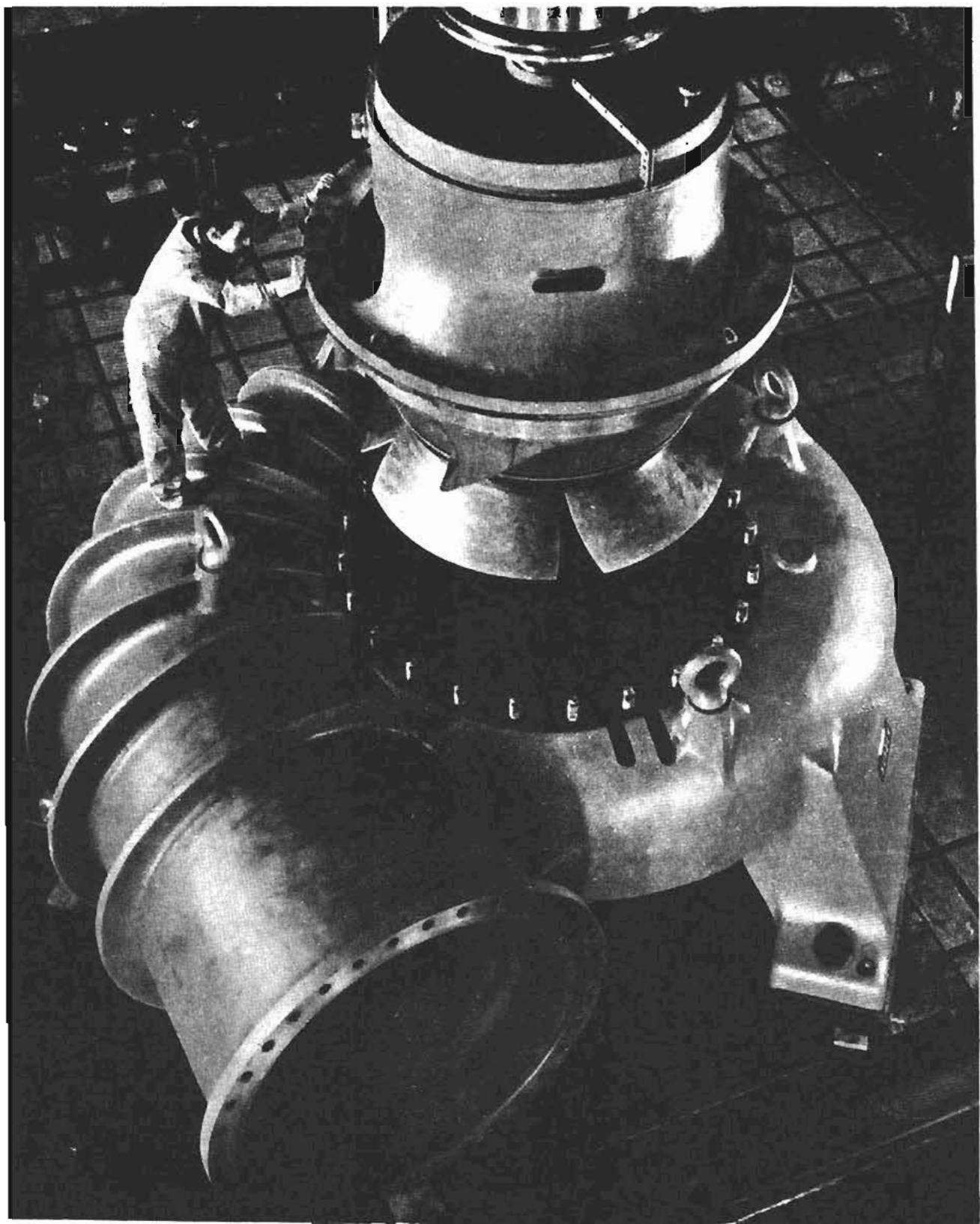


Figura 11.13. Tubo-Bomba semi-axial con paletas orientables para la central hidroeléctrica de acumulación por bombeo de Sesquilé Colombia. Las potencias límites en servicio como bombas y como turbina son de 3855 CV y 4574 CV respectivamente a 450 r.p.m. Carga (32 a 39 m) Gasto 8000 y 12000 lts./seg. respectivamente (Cortesía Suizer)

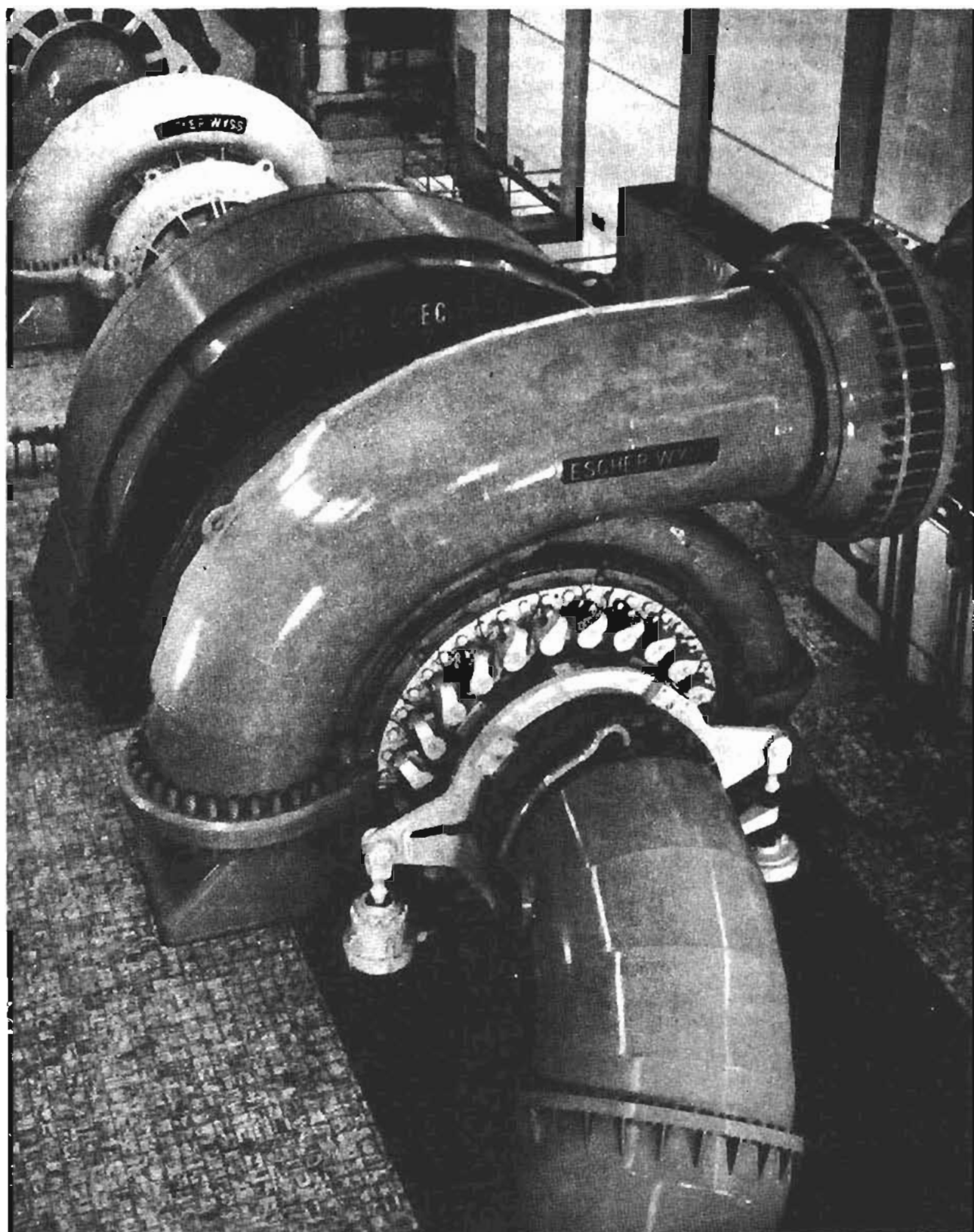


Figura 11.14. (Uno de los 9 juegos en la Planta Hidroeléctrica de acumulación por bombeo situada en Vianden, Luxemburgo. En primer lugar la turbina Francis de 105 MW seguido del Moto-generador ACEC y finalmente la bomba de varios pasos (Cortesía Escher Wiss)

Turbobombas modernas de reciente instalación. Como se ha mencionado, en todos los grandes países industrializados, como Japón, Estados Unidos, etc. se han instalado grandes turbobombas, en las que han destacado los fabricantes japoneses.

Como un ejemplo daremos detalles de la planta de Ludington, la cual, en el momento que se escribe este libro, tiene las mayores unidades del mundo.

Esta planta está en la costa del Lago Michigan, en un punto situado a 6.5 km de la ciudad de Ludington, Estado de Michigan, Estados Unidos.

Usa el Lago Michigan como vaso de almacenamiento inferior y un gigantesco lago artificial, construido en las montañas cercanas, como vaso de almacenamiento superior. Entre los dos existe una diferencia de unos 100 metros.

La Fig. 11-15 muestra un croquis de las correspondientes alturas:

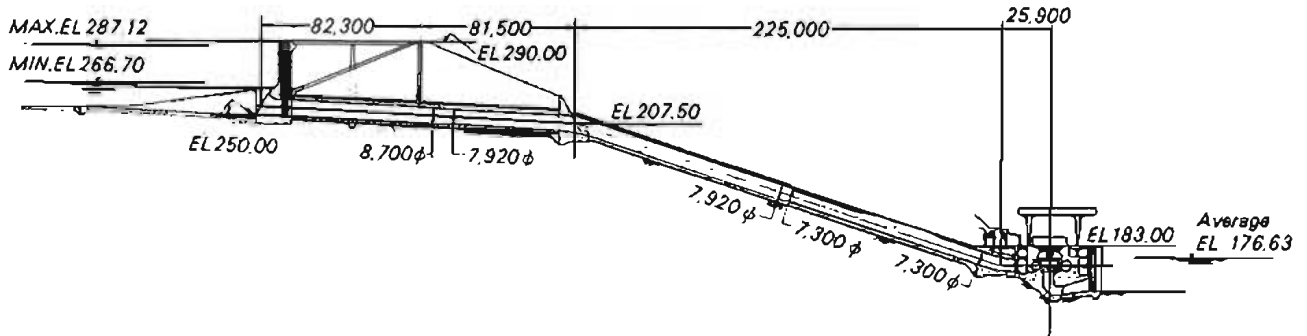
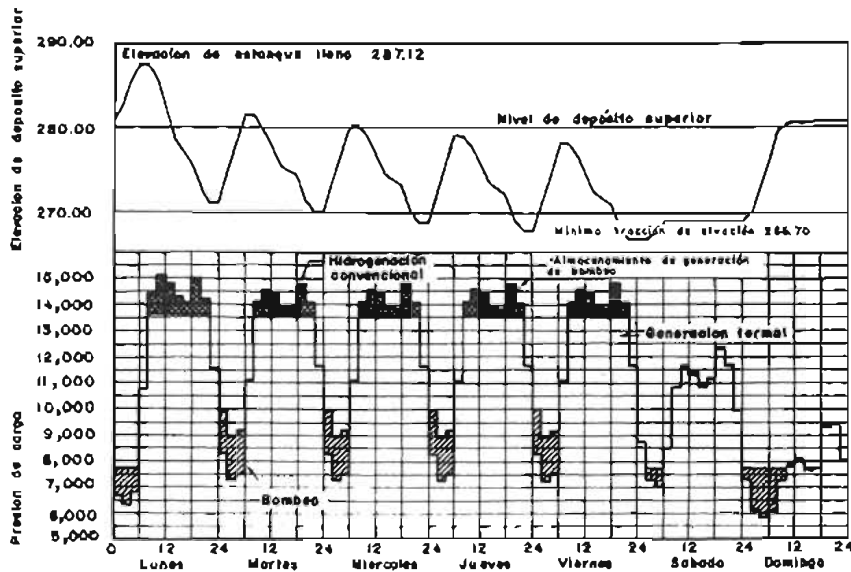


Figura 11.15. Perfil de la planta hidroeléctrica de Ludington

(Cortésia, Hitachi)

Fig. 11-16 muestra la operación semanal típica de la planta:



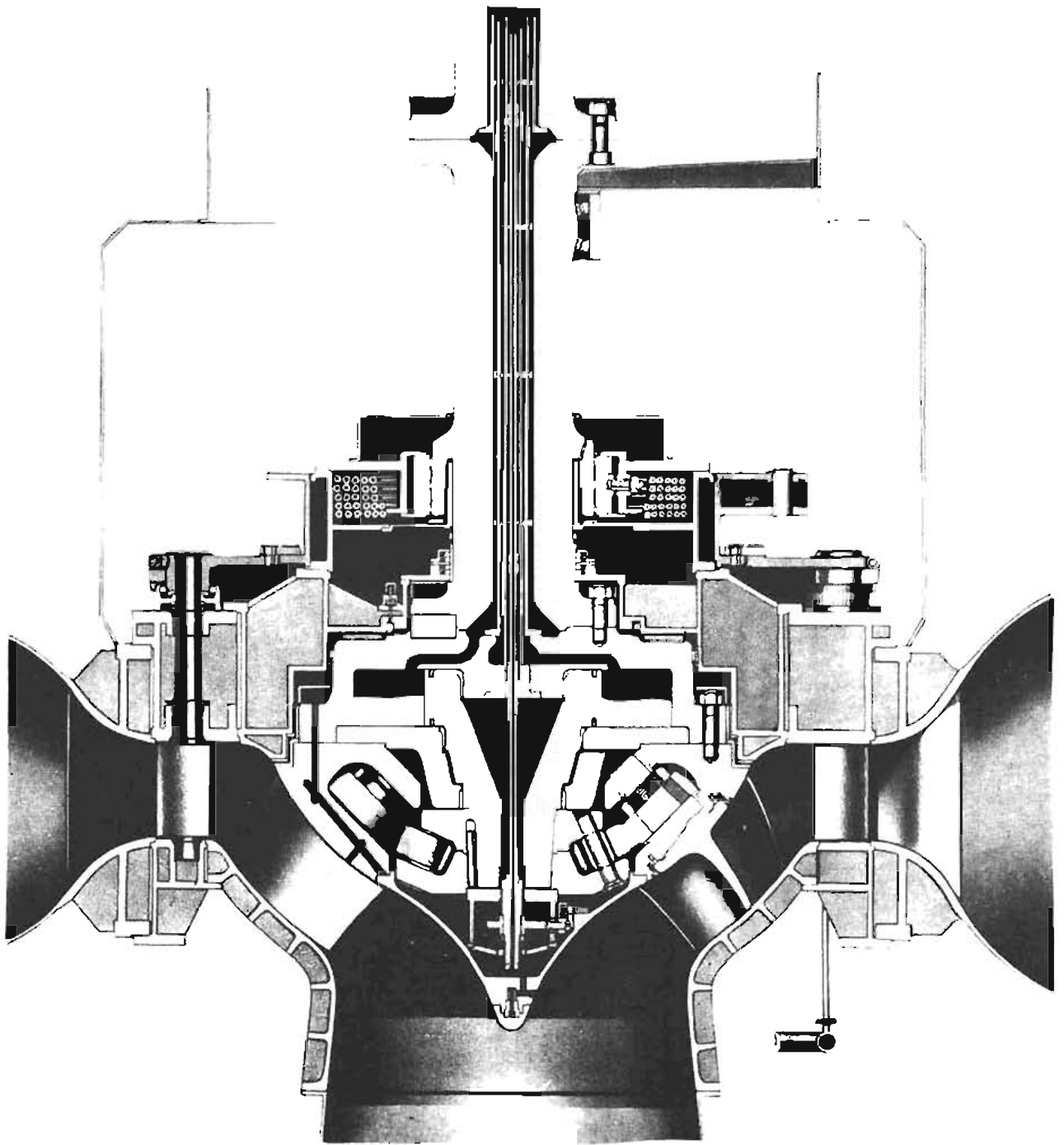


Figura 11.17. Turbo bomba moderna tipo DERIAZ

(Flujo Diagonal)
Potencia (como turbina) 87300 KW
Potencia (como bomba) 99400 KW
Carga (como turbina) 136 m
Carga (como bomba) 138 m
Velocidad 277 rpm
Instalada en la planta de acumulación por bombeo
TAKANE N°1 JAPON
(Cortesía MITSUBISHI ELECTRIC Co.)

CAPITULO 12

CAVITACIÓN

Cavitación

Durante el período experimental de las turbinas hélice y Kaplan se encontró que al aumentar la velocidad específica de una turbina se producían fenómenos al principio inexplicables que se hacían patentes, aun en el caso de turbinas de menor velocidad específica, pero a las cuales se hacía trabajar con grandes cargas y considerable altura de aspiración.

La forma como se manifiestaban tales fenómenos consistía en una reducción de la potencia y, por tanto, de la eficiencia de la turbina (sobre todo en el caso de cargas mayores), así como en vibraciones y fuertes ruidos provocados por golpes en el interior del tubo.

Después de muchas dificultades y experiencias infructuosas se encontró que todo era debido a la formación de hoyos o "cavidades" que tenían lugar sobre la cara inferior de los álabes o aspas del rodete móvil, a causa del vacío más o menos parcial, creado y producido por la carga de aspiración existente debajo del rodete móvil. Dichas cavidades, cuya existencia dio origen al nombre con el cual se conoce el fenómeno antes dicho, llamado fenómeno de *cavitación*; se llenan con burbujas de vapor de agua y de los gases absorbidos por ésta, especialmente de oxígeno; la acción de estos gases juntamente, sumada al efecto erosivo del agua y de los sedimentos que arrastra, provoca el desprendimiento del total en los álabes del rodete arranque de metal que con el tiempo acaba por destruir la máquina, ya sea turbina o bomba.

La condición física más común para que ocurra la cavitación en un punto dado es cuando la presión en ese punto ha bajado al valor de la presión de vaporización.

Recordaremos que la presión de vaporización de

un líquido a una temperatura dada, es la presión a la cual un líquido se convierte en vapor cuando se le agrega calor.

En el caso de los líquidos homogéneos, como el agua, la P_{vap} tiene valores definidos para diferentes temperaturas y se dispone de tablas, tales como las de Keenan que dan estos valores. Sin embargo, ciertas mezclas de líquidos, por ejemplo la gasolina, están constituidos por varios componentes, cada uno de los cuales tiene su propia presión de vaporización, de modo que pueden ocurrir vaporizaciones parciales a diferentes presiones y temperaturas.

Para dar algún dato diremos que la P_v del agua a 100°C es de 1.033 kg/cm^2 (14.7 lb/plg^2), al nivel del mar.

Ahora bien, cualquiera de las siguientes circunstancias puede ocasionar una disminución general de la presión, producida por alguna de las siguientes

- 1) Un incremento en la altura de aspiración
- 2) Una disminución en la presión atmosférica, debida a un aumento de altitud sobre el nivel del mar.
- 3) Un incremento en la temperatura del líquido bombeado, el cual tiene el mismo efecto que una disminución en la presión absoluta del sistema, ya que al aumentar la temperatura la presión de vaporización es más alta y, por tanto, menor la diferencia entre la presión del sistema y ésta.

Por lo que respecta a la disminución local en la presión, ésta es producida por alguno de los medios dinámicos siguientes:

- 1) Incremento en la velocidad
- 2) Por separaciones y contracciones del flujo, fenómeno que se presenta al bombear líquidos viscosos.
- 3) Desviación del flujo de su trayectoria normal, tal como lo que tiene lugar en una vuelta o una ampliación o reducción, todas ellas bruscas.

Signos de la existencia de cavitación

La cavitación se manifiesta por varias maneras; los indicios más importantes son:

- a) ruidos y vibración
- b) caída de las curvas capacidad-carga y la de eficiencia
- c) desgaste de las aspas

Ruido y vibración

El ruido se debe al choque brusco de las burbujas de vapor, cuando éstas llegan a las zonas de alta presión, siendo mayor el ruido al aumentar el tamaño de la bomba.

Es importante hacer notar que en las bombas y turbinas existe ruido, en cuanto uno se aleja bastante del punto de máxima eficiencia, ya que el agua choca contra las aspas.

Cuando hay cavitación se puede remediar la situación introduciendo pequeñas cantidades de aire, mediante un sistema similar a los tubos de aireamiento usados en tuberías.

El aire sirve como un amortiguador; además hace aumentar la presión en el punto en que se produce la cavitación. Sin embargo, este procedimiento no se usa regularmente en las bombas, debido a problemas que se originarían al desebarse éstas.

Curvas H-Q-P

La forma que adoptan las curvas al llegar al punto

de cavitación varía según la velocidad específica de la bomba o turbina en cuestión. Las curvas capacidad-carga, eficiencia y potencia se quiebran y caen bruscamente al llegar a dicho punto de cavitación.

Desgaste

Si se pesa un impulsor de bomba o un rodete de turbina antes y después de haberle sometido al fenómeno de cavitación, se encuentra que ha habido una disminución en peso. Tanto es así que para grandes unidades, el fabricante tiene que especificar la cantidad de metal máxima que se perderá por año.

Ahora bien, ¿a qué se debe ese desgaste? H. Fottinger, en su libro *Untersuchungen über Regelung von Kresselpumpen*, muestra que el desgaste de las aspas es causado solamente por la acción mecánica (golpeteo) de las burbujas de vapor, y que la acción química y electrolítica es enteramente insignificante en este proceso. Hizo sus experimentos con un tubo de vidrio neutro, el cual se desgastó en la misma forma que el metal.

Antiguamente se suponía que el aire o gases podían ser mucho más activos en el instante de la liberación. Actualmente, se piensa que el fenómeno se debe solamente a la acción mecánica porque el lugar donde se produce el desgaste siempre está más allá de los puntos de baja presión, donde se forman las burbujas.

Por lo que se refiere a los materiales porosos, son más vulnerables pues las partículas desprendidas son lanzadas contra el material, con tal fuerza que pueden encontrarse en él para volver a desprenderse.

El desgaste por cavitación se debe distinguir del producido por la corrosión y la erosión. El de corrosión es causado única y exclusivamente por la acción química y electrolítica de los líquidos bombeados.

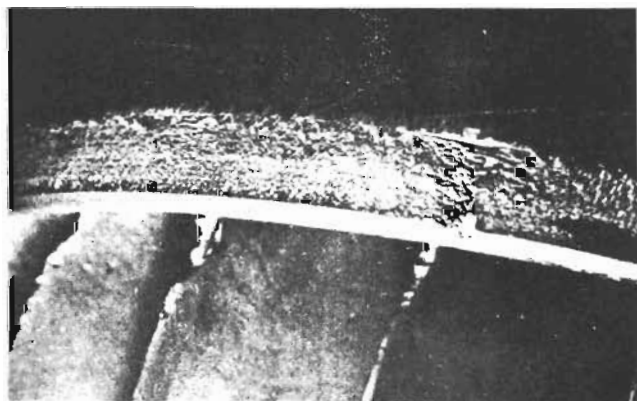


Figura 12.1. Desgaste por erosión, producida por arena sobre un rodete de bronce (Cortesía Allis Chalmers)

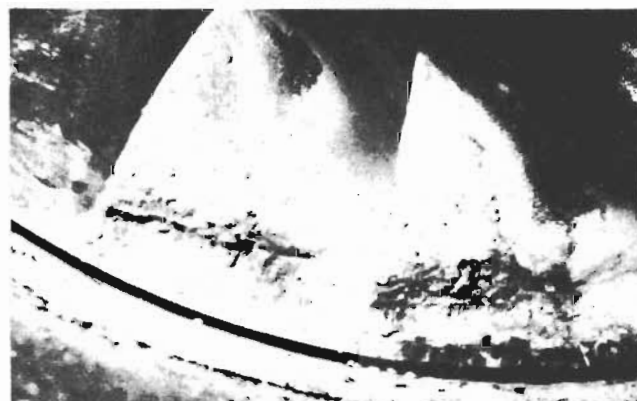


Figura 12.2. Desgaste por erosión producida por arena sobre los álabes de un rodete de bronce (Cortesía Allis Chalmers)

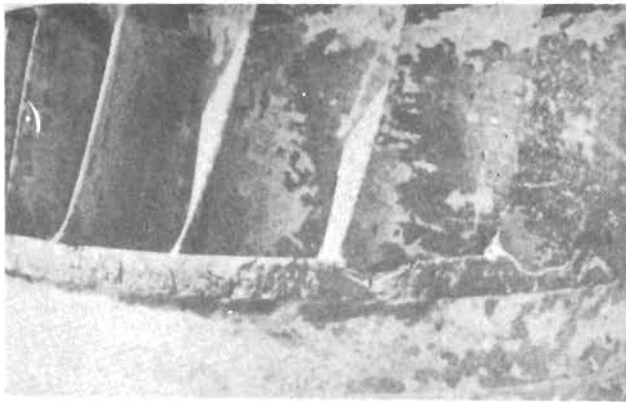


Figura 12.3. Ejemplo de un rodete de acero corroído por sustancias químicas (Cortesía Allis Chalmers)



Figura 12.4. Nótese el desgaste por cavitación en el asa de una turbina Kaplan (Cortesía Allis Chalmers)

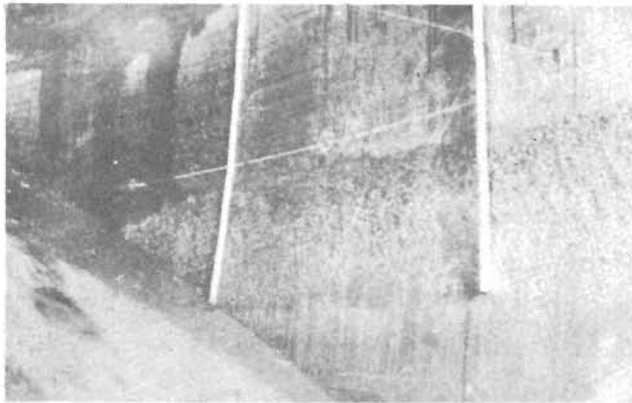
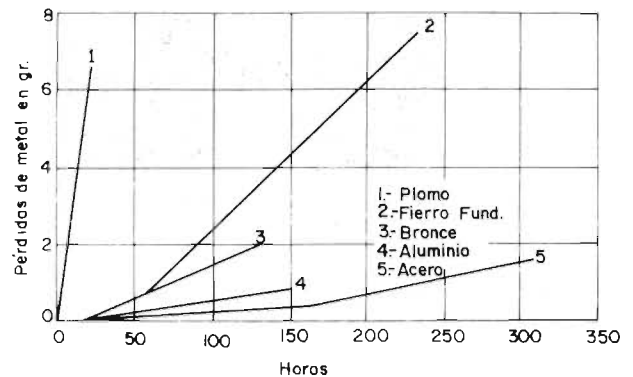


Figura 12.5. Otro ejemplo de un material clásicamente picoteado por el efecto de la cavitación. (Turbina Kaplan) (Cortesía Allis Chalmers)



El segundo es causado por partículas abrasivas, como arena, coke o carbón.

No hay dificultad en distinguir estos tipos de desgaste; basta con observar la apariencia de las partes atacadas y su localización a lo largo del camino del fluido.

La frecuencia del golpeteo sería de 600 a 1,000 ciclos por segundo, según la estimación hecha por un ingeniero alemán apellidado Hunsaker.

En cambio, P. de Halle llegó a registrar o estimar frecuencias hasta de 25,000 ciclos/seg. Por lo que se refiere a intensidades y presiones, el mismo ingeniero P. de Halle encontró que las primeras dependen de la velocidad; mientras que de las últimas llegó a medir presiones de 300 atmósferas.

Resistencia de los materiales a la cavitación

Los materiales resisten la cavitación en diferentes grados.

La cantidad de metal destruido por la cavitación dependerá de la composición química, del tratamiento térmico y de las condiciones de su superficie.

Schroeter ha hecho pruebas con diferentes materiales sujetos a cavitación, usando una velocidad de 197 pies/seg. La figura siguiente muestra los resultados obtenidos. Las abscisas son las horas que estuvo sujeta a prueba, y las ordenadas el peso en gramos del material perdido.

Actualmente, en las turbinas las partes expuestas al desgaste por la cavitación se protegen con placas soldadas de acero inoxidable 13% Cr (Fig. 12.7), que es mucho muy resistente; o bien, se hace todo de acero inoxidable.

Por último, mencionaremos que Kerr ha probado 80 materiales para cavitación en agua de mar, mediante un aparato especial, desarrollado por el Instituto Tecnológico de Massachussets. Estas pruebas demostraron que los daños causados fueron ligeramente mayores que para agua neutra.

También se encontró que el fenómeno de cavitación está íntimamente ligado con la altura de aspiración, y con la velocidad de rotación de la turbina. Cuanto mayores son éstas, mayor será el efecto de cavitación.



Figura 12.7. Recubrimiento de acero inoxidable sobre un rodete picado por cavitación (Cortesía Allis Chalmers)

El fenómeno de cavitación afecta no sólo en los álabes del rodete móvil, sino también otras partes de la turbina, como por ejemplo la cara interior de los codos, en los cuales es posible el desprendimiento de la vena líquida.

Para determinar la altura máxima de aspiración que puede tener una turbina (distancia entre la línea de centro del rodete y el nivel aguas abajo) sin que se presente el peligro de la cavitación, el profesor Thomas, después de numerosas experiencias, propuso un parámetro σ que se estudiará al final de este capítulo.

R.T. Knapp y G. Hollander, en un artículo "Laboratory Investigations of the Mechanics of Cavitation" informan que hicieron experimentos en un cilindro de 2", encontrando que la cavitación comenzaba cuando $v = 40$ pies/seg y la presión absoluta en el túnel era de 4 psia. Las películas mostraban la formación real, crecimiento y colapso de las burbujas. Viose que el diámetro de las burbujas era de $1/4$ ". Su vida es .003 seg y su máxima velocidad de colapso 765 pies/seg.

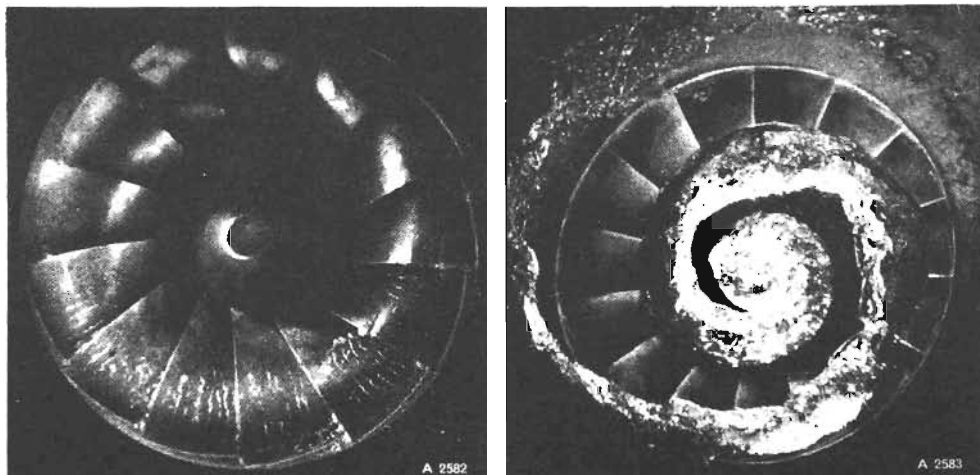
De la fórmula del "golpe de aríete", $P = 65 V$, puede calcularse que el colapso de cada burbuja produce una presión de por lo menos $50\,000 \text{ lb/plg}^2$. Puesto que la frecuencia es de 10 000 a 20 000, por segundo, es obvio que la destrucción del metal se debe principalmente a fatiga.

Se hicieron pruebas con chorros de agua que accionaban contra discos, girando con velocidad de 800 pies/seg, y se obtuvo el mismo resultado.

En la Fig. 12-8, 12-9 y 12-10 se puede ver una



Figura 12.8. Observación estroboscópica de la aparición de cavitación en una rueda KAPLAN de 505 mm de diámetro



Figuras 12.9. y 12.10. Formación del fenómeno de cavitación en rodetes Francis

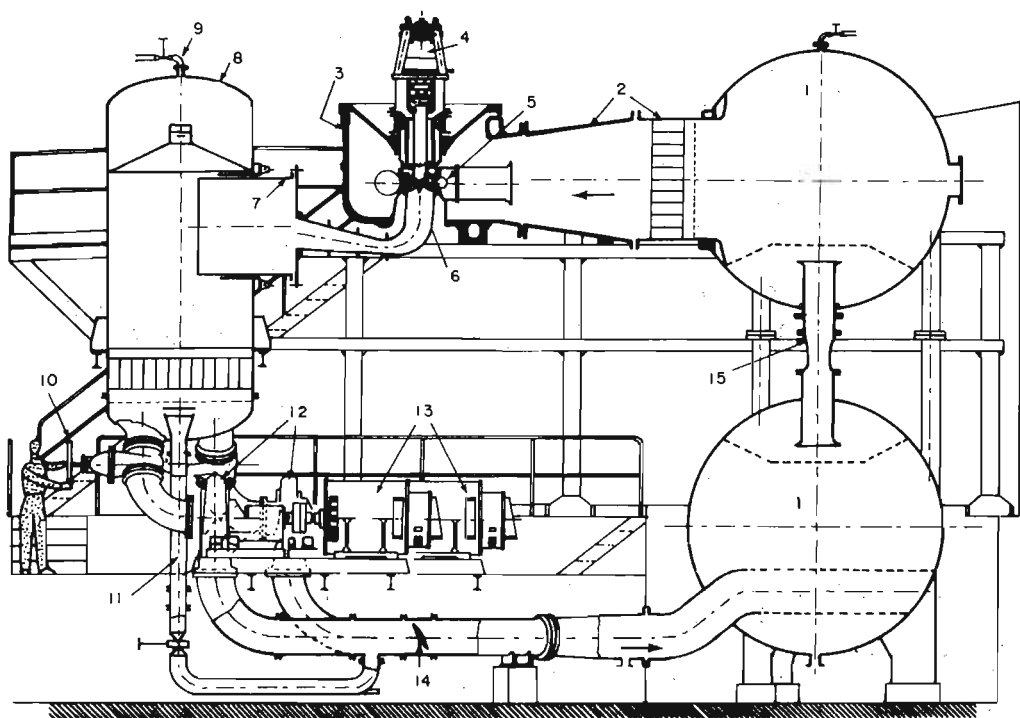


Figura 12.11. PLATAFORMA DE PRUEBAS DE CAVITACION DE ESCHERWYSS.- Esta plataforma en circuito cerrado, permite la determinación y la observación de fenómenos de cavitación en las turbinas y en las bombas. Se puede operar los modelos hasta con una carga de 100 m, con lo cual la mayor parte de los modelos se pueden examinar a las caídas naturales de operación con una potencia hasta de 450 c.v. Se tienen dos bombas que funcionan en serie o en paralelo de 400 c.v. cada una. Un gasto de 1100 l/seg. en paralelo. En la figura: 1.- Tanques esféricos de despresión; 2.- Manguito de alimentación de agua con tranquilizador incorporado; 3.- Cámara de turbinas en donde los modelos Kaplan y Francis se montan con su espiral; 4.- Freno hidráulico; 5.- Turbina modelo suspendida en chumacera sin frotamientos; 6.- Tubo de desfogue con ventanillas de observación; 7.- Tubo telescópico axial que permite el montaje de cualquier tubo de desfogue; 8.- Tanque aguas abajo; 9.- Conexión al aire comprimido o a la bomba de vacío para variar el coeficiente de cavitación; 10.- Válvulas para las bombas; 11.- By pass; 12.- Bombas centrífugas; 13.- Motores de 400 c.v. cada uno; 14.- Válvula de mariposa para regulación de altura de la carga; 15.- Tubo de Venturi que puede girar 1,800 para pruebas de bombas (Cortesía Escher Wiss)

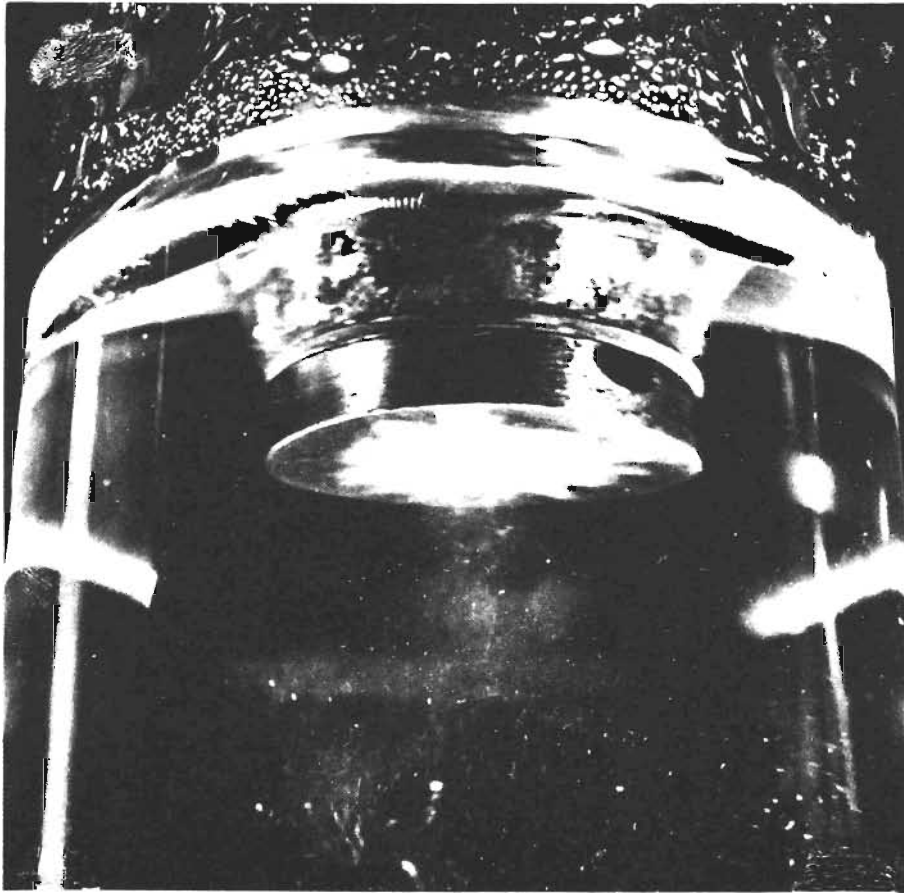


Figura 12.12. Experimentación en la cual una probeta se sumerge en agua y después se conecta a un sistema de vibración que es excitado a su frecuencia de resonancia (Cortesía Escher Wyss)

observación estroboscópica de la aparición de este fenómeno, que tanto preocupa a los diseñadores de turbinas.

Para atacarlo, los ingenieros de las casas constructoras de turbinas llevan a cabo investigaciones cuantiosas, en grandes laboratorios como los que se muestran en la Fig. 12-11.

Las Fig. 12-12 y 12-13 dan idea de las experimentaciones en el campo de la dinámica de los fluidos y de la metalurgia.

Parámetro de cavitación

Como mencionábamos anteriormente, el parámetro de cavitación llamado σ establece el límite para la posición de las turbinas respecto al nivel aguas abajo.

Con objeto de utilizar la mayor parte de la carga, hoy día las turbinas de reacción se instalan debajo de dicho nivel. Qué tanto se puede hacer, queda determinado por el parámetro de cavitación.

En la Fig. 12-14 se representa una instalación de una turbina:

Si asignamos el índice 2 a la salida y (a) corres-

ponde a los lugares en contacto con la atmósfera, aplicando el teorema de Bernoulli tendremos:

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + H_s = \frac{P_a}{\gamma}$$

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_s$$

Designando $\frac{P_a}{\gamma} = Hat$ queda $\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} = Hat - H_s$

El coeficiente o parámetro de cavitación se designa por el signo σ y se define:

$$\Delta = \frac{Hat - H_s}{H_n}$$

El numerador es la suma de la carga de velocidad y la carga de presión, y el denominador es la carga neta.

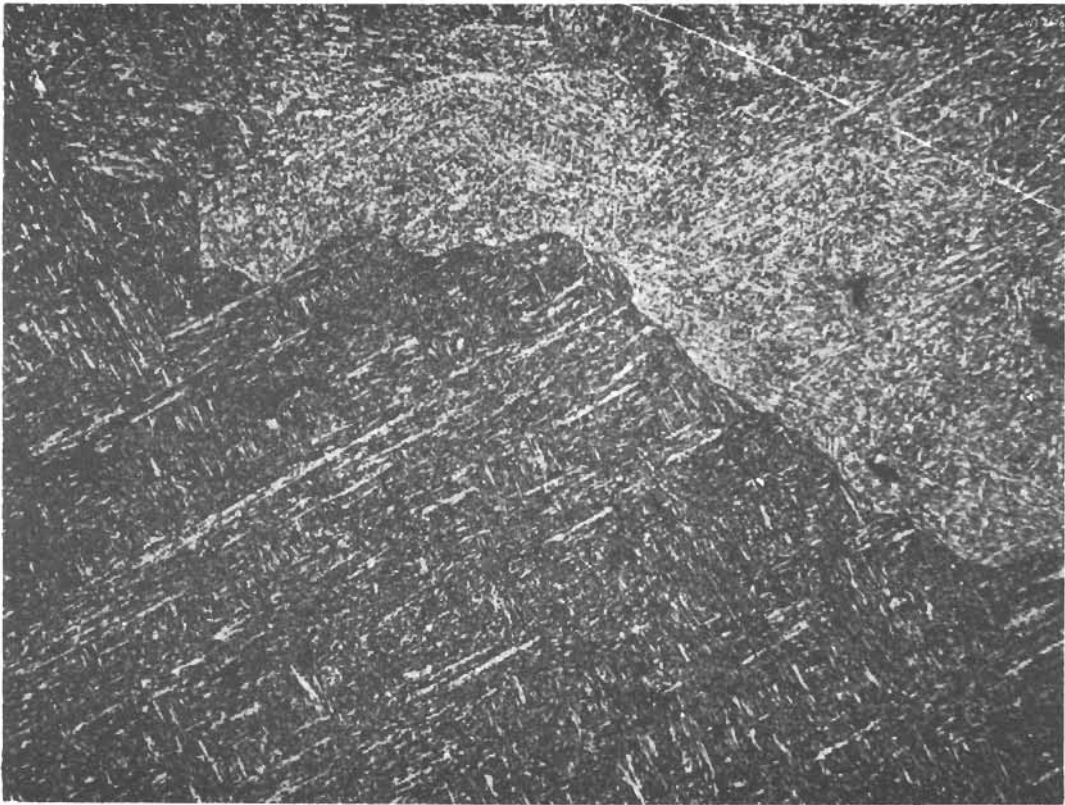


Figura 12.13. Microestructura (amplificación 100X) de un álabe de acero con 13% de cromo con buena resistencia a la cavitación. (Nótese la estructura martensítica y la distribución de los granos)

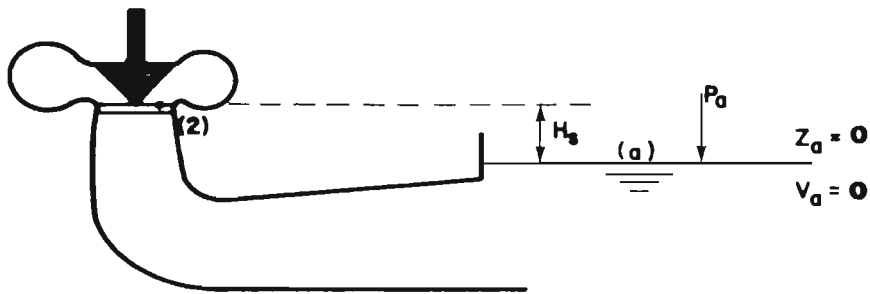


Figura 12.14. Emplazamiento de una turbina

El valor de σ se ha determinado experimentalmente, y se ha encontrado que varía en función de la velocidad específica, tal como lo muestra la Fig. 12-15.

En esa gráfica se hallan cuatro curvas, correspondientes a diferentes grados de cavitación, que

nos permiten determinar las condiciones de operación de una turbina.

Finalmente, la Fig. 12-16 muestra otros resultados obtenidos en Japón.

La cavitación ha sido y seguirá siendo uno de los fenómenos de mayor interés para los investigadores, fabricantes y usuarios de turbinas.

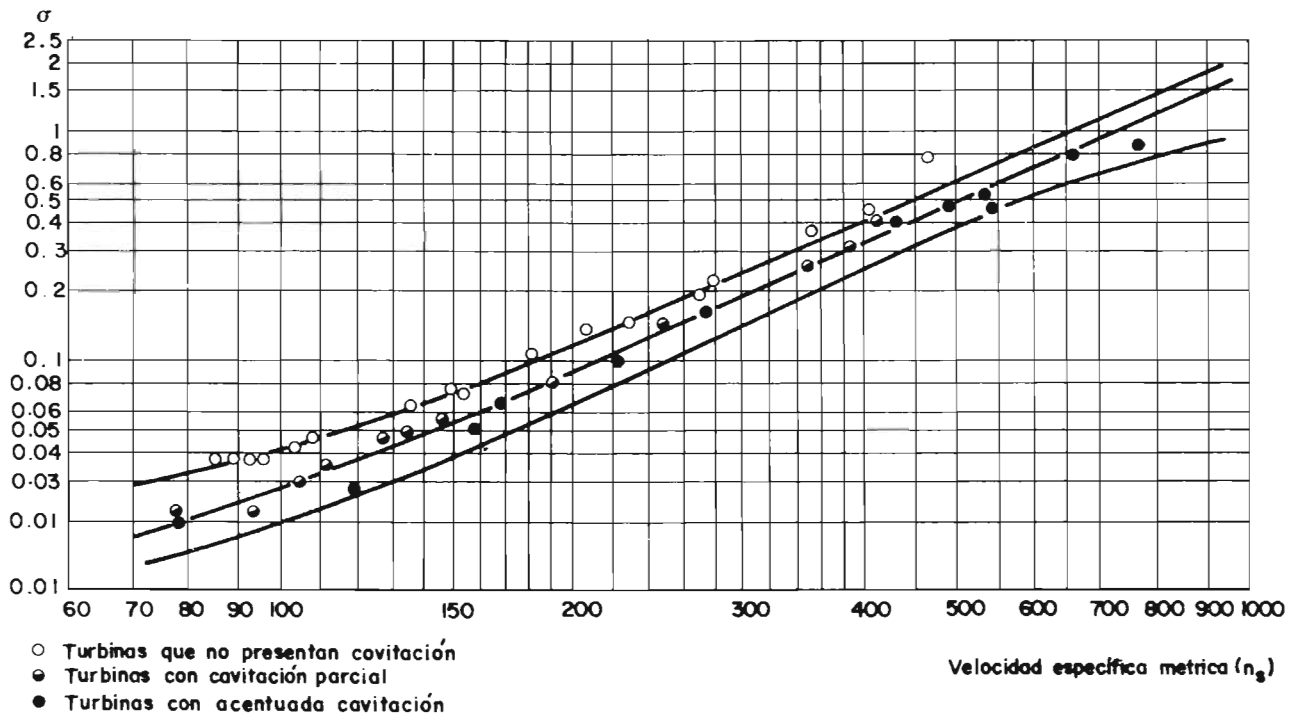


Figura 12.15. COEFICIENTE DE CAVITACION $\sigma = \Delta \frac{H_{st} - H_s}{H_n}$
 en función de la velocidad específica, para turbinas Francis y Kaplan.

(Cortesía NEYRPIIC)

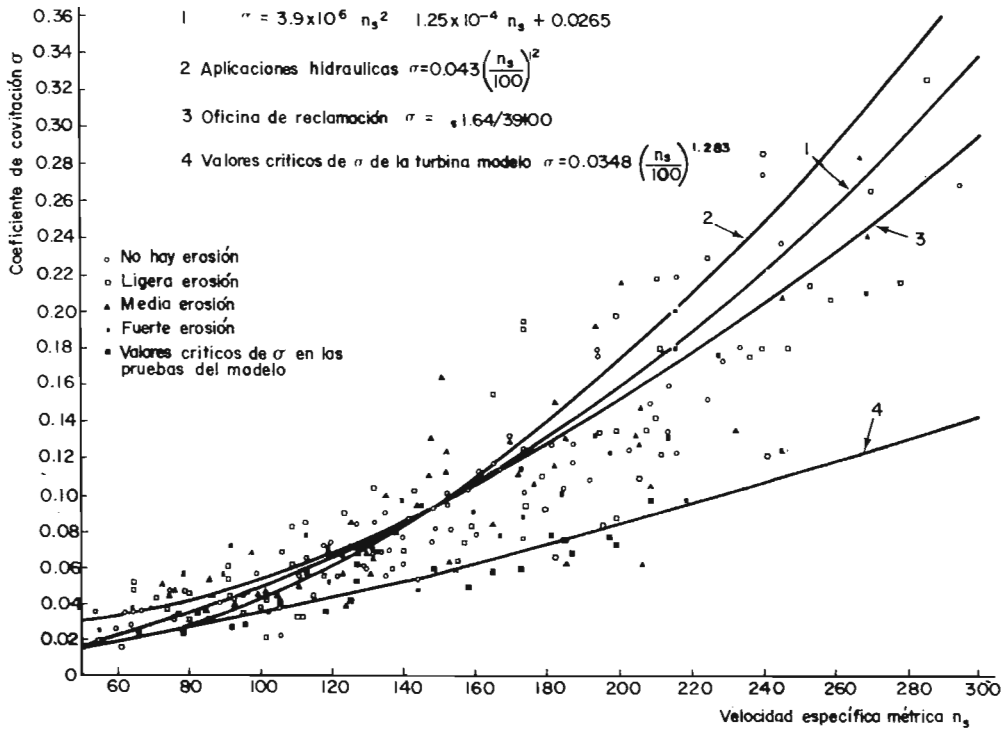


Figura 12.16. Relación entre la velocidad específica y el coeficiente de cavitación en turbinas Francis. (TAKASHI HASHIMOTO-WATER POWER, Abril de 1968)

CAPITULO 13

LABORATORIOS DE EXPERIMENTACIÓN

Laboratorios de Experimentación

Los laboratorios de experimentación son indispensables para investigación, desarrollo y prueba de turbinas.

En realidad, la mecánica teórica de fluidos todavía se encuentra en una etapa incipiente y es necesario recurrir a la experimentación para confirmar los estudios analíticos, y en muchos casos para obtener nuevos diseños, que analíticamente no es posible.

En lo que se refiere a pruebas de modelos a escala reducida, su importancia es fundamental; ya que es imposible probar las unidades a su tamaño real, puesto que se tendrían que reproducir las infinitas características de carga y gasto que existan en el mundo. Por otra parte, al tratarse de máquinas tan grandes, una variación aunque fuera de 1%, provocaría graves pérdidas en el sistema; por lo tanto, el objetivo primordial de las pruebas de laboratorio es asegurar que las máquinas proporcionen la eficiencia deseada.

Las pruebas con modelos de tamaño reducido se deben realizar respetando rigurosamente las leyes de la similitud.

En general, las pruebas que se deben hacer en un laboratorio son:

1. Construcción de modelos y determinación, sobre éstos, de las características de los prototipos, bajo diversos regímenes de operación. Los resultados que se obtengan, después de la conveniente extrapolación permitirán definir los valores reales de operación que se garanticen,

2. Estudio del fenómeno de cavitación, con el fin de conocer mejor la causa y los efectos de este fenómeno, así como determinar el emplazamiento de las turbinas, con respecto al tubo de desfogue, a la geometría de los rodetes, a los tubos de desfogue, etc.

3. Observaciones directas, estroboscópicas o con pintura, de la dinámica del fluido a través de los diferentes conductos de una turbina, por lo que se debe tener la posibilidad de medir las presiones internas que existan en el equipo.

4. Mediciones de esfuerzos sobre los diversos elementos, (empujes axiales, fenómenos transitorios a causa de la regulación etc.)

5. Medición de gastos, presiones y potencias. A continuación se describirán con detalle las pruebas de las diferentes turbinas.

Pruebas de máquinas en modelo reducido

A. Objeto de un laboratorio de máquinas hidráulicas

1. Turbinas Pelton

- a) Estudio de inyectores y del efecto que tenga la orientación del chorro.
- b) Estudio de la forma más apta de los cangilones.
- c) Estudio del flujo del agua a la salida de los cangilones, y las formas de las cámaras de evacuación.

2. Turbinas Francis, hélice y Kaplan

- a) Estudio de rodetes para caídas altas y bajas.
- b) Estudio de la disposición recíproca más idónea del rodete y del distribuidor.
- c) Estudio de los fenómenos de cavitación.
- d) Estudio de la variación de empujes axiales y de los fenómenos transitorios originados por los procesos de regulación.

- e) Comparación de resultados obtenidos sobre dos turbinas a dos escalas diferentes.
- f) Estudio de nuevos tipos de turbinas: tubulares, etc.

3. Tubos de aspiración

- a) Investigación de las formas más económicas.
- b) Investigación de las formas que den mayor eficiencia.
- c) Investigación del efecto de la corriente circunferencial del agua sobre la eficiencia del tubo de desfogue.

4. Procedimiento de medida

- a) Eliminación de toda discrepancia debida a los errores de observación.
- b) Estabilización automática y absoluta de los principales parámetros a medir.
- c) Medidas de gastos por diafragma, molinetes, vertedores, capacidad aforada, etc.

5. Observación estroboscópica del flujo del agua en las turbinas Pelton y observación de los fenómenos de cavitación en las Francis, Kaplan y tubulares.

B. Principales magnitudes a medir en un laboratorio de máquinas hidráulicas

Las principales magnitudes y parámetros que se miden en un laboratorio de máquinas hidráulicas son las siguientes:

Magnitudes fundamentales

Q = gasto, m^3 /seg.
 H = caída, m

N = potencia, CV
 n = velocidad, r.p.m.

Magnitudes derivadas de las anteriores.

η = eficiencia, %
 M = par, kg-m.
 n_s = velocidad específica, r.p.m.

Parámetros que caracterizan la operación de la máquina.

o = apertura del distribuidor o de los chiflones.
 i = inclinación de las palas (en una Kaplan)

Se fija un par de valores para los parámetros o e i el cual determinará un punto de operación de la máquina. Si se mantienen invariables estos parámetros, quedará por medir por un lado la potencia de entrada bajo la forma (Q, H) , y por otro la potencia en la flecha $N = f(m, n)$.

La velocidad específica se obtendrá por cálculo, a partir de los datos anteriores, N , n y H . La eficiencia de la máquina se calculará a partir de las potencias de entrada y salida.

C. Obtención de los valores experimentales

- a) El par motor M que el rodete ejerce en la flecha se puede medir por medio de un freno, que puede ser:
 - freno mecánico de Prony.
 - freno hidráulico.
 - freno electrodinamométrico.
- b) Velocidad de rotación (n). Se mide por medio de un tacómetro.
- c) Lectura de (H) . La medida de H se efectúa:
 - Lectura de los niveles aguas abajo y aguas arriba. Este método supone despreciables las pérdidas de carga a la entrada de la espiral.
 - Manómetro situado a la entrada de la carcasa y lectura directa del nivel aguas abajo.
- d) Gasto (Q) . La medida del gasto es la más delicada y generalmente con todos los métodos habrá ciertos errores. Los métodos clásicos de medición de gasto son:
 - d.1 Vertedor
 - d.2 Molinetes (generalmente utilizados en las instalaciones industriales)
 - d.3 Capacidad aforada (utilizada sólo en laboratorios)
 - d.4 Método Gibson (utilizado en las instalaciones en donde una tubería alimenta individualmente a una turbina)
 - d.5 y d.6 Método Allen y método químico,
 - d.7 Método termométrico.

Se aplican los siguientes procedimientos:

- a) Apertura del distribuidor (o); lectura directa en máquina.
- b) Inclinación de las palas (i) (en el caso de una turbina Kaplan); lectura directa en el dispositivo de fijación.

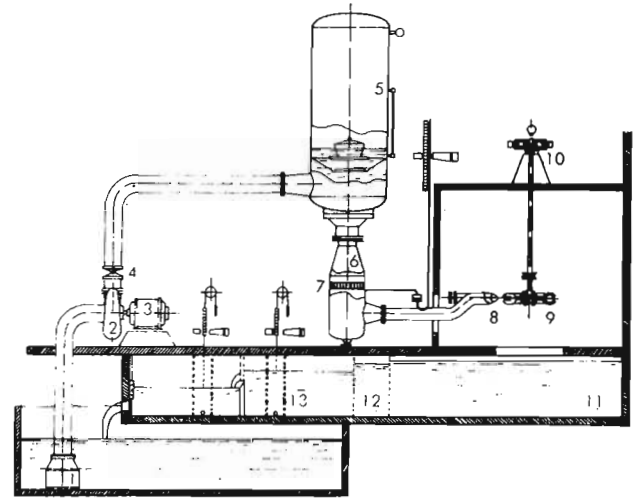
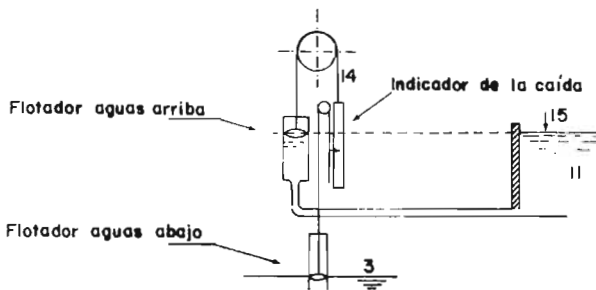
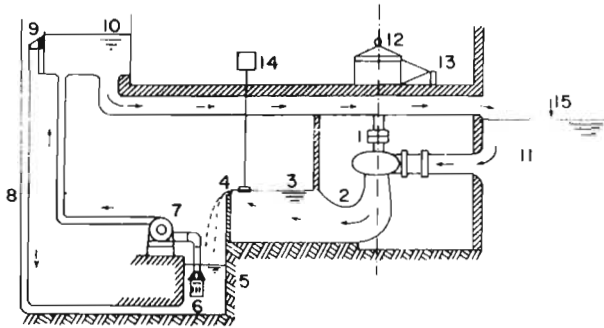


Figura 13.2 Plataforma para prueba de modelos Pelton

1. Coladera de succión; 2. Bomba centrífuga; 3. Motor de la bomba; 4. Válvula de regulación de gasto; 5. Acumulador de agua para alimentar a presión; 6. Unión; 7. Tranquilizador; 8. Chiflón; 9. Rueda de prueba; 10. Freno de Prony; 11. Tanque aguas abajo; 12. Rejas de tranquilización; 13. Canal de medida de gasto con vertedero; 14. Tanque para mediciones volumétricas (instalación Vevey).

Figura 13.1. Plataforma de pruebas para Francis y Kaplan

Figura 13.3. Diagrama de una instalación para pruebas de modelos Francis y Kaplan.

1. Indicador diferencial de los niveles aguas arriba y aguas abajo; 2. Brazo del freno y báscula; 3. Tacómetro: r.p.m.; 4. Pozo de la turbina; 5. Turbina de prueba; 6. Tubo de aspiración de la turbina; 7. Canal aguas abajo; 8. Vertedero basculante para regular el nivel aguas abajo; 9. Rejas tranquilizadoras;

10. Vertedor fijo; 11. Indicador del gasto; 12. Vertedor de medición sin contracciones laterales; 13. Bomba tipo Kaplan regulable; 14. Motor de la bomba; 15. Pantalla para medición del gasto (control); 16. Canal de medición para la pantalla (instalación Escher Wyss).

La colina total del modelo, que corresponda al funcionamiento con abertura θ e inclinación i variables, será la envolvente de las colinas parciales que se obtengan.

Entre más colinas parciales se tengan los puntos de tangencias de la envolvente nos dará mejor la forma de la misma.

De todos los puntos de igual rendimiento de las colinas parciales, sólo se utilizarán los puntos más próximos a los de tangencia. Esto nos indica que se debe tener especial cuidado en los puntos extremos de esas curva.

Si se unen entre sí todos los puntos de tangencias de una misma colina parcial, se obtendrá una curva correspondiente a una inclinación constante $i = \text{constante}$.

Ahora bien, puesto que se conoce el valor que tiene la apertura θ del distribuidor en todos los puntos de cada una de las colinas parciales, será muy fácil trazar las curvas de igual apertura del distribuidor. Dispondremos entonces dos familias de curvas: una a inclinación constante i , y otras a apertura θ constante, y una colina total de la máquina.

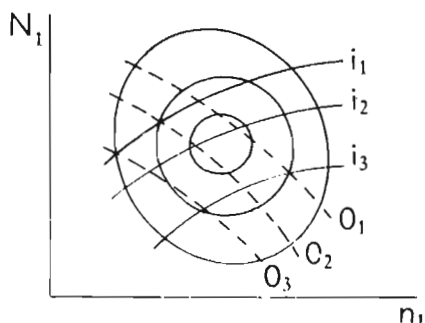


Figura 13.8. Curva característica de turbina Kaplan

Si, por ejemplo, a una Kaplan se le impone un cierto programa de operación, con variaciones de gastos y caídas, se podrá deducir de esta colina, cuáles son la inclinación i y la abertura θ requeridas para obtener la mejor eficiencia de la máquina en cada punto de operación del funcionamiento impuesto. Un mecanismo automático a base de levas nos dará automáticamente, en el prototipo, la conjugación de las posiciones θ e i . En la práctica, para obtener resultados más exactos, la rectificación de las levas para la conjugación se efectúa a partir de pruebas sobre la máquina industrial.

Bibliografía

1. R. Dziallas. "Versuchsstande und Versuchseinrichtungen in den Versuchsanstalten Brunnenmühle un Hermaringen", *Forschung und Konstruktion*, J. M. Vlith 1958. Heidenheim.

2. E. Valet "Notre station d'essais des turbines hydrauliques", *Bulletin Technique Vevey*. No. 1, 1945, Vevey, Suiza.
3. "Abnahmeversuche an Wasserturbinen in Kraftwerken und im Laboratorium", *Escher Wyss. Mittellungen*, 1948-/1949. Zurich.
4. *Reportes de SOGREAH*. Service de Essais & Recherches, Grenoble, Francia.
5. Boussuges P. *Cours de machines hydrauliques*. Grenoble, Francia.

Precisión de los resultados obtenidos en un laboratorio de máquinas hidráulicas. Fórmulas de transposición.

1. Métodos para medición de gastos.

Las mediciones en un laboratorio hidráulico están sujetas a ciertas tolerancias, que dadas las eficiencias de los modelos actuales de turbinas en la actualidad alcanzan un valor permitido de $\pm 0.2\%$. A continuación veremos en forma general cuál es el origen de este margen.

En la instalación real de una máquina hidráulica, las tolerancias para medición de eficiencias son de $\pm 2\%$ o sea, de un valor relativamente grande. Estas tolerancias se deben a la imprecisión de los métodos utilizados hasta la fecha para la medición de los gastos. Los principales métodos para medir los gastos en una instalación hidráulica son los siguientes:

- a) *Método de molinetes*. Es aceptado universalmente para la medición de gastos en grandes tuberías y en canales abiertos. (Este método se estudia en las clases de laboratorio de máquinas hidráulicas.)
- b) *Método de vertedero*. Se utiliza para medir gastos chicos y medianos. El vertedero puede ser vertedero rectangular, con o sin contracción lateral, o vertedero triangular.
- c) *Método de tanque calibrado*. Es el más preciso. Se usa en laboratorios y por razones obvias, nunca en instalaciones industriales de turbinas.
Método de pesos. Consiste en pesar el agua utilizada y, por lo tanto, muy exacto, pero implica más restricciones que el anterior.
- d) *Método de utilización de los chiflones de una Pelton*. El gasto se deduce a partir de las curvas del fabricante, de la posición de la aguja y de la carga.
- e) *Método de pantalla móvil*. Se introduce una pantalla móvil en un canal, de la misma sección que éste, y se obtiene la velocidad del agua. Se utiliza sólo en los laboratorios.
- f) *Tubo Venturi*. Sirve sólo como medio de control de gasto o de registro. La constancia del tubo Venturi varía con el tiempo.

D. Representación de los resultados de las pruebas

La eficiencia (η) medida, es una función de las variables Q, H y n . Frecuentemente se prefiere reemplazar Q por una variable derivada; ésta es la potencia N . Entonces se considerará la eficiencia como una función $\eta(N, H, n)$. Para representar esta función en una gráfica es necesario conservar una de las variables constante. Se escoge la caída (H) a fin de tener una base uniforme cuando se calculan los resultados de cada prueba se considera que la caída es igual a 1 m. Esta transformación quedará expresada por las relaciones ya conocidas.

$$N_1 = \frac{N}{H\sqrt{H}}$$

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$$

en donde:

- N_1 = potencia de la rueda funcionando bajo 1 m de caída.
- n_1 = número de revoluciones por minuto de la rueda, funcionando bajo 1 mt. de caída.

En algunos laboratorios se calculan los resultados suponiendo que el diámetro (D) de la rueda sea de 1 m; en este caso, las fórmulas de extrapolación que se utilizan son los coeficientes de Camerer que ya establecimos:

en donde:

- $N_{1,1}$ = es la potencia de una rueda de 1 m., funcionando bajo 1 m de caída..
- $n_{1,1}$ = es el número de r.p.m. de una rueda de 1 m de diámetro, funcionando bajo 1 m de caída.

E. Representación de la función $\eta(N, n)$

La representación gráfica de esta función es una superficie que se traza en el plano(N_1, n_1) mediante las proyecciones de curvas de nivel, acotadas con curvas de igual eficiencia.

En la prueba, la rueda está montada en una flecha y acoplada al freno; se fija la apertura (σ) del distribuidor y se regula el freno para proporcionar un par resistente (c), el cual se mide en el plato de la balanza; se leen los valores de n, H , y Q y la eficiencia se deduce por la relación:

$$\eta = \frac{C W}{\gamma Q H}$$

Se evalúa la potencia (N), y por consiguiente los valores N_1 y n_1 .

Con los valores (N_1) y (n_1), llevados a la gráfica, obtendremos un punto figurativo que nos da una determinada eficiencia. Si se conserva la misma apertura, bastará modificar el par resistente (c) para encontrar un nuevo valor de N_1 y n_1 ; de este modo se puede trazar una curva de igual apertura, acotada con toda eficiencia. Bastará entonces repetir la operación para diferentes aperturas.

Si se unen todos los puntos de igual eficiencia se obtiene la representación buscada. La forma de esta superficie se asemeja a una "colina" que tiene como líneas de nivel las líneas de igual eficiencia. A esta gráfica se le llama "colina de pruebas". Esta colina traduce todas las propiedades de la rueda.

F. Pruebas de turbinas Francis

La plataforma de pruebas de esta turbina nos debe permitir el cálculo de las cantidades H, Q, n y el par.

En el diagrama de la plataforma descrita en la sección 4, se muestra cómo se coloca la turbina a fin de asegurarle una alimentación con carga constante. La diferencia de niveles aguas arriba y aguas abajo se medirá por medio de flotadores; por ejemplo, el gasto se medirá con un vertedor, o bien empleando otro procedimiento. En un tacómetro acoplado directamente a la flecha de la turbina se leerá la velocidad, mientras que el par se determinará directamente por medio de un freno dinamométrico, o un freno de Prony.

Primeramente, se determina un valor fijo para el parámetro de funcionamiento Q ; es decir, se hace trabajar la máquina con apertura constante del distribuidor, pero haciendo variar la carga H . Por medio del freno se ajusta el par resistente, haciéndolo variar éste desde cero, punto en que se tiene la velocidad de desboque, hasta el par máximo que corresponde a velocidad nula, es decir el par de arranque.

Podremos entonces obtener dos curvas:

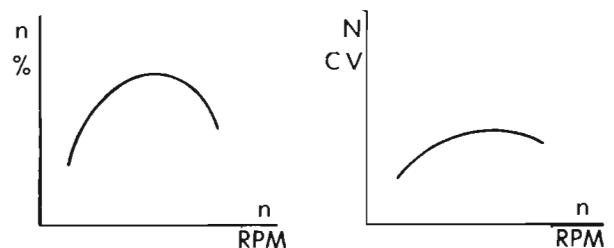


Figura 13.4. Curvas características de eficiencia y potencia.

Una curva nos dará la eficiencia en función de la velocidad y la otra, la potencia en función de la velocidad. Para cada punto de esta última curva corresponderá un cierto valor específico de eficiencia.

Si variamos la apertura del distribuidor de $0_{10/10}$, $0_{8/10}$, $0_{6/10}$ hasta cerrar, y repetimos la prueba para cada apertura, obtendremos la familia de curvas.

En estas curvas agregamos las eficiencias en cada punto; por ejemplo, de las curvas elaboradas de acuerdo con la figura anterior nos pueden representar una eficiencia de 87%.

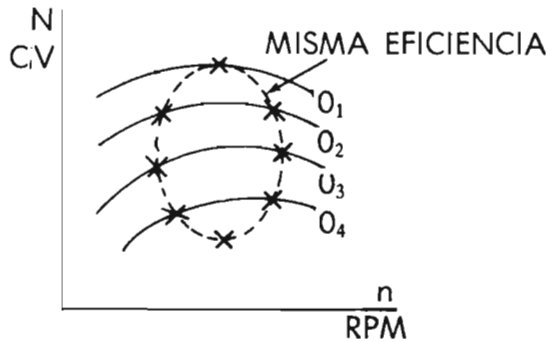


Figura 13.5. Curva potencia-velocidad y puntos de isoeficiencia.

Uniando los puntos de igual eficiencia obtendremos las curvas de un solo nivel, lo cual permite considerar la eficiencia en un eje perpendicular al plano (N, n) . El conjunto de estas curvas nos dará la figura llamada "colina de prueba" o "colina de la turbina".

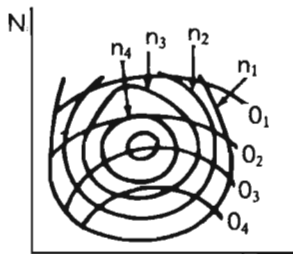


Figura 13.6. Curva velocidad-eficiencia.

En este ejemplo podemos ver claramente la semejanza de estas curvas características con las curvas topográficas de nivel, levantadas en una colina.

G. Prueba de modelos Pelton.

El método que se sigue en las pruebas de turbinas Pelton es idéntico al descrito para las turbinas Francis, excepto que en lugar de fijar el grado de

apertura o del distribuidor, aquí se mantiene en posición fija la aguja del chiflón. Entonces, después de fijar la apertura del chiflón, es decir, la carrera de la aguja, se procede a ejecutar la prueba, haciendo variar la carga.

Como la rueda no tiene ninguna influencia sobre el gasto, cualquiera que sea la velocidad de la máquina si se tiene carga constante para la misma apertura del chiflón, el gasto también será constante. Esto simplificará las mediciones, pues bastará medir el gasto una sola vez para obtener todos los puntos referentes a esa apertura.

El inconveniente de este sistema es que, la medición del gasto nunca es perfecta y siendo la misma medición que utiliza el mismo valor para todos los puntos, estas medidas sufrirán errores positivos o negativos, que se traducirán en un aumento o disminución aparentes de la eficiencia para una apertura dada, resultando finalmente una colina irregular, que no es exactamente la que en realidad se debe tener.

En el caso de las turbinas Francis, el gasto se mide en cada punto de la curva, mientras que en el de la Pelton los errores en la medición del gasto producen una ligera desviación de los puntos hacia ambos lados de la curva.

H. Prueba de turbinas Kaplan.

Como hemos visto, en este caso tenemos dos parámetros o e i , que nos determinan el punto de funcionamiento de la máquina. Esto nos lleva a efectuar pruebas más largas, en el caso de las Kaplan.

Consideremos que fijamos el parámetro i constante; es decir, que las palas del rodete se mantienen con la misma inclinación. Estos nos permitirá efectuar una prueba análoga a las de una Francis, con sólo variar la abertura o del distribuidor y obtendremos una colina, que caracterizará la posición en que hemos fijado los álabes móviles del rodete.

Para cada posición i que fijemos, obtendremos diferentes colinas. A estas colinas las llamaremos colinas parciales.

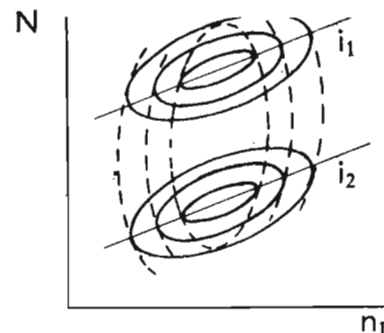


Figura 13.7. Curvas características de turbinas Kaplan

- g) *Boquillas y diafragmas normalizados*. Se utiliza en gastos pequeños y presentan casi las mismas características de utilización que los Venturi.
- h) *Método de sondeo*. Consiste en la exploración de una sección de tubería con sondas del tipo tubo de Pitot. Se utiliza principalmente en el laboratorio.
- i) *Método Allen*. En una sección de la tubería forzada se inyecta una solución concentrada de sal, con lo que se modifica la conductividad eléctrica. El paso de la solución se registra mediante electrodos montados en la tubería. Tomando los tiempos de paso entre uno y otro, se deduce la velocidad.
- j) *Método Gibson*. Se cierra la tubería durante un tiempo produciéndose por tanto una sobrepresión, proporcional a la masa de agua detenida durante el tiempo de cierre. La velocidad de la masa de agua disminuye de la inicial a cero. La velocidad inicial se calcula según la ley de impulso igual a cantidad de movimiento.
- k) *Método químico o de dilución*. Se inyecta una solución patrón, conocida y concentrada. Aguas abajo se recoge una muestra y se deduce la nueva proporción, obteniendo el gasto.
- m) *Método termométrico*. Consiste en medir la diferencia de temperaturas del agua a la entrada y a la salida de la turbina. Se supone que todas las pérdidas (únicamente pérdidas hidráulicas) se convirtieron en calor.

2. Fórmulas de transposición para calcular eficiencias de una máquina real, a partir de la eficiencia de su modelo.

Las eficiencias logradas en un modelo y en la máquina prototipo no tienen el mismo valor, debido a que la teoría de la similitud, tiene ciertos límites y restricciones que no permite que se cumplan con rigor matemático las relaciones teóricas existentes entre una eficiencia y otra.

La diferencia entre las eficiencias medidas en un modelo de tamaño reducido y en una máquina prototipo, se debe a los siguientes factores, que no se consideran, en la teoría de la similitud que hemos estudiado.

1. La rugosidad relativa es mayor para el modelo que para la máquina real.
2. Las tolerancias en lo relativo a la precisión de fabricación, acabado y ajuste, son relativamente mayores en el modelo.
3. Las juntas y los entre hierros dan pérdidas diferentes, y por lo tanto no afectan del mismo modo la eficiencia volumétrica.
4. El número de Reynolds es generalmente un poco más elevado para la turbina real que para el modelo de prueba.
5. Los radios hidráulicos son proporcionales a las dimensiones; y, por lo tanto, resulta una pérdida de carga relativamente mayor en la turbina pequeña.

Las fórmulas que presentamos a continuación son las que se aplican en la actualidad para calcular las eficiencias reales:

Autor:

$$\text{Ackeret } \eta_A = 1 - (1/2) \cdot (1 - \eta_M) \left(1 + \sqrt[5]{\frac{D_M \sqrt{H_M}}{D_A \sqrt{H_A}}} \right) \quad . \quad (a)$$

$$\text{Canaan } \eta_A = 1 - 1/2 \cdot (1 - \eta_M) \left(1 + \sqrt[4]{\frac{D_M \sqrt{H_M}}{D_A \sqrt{H_A}}} \right) \quad . \quad (b)$$

$$\text{Hutton } \eta_A = 1 - (1 - \eta_M) \left(0.3 + 0.7 \sqrt[5]{\frac{D_M \sqrt{H_M}}{D_A \sqrt{H_A}}} \right) \quad . \quad (c)$$

$$\text{Moody } \eta_A = 1 - (1 - \eta_M) \sqrt[4]{\frac{D_M}{D_A}} \quad . \quad . \quad (d)$$

Los subíndices M corresponden al modelo, y A , a la máquina prototipo.

En la grafica siguiente vemos cómo una tolerancia de $\pm 2\%$ se refleja en la medición de la eficiencia de la máquina. La curva (Modelo) es la obtenida en el laboratorio, mientras que las curvas a, b, c, y d corresponden a las eficiencias deducidas con las fórmulas a b c y d antes mencionadas a partir de la curva del modelo.

Ninguna de estas fórmulas se aplica al caso de las turbinas Pelton. Para estas últimas funge el criterio que se explica en el siguiente párrafo.

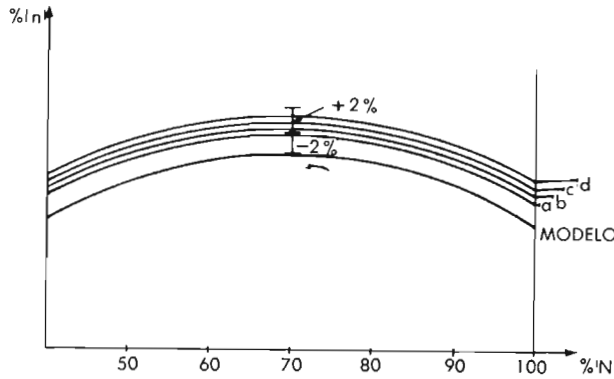


Figura 13.9. Curvas características de turbinas Kaplan.

3. Similitud y fórmulas de transposición de eficiencia de una rueda Pelton.

La correspondencia entre los valores obtenidos en el modelo y los valores que se aseguran en una máquina real del tipo Pelton resulta de las leyes de similitud que ya hemos estudiado.

1. Relación de velocidades.

Para puntos homólogos, las velocidades y las caídas en máquinas semejantes están relacionadas por la siguiente expresión:

$$\frac{n_M}{\sqrt{H_M}} = \frac{n_A}{\sqrt{H_A}} \times E$$

Los subíndices M se refieren al modelo, y los A , a la máquina industrial.

Generalmente para las características del Modelo se hace referencia a un metro de caída; es decir:

$$n_{M_1} = \frac{n_A}{\sqrt{H_A}} E$$

Entonces para cada caída de la máquina prototipo corresponderá una velocidad diferente en el modelo.

El rango de caídas, o alturas netas en que trabajará la máquina real será entre la

H neta máxima

H neta mínima

H neta de diseño

Luego a cada una de estas alturas corresponderá una velocidad del modelo, para un metro de caída (en el modelo); y si en el laboratorio se dispone de una caída H_M , habrá que multiplicar las velocidades anteriores por la H_M , para obtener la velocidad que se debe tener en el modelo.

2. Relación de potencias.

La potencia desarrollada en el modelo y en la máquina están relacionadas por la expresión siguiente:

$$\frac{N_A}{N_M} = E^2 \left(\frac{H_A}{H_M} \right)^{3/2}$$

Si se tiene un metro de caída en el modelo, la potencia será:

$$N_{M_1} = \frac{N_A}{E^2 H_A^{3/2}}$$

y para la potencia nominal, en el prototipo, y una caída H_e en el modelo, su potencia será:

$$N_{M_1} = \frac{\text{potencia nominal}}{E^2 H_A^{3/2}} H_M$$

Si se trata de una rueda Pelton de varios chiflones, se puede dividir la potencia entre el número de chiflones, efectuándose la prueba con un solo chiflón.

A diferencia de lo ocurrido en las turbinas Francis y Kaplan, las pruebas en modelos reducidos no han dado relación de cómo se comporta la eficiencia en las máquinas industriales; es decir, no existen fórmulas de transposición.

Experiencias hechas en máquinas semejantes, modelo y prototipo, han demostrado que las curvas de eficiencia-potencia no son análogas. Parece que las curvas sufrieran un desplazamiento; es decir, la eficiencia máxima no se mantiene constante en la misma fracción de carga en el modelo y en la máquina industrial. Esta diferencia entre las máquinas pequeñas y grandes se estudia actualmente; estudios basados principalmente en la relación de datos estadísticos y en pruebas simultáneas de turbinas

geométricamente semejantes, trabajando a distintas caídas.

4. Precisión de las medidas hechas en un laboratorio hidráulico.

Los avances logrados en cuanto a la precisión de las medidas, y de los resultados obtenidos en las pruebas de modelos, se deben primordialmente a:

- Evolución técnica general de los laboratorios.
- Explotación intensa de las plataformas de pruebas.
- Los plazos cortos, de entrega impuestos por los compradores, influyen pronta resolución de los problemas.
- Instrumentos perfeccionados para medir los gastos.
- Perfeccionamiento de los reguladores de presión.
- Mejoramiento de los frenos, etc., etc.

A pesar de ello, los laboratorios de máquinas hidráulicas están sujetos a una serie de imprecisiones y errores, entre los que campean:

1. Imprecisión de la medida de los gastos.
Errores en las mediciones aforadas (adherencia del agua a las paredes .

Errores de medidas (niveles de capacidad calibrada).

Errores cronométricos (error del tiempo de escurrimiento).

Errores de vertederos.

2. Imprecisión de las alturas hidráulicas.

Estos errores se deben generalmente al funcionamiento erróneo de los manómetros mismos con que se efectúan las lecturas.

3. Imprecisión de los pares.

Desplazamiento del centro de gravedad del freno; pares parásitos originados por las conexiones del agua de enfriamiento de los servomotores, etc.

Insensibilidad del freno.

Estabilidad del freno (variación del coeficiente de fricción, error en las pesas, etc.).

4. Imprecisión en la medición de velocidades.

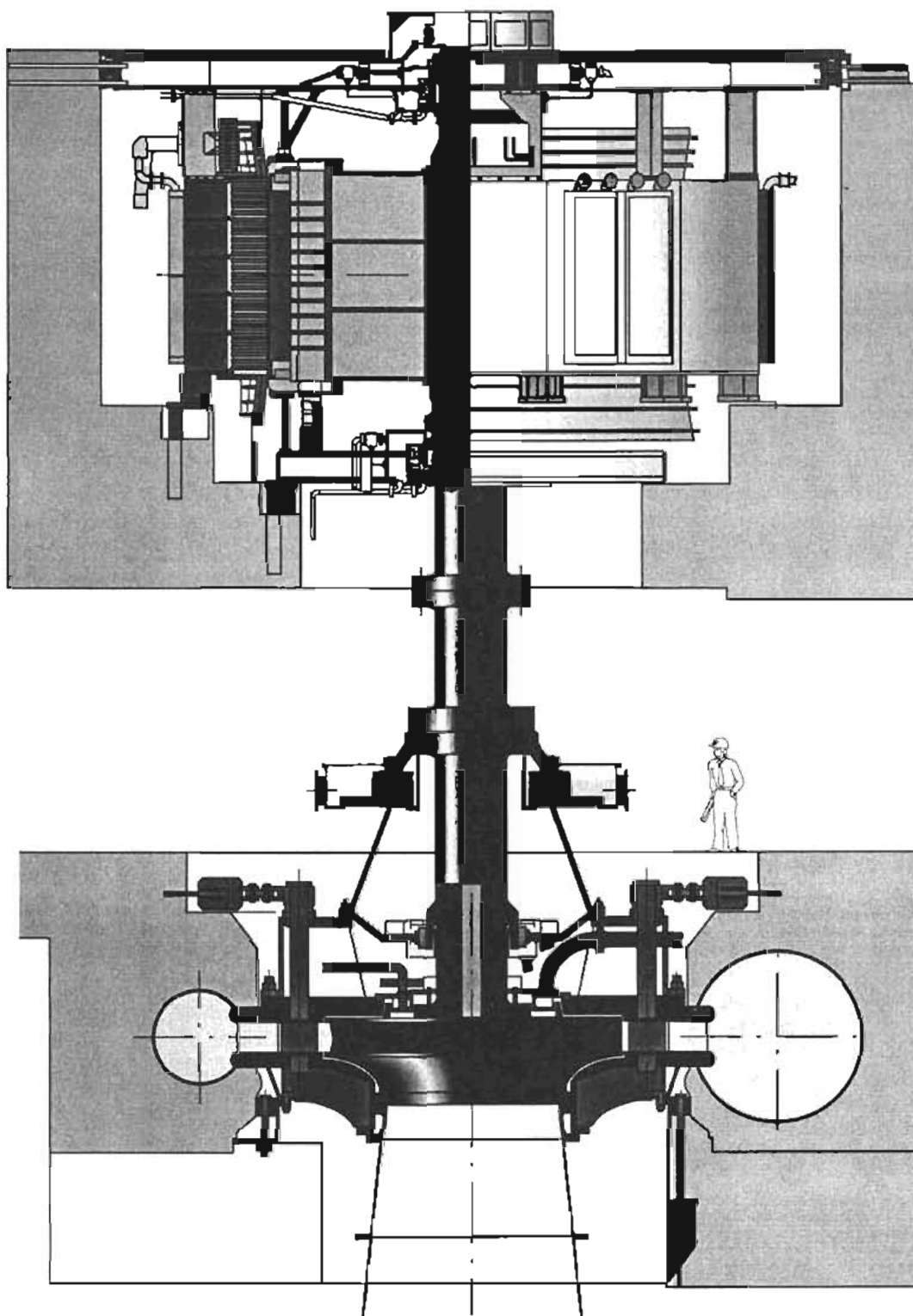
Sin embargo, la tecnología ha mejorado muchísimo y hoy día las principales compañías fabricantes de turbinas disponen de extraordinarios laboratorios.

Como ejemplo y con autorización de la casa Escher Wyss se muestran las instalaciones de los laboratorios en donde se pueden probar máquinas de uno o dos pasos, hasta 1 200 KW.

CAPITULO 14

EQUIPO DE ENERGÍA ELÉCTRICA

EQUIPOS DE ENERGÍA ELÉCTRICA



TRANSFORMADORES

TEORIA ELEMENTAL

El transformador es un dispositivo que convierte energía eléctrica de un cierto nivel de tensión a otro, por medio de la acción de un campo magnético. Esta es constituido por dos o más bobinas de alambre, aisladas entre si eléctricamente por lo general y arrolladas alrededor de un mismo núcleo de material ferromagnético.

El arrollamiento que recibe la energía eléctrica se denomina bobina de entrada o lado primario. El arrollamiento del que se toma la energía eléctrica a la tensión transformada se denomina bobina de salida o lado secundario.

La bobina de entrada y la de salida envuelven la misma columna del núcleo de hierro. El núcleo se construye de hierro por que tiene una gran permeabilidad, o sea, conduce muy bien el flujo magnético.

En un transformador, el núcleo tiene dos misiones fundamentales:

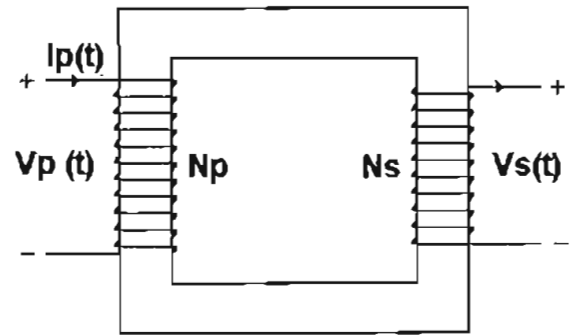
- Desde el punto de vista eléctrico es la vía por que discurre el flujo magnético.
- Desde el punto de vista mecánico es el soporte de los arrollamientos que en él se apoyan.

Para generar el flujo magnético, es decir, para magnetizar el núcleo de hierro hay que gastar energía eléctrica. Dicha energía eléctrica se toma de la bobina de entrada.

Principio de funcionamiento

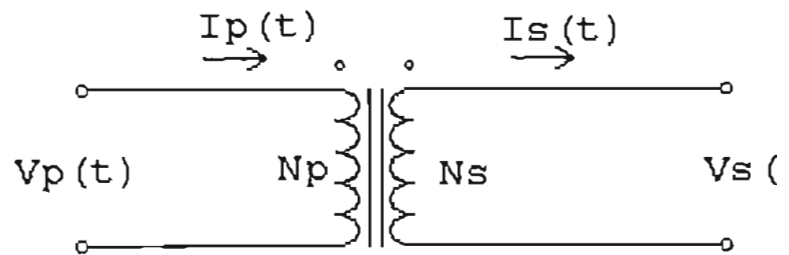
El flujo magnético, periódicamente variable en el tiempo, originado por la corriente que pasa a través del primario induce en el secundario una tensión que varía con la misma frecuencia.

Su magnitud depende de la intensidad y de la frecuencia del flujo así como del número de vueltas que tenga el secundario.



(a)

Esquema de un transformador ideal



(b)

Símbolos esquemáticos de un transformador ideal.

TIPOS Y APLICACIONES DE TRANSFORMADORES

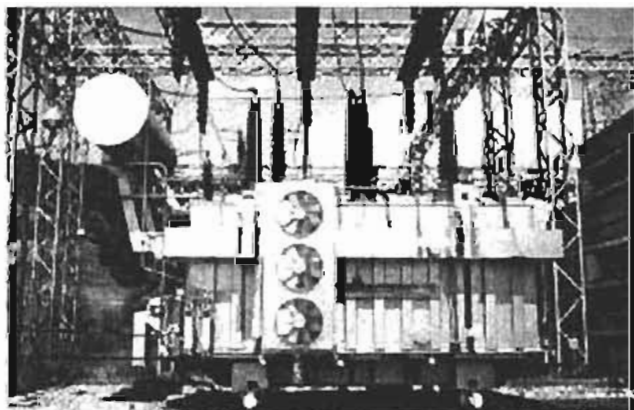
Transformador de potencia

Descripción:

Se utilizan para subtransmisión y transmisión de energía eléctrica en alta y media tensión. Son de aplicación en subestaciones transformadoras, centrales de generación y en grandes usuarios.

Características Generales:

Se construyen en potencias normalizadas desde 1.25 hasta 20 MVA, en tensiones de 13.2, 33, 66 y 132 kV. y frecuencias de 50 y 60 Hz.



Transformador de distribución

Se denomina transformadores de distribución, generalmente los transformadores de potencias iguales o inferiores a 500 kVA y de tensiones iguales o inferiores a 67 000 V, tanto monofásicos como trifásicos. Aunque la mayoría de tales unidades están proyectadas para montaje sobre postes, algunos de los tamaños de potencia superiores, por encima de las clases de 18 kV, se construyen para montaje en estaciones o en plataformas. Las aplicaciones típicas son para alimentar a granjas, residencias, edificios o almacenes públicos, talleres y centros comerciales.

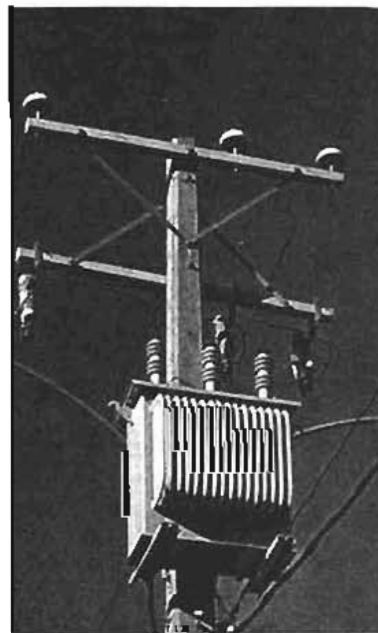
A continuación se detallan algunos tipos de transformadores de distribución.

Descripción:

Se utilizan en intemperie o interior para distribución de energía eléctrica en media tensión. Son de aplicación en zonas urbanas, industrias, minería, explotaciones petroleras, grandes centros comerciales y toda actividad que requiera la utilización intensiva de energía eléctrica.

Características Generales:

Se fabrican en potencias normalizadas desde 25 hasta 1000 kVA y tensiones primarias de 13.2, 15, 25, 33 y 35 kV. Se construyen en otras tensiones primarias según especificaciones particulares del cliente. Se proveen en frecuencias de 50-60 Hz. La variación de tensión, se realiza mediante un conmutador exterior de accionamiento sin carga.



Transformadores Secos Encapsulados en Resina Epoxi

Descripción:

Se utilizan en interior para distribución de energía eléctrica en media tensión, en lugares donde los espacios reducidos y los requerimientos de seguridad en caso de incendio imposibilitan la utilización de transformadores refrigerados en aceite. Son de aplicación en grandes edificios, hospitales, industrias, minería, grandes centros comerciales y toda actividad que requiera la utilización intensiva de energía eléctrica.

Características Generales:

Su principal característica es que son refrigerados en aire con aislación clase F, utilizándose resina epoxi como medio de protección de los arrollamientos, siendo innecesario cualquier mantenimiento posterior a la instalación. Se fabrican en potencias normalizadas desde 100 hasta 2500 kVA, tensiones primarias de 13,2, 15, 25, 33 y 35 kV y frecuencias de 50 y 60 Hz.

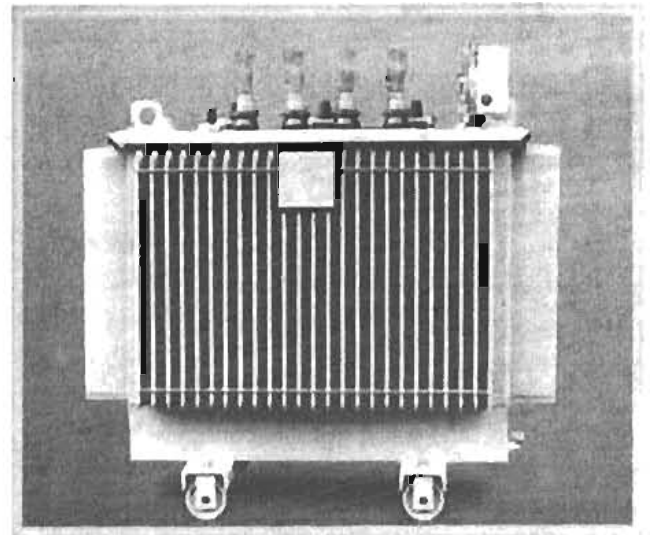
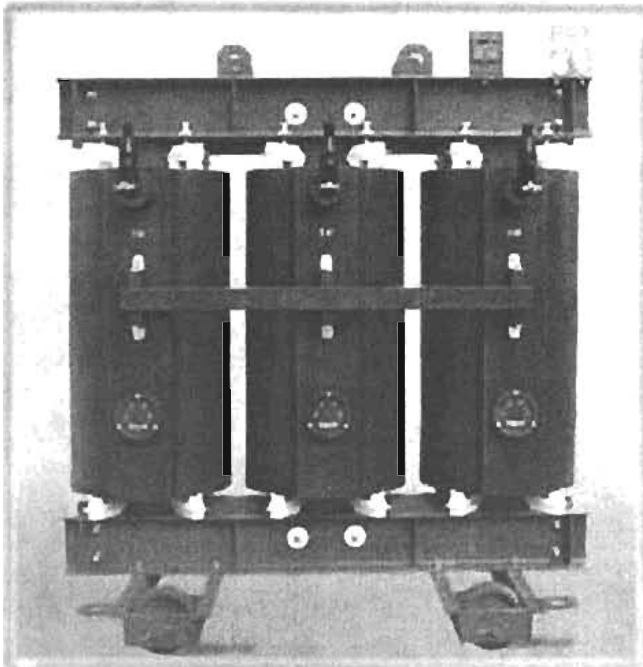
Transformadores Herméticos de Llenado Integral

Descripción:

Se utilizan en intemperie o interior para distribución de energía eléctrica en media tensión, siendo muy útiles en lugares donde los espacios son reducidos. Son de aplicación en zonas urbanas, industrias, minería, explotaciones petroleras, grandes centros comerciales y toda actividad que requiera la utilización intensiva de energía eléctrica.

Características Generales:

Su principal característica es que al no llevar tanque de expansión de aceite no necesita mantenimiento, siendo esta construcción más compacta que la tradicional. Se fabrican en potencias normalizadas desde 100 hasta 1000 kVA, tensiones primarias de 13,2, 15, 25, 33 y 35 kV y frecuencias de 50 y 60 Hz.



Transformadores Rurales

Descripción:

Están diseñados para instalación monoposte en redes de electrificación suburbanas monofilares, bifilares y trifilares, de 7.6, 13.2 y 15 kV. En redes trifilares se pueden utilizar transformadores trifásicos o como alternativa 3 monofásicos.



Transformadores Subterráneo

Aplicaciones :

Transformador de construcción adecuada para ser instalado en cámaras, en cualquier nivel, pudiendo ser utilizado donde haya posibilidad de inmersión de cualquier naturaleza.

Características:

Potencia: 150 a 2000KVA

Alta Tensión 15 o 24,2KV

Baja Tensión: 216,5/125;220/127;380/220;400/231V



Transformadores Auto Protegidos

Aplicaciones

El transformador incorpora componentes para protección del sistema de distribución contra sobrecargas, cortocircuitos en la red secundaria y fallas internas en el transformador, para esto posee fusibles de alta tensión y disyuntor de baja tensión, montados internamente en el tanque, fusibles de alta tensión y disyuntor de baja tensión. Para protección contra sobretensiones el transformador está provisto de dispositivo para fijación de pararrayos externos en el tanque.

Características

Potencia: 45 a 150KVA

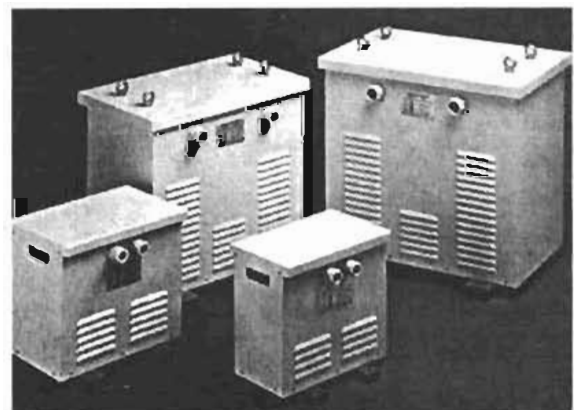
Alta Tensión: 15 o 24,2KV

Baja Tensión: 380/220 o 220/127V



Autotransformadores

Los autotransformadores se usan normalmente para conectar dos sistemas de transmisión de tensiones diferentes, frecuentemente con un devanado terciario en triángulo. De manera parecida, los autotransformadores son adecuados como transformadores elevadores de centrales cuando se desea alimentar dos sistemas de transporte diferentes. En este caso el devanado terciario en triángulo es un devanado de plena capacidad conectado al generador y los dos sistemas de transporte se conectan al devanado, autotransformador. El autotransformador no sólo presenta menores pérdidas que el transformador normal, sino que su menor tamaño y peso permiten el transporte de potencias superiores.



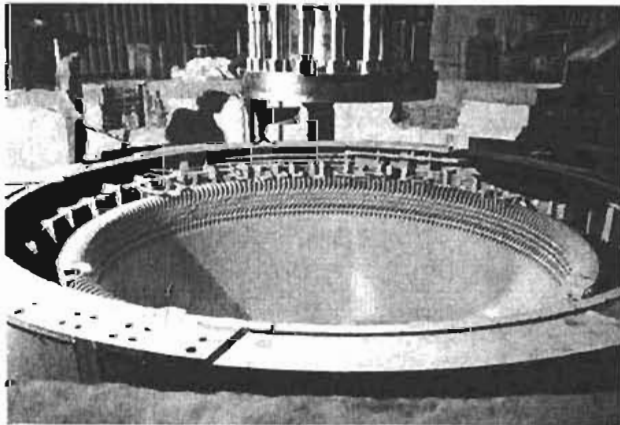
GENERADORES

Los generadores ó alternadores son máquinas sincronicas que se usan para convertir potencia mecánica a eléctrica de corriente alterna.

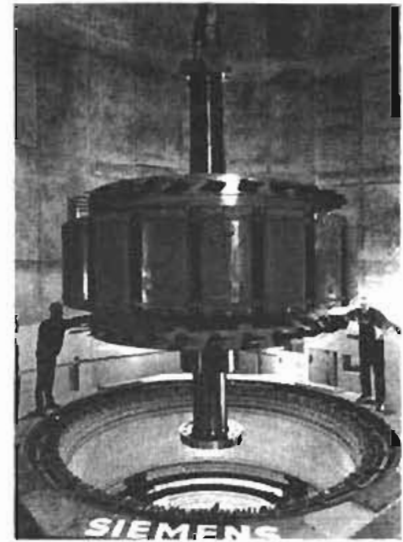


Instalación de un generador

Fundamentalmente están compuestos por una parte exterior fija llamada estator y una parte interior rotatoria denominada rotor, el cual esta montado en una barra rígida nombrada eje.



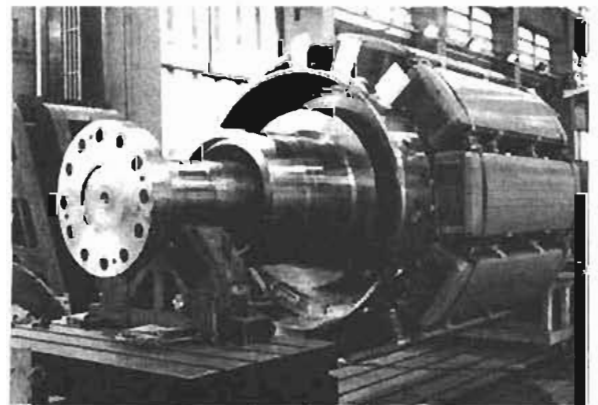
Estator



Rotor

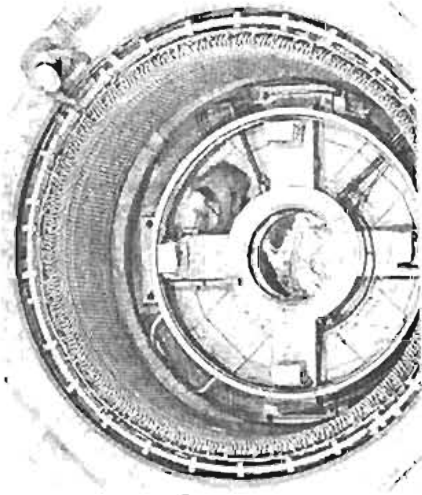
El rotor esta formado simplemente por varios pares de electroimanes giratorios cuya función consiste en producir un potente campo magnético.

Los rotores de los generadores sincronicos pueden ser de dos tipos: de polos salientes y cilindricos.



Rotor de polos salientes

El estator consta de una serie de bobinas múltiples que por un movimiento relativo del campo magnético con respecto a las bobinas, producen en su seno fuerzas electromotrices que se suman y sirven para alimentar el circuito o circuitos externos.



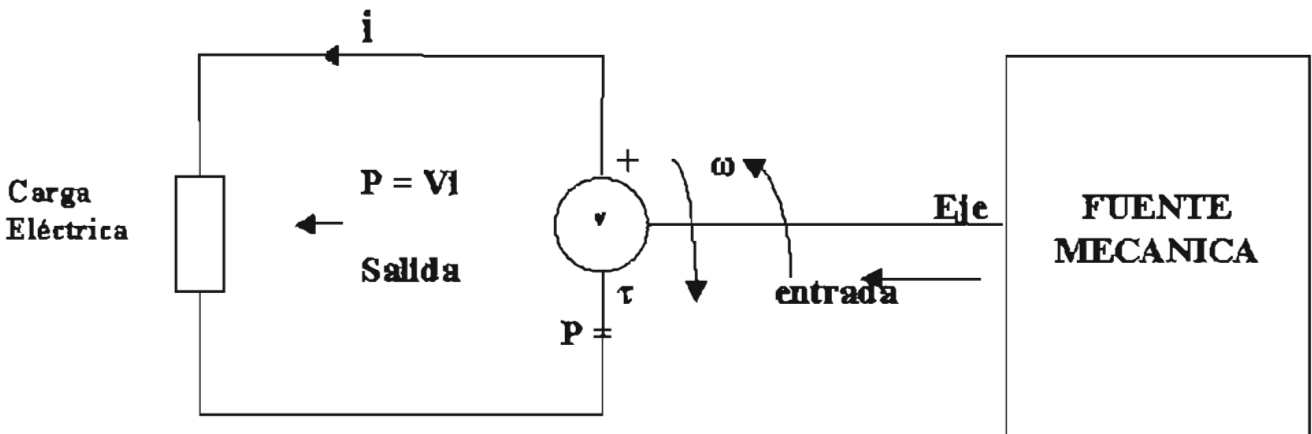
Estator

Tanto el rotor como el estator tienen tres partes básicas que son: el núcleo, los devanados y el aislante.

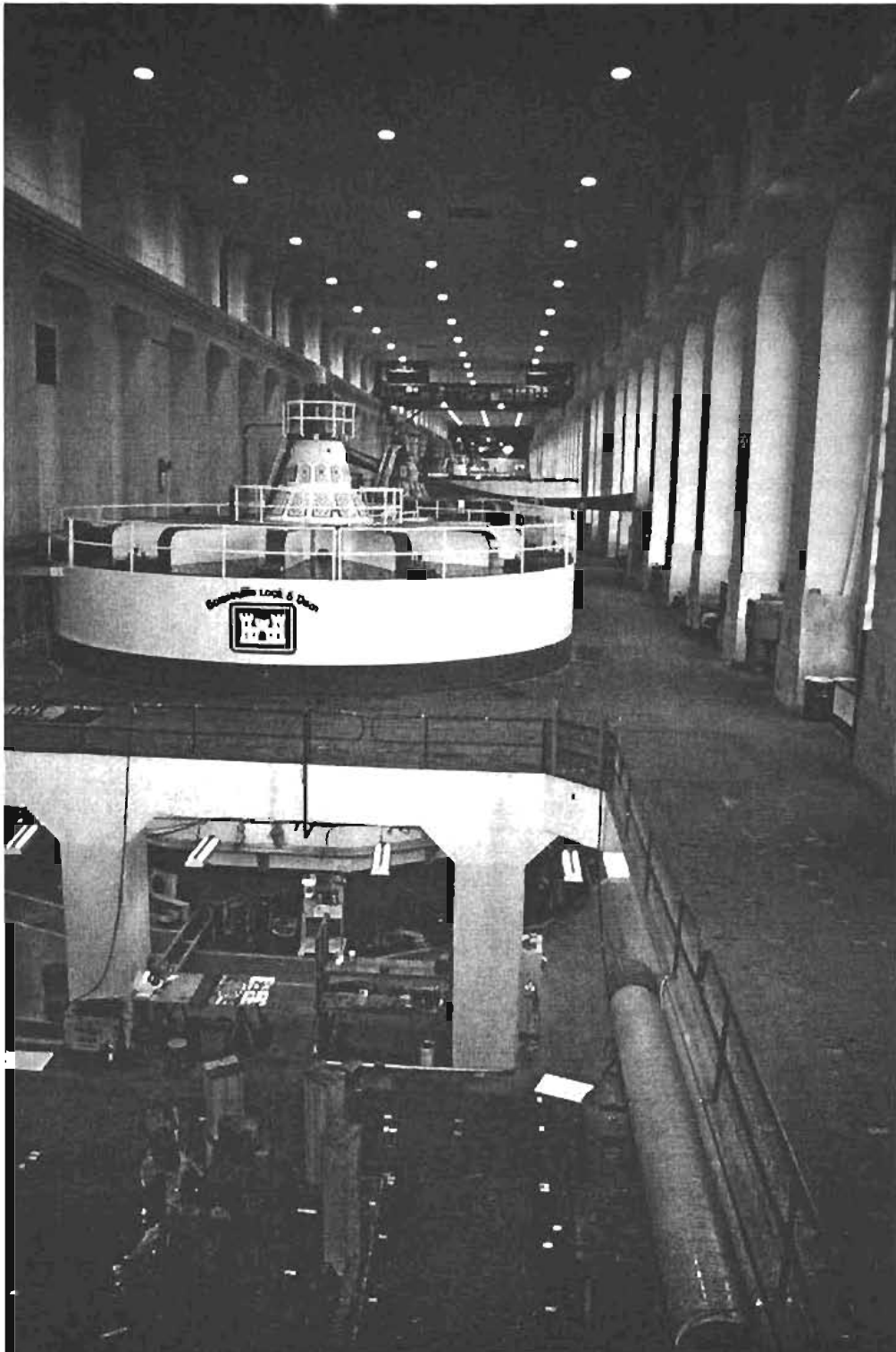
La finalidad de los núcleos del rotor y del estator es conducir el campo magnético a través de las bobinas de los devanados.

Los devanados conducen las corrientes eléctricas que son la fuente del campo magnético, y proveen mallas cerradas, en las cuales el campo magnético puede inducir voltajes.

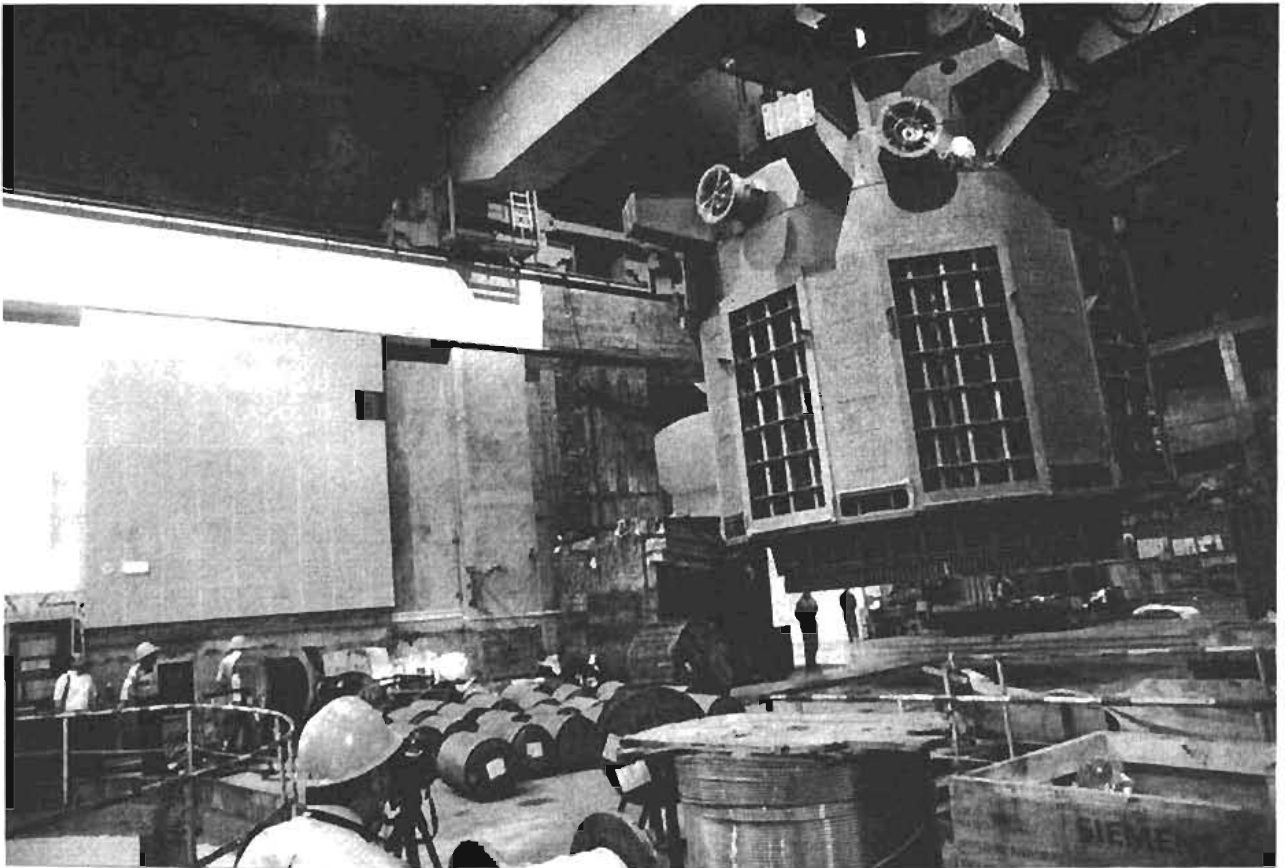
En resumen el principio del funcionamiento del generador eléctrico de corriente alterna es el siguiente: el campo magnético induce el voltaje generado y desarrolla un contrapar, que hace posible que el generador absorba potencia mecánica para convertirla en eléctrica.



Bonneville USA
(Cortésia de Voith Siemens Hydro Power Generation)



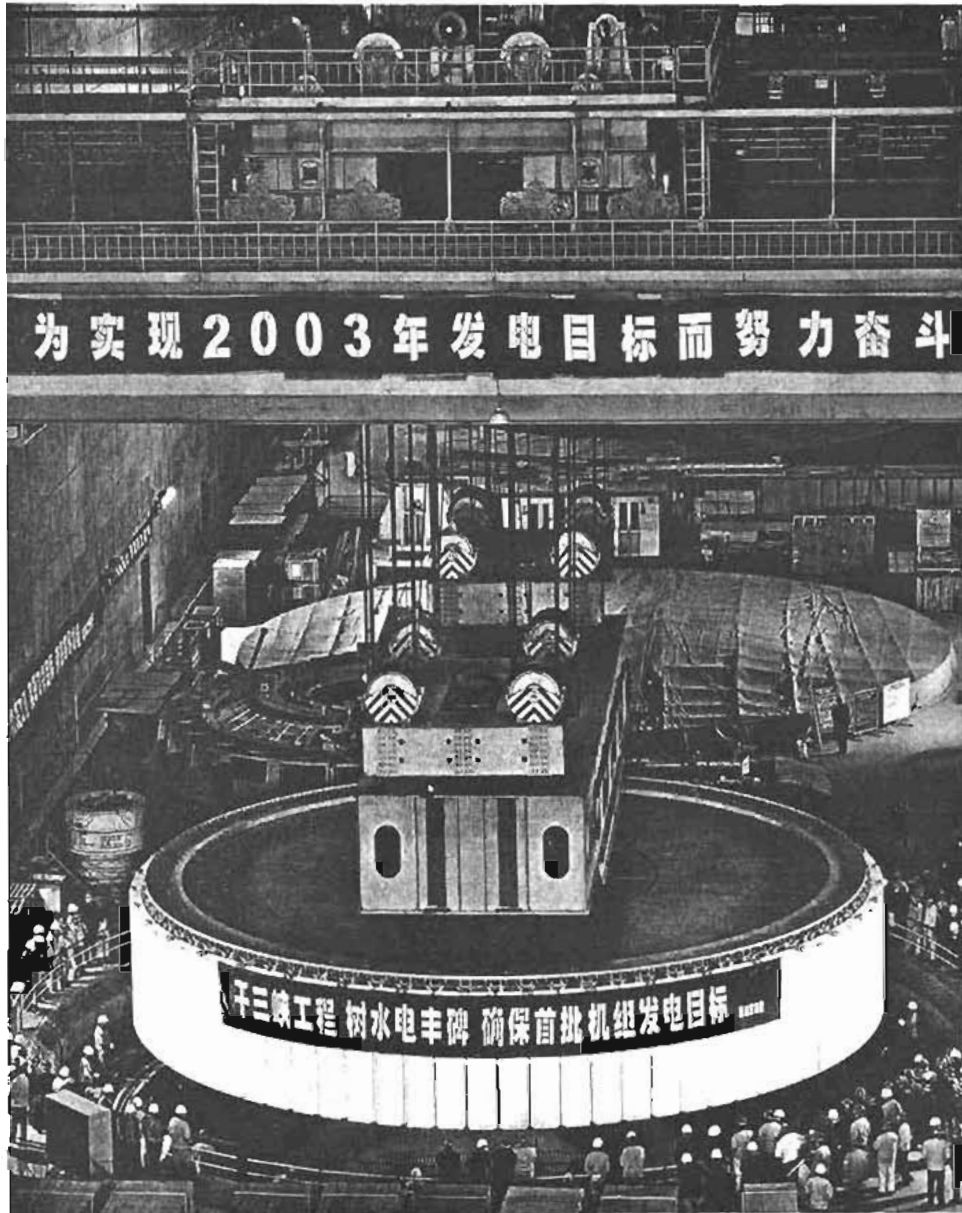
Guangzhou Generator
(Cortesía de Voith Siemens Hydro Power Generation)



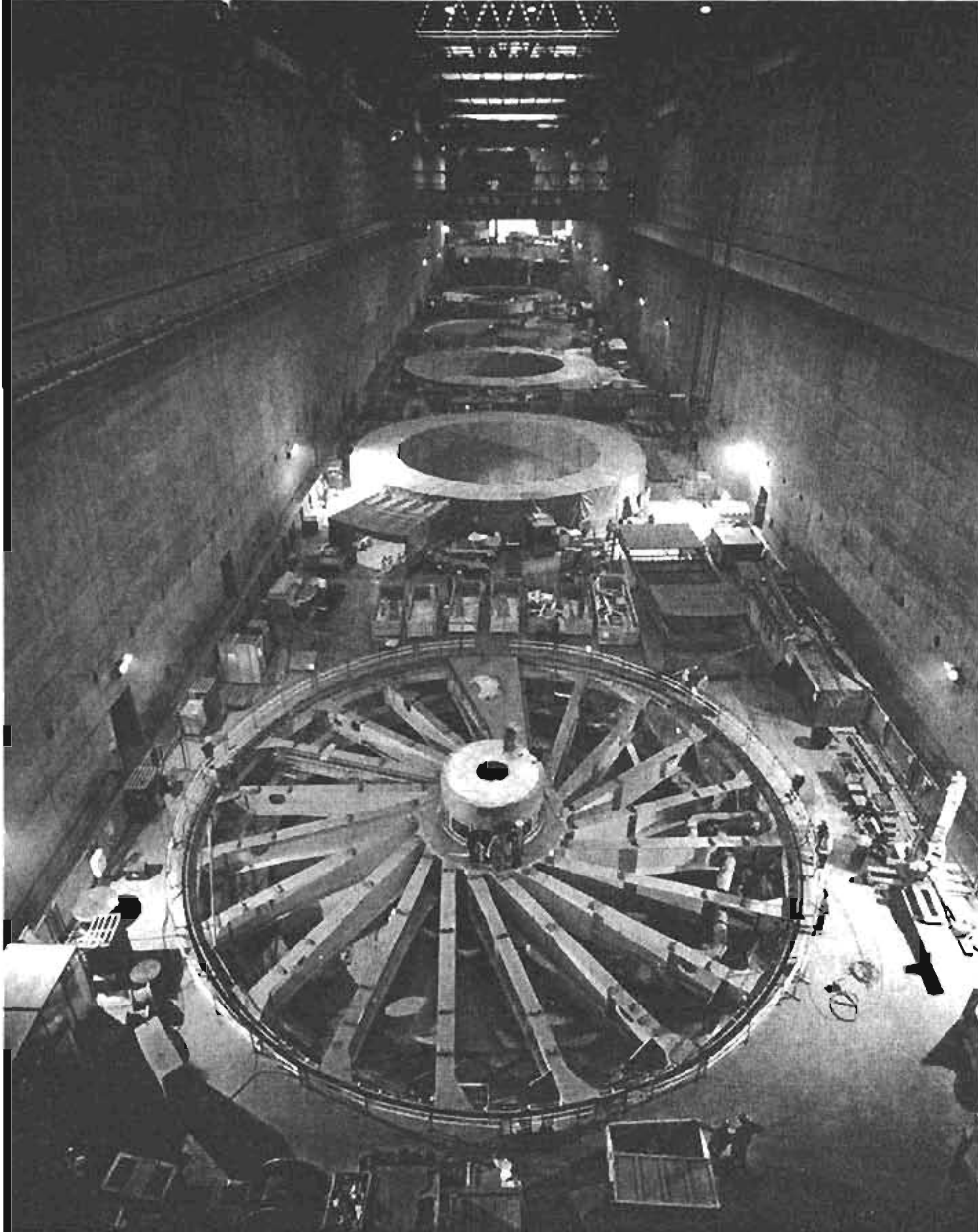
Guangzhou Incide Powerhouse
(Cortésia de Voith Siemens Hydro Power Generation)



SaxxiaGeneratorLowered
(Cortésia de Voith Siemens Hydro Power Generation)



Sanxia Incide Powerhouse
(Cortesia de Voith Siemens Hydro Power Generation)



CAPITULO 15

OTRAS FORMAS DE ENERGÍA

Lo que viene en energéticos

El sistema energético mundial estará compuesto de múltiples fuentes de energía provenientes de muchos recursos naturales, pero el petróleo aún será importante en 2013.

El petróleo vive

Según el estudio US Geological Survey, con las reservas mundiales inventariadas en 1993, el petróleo (contando a partir de ese año) duraría entre 63 y 95 años. Eso sin contar el descubrimiento de nuevos yacimientos lo cual sucede más a menudo de lo que nos imaginamos y técnicas de explotación. En el mejor de los escenarios, los científicos se aventuran a decir que el petróleo puede seguir siendo la principal fuente de energía durante varios cientos de años.

La era del Hidrógeno

El hidrógeno podría poner fin a la dependencia de las importaciones de petróleo y contribuiría a rebajar la tensión del peligroso juego geopolítico que se practica en la actualidad. El hidrógeno está en todas partes y es inagotable. De hecho, este año salió a la venta en Japón el primer auto comercial de estas características: el FCX de Honda posee un tanque de combustible de hidrógeno de 157 l. Durante los próximos 5 años, compañías como Toyota, Ford, GM, Mercedes-Benz y BMW lanzarán modelos similares, económicos y ecológicos.

El mercado, sin embargo, es el principal problema: se requerirán grandes inversiones para cambiar el actual sistema energético. Todos los cambios de regímenes energéticos-de la agricultura al carbón, a la máquina de vapor a la combustión interna- han sido costosos hasta que se alcanza velocidad económica. Cuando se llega a generar energía en gran escala, los costos se reducen y el mercado se ajusta. El principal problema que se detecta es la renuencia a invertir en el desarrollo de la generación de energía renovable a partir del elemento más simple.

Un ejemplo palpable es la inauguración de la primera estación de hidrógeno en Islandia. La terminal despachará el gas extraído de agua de la llave, así como la electricidad de energía hidroeléctrica y geotérmica de los propios recursos naturales islandeses.

La alternativa que ofrece el hidrógeno es la posibilidad de descentralizar la generación de energía y su almacenamiento. En el régimen del petróleo, la gasolina se transforma en fuerza motriz y se dispersa en el medio ambiente, es decir: no se puede recuperar. El agua de la que se extrae el hidrógeno queda electrolizada y por lo tanto se convierte en un almacén.

Aunque obtener energía de recursos naturales es la opción más cara, tal tipo de recursos genera el doble.

En un período de 20 a 50 años el hidrógeno podría empezar a ser una opción viable.

Renovables poco a poco

Las energías renovables, como la solar la eólica y la biomasa penetrarán en el sector energético en forma gradual, pero su principal problema es que otras fuentes, como el petróleo o el carbón, seguirán siendo más baratas. El 20% de la energía mundial pertenece a este rubro, lo que probablemente se mantendrá en los próximos 10 años, ya que a pesar de que se van a construir menos hidroeléctricas que antes, se incrementará la utilización de las energías eólicas y solar.

Más sol

La energía solar se integrará más a la vida doméstica y por lo tanto se aprovechará mucho mejor. Se estandarizará el uso de calentadores solares, muchos más baratos y sencillos de operar, aunque la inversión inicial será considerablemente más cara: mientras que uno de gas cuesta entre tres mil y ocho mil pesos, uno solar, alrededor de 25 mil pesos.

El Uranio todavía polémico

No hemos alcanzado el ideal atómico de la década de los 50, pero es un hecho que 440 plantas nucleares en el mundo producen un 16% de la energía global. Algunas de éstas ya han alcanzado su mayoría de edad, y otras son casi obsoletas; Westinghouse ha formado un consorcio global para crear el reactor de 4ta generación, el Internacional Reactor Innovative & Secure, que será inaugurado en Estados Unidos en 2015.

Paralelamente, algunos gobiernos están desechando la idea de la energía nuclear. Bélgica, por ejemplo, sacará de circulación sus plantas atómicas para 2015.

Hay una voluntad del gobierno (belga) por buscar fuentes alternativas de energía, las cuales no produzcan desechos que tengamos que cuidar por siglos, declaró el año pasado el ministro de energía de ese país.

¿Hidroeléctricas?

El agua como fuente natural para generar energía eléctrica a pesar de ser muy eficiente, es un recurso que tiende a escasear, por lo que la construcción de nuevas hidroeléctricas tendrán costos muy altos (dos mil dólares por cada kilowatt generado).

Con todo, una vez instaladas, su costo de operación es más bajo que el de una planta que extrae gas natural o una nuclear (0.7 centavos de dólar por kilowatt/hora).

Fuentes renovables de energía

La energía renovable es aquella que posibilita una explotación ilimitada del recurso, en virtud de que su cantidad no se reduce a medida en que ésta se aprovecha. Por ello, se promueve una mayor diversificación en la generación de electricidad, impulsando y desarrollando tecnologías que aprovechan energía renovable, de tal forma que contribuyan al desarrollo sustentable del país.

Principales fuentes renovables de energía

El uso de las energías renovables para la generación eléctrica se ve favorecido por los siguientes factores:

- Amplia disponibilidad de recursos energéticos renovables en el territorio nacional, aunque todavía no han sido suficientemente explorados ni sistemáticamente caracterizados;
- Existencia de nichos para posibles aplicaciones rentables, como es el caso de la electrificación rural, la generación distribuida²⁶ y la pequeña generación, entre otras;
- Los beneficios ambientales que ofrecen, como son el uso de recursos renovables en sustitución de combustibles fósiles, y sus bajas emisiones contaminantes;
- Varias de las tecnologías para el aprovechamiento de las energías renovables están disponibles en el mercado;

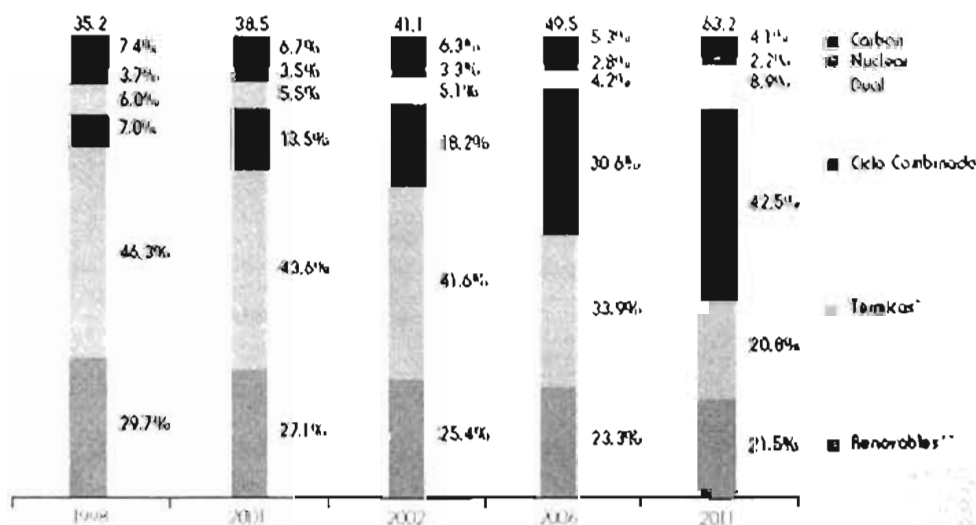
algunas están ya maduras y otras en proceso de desarrollo;

La Agencia Internacional de la Energía²⁷ pronostica que el crecimiento medio anual en el uso comercial de las energías renovables será de 2.2% de aquí al año 2015 (consultar capítulo uno). Esta institución anticipa que el 20% de las necesidades energéticas mundiales estarían siendo satisfechas con energías renovables en el año 2020, mientras que países en desarrollo, el valor se ubica en cerca de 25% para el mismo año.

De acuerdo con el Consejo Mundial de la Energía, una contribución del 30% de las energías renovables al suministro energético mundial, sería una componente esencial para estabilizar al año 2020 las emisiones de CO₂ a los niveles pactados de 1990.

En México, las energías renovables maduras son la hidroelectricidad y la geotermia. En el año 2001 representaron 27.1% de la capacidad total del SEN y aportaron 17.1% de la generación total. En menor medida, se cuenta con tecnologías probadas a base de recursos eólicos y de biomasa (industria azucarera, y de celulosa y papel), cuya participación aún es marginal en el SEN, ver gráfica.

SEN, capacidad efectiva por tecnología (GW)



Dentro del programa de expansión de la CFE, se incluyen los proyectos hidroeléctricos de El Cajón y de Chicoasén en su segunda etapa con una capacidad conjunta de 1,686 MW (11.8% de la capacidad adicional comprometida), mientras que en el 2003 se considera la conclusión de 107 MW de capacidad instalada con centrales geotérmicas, en los Azufres.

Desarrollo y evolución de energía renovable en México

La CRE al mes de agosto de 2002, reporta 68 permisos para generar energía eléctrica a partir de energía renovable como energético primario, y en algunos casos, como secundario. De estos permisos, 54 están en operación, 13 en la etapa de construcción y uno por iniciar obras.

Con los instrumentos de regulación para energías renovables publicados durante el 2001, se espera que el aprovechamiento de la energía renovable en México se incremente.

Energía Solar

La principal energía renovable en el mundo, es la solar (radiación infrarroja y ultravioleta) la cual se transforma dentro de la atmósfera en diferentes efectos físicos que pueden ser empleados como un recurso energético: viento, biomasa, la diferencia de temperaturas oceánicas y la energía de las olas.

El uso de la energía solar mediante dispositivos fotovoltaicos presenta oportunidades para electrificación de zonas remotas no atendidas por la red de transmisión y distribución, o bien utilizarla como soporte de la red en regiones con fuerte demanda de punta en el verano.

El potencial de energía solar en México es uno de los más altos del mundo, aproximadamente tres cuartas partes del territorio nacional, son zonas con una insolación media del orden de los 5 kWh/m² al día.

De 1993 a 2001, la capacidad instalada de estos sistemas se incrementó de 7.1 MW a 14.3 MW, lo que representa una tasa media anual de crecimiento del 9%. Estimaciones de la Conae consideran que en el último año, se tenían más de 115 mil metros cuadrados de pequeños sistemas fotovoltaicos instalados en el país, con una generación aproximada de 8.4 GWh/año, para satisfacer pequeñas cargas distribuidas. Para el año 2011, se espera contar con 28 MW instalados y 16.5 GWh/año de generación, con base en un crecimiento anual en la instalación de los sistemas del 7% y un factor de planta del 25%.

La CFE cuenta con una planta híbrida en San Juanico, B.C.S., conformada por 17 kW fotovoltaicos, 100 kW eólicos y un motogenerador diesel de 80 kW. Además, tiene en proyecto la instalación de una planta híbrida (ciclo combinado - termosolar), con una capacidad termosolar de 40 a 50 MW.

Los costos de estos sistemas fotovoltaicos, son todavía muy elevados, se encuentran en un rango de 3,500 a 7,000 dólares por kW instalado, y de 25 a 150 centavos de dólar por kWh generado. Para los sistemas fototérmicos los costos correspondientes se pronostican en el rango de 2,000 a 4,000 dólares por kW y de 10 a 25 centavos de dólar por kWh.

Energía	Potencial estimado	Costos de inversión	
		dólar\$/KW instalado	centavos de dólar\$/KWh
Solar	Insolación media 5 kWh/m ² al día.	Fotovoltaicos: 3,500 a 7,000	25 a 150
		Fototérmicos: 2,000 a 4,000	
Eólica	5,000 MW	1,000	5 a 11
Mínhidráulica	700 MW	800 a 6,000	3 a 45
Biomasa	150 MW	630 a 1,170	4 a 6

Energía eólica

De las energías renovables, la eólica está considerada como una de las más prometedoras para la generación masiva de electricidad en el mediano plazo. La capacidad mundial de generación con energía eólica conectada a red actualmente rebasa los 25,000 MW²⁸, mientras que otras tecnologías, como la fotovoltaica, se instalan en cantidades superiores a los 200 MW/año, en aplicaciones de electrificación rural y en aplicaciones conectadas a red.

Existe en el país un potencial superior a los 5,000 MW económicamente aprovechables en zonas ya identificadas: sur del Istmo de Tehuantepec (con potenciales de 2000 a 3000 MW); en las penínsulas de Baja California y Yucatán; en la región central de Zacatecas y hasta la frontera con EUA, así como en la región central del altiplano y las costas del país. Actualmente se cuenta con:

- La instalación de una máquina de 600 kW por CFE en la población de Guerrero Negro, BCS, y otra de 550 kW por la empresa Cementos Apasco, en Ramos Arizpe, Coahuila.

- La construcción de una central piloto de 1.5 MW por CFE en la Venta, Oaxaca.

- La compañía Fuerza Eólica, S.A. de C.V. fabrica y exporta generadores eléctricos de 750 kW para aerogeneradores que se producen en los Estados Unidos.

Adicionalmente existen más de 3 MW eólicos instalados en el país, a través de pequeños aerogeneradores y aerobombas de agua, que en 2001 generaron cerca de 10.6 GWh.

En la actualidad, los costos típicos de inversión en instalaciones para el aprovechamiento de la energía del viento, están alrededor de 1,000 dólares por kW instalado, y los costos de generación entre 5 y 11 centavos de dólar por kWh.

Minihidráulica

Este recurso no ha sido cuantificado en su totalidad, pero se estima que el potencial total disponible es importante. Solamente en canales de riego se estima un potencial económicamente aprovechable superior a 300 MW.

La Conae identifica más de 100 sitios para el aprovechamiento de este recurso. En la región que comprende los estados de Veracruz y Puebla, con una generación potencial de 3,570 GWh/año, que equivale a una capacidad media de 400 MW.

Los permisos de generación minihidráulica autorizados por la CRE, indican que al cierre del año 2002 se contará con seis permisos en operación, los cuales representarán 32 MW instalados y una generación eléctrica de 120 GWh/año. Para el año 2011, se espera contar con 284 MW instalados y 1,373 GWh de generación, considerando un crecimiento anual de 5% a partir del año 2005, y un factor de planta de 49%.

Los costos de instalación de esta tecnología, varían en un rango muy amplio, de 800 a 6,000 dólares por kW instalado, con costos de generación de 3 a 45 centavos de dólar por kWh.

Biomasa

Esta tecnología emplea la materia orgánica que es susceptible de ser utilizada como energía (desechos sólidos urbanos y agropecuarios, así como maderas, follaje y residuos de los bosques). El aprovechamiento de la biomasa como energético puede realizarse vía combustión directa o mediante la conversión de la biomasa en diferentes combustibles, a través de la

biodigestión anaerobia, pirólisis, gasificación o fermentación.

El Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE), estima que la producción de residuos sólidos municipales en el país es de 90 mil toneladas diarias, con lo que se podría soportar una capacidad de generación aproximada de 150 MW. Esta alternativa de generación puede ser ya rentable en el caso de ciudades medianas y grandes, para propósitos de autogeneración municipal.

Hasta agosto de 2002, había dos permisos autorizados por la CRE para la generación de energía eléctrica con base en la explotación de biogás de rellenos sanitarios municipales en Monterrey N.L. La capacidad instalada es de 10.8 MW y una generación de 54 GWh/año. Adicionalmente, existen 44 permisos autorizados para sistemas híbridos (combustóleo - bagazo de caña), con una capacidad total de 391 MW de capacidad y 709 GWh de generación.

Los costos de inversión asociados a estos proyectos, se encuentran en un rango de 630 a 1,170 dólares por kW instalado, la electricidad producida tiene un costo de 4 a 6 centavos de dólar por kWh generado.

Geotermia

La industria geotérmica actual está basada en la explotación de los llamados recursos geotérmicos hidrotermales, sin embargo, la viabilidad a largo plazo de este recurso energético dependerá del desarrollo de tecnología que permita el aprovechamiento de todos los tipos de recursos geotérmicos (roca seca caliente, geopresurizados, marinos y magmáticos).

La Gerencia de Proyectos Geotermoeléctricos de la CFE, ha establecido la existencia de más de 1,400 manifestaciones termales en 27 estados del país. Recientemente en algunos lugares ya se han perforado pozos exploratorios, como en Tres Vírgenes (Baja California Sur), Los Negritos (Michoacán) y Aocolco (Puebla).

El potencial geotérmico estimado de México, en sistemas hidrotermales de alta entalpía (temperaturas mayores a 180 °C), permitiría generar cuando menos 2,400 MWe (mega watt eléctrico).

Algunos investigadores han estimado de manera gruesa las reservas en sistemas hidrotermales de baja entalpía (temperaturas menores a 180 °C) en cuando menos 20,000 MWt (mega watt térmico). Aún no se cuenta con evaluaciones confiables de otros tipos de recursos geotérmicos como los geopresurizados, roca seca caliente, etc.

En el 2001 fueron instalados en el campo de Las Tres Virgenes, las dos primeras unidades de 5 MW cada una, y próximamente se contará con 100 MW adicionales en el campo geotérmico de Los Azufres, en Michoacán.

La capacidad instalada actual de energía geotérmica es de 838 MW, en los campos de Cerro Prieto (Baja California), Los Azufres (Michoacán) y Los Humeros (Puebla), lo que representa el 2.2% de la capacidad total observada en 2001. El impacto ambiental de los desarrollos geotérmicos se puede eliminar casi completamente; y sus costos están entre 4 y 7 centavos de dólar por kWh.

Actividades de Investigación y desarrollo en fuentes renovables

En el 2000, iniciaron las actividades que conforman el Plan Piloto para el Desarrollo de las Energías Renovables en México, auspiciado por la Secretaría de Energía y ejecutado por la Gerencia de Energías No Convencionales del Instituto de Investigaciones Eléctricas.

Dicho plan incluye los siguientes objetivos: contribuir al establecimiento de una política nacional de energía sustentable; identificar barreras para la implementación de las energías renovables; crear elementos que faciliten la implantación de las energías renovables en el país; y catalizar el desarrollo industrial de las tecnologías para su aprovechamiento.

Este plan cuenta con siete proyectos, de los cuales: tres son de energía solar; uno de energía eólica; uno de generación con biogas de relleno sanitario municipal; uno para el mapeo de los recursos geotérmicos de baja temperatura, y otro, para el desarrollo de un sistema de información geográfica de fuentes renovables en México.

Es de resaltar que con los desarrollos tecnológicos de los últimos 3 ó 4 años, y los precios actuales del gas natural, las tecnologías de gasificación de residuos de vacío ó carbón, se han vuelto competitivas con las tecnologías de gas natural y, siendo una tecnología limpia, es una opción excelente para lograr la diversificación de combustibles en el país.

El desarrollo y aplicación de las energías renovables para la generación eléctrica en México en el horizonte de los próximos diez años dependerá de la evolución de factores críticos que incluyen el desarrollo tecnológico y de

mercado en el plano internacional, así como aspectos ambientales y programáticos en el plano nacional.

La siguiente tabla resume las estimaciones del PE, sobre la capacidad que podría instalarse en el país con energías renovables en los próximos diez años. Así como, la probabilidad de que esto ocurra y los factores que podrían favorecer o dificultar su realización.

Recurso	Capacidad probable a 10 años (MW)	Nivel de probabilidad	Factores críticos para su desarrollo
Eólico	2,000	Media	Marco legal
Solar Fotovoltaico	10-20	Alto	Desarrollo del mercado
Solar Térmico	30-50	Baja	Desarrollo tecnológico y marco leg. ²
Biomasa	150	Alto	Ambientales
Minihidráulica	300-500	Media	Programáticos
Celdas de combustible	10-20	Media	Desarrollo tecnológico y de mercado
Geotermia Alta Entalpía (T>180 °C)	2,400 MWe	Alto	Mejorar competitividad en costos
Geotermia Baja Entalpía (T<180 °C)	5,000 MWe	Alto	Marco legal

LA ECONOMÍA DEL HIDRÓGENO

El uso del hidrógeno se ha considerado ya desde hace mucho tiempo como la alternativa más factible en portadores de energía para el futuro y básicamente se concentra en la industria química y petrolera. La principal fuente es a través de la reformación del metano (gas natural) y el principal uso es en la hidrogenación de moléculas pesadas de hidrocarburos para generar hidrocarburos más ligeros que se usan como combustibles (gasolinas, diesel, etc.) así como en la fabricación de amoníaco, importante fertilizante. La capacidad mundial de producción de H₂ es del orden de 3 * 10⁸ m³ (std) por DIA. Aunque la producción de H₂ es del orden de los casos es in situ, se tiene cierta experiencia en transporte entre refinerías, plantas químicas independientes de producción del hidrógeno.

Existen muy diversas formas de producción de hidrógeno, siendo algunas de las principales, la producción de hidrógeno a partir de la descomposición termoquímica de compuestos hidrogenados y a la composición electroquímica del agua.

Uno de los procesos más actuales y comunes se basa en la reacción química del metano con vapor de agua a altas temperaturas y presiones para generar un gas de síntesis (básicamente Hidrógeno y óxidos de Carbono) del cual se separa el Hidrógeno. Este mismo proceso se utiliza con carbón mineral u otros materiales ricos en carbono como el coque de petróleo para generar síntesis y posteriormente Hidrógeno.

Comparaciones entre costos de generación del Hidrógeno a través de las diferentes formas de producción es el siguiente:

Hid. a partir de ----- Costo Usdl / Gj
 Hidrógeno a partir de Carbono / petróleo / gas natural.
 Costo: \$ 1 – 5 Usdl / Gj
 Hidrógeno a partir de gas natural con remoción del CO2
 Costo: \$ 8 – 10 Usdl / Gj
 Hidrógeno a partir de Carbono con remoción del CO2
 Costo: \$ 10 – 13 Usdl / Gj
 Hidrógeno a partir de la biomasa
 Costo: \$ 12 – 18 Usdl / Gj
 Hidrógeno a partir del núcleo electricidad
 Costo: \$ 15 – 20 Usdl / Gj
 Hidrógeno a partir de la eolo electricidad terrestre
 Costo: \$ 15 – 25 Usdl / Gj
 Hidrógeno a partir de la eolo electricidad marina
 Costo: \$ 20 – 30 Usdl / Gj
 Hidrógeno a partir de celdas fotovoltaicas
 Costo: \$ 25 – 50 Usdl / Gj

Se realizan investigaciones acerca de otros métodos como la utilización de reactores nucleares de alta temperatura para producir el hidrógeno directamente vía la descomposición termoquímica de compuestos hidrogenados, el uso de celdas fotoeléctricas para medio de un plasma con radiación solar, la reformación por medio de un plasma, y el uso de reactores de membranas cerámicas

Aunque es poca ya se tiene cierta experiencia en lo que se refiere al temas más delicado del uso del hidrógeno, el transporte y distribución así como su almacenamiento. En el presente, el 5% aproximadamente del Hidrógeno total producido en los EUA se transporta en forma Líquida en contenedores criogénicos montados en camiones de carga, carros de ferrocarril o lanchones (hasta 1500 kilómetros), en forma de gas comprimido en camiones (hasta una decena de Kilómetros), o por gaseoductos (centenas de kilómetros). El otro 95% se genera in situ.

Si los usos se quieren realizar en forma masiva, se requerirá una gran infraestructura de transporte y distribución; la actual en los EUA equivale al 1% de la distribución de gasolina. En esta situación en forma gaseosa (gaseoductos) o Líquida (contenedores criogénicos), con las materias primas locales.

Es de suma importancia destacar que el almacenamiento del Hidrógeno a altas presiones requiere de materiales adecuados, ya que tiende a disociarse y difundirse por la estructura granular del material sólido del contenedor; en alguno casos llega a dañar estas estructuras, haciendo que Falle el material almacenador. La alta presión es necesaria para buscar una eficiencia económica del proceso.

De convertirse en un energético secundario importante, es necesario tener capacidad para almacenarlo. El hidrógeno se puede almacenar como gas comprimido, como liquido a muy bajas temperaturas, o en forma de un hidruro metálico. Las características del sistema de almacenamiento serán diferentes si el sistema es móvil. De ser fijo, estas son menos limitantes. El

almacenamiento para vehículos requiere ser liviano, compacto, de bajo costo, resistente, de rápido y fácil llenado, y seguro. Un estudio de la Ford para un vehículo de cuatro pasajeros con celda de combustible y un rango de 500 Km, compara las siguientes formas de almacenamiento del hidrógeno:

-Para gas comprimido con 12 % (en peso) de Hidrógeno a 34 Mpa, el contenedor tendrá un peso de 32.5 Kg. Y volumen de 186 litros.

-Para Hidrógeno líquido, el peso es del contenedor de 28.5 Kg para un volumen de 116 litros.

-Almacenado como hidruro metálico, el volumen se reduce a 100 litros pero el peso sube a 325 Kg.

-El contenedor equivalente con motor de combustión interna en base a gasolina es de 25 litros con 25 Kg.

Se investiga intensamente este aspecto para encontrar un sistema que almacene entre 5 a 10% (en peso) de Hidrógeno y que funcione a temperaturas y presiones cerca de las condiciones ambientales. El uso de nanoestructuras de carbono es de las más estudiadas (experimentos de laboratorio han resultado en porcentajes de almacenamiento de hasta 14% en peso a condiciones ambientales).

En su transformación a energía útil deseada por el usuario final, las celdas de combustible son la gran esperanza ya que reducirán en forma espectacular las emisiones totales por el proceso mismo que genera cero o una cantidad pequeña de gases contaminantes, así como por su alta eficiencia. Existen estimaciones en las cuales, con el hidrógeno generado en dos tercios de la superficie arable no utilizada en los EUA, es posible de proveer el combustible para todos los vehículos de este país, si éstos utilizarán celdas de combustible.

En cuanto a los costos, las proyecciones indican que el sistema en base a hidrógeno será mucho más caro que el basado en gasolina. Pero como el hidrógeno se usa con mayor eficiencia, el costo del combustible por kilómetro se vuelve comparable. Si los vehículos a celdas correspondientes a producción en masa, el costo total del ciclo de vida del transporte (costos de inversión en el vehículo, de combustible, y de operación y mantenimiento)

Sería comparable con el del sistema actual con vehículos en base a gasolina.

Por múltiples razones, la economía del hidrógeno se ve muy atractiva, deseable y factible. La conversión del sistema actual a este

Tipo de energético secundario predominante implica inmensas inversiones así como desarrollos tecnológicos importantes. Aunque estos últimos se den, su penetración no puede ser más que lenta por la primera consideración; sólo para el sector transporte, algunos investigadores estiman inversiones de entre cientos a miles de US\$ en infraestructura por vehículo.

Todo indica que se debe ir preparando el terreno para este cambio, en base a identificar nichos en donde el hidrógeno puede ser competitivo y mantener un gran esfuerzo en las actividades de investigación y desarrollo tecnológico.

ALGUNAS APLICACIONES DE LA ENERGÍA EÓLICA

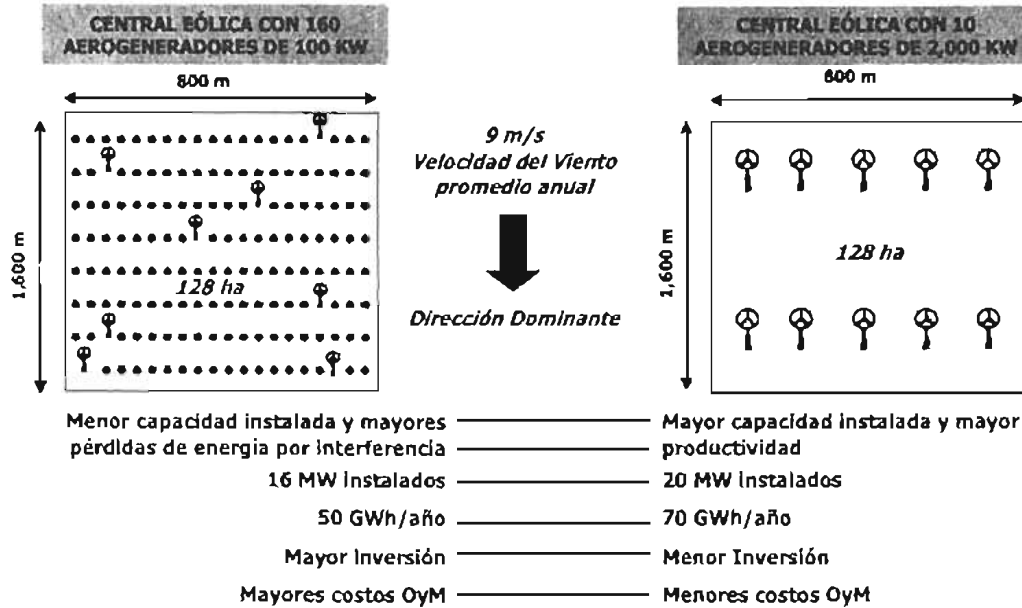


EVOLUCIÓN DE LA TECNOLOGÍA

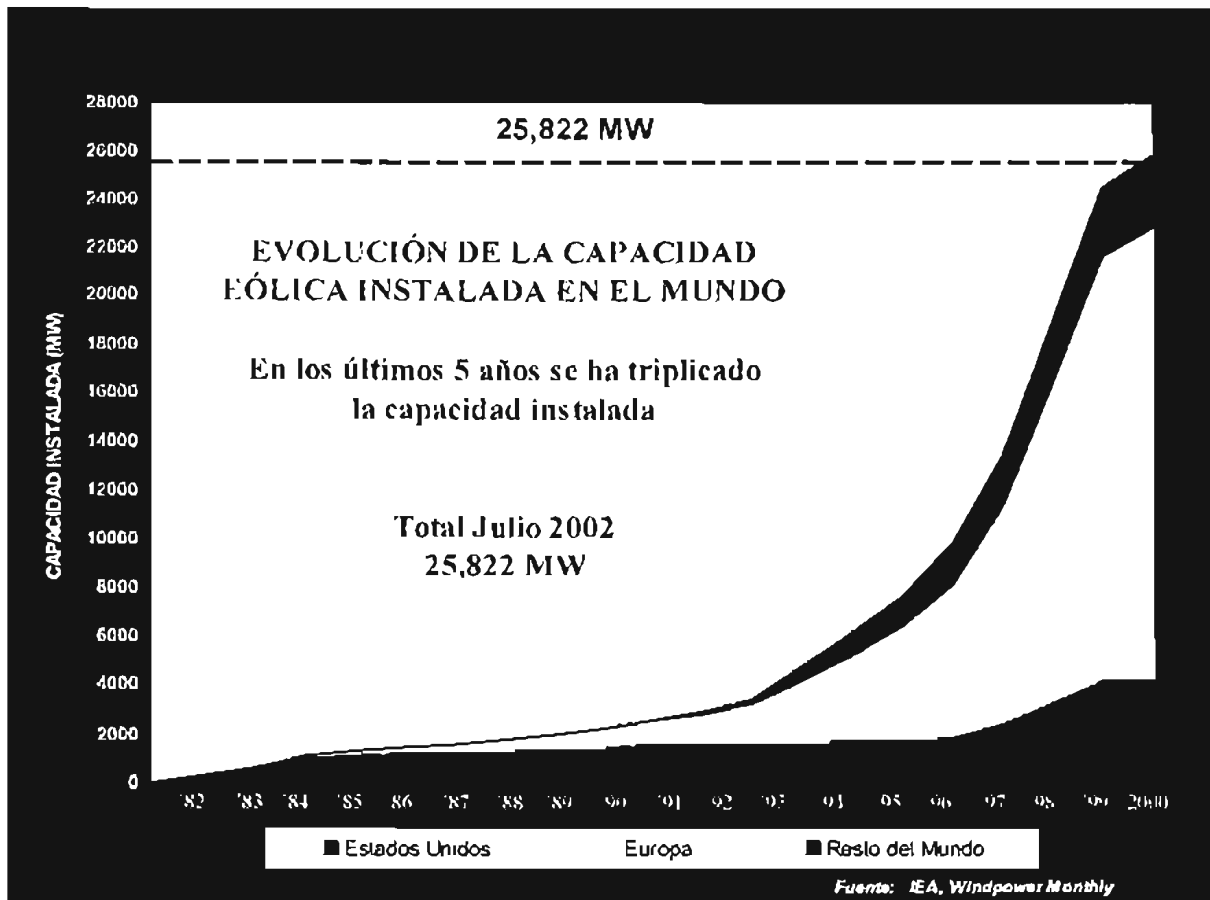


	$\Phi = 20 \text{ m}$	$\Phi = 42 \text{ m}$	$\Phi = 60 \text{ m}$	$\Phi = 80 \text{ m}$
Capacidad, kW	100	600	1 300	2 000
Altura, m	24	39/50	60/69	78/100
Peso total, ton	12	49	125	225
Velocidad del viento, m/s:				
- De arranque	4	5	4	4
- A potencia nominal	11	17	15	15
- De paro	26	25	25	25
Área barrida, m ²	314	1 385	2 826	5 024
MWh/año @ 9 m/s	410	2 332	4 867	8 230
MWh/m ²	1.3	1.7	1.7	1.6

AVANCES EN LA TECNOLOGÍA EÓLICA



LOS AVANCES EN LA TECNOLOGÍA EÓLICA HAN PERMITIDO REALIZAR UN USO MÁS ADECUADO DE LOS TERRENOS DISPONIBLES PARA INSTALAR LAS CENTRALES, CON UNA MAYOR PRODUCTIVIDAD Y ECONOMÍA.



CAPACIDAD EÓLICA INSTALADA EN EL MUNDO (MW)

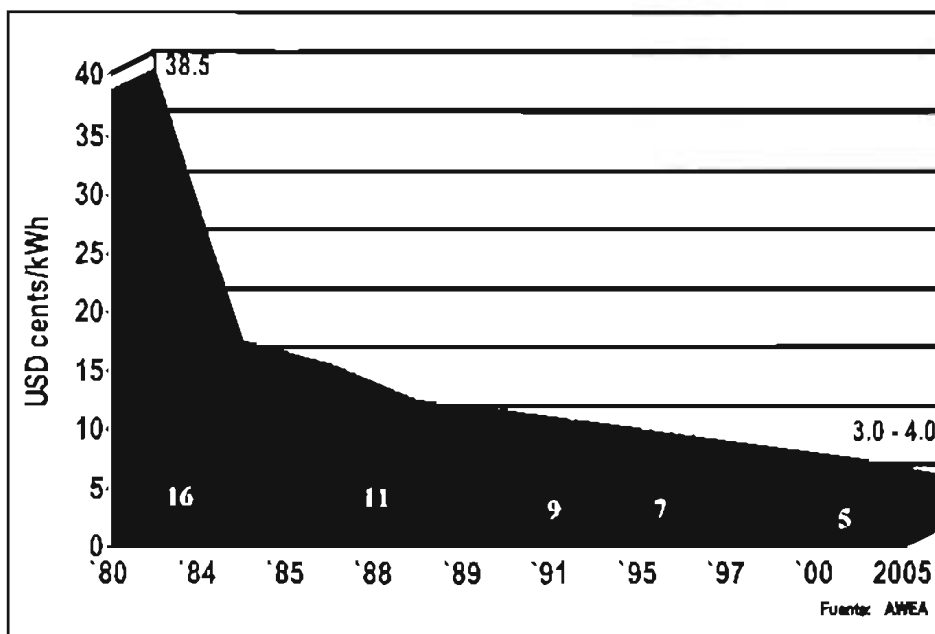
Julio de 2002.

	Finales de 2001	Julio de 2002
EUROPA		
Alemania	8753	9500
España	3335	3712
Dinamarca	2417	2456
Italia	697	700
Noruega	483	501
Inglaterra	485	498
Suecia	280	280
Grecia	272	272
Portugal	127	127
Irlanda	125	125
Austria	95	95
Francia	85	85
Finlandia	39	41
Ucrania	40	40
Bélgica	31	31
Otros	97	115
Total	17361	18578
NORTEAMÉRICA		
Estados Unidos	4245	4251
Canadá	207	207
Total	4452	4458

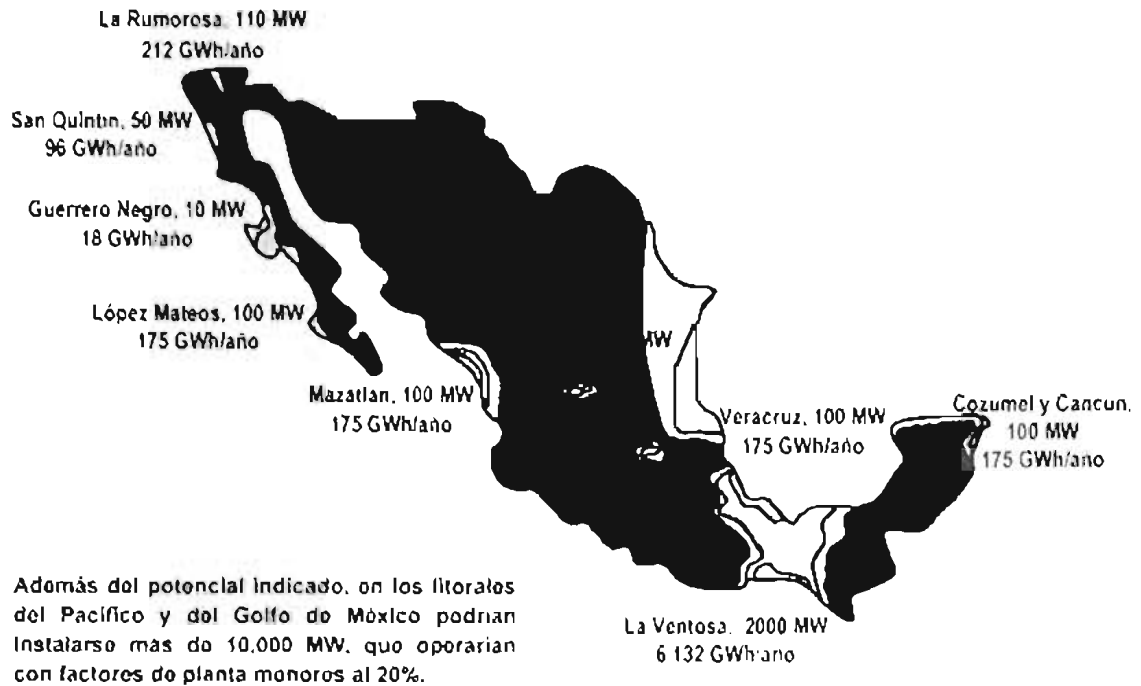
	Finales de 2001	Julio de 2002
LATINOAMÉRICA		
Costa Rica	71	71
Argentina	24	24
Brasil	20	20
Caribe	13	13
México	3	3
Chile	2	2
Total	133	133
ASIA		
India	1507	1627
China	399	399
Otros	14	14
Total	1920	2040
REGIÓN PACÍFICO		
Japón	300	300
Australia	73	73
Nueva Zelanda	37	37
Total	410	410
ÁFRICA Y MEDIO ORIENTE		
Egipto	125	125
Morocco	54	54
Otros	24	24
Total	203	203
GRAN TOTAL	24 479	25 822

Fuente: Revista Windpower Monthly, Julio 2002
Knebel, Dinamarca

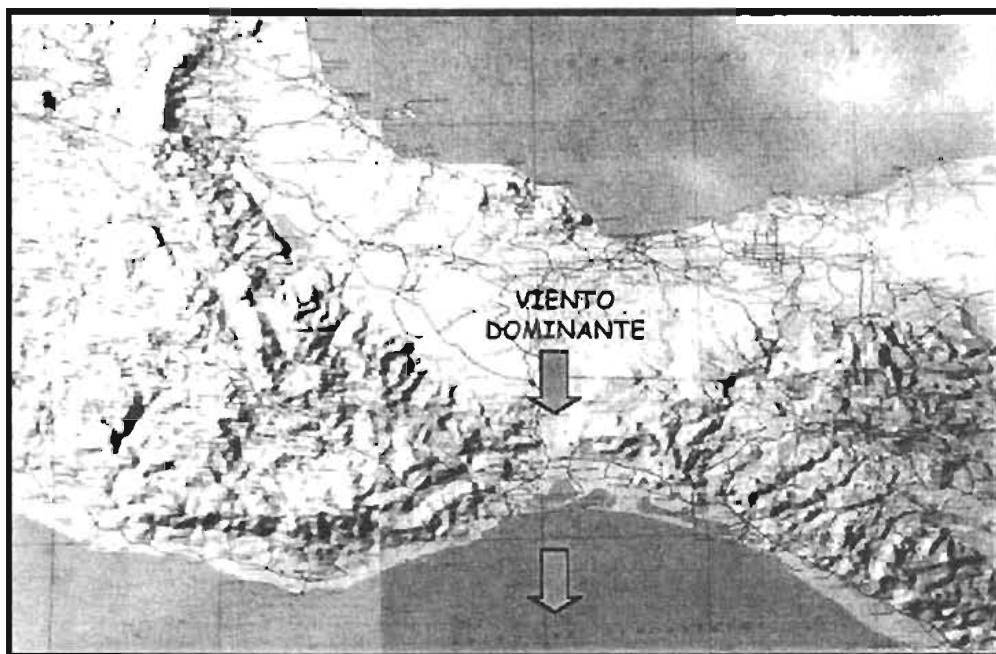
COSTO DE LA ELECTRICIDAD GENERADA CON VIENTO EN SITIOS CON BUEN RECURSO



ALGUNOS SITIOS CON POTENCIAL EÓLICO IDENTIFICADO



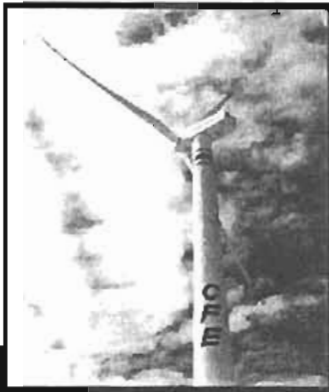
OROGRAFIA DEL ISTMO DE TEHUANTEPEC



CENTRALES EÓLICAS PILOTO DE CFE

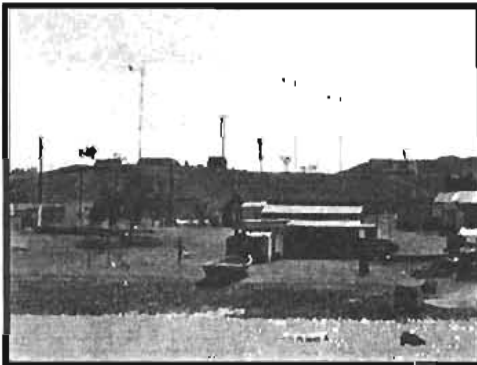


- **La Venta, Oax.**
Capacidad = 1575 kW
7 unidades de 225 kW cada una
Torres de 30 metros de altura
FP = 41 %
Más de 8 años en servicio



- **Guerrero Negro, BCS.**
Capacidad = 600 kW
1 unidad de 600 kW
Torre de 50 metros de altura
FP Largo Plazo = 20 %
Más de 3 años en servicio

ELECTRIFICACIÓN RURAL PROYECTOS DE CFE

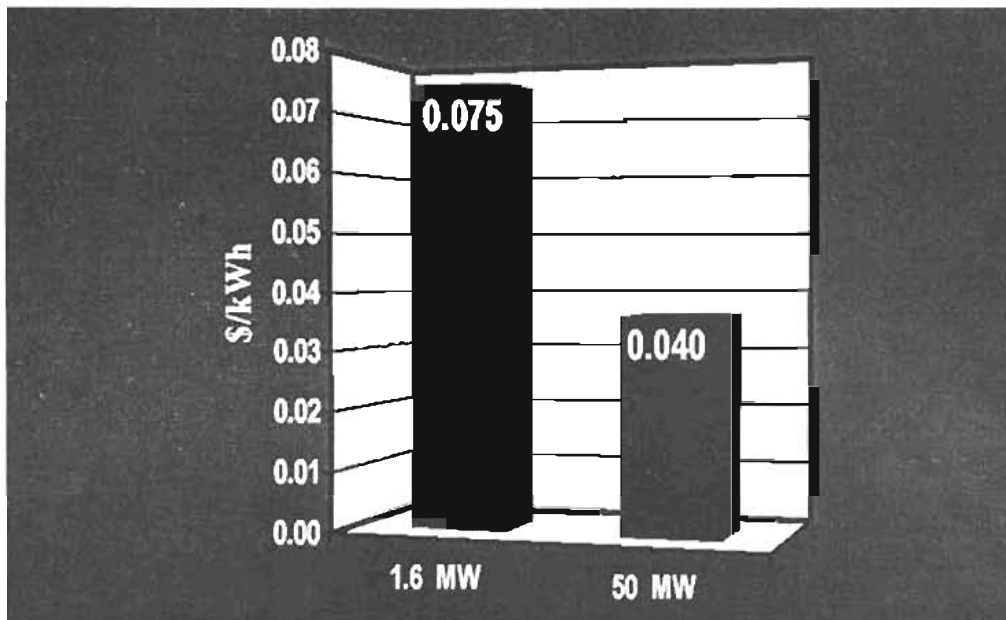


- **Puerto Alcatraz, BCS**
Sistema híbrido viento - sol - diesel
18,3 kW de renovable.
Energía eléctrica para 200 habitantes
los 24 h del día.
Más de 5 años en operación



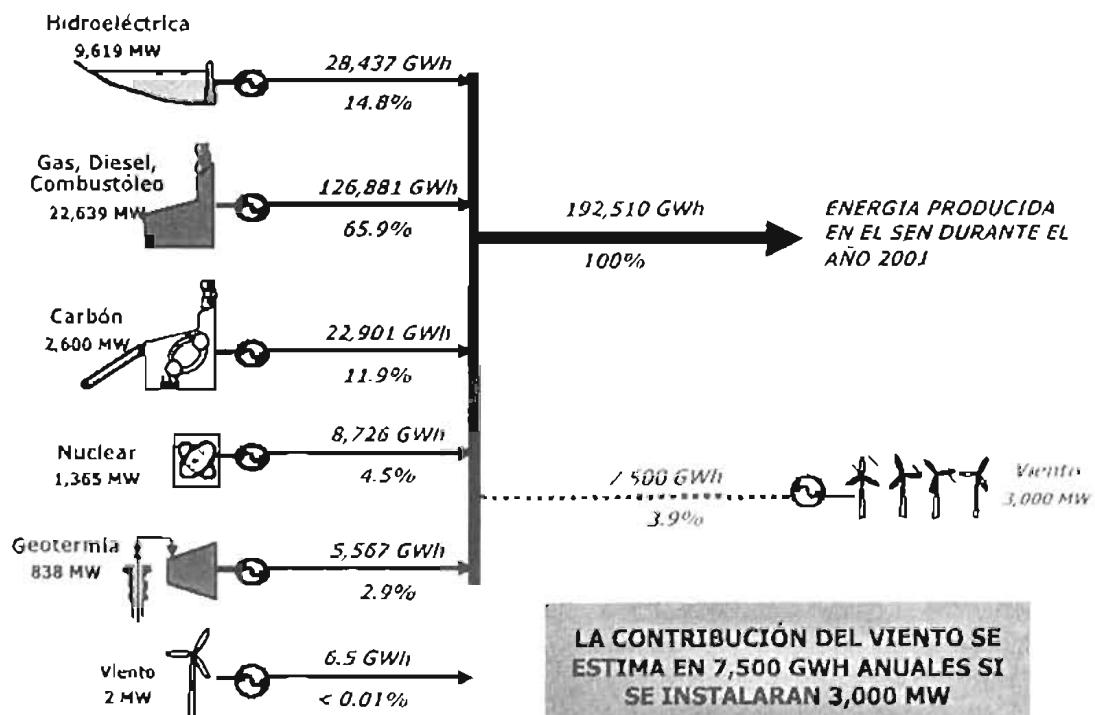
- **San Juanico, BCS**
Sistema híbrido viento - sol - diesel
117 kW de renovable.
Energía eléctrica para 400 habitantes
los 24 h del día.
Más de 3 años en servicio

INFLUENCIA DE LA CAPACIDAD DEL PROYECTO EN EL COSTO DE LA ENERGÍA EÓLICA



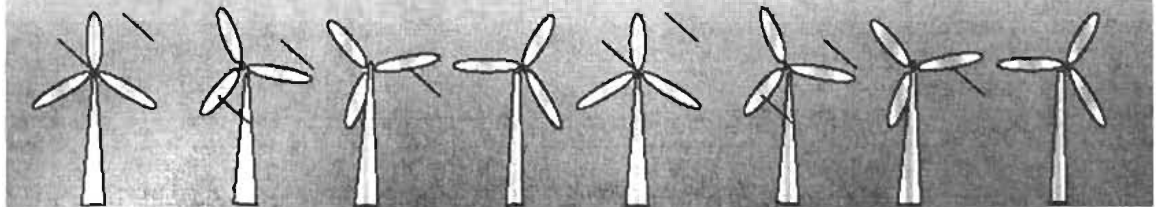
Para la misma calidad de viento, las centrales de mayor capacidad son más económicas tanto en inversión como en O&M

EL VIENTO Y LA DIVERSIFICACION ENERGETICA EN EL SEN



BENEFICIOS DE LA EXPLOTACIÓN DEL VIENTO

- × **ESTRATÉGICOS: DIVERSIFICACIÓN ENERGÉTICA.**
- × **AMBIENTALES: REDUCCIÓN DE EMISIONES DE CO₂ A LA ATMÓSFERA, MERCADO GLOBAL DE EMISIONES, ETC.**
- × **CREACIÓN DE EMPLEOS: POR EJEMPLO DINAMARCA 60 000, ALEMANIA 20 000, ESPAÑA...**



BIBLIOGRAFÍA

- **TURBINAS PARA PLANTAS HDROELÉCTRICAS – VOITH SIEMENS HYDRO POWER GENERATION.**
- Memorias e informes de Comisión Federal de Electricidad.
- Energía Hidroeléctrica – Ing. Manuel Viejo Zubicaray, Ing. Pedro Alfonso Palacios. Editorial LIMUSA – MÉXICO
- Libro de Generación de Energía Eléctrica. Ing. González Apaolaza, Secretario de Educación, Estado de Hidalgo.
- Diversos Libros de Ingeniería Eléctrica. Ing. Gilberto Enríquez Harper, Instituto Politécnico Nacional.
- Energy Information Administration (EIA)