

7/0213/C27

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA Y ELECTRONICA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA ELÉCTRICA



**MEJORAMIENTO DE POTENCIA DE LA
CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA**

TESIS

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO ELECTRICISTA**

PRESENTADO POR:

Bach. FLORENCIO HEYNER CARRANZA CASTRO

CALLAO – PERÚ

2008

DEDICATORIA

A Dios, a mis padres Florencio y Rosa, Mi esposa Vilma, quienes siempre estuvieron junto a mí con sus consejos, ayuda y guía para culminar con éxito mis estudios e inicio de mi vida profesional.

El Autor

AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a Dios, por ser mí rey y salvador y por permitirme cada día ver realizadas mis metas y anhelos.

A mis padres, hermanos y mi esposa, quienes me brindaron siempre todo el apoyo durante mis estudios.

Al M.Sc. Víctor León Gutiérrez Tocas por la asesoría proporcionada en este trabajo, a los compañeros de la C.H. Cahuah por brindarme su apoyo para la realización de la presente Tesis.

Índice

	Pág.
I. INTRODUCCIÓN.....	12
1.1. Objetivos.....	13
1.2. Justificación del estudio e importancia.....	13
1.3. Identificación de la empresa.....	14
1.4. Centrales eléctricas de Cahua S.A.....	16
1.5. Grupo económico.....	18
II. MARCO TEÓRICO.....	19
2.1 Central hidroeléctrica.....	20
2.1.1. Clasificación de las centrales hidroeléctricas.....	21
2.1.2. Tipos de centrales hidroeléctricas.....	22
2.1.3. Ventajas y desventajas de las centrales hidroeléctricas.....	24
2.2 Mejoramiento.....	25
2.3 Turbinas hidráulicas.....	28
2.3.1 Clasificación de las turbinas hidráulicas	29
2.3.2 Elementos básicos de una turbina hidráulica.....	31
2.3.3 Tipos de turbinas hidráulicas	32
2.3.4 Potencia y rango de operación de las turbinas.....	33
2.3.5 Potencia de una turbina hidráulica	34
2.3.6 Triángulos de velocidades.....	35
2.3.7 Velocidad de embalamiento	37
2.3.8 Velocidad sincrónica.....	38
2.4 Alturas o saltos hidráulicos.....	38
2.5 Grado de reacción.....	41
2.6 Rendimiento hidráulico, volumétrico, mecánico y global.....	41
2.7 Velocidad específica.....	43
2.8 La turbina Francis.....	46
2.8.1 Elementos básicos de la turbina Francis.....	47
2.8.2 Clasificación según el rodete.....	51
2.8.3 Proporciones geométricas y coeficientes de velocidad.....	53
2.8.4 Relaciones de las velocidades en función de la velocidad específica, caudal, diámetro y longitud de entrada del rodete	55
2.9 Turbina unidad.....	56
2.10 Curvas características de las turbinas unidad para turbinas de reacción	57
2.11 Fenómenos anómalos en las turbinas hidráulicas.....	58

III. SISTEMA DE REFRIGERACION.....	63
3.1. Sistema de refrigeración abierto.....	64
3.1.1. Problemática del circuito de sistema de refrigeración abierto.....	65
3.2. Sistema de refrigeración cerrado.....	66
3.2.1. Principio general del sistema de refrigeración cerrado.....	67
IV. MATERIALES Y MÉTODOS.....	69
4.1. Método de investigación.....	70
4.1.1. Datos y características de la Central Hidroeléctrica Cahua.....	70
4.2. Método utilizado.....	73
4.2.1. Determinación de la máxima potencia en la turbina Francis Mejorada.....	73
4.2.2. Rendimiento y potencia del nuevo rodete.....	79
4.3. Materiales.....	82
V. RESULTADOS.....	83
5.1. Trabajos de Mejoramiento.....	84
5.2. Pruebas efectuadas a las turbinas Francis.....	87
5.3. Resultados de la operación de las turbinas.....	89
5.4. Evaluación de la eficiencia de planta	90
5.4.1. Cálculo del rendimiento antes del mejoramiento.....	91
5.4.2. Cálculo del rendimiento después del mejoramiento.....	92
5.4.3. Pruebas de cavitación	94
5.5. Evaluación de la operación anual de las turbinas Francis.....	96
5.6. Etapas de la reparación anual de las turbinas Francis.....	97
5.7. Pruebas de vibraciones	99
5.8. Pruebas de termografía	102
5.9. Evaluación económica del mejoramiento de potencia.....	103
VI. DISCUSIÓN.....	104
CONCLUSIONES.....	108
RECOMENDACIONES.....	109
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	111
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	115
ANEXOS.....	119

Nomenclatura

Q	=	Gasto volumétrico, caudal
H_n	=	Altura neta
N	=	Potencia útil o potencia al freno
N_e	=	Potencia efectiva
hp	=	horse power
CV	=	Caballo de vapor
n	=	Revoluciones por minuto
D	=	Diámetro de referencia
r	=	Radio de referencia
η_h	=	Rendimiento hidráulico
η_v	=	Rendimiento volumétrico
η_m	=	Rendimiento mecánico
η	=	Rendimiento global
γ	=	Peso específico
u	=	Velocidad tangencial del fluido
c	=	Velocidad absoluta del fluido
w	=	Velocidad relativa del fluido
c_m	=	Velocidad meridiana
c_u	=	Componente tangencial del fluido
ω	=	Velocidad angular del rotor
α	=	Ángulo de ataque
b	=	Distancia entre corona y banda del rodete
P	=	Presión
σ	=	Grado de reacción
n_s	=	Velocidad específica en el sistema métrico
N_s	=	Velocidad específica en el sistema inglés
1	=	Subíndice referido al ingreso del fluido en el rodete
2	=	Subíndice referido a la salida del fluido en el rodete

Resumen

El presente estudio tuvo como objetivo el mejoramiento de potencia de la C.H. Cahua dicho análisis se centralizo en el aumento del área por donde ingresa el agua en las turbinas Francis y para ello se trabajo directamente en los alabes directrices (Paletas) y en la ampliación del área del corona y banda del rodete, en consecuencia el mejoramiento determinó las curvas de potencia, rendimiento y los efectos de cavitación para el nuevo rediseño de las turbinas Francis, luego de las mejoras llevada a cabo en el año 1997.

Los trabajos de mejora en dichas turbinas se basaron en un diseño experimental que permitió elevar la capacidad de generación de la central, y consistieron en el aumento de altura a los álabes directrices (de 199.5 mm a 205.5 mm), el incremento de la distancia existente entre la tapa superior e inferior (de 200 mm a 206 mm) y el aumento de la longitud entre la corona y banda del rodete (de 200 mm a 206 y luego a 209 mm).

Este mejoramiento determinó que los cambios realizados a las turbinas Francis, permitieron el aumento del caudal nominal para cada grupo (de 11 m³/s a 12 m³/s en promedio), lo que permitió elevar la potencia de 20.5 MW a 22.8 MW y mejorar su rendimiento de 90.09 % a 91.95 % en cada grupo; esto significó un aumento de generación de 41 MW a 45.6 MW y el mejoramiento de la eficiencia de planta de 88.3 % a 90.12 %. Esta diferencia de 4.6 MW adicionales, significó un incremento de 11.2 % en la potencia de generación y constituye un aporte adicional de 40.2 GW-h de energía anual.

Los efectos de cavitación en las turbinas se incrementaron, como consecuencia de los cambios realizados y del aumento en el número de revoluciones específico (de $n_s=123$ a $n_s= 130$); lo que originó la presencia de cavitación; al pasar de una zona en que no presentaban cavitación a una con ligera cavitación parcial.

El estudio determinó que los efectos de cavitación no tienen gran significado en comparación con la producción de potencia y energía generada, debido a que la cavitación puede ser controlada si se disminuye la potencia de generación de las turbinas, adicionalmente de que éstas son inspeccionadas de manera frecuente, reparadas y cambiadas de manera anual.

Abstract

This recent study had as main objective the improvement of the power of the C.H. Cahua the analysis was centered on the increase of the area where water gets into the Francis turbines and we worked directly in the alabes guidelines (blades), in the enlargement of the area of the corona and the band of the ward. In consequence, the improvement determined the power curves, performance and the performance and the ruminant effects for the new redesigning of the francis turbines after of the changes made in the year 1997.

The works of improvement in those turbines were based on an experimental design, which allowed to elevate the capacity of generation of the central, they consisted on the increase, of the height of the alabes (from 199.5 mm to 205.5 mm), the increase of the existing distance between higher and lower cover (from 200 mm to 206 mm), the increase of the length between the corona and the band of the ward (from 200 mm to 206 and here to 209 mm).

This improvement determined than the changes we made to the francis turbines, permitted the increase of the nominal flow intensity for each group (from 11 m³/s to 12 m³/s on average) It also permitted to elevate the power from 20.5 MW to 22.8 MW and make better its performance from 90.09 % to 91.95% in each group, that meant an increase of generation from 41 MW to 45.6 MW also the improvement of the floor efficiency from 88.3 % to 90.12 %. That difference of 4.6 MW additional meant an increase of 11.2 % in the power of generation and composes an additional contribution of 40.2 GW-h of anual energy.

The cavitation properties in the turbines incremented itself, as a consequence of the repowered and of the increase in the revolutions number specific (from $n_s=123$ to $n_s= 130$); what he originated witnesses it of cavitation; to the going by of a zone whereon they were not presenting cavitation to one with light partial cavitation.

Study determined that the cavitation properties do not have great significance as compared with the potency and energy production if diminishes generated, because cavitation can be controlled he increases the power of her of the turbines's generation, additionally that these are inspected of frequent manner, repaired and changed of yearly manner.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Introducción

La generación de energía en el Perú en su mayor parte, es de origen hidráulico (72 %) y, en menor porcentaje, de origen térmico (28 %)*. Las centrales hidroeléctricas, tienen como elemento fundamental a la turbina hidráulica; la cual utiliza como fuente de generación de energía al agua, considerada desde el punto de vista de la electricidad, como la fuente de potencia más barata.

En la actualidad, la mayoría de las centrales hidroeléctricas, poseen una antigüedad superior a 30 años; habiendo sido diseñadas en su época para cubrir la demanda de energía eléctrica requerida en la zona de su jurisdicción, garantizando un adicional de energía a futuro.

Sin embargo, ante el crecimiento del sector eléctrico y debido a que actualmente las centrales eléctricas forman parte del Sistema Interconectado Nacional; muchas de éstas no están en condiciones de satisfacer la demanda requerida por el Sistema y han optado por realizar estudios de cada uno de los elementos las unidades generadoras a fin de garantizar a corto plazo el incremento de la potencia en generación y la operación de sus unidades con un óptimo rendimiento.

* Fuente: Estadística Eléctrica por Regiones 2006 – Dirección General de Electricidad – MEM
Para el año 2006 la potencia instalada fue de 6,657.94 MW (48% hidráulico y 52% térmico) y la producción de energía alcanzó un valor de 27,363.27 GW-h (72% hidráulico y 28% térmico).

1.1. OBJETIVOS

A. OBJETIVO GENERAL

- Conseguir el mejoramiento de potencia, debido al incremento en el área por donde fluye el agua; incrementando la altura de los alabes móviles, y reduciendo el espesor de los alabes de las ruedas Francis

B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar las proporciones geométricas constructivas de los rodetes Francis.
- Calcular la eficiencia de generación alcanzada después de los trabajos realizados y su evaluación técnica-económica.

1.2. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO E IMPORTANCIA

La Central Hidroeléctrica Cahua tiene una potencia instalada de 43.6 Mw posee dos turbinas Francis de tipo vertical. Desde su puesta en operación en diciembre de 1967 y hasta la década del 90, ha tenido la suficiente capacidad de generar energía eléctrica para la demanda requerida por sus clientes. Pero a través de los años, ésta demanda se ha visto incrementada considerablemente, originando un déficit de potencia y energía, la cual se logró satisfacer con los trabajos realizados en los dos grupos generadores debido a las dificultades para la ampliación del túnel de aducción y la tubería forzada, es por ello que el incremento de potencia se direcciono a los grupos generadores con el aumento del área de alabes directrices o móviles y de los alabes de turbina para el mayor ingreso de caudal hacia el rodete de la turbina Francis , que se llevo en forma experimental en el año 1997. Desde esa fecha hasta la

actualidad, el comportamiento de las turbinas ha sido variable; tal es así que no se ha llegado a determinar con exactitud el comportamiento de las curvas de rendimiento y potencia.

Por este motivo es que surge la necesidad de poder realizar el mejoramiento de potencia con los correspondientes cálculos de los parámetros que ella requiere y también con la finalidad de conocerlas bien y poder tomar decisiones oportunas, respecto a la operación y mantenimiento.

1.3. IDENTIFICACIÓN DE LA EMPRESA

La Empresa de Generación Eléctrica CAHUA S.A., es una empresa privada dedicada a las actividades de generación y comercialización de energía eléctrica. Tiene su sede en la ciudad de Lima, y realiza sus operaciones a través de cuatro centrales hidroeléctricas y una termoeléctrica, entregando la energía producida en niveles y estándares de calidad.

Asimismo, la empresa forma parte del Sistema Interconectado Nacional y opera conforme a lo establecido en la Ley de Concesiones Eléctricas y de acuerdo a lo indicado por el COES-SINAC. Cumpliendo las normas aplicables a las actividades del sector eléctrico establecidas por el MEM y supervisadas por OSINERG.

Cahua S.A. tiene implementado el Sistema de Gestión Integrado (SGI), sistema que cuenta con el proceso de certificación de acuerdo a las Normas NTP-ISO 9001:2000, NTC-ISO 14001:2000 y NTC-OHSAS 18001:2000.

Las certificaciones mencionadas buscan la efectividad del Sistema de Gestión Integrado (Sistema de Gestión de Calidad, Medio ambiente, Seguridad y Salud Ocupacional) y están orientados hacia el logro de los objetivos del Plan estratégico, en sus centros de producción y oficinas administrativas de Lima.

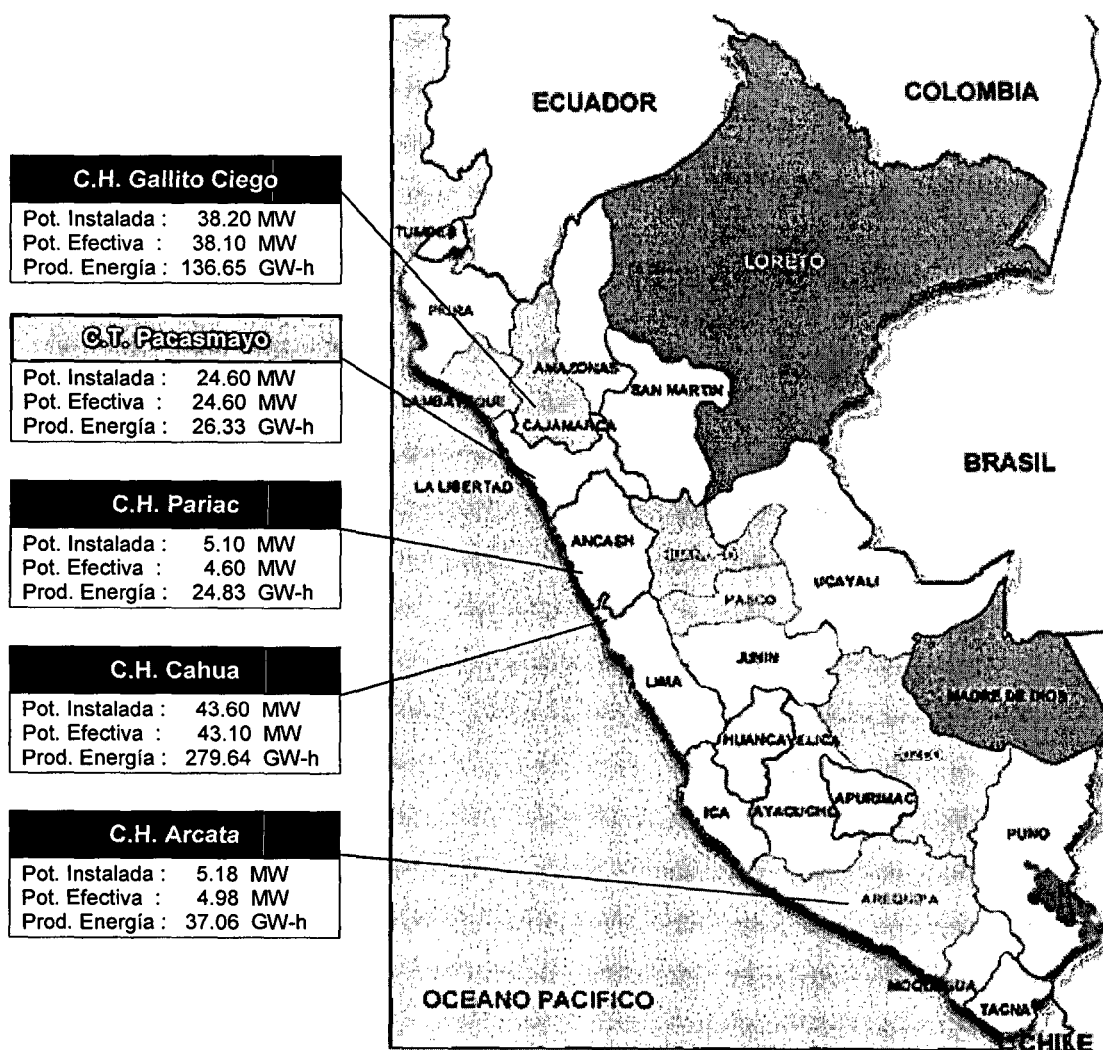


Figura 1.1. Capacidad de Generación por Central
Fuente : Cahua S.A.

1.4. CENTRALES ELÉCTRICAS DE CAHUA S.A.

La Central Hidroeléctrica Cahua está ubicada a 260 km al norte de Lima (Cajatambo). La conforman dos turbinas Francis de 21.8 MW cada una. Se abastece de un caudal natural del Río Pativilca y de un reservorio de 30 Millones de Metros Cúbicos (MMC) de capacidad ubicado aproximadamente 150 km río arriba. Dicho reservorio tiene una capacidad de almacenamiento suficiente como para producir energía por 15 GWh.

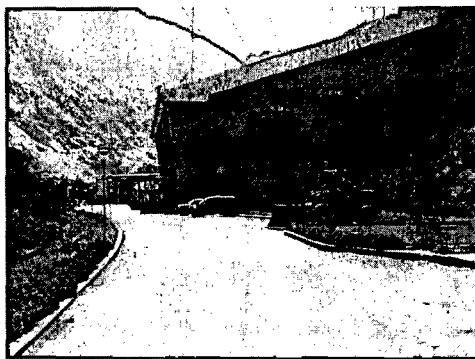


Figura 1.2. Central Hidroeléctrica Cahua

La Central Hidroeléctrica Gallito Ciego está ubicada en la provincia de Contumazá, en el departamento de Cajamarca, a 600 km al norte de Lima. La conforman dos turbinas Francis de 19.1 MW cada una y se abastece de un reservorio de 427 MMC de capacidad, el cual lo administra la Dirección Ejecutiva del Proyecto Especial Jequetepeque-Zaña.

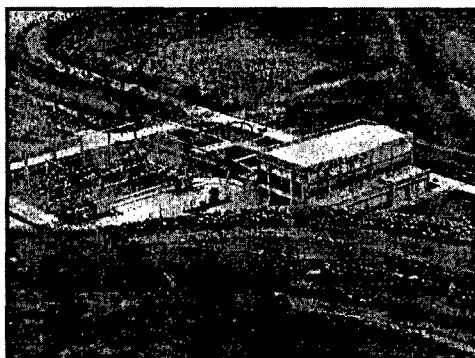


Figura 1.3. Central Hidroeléctrica Gallito Ciego

La Central Hidroeléctrica Pariac está ubicada en la provincia de Huaraz, en el departamento de Ancash, a 360 km al norte de Lima. La conforman cinco diferentes minicentrales localizadas entre 3,100 y 3,500 m.s.n.m. Las unidades fueron construídas a partir de 1901 y restauradas en los años 1998 y 2000.

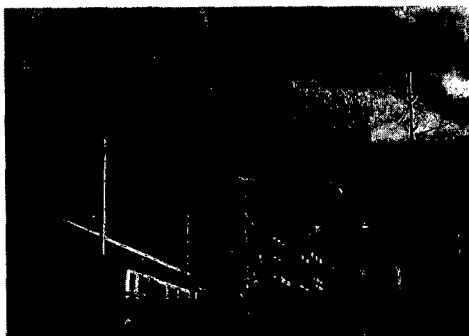


Figura 1.4. Central Hidroeléctrica Pariac

La Central Hidroeléctrica Arcata está ubicada en el departamento de Arequipa. La conforman cuatro minicentrales que operan con turbinas Pelton y Francis con una capacidad efectiva total de 4.98 MW.

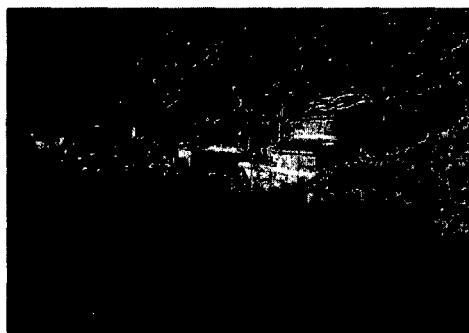


Figura 1.5. Central Hidroeléctrica Arcata

La Central Térmica Pacasmayo está ubicada en la ciudad de Pacasmayo, departamento de La Libertad, a 667 km al norte de Lima. La conforman tres generadores diesel Sulzer de 7.7 MW cada uno (instalados entre 1975 y 1976) y un generador diesel Man de 1.5 MW, los cuales están instalados dentro de los predios de Cementos Pacasmayo S.A.A, con quien se tiene un contrato de usufructo de infraestructura y servidumbres por 20 años, con vigencia hasta el 20 noviembre del 2020.

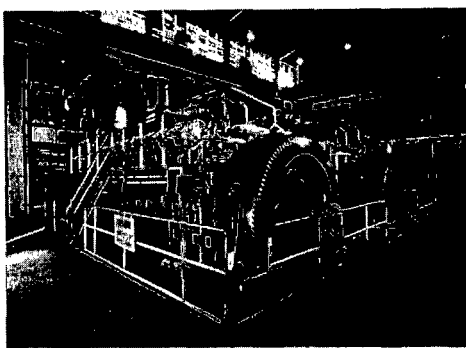


Figura 1.6. Central Termoeléctrica Pacasmayo

1.5. GRUPO ECONÓMICO

Cahua S.A. es una empresa privada, de capital extranjero, perteneciente al grupo SN Power de Noruega. Sus dos socios (50% cada uno) son Statkraft y Norfund.

Statkraft es una compañía hidroeléctrica, propiedad del Estado noruego, líder en Escandinavia; tiene una capacidad de generación de 12,000 MW. Norfund es un fondo de inversión que es financiado por el Gobierno Noruego, y que a su vez trabaja en estrecha cooperación con otros fondos de inversión internacionales. El objetivo principal de SN Power es invertir en empresas de generación de energía hidroeléctrica en países emergentes (Latinoamérica, Asia y África) e incentivar la generación de energía hidroeléctrica, contribuyendo al desarrollo de energía limpia y sostenible afín a los estándares solicitados en el Protocolo de Kyoto.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. CENTRAL HIDROELÉCTRICA

Una central hidroeléctrica es una instalación donde se utiliza la energía potencial del agua proveniente de los ríos, embalses y lagunas para convertirla, primero en energía mecánica y luego en eléctrica. Para ello se dispone de un sistema de captación de agua, conformado por un conjunto de obras civiles y dispositivos electromecánicos, que provocan y/o generan un desnivel, originando una cierta energía potencial aprovechable.

Las aguas son conducidas hacia las turbinas, procurando que las pérdidas en la conducción sean mínimas. El paso del agua por la turbina, componente importante de toda central hidroeléctrica, desarrolla en la misma un movimiento giratorio que al estar acoplado a un alternador, produce la corriente eléctrica deseada que luego se transportará a los centros de consumo. El esquema general de una central hidroeléctrica es:

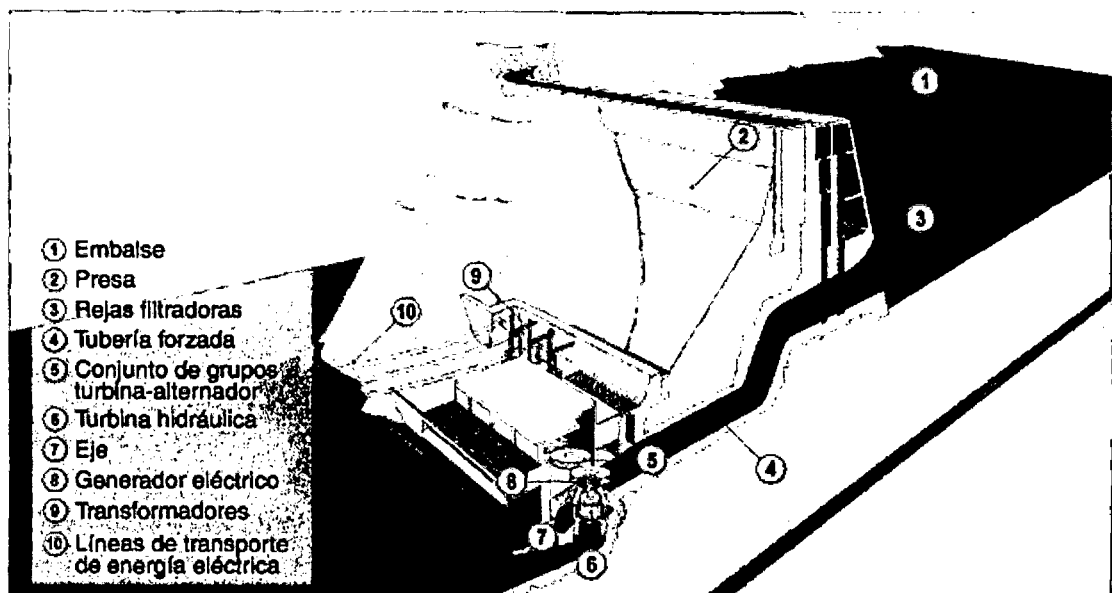


Figura 2.1. Principales elementos de una central hidroeléctrica

2.1.1. CLASIFICACIÓN DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

Según el servicio que presten las centrales eléctricas, éstas se clasifican en:

- Centrales de base.
- Centrales de punta.
- Centrales de reserva.
- Centrales de socorro.

a) Centrales de base: También denominadas **centrales principales**. Son las destinadas a suministrar la mayor parte de la energía eléctrica en forma continua. Corresponden a este tipo, generalmente las centrales hidráulicas; pudiendo ser en algunos casos las centrales térmicas. Las cuales operan de manera ininterrumpida haciendo las paradas imprescindibles para operaciones de mantenimiento.

b) Centrales de punta: Están destinadas exclusivamente, para cubrir la demanda de energía eléctrica en las horas de mayor consumo (horas punta). Su funcionamiento se puede considerar periódico o por breves espacios de tiempo. Son instalaciones de respuesta muy rápida, tanto en lo referente a la puesta en marcha como a la regulación de sus elementos. Por tales razones técnicas, suelen ser centrales de tipo térmicas con turbinas de gas, que sirven de apoyo a las calificadas como de base.

c) Centrales de reserva: Su intervención dentro del sistema se planifica según los conceptos de **reserva económica** y **reserva técnica**. El primero tiene por objeto disponer de instalaciones que puedan sustituir,



2321

total o parcialmente a las centrales de base cuando para éstas exista escasez o carestía de las materias primas: agua, carbón, fuel-oil, etc.

Se entiende por reserva técnica, la necesidad de tener programadas determinadas centrales, primordialmente hidráulicas o con turbinas de gas, dadas sus características de rapidez de puesta en servicio, para suplir a las centrales de gran producción afectadas de fallos o averías en sus equipos.

- d) Centrales de socorro:** Tienen, prácticamente igual cometido que las anteriores, pero en este caso, se trata de pequeñas centrales autónomas que pueden ser transportadas fácilmente en camiones, vagones de ferrocarril o barcos diseñados para tal cometido a los lugares donde se requiere su asistencia. Generalmente son accionados por motores Diesel.

2.1.2. TIPOS DE CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

a) Central hidroeléctrica de pasada

- Llamadas también de agua corriente, se construyen en los lugares en donde la energía hidráulica debe ser utilizada en el instante en que se dispone de ella, para accionar las turbinas hidráulicas.
- No cuentan prácticamente con reserva de agua, oscilando el caudal suministrado según las estaciones del año. En la temporada de precipitaciones abundantes (de aguas altas), desarrollan su máxima potencia, y dejan pasar el agua excedente.

- Durante la época seca (aguas bajas), la potencia disminuye en función del caudal, llegando a ser casi nulo en algunos ríos en la época de estiaje¹.
- Su construcción se realiza mediante presas sobre el cauce de los ríos, para mantener un desnivel constante en la corriente de agua.

b) Central hidroeléctrica de embalse

- Se alimenta del agua de grandes lagos o de embalses, conseguidos mediante la construcción de presas.
- El embalse es capaz de almacenar los caudales de los ríos afluentes, llegando a elevados porcentajes de captación de agua en ocasiones.
- El agua es utilizada según la demanda, a través de conductos que la encauzan hacia las turbinas.
- A su vez este tipo de centrales se pueden clasificar como:
 - **Centrales de regulación**
 - Tienen la posibilidad de almacenar volúmenes de agua en el embalse, que representan períodos más o menos prolongados de aportes de caudales medios anuales.
 - Prestan un gran servicio en situaciones de bajos caudales, ya que el almacenamiento es continuo, regulando de modo conveniente para la producción. Se adaptan bien para cubrir horas punta de consumo.
 - **Centrales de bombeo**

¹ Temporada del año en que el caudal es mínimo, por falta de lluvias.

- Se denominan "de acumulación". Acumulan caudal mediante bombeo, con lo que su actuación consiste en acumular energía potencial.
- Pueden ser de dos tipos: de turbina y bomba, o de turbina reversible.
- La alimentación del generador que realiza el bombeo desde aguas abajo, se puede realizar desde otra central hidráulica, térmica o nuclear.
- No es una solución de alto rendimiento, pero se puede admitir como suficientemente rentable, ya que se compensan las pérdidas de agua o combustible.

2.1.3. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

a) Ventajas

- No requieren combustible, sino que usan una forma renovable de energía, constantemente repuesta por la naturaleza de manera gratuita.
- El proceso de generación de energía eléctrica es limpio, pues no contamina ni el aire ni el agua.
- Se combina con otros beneficios, como riego, suministro de agua, protección contra las inundaciones, caminos, ornamentación del terreno y turismo.
- Los costos de operación y mantenimiento son bajos.

- Las obras de ingeniería para aprovechar la energía hidráulica tienen una duración considerable.
- La turbina hidráulica es una máquina sencilla, eficiente y segura, que puede ponerse en marcha y detenerse con rapidez.

b) Desventajas

- Los costos de capital por kilovatio instalado son con frecuencia muy altos.
- El emplazamiento, determinado por características naturales, puede estar lejos de los centros de consumo y exigir la construcción de un sistema de transmisión de electricidad, lo que significa un aumento de la inversión en los costos de mantenimiento y pérdida de energía.
- La construcción lleva, por lo común, largo tiempo en comparación con la de las centrales termoeléctricas.
- La disponibilidad de energía puede fluctuar de estación en estación y de año en año.

2.2. MEJORAMIENTO

El Mejoramiento de una central eléctrica es la que corresponde a todas aquellas obras que deseen obtener ganancia de potencia y de rendimiento.

Para un estudio y perspectivas de repotenciación, se consideran las siguientes:

- **Mejoramiento mínimo:** Corresponde a la reparación o restauración de la turbina y del generador, recuperando sus rendimientos originales. A este tipo de repotenciación le corresponde una medida de 2.5% de ganancia de capacidad.

- **Mejoramiento Leve:** Corresponde a esta clasificación la ganancia del 10% en la capacidad de generación. Correspondiendo a la repotenciación de la turbina y el generador.
- **Mejoramiento Pesado:** Corresponde a esta clasificación la ganancia entre el 20 a 30% en la capacidad de generación, siendo pocos los casos registrados. Sin embargo normalmente se obtiene un valor de 23,30% como valor medio.

Un mejoramiento mínimo busca resaltar las ventajas en relación con los otros dos tipos, en un mantenimiento completo del grupo generador; no teniendo gran importancia como el mejoramiento pesado considerada como tal.

El mejoramiento de antiguas unidades exige una realización de análisis técnicos de alta precisión a fin de dar a conocer con criterio, una eficiencia de generación de energía o el estado actual de sus componentes más importantes en relación a una confiabilidad operacional que se espera de la unidad.

Los principales objetivos de estos diagnósticos son la optimización de generación eléctrica, la prevención de paradas no programadas, la introducción oportuna de acciones correctivas y también una estimación de tiempo de vida residual. Hay básicamente cuatro opciones a ser consideradas como una evaluación de desempeño integrado de la unidad y de sus unidades separadamente. Estas opciones son:

- Desactivación
- Reparación y seguimiento operacional
- Reconstrucción
- Rehabilitación

Las dos primeras representan una constancia de la disponibilidad del futuro de la máquina, esto por baja confiabilidad y bajo factor de capacidad, no justificando inversiones a emprender. La opción reconstrucción envuelve una construcción de la unidad esencialmente nueva, con la total sustitución de sus principales componentes y de estructuras importantes para la optimización del recurso. Esta opción es más usada en pequeñas centrales hidroeléctricas (PCH) que en unidades termoeléctricas (UTE).

La opción rehabilitación debe dar como resultado la extensión de vida útil, mejora del rendimiento, incremento de confiabilidad, reducción de mantenimiento y simplificación de la operación. Esta opción es más aplicada en grandes centrales hidroeléctricas.

La modernización consiste en la utilización de nuevas tecnologías de operación de unidades, automatizando, digitalizando e informatizando sus controles y comandos. La modernización está presente en la reconstrucción, rehabilitación de unidades, mas no llega a ser considerada una repotenciación.

Hay quienes dicen que los proyectos de generación eléctrica pasaron por todas estas fases en que la historia de unidades es siempre la misma. Ellas tuvieron sus estudios de viabilidad, proyectos básicos, proyectos ejecutivos y construcción. Hasta la fase de operación y mantenimiento no ha escapado de la rehabilitación, reconstrucción y posiblemente desactivación.

2.3. TURBINAS HIDRÁULICAS

Las turbinas hidráulicas son turbomáquinas que permiten convertir la energía potencial de tipo gravitatorio en energía cinética al pasar sucesivamente por el distribuidor y el rodete, debido a la diferencia de nivel existente entre la entrada y la salida de la conducción; ocasionando cambios en la magnitud y dirección de la velocidad del fluido, lo que hace que se produzcan fuerzas tangenciales en el rodete, generándose así la energía mecánica al girar éste.

Si la turbina aprovecha solamente la energía cinética del agua, se denomina de impulso, de la que es ejemplo característico la Pelton. Cuando la turbina es capaz de utilizar la energía estática del agua se llama de reacción, como son la Francis y la Kaplan. El grado de reacción en estas máquinas es siempre inferior a la unidad, lo que quiere decir que también pueden aprovechar la energía dinámica del agua. Las tres turbinas citadas, Pelton, Francis y Kaplan, son conocidas como las tres grandes, por ser las principales turbinas hidráulicas empleadas en la actualidad.

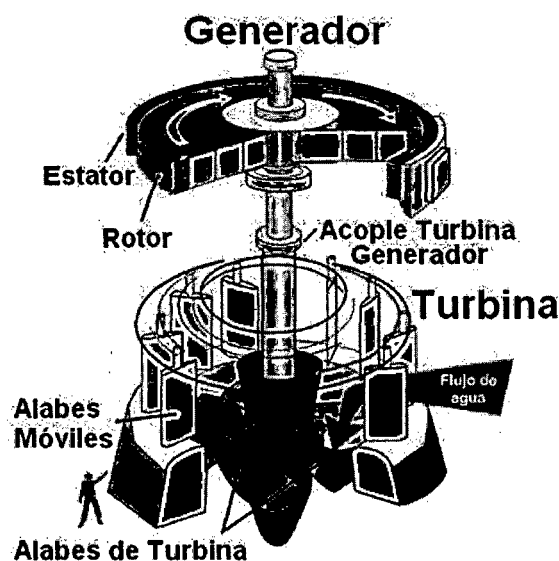


Figura 2.2 Esquema de una turbina hidráulica

2.3.1 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar según diferentes criterios:

a) Según la dirección del flujo a través del rodete

Atendiendo a la dirección de entrada del agua en las turbinas, éstas pueden clasificarse en:

Axiales, (Kaplan, Hélice y Bulbo), cuando el agua entra paralelamente al eje, figura 2.3a.

Radiales (centrípetas y centrífugas), cuando el agua entra perpendicularmente al eje, figura 2.3b, siendo centrífugas cuando el agua vaya de dentro hacia afuera, y centrípetas, cuando el agua vaya de afuera hacia adentro, (Francis).

Mixtas se tiene una combinación de las anteriores.

Tangenciales, cuando el agua entra tangencialmente (Pelton) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda, Figura 2.3c.

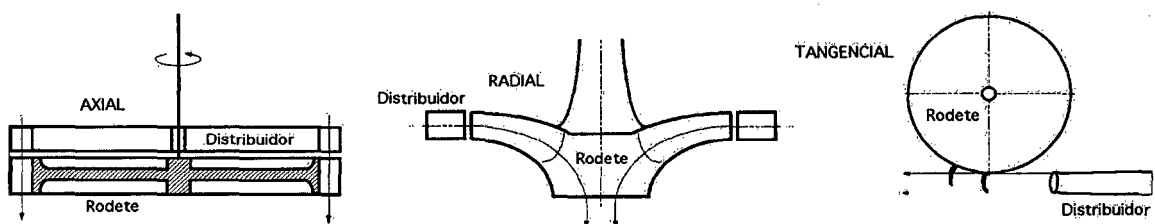


Figura 2.3 a) Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial

b) Según la disposición del eje de giro

- Turbinas de eje horizontal
- Turbinas de eje vertical.

c) Según el grado de admisión al rodete

Considerando la alternativa de que los álabes del rodete estén sometidos parcial o simultáneamente a la acción del flujo de agua, pueden ser:

- Turbinas de admisión parcial (Pelton)
- Turbinas de admisión total (Francis y Kaplan)

d) Según la variación de la presión estática a través del rodete

Turbinas de acción o impulso: cuando la presión estática permanece constante entre la entrada (P_1) y la salida del rodete (P_2). Este tipo de turbina gira libre y no tiene tubo de aspiración: la salida del rodete coincide con la salida de la turbina que se encuentra a la presión atmosférica; es decir $P_1 = P_2 = P_{at}$. En estas turbinas toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética. Corresponden principalmente a este tipo las turbinas: Pelton y Michell-Banki.

Turbinas de reacción: cuando la presión estática disminuye entre la entrada y la salida del rodete, (la presión a la entrada del rodete es superior a la atmosférica). En una turbina de reacción $P_1 > P_2$ y $P_2 < P_{at}$. La salida de la tubería se encuentra en el nivel de aguas abajo. En estas turbinas la energía potencial del salto se transforma, una parte en energía cinética y la otra en energía de presión. Corresponden a este tipo principalmente las turbinas Francis y Kaplan.

Las figuras 2.4 a y b, muestran la repartición de presiones y velocidades absolutas en los dos tipos de turbinas.

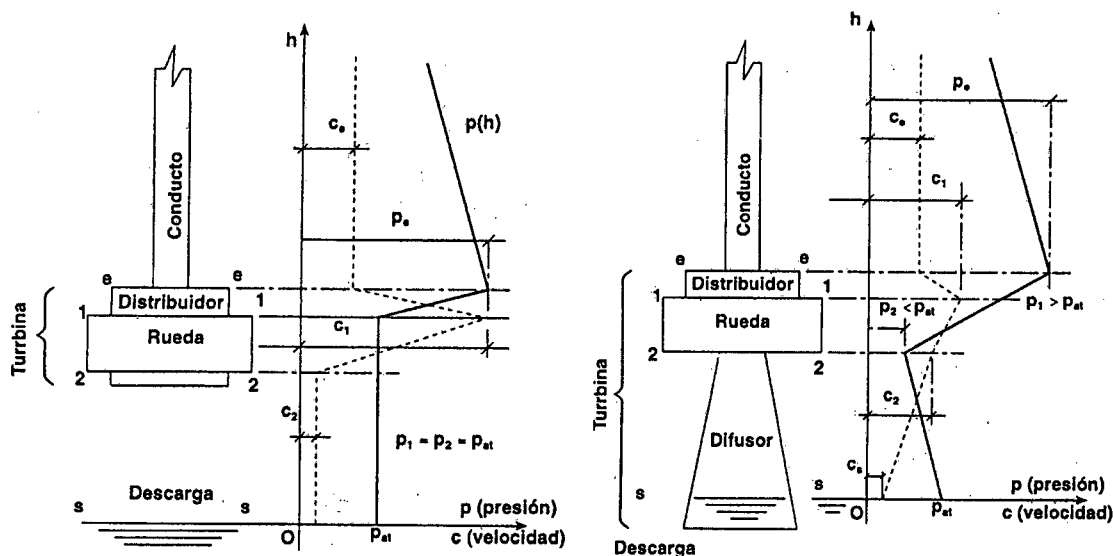


Figura 2.4 a) Turbina de Acción; b) Turbina de Reacción

2.3.2 ELEMENTOS BÁSICOS DE UNA TURBINA HIDRÁULICA

Una turbina hidráulica se compone de tres elementos básicos:

- a) **Distribuidor:** Es un elemento fijo cuya función es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la turbina hacia la entrada en el rodete.
- b) **Rodete:** Llamado también rotor o rueda, es el elemento fundamental de las turbinas hidráulicas. Consta de un disco provisto de un sistema de álabes (paletas o cucharas) que permiten la transformación de la energía hidráulica en energía mecánica, mediante la aceleración y desviación del flujo de agua a su paso por los álabes.

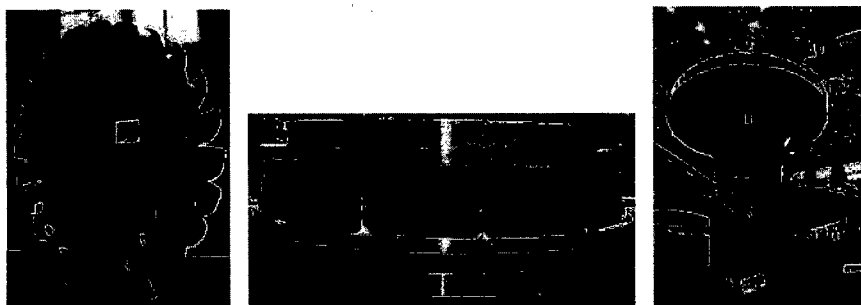


Figura 2.5 a) Rodete Pelton; b) Rodete Francis; c) Rodete Kaplan

c) **Difusor:** También denominado tubo de aspiración o de succión, es un conducto por el que sale el agua del rodete y la conduce hasta el canal de descarga, pudiendo ser recto o acodado y generalmente con ensanchamiento progresivo (divergente). Este elemento sólo existe en las turbinas de reacción y tiene como finalidad, recuperar bajo la forma de energía de presión; la energía cinética que puede poseer el agua a la salida del rodete.

2.3.3 TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS.

Existen varios tipos de turbinas hidráulicas, pero en la actualidad las de mayor aplicación e importancia son: Turbinas Pelton, Francis, Kaplan y Hélice.

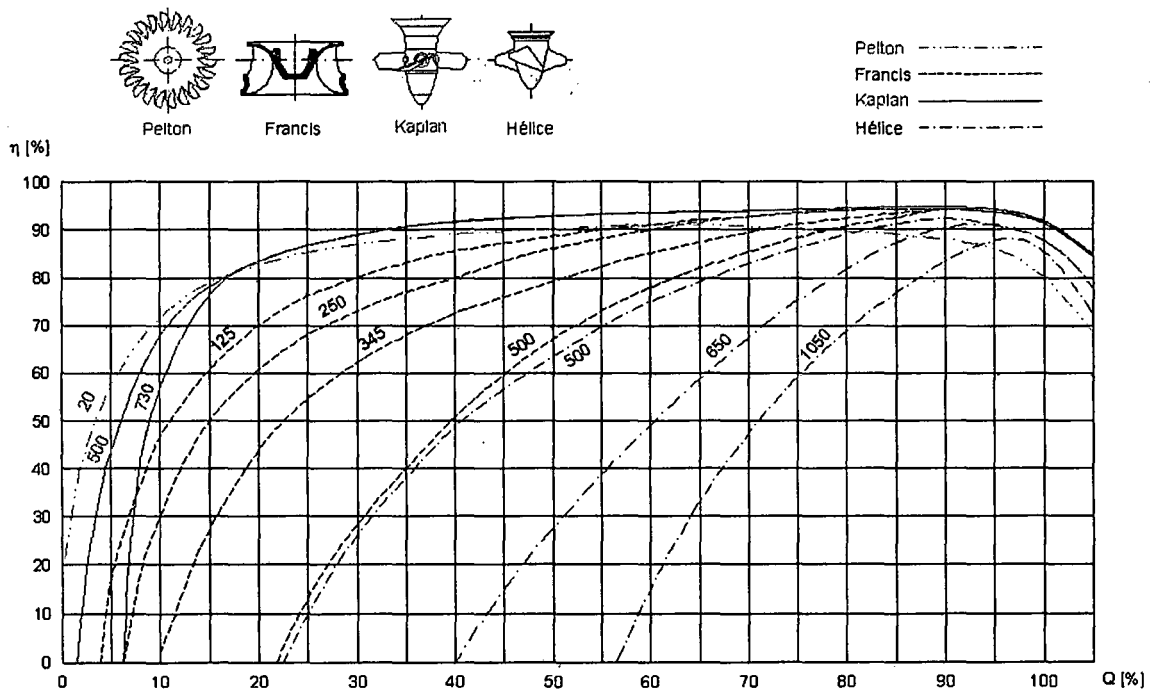


Figura 2.6 Curvas de rendimiento en función del gasto de las cuatro turbinas típicas:

1) Pelton, 2) Francis, 3) Kaplan y 4) Hélice

Fuente: Máquinas hidráulicas, Edit W&E, UNI - 1998.

La figura 2.6 muestra las curvas de rendimiento para los distintos tipos de turbinas en función del caudal y el número específico de revoluciones. La característica de la turbina Pelton es plana, pues la variación de su caudal tiene poca influencia sobre su diagrama de velocidades, igual situación se tiene en las Kaplan, ya que la orientación de los álabes permite adaptar las secciones de pasada de la rueda a los caudales pequeños. Por el contrario, las turbinas Francis y Hélice presentan secciones de pasada invariables, las velocidades relativas varían con el caudal, las velocidades tangenciales permanecen constantes, y por lo tanto los triángulos de velocidades se modifican de manera desfavorable al rendimiento.

2.3.4 POTENCIA Y RANGO DE OPERACIÓN DE LAS TURBINAS

La potencia y rango de operación de las turbinas hidráulicas, está principalmente en función de la altura y el caudal de operación.

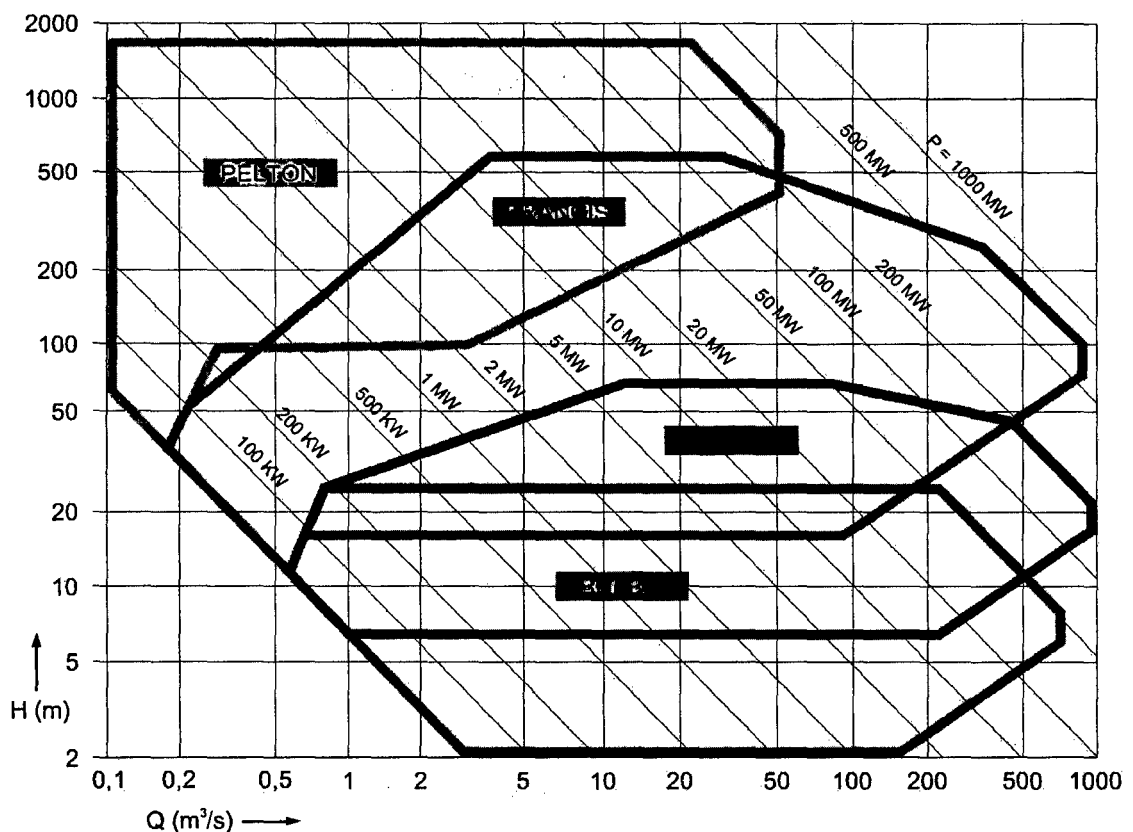


Figura 2.7 Potencia y rangos de operación de las turbinas hidráulicas.
Fuente: Revista VA TECH HYDRO – Turbinas y generadores, 2002

2.3.5 POTENCIA DE UNA TURBINA HIDRÁULICA

Tal concepto, depende directamente de la potencia disponible del salto de agua, perteneciente a la turbina para la que se plantea el cálculo de la potencia útil presente en el eje del grupo. Expresando la potencia de la turbina en Caballos de vapor (CV), se tiene:

$$N = \frac{\gamma * Q * H_n}{75} * \eta_t \quad \dots\dots\dots(2.1)$$

N = potencia en CV.

Q = caudal en metros cúbicos por segundo (m³/s).

H_n = altura del salto neto (m).

η_t = rendimiento de la turbina, en tanto por uno.

γ = cantidad de 1000 litros de agua (o kg) en un m³.

75 = proviene de la equivalencia existente entre el CV y el kg-m/s, como unidades de potencia. (1CV = 75 kg-m/s)

Ampliando el cálculo al sistema de transmisión mecánica entre la turbina y el generador, y considerando el rendimiento total η_T, como producto del rendimiento η_t en la turbina por el rendimiento de transmisión mecánica η_{tr} y el rendimiento η_g en el generador, entonces:

$$N = \frac{1000 * Q * H_n}{75} * \eta_T \quad \text{donde } \eta_T = \eta_t * \eta_{tr} * \eta_g$$

Siendo 1 kW = 1.35962 CV ≅ 1.36 CV, la expresión de la potencia en kW es:

$$N_{kw} = \frac{1000 * Q * H_n}{1.36 * 75} * \eta_T \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

Los valores del rendimiento normales para la turbina oscilan entre 0.80 y 0.95, para el sistema de transmisión turbina-generador entre 0.80 y 0.99; y para el generador entre 0.92 y 0.99, dependiendo de las dimensiones de las máquinas, se puede llegar a valores de rendimiento total entre 0.80 y 0.93.

2.3.6 TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES

Para el estudio del movimiento del agua en las turbinas hidráulicas, se utiliza una nomenclatura universal que define los triángulos de velocidades, a la entrada y salida del rodete, éstos son:

El subíndice 0 es el referente a la entrada del agua en la corona directriz o distribuidor

El subíndice 1 es el referente a la entrada del agua en el rodete

El subíndice 2 es el referente a la salida del agua del rodete

El subíndice 3 es el referente a la salida del agua del tubo de aspiración

El agua entra en el rodete con velocidad absoluta \vec{c}_1 y ángulo α_1 . La velocidad relativa forma un ángulo β_1 (ángulo del álabe a la entrada), con la velocidad tangencial ó periférica \vec{u}_1 , la velocidad relativa a lo largo del álabe es, en todo momento tangente al mismo; habiendo de esta manera una composición de velocidades. Situación similar ocurre en la salida del álabe, ya que el agua lo hace con una velocidad absoluta \vec{c}_2 siendo \vec{w}_2 y \vec{u}_2 las velocidades relativa y tangencial, respectivamente.

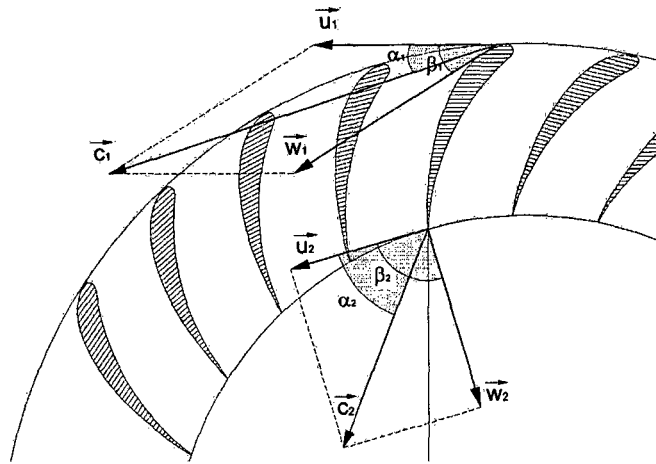


Figura 2.8 Composición de los triángulos de velocidades en el rotor de la turbina

Donde:

\vec{u}_1, \vec{u}_2 Velocidades tangenciales o periféricas en la entrada y salida del rotor

\vec{c}_1, \vec{c}_2 Velocidades absolutas en la entrada y salida del rotor

\vec{w}_1, \vec{w}_2 Velocidades relativas en la entrada y salida del rotor

$\vec{c}_{m1}, \vec{c}_{m2}$ Componentes de las velocidades absolutas en la dirección meridional en la entrada y salida del rotor

$\vec{c}_{u1}, \vec{c}_{u2}$ Componentes de las velocidades absolutas en la dirección tangencial en la entrada y salida del rotor

α_1, α_2 ángulos de las velocidades absolutas en la entrada y salida del rotor

β_1, β_2 ángulos de las velocidades relativas en la entrada y salida del rotor

En la figura 2.8, se observa que:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

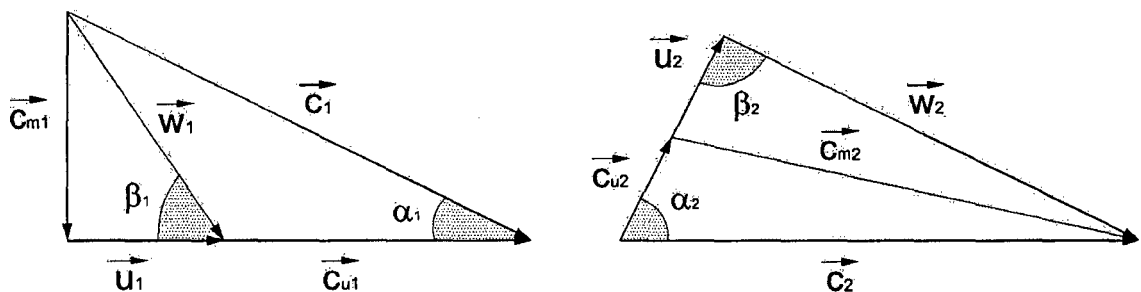


Figura 2.9 Triángulos de velocidades

En la figura 2.9 se observa que:

$$C_{m1} = C_1 \text{ Sen } \alpha_1 = W_1 \text{ Sen } \beta_1 \quad \dots\dots\dots(2.4)$$

$$C_{m2} = C_2 \text{ Sen } \alpha_2 = W_2 \text{ Sen } \beta_2 \quad \dots\dots\dots(2.5)$$

$$C_{u1} = C_1 \text{ Cos } \alpha_1 \quad \dots\dots\dots(2.6)$$

$$C_{u2} = C_2 \text{ Cos } \alpha_2 \quad \dots\dots\dots(2.7)$$

2.3.7 VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO

Se entiende por velocidad de embalamiento a aquella turbina descargada y con el distribuidor abierto en la que el rodete inicia un aumento de la velocidad periférica \vec{u} de tal forma que la nueva velocidad $\vec{u}'_1 > \vec{u}_1$.

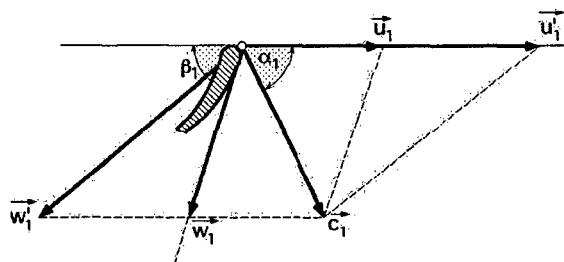


Figura 2.10 Velocidad de embalamiento

En esta situación el agua golpea contra la cara posterior de los álabes al desviarse la velocidad relativa \vec{w}_1 , en relación con la tangente al álabe, y la fuerza tangencial se ve frenada por la fuerza de choque; aunque el rodete gire sin control y sin regulación, existe una velocidad límite de embalamiento tal que: $u'_1 = (1,8 \div 2,4) u_1$, por lo que el rodete no puede aumentar indefinidamente su velocidad de régimen según el tipo de turbina, siendo su valor del orden de:

$n_{m\acute{a}x} < 1,8 n$, para las turbinas de acci3n (Pelton)

$n_{m\acute{a}x} < 2 n$, para las turbinas de reacci3n (Francis)

$n_{m\acute{a}x} < 2,2$ a $2,4 n$, para las turbinas h3lice (Kaplan)

2.3.8 VELOCIDAD SINCR3NICA

En general una turbina va acoplada a un alternador que ha de generar electricidad a una determinada frecuencia, que en el Per3 es de 60 ciclos por segundo, por lo que su velocidad debe ser tal que, conjugada con el n3mero de pares de polos, produzca esta frecuencia. La relaci3n que liga la velocidad del alternador n con el n3mero de pares de polos z y con la frecuencia f de la corriente en ciclos por segundo es:

$$f = \frac{z * n}{60} \quad \dots\dots\dots (2.8)$$

Entonces, para $f = 60$ ciclos por segundo: $z \times n = 3600$.

Las velocidades que cumplen la condici3n anterior se llaman velocidades sincr3nicas; as3, una turbina acoplada directamente a un alternador ha de tener una velocidad sincr3nica de la forma:

Para, $z = 1$, $n = 3600$ rpm ; $z = 2$, $n = 1800$ rpm ; $z = 3$, $n = 1200$ rpm ; $z = 4$, $n = 900$ rpm.

2.4. ALTURAS O SALTOS HIDR3ULICOS

a) La altura bruta H

En las turbinas de reacci3n, la altura bruta o altura geom3trica H es la diferencia de niveles entre la c3mara de carga y el canal de fuga a la salida del tubo de aspiraci3n, es decir:

$$H = z_M - z_a \quad \dots\dots\dots (2.9)$$

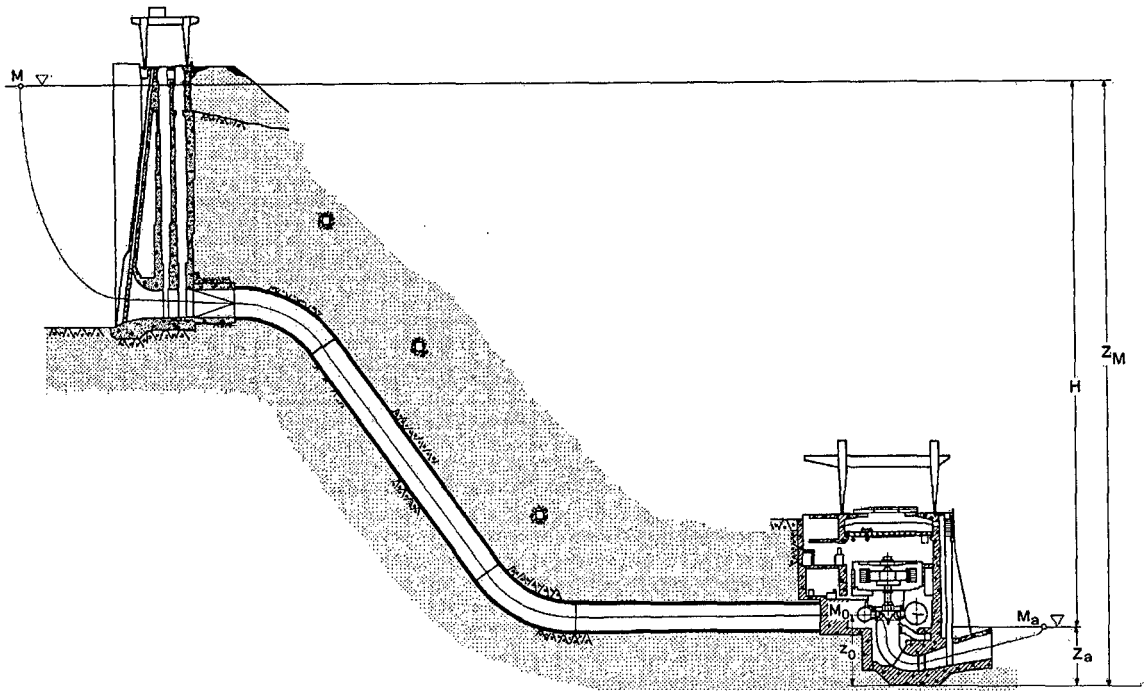


Figura 2.11. Esquema de un salto hidráulico con turbina Francis

b) La altura neta H_n

Es la energía que por kilogramo de agua se pone a disposición de la turbina.

En Europa se considera como turbina desde la entrada del distribuidor, punto M_0 , hasta el nivel del canal de desagüe, punto M_a , además se tiene en cuenta que, $p_a = P_{atm}$, por lo que se tiene:

$$H_n = \left(\frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 \right) - \left(\frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_a \right) \text{ o también:}$$

$$H_n = (z_M - z_a) - h_t = H - h_t \quad \dots\dots\dots (2.10)$$

Donde h_t , es la pérdida de carga aguas arriba de la turbina, desde la cámara de carga, hasta la sección de entrada en el distribuidor de la turbina; esta pérdida no es imputable a la turbina, siendo despreciable

en las turbinas de cámara abierta; en cambio, en las turbinas de cámara cerrada, con largas tuberías con corriente forzada de agua, sí son importantes. h_t se expresa en metros.

c) La altura efectiva H_{ef}

Es la altura realmente utilizada por el rodete, para su transformación en trabajo mecánico; es de la forma:

Salto efectivo = Salto neto – Pérdidas (distribuidor + rodete + tubo aspiración)

$$H_{ef} = H_n - (h_d + h_r + h_s) \quad \dots\dots\dots (2.11)$$

En turbinas de cámara abierta, $H_n = H$, y en turbinas de cámara cerrada

$$H_n = H - h_t.$$

Otra forma de expresar la altura efectiva H_{ef} (Ecuación fundamental de las turbinas: Altura de Euler)

La altura efectiva, en función de los triángulos de velocidades, se puede expresar también de la siguiente forma:

$$H_{ef} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = \left[\begin{array}{l} w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u_1 \cos\alpha_1 \\ w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 u_2 \cos\alpha_2 \end{array} \right] =$$

$$H_{ef} = \frac{u_1 c_1 \cos\alpha_1 - u_2 c_2 \cos\alpha_2}{g} = \frac{u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}}{g} =$$

$$H_{ef} = \eta_{hid} H_n \quad \dots\dots\dots (2.12)$$

Siendo: $H_n = H - h_t$

2.5. GRADO DE REACCIÓN

Por definición, el grado de reacción σ es la relación existente entre la altura de presión en el rodete y la altura H_n en la forma:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Altura de presión rodete: } \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + H_r \\ H_n = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + H_r \end{array} \right\} \Rightarrow \sigma = \frac{\frac{P_1 - P_2}{\gamma} + H_r}{H_n} =$$

$$\sigma = 1 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g H_n} \quad \dots\dots\dots (2.13)$$

2.6. RENDIMIENTO HIDRÁULICO, VOLUMÉTRICO, MECÁNICO Y GLOBAL

En las turbinas hidráulicas, las pérdidas se pueden clasificar en la siguiente forma:

- a) **Rendimiento manométrico ó hidráulico:** Toma en cuenta las pérdidas de carga y choques, debidas al frotamiento del agua en la turbina (distribuidor y rodete), movimientos turbulentos, viscosidad y rugosidad de las paredes. El rendimiento hidráulico de la instalación, es de la forma:

$$\eta_{hid} = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g H_n} = \frac{u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}}{g H_n} \quad \dots\dots (2.14)$$

y depende de u_1 , c_{u1} , u_2 y c_{u2} , definidos por los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida; estas velocidades no pueden ser escogidas al azar, si es que con ellas se desea obtener el máximo rendimiento hidráulico.

Para que el rendimiento hidráulico de la turbina sea máximo, interesa que lo sea H_{ef} ; lo que sucede cuando $\alpha_2 = 90^\circ$, por lo que las direcciones de u_2 y c_2 tienen que ser sensiblemente perpendiculares.

$$\eta_{hid_{max}} = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g H_n} = \frac{u_1 c_{u1}}{g H_n} \dots\dots\dots(2.15)$$

El rendimiento hidráulico del rodete, se expresa por:

$$\eta_{hid_{rod}} = \frac{u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}}{g (H_{ef} + h_r)} \dots\dots\dots (2.16)$$

b) Rendimiento volumétrico: Considera las pérdidas de caudal “q”, debidas a las fugas entre el distribuidor y el rodete, generalmente por los sellos.

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{rodete}}{Q_{distribuidor}} = \frac{Q_r}{Q} = \frac{Q - q}{Q} > 0.95 \dots\dots\dots(2.17)$$

c) Rendimiento mecánico: Tiene en cuenta las pérdidas por rozamiento mecánico y las correspondientes al roce de la rueda con el líquido y cojinetes, por ventilación y por arrastre de los aparatos auxiliares como bombas de aceite, etc.

$$\eta_{mec} = \frac{N}{N_e} = \frac{N_e - N_{roz_{mec}}}{N_e} \dots\dots\dots (2.18)$$

La potencia útil (N), o potencia al freno, es igual a la potencia efectiva menos las pérdidas de potencia por rozamiento mecánico.

d) Rendimiento Global (η): También denominado rendimiento total, es la razón entre la potencia efectiva recibida en el eje y la energía absorbida por la turbina. Queda representado por:

$$\eta = \frac{N}{\gamma Q H_n} = \eta_{hid} \times \eta_{vol} \times \eta_{mec} \dots\dots\dots(2.19)$$

2.7. VELOCIDAD ESPECÍFICA

El diseño y construcción de las turbinas hidráulicas requiere de la solución de una serie de problemas que no siempre pueden afrontarse matemáticamente y que deben resolverse más bien en forma experimental mediante la utilización de modelos. Entre ellos, los llamados números específicos de revoluciones son los que mejor expresan la semejanza entre un modelo y un prototipo.

Estos números son los siguientes:

a) **Número específico de revoluciones de potencia o número de Camerer (n_s)**

El número n_s es el número específico de revoluciones europeo y es el número de revoluciones por minuto a que giraría una turbina para que con un salto de 1 metro, generase una potencia de 1 CV.

$$n_s = \frac{n \sqrt{CV}}{H_n^{5/4}} \quad (\text{En el sistema métrico}) \quad \dots\dots\dots(2.20)$$

$$N_s = \frac{n \sqrt{hp}}{H_n^{5/4}} \quad (\text{En el sistema inglés}) \quad \dots\dots\dots (2.21)$$

La relación entre las dos es $\frac{n_s}{N_s} = 4.44 \quad \dots\dots\dots(2.22)$

Donde:

- n_s Número específico de revoluciones de potencia (sistema métrico), rpm
- n Velocidad de rotación de la turbina, rpm
- H_n Salto neto, m
- CV Potencia al eje de la turbina en caballos de vapor (1CV=736 Watt)
- N_s Número específico de revoluciones (sistema inglés), rpm
- hp Potencia al eje de la turbina en horse power (1hp = 745.702 Watt)

De acuerdo al número específico de revoluciones n_s (sistema métrico), las turbinas hidráulicas; se clasifican en²:

Pelton con un inyector, $5 < n_s < 30$

Pelton con varios inyectores, $30 < n_s < 50$

Francis lenta, $50 < n_s < 100$

Francis normal, $100 < n_s < 200$

Francis rápida, $200 < n_s < 400$

Francis extrarápida, ruedas hélice, $400 < n_s < 700$

Kaplan, $500 < n_s < 1000$

Kaplan de 2 palas, $n_s = 1200$

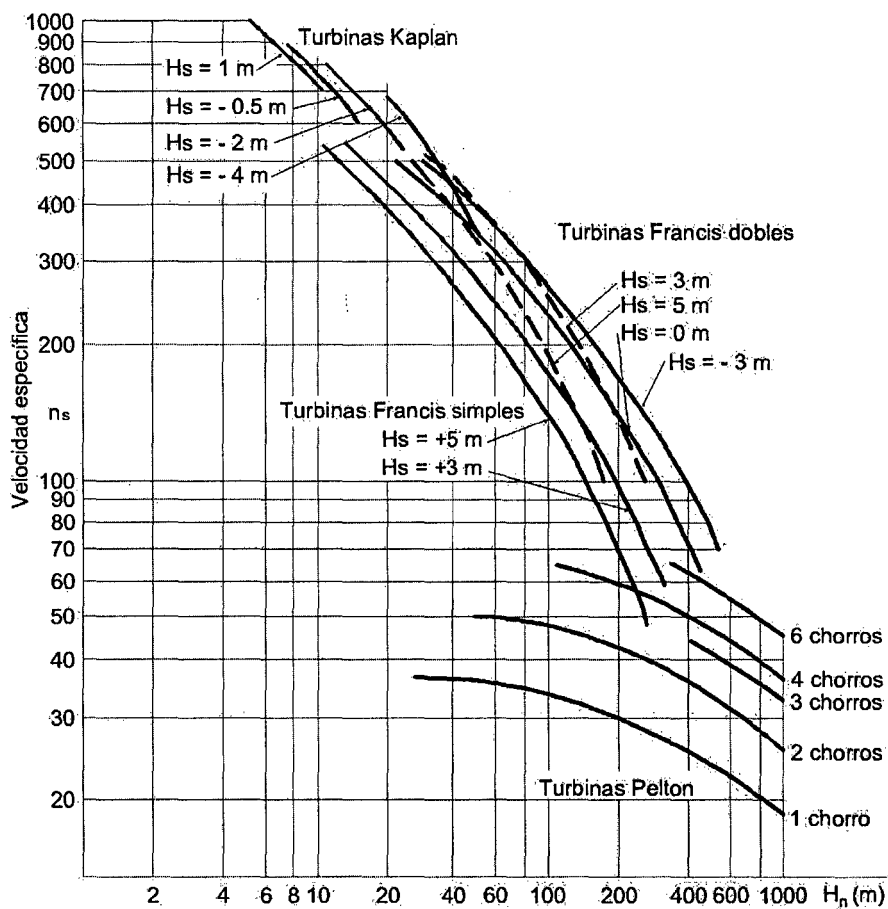


Figura 2.12 Clasificación de turbinas en función de $H_n = f(n_s)$
Fuente: Turbinas Hidráulicas – Universidad de Cantabria

² Clasificación según el Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética de la Universidad de Cantabria – Turbinas Hidráulicas

Velocidad específica para el caso de varios rodets iguales que trabajan bajo un mismo salto, a “n” rpm.

Si se supone una turbina múltiple formada por Z turbinas o ruedas iguales montadas sobre un mismo eje, de forma que la potencia total suministrada sea CV, bajo el salto H_n igual para todas las ruedas y a la velocidad n rpm, el número de revoluciones específico de una turbina que diese con un solo rodete la potencia CV^* , bajo el mismo salto H_n y a n rpm, sería:

$$n_s = \frac{n \sqrt{z CV^*}}{H_n^{5/4}} \dots\dots\dots(2.23)$$

Pero siendo las Z turbinas componentes iguales y llamando CV^* a la potencia suministrada por cada una de ellas, se tiene:

$$CV = z CV^* \Rightarrow n_s = \frac{n \sqrt{z CV^*}}{H_n^{5/4}} = \sqrt{z} \frac{n \sqrt{CV^*}}{H_n^{5/4}} = \sqrt{z} n_s^* ;$$

$n_s^* = \frac{n_s}{\sqrt{z}}$, en la que n_s^* es la velocidad específica de cada una de las turbinas componentes que integran la turbina múltiple.

b) Número específico de revoluciones de caudal o número de Brauer (n_q)

En USA se ha introducido el concepto de número específico de revoluciones n_q que debería tener un tipo de turbina determinado, para evacuar un caudal $Q = 1 \text{ m}^3$, bajo un salto de $H_n = 1 \text{ m}$, con el máximo rendimiento posible.

$$n_q = \frac{n \sqrt{Q}}{H_n^{3/4}} \dots\dots\dots (2.24)$$

n_q Número específico de revoluciones de caudal, rpm

- n Velocidad de rotación de la turbina, rpm
- Q Caudal de la turbina, m³/s
- H_n Salto neto, m

La forma de caracterizar a las turbinas por su n_q parece bastante racional, por cuanto los datos de un problema suelen ser, generalmente, el caudal Q y el salto neto H_n, y no la potencia, como en el caso de n_s . Para calcular n_s es preciso determinar previamente la potencia fijando un rendimiento global que no se conoce, y que varía en cada salto con el caudal y con la velocidad y en cuyo cálculo hay que recurrir a métodos experimentales. La ventaja de n_q frente a n_s radica en que no se basa en hechos hipotéticos, sino sobre datos que se pueden determinar exactamente antes de construir la turbina. La relación entre n_q y n_s es:

$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma n}{75}} n_q \quad \dots\dots\dots (2.25)$$

y como el líquido es agua, resulta: $n_s = 3.65 \sqrt{n} * n_q$, que permite calcular el valor de n_q para diversos tipos de turbinas.

2.8. LA TURBINA FRANCIS

La turbina Francis es en la actualidad la turbina hidráulica típica de reacción de flujo radial, encontrando buena aplicación en aprovechamientos hidráulicos de características muy variadas de altura y caudal. Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina hidráulica más generalizada en el mundo hasta el momento actual. De acuerdo con la ponderación de la altura sobre el caudal o viceversa, se originan unas particulares características en la turbina, que dan lugar a tres tipos fundamentales: lentas, normales y rápidas, diferenciándose unas de otras en la forma del rodete.

2.8.1. ELEMENTOS BÁSICOS DE LA TURBINA FRANCIS

Los elementos fundamentales de la turbina Francis, en el orden del paso de agua son: La carcasa, el distribuidor, el rodete y el difusor.

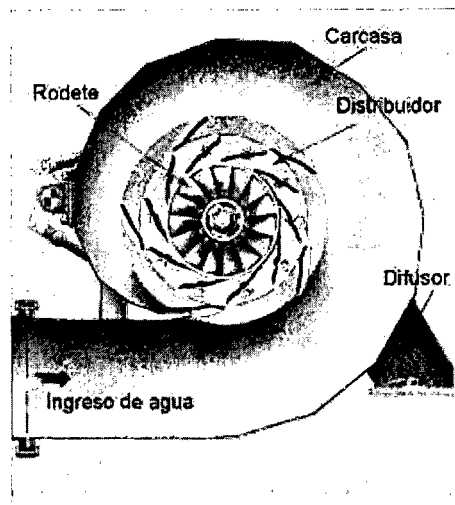


Figura 2.13 Elementos fundamentales de la turbina Francis

- a) **Carcasa, cámara espiral o caracol:** Es un ducto de sección generalmente circular y diámetro decreciente, que circunda al rodete, su función es conducir el fluido necesario para la operación de la turbina. Generalmente es de lámina de acero y está provista de unos álabes fijos que direccionan al flujo hacia el rodete. Su forma es tal que la velocidad media tiene que ser la misma en cualquier punto del caracol, evitándose así las pérdidas ocasionadas por los cambios bruscos de velocidad. A su vez, el agua no debe penetrar en la cámara espiral con una velocidad demasiado grande, ya que las pérdidas podrían ser excesivas.

Para cámaras espirales metálicas: $c_e = 0.18 + 0.28 \sqrt{2 g H_n}$

$$(2.26)$$

Para cámaras espirales de hormigón: $c_e \leq 0.13 \sqrt{2 g H_n}$ (2.27)

Si la cámara se divide, por ejemplo, en 8 secciones, cada una a 45° y el caudal entrante es Q, la sección de entrada S₁ es:

$$Q = S_1 c_e = \frac{\pi d_1^2}{4} c_e \Rightarrow d_1 = 1.128 \sqrt{\frac{Q}{c_e}} \dots\dots\dots(2.28)$$

Las secciones S₂, S₃, ... son atravesadas únicamente por $\frac{7Q}{8}$, $\frac{6Q}{8}$, ..., respectivamente; como la velocidad c_e del agua en cualquier sección tiene que ser constante, resulta:

$$\frac{7Q}{8} = S_2 c_e = \frac{\pi d_2^2}{4} c_e \Rightarrow d_2 = 1.055 \sqrt{\frac{Q}{c_e}} = \sqrt{\frac{7}{8}} d_1 \dots(2.29)$$

$$\frac{6Q}{8} = S_3 c_e = \frac{\pi d_3^2}{4} c_e \Rightarrow d_3 = 0.977 \sqrt{\frac{Q}{c_e}} = \sqrt{\frac{6}{8}} d_1 \dots(2.30)$$

y así sucesivamente: $d_4 = \sqrt{\frac{5}{8}} d_1$; $d_5 = \sqrt{\frac{4}{8}} d_1$; $d_6 = \sqrt{\frac{3}{8}} d_1$;

$$d_7 = \sqrt{\frac{2}{8}} d_1 ; d_8 = \sqrt{\frac{1}{8}} d_1$$

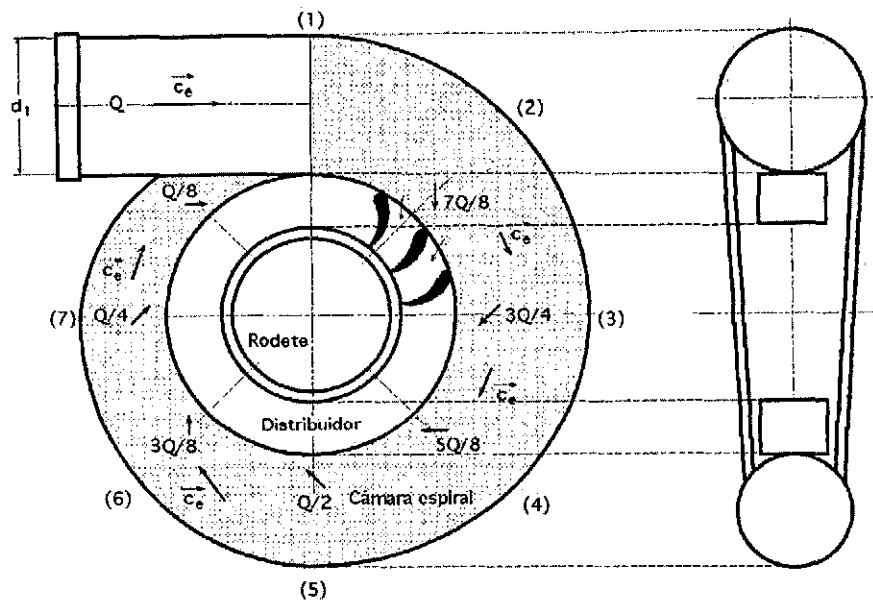


Figura 2.14. Cámara espiral de una turbina Francis

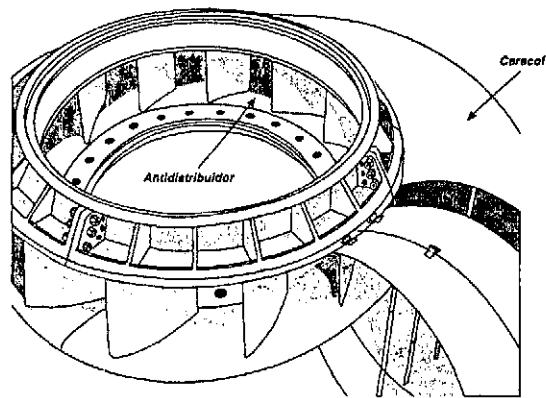


Figura 2.15 Caracol y antidistribuidor de la turbina Francis

b) **Distribuidor:** Lo constituyen una serie de álabes directrices en forma de persiana circular, cuyo paso del agua se puede modificar con la ayuda de un servomotor, lo que permite imponer al fluido la dirección de ataque exigida por el rodete y además regular el gasto de acuerdo con la potencia pedida a la turbina, su función es la de distribuir, y regular o cortar totalmente el caudal de agua que fluye hacia el rodete; desde valores máximos a un valor cero, en posición cerrada. En el distribuidor se transforma parcialmente la energía de presión en energía cinética. La

regulación, se realiza, teóricamente, sin variación de la velocidad absoluta de entrada del agua en el rodete c_1 , ya que lo único que se modifica es el ángulo α_1 dentro del plano perpendicular al eje de rotación de la turbina, lo que implica que c_1 no tenga componente axial.

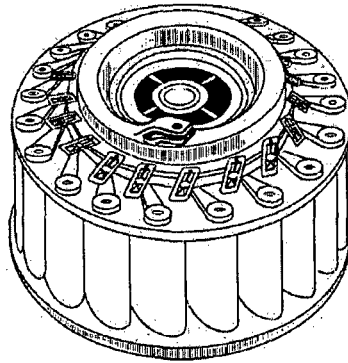


Figura 2.16 Distribuidor de la turbina Francis

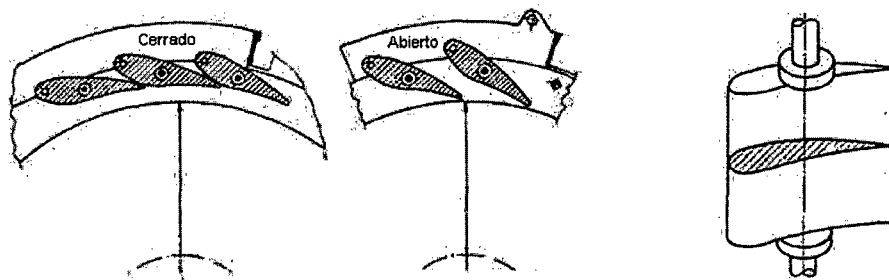


Figura 2.17 a) Posiciones de los álabes del distribuidor; b) Configuración de un álabe directriz

c) **Rodete:** Llamado también rotor o rueda, consta de un núcleo central alrededor del cual se encuentra dispuesto un número determinado de álabes de superficie alabeada, repartidas equidistantemente al mismo, formando pieza única en bloque por fundición o soldadura.

Estos álabes son contruídos de bronce o de aceros especialmente aleados, para evitar corrosiones y cavitaciones; la inclinación y longitud de los álabes, respecto al eje de la turbina, depende del caudal, de la altura del salto y, en consecuencia por el diseño de la velocidad específica.

Experimentalmente, se ha establecido que el número de álabes del rodete debe de ser diferente al de álabes directrices (móviles), ya que en caso contrario, se producirían vibraciones al coincidir en el espacio ambos conjuntos de álabes. El número de álabes del distribuidor suele ser primo, respecto al de álabes del rodete.

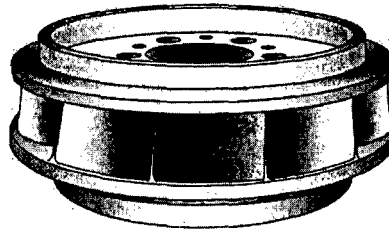


Figura 2.18 Rodete de la turbina Francis

d) Difusor: También denominado tubo de aspiración o de succión, es un conducto por el que sale el agua de la turbina; produciendo a su paso una ganancia en carga estática hasta el valor de la presión atmosférica, debido a su forma divergente. Se tiene así a la salida del rotor una presión más baja que la atmosférica y, por tanto, una gradiente de presión dinámica más alta a través del rodete. Su forma puede ser simplemente cónica o más compleja cuando es acodada. La forma acodada permite colocar el rodete más próximo al nivel de aguas abajo, exigencia que se tiene particularmente en las turbinas de velocidad específica alta, o sea las Francis rápidas, con mucha acción axial, que se emplean con más grandes caudales.

2.8.2. CLASIFICACION SEGÚN EL RODETE

Haciendo uso de la ecuación fundamental de las turbinas en condiciones de rendimiento máximo $\alpha_2 = 90^\circ$ resulta:

$$c_1 u_1 \cos \alpha_1 = \eta_{hid} g H_n \quad \text{ó} \quad c_{u1} u_1 = \eta_{hid} g H_n \quad \dots\dots\dots(2.31)$$

El ángulo β_1 es de gran importancia por su influencia sobre la velocidad tangencial y el número de rpm. El rendimiento hidráulico oscila entre 0,85 y 0,95.

Los triángulos de velocidades a la entrada son de la forma indicada en la figura 2.19, en donde en función del número específico de revoluciones (sistema métrico), se tiene:

Rodetes lentos : $50 < n_s < 100$ ($u_1 < c_{u1}$)

Rodetes normales : $100 < n_s < 200$ ($u_1 = c_{u1}$)

Rodetes rápidos : $200 < n_s < 400$ ($u_1 > c_{u1}$)

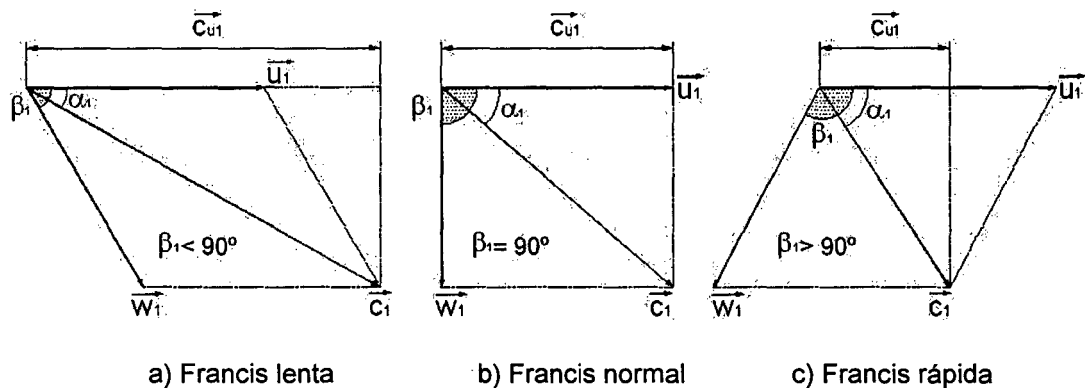


Figura 2.19. Triángulos de velocidades a la entrada según diversos valores de β_1

RODETES LENTOS.- Los *rodetes lentos*, figura 2.19 a, se utilizan en los grandes saltos; con ellos se tiende a reducir el número de revoluciones, lo cual supone un aumento del diámetro D_1 del rodete respecto al del tubo de aspiración D_3 . El ángulo a la entrada $\beta_1 < 90^\circ$, ($\alpha_1 < 15^\circ$) y su número de revoluciones específico está comprendido entre 50 y 100. En estas turbinas se obtienen velocidades tangenciales reducidas. Los álabes tienen forma especial, aumentando su espesor a fin de que su cara posterior guíe mejor el chorro que atraviesa el rodete deslizándose en contacto con las paredes de los álabes, ya que de no ser así el chorro se despegaría de la cara posterior de los mismos, originando remolinos.

RODETES NORMALES.- Los *rodetes normales*, figura 2.19 b, se caracterizan porque el diámetro D_1 es ligeramente superior al del tubo de aspiración D_3 . El agua entra en el rodetes radialmente y sale de él axialmente, entrando así en el tubo de aspiración. El valor de β_1 es del orden de 90° , ($15^\circ < \alpha_1 < 30^\circ$) y se alcanza un n_s comprendido entre 100 y 200 rpm. No existen apenas huelgos entre el distribuidor y la rueda. En estas turbinas, en el triángulo de velocidades a la entrada, al ser $\beta_1 = 90^\circ$, se cumple:

$$u_1 = c_1 \cos \alpha_1 ; u_1^2 = \eta_{hid} g H_n$$

RODETES RÁPIDOS.- Los *rodetes rápidos*, figura 2.19 c, permiten obtener elevadas velocidades de rotación para valores de n_s comprendidos entre 200 y 400. El diámetro del rodetes D_1 es menor que el D_3 del tubo de aspiración y el cambio de dirección del agua se efectúa más bruscamente que en las turbinas normales. El ángulo de entrada $\beta_1 > 90^\circ$, ($\alpha_1 < 45^\circ$) favorece el aumento del número de revoluciones, porque aumenta u_1 ; en estas turbinas hay un huelgo bastante grande entre el rodetes y el distribuidor, sin que ello tenga apenas ninguna influencia en el rendimiento; el agua entra radialmente y recorre un cierto espacio antes de entrar en el rodetes; en este espacio al no existir rozamientos con los álabes, se consigue mejorar el rendimiento.

2.8.3. PROPORCIONES GEOMÉTRICAS Y COEFICIENTES DE VELOCIDAD DEL RODETE FRANCIS

Las dimensiones de b , D_1 y D_2 en el rodetes Francis están relacionados con el número específico de revoluciones de potencia y éste a su vez con la velocidad de giro a través de los coeficientes K_{u1} , $K_{u1'}$ y K_{u2} de la velocidad tangencial, para condiciones a la entrada y salida del rodetes, tal como se aprecia en las figuras 2.20 y 2.21.

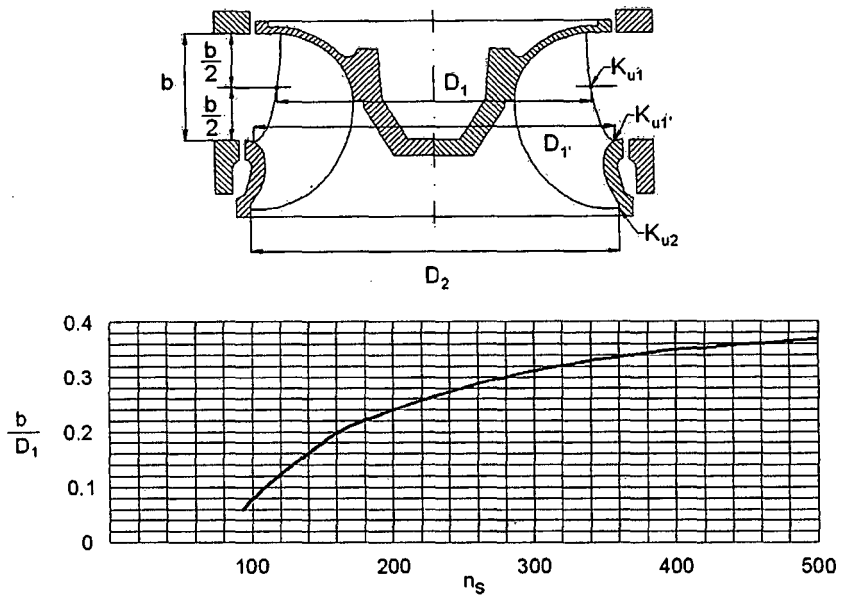


Figura 2.20. Proporciones geométricas en el rodete Francis para distintos valores de n_s
Fuente: Máquinas hidráulicas, Edit W&E, UNI - 1998.

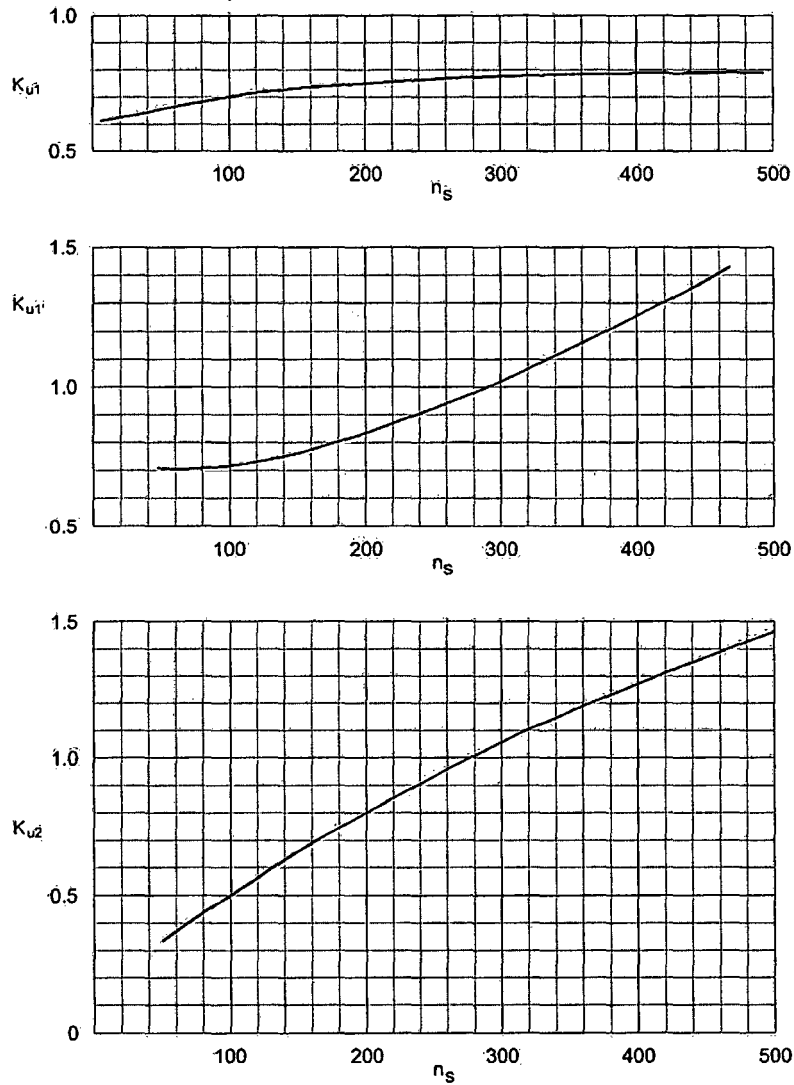


Figura 2.21. Coeficientes de velocidad en el rodete Francis para distintos valores de n_s
Fuente: Máquinas hidráulicas, Edit W&E, UNI - 1998.

También se pueden determinar las velocidades tangenciales en el rodete, en función de las rpm con que éste gira, el diámetro correspondiente y la altura neta; así se tiene:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad ; \quad u_{1'} = \frac{\pi D_{1'} n}{60} \quad ; \quad u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad \dots\dots\dots (2.32)$$

$$K_{u1} = \frac{u_1}{\sqrt{2 g Hn}} \quad ; \quad K_{u1'} = \frac{u_{1'}}{\sqrt{2 g Hn}} \quad ; \quad K_{u2} = \frac{u_2}{\sqrt{2 g Hn}} \quad \dots\dots\dots (2.33)$$

2.8.4. RELACIONES DE LAS VELOCIDADES EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA, CAUDAL, DIAMETRO Y LONGITUD DE ENTRADA DEL RODETE

A la entrada

A la salida

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad \dots\dots\dots (2.34)$$

$$c_{m1} = \frac{Q}{2 \pi r_1 b_1}$$

$$c_{m2} = \frac{Q}{2 \pi r_2 b_2} \quad \dots\dots\dots (2.35)$$

$$c_1 = \frac{c_{m1}}{\text{sen } \alpha_1}$$

$$c_2 = \frac{c_{m2}}{\text{sen } \alpha_2} \quad \dots\dots\dots (2.36)$$

$$c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1$$

$$c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2 \quad \dots\dots\dots (2.37)$$

La potencia, se obtiene por la siguiente expresión:

$$P = \frac{\gamma Q}{g} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad \dots\dots\dots \text{expresado en (kg-m/s)} \quad \dots\dots\dots (2.38)$$

Donde:

D_1, D_2 : Diámetros de ingreso y salida del rodete, expresado en metros
(m)

n : Número de revoluciones por minuto, expresado en (rpm)

Q : Caudal, expresado en (m³/s)

r_1, r_2 : Radios de ingreso y salida del rodete, expresado en metros (m)

b_1, b_2 : Distancia entre corona y banda al ingreso y salida del rodete, expresado en metros (m)

2.9. TURBINA UNIDAD

Los datos obtenidos en laboratorio, en el ensayo de modelos de turbinas, permiten su utilización para el cálculo de turbinas semejantes. En la práctica suelen emplearse para determinar los diagramas y parámetros de una turbina semejante, cuyo diámetro de salida del rodete D_2 sea igual a 1 metro; a esta turbina se la denomina **turbina unidad**, para distinguirla del modelo del que se han obtenido los datos.

Las leyes de semejanza permiten reducir los valores obtenidos experimentalmente en el ensayo de un modelo de turbina a los correspondientes de turbina unidad; estos valores que se designan con los subíndices (11) se denominan valores reducidos o característicos.

Si H_n, Q, N y n son los valores medidos en cada ensayo de la turbina modelo y H_{n11}, Q_{11}, N_{11} y n_{11} los correspondientes reducidos, en el supuesto de que se conserven los rendimientos, de las relaciones de semejanza se deduce para $D_{211} = 1$ metro y $H_{n11} = 1$ metro:

$$\frac{H_n}{H_{n11}} = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_{211}}\right)^2 \Rightarrow H_n = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^2 D_2^2 \quad ; \quad n_{11} = \frac{n D_2}{\sqrt{H_n}} \quad \dots\dots\dots(2.39)$$

$$\frac{Q}{Q_{11}} = \frac{n}{n_{11}} \left(\frac{D_2}{D_{211}}\right)^3 = \frac{n}{n_{11}} D_2^3 \Rightarrow Q_{11} = \frac{Q}{D_2^3} \frac{n_{11}}{n} = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{H_n}} \quad \dots\dots\dots(2.40)$$

$$\frac{N}{N_{11}} = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^3 \left(\frac{D_2}{D_{211}}\right)^5 = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^3 D_2^5 \Rightarrow N_{11} = \frac{N}{D_2^5} \left(\frac{n_{11}}{n}\right)^3 = \frac{N}{D_2^2 \sqrt{H_n^3}} \quad \dots\dots\dots(2.41)$$

$$\frac{C}{C_{11}} = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_{2_{11}}}\right)^5 = \left(\frac{n}{n_{11}}\right)^2 D_2^5 \Rightarrow C_{11} = \frac{C}{D_2^5} \left(\frac{n_{11}}{n}\right)^2 = \frac{C}{D_2^3 H_n} \dots\dots\dots(2.42)$$

Para obtener los diagramas de ensayo, a partir del modelo de turbina unidad, se procede como sigue:

- Se coloca el distribuidor en una posición de abertura fija y se aplica a la turbina un caudal y al eje un freno, hasta conseguir que se mantenga uniforme la velocidad de giro n_{11} , midiéndose el caudal Q_{11} el salto $H_{n(11)}$ y la potencia al freno N_{11} .
- Si se mantiene fijo el distribuidor se puede variar la potencia del freno, modificándose así los valores de n_{11} y Q_{11} y ligeramente $H_{n(11)}$ obteniéndose todos los valores del número de revoluciones n_{11} que se deseen, repitiendo después los ensayos para distintas aperturas del distribuidor.

2.10. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS UNIDAD PARA TURBINAS DE REACCIÓN

Una turbina unidad tiene un diámetro $D_{2_{11}} = 1\text{m}$, y trabaja con un salto H_n ₍₁₁₎ = 1m, por lo que la relación de semejanza respecto a otra turbina de diámetro D y altura manométrica H_n , para la que se cumplen las condiciones de semejanza, el valor de la escala es ($\lambda=D$). En los ensayos de laboratorio se suele fijar el salto $H_{n(11)}$ por lo que los diagramas de curvas características más frecuentes son los que relacionan los caudales Q_{11} y las potencias N_{11} con el número de revoluciones n_{11} . Originando un par de funciones: $\eta = F_1(Q_{11}, n_{11})$ y $\eta = F_2(N_{11}, n_{11})$.

La representación espacial de estas funciones es una superficie que puede representarse en el plano, para cualquiera de los dos casos, cortándola

por planos de rendimiento constante, equidistantes y proyectando las intersecciones obtenidas sobre el plano (Q_{11} , n_{11}) o sobre el plano (N_{11} , n_{11}), quedando de esta forma representada la colina de rendimientos.

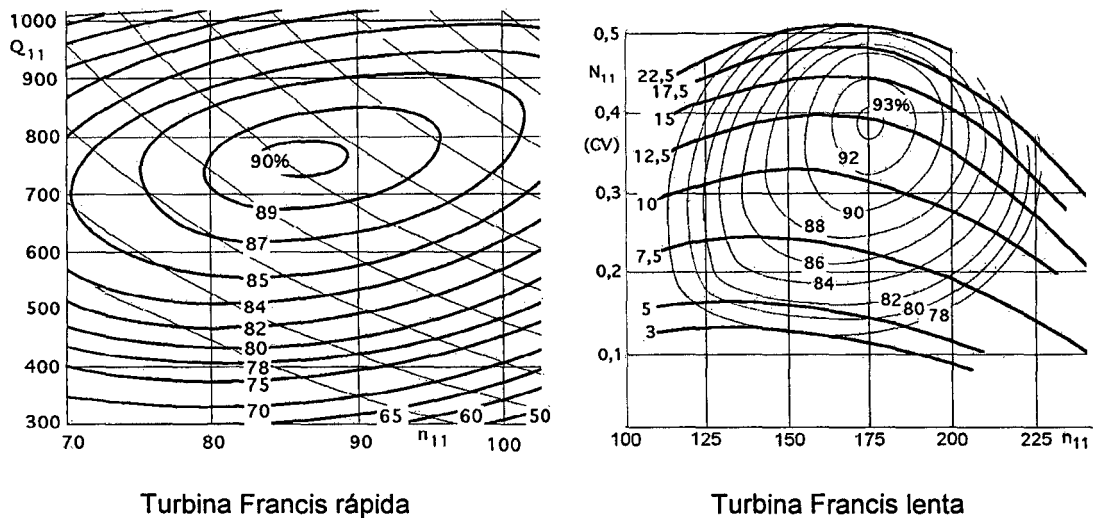


Figura 2.22. Colinas de rendimientos de la turbina Francis

2.11. FENÓMENOS ANÓMALOS EN LAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Las turbinas hidráulicas son máquinas complejas que operan constantemente y que pueden estar bajo la acción de elevados esfuerzos mecánicos, lo cual puede originar rozamientos, agarrotamientos, etc. Además, al estar supeditadas a la influencia directa del agua, tienen que soportar efectos hidráulicos desfavorables para su correcto funcionamiento, como son erosiones, corrosiones, etc. Así mismo, ha de tenerse en cuenta el efecto abrasivo que ejerce la arena contenida en el agua, sobre las piezas situadas en su camino. Los dos fenómenos más importantes son: la cavitación y el golpe de ariete.

A. CAVITACIÓN

La cavitación es el fenómeno de formación de vapor que se produce cuando un líquido fluye por regiones donde, a causa de las altas velocidades de flujo, la presión estática absoluta es menor que la presión de vapor,

condensando violentamente y originando serios problemas hidráulicos y mecánicos en las turbinas hidráulicas.

También se manifiesta por efectos de corrosión debido al oxígeno de aire disuelto en el agua.

En las turbinas hidráulicas de reacción, la cavitación suele ocurrir en las zonas de baja presión; como la parte convexa de los álabes y las partes laterales cercanas a la salida del rodete y al ingreso del tubo de aspiración. También puede ocurrir cavitación de tipo local, cuando el flujo encuentra alguna obstrucción, como podría ser una rugosidad de la superficie que produzca una distribución desigual de la velocidad y por lo tanto de la presión estática.

Se distinguen dos tipos de cavitaciones:

- **Cavitación en burbuja o transitoria:** Cuando las burbujas aparecen repentinamente sobre el contorno del cuerpo sólido sumergido en el líquido, creciendo en extensión y desapareciendo.
- **Cavitación estacionaria o laminar:** Cuando las burbujas se forman en el contorno del cuerpo y permanecen sobre él, mientras no varían las causas productoras.

Los efectos de la cavitación se manifiestan en una variación del comportamiento de la turbina al disminuir la potencia, el caudal y la eficiencia, en la producción de ruidos y vibraciones; pero el efecto más grave es la erosión de los álabes, que se acentúa más y más una vez iniciada, obligando a revisiones periódicas de la máquina y a la reparación de la parte afectada. El resane de los álabes suele hacerse con soldadura, siendo esta operación muy delicada, pues se han de evitar en lo posible tensiones internas en el material que den lugar a concentraciones de

esfuerzos nocivos, así como desequilibrios mecánicos. En algunas instalaciones se han empleado con éxito resinas epoxy para rellenar las partes erosionadas.

La cavitación puede evitarse, para el caso de las turbinas de reacción, si se cumple la relación:

$$H_s \leq H_{at} - \sigma * H_n - H_v \quad \dots\dots\dots (2.43)$$

Donde:

H_n Altura neta, m

H_s Altura de succión, m

Esta altura es la distancia entre el punto más alto del borde de salida del álabe y el nivel de agua del canal del desagüe.

H_{at} Altura correspondiente a la presión atmosférica local, m.

σ Coeficiente de cavitación.

H_v Altura de presión del vapor de agua, m.

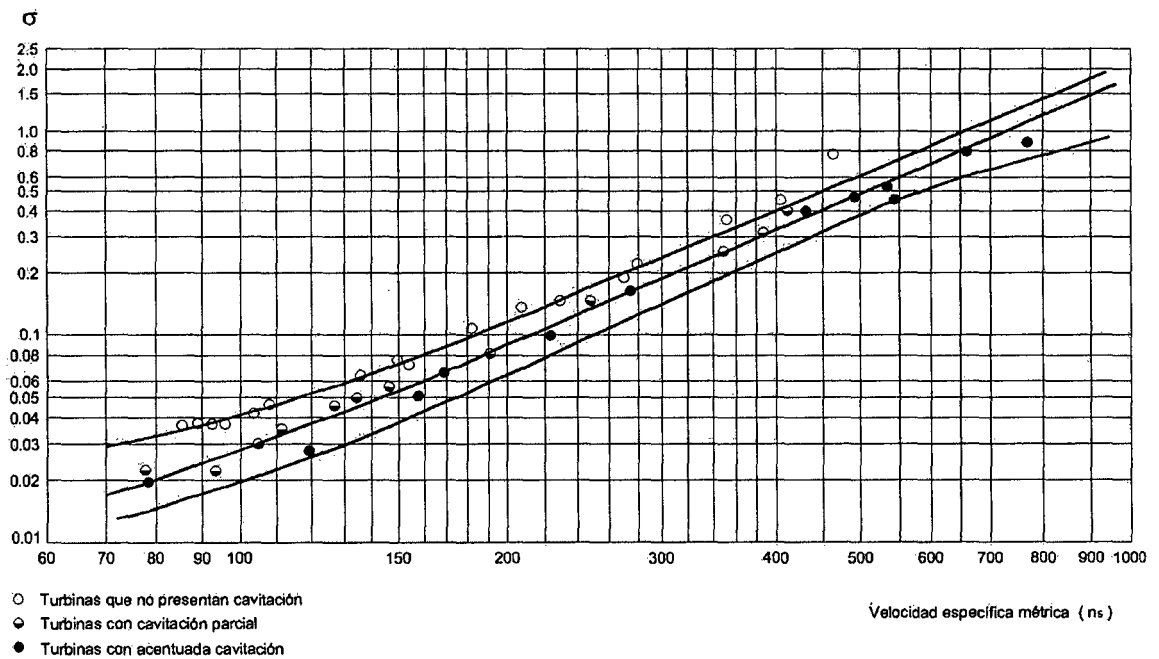


Figura 2.23. Coeficiente de cavitación en función de n_s para turbinas Francis y Kaplan

Fuente: Turbomáquinas hidráulicas, Edit Limusa, México - 1989.

Tabla 2.1 Correspondencia entre las alturas al nivel del mar, la presión media y la altura equivalente en metros de c.a., pérdidas de carga en metros y temperatura

Altitud sobre el nivel del mar (m)	Presión atmosférica		Pérdidas de carga (m)	Pérdidas por temperatura (m)
	mm de Hg	metros c.a.		
0	760	10.33	0.00	10 °C – 0.125
100	751	10.21	0.12	15 °C – 0.173
200	742	10.08	0.25	20 °C – 0.236
300	733	9.96	0.37	25 °C – 0.320
400	724	9.83	0.50	30 °C – 0.430
500	716	9.71	0.62	35 °C – 0.570
600	707	9.58	0.75	40 °C – 0.745
700	699	9.46	0.87	45 °C – 0.970
800	690	9.34	0.99	50 °C – 1.250
900	682	9.22	1.11	55 °C – 1.610
1000	674	9.11	1.22	60 °C – 2.040
1100	666	9.00	1.33	65 °C – 2.550
1200	658	8.89	1.44	70 °C – 3.160
1300	650	8.78	1.55	89 °C – 4.810
1400	642	8.67	1.66	90 °C – 7.150
1500	635	8.56	1.77	100 °C – 10.33
1600	627	8.45	1.88	

Fuente: Turbinas Hidráulicas – Universidad de Cantabria

B. GOLPE DE ARIETE

El Golpe de ariete se origina por la interrupción violenta de la corriente de un fluido que circula con cierta velocidad a través de un conducto, produciéndose fuertes variaciones de presión sobre las paredes interiores de éste y del elemento que corta al caudal suministrado como consecuencia del cambio brusco en el movimiento del fluido dentro de la conducción cerrada, provocándose impactos de consideración sobre todas las superficies expuestas a dichas alteraciones. El golpe de ariete se presenta en las tuberías siempre que se realizan maniobras rápidas en los dispositivos que abren, cierran o regulan el paso de agua, como son válvulas, compuertas de tomas, etc. Igualmente se produce cuando existen disminuciones bruscas de la potencia solicitada al generador debido a la repentina disminución del caudal de agua en respuesta a la actuación de los equipos de regulación.

Los efectos del golpe de ariete, son importantes en conductos de gran longitud, y más significativos al cerrar el paso de agua. Se pueden atenuar, e incluso llegar a impedir, accionando lenta y progresivamente válvulas, compuertas, etc. y primordialmente, mediante la instalación de las chimeneas de equilibrio, en las cuales, se amortiguan las variaciones de presión.

CAPÍTULO 3

CIRCUITO DE REFRIGERACION

ABIERTO Y CERRADO

3.1. CIRCUITO DE REFRIGERACION ABIERTO

El sistema de refrigeración de la Central Hidroeléctrica de Cahua es del tipo abierto; para dicho enfriamiento el agua es captada por la tubería de presión que se encuentra antes de la válvula esférica a una presión de 22 Kg/cm² y en la cota 874.15 m.

Desde el punto el agua es conducido por diferencia de presiones por una tubería de 5" de diámetro a dos reservorios de concreto armado dispuestos en caverna con capacidad de 106 m³ c/u, llevando filtros de malla para la respectiva limpieza periódica durante la época de avenida (temporada de lluvias)

Cuenta además con un sistema de emergencia independiente para cada grupo, mediante bombas de 40 Hp. las cuales llevan el agua al reservorio elevado.

De dicho reservorio por gravedad, se alimenta agua de enfriamiento para el Transformador, Generador y Turbina.

A la salida del Generador y Transformador el agua se descarga a un tanque (Pozo Colector) de donde se conduce el canal de descarga de la Turbina. El agua sale del cojinete de la Turbina y Regulador de Velocidad se descarga hacia el pozo de drenaje, de aquí se bombea hacia el canal de descarga de la Turbina.

3.1.1. PROBLEMÁTICA DEL CIRCUITO DE REFRIGERACION ABIERTO

La Central Hidroeléctrica de Cahua, desde el inicio de su operación en el año de 1970. acuso en sus instalaciones los efectos de las altas concentraciones de sólidos en las aguas del río Pativilca en la estación de los meses de avenida (diciembre-abril) con un promedio entre 0,5 – 8 gr/L(existen datos puntuales de hasta 30 gr/l), perdiendo la confiabilidad en esta época, lo que significa circulación de agua lodosa a través de los distintos elementos en el cual el agua cumple el papel de refrigerante que específicamente se manifiesta en el desgaste de rodets, alabes fijos, directrices, intercambiadores de calor, y asientos, esto consecuentemente implica un aumento de temperatura o sobrecalentamiento debido a la presencia de sólidos en suspensión en el agua turbinada, sedimentándose y presentando serias restricciones el flujo que se traducen en la elevación de la temperatura de los equipos.

Para la realización del mejoramiento de potencia de la central se debía solucionar el problema ante todo del circuito de refrigeración abierto con un mejor sistema el cual derivo a realizar el circuito de refrigeración cerrado lo cual alimentaría con agua mucho mas limpia a los equipos involucrados en especial los cojinetes de turbina.

3.2 CIRCUITO DE REFRIGERACION CERRADO

El sistema de refrigeración cerrado fue planteado de la manera que ocasione pocas modificaciones a la infraestructura de la Central, utilizándose para ello el máximo de instalaciones disponibles disminuyendo los costos de inversión.

Se tiene siempre disponible el sistema de emergencia para que en caso de falla del circuito cerrado se disponga del otro sistema para seguir enfriando los elementos de la central hasta el tiempo que demande la solución de la falla.

En el caso de modificaciones o nuevas instalaciones, se optara por la instalación de tuberías en el sistema ingles (pulgadas) que están disponibles en el mercado local.

- 1) El sistema de enfriamiento en el circuito abierto debe en todo momento encontrarse operativo.
- 2) El sistema de circuito cerrado es una alternativa adicional a la existente, ambos sistemas deberán estar en capacidad de entrar en operación alternativamente e independientemente en el momento que se requiere.
- 3) El sistema de enfriamiento en circuito cerrado deberá funcionar preferentemente en temporada de lluvias.
- 4) El sistema de refrigeración de circuito abierto podría estar en operación en época de estiaje, cuando se observe que el agua de enfriamiento este clara y con poco porcentaje de turbidez, de este modo se ahorrara energía de bombeo, y se aprovechara el tiempo en mantenimiento y limpieza del sistema en circuito cerrado si fuera el caso.
- 5) En el diseño del sistema de enfriamiento se tomara la temperatura de 25° C como critica para el agua de enfriamiento.

3.2.1. PRINCIPIO GENERAL DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

CERRADO

El sistema de refrigeración en circuito cerrado es complementario y/o alternativo al del circuito abierto existente en la Central de CAHUA; no son excluyentes. En cualquier momento puede entrar en operación uno u otro sistema.

El sistema de enfriamiento a base de un sistema de tubos, consta de dos circuitos a saber:

- Circuito primario con tubería de ingreso y salida de 6" de diámetro, que toma el agua impulsada por el sistema de bombeo.
- El sistema de bombeo impulsa el agua que se encuentra en las pozas de almacenamiento, hacia los dos reservorios existentes con 106 m³ de capacidad c/u, previo a ello el agua caliente pasa por el intercambiador de calor sumergido en el canal de descarga de la turbina.
- Circuito secundario con tubería de ingreso hacia los tubos del intercambiador del calor, donde realiza cuatro pases y luego a través de la tubería de salida secundaria.
- Desde los dos reservorios elevados por gravedad se distribuye el agua a los equipos por enfriar; las aguas calientes, se recolectan en las dos pozas de almacenamiento en el nivel de 874 m.s.n.m, de esta forma se cierra el circuito.
- El caudal de agua del cojinete guía de Turbina, Regulador de velocidad es de 3,2 L/s, será conducida a través de tuberías a las pozas de almacenamiento.

- De suceder cualquier pérdida por filtración, evaporación, fugas se debe tener disponible agua limpia de reposición que se obtendrá del pozo que actualmente existe, cuya capacidad es de 3 L/s en forma permanente. Dicho pozo se encuentra equipado con su respectivo equipo de bombeo y en perfecto estado de funcionamiento a una distancia desde 12m aproximadamente de las pozas de almacenamiento.

CAPÍTULO 4

MATERIALES Y MÉTODOS

4.1 MÉTODO DE INVESTIGACIÓN

Para el análisis del estudio del mejoramiento de las turbinas Francis de la Central Hidroeléctrica Cahua, se consideró los métodos analítico y de modelación; considerando los datos existentes de la central, estudios y cálculos previos correspondientes. Los cuales se detallan a continuación:

4.1.1 DATOS Y CARACTERÍSTICAS DE LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA

- Localización : Cahua (62 Km al NE de Pativilca)
- Potencia Instalada : 43.6 MW
- Potencia Efectiva : 43.1 MW
- Número de Generadores : 2
- Tipo de Turbina : Francis de eje vertical
- Caudal Nominal : 24 m³/s
- Salto neto : 215 m
- Tensión de Generación : 10 kV
- Tensión de Entrega : 138 kV

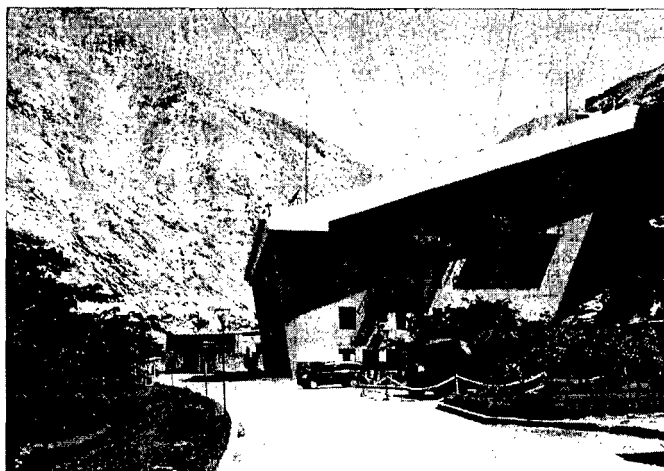


Foto N° 4.1. Vista panorámica de la Central Hidroeléctrica Cahua

TURBINA (Datos originales)

- Tipo : Francis de eje vertical
- Salto neto de operación : 215 m
- Caudal nominal : 11 m³ / s.
- Potencia : 28410 CV
- Velocidad nominal : 600 r.p.m.
- Velocidad de embalamiento : 1040 r.p.m.



Foto N° 4.2. Turbina Francis de eje vertical

RODETE

- Fabricante : Riva Milano - Italia
- Cantidad : 02 Unid.
- Diámetro : 1.56 m
- Altura : 0.56 m
- Peso : 1.90 Ton

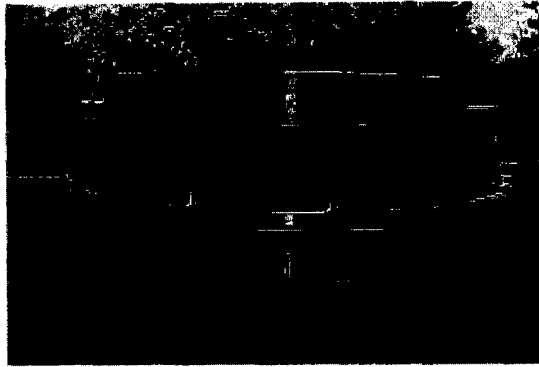


Foto N° 4.3. Vista del Rodete Francis

GENERADORES

- Fabricante : S.A. Brown, Boveri.
- Tipo : WV 280/12
- Potencia Nominal : 27,500 kVA
- $\text{Cos } \phi$: 0.72
- Tensión nominal : 10 kV
- Velocidad nominal : 600 r.p.m
- Veloc. Embalamiento : 1040 r.p.m
- Frecuencia : 60 Hz.



Foto N° 4.4. Generadores de la C.H. Cahua

4.2 MÉTODO UTILIZADO

4.2.1 Determinación de la máxima potencia en la turbina Francis mejorada

Para la determinación de máxima potencia, se consideró el caudal de agua con un valor de 12 m³/s como caudal nominal de operación y un rendimiento del 92 % de la turbina.

Potencia disponible (N₁)

$$N_1 = \frac{\gamma Q H_n}{75} = \frac{1000 \times 12 \times 215}{75} = 34,400 \text{ CV}$$

$$N_1 = 34,400 \text{ CV (Para una turbina)}$$

Potencia de la turbina (N₂)

$$N_2 = N_1 \times \eta_t = 34,400 \text{ CV} \times 0.92 = 31,648 \text{ CV}$$

$$N_2 = 31,648 \text{ CV}$$

Número de revoluciones específico n_s

Con los datos n = 600 rpm, N₂ = 31,648 CV y H_n = 215 m, se calculó:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \frac{600 \times \sqrt{31,648}}{215^{5/4}} = 129.6511 \text{ rpm}$$

n_s ≅ 130 rpm , valor que corresponde a la turbina Francis Normal.

Potencia entregada en el eje del generador (N₃)

$$N_3 = N_1 \times \eta_t \times \eta_{tr} = 34,400 \times 0.92 \times 0.99 = 31,331.52$$

$$N_3 = 31,331.52 \text{ CV}$$

Potencia producida por el generador (N₄)

$$N_4 = N_1 \times \eta_t \times \eta_{tr} \times \eta_g = 34,400 \times 0.92 \times 0.99 \times 0.99 = 31,018.20$$

$$N_4 = 31,018.20 \text{ CV} = 31,018.20 \times 0.735499 \frac{\text{kW}}{\text{CV}} = 22,813.85 \text{ kW} \cong 22.8 \text{ MW}$$

$$N_4 = 22.8 \text{ MW}$$

Posteriormente, se realizó la determinación de las curvas de rendimiento en función del gasto para la turbina Francis con $n_s = 130$. Para tal efecto, se utilizó el diagrama correspondiente a la figura 2.6, pero al no presentar la curva de rendimiento para $n_s = 130$; ésta se obtuvo usando métodos de interpolación entre las curvas de rendimiento para $n_s = 125$ y $n_s = 250$; dando como resultado la siguiente curva:

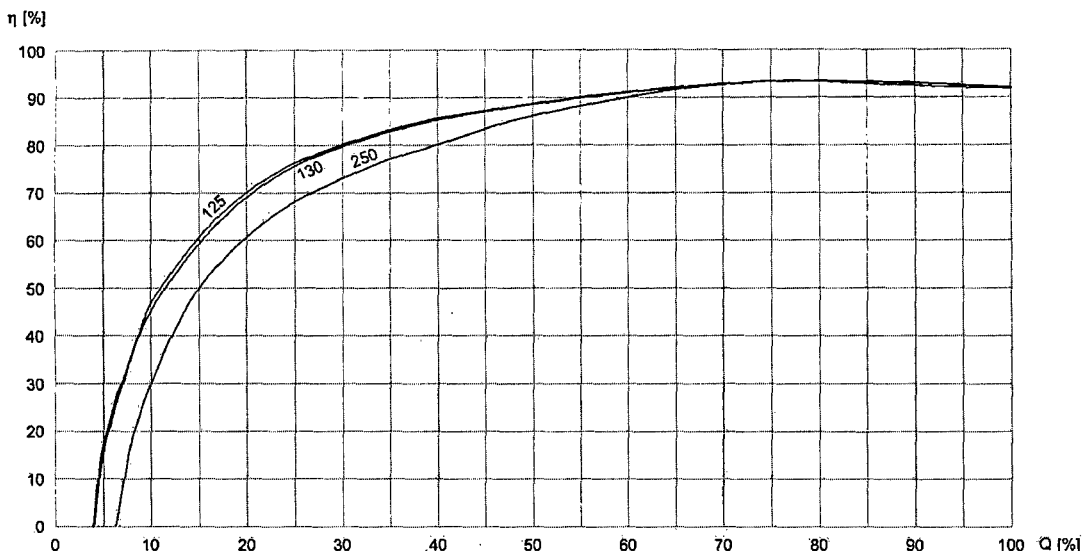


Figura 4.1. Curva de rendimientos para las turbinas Francis $n_s = 125, 130$ y 250 .

Luego se elaboró la curva de rendimiento para un caudal de $12 \text{ m}^3/\text{s}$, y se obtuvo la siguiente curva con los correspondientes valores:

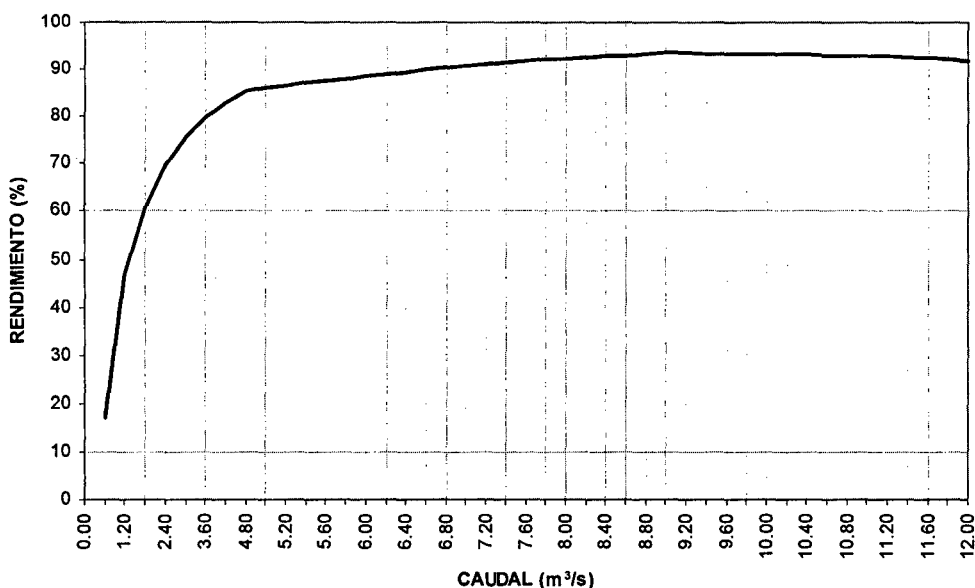


Figura 4.2. Curva de rendimiento obtenida para las turbinas Francis $n_s = 130$ en función al caudal

Tabla 4.1. Rendimientos en función al caudal para la turbina Francis $n_s = 130$

Porcentaje de caudal (%)	Caudal (m^3/s) =	Rendimiento (%)
	12	$n_s = 130$
0	0.00	
5	0.60	17.08
10	1.20	46.57
15	1.80	60.47
20	2.40	69.78
25	3.00	75.94
30	3.60	79.83
35	4.20	83.02
40	4.80	85.41
	5.00	85.98
	5.20	86.55
45	5.40	87.13
	5.60	87.60
	5.80	88.07
50	6.00	88.55
	6.20	89.02
	6.40	89.49
55	6.60	89.96
	6.80	90.31
	7.00	90.67
60	7.20	91.03
	7.40	91.37
	7.60	91.71
65	7.80	92.06
	8.00	92.28
	8.20	92.51
70	8.40	92.74
	8.60	92.97
	8.80	93.21
75	9.00	93.45
	9.20	93.42
	9.40	93.40
80	9.60	93.38
	9.80	93.31
	10.00	93.24
85	10.20	93.18
	10.40	93.11
	10.60	93.04
90	10.80	92.97
	11.00	92.84
	11.20	92.71
95	11.40	92.58
	11.60	92.38
	11.80	92.19
100	12.00	91.99

DIMENSIONAMIENTO

En esta etapa se verificó de acuerdo al número de revoluciones específica, las proporciones geométricas de los rodetes; se utilizó la tabla de la figura 2.20, correspondiendo para un valor de $n_s=130$ la relación $b/D_1 = 0.141$.

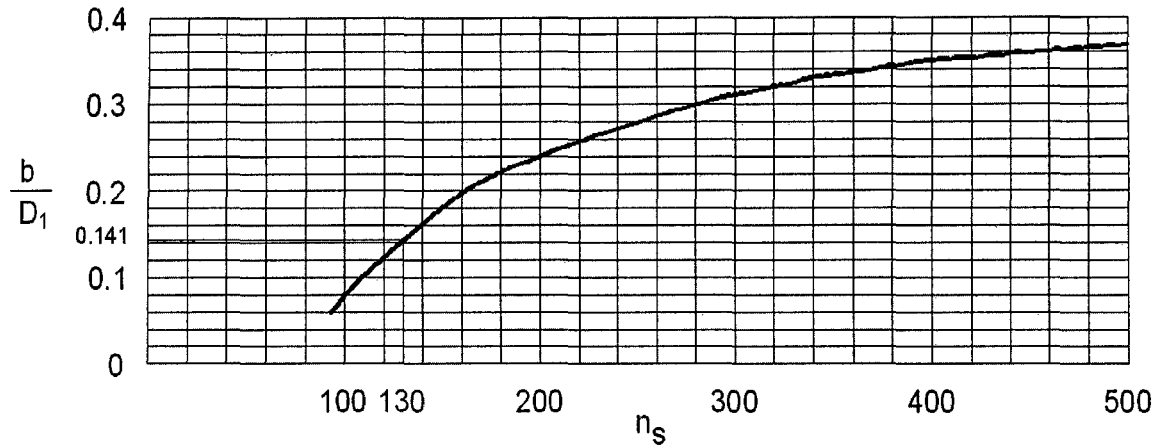


Figura 4.3. Curva de proporciones entre corona-banda y el diámetro de ingreso del rodete para la turbina Francis $n_s=130$.

Los datos del rodete original, eran:

$D_1 = 1468$ mm; $b = 200$ mm

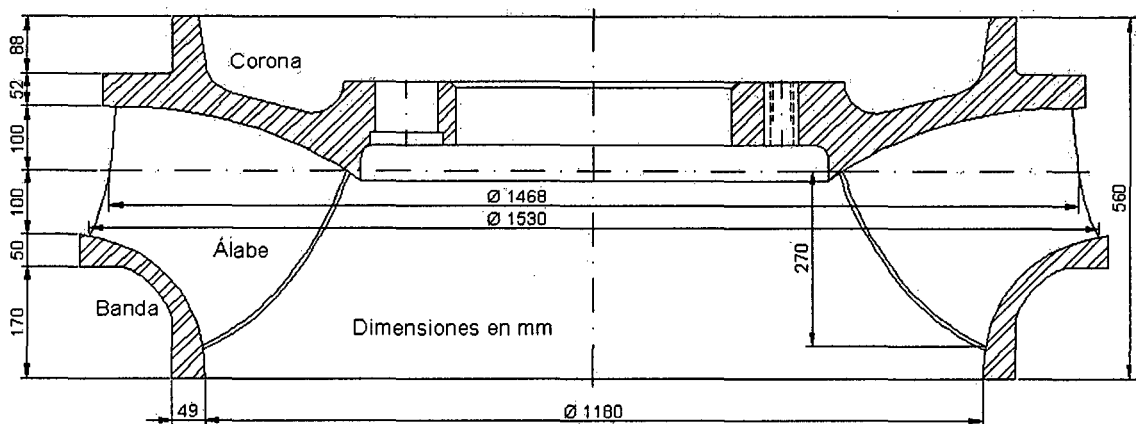


Figura 4.4. Dimensiones del rodete Francis original.

Entonces para $D_1 = 1468 \text{ mm} \Rightarrow \frac{b}{D_1} = 0.141$, correspondía un valor de $b = 206.98 \text{ mm}$. En el primer maquinado del rodete, se tomó un valor de $b = 206 \text{ mm}$; valor que estaba comprendido dentro de las proporciones geométricas para la turbina mejorada. Pero para la segunda mecanización, la distancia existente de 206 mm se incrementó a 209 mm ; con la finalidad de ganar mayor potencia mecánica en la turbina. Esta modificación salía de los límites y proporciones geométricas del rodete, sin embargo se adoptó tomar este valor luego de ser consultado con los especialistas en turbomaquinaria de Noruega, que luego de simulaciones recomendaron su ejecución y modificación, tal como se aprecia en la figura siguiente.

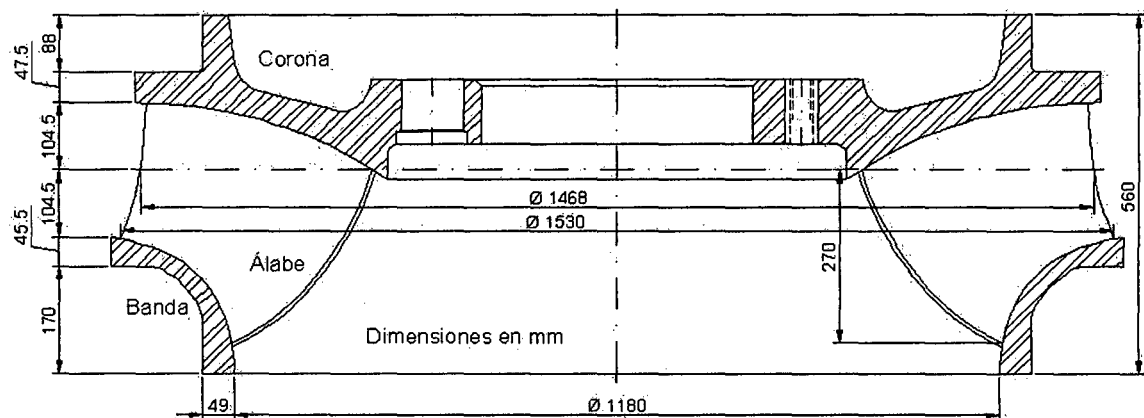


Figura 4.5. Dimensiones del rodete Francis Mejorado

SIMULACIÓN

Para la simulación geométrica del rodete, se consideró los tres componentes de la rueda: la corona, los álabes y la banda. La rueda, constituida por 13 álabes unidos entre la corona y banda conformaron el corredor. Los datos fueron provistos simulando la corriente de agua para diferentes caudales a través del corredor y confirmados por las medidas en el sitio experimental.

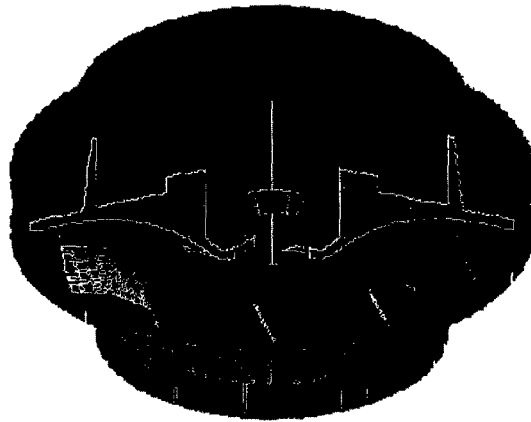


Figura 4.6. Vista de corte del modelo de rodete aplicado a la simulación

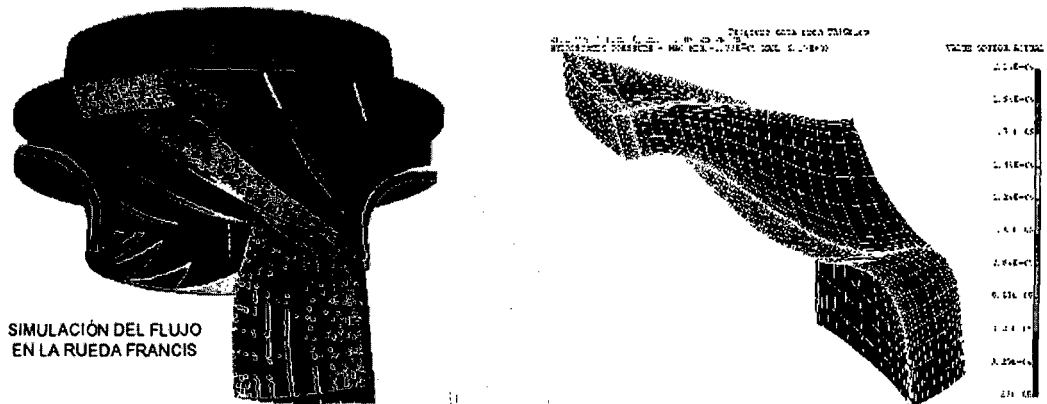


Figura 4.7. Comportamiento del flujo de agua a través del álabe (izq.) y variación de la presión a través del paso por el álabe (der.)



Figura 4.8 Partículas del flujo pasando por los álabes directrices y álabes fijos, vista 3D desde el lado del rodete

4.2.2 Rendimiento y potencia del nuevo rodete: De acuerdo a los valores de rendimiento existente para el rodete Francis original y los obtenidos en la tabla 4.1, para el rodete mejorado con $n_s = 130$, se elaboró la siguiente tabla

Tabla 4.2. Rendimiento y potencia del rodete existente y del rodete mejorado para un salto neto = 215 m

Caudal (m ³ /s)	RODETE EXISTENTE			RODETE MEJORADO		
	η (%)	Potencia (CV)	Potencia (kW)	η (%)	Potencia (CV)	Potencia (kW)
5.00				85.98	12,323.80	9,064.14
5.20				86.55	12,901.72	9,489.20
5.40				87.13	13,487.43	9,919.99
5.60				87.60	14,062.72	10,343.12
5.80				88.07	14,643.11	10,769.99
6.00	84.31	14,501.32	10,665.71	88.55	15,230.60	11,202.09
6.20	85.00	15,107.33	11,111.43	89.02	15,821.82	11,636.93
6.40	85.62	15,708.42	11,553.52	89.49	16,418.43	12,075.74
6.60	86.28	16,324.18	12,006.42	89.96	17,019.64	12,517.93
6.80	86.89	16,937.76	12,457.70	90.31	17,604.43	12,948.04
7.00	87.45	17,548.30	12,906.76	90.67	18,194.45	13,382.00
7.20	87.98	18,159.07	13,355.98	91.03	18,789.53	13,819.68
7.40	88.48	18,769.56	13,804.99	91.37	19,382.62	14,255.90
7.60	88.92	19,372.70	14,248.60	91.71	19,980.55	14,695.68
7.80	89.34	19,976.42	14,692.64	92.06	20,584.44	15,139.83
8.00	89.76	20,584.96	15,140.22	92.28	21,162.88	15,565.28
8.20	90.11	21,181.86	15,579.23	92.51	21,746.02	15,994.17
8.40	90.44	21,777.95	16,017.66	92.74	22,331.68	16,424.93
8.60	90.74	22,370.43	16,453.43	92.97	22,920.20	16,857.79
8.80	91.02	22,961.31	16,888.02	93.21	23,513.78	17,294.36
9.00	91.26	23,545.08	17,317.38	93.45	24,110.10	17,732.95
9.20	91.42	24,110.50	17,733.25	93.42	24,637.97	18,121.20
9.40	91.58	24,677.76	18,150.47	93.40	25,168.19	18,511.18
9.60	91.65	25,222.08	18,550.81	93.38	25,698.18	18,900.98
9.80	91.62	25,739.11	18,931.09	93.31	26,213.89	19,280.29
10.00	91.49	26,227.13	19,290.03	93.24	26,728.80	19,659.01
10.20	91.32	26,701.97	19,639.27	93.18	27,245.83	20,039.28
10.40	91.07	27,151.00	19,969.54	93.11	27,759.19	20,416.86
10.60	90.80	27,591.09	20,293.22	93.04	28,271.75	20,793.85
10.80	90.48	28,012.61	20,603.25	92.97	28,783.51	21,170.24
11.00	90.10	28,410.00	20,895.53	92.84	29,275.55	21,532.14
11.20				92.71	29,766.09	21,892.93
11.40				92.58	30,255.14	22,252.63
11.60				92.38	30,719.43	22,594.11
11.80				92.19	31,184.80	22,936.39
12.00				91.99	31,644.56	23,274.54

CAPÍTULO 5

RESULTADOS

5.1. TRABAJOS DE MEJORAMIENTO

El Mejoramiento en las dos turbinas Francis de eje vertical de la Central Hidroeléctrica Cahua, se logró modificando las características geométricas del predistribuidor, tapas superior e inferior, álabes directrices y rodete.

Este proceso se realizó en tres etapas, en las cuales se efectuaron las modificaciones y paralelo a esto se reforzó los componentes principales de los grupos.

PRIMERA ETAPA

Se utilizaron los componentes mecánicos, que tuvieron un mínimo desgaste después de su operación, a los que se les realizó las siguientes modificaciones:

Rellenado con soldadura acero inoxidable Inoxfil 2010 Mo

- Se rellenaron los blindajes de las tapas superior e inferior, y se dio el acabado con esmeril.
- Se rellenaron los rodetes para recuperar los diámetros originales y se realizó el acabado con esmeril y torno vertical.

Incremento de altura a los álabes móviles

- Se aumentó la altura del juego de álabes móviles (paletas directrices) en 3 m.m. por lado, y se dejó en una altura de 205.5 mm.

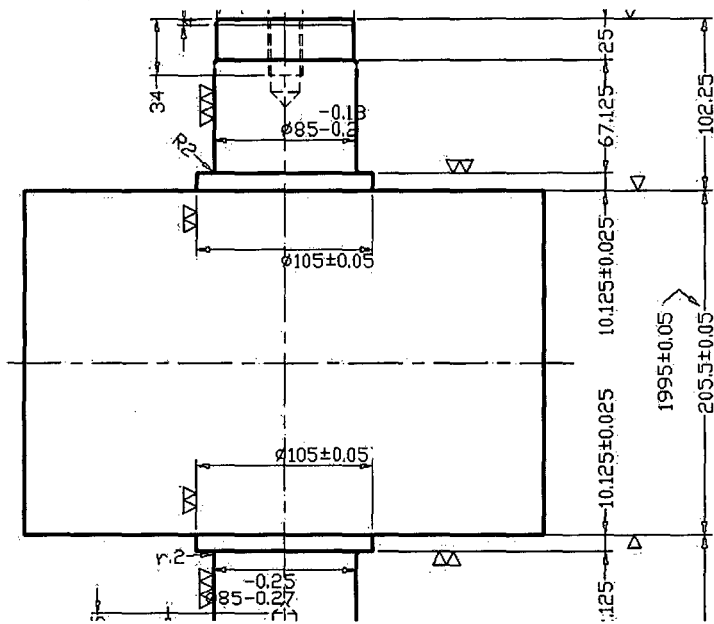


Figura 5.1 Altura del álabe móvil de la turbina Francis

Modificación de tapas superior e inferior de la turbina

- La altura entre tapas se amplió de 200 mm a 206 mm, rebajando los blindajes superior e inferior en 3 mm c/u. (de 20 mm a 17 mm).

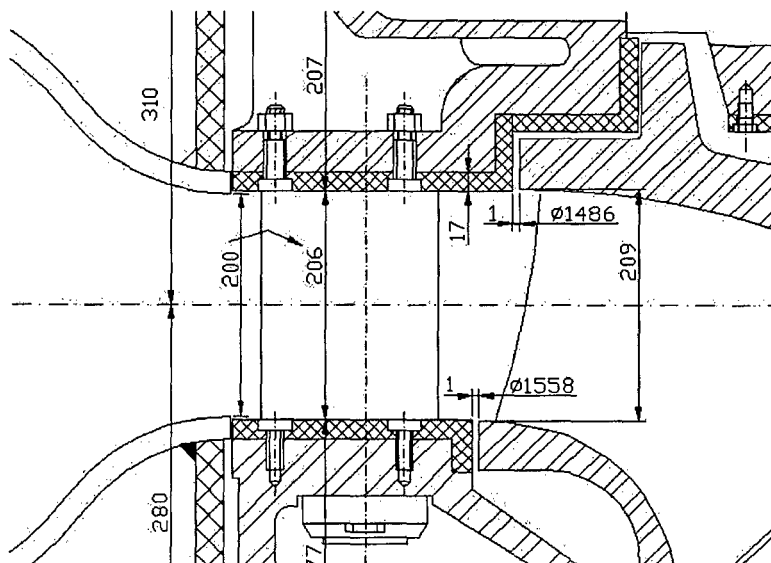


Figura 5.2 Distancias entre Tapa superior e inferior de la turbina Francis

- Luego de efectuadas estas modificaciones, se aplicó cerámica antiabrasión con un espesor máximo de 3/10 de mm.

SEGUNDA ETAPA

- Se rectificaron las partes interiores de la corona y banda del rodete en 4.5 mm a cada lado (primero 3 mm y luego 1.5 mm adicionales); esto permitió el incremento en la longitud de entrada del rodete, de 200 mm a 206 mm y luego a 209 mm.
- Se aplicó cerámica antiabrasión a la corona, banda y álabes, para protegerlos de la abrasión.

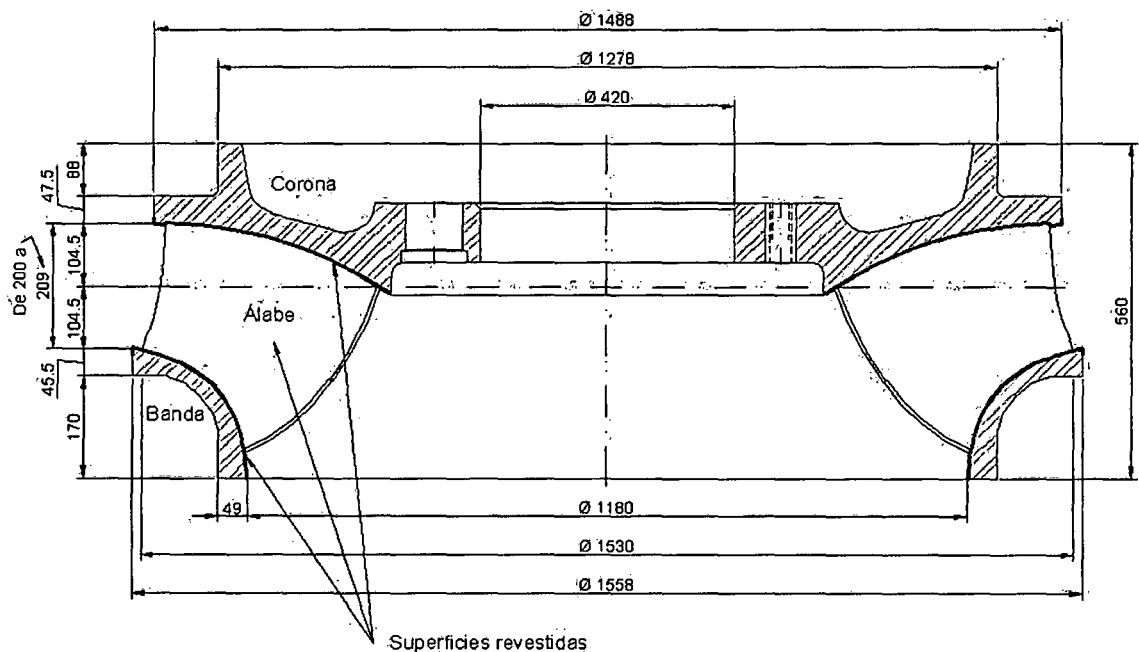


Figura 5.3 Dimensiones de la turbina Francis

TERCERA ETAPA

- Se rellenó con soldadura en acero inoxidable los álabes fijos del predistribuidor, luego se esmeriló y pulió hasta volver a sus dimensiones originales, según plano.
- Se aplicó una película de masilla antiabrasión a los álabes fijos del predistribuidor
- Se aplicó una película de masilla antiabrasión al caracol para protegerlo del desgaste excesivo que tenía.

5.2 PRUEBAS EFECTUADAS A LAS TURBINAS FRANCIS

TABLA 5.1 POTENCIA Y RENDIMIENTO DE LAS TURBINAS FRANCIS

Caudal (m ³ /s)	RODETE EXISTENTE			RODETE MEJORADO G-1			RODETE MEJORADO G-2		
	η (%)	Potencia (CV)	Potencia (kW)	η (%)	Potencia (CV)	Potencia (kW)	η (%)	Potencia (CV)	Potencia (kW)
5.00				85.07	12,193.07	8,968.00	85.18	12,209.39	8,980.00
6.00	84.31	14,501.32	10,665.71	87.96	15,128.49	11,127.00	88.38	15,200.55	11,180.00
7.00	87.45	17,548.30	12,906.76	90.04	18,067.99	13,289.00	90.58	18,175.40	13,368.00
8.00	89.76	20,584.96	15,140.22	91.43	20,968.06	15,422.00	91.83	21,060.51	15,490.00
9.00	91.26	23,545.08	17,317.38	92.77	23,933.39	17,603.00	93.24	24,057.12	17,694.00
10.00	91.49	26,227.13	19,290.03	92.53	26,524.83	19,509.00	92.96	26,648.55	19,600.00
11.00	90.10	28,410.00	20,895.53	92.33	29,113.54	21,413.00	92.68	29,226.39	21,496.00
12.00				91.62	31,515.99	23,180.00	91.95	31,631.56	23,265.00

CURVA DE RENDIMIENTO EN FUNCIÓN DEL CAUDAL

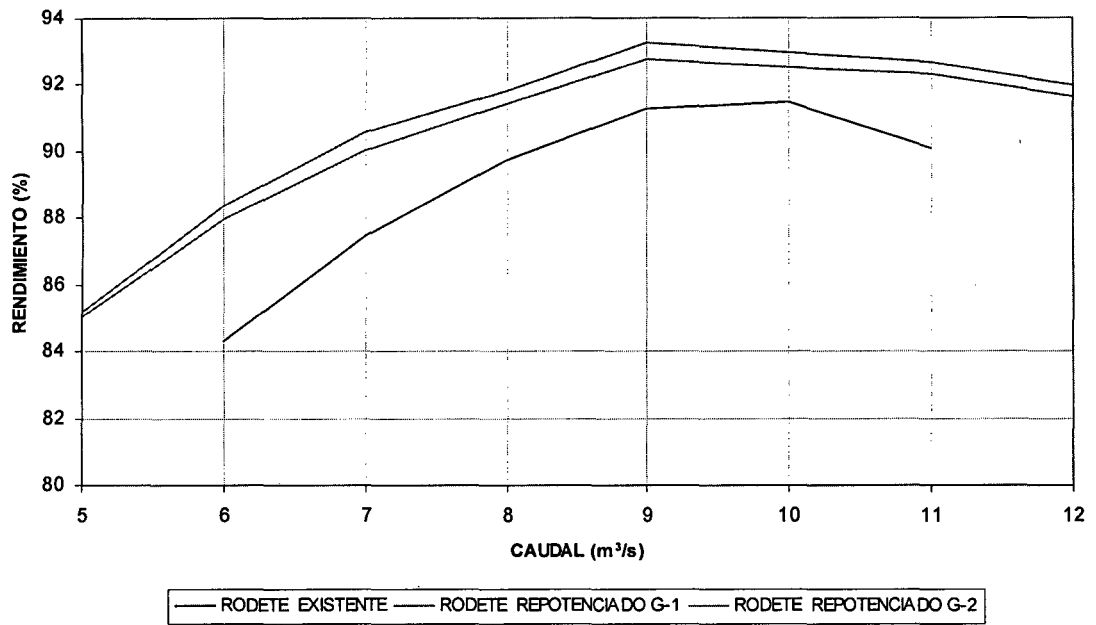


Figura 5.4. Curva de rendimiento de las turbinas Francis

CURVA DE POTENCIA EN FUNCIÓN DEL CAUDAL

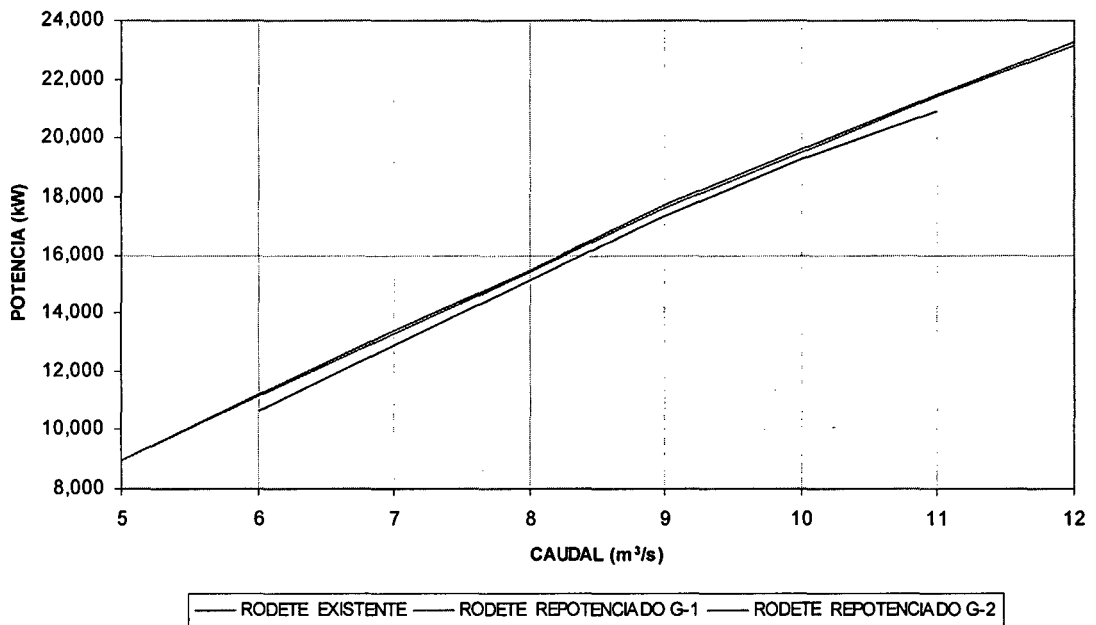


Figura 5.5. Curva de potencia (kW) de las turbinas Francis

5.3 RESULTADOS DE LA OPERACIÓN DE LAS TURBINAS

TABLA 5.2. MÁXIMA POTENCIA CENTRAL CAHUA (MW)
Período: Enero 2001 – Junio 2007

MESES	2001			2002			2003			2004			2005			2006			2007		
	G1	G2	TOTAL	G1	G2	TOTAL	G1	G2	TOTAL	G1	G2	TOTAL	G1	G2	TOTAL	G1	G2	TOTAL	G1	G2	TOTAL
ENE	22.02	21.86	43.88	20.38	21.94	42.32	21.65	21.08	42.73	21.32	20.50	41.82	21.28	20.82	42.10	21.24	22.11	43.35	21.49	22.75	44.24
FEB	22.11	21.95	44.06	0.00	0.00	0.00	21.78	19.16	40.94	21.22	20.78	42.00	21.20	20.80	42.00	21.86	22.10	43.96	21.47	22.68	44.15
MAR	21.88	0.00	21.88	0.00	7.76	7.76	0.00	0.00	0.00	21.20	20.78	41.98	21.17	20.67	41.84	0.00	22.69	22.69	21.68	22.78	44.46
ABR	21.35	21.17	42.52	21.78	20.83	42.61	22.01	22.13	44.14	21.03	20.41	41.44	21.52	21.89	43.41	10.43	4.81	15.24	21.67	22.70	44.37
MAY	21.45	21.21	42.66	21.66	20.67	42.33	21.30	20.93	42.23	21.03	15.90	36.93	14.22	16.84	31.06	21.84	21.83	43.67	21.90	22.46	44.36
JUN	18.89	22.35	41.24	15.68	16.35	32.03	20.55	21.51	42.06	15.62	12.70	28.32	15.53	10.04	25.57	15.67	13.97	29.64	22.13	22.48	44.61
JUL	0.00	0.00	0.00	15.65	20.40	36.05	19.28	18.61	37.89	16.37	13.00	29.37	18.03	16.72	34.75	15.76	11.76	27.52			0.00
AGO	0.00	21.95	21.95	18.71	14.75	33.46	17.33	16.92	34.25	16.90	10.32	27.22	21.81	0.00	21.81	4.29	20.97	25.26			0.00
SET	18.14	16.50	34.64	18.35	15.57	33.92	17.41	18.66	36.07	15.64	7.18	22.82	16.42	15.11	31.53	15.78	12.14	27.92			0.00
OCT	19.00	20.75	39.75	20.24	16.79	37.03	20.65	13.56	34.21	21.12	19.34	40.46	15.26	12.11	27.37	21.07	15.20	36.27			0.00
NOV	0.00	20.84	20.84	21.75	0.00	21.75	20.48	20.49	40.97	21.03	14.34	35.37	14.44	16.59	31.03	21.14	22.24	43.38			0.00
DIC	21.80	22.19	43.99	21.61	21.15	42.76	21.22	20.59	41.81	21.34	20.59	41.93	21.72	22.02	43.74	21.24	20.80	42.04			0.00
MAX	22.11	22.35	44.06	21.78	21.94	42.76	22.01	22.13	44.14	21.34	20.78	42.00	21.81	22.02	43.74	21.86	22.69	43.96	22.13	22.78	44.61

Fuente: Centro de Control – Sistema Scada de la C.H. Cahua

**MÁXIMA POTENCIA CENTRAL CAHUA (MW)
PERÍODO: 2001 - 2007***

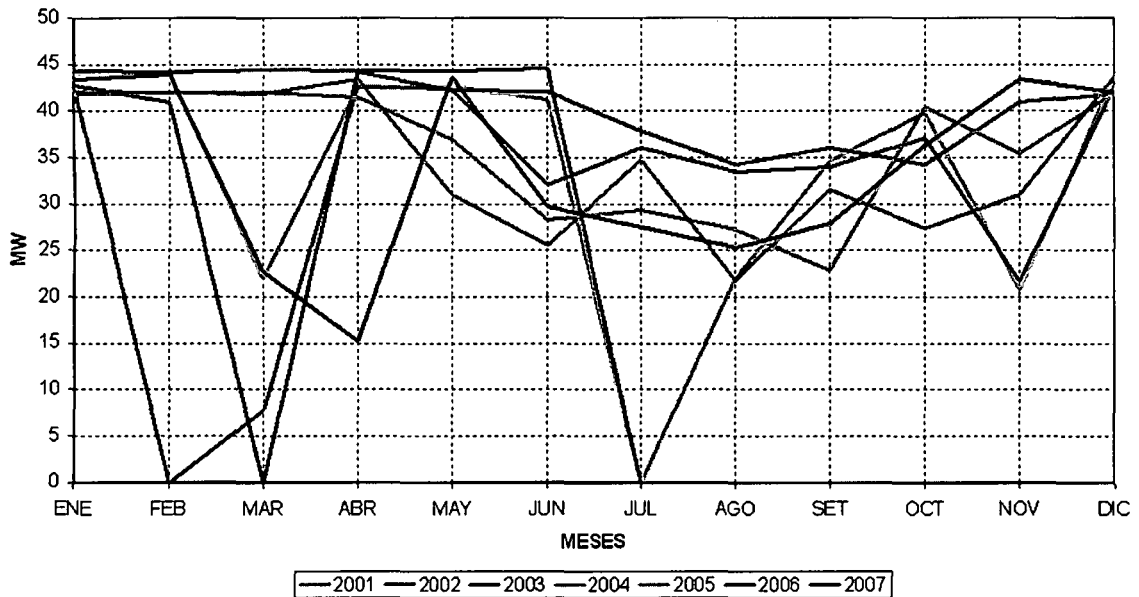


Figura 5.6. Máxima Potencia de la Central Cahua (MW)
Período: 2001- 2007*

* El período de evaluación para el año 2007, estuvo comprendido entre los meses de Enero y Junio.

5.4 EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE PLANTA

En esta fase se realizó la determinación de la eficiencia alcanzada, luego del proceso de repotenciación de las turbinas Francis, para tal efecto se hizo la evaluación del siguiente sistema de control.

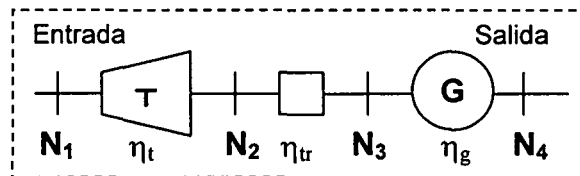


Figura 5.7. Delimitación del sistema de control

En la figura 5.7 se ha delimitado el sistema de control, tomándose como entrada (N_1) la potencia entregada por el agua al ingreso de la turbina y como

salida (N_4), la potencia entregada por el generador, ambas unidas por un eje de acoplamiento mecánico.

5.4.1 Cálculo del rendimiento antes de la repotenciación

Potencia hidráulica disponible (N_1)

$$N_1 = \frac{\gamma Q H_n}{75} = \frac{1000 \times 11 \times 215}{75} = 31,533 \text{ CV}$$

$$N_1 = 31533.33 \text{ CV (Para una turbina)}$$

Potencia de la turbina (N_2)

$$N_2 = N_1 \times \eta_t$$

De los datos proporcionados por el fabricante, se sabe que la potencia es:

$$N_2 = 28,410 \text{ CV}$$

Eficiencia de la turbina

Con los datos $N_2 = 28,410 \text{ CV}$, $H_n = 215 \text{ m}$ y $Q = 11 \text{ m}^3/\text{s}$, se calcula la eficiencia:

$$\eta_t = \frac{75 \times N}{\gamma Q H_n} = \frac{75 \times 28410}{1000 \times 11 \times 215} = 0.900951$$

$$\eta_t = 90.0951 \%$$

Número de revoluciones específico n_s

Con los datos $n = 600 \text{ rpm}$, $N_2 = 28,410 \text{ CV}$ y $H_n = 215 \text{ m}$, se obtiene:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \frac{600 \times \sqrt{28410}}{215^{5/4}} = 122.8397 \text{ rpm}$$

$n_s = 122.8397 \text{ rpm}$, valor que corresponde a la turbina Francis Normal.

Potencia entregada en el eje del generador (N_3)

$$N_3 = N_1 \times \eta_t \times \eta_{tr} = 31533.33 \times 0.900951 \times 0.99 = 28125.89$$

$$N_3 = 28125.89 \text{ CV}$$

Potencia producida por el generador (N_4)

$$N_4 = N_1 \times \eta_t \times \eta_{tr} \times \eta_g = 31533.33 \times 0.900951 \times 0.99 \times 0.99 = 27844.63$$

$$N_4 = 27844.63 \text{ CV} = 27844.63 \text{ CV} \times 0.735499 \frac{\text{kW}}{\text{CV}} = 20479.70 \text{ kW} \cong 20.5 \text{ MW}$$

$$N_4 = 20.5 \text{ MW}$$

Eficiencia de planta (η_{Planta})

$$\eta_{\text{Planta}} = \frac{N_4}{N_1} = \frac{N_1 \times \eta_t \times \eta_{tr} \times \eta_g}{N_1} = \eta_t \times \eta_{tr} \times \eta_g$$

$$\eta_{\text{Planta}} = \eta_t \times \eta_{tr} \times \eta_g = 0.900951 \times 0.99 \times 0.99 = 0.8830$$

$$\eta_{\text{Planta}} = 88.30\%$$

5.4.2 Cálculo del rendimiento después de la repotenciación

Potencia hidráulica disponible (N_1)

$$N_1 = \frac{\gamma Q H_n}{75} = \frac{1000 \times 12 \times 215}{75} = 34,400 \text{ CV}$$

$$N_1 = 34,400 \text{ CV (Para una turbina)}$$

Potencia de la turbina (N_2)

Se alcanzó una potencia de 31,631 CV.

Eficiencia de la turbina

Con los datos $N_2 = 31,631 \text{ CV}$, $H_n = 215 \text{ m}$ y $Q = 12 \text{ m}^3/\text{s}$, se calcula la eficiencia:

$$\eta_t = \frac{75 \times N}{\gamma Q H_n} = \frac{75 \times 31631}{1000 \times 12 \times 215} = 0.9195$$

$$\eta_t = 91.95 \%$$

Número de revoluciones específico n_s

Con los datos $n = 600$ rpm, $N_2 = 31,631$ CV y $H_n = 215$ m, se obtiene:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_n^{5/4}} = \frac{600 \times \sqrt{31631}}{215^{5/4}} = 129.6163 \text{ rpm}$$

$n_s = 129.6163$ rpm , valor que corresponde a la turbina Francis Normal.

Potencia entregada en el eje del generador (N_3)

$$N_3 = N_1 \times \eta_t \times \eta_{tr} = 34400 \times 0.9195 \times 0.99 = 31314.49$$

$$N_3 = 31314.49 \text{ CV}$$

Potencia producida por el generador (N_4)

$$N_4 = N_1 \times \eta_t \times \eta_{tr} \times \eta_g = 34400 \times 0.9195 \times 0.99 \times 0.99 = 31001.34$$

$$N_4 = 31001.34 \text{ CV} = 31001.34 \times 0.735499 \frac{kW}{CV} = 22801.45 \text{ kW} \cong 22.8 \text{ MW}$$

$$N_4 = 22.8 \text{ MW}$$

Eficiencia de planta (η_{Planta})

$$\eta_{Planta} = \frac{N_4}{N_1} = \frac{N_1 \times \eta_t \times \eta_{tr} \times \eta_g}{N_1} = \eta_t \times \eta_{tr} \times \eta_g$$

$$\eta_{Planta} = \eta_t \times \eta_{tr} \times \eta_g = 0.9195 \times 0.99 \times 0.99 = 0.9012$$

$$\eta_{Planta} = 90.12 \%$$

5.4.3 Pruebas de Cavitación

Para determinar el coeficiente de cavitación, se utilizó las cotas existentes del sistema de descarga de la turbina y los valores de la tabla 2.1.

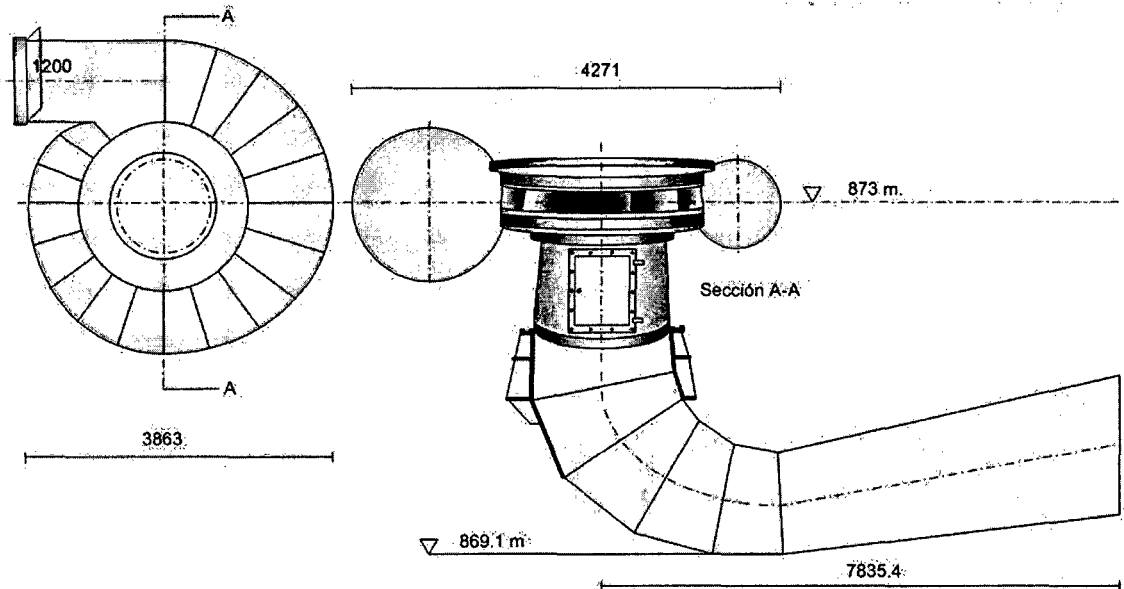


Figura 5.8. Cotas del sistema de descarga de la C.H. Cahua

Altitud sobre el nivel del mar (m)	Presión atmosférica		Pérdidas de carga (m)	Pérdidas por temperatura (m)
	mm de Hg	metros c.a.		
800	690	9.34	0.99	15 °C – 0.173
873	684	9.25	1.07	20 °C – 0.236
900	682	9.22	1.11	25 °C – 0.320

Los valores correspondientes a 873 m.s.n.m (nivel de referencia), se obtuvieron por el método de interpolación. Se consideró una pérdida por temperatura de 0.236 m (Valor para $t = 20\text{ °C}$), obtenido de la tabla 2.1 y el valor de $\sigma = 0.059$, para $n_s = 130$; obtenido de la figura 2.23.

Con la ecuación (2.43): $H_s \leq H_{at} - \sigma * H_n - H_v$, se evaluó la altura de succión H_s para las turbinas mejoradas; con los datos anteriores se reemplazó en dicha ecuación y se obtuvo:

$$H_s \leq (9.25 - 1.07) - (0.059 * 215) - 0.236$$

$$H_s \leq - 4.741 \text{ m}$$

Este valor indica la altura de succión que deberían tener las turbinas después de la repotenciación, para evitar la cavitación; ya que con la altura existente ($H_s = - 3.9 \text{ m}$) las turbinas están expuestas a una ligera cavitación. Para un mayor análisis, se evaluó el coeficiente de cavitación σ , el cual se despejó de la ecuación (2.43).

$$\sigma = \frac{H_{at} - H_s - H_v}{H_n}, \text{ reemplazando los valores existentes, se obtuvo:}$$

$$\sigma = \frac{(9.25 - 1.07) - (-3.9) - 0.236}{215} = 0.055$$

$$\sigma = 0.055$$

Este valor obtenido, se verificó con las curvas de cavitación (figura 2.23) y se observó que para el valor de $n_s = 123$ (rodete original), se encuentra ligeramente superior al límite de las turbinas Francis que no presentan cavitación (punto 1) de la figura 5.8. Mientras que para el valor de $n_s = 130$ (rodete repotenciado), se encuentra por debajo de los límites de las turbinas que no presentan cavitación (punto 2), correspondiendo a una ligera cavitación; tal como se aprecia en la siguiente figura:

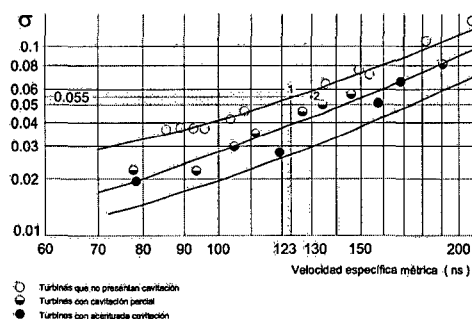
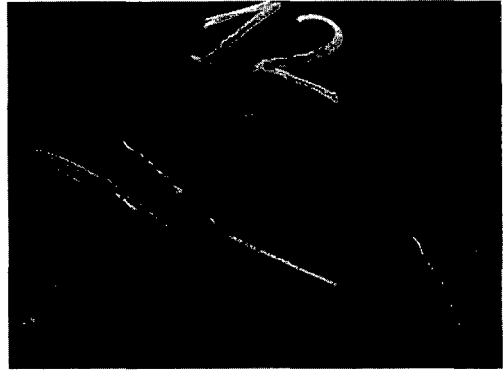
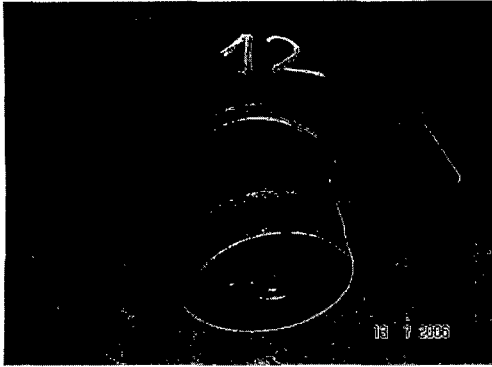
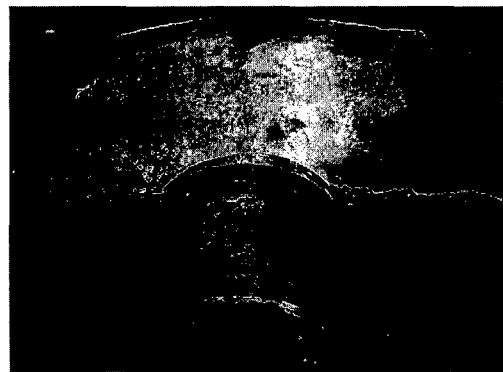
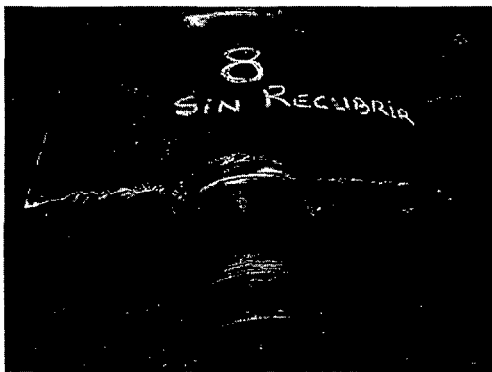


Figura 5.9. Coeficientes de cavitación para los rodetes existente ($n_s = 123$) y mejorado ($n_s = 130$)

5.5 EVALUACIÓN DE LA OPERACIÓN ANUAL DE LAS TURBINAS FRANCIS



Fotos 5.1 y 5.2. Ábabe directriz N° 12 con recubrimiento antiabrasión (belzona) después de un año de operación



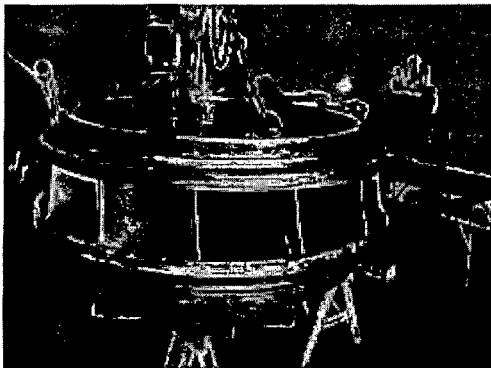
Fotos 5.3 y 5.4. Ábabe directriz N° 8 sin recubrimiento antiabrasión (belzona) después de un año de operación



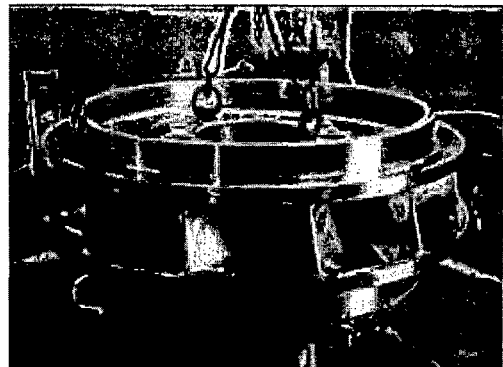
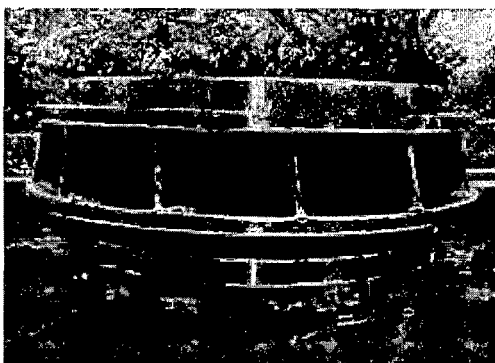
Fotos 5.5 y 5.6 Evaluación del estado del predistribuidor y caracol luego de la metalización efectuada y operación anual de las turbinas N° 1 (izq.) y N° 2 (der.)

5.6 ETAPAS DE LA REPARACIÓN ANUAL DE LAS TURBINAS FRANCIS

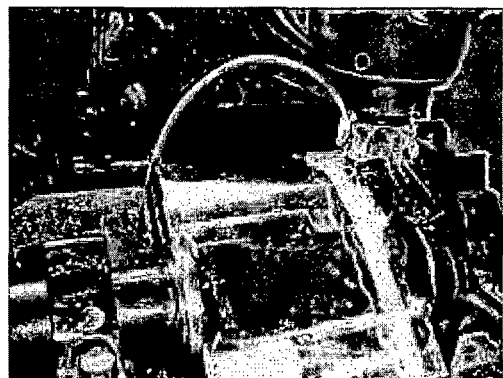
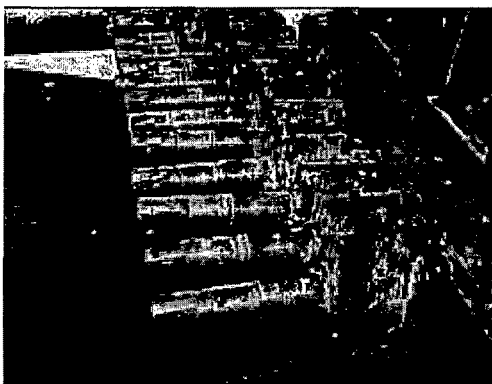
5.6.1 Maquinado y control: Esta fase comprende la aplicación de soldadura de aporte, maquinado de las superficies del rodete, tapas y álabes directrices, así como los controles de soldadura y esmerilado.



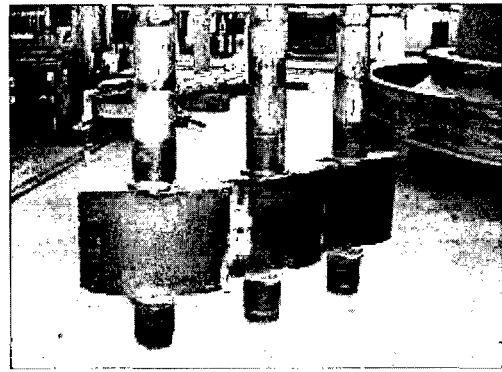
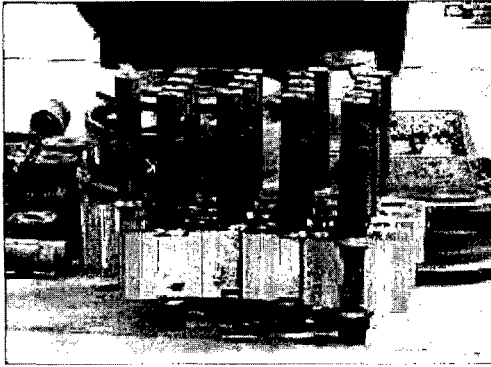
Fotos 5.7 y 5.8 Rellenado con soldadura de los Rodetes Francis



Fotos 5.9 y 5.10. Vista de los rodetes Francis luego de ser esmerilado y pulido

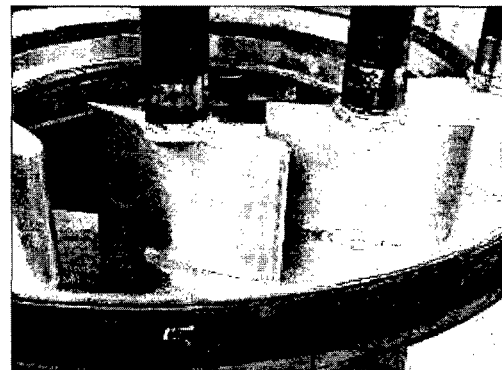
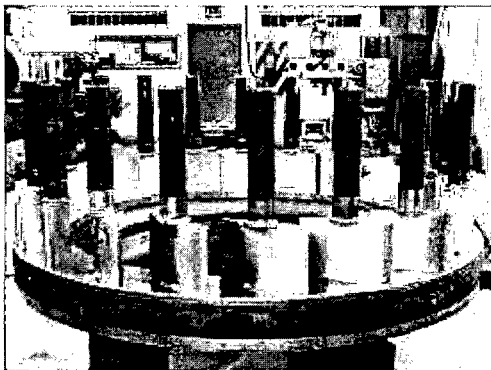


Fotos 5.11 y 5.12. Vista de los álabes directrices: rellenado y maquinado

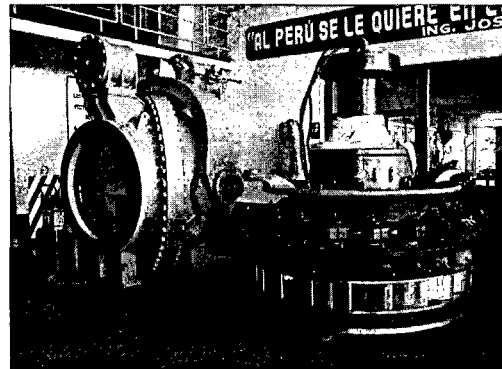
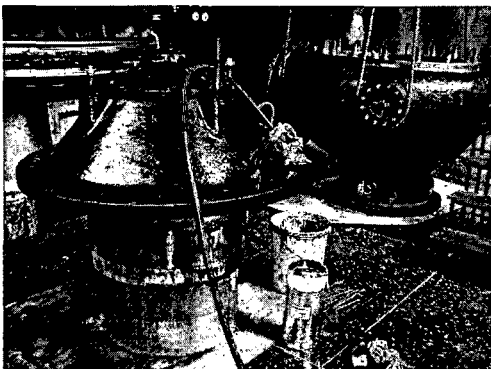


Fotos 5.13 y 5.14. Vista de los álabes directrices luego de haber sido pulido (izq.) y metalizado (der.)

5.6.2 Premontaje: Esta fase comprende la colocación de los componentes mecánicos en su conjunto, para facilitar su ensamblaje y la puesta en operación.



Fotos 5.15 y 5.16. Premontaje de los álabes directrices



Fotos 5.17 y 5.18. Montaje del descargador síncrono y premontaje de la turbina Francis

5.6.3 Tratamiento térmico: Esta fase comprende el tratamiento térmico a los álabes directrices para el alivio de las tensiones internas.

5.7 PRUEBAS DE VIBRACIONES

Las pruebas de vibraciones efectuadas a las turbinas N° 1 y N° 2 de la C. H. Cahua, se realizaron utilizando el equipo SKF Machine Analyst para Microlog; con su software correspondiente. El punto de medición para cada grupo fue en los cojinetes guía de turbina. Los espectros de vibraciones correspondientes a los grupos G1 y G2, muestran valores de tendencia global del orden de 0.4407 mm/s y 0.2161 mm/s, respectivamente, encontrándose en el rango normal de vibraciones comprendido para valores de turbinas (Ver en anexos).



Foto 5.19. Equipo colector de datos portátil Microlog

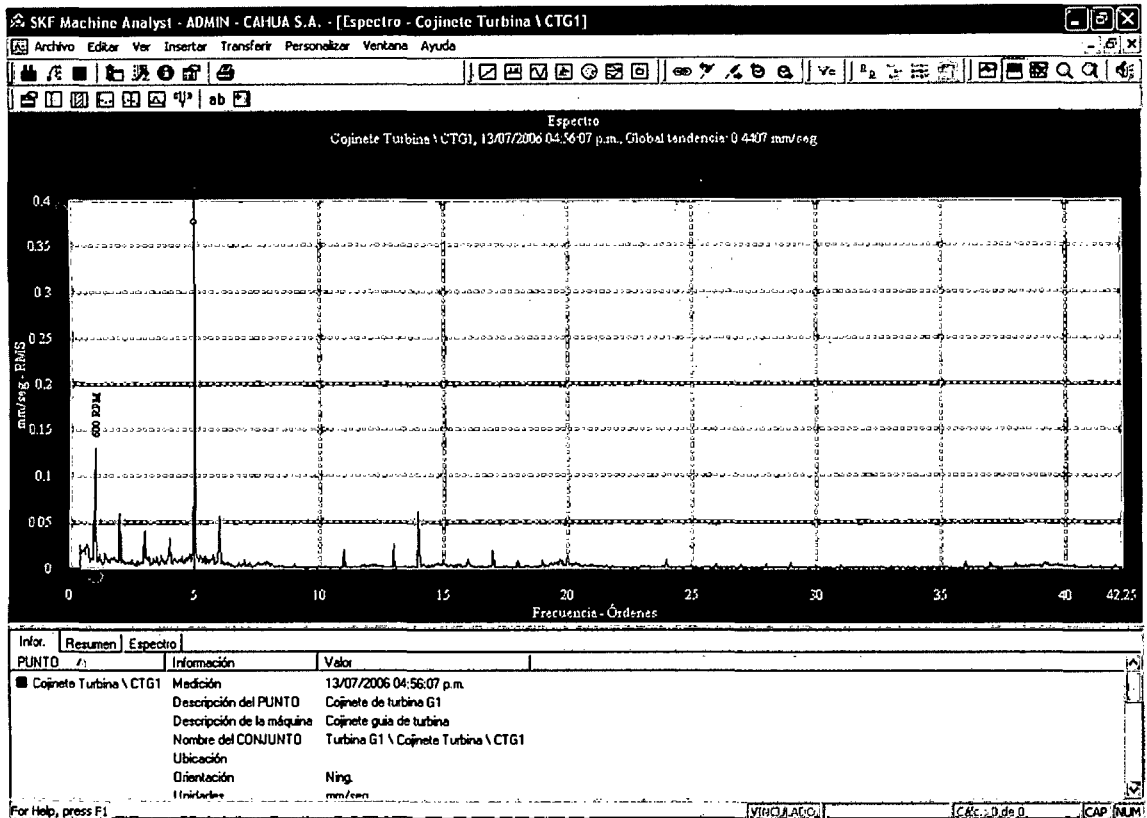


Figura 5.10. Espectro de vibraciones efectuada al cojinete guía de la turbina N° 1

INFOR.	Resumen	Espectro
PUNTO	#1	Información
■ Cojinete Turbina \ CTG1	Medición	13/07/2006 04:56:07 p.m.
	Descripción del PUNTO	Cojinete de turbina G1
	Descripción de la máquina	Cojinete guía de turbina
	Nombre del CONJUNTO	Turbina G1 \ Cojinete Turbina \ CTG1
	Ubicación	
	Orientación	Ning.
	Unidades	mm/seg
	Escala máx.	5
	Frecuencia baja a omitir	240
	Gama de frecuencia	0 - 25350 CPM
	Detección	RMS
	Ventana	Hanning
	Líneas	1600
	Medias	4
	Guardar Datos	FFT
	Velocidad	600
	Umbral	0.5
	Global espectro	0.4406
	Sinc.	0.42
	Subsinc.	0.06723
	No sinc.	0.115

For Help, press F1

Figura 5.11. Valores de vibración correspondiente al cojinete guía de la turbina N° 1

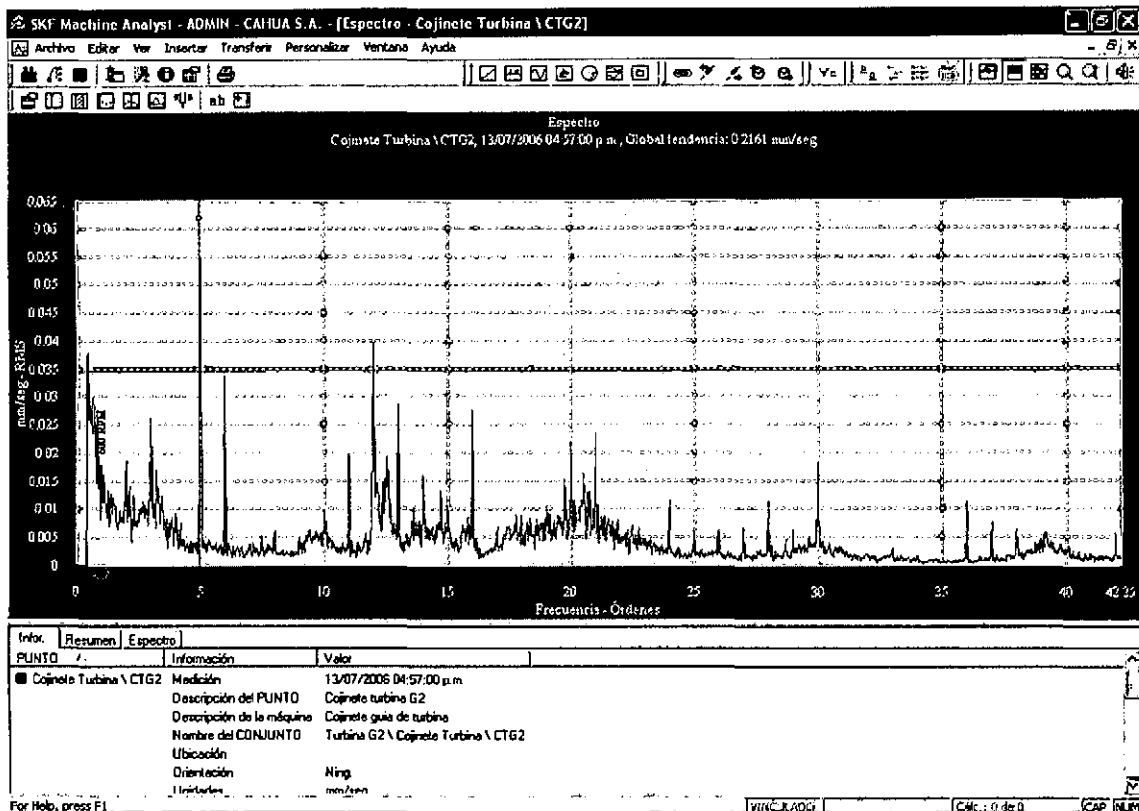


Figura 5.12. Espectro de vibraciones efectuada al cojinete guía de la turbina N° 2

PUNTO	Información	Valor
Cojinete Turbina \ CTG2	Medición	13/07/2006 04:57:00 p.m.
	Descripción del PUNTO	Cojinete turbina G2
	Descripción de la máquina	Cojinete guía de turbina
	Nombre del CONJUNTO	Turbina G2 \ Cojinete Turbina \ CTG2
	Ubicación	
	Orientación	Ning.
	Unidades	mm/seg
	Escala máx.	5
	Frecuencia baja a omitir	240
	Gama de frecuencia	0 - 25350 CPM
	Detección	RMS
	Ventana	Hanning
	Líneas	1600
	Medias	4
	Guardar Datos	FFT
	Velocidad	600
	Umbral	0.5
	Global espectro	0.2161
	Sinc.	0.1242
	Subsinc.	0.09553
	No sinc.	0.1489

Figura 5.13. Valores de vibraciones correspondientes al cojinete guía de la turbina N° 2

5.8. PRUEBAS DE TERMOGRAFÍA

Las pruebas de termografía se efectuaron a los cojinetes guía de turbina y alternadores de los grupos N° 1 y N° 2 de la C.H. Cahua. Estas pruebas se realizaron con una operación a plena carga en ambos grupos, y consistieron en la toma de espectros termográficos en los puntos de medición; para conocer la temperatura de operación y prevenir la formación de puntos calientes que alteren su normal funcionamiento.

Los espectros termográficos efectuados a los cojinetes guía de turbina (Fotos 5.21 y 5.22), muestran valores de 32 °C para el grupo N° 1 y 30 °C para el grupo N° 2; y se encuentran dentro del rango de operación (23 °C – 48 °C).

De manera similar, los resultados de termografía efectuados a los alternadores (Fotos 5.23 y 5.24), indican valores de temperatura de 43 °C y 42 °C, respectivamente; y se encuentran dentro del intervalo de operación (33 °C y 63 °C).

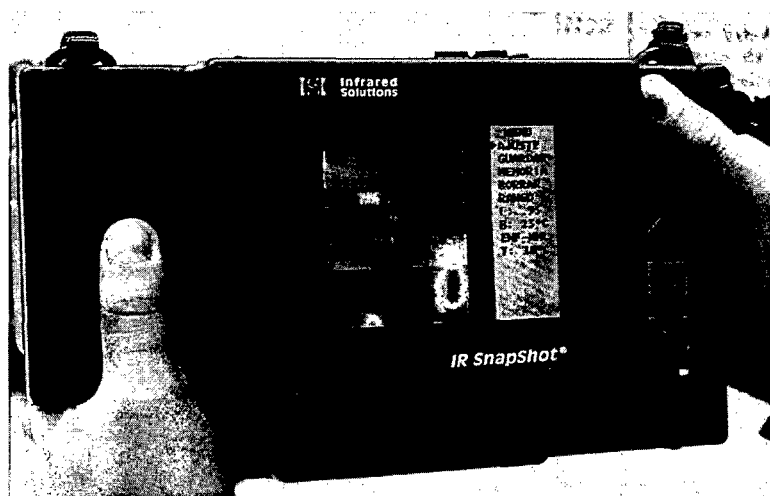
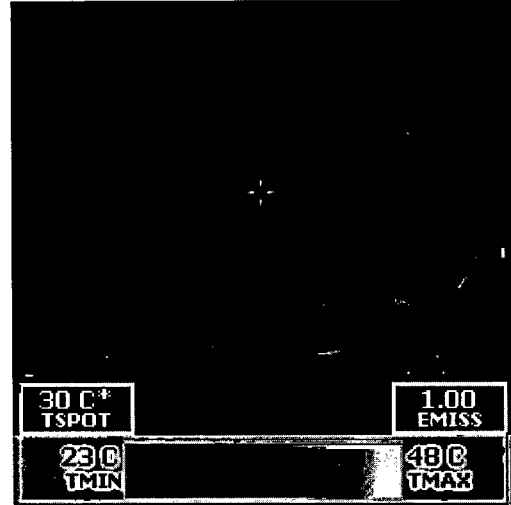
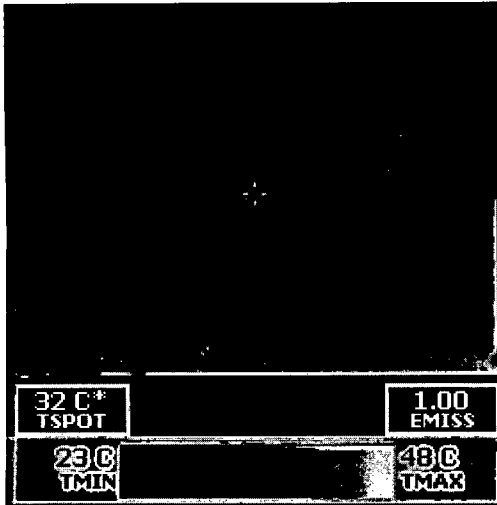
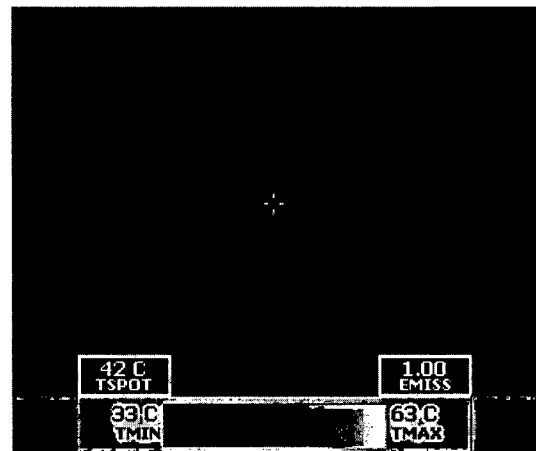
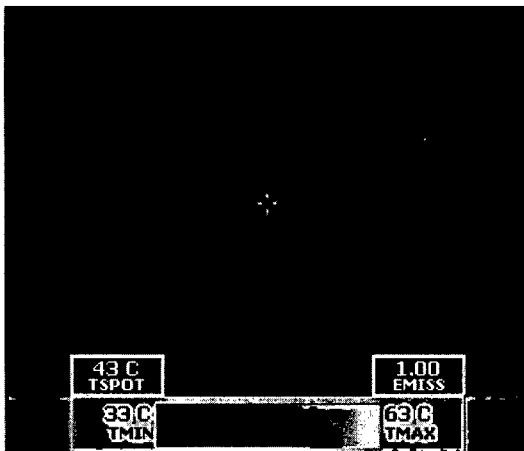


Foto 5.20 Cámara termográfica portátil



Fotos 5.21 y 5.22. Vista termográfica del cojinete guía de turbina del grupo N° 1 (izq.) y N° 2 (der.)



Fotos 5.23 y 5.24. Vista termográfica del alternador del grupo N° 1 (izq.) y N° 2 (der.)

5.9 EVALUACION ECONOMICA DEL MEJORAMIENTO DE POTENCIA

En esta parte realizamos la evaluación económica del mejoramiento de potencia en sus diferentes escenarios, dicha evaluación esta sustentada en el periodo de avenida en el cual los caudales del río pativilca son los máximos posibles y en consecuencia la central genera con la mayor potencia.

Periodo de Análisis:

Periodo Diario

1 Día= 24 horas

Periodo Semestral-Anual

Enero a Mayo = 5 Meses (1 Mes = 30 días = 720 horas)

720 horas x 5 meses = 3600 horas

El precio de la energía promedio en el periodo Enero-Mayo = 20 \$/Mwh

Escenario de Ingresos con operación a Potencia Máxima

(2x22.8 Mw-2x20.5 Mw = 4.6 Mw)

4.6 Mw x 24Horas = 110.4 Mwh

4.6 Mw x 3600 Horas = 16,560 Mwh

110.4 Mwh x 20 \$/Mwh = 2,208 \$/diario

16,560 Mwh x 20 \$/Mwh = 331,200 \$/año

Escenario de Ingresos con operación a Cavitación Parcial

(2x21.5 Mw-2x20.5 Mw = 2 Mw)

2 Mw x 24Horas = 48 Mwh

2 Mw x 3600 Horas = 7,200 Mwh

48 Mwh x 20 \$/Mwh = 960 \$/diario

7,200 Mwh x 20 \$/Mwh = 144,000 \$/Año

CAPÍTULO 6

DISCUSIÓN

El análisis del modelo sirvió para determinar con exactitud la curva de rendimiento de las turbinas luego del mejoramiento en las turbinas, para ello se consideró las curvas de rendimiento para turbinas Francis con $n_s = 125$ y $n_s = 250$ y se consideró el rendimiento actual para turbinas Francis del 93 % a plena carga, según informes de los fabricantes de turbinas; sin embargo como consecuencia del desgaste de las turbinas se optó por un valor de 92%.

Las modificaciones efectuadas a las turbinas Francis, se realizaron considerando datos existentes y cálculos justificativos, los cuales dieron inicio a l mejoramiento de los rodetes, modificación de las tapas, álabes y aplicación de cerámica antiabrasión en los componentes de la turbina.

El mejoramiento se llevó a cabo en tres etapas: la primera etapa consistió, en el relleno con soldadura a las tapas superiores e inferiores y álabes directrices de las turbinas Francis para recuperar las medidas originales; luego se aumentó la altura de los álabes directrices en 3 mm por lado (de 199.5 mm a 205.5 mm) y se rebajó los blindajes en 3 mm a cada lado, ampliándose la distancia existente entre la tapa superior e inferior (de 200 mm a 206 mm). En la segunda etapa, se rectificó las partes interiores de la corona y banda del rodete en 4.5 mm a cada lado; esto permitió el incremento en la longitud de entrada del rodete, de 200 mm a 206 mm y luego a 209 mm; así mismo se aplicó cerámica antiabrasión a la corona, banda y álabes, para protegerlos de la abrasión. En la tercera etapa, se relleno con soldadura en acero inoxidable los álabes fijos del predistribuidor, se esmeriló y pulió hasta volver a sus dimensiones originales, según plano. Luego se aplicó una película de masilla antiabrasión a los álabes fijos del predistribuidor y caracol para protegerlos del desgaste excesivo que tenían.

De las pruebas efectuadas a las turbinas Francis (Tabla 5.2), se aprecia que el grupo N° 1 tiene ligeramente una menor eficiencia con respecto al grupo N° 2; siendo del 91.62 y 91.95%, respectivamente. Esto se debe probablemente a pérdidas de carga, ocasionadas por rugosidad en las paredes del caracol; luego de la aplicación de masilla antiabrasión (Belzona); o pérdidas mecánicas en el sistema de refrigeración del alternador. Las cuales no son significativas.

Las pruebas de cavitación (Figura 5.9) muestran los puntos antes del mejoramiento (punto 1) y después (punto 2). Correspondiendo a la turbina existente un valor a $\sigma = 0.055$, valor que se encuentra ligeramente superior a la línea de turbinas que no presentan cavitación ($n_s = 123$). Mientras que para la turbina mejorada el valor se encuentra por debajo de la línea de turbinas que no presentan cavitación ($n_s = 130$), presentando un ligero comportamiento de turbinas con cavitación parcial. Esto se debe a que la altura de succión existente debió incrementarse de -3.9 m. a - 4.74 m, para no presentar cavitación. Sin embargo ésta alternativa implicaba la realización de varias modificaciones de gran envergadura en el canal de descarga, codo, difusor y obras civiles existentes; la misma que no ameritaba tal cambio, ya que las turbinas son reparadas y cambiadas de manera anual. Adicionalmente de que se puede controlar éste efecto, disminuyendo la potencia de generación de las turbinas.

Luego de la operación anual de las turbinas Francis, y de las pruebas experimentales a las que fueron sometidas; se aprecia en las fotografías 5.1 hasta 5.4 el grado de desgaste ocasionado por la erosión a los álabes directrices con recubrimiento cerámico antiabrasión y sin recubrimiento, como consecuencia de los sólidos en suspensión (sedimentos turbinados); siendo favorable en el primer caso y desfavorable en el segundo.

Las fotografías 5.5 y 5.6 muestran el estado del predistribuidor y caracol de las turbinas Francis N° 1 y N° 2, luego de la aplicación de masilla antiabrasión y operación anual de las turbinas; en ellas se observan un mayor desgaste para la turbina N° 1, respecto a la N° 2.

Los resultados de vibraciones efectuadas a los grupos N° 1 y N° 2, muestran valores de tendencia global del orden de 0.4407 mm/s y 0.2161 mm/s, respectivamente, la diferencia existente de estos valores se debe generalmente al grado de desgaste en el cojinete de la turbina o en el cojinete de apoyo de la misma; asociado por un mayor tiempo de operación de la turbina. No siendo de consideración por encontrarse dentro del rango de valores vibracionales para turbinas. (4.041 mm/s para turbinas/generadores de 1800 rpm).

Los resultados de termografía efectuadas a los grupos N° 1 y N° 2, muestran valores de temperatura correspondientes al cojinete guía de turbina (fotos 5.21 y 5.22), siendo de 32 y 30 °C, respectivamente. Encontrándose dentro del rango de operación (min: 23 °C y Max: 48 ° C). Sin embargo la diferencia de temperaturas (2 °C) puede deberse a que presenta obstrucción en el circuito de refrigeración del cojinete (serpentín por donde circula agua). Mientras que los resultados termográficos del alternador para cada grupo (fotos 5.23 y 5.24), muestran valores de temperatura de 43 y 42 °C para los grupos N° 1 y N° 2, respectivamente. De igual manera esta diferencia de temperatura (1°C) puede deberse a obstrucción en el sistema de refrigeración (intercambiador de calor aire-agua) del alternador.

CONCLUSIONES

1. Los trabajos realizados en las turbinas Francis de la C. H. Cahua, ha permitido el mejoramiento de potencia en generación de los grupos 1 y 2 de 20.5 MW a 22.8 MW cada uno, lo que hace un total de 4.6 MW adicionales. Esta diferencia significa un incremento del 11.2 % en la potencia de generación y constituye un aporte adicional de 40.2 GW-h de energía anual.
2. El rendimiento de las turbinas Francis después del mejoramiento, se incrementó de 90.09 % a 91.95 % (rodete existente y mejorado). Esta mejora contribuyó a elevar el rendimiento de planta de 88.3 % a 90.12 %, respectivamente.
3. La aplicación de cerámica antiabrasión (Belzona) a los componentes de la turbina (caracol, distribuidor, álabes directrices, tapas superior e inferior y rodete); favoreció de manera significativa la eficiencia de generación, al disminuir el grado de rugosidad existente y reducir las pérdidas por choque, así como del desgaste de los componentes de la turbina por efectos de abrasión y corrosión; prolongando el tiempo de operación de las turbinas Francis en la C.H. Cahua.
4. Los efectos de cavitación ocasionados por el rediseño de las turbinas Francis pueden ser reducidos, si se tiene cuidado de no operar las turbinas a su máxima potencia de generación por largos periodos de tiempo.

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda operar las turbinas Francis de la C.H. Cahua a un valor máximo de 21.5 MW por grupo y no a su máxima potencia alcanzada después de los trabajos realizados (22.8 MW), de esta manera se evitarán los efectos de cavitación en la zona de descarga de las turbinas (difusor y codo aspirador) y daños que pudieran ocasionar desperfectos o fallas mecánicas en los grupos generadores debido a la exigencia en su operación a plena carga.
2. El caudal mínimo de operación para cada turbina debe ser de 5 m³/s, de esta manera se garantiza un mayor rendimiento técnico-económico y se evita el aumento de pérdidas volumétricas en el rodete, fricción mecánica en cojinetes; así como la operación de las turbinas por debajo del 85% de su rendimiento.
3. Para garantizar la operación anual de las turbinas, la concentración de sólidos en suspensión disueltos en el agua; no debe exceder los 3 gr/l; y para garantizar una mayor vida útil a las estructuras hidráulicas y componentes de la turbina, la concentración debe de ser en promedio un valor de 0.3 gr/l. Ver en anexo la simulación para la operación de la turbina.
4. Cuando se operen las turbinas Francis con cargas parciales, se debe tener en cuenta que el máximo rendimiento se encuentra al 75% del caudal nominal; es decir para un caudal de 9 m³/s, de acuerdo a los resultados obtenidos en las pruebas de operación de los grupos N° 1 y N° 2 le corresponden valores de 92.77 % y 93.24 %, respectivamente. En ambos grupos se obtuvo una potencia de 17.6 MW.

5. Se debe realizar una inspección a la tubería forzada, para evaluar el estado actual de las paredes internas, y si es posible la aplicación de cerámica antiabrasión (Belzona) para recubrir los daños que pudieran tener las paredes internas, ocasionados por la erosión y abrasión desde su puesta en operación de la central.
6. Cuando se tenga fuera de servicio una turbina, ya sea por bajo caudal o por mantenimiento, se debe realizar un diagnóstico general de la turbina; a fin de evaluar el grado de desgaste alcanzado. Estos trabajos deben comprender: la inspección de turbina, situación actual del rodete, álabes directrices y caracol; así como también la verificación del grado de obstrucción en cojinetes, intercambiadores de calor del generador y transformadores de potencia; a fin de garantizar su óptimo rendimiento y mayor tiempo de operación.

**REFERENCIAS
BIBLIOGRÁFICAS**

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- FERNÁNDEZ DÍEZ, Pedro Turbinas hidráulicas. Segunda Edición. España: Editorial Universidad de Cantabria – Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. 2006, Pp. 1-90.
- M. DE JUANA, José Energías renovables para el desarrollo. España: Editorial Thomson Paraninfo. 2003, Pp. 268-280.
- ORTIZ FLORES, Ramiro Pequeñas centrales hidroeléctricas. Colombia: Editorial Mc Graw Hill. 2001, Pp 272-279; 308-327.
- JARA TIRAPEGUI, Wilfredo Máquinas hidráulicas. Lima-Perú: Editorial W&Editores. 1998, Pp. 1 – 80.
- ITDG-PERU Manual de mini y microcentrales hidráulicas. Lima-Perú. 1995, Pp 125-150.
- POLO ENCINAS, Manuel Turbomáquinas hidráulicas. Tercera Edición, Segunda Reimpresión. México: Editorial Limusa. 1989, Pp 13-38; 111-171.
- Ministerio de Energía y Minas Estadística eléctrica por regiones 2006. Lima-Perú: MINEM. 2007.
- Ministerio de Energía y Minas Plan referencial de electricidad 2003-2012. Lima-Perú: MINEM. 2006.
- Ministerio de Energía y Minas Compendio eléctrico 2005. Lima-Perú: MINEM. 2005.

TESIS CONSULTADAS

- CAMPOS DA VEIGA, José R. "Oportunidades de negócio com a repotenciação de usinas aspectos técnicos econômicos e ambientais". Brasil-São Paulo, 2001. Pp 3-108.
- COLLET, Diego "Análise de desempenho de uma turbina francis vertical da usina hidrelétrica itá". Brasil-Porto Alegre, 2004. Pp. 1-27.
- KOLSEK, T. "Stress analysis of the Francis turbine runners". Pp. 1-3.

INTERNET

- Enciclopedia WIKIPEDIA Turbina Francis. Octubre 2005. (www.es.wikipedia.org/wiki/turbina_francis), (Consulta: 04 Febrero 2007).
- Chalmers, GE Energy (Suecia) Numerical investigations of turbulent flow in water turbines. 22 Octubre 2006. (www.tfd.chalmers.se/~hani/phdproject/proright.html), (Consulta: 15 Marzo 2007).
- Usuarios lycos Turbinas hidráulicas. (www.usuarios.lycos.es/jrcuenca/spanish/turbinas/turbinas_hidraulicas.htm), (Consulta: 30 Marzo 2007).
- M Sallaberger, Ch. Michaud Design and manufacturing of Francis runners for rehabilitation projects. Octubre 2005. (www.vatech-hydro.com), (Consulta: 26 abril 2007).
- ALSTOM New design for fixed blades turbines in rehabilitation. Febrero 2003. (www.power.alstom.com), (Consulta 03 Mayo 2007). Pp 1-2.
- Enciclopedia WIKIPEDIA Abrasión. 6 Julio 2007.

(www.es.wikipedia.org/wiki/Abrasi%C3%B3n), (Consulta: 13 Julio 2007).

- Enciclopedia WIKIPEDIA Corrosión. 29 Junio 2007.
(www.es.wikipedia.org/wiki/Corrosi%C3%B3n), (Consulta: 13 Julio 2007).
- Enciclopedia WIKIPEDIA Erosión. 10 Julio 2007.
(www.es.wikipedia.org/wiki/Erosi%C3%B3n), (Consulta: 13 Julio 2007).

REVISTAS

- ALSTOM “Francis turbines”, 2000, Pp. 1-12.
- VA TECH HYDRO “News hydro”, Nº 8, Junio 2005, Pp 5, 18-19.
- VA TECH HYDRO “Turbines & generators”, 26 Agosto 2002, Pp. 2-14
- VA TECH HYDRO “Compact Francis”, Agosto 2006, p 2.
- JOURNAL OF FLUIDS ENGINEERING “Analysis of the Swirling Flow Downstream a Francis Turbine Runner”, Vol 128, Enero 2006. Pp. 1-12.
- 22nd IAHR SYMPOSIUM ON HYDRAULIC MACHINERY AND SYSTEMS. “Surface Parameterization of a Francis Runner Turbine for Optimum Design”. 29 Junio–02 Julio 2004, Stockholm–Suecia. Pp 1-9.
- MASAMI, Harano y otros “Practical Application of High-performance Francis-turbine Runner Fitted with Splitter Blades at Ontake and Shinkurobegawa No. 3 Power Stations of the Kansai Electric Power Co., Inc.” , Nº 3, Vol 55, 2006. P. 111.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Abrasión: Se denomina así a la acción mecánica de rozamiento y desgaste que provoca la erosión de un material.

Balance energético: Es un valor estadístico de un sistema dado, proceso, región o área económica, en un período de tiempo dado, de la cantidad de oferta de energía y la energía consumida, incluyendo las pérdidas por conversión, transformación y transporte, así como las formas de energía no empleadas con fines energéticos.

Carga: Esta expresión puede utilizarse para describir:

Un consumidor o conjunto de consumidores de energía eléctrica, por ejemplo motores eléctricos.

Un circuito alimentador determinado que distribuye energía eléctrica.

La potencia o corriente que pasa a través de una línea o máquina.

Caudal de descarga: Volumen de agua que fluye a través de una sección de un curso de agua por unidad de tiempo, se mide en metros cúbicos por segundo (m^3/s).

Caudal natural: Caudal que fluye en forma natural por los ríos o hidrodutos y que provienen de las precipitaciones pluviométricas, filtraciones y deshielos de las cuencas hidrográficas del sistema de generación. Es una variable de naturaleza estacional.

Caudal regulado: Es la suma del caudal natural más el caudal de descarga, que fluye a través de los ríos o hidrodutos cuyas aguas ingresan hacia los reservorios de regulación o tazas del sistema de generación hidráulica.

Cavitación: Fenómeno de formación de vapor que se produce cuando un líquido fluye por regiones donde, a causa de las altas velocidades de flujo, la presión estática absoluta es menor que la presión de vapor, condensando violentamente y originando serios problemas hidráulicos y mecánicos en las turbinas hidráulicas.

Central hidroeléctrica: Instalación donde la energía potencial de gravedad del agua es transformada primero en energía mecánica y después en eléctrica.

Central de pasada: Central hidroeléctrica que utiliza el caudal de un río tal y cual éste se encuentre, siendo prácticamente insignificante el período de llenado de su propio embalse por las aportaciones hidráulicas.

Central de represa: Central hidroeléctrica en la que el período de llenado del embalse, mediante las aportaciones hidráulicas, permite el almacenamiento de agua en un período de pocas semanas como máximo.

Central de embalse: Central hidroeléctrica en la que el período de llenado del embalse, mediante las aportaciones hidráulicas, permite el almacenamiento de agua en un período mayor a varias semanas.

Compuerta: Equipamiento mecánico móvil que controla el flujo de agua en una represa.

Corrosión: Es definida como el deterioro de un material metálico a consecuencia de un ataque electroquímico por su entorno. Siempre que la corrosión esté originada por una reacción química (oxidación), la velocidad a la que tiene lugar dependerá en alguna medida de la temperatura, la salinidad del fluido en contacto con el metal y las propiedades de los metales en cuestión. Los más conocidos son las alteraciones químicas de los metales a causa del aire, como la herrumbre del hierro y el acero o la formación de pátina verde en el cobre y sus aleaciones (bronce, latón). Sin embargo, la corrosión es un fenómeno mucho más amplio que afecta a todos los materiales (metales, cerámicas, polímeros, etc.) y todos los ambientes (medios acuosos, atmósfera, alta temperatura, etc.)

Costo marginal: Aumento o reducción del costo total durante un período específico, generado debido a la adición o sustracción de una unidad (kilowatt o kilowatt hora), a la cantidad suministrada durante el mismo período.

Demanda: Medida de las potencias eléctricas instantáneas solicitadas por el mercado consumidor, durante un período especificado.

Despacho: Ejecución de la operación en tiempo real, con acciones preventivas y/o correctivas dispuestas con la finalidad de mantener el equilibrio entre la oferta y la demanda del sistema.

Energía activa: Energía eléctrica transformable en otra forma de energía.

Energía firme: Es la máxima producción esperada de energía eléctrica en condiciones de hidrología seca para las unidades de generación hidroeléctrica y de indisponibilidad esperadas para las unidades de generación térmica.

Energía reactiva: En un sistema de corriente alterna, la energía eléctrica almacenada que se intercambia continuamente entre los diferentes campos eléctricos y magnéticos asociados con la operación de la red eléctrica y de todos los aparatos conectados.

Erosión: Se denomina **erosión** al proceso de sustracción de material, generalmente por acción de corrientes superficiales de agua o viento, por cambios de temperatura o por gravedad.

Factor de capacidad: Es la razón entre la demanda media y la capacidad instalada de la central de generación, en un período de tiempo dado.

Factor de carga: Razón entre la demanda media y la demanda máxima en un intervalo de tiempo especificado.

Factor de utilización: Razón entre la demanda máxima y la potencia instalada por intervalo de tiempo definido.

Factor de potencia: Relación de la potencia activa y la potencia aparente. Para una máquina es también, el cociente de la resistencia y la impedancia de la misma.

Golpe de ariete: Es la interrupción violenta de la corriente de un fluido que circula con cierta velocidad a través de un conducto, produciéndose fuertes variaciones de presión sobre las paredes interiores de éste y del elemento que corta al caudal suministrado.

Grupo de punta: Grupo generador que funciona bajo condiciones de carga discontinua y responde rápidamente a los picos en la demanda de energía de la red.

Operación en tiempo real: Tareas de coordinación, control, monitoreo y supervisión de la operación de un sistema interconectado.

Periodo de avenida: Período donde en forma cíclica se producen las precipitaciones pluviométricas con cierta regularidad, las que permiten almacenar los reservorios del sistema de generación hidráulica que mayormente se produce entre los meses de noviembre y mayo del siguiente año.

Período de estiaje: Período donde en forma cíclica se registra una disminución de precipitaciones pluviométricas y que origina la reducción de los caudales naturales, que para fines de operación del sistema hidráulico del Sistema Interconectado Nacional, es posible complementarlos con un programa de descarga de reservorios.

Potencia instalada: Suma de la capacidad de generación de los generadores en operación comercial.

Potencia firme: Es la potencia que puede suministrar cada unidad generadora con alta seguridad, de acuerdo a lo que define el Reglamento.

Presa: Estructura construida para retener los aportes hidráulicos para usos específicos.

Programa de generación: Programa de producción (despacho) de las instalaciones de generación para un período de tiempo específico.

Salto bruto: Denominada también altura bruta, es la diferencia de altura entre la toma de agua y los niveles del canal de descarga bajo condiciones específicas.

Salto neto: Denominada también altura neta, es el salto bruto de una central hidroeléctrica menos una altura equivalente a las pérdidas hidráulicas, excluyendo las pérdidas en las turbinas.

Sistema: Se utiliza para describir la red eléctrica completa, incluyendo la generación, transmisión y cargas.

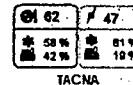
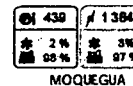
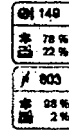
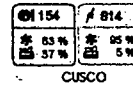
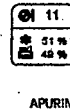
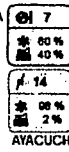
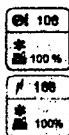
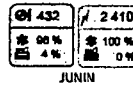
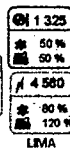
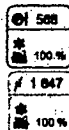
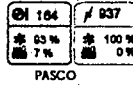
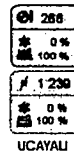
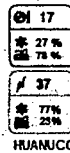
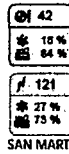
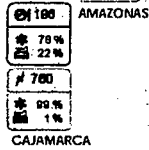
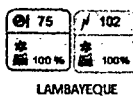
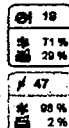
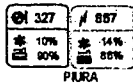
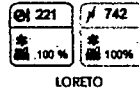
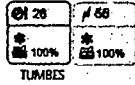
Tubería forzada: Tubería que lleva el agua bajo presión a la turbina.

ANEXOS

MAPA DE POTENCIA INSTALADA Y PRODUCCIÓN DE ENERGIA ELECTRICA 2006

ECUADOR

COLOMBIA



OCEANO PACIFICO

BOLIVIA

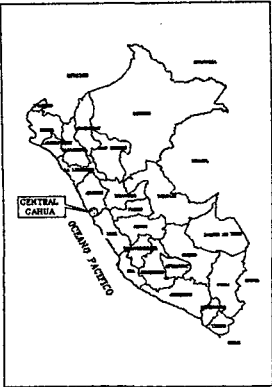
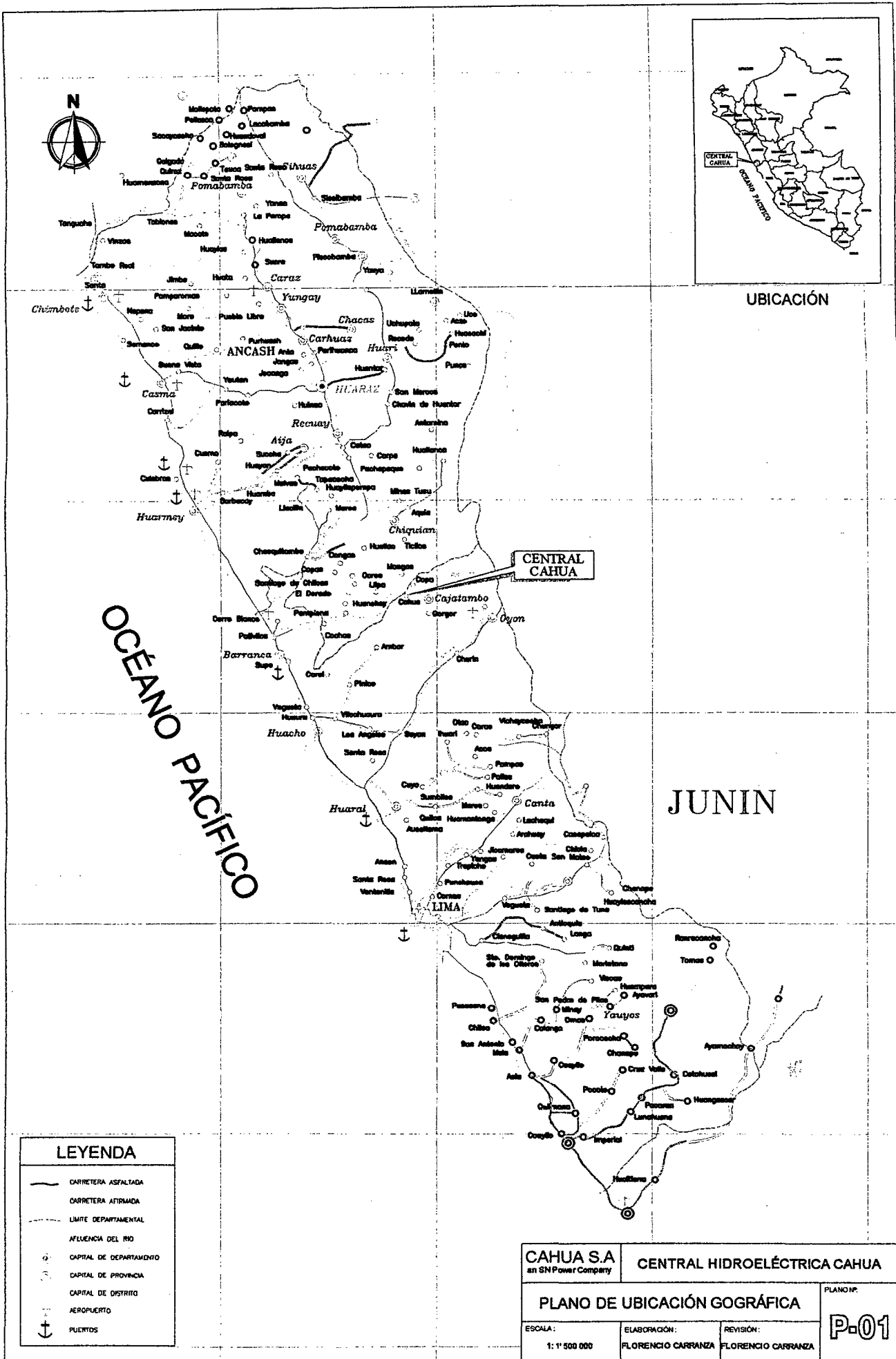
CHILE

INFORMACIÓN GLOBAL

Potencia Total Nacional		Producción Total Nacional	
6.657,94 MW	48%	27.363,27 GW.h	72%
1.847	52%	4.580	28%
SEIN 84%	SS AA 16%	SEIN 92%	SS AA 8%

LEYENDA

- EIN: Sistema Eléctrico Interconectado Nacional
- S AA: Sistemas Aislados
- Potencia Instalada
- Producción de Energía Eléctrica
- Total MW
- Total GW.h
- Potencia Hidráulica (%)
- Energía Hidráulica (%)
- Potencia Térmica (%)
- Energía Térmica (%)



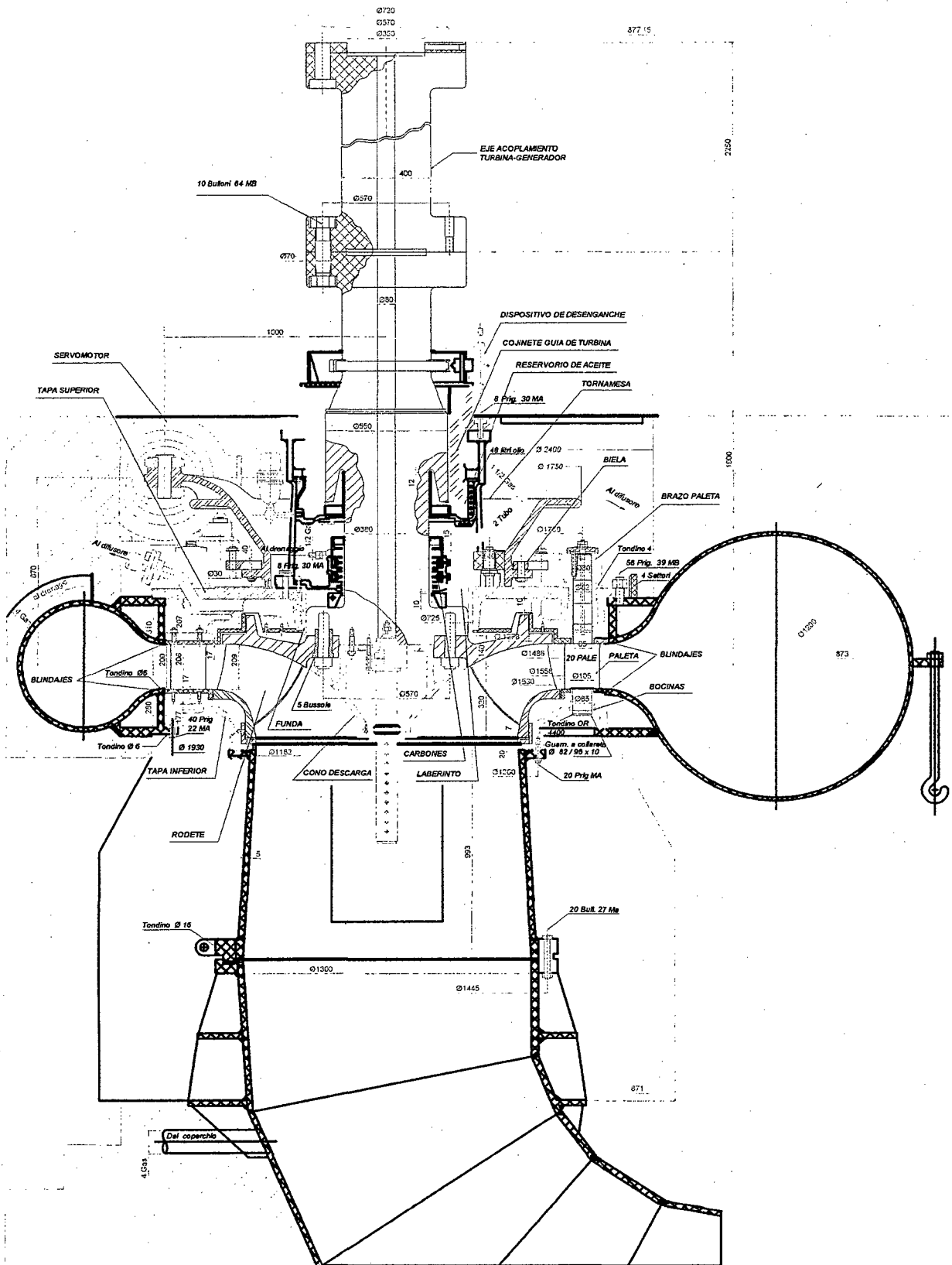
UBICACIÓN

OCEANO PACÍFICO

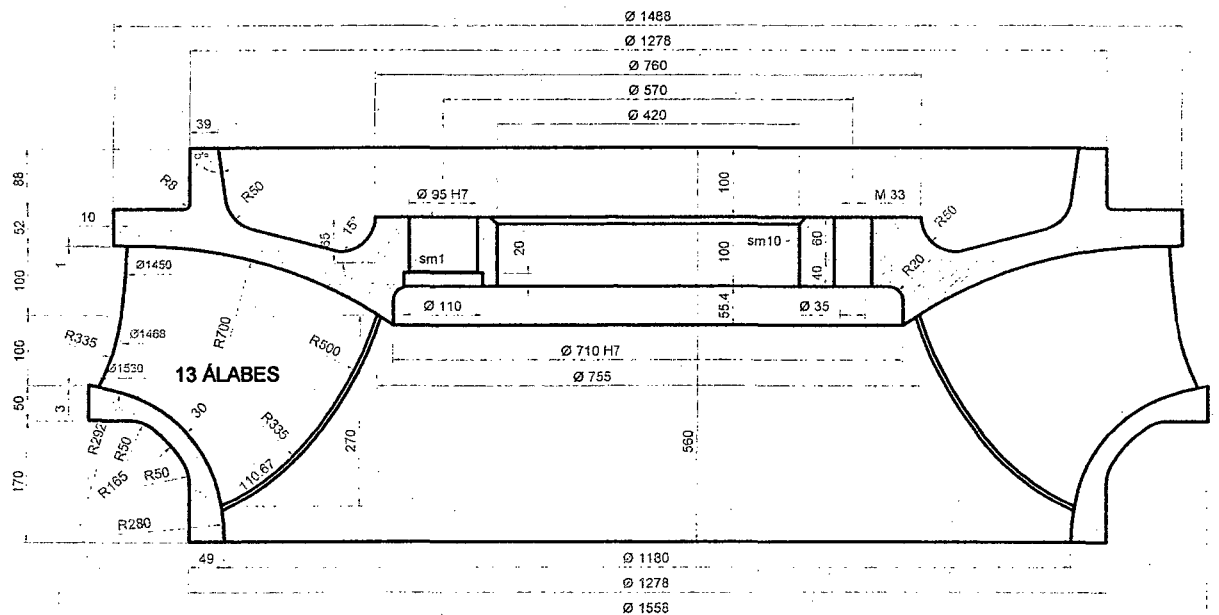
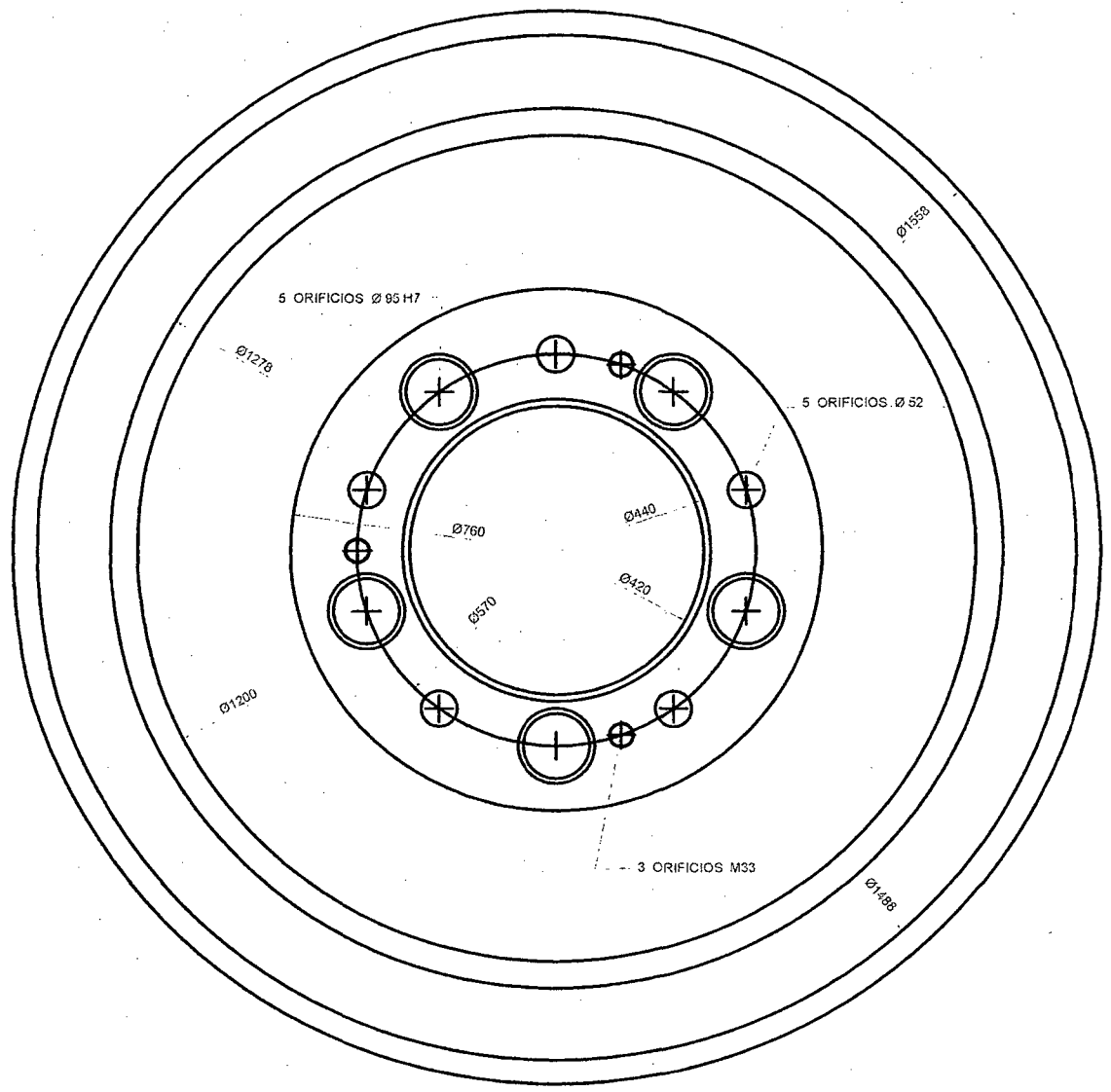
JUNIN

LEYENDA	
	CARRETERA ASFALTADA
	CARRETERA AFIRMADA
	LÍMITE DEPARTAMENTAL
	AFLUENCIA DEL RIO
	CAPITAL DE DEPARTAMENTO
	CAPITAL DE PROVINCIA
	CAPITAL DE DISTRITO
	AEROPUERTO
	PUERTOS

CAHUA S.A. an SN Power Company		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
PLANO DE UBICACIÓN GOGRAFICA			
ESCALA: 1: 1' 500 000	ELABORACIÓN: FLORENCIO CARRANZA	REVISIÓN: FLORENCIO CARRANZA	PLANO N.º: P-01

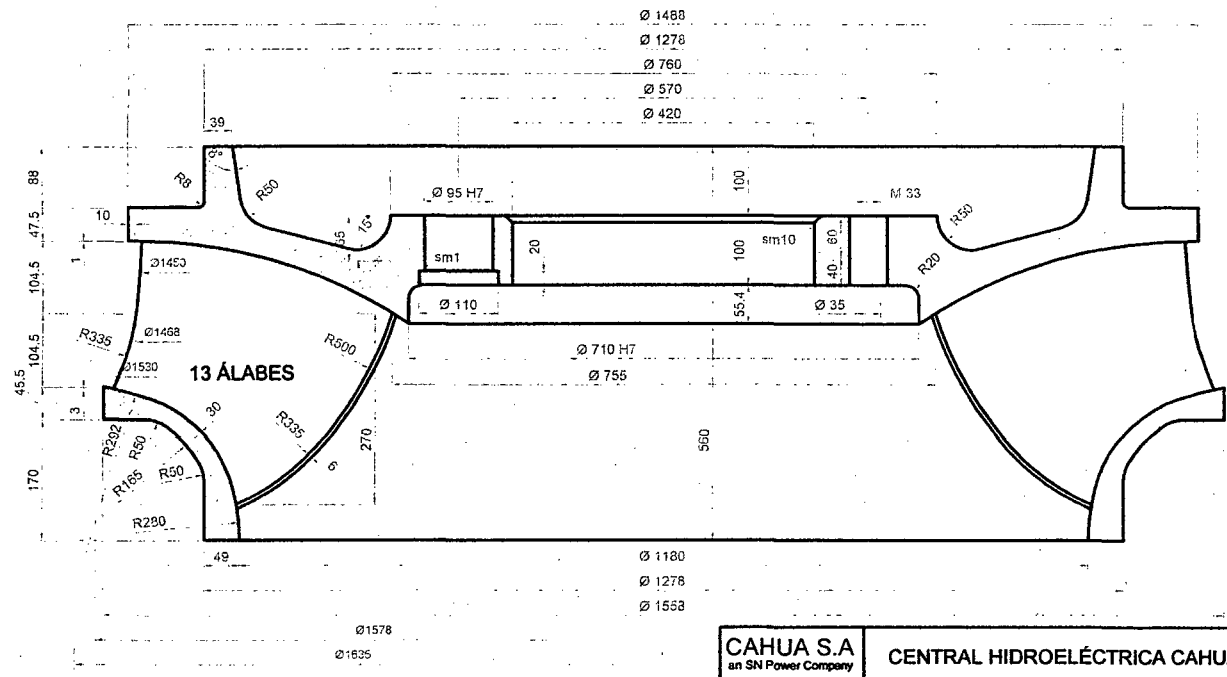
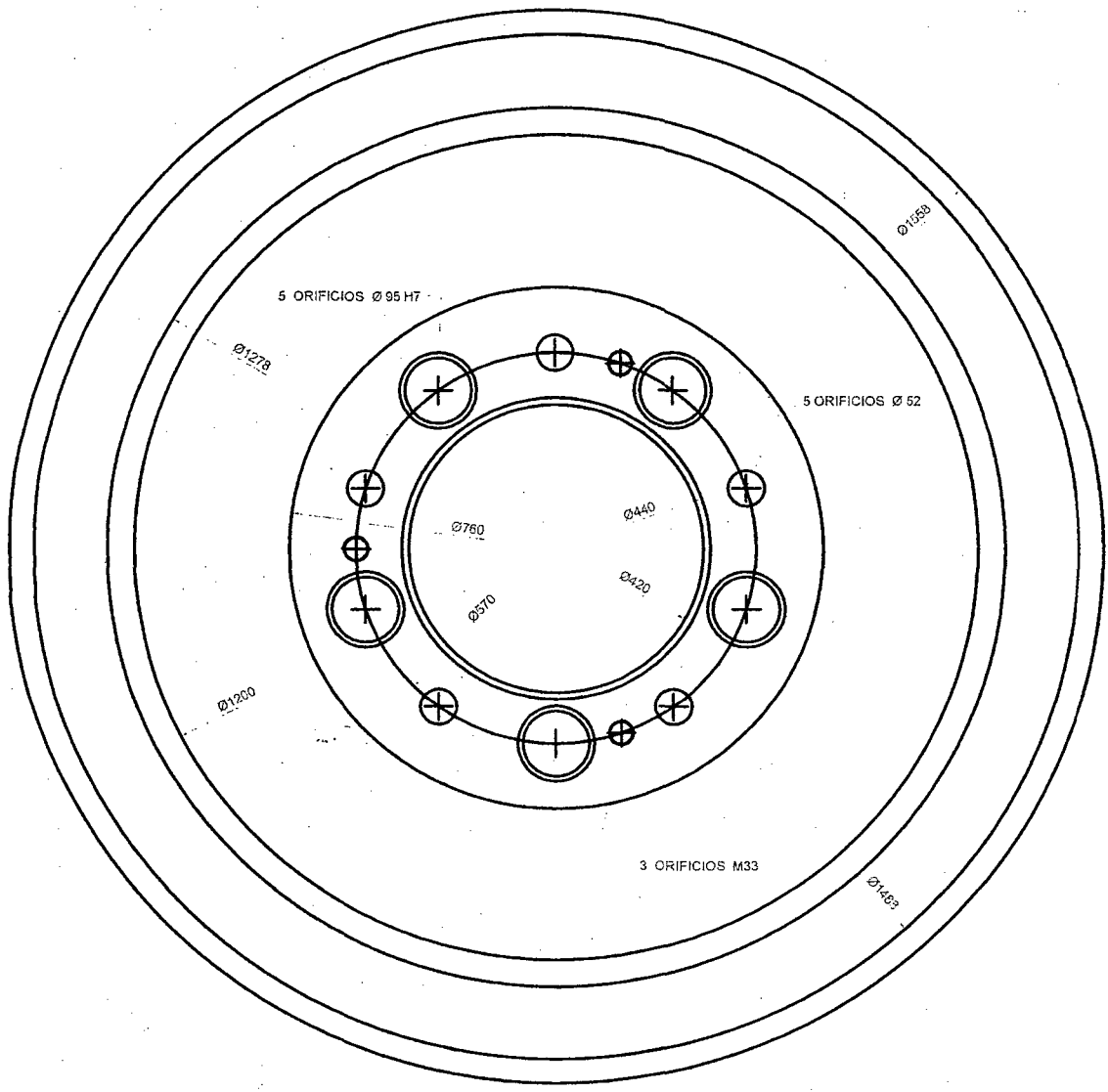


CAHUA S.A. en SN Power Company		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
SECCIÓN PRINCIPAL TURBINA FRANCIS			PLANO N°:
ESCALA: 1: 25	ELABORACIÓN: FLORENCIO CARRANZA	REVISIÓN: FLORENCIO CARRANZA	P-02



MEDIDAS EN MILÍMETROS

CAHUA S.A. <small>en SN Power Company</small>		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
RODETE FRANCIS ORIGINAL Ø 1530			PLANO N°:
ESCALA: 1:5	ELABORACIÓN: FLORENCIO CARRANZA	REVISIÓN: FLORENCIO CARRANZA	P-03

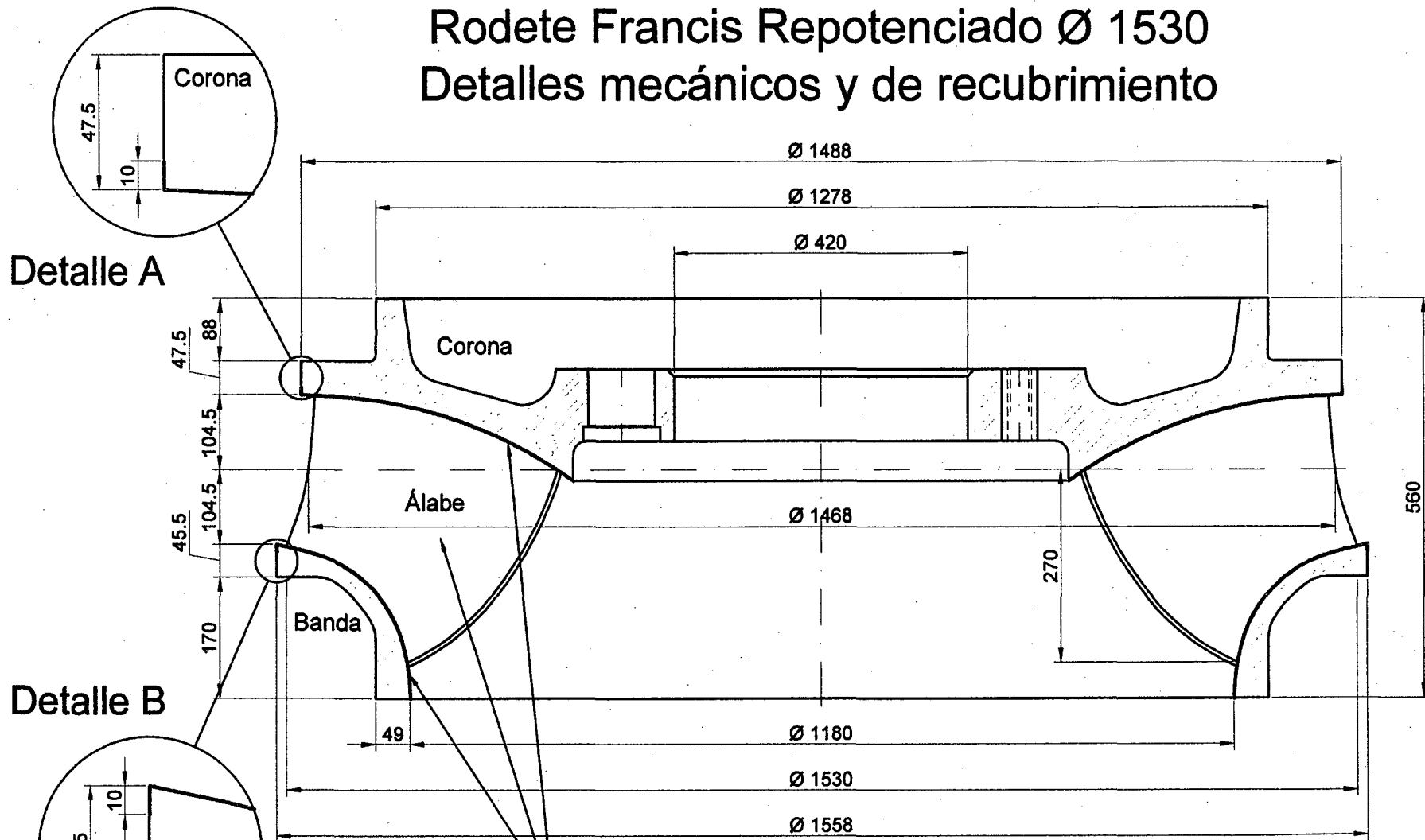


MEDIDAS EN MILIMETROS

CAHUA S.A. an SN Power Company		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
RODETE FRANCIS REPOTENCIADO Ø 1530			PLANO N°: P-04
ESCALA: 1: 5	ELABORACIÓN: FLORENCIO GARRANZA	REVISIÓN: FLORENCIO GARRANZA	

Rodete Francis Repotenciado Ø 1530

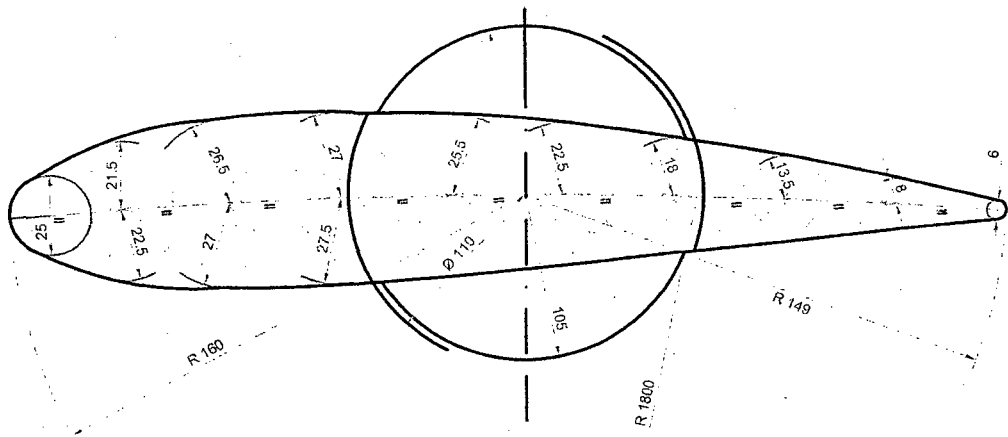
Detalles mecánicos y de recubrimiento



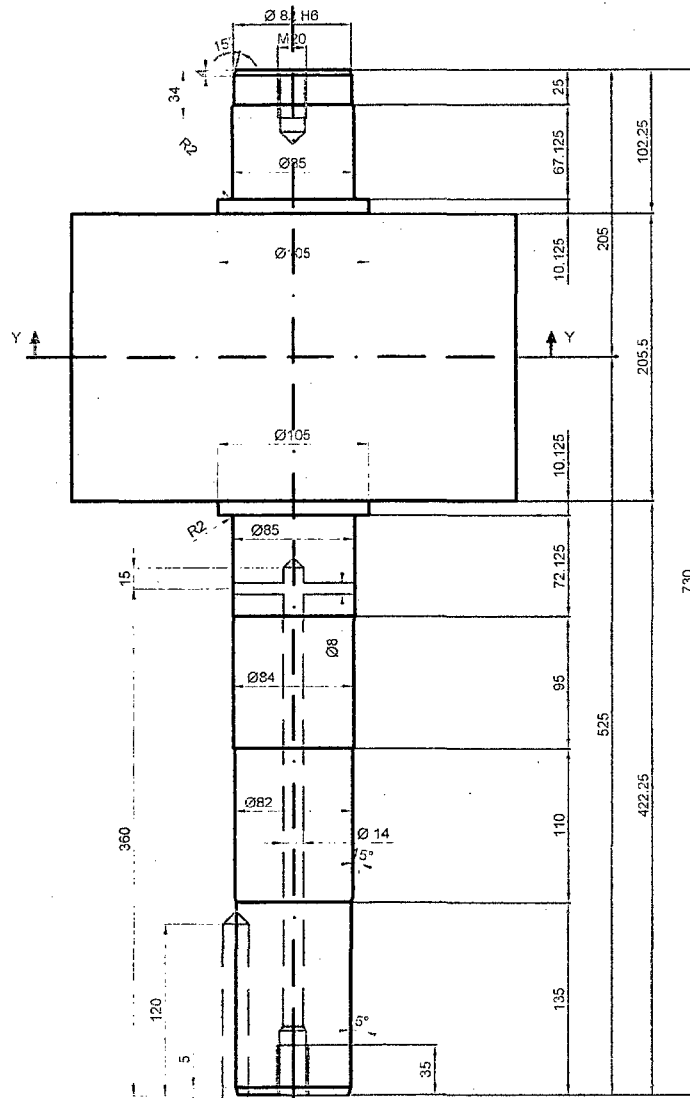
Superficies a revestir

Dimensiones en mm

CAHUA S.A. an SN Power Company		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
RODETE FRANCIS REPOTENCIADO Ø 1530			PLANO N°:
ESCALA:	ELABORACIÓN:	REVISIÓN:	P-05
1:5	FLORENCIO CARRANZA	FLORENCIO CARRANZA	



SECCIÓN Y-Y



MEDIDAS EN MILÍMETROS

Ø80 H6

M22

CAHUA S.A.
an SN Power Company

CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA

ÁLABE DIRECTRIZ DEL DISTRIBUIDOR

PLANO Nº:

ESCALA:

1:5

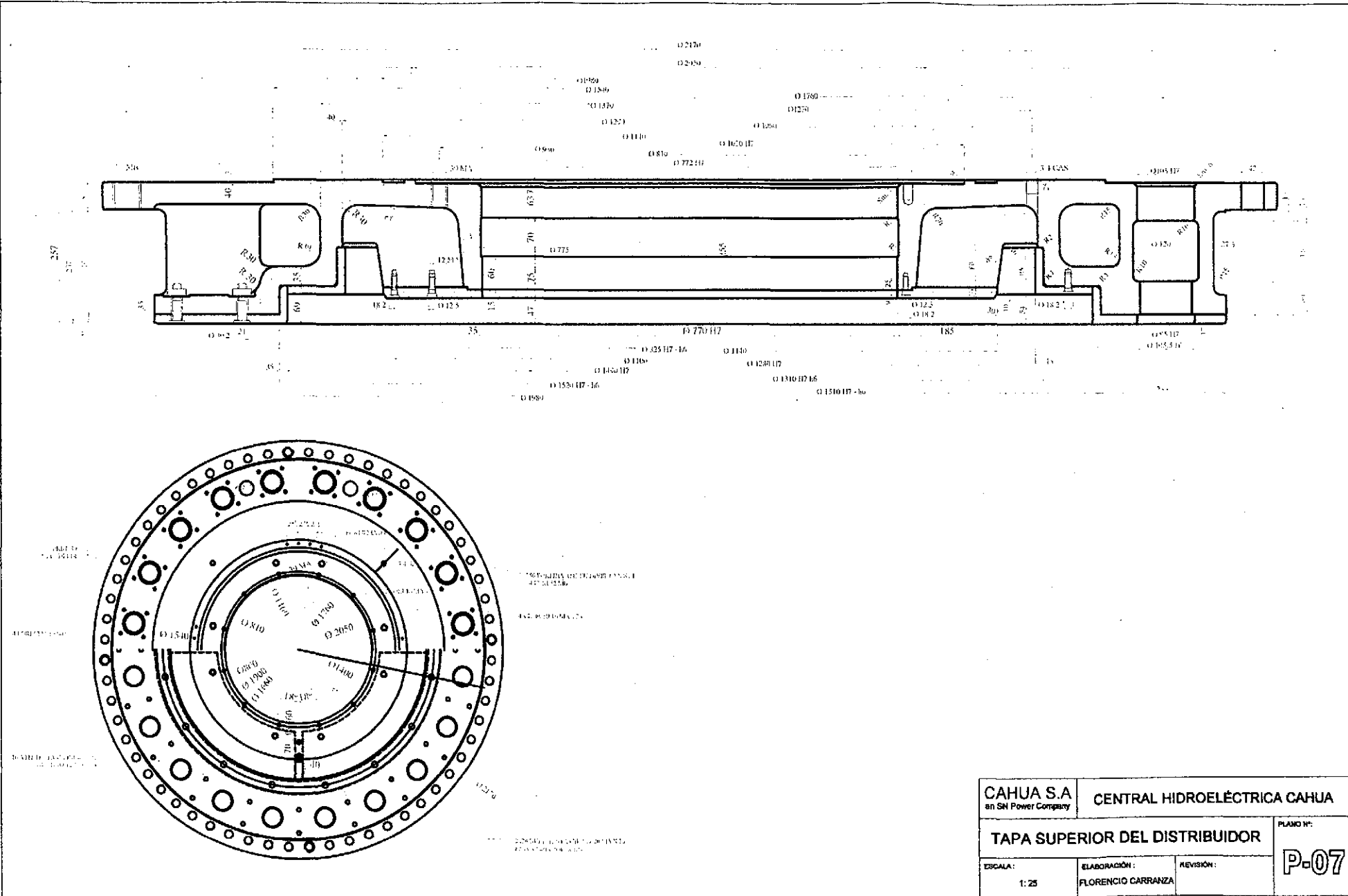
ELABORACIÓN:

FLORENCIO CARRANZA

REVISIÓN:

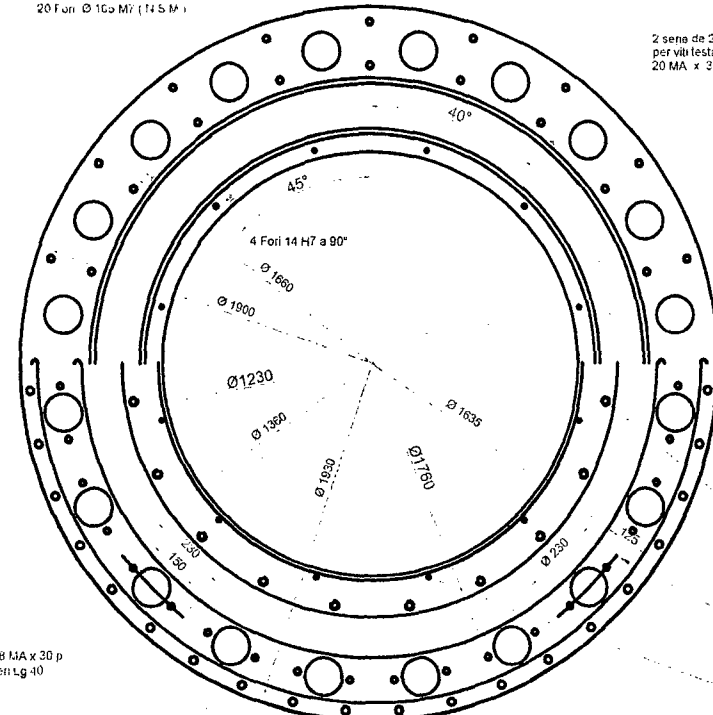
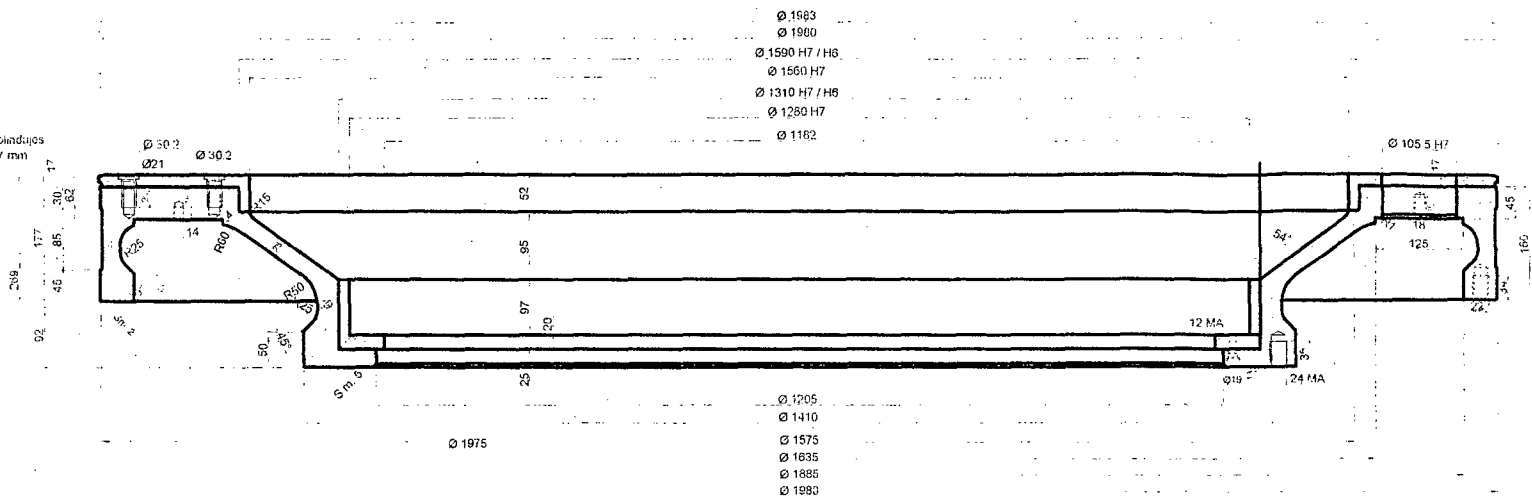
FLORENCIO CARRANZA

P-006



CAHUA S.A. an SMI Power Company		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
TAPA SUPERIOR DEL DISTRIBUIDOR			
ESCALA:	ELABORACIÓN:	REVISIÓN:	PLANO N°:
1:25	FLORENCIO CARRANZA		P-07

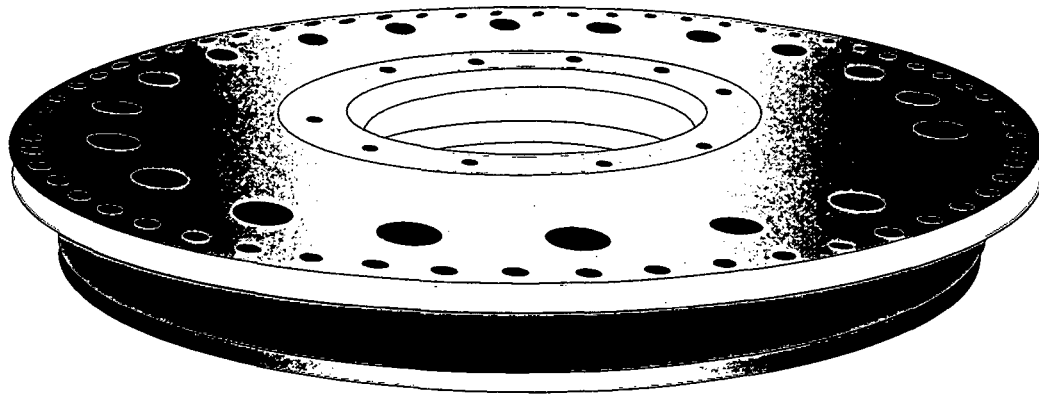
Se rebaja los bordes de 20 mm a 17 mm



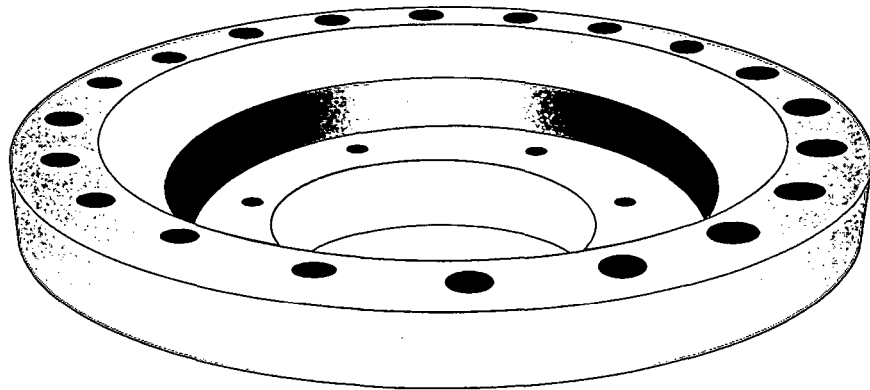
2 sena de 20 fon (esegui con maschera)
per vili festa cilindrica con quadro
20 MA x 25

CAHUA S.A an SN Power Company		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
TAPA INFERIOR DEL DISTRIBUIDOR			
ESCALA: 1: 25	ELABORACIÓN: FLORENCIO CARRANZA	REVISIÓN:	PLANO N°: P-08

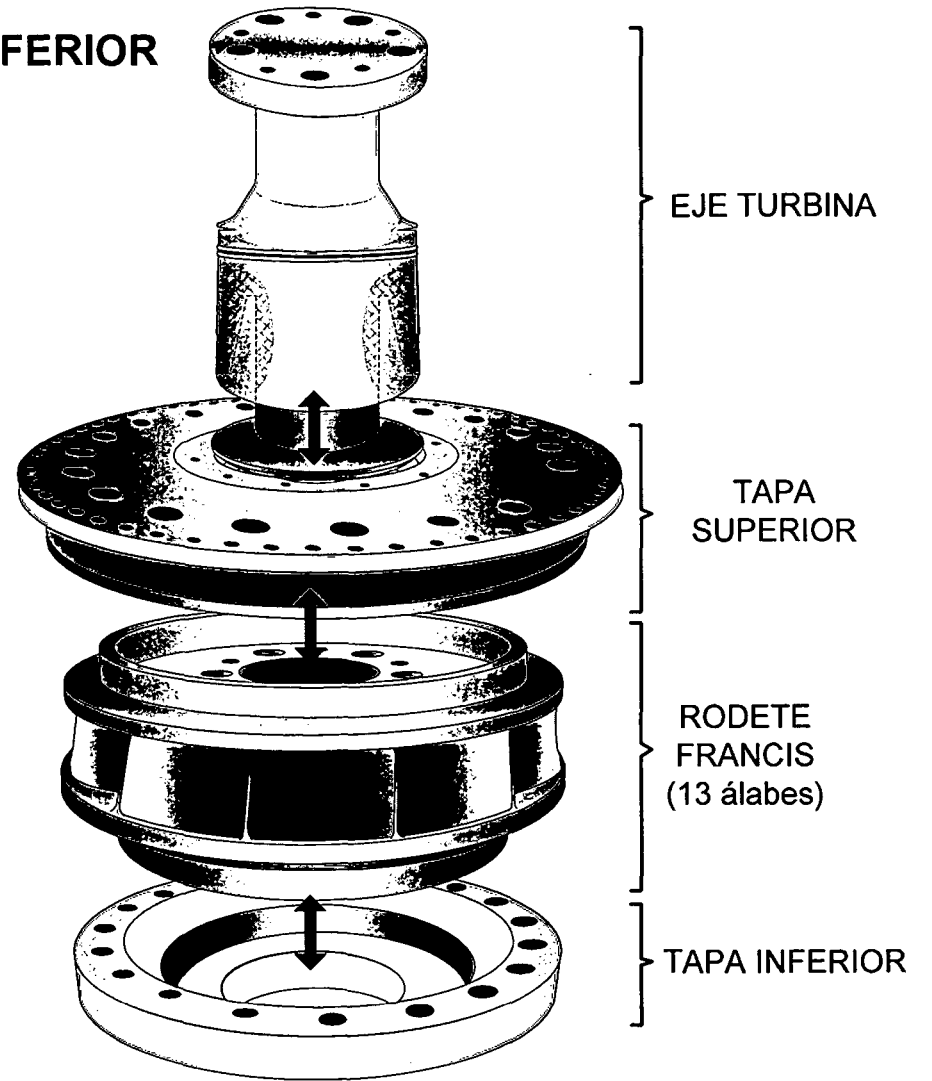
TAPAS SUPERIOR E INFERIOR



TAPA SUPERIOR



TAPA INFERIOR



EJE TURBINA

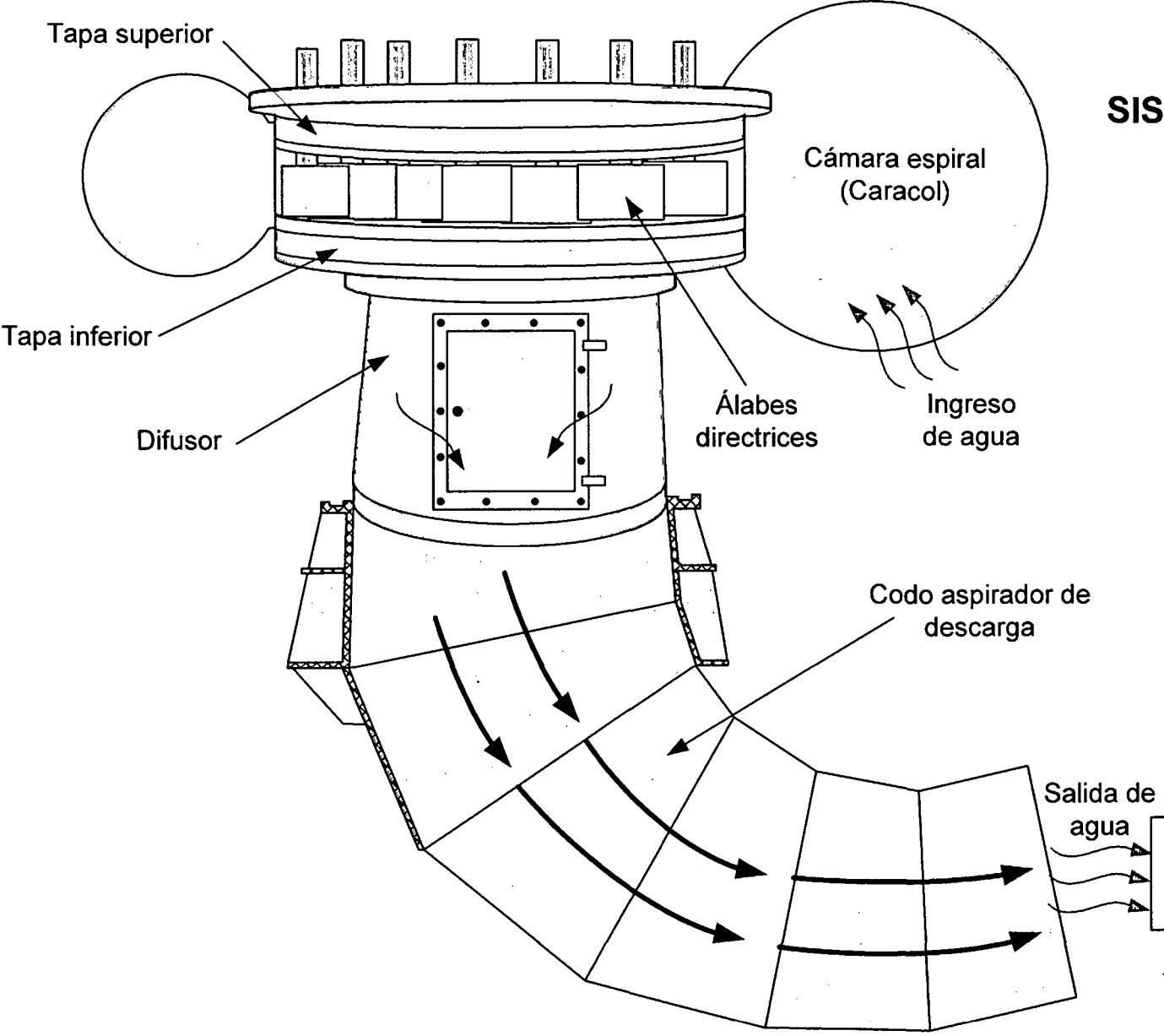
TAPA SUPERIOR

RODETE FRANCIS
(13 álabes)

TAPA INFERIOR

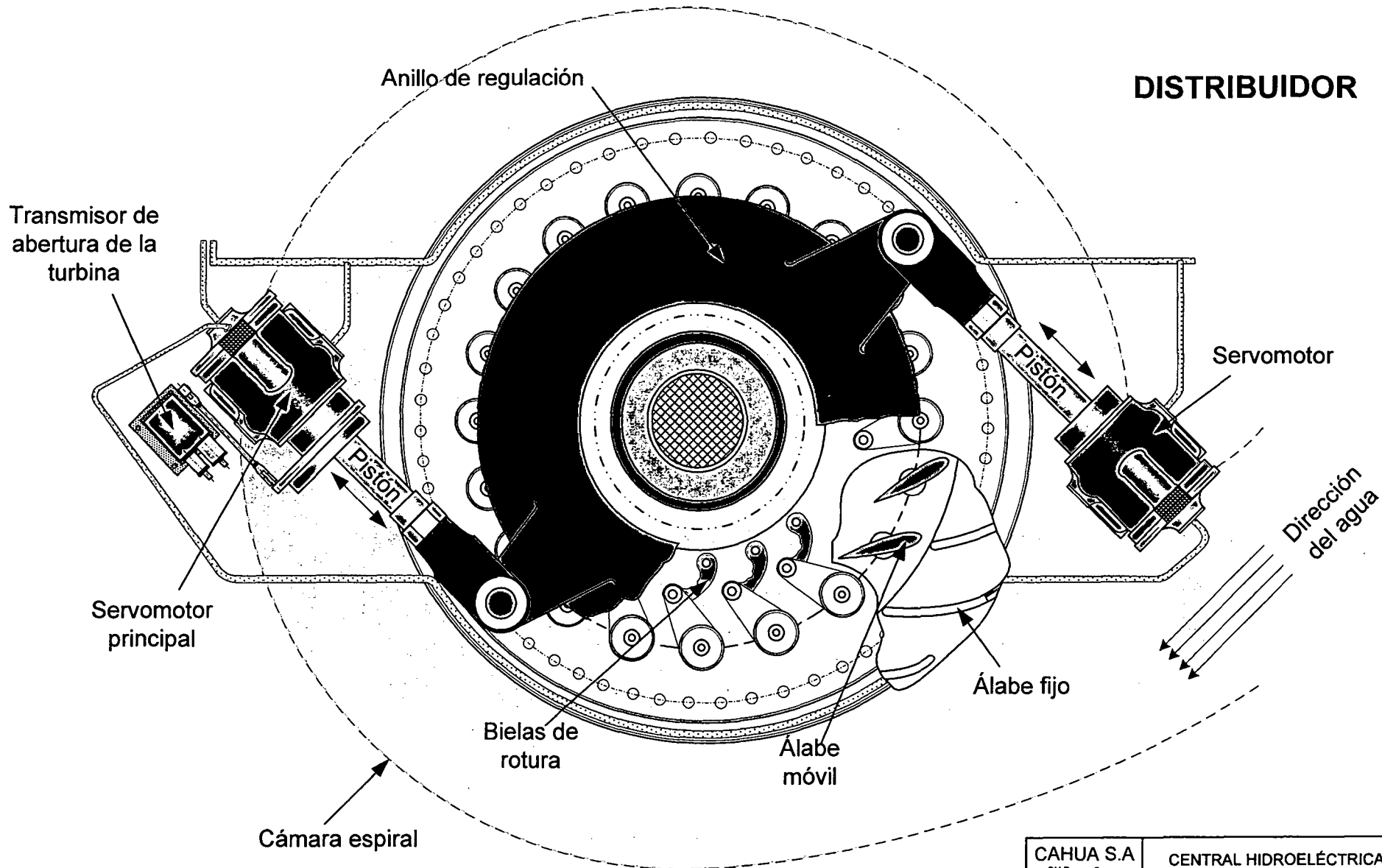
CAHUA S.A an SN Power Company		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
TAPAS SUPERIOR E INFERIOR			ESQUEMA N°
FECHA: MAYO - 2008	ELABORACION: Florencio Carranza	REVISIÓN: Florencio Carranza	E-01

SISTEMA DE DESCARGA



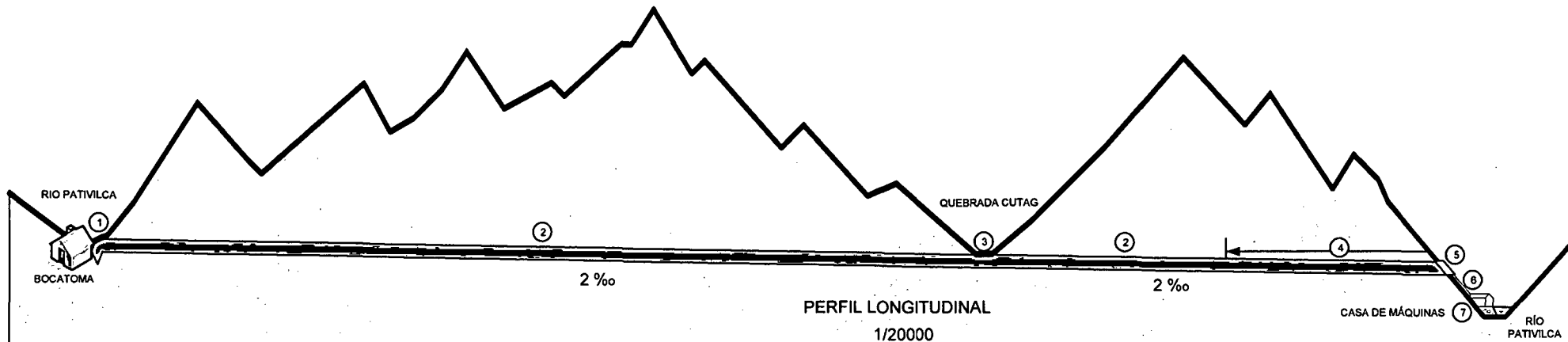
DESCARGA DE
AGUAS TURBINADAS

CAHUA S.A an SN Power Company		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
SISTEMA DE DESCARGA			ESQUEMA N:
FECHA: MAYO - 2008	ELABORACION: Florencio Carranza	REVISIÓN: Florencio Carranza	E-02



CAHUA S.A an SN Power Company		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
DISTRIBUIDOR			ESQUEMA N:
FECHA:	ELABORACION:	REVISIÓN:	E-03
MAYO - 2006	Florencio Carranza	Florencio Carranza	

TÚNEL BOCATOMA – C.H. CAHUA



GALERIA DE CONDUCCIÓN

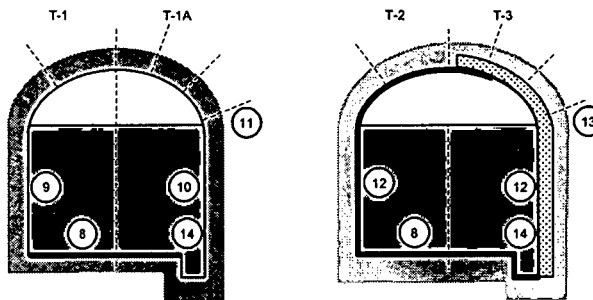
CARACTERÍSTICAS:	LONGITUD	7870 m.
	ALTURA SECCIÓN	4.00 m.
	ANCHO SECCIÓN	4.00 m.
	ÁREA SECCIÓN	15.00 m ² .
	PENDIENTE	2 ‰
	CAPACIDAD	25 m ³ /s

ACUEDUCTO CUTAG

CARACTERÍSTICAS:	LONGITUD	22.50 m.
	ALTURA LIBRE	3.50 m.
	ANCHO LIBRE	4.00 m.
	ÁREA SECCIÓN	16.00 m ² .
	PENDIENTE	2 ‰
	CAPACIDAD	25 m ³ /s

CÁMARA DE CARGA Y PULMÓN

CARACTERÍSTICAS:	LONGITUD	1551 m.
	CAPACIDAD PULMÓN	35000 m ³
	MÁXIMO NIVEL DE AGUA	1092 msnm.
	MÍNIMO NIVEL DE AGUA	1087 msnm.
	ALTURA PULMÓN VARIABLE	7.00 – 4.00 m.



SECCIONES GALERÍA

ESTRUCTURAS

1. CANAL DE PRODUCCIÓN
2. GALERÍA DE CONDUCCIÓN
3. ACUEDUCTO
4. PULMÓN
5. TAZA
6. CONDUCTO FORZADO
7. CASA DE MÁQUINAS
8. SOLERA DE CONCRETO
9. SECCIÓN NO REVESTIDA
10. REVESTIMIENTO DE GUNITA
11. ANCLAJES
12. REVESTIMIENTO DE CONCRETO
13. ENTUBADO METÁLICO
14. CUNETA DRENAJE

CAHUA S.A an SN Power Company		CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA	
TÚNEL BOCATOMA – C.H. CAHUA			ESQUEMA N:
FECHA:	ELABORACION:	REVISIÓN:	E-04
MAYO - 2008	Florencio Carranza	Florencio Carranza	

CRITERIOS PARA EL GRADO TOTAL DE LA CONDICIÓN
(VELOCIDAD TOTAL MÁXIMA, IN/SEC Y RMS VELOCIDAD TOTAL, mm/S)

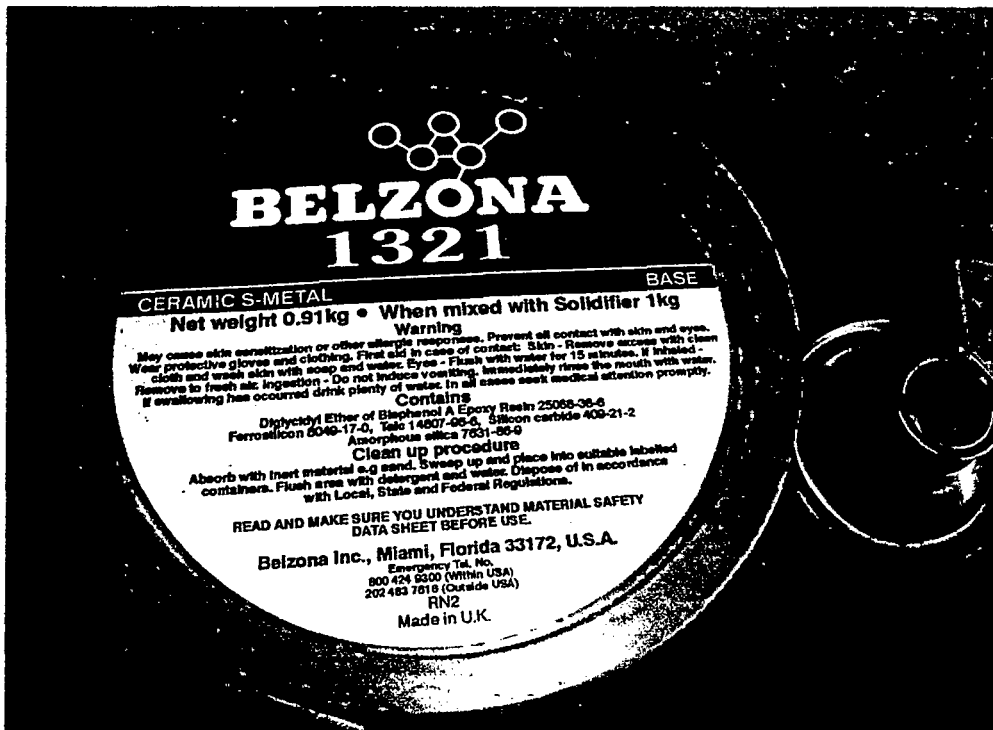
1. Asumiendo velocidad de la máquina = 600 a 60,000 RPM.
2. Asumiendo medidas por el acelerómetro o la recolección segura de la velocidad montada tan cerca como sea posible a la cubierta del cojinete.
3. Asumiendo que la máquina no es montada en aisladores de vibración (para maquinaria aislada, fijar el rango de alarmas un 30% - 50% más arriba).
4. Fijar las alarmas del motor iguales que para la máquina de tipo particular, a menos que se indique en forma diferente.
5. Fijar las alarmas individuales en posiciones externas de la caja de cambios cerca del 25% más alto que para un tipo particular de máquina.

TIPO DE MAQUINARIA	BUENO	JUSTO	(PELIGRO) ALARM 1		(FALLA) ALARM 2	
			In/sec, Peak	mm/s RMS	In/sec, Peak	mm/s RMS
UNIDADES DE TORRES DE ENFRIAMIENTO						
Eje impulsor largo hueco	0 - .375	.375 - .600	.600	10.775	.900	16.162
Cerrar la impulsión de correa juntada	0 - .275	.275 - .425	.425	7.632	.650	11.673
Cerrar la impulsión directa juntada	0 - .200	.200 - .300	.300	5.387	.450	8.081
COMPRESORES						
Reciprocantes	0 - .325	.325 - .500	.500	8.979	.750	13.468
Tornillo rotatorio	0 - .300	.300 - .450	.450	8.081	.650	11.673
Centrífugo con W/O o caja de cambios externa	0 - .200	.200 - .300	.300	5.387	.450	8.081
Centrífugo - marcha interna (Meas axial)	0 - .200	.200 - .300	.300	5.387	.450	8.081
Centrífugo - marcha interna (Meas radial)	0 - .150	.150 - .250	.250	4.489	.375	6.734
SOPLADORES (Ventiladores)						
Lóbulo de tipo rotatorio	0 - .300	.300 - .450	.450	8.081	.675	12.122
Blowers de conducción por cinturón	0 - .275	.275 - .425	.425	7.632	.650	11.673
Ventiladores generales directos de conducción	0 - .250	.250 - .375	.375	6.734	.550	9.877
Ventiladores de aire primarios	0 - .250	.250 - .375	.375	6.734	.550	9.877
Ventiladores preliminares de gran fuerza	0 - .200	.200 - .300	.300	5.387	.450	8.081
Ventiladores preliminares de gran inducción	0 - .175	.175 - .275	.275	4.938	.400	7.183
Ventilador integral de eje montado (eje de motor extendido).	0 - .175	.175 - .275	.275	4.938	.400	7.183
Ventiladores de veleta axial	0 - .150	.150 - .250	.250	4.489	.375	6.734
SETS DE MOTOR / GENERADOR						
Conducidos por cinturón	0 - .275	.275 - .425	.425	7.632	.675	12.122
De acople directo	0 - .200	.200 - .300	.300	5.387	.450	8.081
MOTORES DE ENFRIAMIENTO						
Reciprocantes	0 - .250	.250 - .400	.400	7.183	.600	10.775
Centrífugo (al aire libre) - motor & comp. separados	0 - .200	.200 - .300	.300	5.387	.450	8.081
Centrífugo (hermético) - motor & aspas internas	0 - .150	.150 - .225	.225	4.041	.350	6.285
GRANDES TURBINAS / GENERADORES						
Turbinas / Generadores de 3600 RPM	0 - .175	.175 - .275	.275	4.938	.400	7.183
Turbinas / Generadores de 1800 RPM	0 - .150	.150 - .225	.225	4.041	.350	6.285
BOMBAS CENTRÍFUGAS						
Bombas Verticales (12' - 20' alto)	0 - .325	.325 - .500	.500	8.979	.750	13.468
Bombas Verticales (8' - 12' alto)	0 - .275	.275 - .425	.425	7.632	.650	11.673
Bombas Verticales (5' - 8' alto)	0 - .225	.225 - .350	.350	6.285	.525	9.428
Bombas Verticales (0' - 20' alto)	0 - .200	.200 - .300	.300	5.387	.450	8.081
Propósito general de la bomba horizontal de acople directo	0 - .200	.200 - .300	.300	5.387	.450	8.081
Bomba de alimentación de calentura horizontales	0 - .200	.200 - .300	.300	5.387	.450	8.081
Bombas hidráulicas de orientación horizontal	0 - .125	.125 - .200	.200	3.592	.300	5.387
HERRAMIENTAS MECÁNICAS						
Motor	0 - .065	.065 - .100	.100	1.796	.150	2.694
Entrada de caja de cambios	0 - .100	.100 - .150	.150	2.694	.225	4.041
Salida de caja de cambios	0 - .065	.065 - .100	.100	1.796	.150	2.694
Usos:						
a. Operaciones duras	0 - .040	.040 - .065	.065	1.167	.100	1.796
b. Terminal mecánico	0 - .025	.025 - .040	.040	0.718	.060	1.077
c. Terminal crítico	0 - .015	.015 - .025	.025	0.449	.040	0.718

* NOTA: Las alarmas 1 y 2 de todos los niveles dados arriba, se aplican solo en maquinaria de servicio que ha sido operada después de la instalación inicial y/o reconstrucción total. Estos no aplican (y no sirven para tal). El criterio de aceptación es también para maquinaria nueva y reconstruida.



Fotografía A.1. Set de metalización utilizado en las Turbinas Francis de la C.H. Cahua



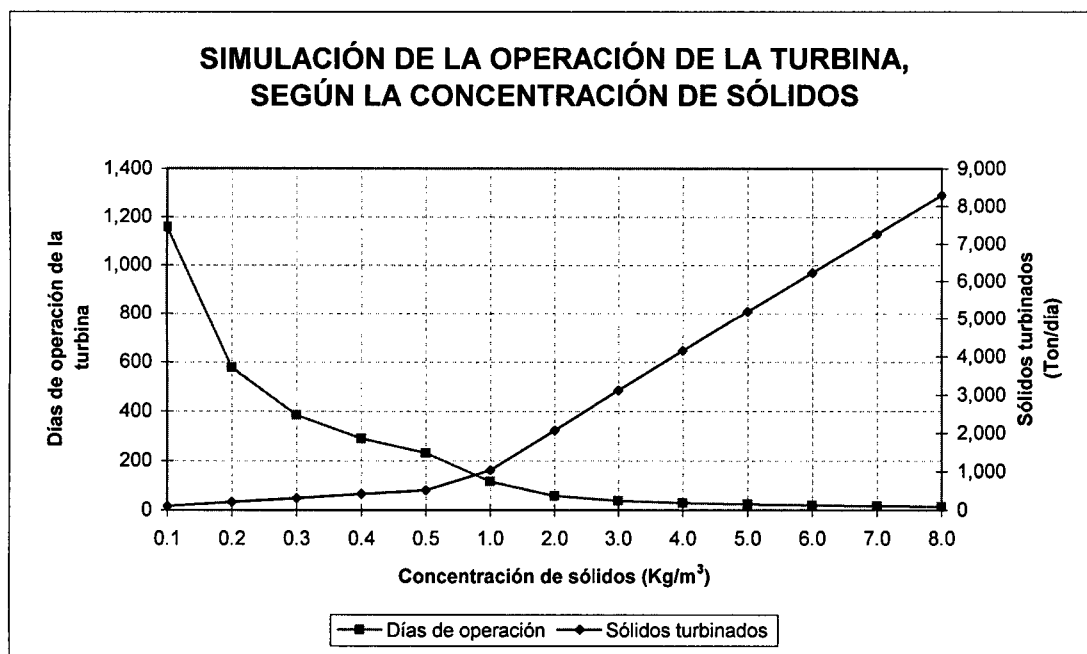
Fotografía A.2. Cerámica antiabrasión Belzona - características

**SIMULACIÓN DE LA OPERACIÓN CON SÓLIDOS TURBINADOS
RÍO PATIVILCA - CENTRAL HIDROELÉCTRICA CAHUA**

Indicador de sólidos turbinados para cambio de turbina
Potencia de generación de la turbina

120,000	Toneladas
22.00	MW

Tiempo de operación (Seg./Día)	Caudal (m ³ /s)	Concentración de sólidos (Kg/m ³)	Sólidos turbinados (Ton/día)	Nº de días para llegar a 120000 Ton.	Producción (kW-h)	Costo Marginal Promedio (S/. / kW-h)	Costo S/.
86400	12	0.1	103.68	1,157	610,896,000	0.20	122,179,200
86400	12	0.2	207.36	578	305,184,000	0.20	61,036,800
86400	12	0.3	311.04	385	203,280,000	0.20	40,656,000
86400	12	0.4	414.72	289	152,592,000	0.20	30,518,400
86400	12	0.5	518.40	231	121,968,000	0.20	24,393,600
86400	12	1.0	1,036.80	115	60,720,000	0.20	12,144,000
86400	12	2.0	2,073.60	57	30,096,000	0.20	6,019,200
86400	12	3.0	3,110.40	38	20,064,000	0.20	4,012,800
86400	12	4.0	4,147.20	28	14,784,000	0.20	2,956,800
86400	12	5.0	5,184.00	23	12,144,000	0.20	2,428,800
86400	12	6.0	6,220.80	19	10,032,000	0.20	2,006,400
86400	12	7.0	7,257.60	16	8,448,000	0.20	1,689,600
86400	12	8.0	8,294.40	14	7,392,000	0.20	1,478,400





COSTO MARGINAL PONDERADO MENSUAL DEL SEIN

Período : Enero 2005 - Junio 2007

MES-AÑO	CMGM (S./kW-h)	T. CAMBIO	CMGM (\$./kW-h)
Ene-05	0.0742	3.264	0.0227
Feb-05	0.0712	3.259	0.0219
Mar-05	0.0962	3.263	0.0295
Abr-05	0.0977	3.258	0.0300
May-05	0.2969	3.255	0.0912
Jun-05	0.2431	3.254	0.0747
Jul-05	0.1533	3.255	0.0471
Ago-05	0.3050	3.286	0.0928
Set-05	0.2846	3.345	0.0851
Oct-05	0.3086	3.380	0.0913
Nov-05	0.3372	3.412	0.0988
Dic-05	0.2580	3.431	0.0752
Ene-06	0.0975	3.314	0.0294
Feb-06	0.1264	3.293	0.0384
Mar-06	0.0808	3.358	0.0241
Abr-06	0.1281	3.312	0.0387
May-06	0.3657	3.293	0.1111
Jun-06	0.2866	3.260	0.0879
Jul-06	0.2939	3.242	0.0907
Ago-06	0.3433	3.241	0.1059
Set-06	0.4869	3.250	0.1498
Oct-06	0.2312	3.216	0.0719
Nov-06	0.1308	3.223	0.0406
Dic-06	0.0923	3.197	0.0289
Ene-07	0.0800	3.199	0.0250
Feb-07	0.1137	3.190	0.0356
Mar-07	0.1468	3.184	0.0461
Abr-07	0.1096	3.172	0.0346
May-07	0.1153	3.175	0.0363
Jun-07	0.2085	3.169	0.0658

Fuente: Comité de Operación Económica del Sistema Interconectado Nacional - COES