

RO
465
(13358)

II CURSO LATINOAMERICANO DE DISEÑO DE
PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS - PCH

MANUAL DE DISEÑO DE
PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS

VOLUMEN IV

EQUIPOS

(VERSION PRELIMINAR)

Bucaramanga, Colombia
Octubre de 1985



BID



OLADE
849
V.4

Acceso:
0729

VOLUMEN IV

EQUIPOS

TEMAS	AUTOR
IV.01 Turbinas Hidráulicas (Introducción)	Ing. Federico Coz
IV.02 Estandarización y Selección de Turbinas para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas	Ing. Carlos Hernández
IV.03 Reguladores de Velocidad de Turbinas Hidráulicas	Ing. Antonio Suárez F.
IV.04 Generadores Eléctricos	Ing. Antonio Suárez F.
IV.05 Sistemas Eléctricos de las Pequeñas Centrales Hidroeléctricas	Ing. Roberto Trejos
IV.06 Programa de Mantenimiento Electromecánico y Operación de Centrales Hidroeléctricas	Ing. Reynaldo Villanueva

IV

01. TURBINAS HIDRAULICAS
(Introducción)

ANDRES FEDERICO COZ P.

1.1. Generalidades
1.2. Clasificación y tipos de turbinas hidráulicas
1.3. Fundamentos teóricos
1.4. Leyes de semejanza y cifras características
1.5. Pérdidas y eficiencias
1.6. Cavitación y erosión
1.7. Curvas características
Nomenclatura
Bibliografía
Tablas
Figuras

1.0 INTRODUCCIÓN GENERAL

1.1. GENERALIDADES

1.1.1. Turbinas Hidráulicas

En el proceso de transformación de la energía de un fluido en energía mecánica o viceversa, se emplean diferentes tipos de máquinas las cuales pueden clasificarse en tres grupos principales:

- Máquinas gravimétricas
- Máquinas hidrostáticas o de desplazamiento
- Máquinas rotodinámicas o turbomáquinas

Las máquinas gravimétricas utilizan la variación de la energía geodésica del fluido y a ellas pertenecen por ejemplo las antiguas ruedas hidráulicas.

Las máquinas hidrostáticas, también llamadas de desplazamiento o volumétricas, aprovechan fundamentalmente las variaciones de la energía de presión del fluido y se construyen en sus variantes recíprocas y rotativas. A este tipo pertenecen por ejemplo las antiguas máquinas de vapor, las bombas y motores hidráulicos recíprocos, las bombas de engranajes, entre otras.

A diferencia de los dos grupos anteriores, las máquinas rotodinámicas o turbomáquinas aprovechan las variaciones de la energía cinética que experimenta el fluido a su paso a través de la máquina.

En la actualidad, con el término turbomáquinas se denomina en forma general a la familia de transformadores de energía que transfieren energía entre un rotor y el flujo de energía que transfieren energía entre un rotor y el flujo continuo de un fluido: líquido, gas o vapor, resultando en una variación de la entalpía de estancamiento del fluido.

Las turbomáquinas pueden clasificarse según diferentes criterios, siendo los más importantes los siguientes:

a. Según el sentido de la transferencia de energía

De acuerdo a este criterio las turbomáquinas pueden ser turbomáquinas motrices o turbinas y turbomáquinas generatrices o bombas. Las primeras transforman la energía de flujo en energía mecánica y las segundas transforman la energía mecánica en energía de flujo.

b. Según la variación de la densidad del fluido a su paso a través de la máquina

De acuerdo a este criterio, las turbomáquinas pueden ser hidráulicas y térmicas. En las turbomáquinas hidráulicas la densidad del fluido de trabajo no varía sensiblemente y es el caso de las turbinas y bombas hidráulicas y de los ventiladores, en cambio

en las turbomáquinas térmicas la densidad del fluido varía apreciablemente considerándose entre ellas a las turbinas de vapor y de gas, a los turbocompresores, etc.

a. De acuerdo a la variación de la presión estática del fluido entre la entrada y salida del rotor

Según este punto de vista los rotores podrán ser de presión constante o de acción y de presión variable o de reacción. El concepto del grado de reacción permitirá analizar más adelante este modo de clasificación y su utilización como criterio de diseño de rotores.

d. De acuerdo a la dirección del flujo a través del rotor

Según este criterio el rotor de las turbinas hidráulicas podrá ser de flujo radial, de flujo semi-axial, de flujo axial, de flujo tangencial y de flujo transversal.

Este tipo de clasificación determina la forma de rotor de una turbomáquina; más adelante se desarrollará el criterio de los números específicos de revoluciones que permitirá calificar en forma cuantitativa este tipo de clasificación.

De acuerdo a la clasificación general anterior se puede definir a las turbinas hidráulicas como máquinas rotodinámicas o turbomáquinas motrices de flujo incompresible, las cuales pueden ser agrupadas en una primera clasificación, en cuanto a la variación de la presión estática en el rotor: en turbinas de acción y de reacción, y en cuanto a la dirección del flujo a su paso por el rotor: en turbinas de flujo tangencial, transversal, radial, semi-axial y axial.

1.1.2. Elementos Constitutivos de una Máquina Hidráulica

Las partes fundamentales de una turbina hidráulica son las siguientes:

a. El estator

Este elemento es fijo, es decir no posee velocidad angular, y en él no se produce transferencia de energía.

Cumple diversas funciones tales como: actuar como tobera al transformar la energía de presión del agua en energía cinética, dirigir convenientemente el agua hacia el rotor, proporcionar al flujo una cierta componente de vórtice y actuar como órgano regulador de caudal.

El estator recibe a menudo diferentes nombres tales como distribuidor, rueda o corona directriz, inyector, etc. De acuerdo a la dirección del flujo podrá adoptar también la forma radial, axial, semi-axial, recta, etc.

b. El rotor

Este elemento llamado también rodete, rueda, etc., es el órgano fundamental en todas las turbomáquinas. Consta en esencia de un disco provisto de un sistema de álabes, paletas o cucharas, etc., el cual está animado de una cierta velocidad angular. En el rotor se produce la transformación de la energía hidráulica en energía mecánica mediante un proceso de aceleración y desviación, o simplemente por desviación del flujo de agua a su paso por el sistema de álabes.

e. Otros elementos

Existen otros elementos de carácter estático que no siempre son comunes a todas las turbinas. Entre ellos podemos citar a los siguientes:

Carcasa.

Este elemento tiene la función general de cubrir y soportar a las partes de una turbina como en el caso de las turbinas Pelton, Michell-Banki, Turgo, etc. o tomando el nombre de carcasa-espiral, cámara-espiral, voluta o caracol, actúa como un ducto alimentador de sección decreciente en el sentido del flujo, circundando al distribuidor, como en el caso de las turbinas Francis y Kaplan. En las turbinas de flujo axial tipo bulbo, tubular, etc. tiene la forma de un tubo.

Tubo de succión.

Este elemento se instala a continuación del rotor y por lo general tiene la forma de un ducto divergente, recto o curvo, cumpliendo la función de crear una depresión a la salida del rotor de modo de utilizar la altura de montaje de la turbina respecto al canal de desagüe y de recuperar parte de la energía cinética del agua a la salida del rotor. Se le usa ampliamente en las turbinas de reacción y en ciertos casos, adoptando la forma cilíndrica, en las turbinas Michell-Banki.

1.1.3. Antecedentes y tendencias actuales

La evolución y aplicación de las turbomáquinas desde las épocas del primitivo molino de viento en el Asia Menor (1000 A.C.) pasando por la turbina de Herón de Alejandría (100 A.C.) hasta la actualidad, han experimentado un gran avance gracias a los adelantos de la ciencia y tecnología modernas.

Durante el período de la revolución industrial (1750 - 1850) se produjo la transición del molino de viento y de la rueda hidráulica a la turbina hidráulica y a la máquina de vapor. La mayoría de las contribuciones más importantes, sobre turbinas hidráulicas se realizaron antes de 1850.

Se considera como un momento importante en este campo el desarrollo por Leonhard Euler (Suiza, 1707 - 1783) en 1751 de la ecuación de las turbinas que lleva su nombre y de la turbina de su nombre (Figura 1). Igualmente, en 1759 J. Smeaton (Gran Bretaña) presentó ante la Royal Society de Londres, un informe sobre los primeros ensayos de laboratorio que se tenga noticia sobre modelos a escala referentes al comportamiento de ruedas hidráulicas y de molinos de viento (Figura 2).

Posteriormente, Barker presentó en 1824 la turbina de su nombre, basada en la turbina de Herón y muy semejante al molinete hidráulico de hoy; Fomeyron (Francia) propuso en 1827 su turbina de reacción, de flujo radial-centrífugo (Figura 3); Zuppinger (Alemania) en 1840 presentó su turbina tangencial de inyección parcial (Figura 4); Henschel (Alemania) en 1873 y Jonval (Francia) en 1843 presentaron una turbina de reacción de flujo axial dotada de un tubo de succión (Figura 5).

Similarmen te, Schwamkrug (Alemania) propuso en 1850 su turbina radial-centrífuga de acción, de admisión parcial con un inyector de sección rectangular (Figura 6) y Girard (Francia) presentó en 1851 su turbina de acción en sus versiones axial y radial (Figura 7).

Esta primera serie de turbinas puede ser considerada como precursora de las turbinas modernas y es así que en 1838 Samuel Howd (EEUU) inventó la primera versión del rotor Francis el cual fue perfeccionado y ensayado por James B. Francis (Gran Bretaña, 1815 - 1892) hacia 1848 en los Estados Unidos (Figura 15).

El distribuidor con álabes de posición variables y perfilados, en sus versiones cilíndrico, axial y cónico fue inventada hacia 1860 por Fink y en 1880, Lester A. Pelton ((EEUU, 1829 - 1908) patentó la turbina de acción de flujo tangencial de su nombre (Figura 8).

En el presente siglo, A.G. Michell (Australia) patentó en 1903 la turbina de flujo transversal de doble paso, la cual fue estudiada en la Universidad de Budapest por D. Banki (Hungría) entre 1917 y 1919 (Figura 10).

En 1912, Víctor Kaplan (Austria, 1876 - 1934), profesor de la Universidad de Burno en Checoslovaquia, patentó su turbina de reacción de flujo axial dotada de un rotor de álabes orientables (Figura 15). Poco después Leroy F. Harza (EEUU) propuso en 1919 la turbina axial de flujo directo con el generador incorporado en la periferie del rotor (Figura 17) y luego Kuhne en 1930 patentó la turbina axial de tipo tubular (Figura 16) seguido de Hugenin quien en 1933 patentó la turbina axial de tipo bulbo (Figura 18).

Finalmente, P. Deriaz (Suiza) presentó en 1966 al V Congreso Mundial de la Energía de Viena, la turbina de su nombre, de reacción, de flujo diagonal con álabes orientables desarrollada en la compañía English Electric de Inglaterra (Figura 14).

A lo largo de esta rápida visión en el tiempo, podemos ver que las turbinas hidráulicas se construyen desde hace unos 150 años y han experimentado una evolución tanto en su comportamiento hidráulico como en sus aspectos de diseño y construcción.

Con fines de comparación, podemos ver por ejemplo que la eficiencia de las antiguas turbinas era del orden de un 75 o/o mientras que hoy en día se alcanzan valores por encima del 90 o/o. En cuanto a la potencia desarrollada por unidad merece citarse a las turbinas Francis de la central de Grand Coulee (EEUU) donde se prevén tres turbinas Francis de 600,000 kW por unidad y tres de 716,000 kW por unidad. Referente a la magnitud del salto se estará bordeando los 1800 m para las turbinas Pelton y respecto al caudal, valores del orden de los 1000 m³/seg. para las turbinas Kaplan.

1.2. Clasificación y tipos de turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar en dos grandes grupos: Turbinas de acción y turbinas de reacción.

Dentro de estos dos grandes grupos se ubican los tipos de turbinas modernas más empleadas hoy en día tanto en las grandes como en las pequeñas centrales hidroeléctricas:

a. Turbinas de acción

Turbinas Pelton de 1 o más inyectores

Turbinas Turgo

Turbinas Michell-Banki

b. Turbinas de reacción

Turbinas Francis en sus variantes lenta, normal y rápida

Turbinas Deriaz

Turbinas Kaplan

Turbinas axiales en sus variantes: bulbo, tubular y de flujo directo.

1.2.1. Turbinas de acción (Figura 26 - a)

En este tipo de turbinas solo se aprovecha la variación de la energía cinética del agua manteniéndose constante la presión estática del agua a su paso por el rotor. Estas turbinas trabajan generalmente a presión atmosférica pero es posible que también lo hagan en depresión o en sobrepresión; se caracterizan por ser de admisión parcial y se les puede montar con el eje horizontal o vertical.

Turbina Pelton (Figuras 8 y 9)

Esta turbina opera con gran eficiencia en condiciones de gran altura y pequeño caudal, manteniendo buena eficiencia a carga parcial. El sistema de distribución está constituido por un inyector que consiste en una tobera de sección circular provista de una aguja de regulación montada coaxialmente y una placa deflectora para fines de desviación del chorro. Tanto la aguja como la placa deflectora son operadas por servomotores pero pueden serlo en forma manual en el caso de pequeñas turbinas.

El rotor consta de un disco provisto de una serie de cucharas montadas en su periferie. Debido a que el chorro de agua ataca a la rueda en la dirección tangencial, a las turbinas Pelton se les suele llamar turbinas tangenciales aunque por el recorrido axial a su paso por las cucharas podría clasificarseles como del tipo axial.

Las turbinas Pelton pueden instalarse con el eje horizontal o vertical y están provistas de 1 a 6 inyectores.

El campo de utilización varía desde los 2 kW hasta los 300,000 kW por unidad, siendo aptas para su uso en pequeñas y grandes centrales; los saltos pueden variar entre los 30 m y 1800 m y trabajan con caudales hasta de 50 m³/s dependiendo del número de inyectores.

Turbina Michel-Banki (Figura 10)

Esta turbina puede describirse como de acción, de flujo transversal, de doble paso o efecto, de admisión parcial y de flujo radial centrípeto-centrífugo. Su característica principal es que un amplio chorro de agua de sección rectangular incide dos veces, cruzando por el interior del rotor, sobre los álabes. La diferencia fundamental respecto a otras turbinas es que no se produce deflexión axial del agua, la que se mueve sobre planos perpendiculares al eje del rotor.

El sistema de distribución consiste de un inyector o tobera de sección rectangular y de una compuerta de regulación para la regulación del caudal. El rotor posee forma cilíndrica o de tambor, y está compuesto por un par de discos entre los cuales se fijan periféricamente un cierto número de álabes de gran longitud. La característica cilíndrica del rotor permite que la turbina opere dentro de un gran rango de variación de caudal con solo variar su longitud.

En instalaciones de baja altura suele incorporarse un tubo de succión cilíndrico para recuperar parte de la altura de montaje de la turbina.

Las turbinas Michell-Banki permiten aprovechar económicamente saltos de baja potencia siendo por esto recomendables para su uso en pequeñas centrales, además de poseer buena eficiencia a cargas parciales. Por lo general son aptas para saltos de 1 m a 50 m y caudales de 25 lt/s a 200 lt/s, pudiendo desarrollar potencias entre 1.0 kW hasta 250 kW. Recientemente se informa de turbinas que trabajan con saltos de 200 m, y caudales de hasta 5000 lt/s. Llegando a desarrollar potencias del orden de 750 kW. Su eficiencia puede considerarse como mediana variando entre 75 o/o a 85 o/o.

Turbina Turgo (Figura 11)

Esta turbina puede describirse como de acción, de flujo diagonal y de admisión parcial. Posee un inyector similar al de la turbina Pelton y el rotor se asemeja a un medio rotor Pelton. Se le recomienda para pequeñas centrales con montaje horizontal o vertical, siendo apta para saltos de hasta 300 m y potencias hasta 6000 kW, con eficiencia del orden del 85 o/o.

1.1.2. Turbinas de reacción (Figura 26 - b)

Este tipo de turbinas aprovechan tanto la energía de presión como la energía cinética del agua, por lo que existe un gradiente de presión en el rotor.

Por lo general se las emplea en centrales de saltos medianos y bajo y con caudales medianos y altos.

Turbinas Francis (Figura 12 y 13)

Esta turbina puede definirse como de reacción, de flujo radial o mixto, centrífugo y de admisión total. La turbina consta de una cámara espiral de sección circular o rectangular la que puede construirse mediante fundición, plancha soldada o de concreto. El sistema de distribución es del tipo Fink, de flujo radial y dotado de álabes orientables y perfilados. El rotor es de álabes fijos y muy semejantes de las bombas centrífugas. La turbina está dotada de un tubo de succión recto para las turbinas de eje horizontal y recto o curvo para las de eje vertical.

La turbina Francis se utiliza por lo general para saltos entre los 2 m y 700 m, potencias de 2 kW a 700,000 kW, alcanzando eficiencias del orden del 92 o/o. En el caso de pequeñas centrales, se les puede instalar en cámara abierta (Figura 12) tanto con eje vertical como horizontal, siendo este tipo de montaje recomendable para saltos hasta 5 m y potencias hasta 200 kW.

Turbina Deriaz (Figura 14)

Esta turbina puede considerarse como una turbina Francis de álabes orientables y de flujo reversible, por lo que puede actuar como bomba-turbina, en las centrales de acumulación. Funcionando como turbina tiene mayor eficiencia a cargas parciales que la turbina Francis y funcionando como bomba posee mayor eficiencia que una bomba-turbina de álabes fijos.

Por sus características puede aplicarse en saltos hasta de 140 m con potencias hasta 100,000 kW.

Turbinas Kaplan (Figura 15 y 19)

Esta turbina puede definirse como de admisión total, de flujo axial de álabes orientables por lo que posee buena eficiencia a cargas parciales.

Con excepción del rotor, los elementos de esta turbina son similares a los de una turbina Francis. El rotor tiene forma de hélice constituido por un cubo robusto capaz de soportar periféricamente a los álabes y en el interior al mecanismo de regulación. Los álabes poseen el perfil de alas portantes y son de forma alabeada en la dirección radial.

Las turbinas Kaplan se aplican en saltos bajos entre los 5 m y 80 m, desarrollan potencias entre 2 kW y 200,000 kW alcanzando eficiencias del orden de 93 o/o. Generalmente se instalan con el eje vertical y en el caso de pequeñas centrales pueden instalarse en cámara abierta al igual que las turbinas Francis.

Una variante dentro de este tipo de turbinas la constituyen las turbinas de hélice que posee un rotor tipo Kaplan pero con álabes fijos.

Turbinas axiales tipo tubular, bulbo y flujo directo (Figuras 16, 17 y 18)

Estas turbinas constituyen una variante de las turbinas Kaplan ya que utilizan el rotor Kaplan pero dispuesto en forma horizontal o casi horizontal. Esto permite reducir las dimensiones de la turbina en la dirección vertical con el siguiente ahorro en los costos de excavación, siendo apta para el uso en centrales de baja caída. Al eliminarse la cámara-espiral y la transición de la dirección radial hacia la axial, el distribuidor también adopta la forma axial de modo que la turbina se asemeja a una bomba axial siendo la trayectoria del flujo recta o casi recta. Solo en las turbinas tipo tubular se requiere de un pequeño cambio de dirección dado que el generador está instalado en el exterior. En las turbinas tipo bulbo el generador va instalado dentro del cubo del distribuidor y la versión más interesante la ofrece la turbina de flujo directo al poseer el generador montado en la periferie del rotor, lográndose así una gran reducción de las dimensiones en la dirección axial.

El rango de aplicación de este grupo de turbinas permite su uso en saltos de 5 m a 30 m desarrollando potencia de hasta 100,000 kW con eficiencias tan altas como en las turbinas Kaplan.

1.3. FUNDAMENTOS TEORICOS

1.3.1. Potencia de una turbina hidráulica

La potencia al eje de una turbina hidráulica está dada por la relación:

$$P = \left(\frac{\gamma}{102} \right) QH \eta \quad (1)$$

La potencia entregada al eje abarca la potencia en los bornes del generador y sus pérdidas, así como las pérdidas en volantes, cajas de reducción, elementos auxiliares, etc.

El término encerrado en paréntesis representa la potencia hidráulica y η es la eficiencia total de la turbina, la que depende del tipo, de la forma y dimensiones así como de la calidad de su construcción y acabado. El valor de la eficiencia se determina experimentalmente pero para cálculos preliminares debe ser asumida (Tabla I).

El peso específico γ , puede asumirse como 1000 Kg/m^3 , pero puede variar, aunque no sustancialmente, con la latitud, temperatura y la altitud.

El término Q , representa el caudal de la turbina e incluye las fugas a través de las empaquetaduras y el agua utilizada para aliviar el empuje del rotor.

El término H , es la altura efectiva, salto neto a altura neta de la turbina y representa la diferencia de energía entre la entrada y salida de la máquina. Su determinación se basa en la aplicación de la ley de conservación de la energía para un flujo incompresible y adiabático reversible, de modo de obtener un trabajo específico equivalente a la altura neta:

$$H = (Z_{II} - Z_I) + \frac{P_{II} - P_I}{\gamma} + \frac{P_{II}^2 - C_I^2}{2g} \quad (2)$$

La altura neta también puede determinarse a partir de las características de la central hidráulica (Figura 20 - a):

$$H = H_b - H_p, \text{ tub} \quad (3)$$

La aplicación de la expresión (2) a los diferentes tipos de turbinas permite calcular la altura neta correspondiente.

Turbina Pelton (Figura 20 - b)

a. Caso de montaje con eje horizontal y un inyector.

En este caso la altura neta está dada por:

$$H = (Z_{II} - Z_I) + \frac{P_{II}}{\gamma} + \frac{C_{II}^2}{2g} \quad (4)$$

b. Caso de montaje con eje horizontal y dos inyectores:

En este caso cabe la posibilidad de que la energía a la entrada de las turbinas (sección II) se mida antes de la bifurcación hacia los dos inyectores o que se mida después de la bifurcación, en forma separada para cada inyector. En cualquier situación se debe utilizar promedios ponderados, y así por ejemplo, para la posibilidad de medir antes de la bifurcación se tiene (Ref. 7).

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$Z_m = \frac{Q_1 (Z_{II} - Z_{I,1}) + Q_2 (Z_{II} - Z_{I,2})}{Q}$$

$$H = (Z_{II} - Z_m) + \frac{P_{II}}{\gamma} + \frac{C_{II}^2}{2g} \quad (5)$$

c. El caso de turbinas de eje vertical se puede tratar como el caso (a) utilizando la fórmula (4).

Turbina Michell Banki (Figura 20 - a)

$$H = (Z_{II} - Z_I) + \frac{P_{II}}{\gamma} + \frac{C_{II}^2}{2g} \quad (6)$$

Turbina Turgo

La expresión de H es similar a la de una turbina Pelton.

Turbinas Francis, Deriaz, Kaplan y axiales.

a. Caso de montaje en cámara abierta:

$$H = (Z_{II} - Z_I) + \left(\frac{C_{II}^2 - C_I^2}{2g} \right) \quad (7)$$

b. Caso de montaje en cámara cerrada (Figura 20 - c):

$$H = (Z_{II} - Z_I) + \frac{P_{II}}{\gamma} + \frac{C_{II}^2 - C_I^2}{2g} \quad (8)$$

1.3.2. Transferencia de energía en el rotor

1.3.2.1. Cinemática del flujo

La determinación de la energía transferida requiere del análisis previo de la cinemática del flujo del agua a través de la turbina.

Definiendo previamente la geometría del estator y rotor de cada turbina así como los puntos notables a lo largo del recorrido del agua, se puede identificar, asumiendo por facilidad un flujo unidimensional, la existencia de un flujo absoluto y un flujo relativo representados por la expresión general:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} = \vec{w} \times \vec{r} + \vec{W} \quad (9)$$

La relación (9) puede aplicarse a cualquier parte de la turbina. De este modo, en los elementos estáticos tales como la espiral, rueda directriz e inyector y tubo de succión, donde la velocidad angular es nula: $w = 0$, existe una coincidencia de las trayectorias absoluta y relativa del flujo así como una igualdad de las velocidades correspondientes: $\vec{C} = \vec{W}$.

En el caso del rotor, la expresión (9) permite representar el movimiento del agua mediante triángulos de velocidades tanto en la entrada y salida del rotor como en cualquier punto interno del rotor.

De acuerdo a la Figura 23, los elementos de un triángulo de velocidades son los siguientes:

Angulo absoluto	:	$\alpha = / \vec{U}, \vec{C}$
Angulo relativo	:	$\beta = / \vec{U}, -\vec{W}$
Velocidad absoluta	:	C
Velocidad relativa	:	W
Componente meridiana:	:	$C_m = C \sin \alpha = W \sin \beta$
Componente periférica o de vórtice	:	$C_u = C \cos \alpha$

Las Figuras 21, 22, 23 y 24 nos muestran los triángulos de velocidades para los diferentes tipos de turbinas.

Tomando como ejemplo el caso de una turbina Francis podemos ver que el agua ingresa a la espiral en la sección II y llega al punto 6 en la periferie del distribuidor donde se acelera disminuyendo su presión estática desde P_6 hasta P_3 . Con la velocidad C_3 y el ángulo α_3 el agua incide sobre el rotor descomponiéndose en los vectores U_2 y W_3 . A continuación el agua ingresa al rotor según la dirección tangente al álabe con el ángulo β_2 , es decir con una entrada sin choque.

Si se desprecia el efecto del espesor del álabe y el efecto del número finito de álabes, los ángulos de flujo y de álabe son iguales, es decir: $\alpha_3 = \beta_2$ y $\beta_0 = \alpha_1$. La condición de número finito de álabes puede no considerarse y el efecto del espesor del álabe que produce una reducción del área neta a la entrada del rotor, puede determinarse mediante la relación:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_2} \operatorname{tg} \beta_3 \quad (10)$$

Por el principio de continuidad, el caudal en la periferie externa puede calcularse mediante las relaciones:

$$Q = C_{m3} \pi D_2 b_2 = C_{m2} (t_2 - s_2) b_2 Z = W_2 a_2 b_2 \quad (11)$$

A continuación el agua cruza los canales del rotor sufriendo una aceleración y desviación disminuyendo nuevamente su presión estática de modo que al llegar al punto 0, las condiciones del flujo se han modificado de modo que:

$$P_0 < P_1, W_0 > W_3, C_0 < C_3.$$

Las relaciones que rigen en la salida del rotor son:

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{t_1 - s_1}{t_1} \operatorname{tg} \beta_1 \quad (12)$$

$$Q = C_{m0} \pi D_1 b_1 = C_{m1} (t_1 - s_1) b_1 Z = W_1 a_1 b_1 \quad (13)$$

Finalmente, el agua con la velocidad C_0 ingresa al tubo de succión donde se desacelera, abandonándolo con la velocidad C_a que generalmente es muy parecida a la velocidad del canal de desagüe.

En el caso de las turbinas de flujo axial (Figura 24) debe tenerse en cuenta que el proceso de flujo se realiza sobre cilindros imaginarios que cortan los álabes a diferentes radios. El estudio de los triángulos de velocidades debe realizarse sobre el desarrollo extendido de los cortes para cada radio, de modo que se tendrán tantos juegos de triángulos como cortes se hayan realizado. Debe recordarse que la velocidad tangencial para cada cilindro de corte es igual entre la entrada y salida de los álabes: $U_1 = U_2$. Como el agua se supone que fluye a través de anillos de espesor Δr , entonces el caudal para cada cilindro de corte será:

$$Q = C_{m1} 2 \pi r_1 \Delta r = C_{m2} 2 \pi r_2 \Delta r \quad (14)$$

pero siendo $r_1 = r_2$, entonces: $C_{m1} = C_{m2}$.

La igualdad de las componentes meridianas (axiales) del flujo permite que los triángulos de velocidades en las turbinas puedan superponerse facilitando así su análisis.

En el caso de las turbinas Michell-Banki se debe trazar dos parejas de triángulos de velocidades, una para cada paso o efecto. En el caso de las turbinas Pelton los triángulos son bastantes "aplanados" a causa del pequeño valor de los ángulos de la cuchara a fin de producir una fuerte desviación del chorro de agua.

Finalmente debe aclararse que los valores de las velocidades y ángulos de flujo obtenidos de los triángulos son valores promedios a causa de las simplificaciones asumidas, pero que en la realidad la situación es mucho más compleja ya que el flujo real es bi o tridimensional existe efecto viscoso (efecto de la capa límite) y distribución no uniforme de la velocidad relativa dentro de los canales, etc.

1.3.2.2. Ecuación de Euler

Esta ecuación propuesta por Euler en 1751 permite determinar la energía específica global transferida en el rotor para condiciones ideales de flujo, es decir: flujo unidimensional, isentrópico (sin pérdidas), número infinito de álabes:

$$(\beta_3 = \beta_2, \quad \alpha_0 = \beta_1).$$

Por aplicación del principio de la variación del momento del momentum entre la entrada y salida del rotor, se obtienen sucesivamente el torque y la ecuación de Euler:

$$T_R = \gamma Q (r_2 C_{3u} - r_1 C_{0u}) / g = \frac{\gamma Q H_R}{\omega} \quad (15)$$

$$H_R = (U_2 C_{3u} - U_1 C_{0u}) / g \quad (16)$$

La ecuación o altura de Euler representa el trabajo específico del agua y se aplica indistintamente a cualquier tipo de rotor. Para máximo aprovechamiento de la energía transferida es útil anular el sustraendo: $U_1 C_{0u} = 0$, de modo que $\alpha_0 = 90^\circ$, lo cual significa que el triángulo de velocidades a la salida del rotor es rectángulo, debiendo salir el agua sin componente de vórtice: $C_{0u} = 0$.

Aplicando la ley de los cosenos a los triángulos de velocidades se obtiene la 2a. forma de la ecuación de Euler:

$$H_R = \frac{C_3^2 - C_0^2}{2g} + \left(\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_0^2 - W_3^2}{2g} \right) \quad (17)$$

También:

$$H_R = \frac{C_3^2 - C_0^2}{2g} + \frac{P_3 - P_0}{\gamma} - H_{p,R} \quad (18)$$

El primer término de la ecuación (17) representa la altura dinámica del rotor y el término encerrado en el paréntesis representa la altura estática del rotor la cual está compuesta del efecto de la fuerza centrífuga y de la aceleración del agua en los canales del rotor, respectivamente.

La altura estática del rotor puede entonces escribirse como:

$$H_{est} = \frac{P_3 - P_0}{\gamma} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_0^2 - W_3^2}{2g} + H_{p,R} \quad (19)$$

o también:

$$H_{est} = H_R - (C_3^2 - C_0^2) / 2g + H_{p,R} \quad (20)$$

1.3.2.3. Grado de reacción

El grado de reacción de una turbina se obtiene mediante la relación:

$$R = \frac{H_{est}}{H} = \frac{(P_3 - P_0) / \gamma}{H} \quad (21)$$

Despreciando las pérdidas en la turbina, el grado de reacción puede calcularse aproximadamente mediante la relación:

$$R \approx \frac{U_2^2 - U_1^2 + W_0^2 - W_3^2}{H_R} \quad (22)$$

El grado de reacción es un parámetro importante en el diseño de las turbinas y de cualquier turbomáquina, pues de su valor dependerá si una turbina es de acción o de reacción, y además, la forma de los álabes del rotor por influir directamente en el valor del ángulo β_2 .

1.3.2.3. Eficiencia Hidráulica

Si se toma en cuenta la suma de las pérdidas por fricción, separación, etc. que tienen lugar desde la entrada hasta la salida de la turbina, la eficiencia hidráulica de la turbina será:

$$\eta_h = H_R / H \quad (23)$$

Luego:

$$\eta_h H = H_R = H \cdot H_{p,h} \quad (24)$$

La aplicación de la ecuación de Euler en sus dos formas y del grado de reacción a los diferentes tipos de turbinas nos permitirá obtener ecuaciones particulares y aclarar diversos conceptos sobre su funcionamiento.

Turbina Pelton

Observando los triángulos de velocidades en la Figura 21 se obtiene las siguientes relaciones para $U_2 = U_1 = U$ y $W_0 = K_f \cdot W_3$:

$$\eta_h \cdot H = H_R = \frac{C_3^2 - C_0^2}{2g} = U (C_1 - U) (1 + K_f \cos \beta_0) / g \quad (25)$$

$$H_{est} = 0 \quad \text{y} \quad R = 0 \quad (26)$$

Luego:

$$P_3 = P_0 = P_{at} \quad (27)$$

De la observación de las relaciones anteriores vemos que la turbina Pelton carece de altura estática, es decir que se trata efectivamente de una turbina de acción y que solo cuenta con la altura dinámica para su trabajo. Si asumimos que la velocidad a la salida del inyector C_i es igual a la velocidad C_3 , es decir que:

$$C_i = C_3 = \varphi_v (2gH)^{1/2}$$

entonces:

$$H_R = \varphi_v^2 H - (C_0)^2 / 2g \quad (28)$$

Esta relación nos indica que la turbina Pelton debe usarse en centrales hidráulicas de gran altura y diseñándola de tal modo que el agua abandone las cucharas con la menor velocidad absoluta posible. Por otro lado, el caudal correspondiente debe ser relativamente pequeño a fin de obtener cucharas no muy grandes, pero de ser necesario que trabaje con un gran caudal, este puede subdividirse empleando de 2 hasta 6 inyectores y contar así con cucharas de dimensiones razonables.

Observando la ecuación (28) vemos que es necesario provocar una fuerte desviación del agua en las cucharas para obtener una alta transferencia de energía, lo cual se logra diseñando las cucharas con ángulos muy pequeños tanto en la arista de entrada como en la salida. Si a esto se agrega que la turbina trabaje con una adecuada relación U/C_i , que como veremos más adelante es del orden de 0.5, que el inyector debe poseer un alto coeficiente de velocidad y que las cucharas posean un buen acabado tal que el coeficiente de fricción K_f sea alto, entonces alcanzaremos una alta eficiencia en la turbina.

Al fin de tener un orden de magnitud, los valores prácticos más frecuentes usados en la evaluación de la ecuación (25) son:

Coficiente de velocidad en el inyector: $\varphi_v = 0.96$ a 0.98

Relación de velocidad tangencial óptima: $U/C_i = 0.45$ a 0.48

Coficiente de fricción, $K_f = 0.95$

Angulo en el borde entrada a la cuchara, $\beta_2' = 7^\circ$ a 15°

Angulo de salida de la cuchara, $\beta_1 = 6^\circ$ a 12°

Turbina Michell-Banki

En esta turbina debe aplicarse la ecuación de Euler dos veces, y luego sumarse para obtener el trabajo de los dos pasos o efectos, observándose que solo interesan las condiciones cinemáticas y dinámicas de la periferie externa. De este modo se obtienen las siguientes relaciones:

$$\eta_h \cdot H = H_R = \frac{C_3 \cdot (C_0)^2}{2g} = U_2 (C_i \cos \alpha_i - U_2) (1 + K_f) / g \quad (29)$$

$$H_{est} = 0 \text{ y } R = 0 \quad (30)$$

luego:

$$P_3 = P_0 = P_{at} \text{ (sin tubo de succión)}$$

Observando la ecuación (29) vemos que existe cierta semejanza en su estructura con la correspondiente a la turbina Pelton. Se puede adelantar que la velocidad tangencial óptima teórica es: $(U/C_i) = 0.5 \cos \alpha_i$, con lo cual se puede obtener el valor del ángulo β_2 a partir del triángulo de velocidades de entrada al rotor (Figura 22).

Luego:

$$\operatorname{tg} (180 - \beta_2) = \frac{t_2}{t_2 - s_2} \cdot 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_i \quad (31)$$

El ángulo α_i del inyector varía normalmente entre 15° y 20° , siendo muy común asumir 16° , el coeficiente de velocidad del inyector varía entre 0.95 y 0.97 y en cuanto al ángulo de admisión parcial θ que depende del caudal no debe exceder los 120° .

En cuanto al resto de parámetros que influyen en la ecuación (29), se requiere que para que el agua ingrese al segundo efecto sin choque: $\beta_1 = 90^\circ$, el coeficiente de fricción K_f puede asumirse 0.95 y el número de álabes Z varía entre 24 y 30 de acuerdo al tamaño del rotor.

Turbinas Francis

A diferencia de las turbinas de acción, esta turbina trabaja con todos los términos de la ecuación (17), o 2da. forma de la ecuación de Euler, de modo que tanto su altura estática como el grado de reacción son diferentes de cero.

Las relaciones particulares de esta turbina son muy similares a la de las bombas centrífugas, de modo que para $\alpha_0 = 90^\circ$

$$\eta_h \cdot H = H_R = (U_2 C_{3u}) / g = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad (32)$$

$$R \approx 1 - (C_{3u} / 2U_2) \quad (33)$$

La relación (33) sólo es válida para $C_{m3} = C_{m0}$ y un flujo sin pérdidas reemplazándola en la fórmula (32), se obtiene que:

$$H_R = 2 (U_2^2 / g) (1 - R) \quad (34)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_2} \cdot \frac{C_{m3}}{U_2 (2R - 1)} \quad (35)$$

Estas relaciones nos muestran la importancia que tiene el grado de reacción en la energía transferida en el rotor y en su diseño. Así por ejemplo, si se escoge $R = 0.5$, entonces $C_{3u} = U_2$, resultando un triángulo de entrada con $\beta_3 = 90^\circ$, es decir con un ángulo de álabe β_2 cercano a los 90° y $H_R = U_2^2 / g$.

Nótese además que para $R = 1$, $H_R = 0$ es decir que $C_{3u} = 0$, y no existe energía transferida.

Las turbinas Francis se diseñan por lo general con un grado de reacción de $R = 0.5$ o algo más, con ángulos β_2 menores de 90° , siendo común escoger entre 60° y 85° .

Turbinas Kaplan y de flujo axial

Remitiéndose a la ecuación (17) observamos que las características de diseño las turbinas axiales no utilizan el término correspondiente al efecto de la fuerza centrífuga ya que $U_1 = U_2$, de modo que para cada radio:

$$\eta_h \cdot H = H_R = \frac{U \Delta C_u}{g} = \frac{C_3^2 - C_0^2}{2g} + \frac{W_0^2 - W_3^2}{2g} \quad (36)$$

$$H_{est} = \frac{W_0^2 - W_3^2}{2g} \quad (37)$$

Si se reemplaza $U_1 = U_2$ en la expresión (22) se obtiene una relación aproximada (sin fricción) para el grado de reacción en turbinas axiales:

$$R \approx W_{\infty} / U \quad (38)$$

Haciendo $\alpha_0 = 90^\circ$ para cada radio, la relación anterior puede escribirse como:

$$R = 1 - (C_{3u} / 2U) \quad (39)$$

con lo cual la ecuación de Euler asume la forma:

$$H_R = 2(U^2 / g) (1 - R) \quad (40)$$

Es importante aclarar que las expresiones anteriores, aunque similares a las de una turbina Francis, varían para cada radio del rotor y no tienen un valor único como en la turbina Francis.

Las turbinas Kaplan y axiales se diseñan por lo general con un grado de reacción comprendido entre 0.5 y 1.0 de modo que:

$$0.5 U < W_{\infty} < U$$

La Figura 24 nos muestra los diagramas de velocidades superpuestos para un radio cualquiera y que cumple con la condición anterior.

Dado que el diseño de los álabes de las turbinas Kaplan y de hélice se realiza mediante la aplicación de la teoría del ala portante, es posible expresar también la ecuación de Euler en función de las características aerodinámicas de una ala. De acuerdo a la Figura 24 es posible demostrar que el coeficiente de carga de un sistema de álabes axiales para un radio cualquiera r , despreciando el rozamiento, está dado por la expresión:

$$C_s \frac{L}{t} = 2 \frac{\Delta C_u}{W_\infty} \quad (41)$$

Despejando ΔC_u y reemplazando su valor en la ecuación (37) se obtiene la expresión particular:

$$\eta_h \cdot H = H_R = \frac{U W_\infty}{2g} \cdot C_s \cdot (L/t) \quad (42)$$

La evaluación de esta ecuación requiere conocer previamente los valores de los componentes de los triángulos de velocidades para cada radio (Figura 25) lo cual puede obtenerse asumiendo que tanto la energía transferida como la eficiencia hidráulica no varían con el radio, y que el flujo abandona el rotor sin componente de vórtice ($\alpha_0 = 90^\circ$) de modo que $C_{0u} = 0$ y el producto $r \cdot C_u$ sea constante para cada radio. Esta última relación permite que la velocidad meridiana C_m también se mantenga constante para cada radio. De acuerdo a las condiciones anteriores se tiene finalmente que:

$$\Delta C_u = C_{3u} = \frac{g \cdot H \cdot \eta_h}{U} = \frac{cons}{U} \quad (43)$$

$$C_m = \frac{Q}{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2) / 4} \quad (44)$$

$$W_\infty = C_m / \text{sen } \beta_\infty \quad (45)$$

Los valores de C_s se obtienen de las características del perfil de ala seleccionada y la relación L/t de las características geométricas del sistema de álabes.

La figura 25 nos muestra una típica variación de los diferentes parámetros a lo largo del radio del rotor.

1.3.2.4. Efecto del tubo de succión en las turbinas de reacción.

De la Figura 23 se puede demostrar que la presión estática en la entrada del tubo de succión tiene el siguiente valor:

$$\frac{P_e}{\gamma} = \left[H'_s + \left(\frac{C_o^2 - C_a^2}{2g} - H_{p,s} \right) \right] \quad (46)$$

donde:

$$H_d = \frac{C_o^2 - C_a^2}{2g} - H_{p,s} \quad (47)$$

Se puede observar que en la sección de entrada del tubo de succión existe una cierta depresión compuesta de la altura geodésica de succión H'_s que representa la utilización de la altura de montaje por parte de la turbina y de la altura dinámica H_d que representa la recuperación de parte de la energía cinética $C_o^2 / 2g$ a la salida del rotor.

Si se escribe la altura de Euler (despreciando las pérdidas en el rotor) la ecuación (18) puede escribirse:

$$H_R = \left(\frac{C_3^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} \right) - \left(\frac{C_o^2}{2g} + \frac{P_o}{\gamma} \right)$$

y se reemplaza P_o por la ecuación (46) asumiendo que $P_o \approx P_e$, $C_o \approx C_e$, se obtiene:

$$H_R = \left(\frac{C_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} \right) - \frac{C_o^2}{2g} + H'_s + \frac{C_o^2 - C_a^2}{2g} - H_{p,s}$$

o también:

$$H_R = \left(\frac{C_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} \right) + H'_s - \frac{C_a^2}{2g} - H_{p,s} \quad (48)$$

Es decir, que la existencia del tubo de succión nos permite utilizar la altura de montaje y en lugar de perder la energía $C_o^2 / 2g$ solo perdemos $C_a^2 / 2g$ a causa de la desaceleración del agua en el tubo. No se debe olvidar entonces que el rotor de la turbina y el tubo de succión constituyen una unidad hidráulica.

1.4. LEYES DE SEMEJANZA Y CIFRAS CARACTERÍSTICAS

1.4.1. Generalidades sobre semejanza

El diseño y construcción de turbinas hidráulica requiere de la solución de una serie de problemas que no siempre pueden afrontarse matemáticamente y deben resolverse en forma experimental mediante la utilización de modelos. De este modo se obtiene una reducción en el costo de los ensayos experimentales y mucho mayor control y precisión en la conducción de los ensayos.

El modelo permitirá verificar los cálculos teóricos antes de construir el prototipo (turbina real) y que se le practiquen las mejoras necesarias para alcanzar una buena eficiencia. El empleo de modelos puede abarcar desde su construcción y ensayo para determinar las curvas de comportamiento, hasta la realización de ensayos de cavitación, observación directa del flujo, mediciones de presión y de velocidad del flujo en puntos importantes de la turbina, medición de esfuerzos, etc. Como fluido de ensayo puede utilizarse agua o aire.

Las relaciones entre el modelo y el prototipo requieren del establecimiento de las siguientes leyes de semejanza o similitud.

a. Semejanza geométrica.

Esta condición establece que las dimensiones correspondientes del modelo y el prototipo deben mantener una relación constante. El perfil, disposición y número de álabes del rotor y estator deben ser iguales.

b. Semejanza cinemática.

Esta condición establece que los triángulos de velocidades deben ser semejantes así como también las redes de corriente.

c. Semejanza dinámica.

Esta condición indica que la relación de fuerzas que actúan sobre el flujo en puntos correspondientes deben mantener una relación constante.

Sin embargo, es difícil que pueda lograrse una completa semejanza y es suficiente trabajar con una semejanza parcial. Así por ejemplo, no es posible que la rugosidad relativa de las superficies y la magnitud de las luces o intersticios puedan mantener una semejanza geométrica, así como también es difícil obtener una igualdad del número de Reynolds en lo referente a la semejanza dinámica.

1.4.2. Cifras características

La aplicación de las leyes de semejanza está asociada con los coeficientes o cifras características basados en las variables de funcionamiento de una turbina.

Las variables que intervienen en el trabajo de una turbina pueden representarse mediante la función:

$$f(Q, gH, D, N, \rho, \mu) = 0$$

Si se aplica el teorema de Buckingham (Teorema π) se obtiene las siguientes cifras características:

$$a. \text{ Cifra de altura: } \pi_1 = H/N^2 D^2 \quad (49)$$

$$b. \text{ Cifra de caudal: } \pi_2 = Q/D^3 N \quad (50)$$

$$c. \text{ Número de Reynolds del rotor: } Re = \rho N D^2 / \mu \quad (51)$$

d. Número específico de revoluciones de caudal y de potencia;

$$N_q = N Q^{1/2} / (gH)^{3/4} \quad N_s = N P^{1/2} / (gH)^{5/4} \quad (52)$$

De los resultados anteriores se desprende que para que dos turbinas sean semejantes es suficiente que sus cifras de altura, de caudal y uno de los números específicos de revoluciones sean iguales.

Los números específicos de revoluciones N_q y N_s son las cifras que mejor caracterizan a una turbina hidráulica ya que interrelacionan al caudal y a la altura neta con la velocidad de rotación. El número N_q representa la velocidad de rotación de una turbina cuando opera con una altura y un caudal unitarios, y el número N_s representa la velocidad de rotación de una turbina cuando desarrolla una potencia unitaria con una altura unitaria.

Los números específicos de revoluciones permiten clasificar a las turbinas en una forma cuantitativa estableciendo una secuencia según la forma del rotor y tipo de turbina. Así por ejemplo, si sabemos que la turbina Pelton trabaja satisfactoriamente con grandes alturas y pequeños caudales entonces su número específico de revoluciones será pequeño; razonando en forma similar la seguirán en orden creciente la turbina Francis con valores intermedios y las turbinas Kaplan y de flujo axial con valores altos, estableciéndose al mismo tiempo una ley de evolución de la forma del rotor (Figura 27). Dado que los números N_q y N_s representan una velocidad de rotación se acostumbra a llamar a las turbinas Pelton como turbinas "lentas" y en el otro extremo a las Kaplan y axiales como turbinas "rápidas", denominaciones que no tienen nada que ver con la velocidad de rotación real de las turbinas; inclusive, dentro de cada tipo de turbina existen clasificaciones intermedias tales como lenta, normal, rápida, extrarápida.

Es costumbre todavía el empleo de los números específicos de revoluciones en la siguiente forma dimensional:

$$N_q = N Q^{1/2} / H^{3/4} \quad (53)$$

$$N_s = N P^{1/2} / H^{5/4} \quad (54)$$

La relación entre ambos números específicos es la siguiente:

$$N_s = (\eta / 76)^{1/2} \cdot N_q = 3.64 \eta^{1/2} \cdot N_q \quad (55)$$

Se recomienda también tener mucho cuidado en la utilización de los números específicos ya que dependen del sistema de unidades elegido.

La Tabla II nos muestra la clasificación de las turbinas hidráulicas de acuerdo a los números específicos de revoluciones y la Figura 28 nos muestra los rangos de aplicación de los distintos tipos de turbinas para distintos saltos en función del número N_s .

A fin de facilitar los cálculos se han propuesto también fórmulas empíricas de la forma:

$$N_s = \frac{a}{i i + b} + c$$

De acuerdo a esta ecuación se puede utilizar (Ref. 4) para P en kW, en m y N en rpm:

$$\text{Turbinas Pelton:} \quad N_s = \frac{25000}{H + 800} \quad (56)$$

$$\text{Turbinas Francis:} \quad N_s = \frac{13000}{H + 20} + 50 \quad (57)$$

$$\text{Turbinas Kaplan:} \quad N_s = \frac{20000}{H + 20} + 50 \quad (58)$$

En el caso de que el caudal se distribuye en paralelo: turbinas Pelton de varios inyectores y rotores Francis de doble descarga, los números específicos de revoluciones referidos al rotor simple o a un inyector, se calculan mediante las siguientes expresiones:

$$N'_q = N_q / i^{1/2} \quad (59)$$

$$N'_s = N_s / i^{1/2} \quad (60)$$

En ambas relaciones i es el número de caudales parciales. Se puede ver que ambos números específicos son más pequeños que los correspondientes a toda la turbina y son los que se emplean en el diseño del rotor.

1.5 PERDIDAS Y EFICIENCIAS

1.5.1. Pérdidas en una turbina

Las pérdidas en las turbinas hidráulicas pueden clasificarse en dos grupos principales: las pérdidas internas y las pérdidas externas.

1.1.5.1. Pérdidas internas

Este tipo de pérdidas son aquellas que producen un incremento de la entropía del agua, siendo las más importantes las siguientes:

a. Pérdidas hidráulicas:

Comprenden la suma de las pérdidas por fricción $H_{p,f}$, pérdidas por choque al ingreso del agua al rotor $H_{p,ch}$, pérdidas por cambio de dirección, etc. que experimenta

el flujo de agua a su paso a través de cada uno de los elementos de la turbina, entre las secciones de flujo II y I, incluyendo también la energía cinética remanente a la salida del rotor $C_0^2 / 2g$. En términos de potencia pueden expresarse como:

$$P_{p,h} = \gamma Q H_{p,h} \quad (61)$$

h. Pérdidas volumétricas:

Comprenden las fugas de caudal a través de los intersticios de la turbina, de modo que el caudal que pasa por el rotor es $Q_R = Q - Q_v$ (Figura 23).

Dado que el caudal Q_v que escapa a través de los intersticios utiliza la diferencia de energía entre los puntos 3 y 0 del rotor, la potencia que se pierde será:

$$P_{p,v} = \gamma Q_v H_R \quad (62)$$

1.5.1.2. Pérdidas externas

Estas pérdidas son aquella que no están vinculadas con el proceso de flujo del agua a través de la turbina, siendo las más importantes las siguientes:

Pérdidas por fricción en el disco.

Estas comprenden el efecto de rozamiento del agua con las partes externas del rotor y el efecto de la fuerza centrífuga sobre el agua almacenada entre el rotor y la carcasa (Figura 29). La potencia correspondiente es:

$$P_{p,D} = K N^5 D^5 \quad (63)$$

Pérdidas mecánicas.

Estas comprenden la pérdida por rozamiento en los cojinetes y empaquetaduras de la turbina.

1.5.2. Balance energético y eficiencias

Realizando un balance energético (Figura 29) se obtiene que la potencia interna de la turbina está dada por:

$$P_i = \gamma Q H - \gamma Q H_{p,h} - \gamma Q_v H_R$$

$$P_i = \gamma Q_R H_R \quad (64)$$

Dividiendo la potencia interna entre la potencia hidráulica se obtiene la eficiencia interna de la turbina:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\gamma Q H} = \frac{\gamma Q_R H_R}{\gamma Q H} = \eta_v \cdot \eta_h \quad (65)$$

En esta última relación, la eficiencia volumétrica η_v mide la magnitud relativa de las fugas mediante la siguiente relación:

$$\eta_v = \frac{Q - Q_v}{Q} = \frac{Q_R}{Q} \quad (66)$$

mientras que las pérdidas hidráulicas se calculan a través de la eficiencia hidráulica utilizando la relación (23).

Si ahora se divide la potencia al eje entre la potencia hidráulica, se obtiene la eficiencia total de la turbina

$$\eta = \frac{P}{\gamma Q H} = \frac{P}{P_i} \cdot \frac{P_i}{\gamma Q H} = \eta_m \cdot \eta_i \quad (67)$$

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (68)$$

donde $\eta_m = P/P_i$ es la eficiencia mecánica de la turbina.

Debe comentarse que en términos generales las turbinas grandes poseen mejores eficiencias que las turbinas pequeñas por la amplitud de las secciones de flujo y mayor facilidad para un mejor acabado de las superficies y que las turbinas axiales son más eficientes que las radiales debido a que en estas últimas el flujo de agua experimenta varios cambios de dirección a su paso por la turbina.

La Tabla I nos informa sobre los valores promedios de las eficiencias según el tamaño de las turbinas (Ref. 11).

Si ahora utilizamos la expresión de la eficiencia hidráulica dada por la relación (23), se pueden obtener expresiones particulares para los tipos más importantes de turbinas.

Turbina Pelton

Remitiéndonos a la ecuación (25) y sabiendo que:

$$C_i = \sqrt{Q_v (2gH)^{1/2}}$$

Se obtiene:

$$\eta_h = 2\varphi_v^2 \left(\frac{U}{C_i}\right) \left(1 - \frac{U}{C_i}\right) (1 + K_f \cos \beta_o) \quad (69)$$

Si se deriva esta expresión respecto a U/C_i , se obtendrá el valor de la velocidad teórica óptima para máxima eficiencia:

$$d \eta_h / d (U/C_i) = 0$$

luego

$$U_{\text{ópt}} = 0.5 C_i = 0.5 \cdot \varphi_v (2gH)^{1/2} \quad (70)$$

y

$$\eta_{h \text{ máx}} = 0.5 \varphi_v^2 (1 + K_f \cos \beta_o) \quad (71)$$

Las relaciones anteriores indican que para máxima eficiencia la velocidad tangencial óptima de la turbina debe ser la mitad de la velocidad del chorro, aunque en la práctica es algo menor por causa de las pérdidas mecánicas y de ventilación (efecto de bombeo del aire dentro de la carcasa).

Turbina Mitchell-Banki

Analizando en una forma similar a la turbina Pelton se obtiene:

$$\eta_h = 2\varphi_v^2 \left(\frac{U_2}{C_i}\right) (\cos \alpha_i - \frac{U_2}{C_i}) (1 + K_f) \quad (72)$$

de donde:

$$U_{2 \text{ ópt}} = 0.5 (C_i \cos \alpha_i) = 0.5 \varphi_v (2gH)^{1/2} \quad (73)$$

$$\eta_{h \text{ máx}} = 0.5 \varphi_v^2 (1 + K_f) (\cos \alpha_i)^2 \quad (74)$$

Turbinas de reacción Francis, Kaplan y de flujo axial.

Remitiéndonos a la ecuación (46) que representa la presión estática a la salida del rotor, podemos definir la eficiencia del tubo de succión como:

$$\eta_s = \frac{2g H_d}{(C_o^2 - C_a^2)} \quad (75)$$

La eficiencia hidráulica de este tipo de turbinas estará dada por la expresión general:

$$\eta_h = 1 - \frac{H_{p,f} + H_{p,ch}}{H} - \frac{C_o^2}{2gH} + \eta_s \frac{C_o^2 - C_a^2}{2gH} \quad (76)$$

En el caso particular de las turbinas de flujo axial, es útil conocer la magnitud de las pérdidas y eficiencia del sistema de álabes para cada radio del rotor, expresadas en términos de las características aerodinámicas del perfil del ala seleccionada:

$$H_{p,R} = C_s \frac{L}{t} \frac{W_{\infty}^2}{2} \frac{\text{tg } \epsilon}{\text{sen } \beta_{\text{rel}}} \quad (77)$$

$$R = \frac{1}{1 + \frac{W_{\infty} \text{tg } \epsilon}{U \text{sen} (\beta_{\text{rel}} - \epsilon)}} \quad (78)$$

1.5.3. Fórmulas de transposición de eficiencias

La determinación de la eficiencia de una turbina prototipo a partir de las características del modelo ensayado se hace mediante las llamadas fórmulas de transposición. El uso de estas fórmulas se origina en el hecho de que no es posible lograr una semejanza completa entre ambas máquinas por lo que existirán discrepancias entre las eficiencias debido a la diferencia entre las pérdidas por fricción al no ser idénticos los números de Reynolds, la rugosidad relativa, los intersticios, etc.

Si se asume que las pérdidas hidráulicas son proporcionales a la pérdida por fricción y que estas obedecen en forma general al número de Reynolds se puede escribir que:

$$\frac{(1 - \eta_h)_P}{(1 - \eta_h)_M} = \frac{Re_M^a}{Re_P^a}$$

donde

$$Re = \frac{D (2gH)^{1/2}}{\nu}$$

En general, se puede utilizar la siguiente fórmula (Ref 14):

$$\frac{1 - \frac{h_p}{h_M}}{1 - \frac{h_p}{h_M}} = 1 - K \left[1 - \left(\frac{D_M}{D_P} \right)^m \left(\frac{H_M}{H_P} \right)^n \right] \quad (79)$$

Los exponentes K, m, n puede asumir diferentes valores prácticos según diferentes autores:

Autor	K	m	n
Moody I	1	0.25	0
Moody II	1	0.25	0.01
Medici	1	0.25	0.1
Ackeret	0.5	0.20	0.1

Estas fórmulas se usan para cualquier fluido de ensayos y no se aplican a las turbinas Pelton.

1.6. CAVITACION Y EROSION

1.6.1. Cavitación en turbinas hidráulicas

La cavitación es el fenómeno de formación de burbujas de vapor cuando un líquido fluye por regiones donde por causas de altas velocidades de flujo la presión estática absoluta es menor que la presión de vapor correspondiente a la temperatura del líquido. Si las burbujas alcanzan posteriormente zonas de presiones mayores que la presión de vapor, entonces condensan violentamente originando serios problemas mecánicos que conducen a la destrucción gradual de la superficie.

En las turbinas hidráulicas la cavitación suele ocurrir en las zonas de baja presión tales como la parte convexa de los álabes y zonas adyacentes en el tubo de succión etc. También puede ocurrir cavitación del tipo local, cuando el flujo encuentra alguna obstrucción tal como una rugosidad de la superficie que produzca una distribución desigual de la velocidad y por lo tanto de la presión estática. En las turbinas axiales se produce la llamada cavitación de intersticio, la que tiene lugar en la luz existente entre el extremo de los álabes y la carcasa.

Los efectos de la cavitación se manifiesta en una variación del comportamiento de la turbina al disminuir la potencia, el caudal y la eficiencia, en la producción de ruidos y vibraciones y en la destrucción de las superficies de los álabes a causa de la condensación violenta de las burbujas, la que origina altas presiones localizadas de muy alta frecuencia (20,000 Hz), y por efecto de corrosión por parte del oxígeno del aire disuelto en el agua.

La Figura 30 nos ilustra la distribución de la presión estática sobre la superficie convexa del álabes de una turbina. Cavitación ocurrirá en la zona a-b donde la presión estática es menor que la presión de vapor del agua y la condensación ocurrirá en la zona b-c donde la presión estática es mayor que la presión de vapor.

La cavitación se puede evitar si se cumple la condición:

$$P_{\min} > P_v$$

con el cual se obtiene la importante relación:

$$H_s \leq H_{at} - \sigma H - H_v \quad (80)$$

En esta relación, H_s representa la altura geodésica de succión referida al punto más alto del borde de salida del rotor y su importancia radica en que su valor influye en la magnitud de la depresión en la salida del rotor, tal como lo muestra la ecuación (46), la que se puede escribir como:

$$\frac{P_o}{\gamma} = - \left[H_s + \eta_s \frac{C_o^2 - C_a^2}{2gH} \right]$$

El término σ es el coeficiente de cavitación de Thoma definido por la relación:

$$\sigma = \Delta h / H$$

donde Δh es la depresión dinámica del rotor. La determinación de σ es experimental y se expresa por lo general como una función del número específico de revoluciones. La Figura 30 nos muestra los valores de σ en función de N_s (Ref. 9) y a continuación se proporcionan algunas fórmulas para su cálculo:

Turbinas Francis:

$$\sigma = 0.0318 (N_s / 100)^2 \quad (81)$$

$$\sigma = 0.006 + 0.55 (N_s / 444.6)^{1.8} \quad (82)$$

Turbinas Kaplan:

$$\sigma = 1.1 \left[0.28 + (N_s / 100)^3 / 600 \right] \quad (83)$$

$$\sigma = 0.1 + 0.3 (N_s / 444.6)^{2.5} \quad (84)$$

En estas fórmulas se recomienda calcular N_s para el caudal máximo de la turbina. Observando la ecuación (80) vemos que la altura de succión puede resultar positiva o negativa ya que depende de la presión atmosférica local y del tipo de turbina. La tendencia a que $H_s < 0$, es decir que se instale por debajo del nivel del canal de

desague, se puede acentuar con la altitud y en el caso de turbinas de altos números específicos de revoluciones.

Para cálculos aproximados, la presión atmosférica puede estimarse mediante la relación (Ref. 6).

$$H_{at} = 10.33 - 0.0012 \times \text{altitud (en m)} \quad (85)$$

La presión de vapor se obtiene de la siguiente tabla:

T	(°C)	0	10	20	30
H _v	(m)	0.062	0.125	0.238	0.432

Referente a la resistencia de los materiales de la turbina de cavitación, ella depende de la composición química y del método de maquinado y de tratamientos térmicos empleados, especialmente de la rugosidad de las superficies. Cualquier tipo de ranura, rajadura, arista, etc. facilita y acelera la destrucción por cavitación.

Se han realizado ensayos de materiales en tubos de Venturi (Ref. 8) hecho de materiales diferentes, y los resultados se pueden ver en la Figura 30. De acuerdo a la pérdida de material en gramos en función del tiempo, los materiales ensayados se les puede ordenar en orden decreciente de su resistencia a cavitación acero aleado, acero inoxidable, bronce, fierro fundido, plomo.

1.6.2. Generalidades sobre erosión

El agua que va a ser utilizada en las centrales hidráulicas casi siempre arrastra sólidos en suspensión, desde ramas, arbustos, piedras gruesas, ripio, arena gruesa y fina, etc. Es necesario pues separar previamente la mayor cantidad de los sólidos antes que llegue a las turbinas. La separación puede hacerse por decantación natural cuando existe un embalse de acumulación o de regulación de lo contrario se deben separar mediante una decantación rápida y artificial. El material más grueso suele separarse utilizando rejillas y dispositivos similares y los más finos en las pozas de decantación o desarenadores. Sin embargo, es posible que las partículas muy finas lleguen a pasar por la turbina ocasionando serios problemas de desgaste de sus partes por efecto abrasivo. La magnitud de la destrucción de las superficies no sólo depende de la proporción de partículas sólidas en suspensión sino también del tamaño de ellas, de su perfil, de su diferenciación geológica y también del tipo de turbina.

Debe aclararse que la erosión denota desgaste por acción mecánica y debe diferenciarse de la corrosión que denota efecto químico. A menudo el desgaste en las turbinas puede producirse por acción combinada de erosión y corrosión, caracterizándose la superficie desgastada por su aspecto ondulado y opaco.

Dado el efecto destructivo por erosión, es importante suministrar datos referentes a la calidad del agua para la selección del material más conveniente para la construcción de la turbina y para la reparación durante los períodos de mantenimiento.

El comportamiento de un material respecto a su resistencia a la erosión debe obtenerse a través de pruebas de laboratorio mediante el ensayo de especímenes de diferentes materiales en máquinas especiales. Los resultados se expresan, como en el caso de la cavitación, en términos de material perdido en gramos en función del tiempo.

La Figura 31 nos muestra las curvas de pérdida de peso en función del peso de un cierto grupo de materiales (Ref. 13).

Las Tablas III y IV nos dan información general de algunos materiales usados en la construcción de turbinas hidráulicas (Ref. 5).

1.7. CURVAS CARACTERISTICAS

Las curvas características de una turbina hidráulica representan el comportamiento de la turbina frente a las condiciones variables de servicio de una instalación y su determinación debe hacerse en forma experimental.

Los ensayos que generalmente se practican son los siguientes:

- Ensayo bajo altura H constante, velocidad de rotación N constante y con la abertura del distribuidor a variable, es decir con caudal variable. Este ensayo constituye la base de los ensayos de aceptación que se realizan en una central.
- Ensayo bajo altura H constante, abertura del distribuidor a constante y velocidad de rotación N variable. Este ensayo se realiza generalmente en un laboratorio.

Los resultados se pueden graficar mediante líneas características o áreas características, también llamadas diagramas de conchoide o topográficos, los cuales permiten juzgar el comportamiento de una turbina.

1.7.1. Ensayo a condición de altura y velocidad de rotación constantes y caudal variable

El ensayo se realiza fijando previamente la abertura del distribuidor midiendo tanto el caudal como el torque con el cual se determina la potencia al eje. Repitiendo la medición para diferentes aberturas se obtienen la eficiencia de la turbina mediante la relación: $\eta = \zeta \cdot Q \cdot H / P$, de modo que corresponda a 25 o/o, 50 o/o, 75 o/o y 100 o/o del caudal.

La Figura 32 nos muestra un resultado típico de este ensayo. Se puede observar comparativamente las curvas de diferentes tipos de turbinas pudiéndose notar que cada turbina posee un caudal mínimo de marcha en vacío para vencer las pérdidas internas y externas, el cual es pequeño para las turbinas Pelton y Kaplan y mayor para las turbinas Francis por ofrecer mayores pérdidas por razones de su diseño. Es importante observar que las curvas de la turbina Pelton y Kaplan ofrecen un perfil aplanado manteniendo una buena eficiencia a carga parcial. Esto se debe a que en la turbina Pelton el chorro de agua se aproxima a la cuchara con el mismo ángulo, independiente de la carga y cualquier imperfección por un ingreso del agua no tangente a la arista de la cuchara puede despreciarse. Lo mismo sucede con la turbina Kaplan por poseer un rotor con álabes orientables, lo cual permite una entrada del agua tangente al álabe reduciéndose así las pérdidas por choque. En cambio la turbina Francis al poseer un rotor con álabes fijos es muy sensible a las pérdidas por choque ofreciendo baja eficiencia a cargas parciales.

1.7.2. Ensayo a condición de caudal y abertura del distribuidor constante y velocidad de rotación variable

Este ensayo se realiza manteniendo la altura y la abertura constantes, frenando la turbina desde la velocidad $N = 0$ hasta la velocidad de embalamiento $N = N_e$ y midiendo para cada velocidad el caudal, la velocidad de rotación y el torque. El ensayo se repite para diferentes aberturas del distribuidor desde 0 o/o hasta el 100 o/o.

Los resultados típicos se pueden observar en la Figura 33. Se pueden notar que la curva del torque empieza en un valor máximo para $N = 0$ rpm y decrece casi linealmente hasta cero para la velocidad de embalamiento N_e en que la turbina trabaja sin carga pero con caudal finito. Las curvas de potencia y de eficiencia poseen una forma parabólica y alcanzan su mayor valor alrededor del 50 o/o de la velocidad de embalamiento, es decir para $(N/N_e) = 1.0$.

Referente a las curvas de caudal (Figura 33) es importante resaltar que el caudal de una turbina Pelton es independiente de la velocidad de rotación ya que solo depende del salto y del área de abertura. En las turbinas de reacción, si nos apoyamos en la relación (50) por la cual $Q \sim N$ (para $D = \text{cons}$), veremos que responderán a esta ley según el tipo de turbina, ya que al aumentar la velocidad de rotación también aumentará el valor de la fuerza centrífuga según:

$$F_c \sim N^2 r,$$

la cual tratará de rechazar el caudal de agua. De este modo, en las turbinas Francis lentas donde predomina el término

$$(U_2^2 - U_1^2) / 2g$$

el caudal aumentará a bajas revoluciones pero decrecerá conforme estas aumentan. Los rotores Francis normales y rápidos con poco recorrido radial tienden a seguir mejor esta ley lo mismo que las turbinas Kaplan donde $U_2 = U_1$.

Ensayos realizados en diferentes tipos de turbinas arrojan los siguientes valores para la velocidad de embalamiento:

Tipo de Turbina	N / N_e
Pelton	1.8 - 1.9
Michell	1.7 - 1.8
Francis:	
lento	1.7
normal y rápido	1.8 - 2.2
Deriaz	2.0
Kaplan	2.0 - 2.6

1.7.3. Diagramas topográficos

Estos diagramas representan el comportamiento total de una turbina y se construyen sobre la base de los resultados del ensayo anterior.

Su representación se hace utilizando los parámetros unitarios de una turbina: N_{11} , Q_{11} , P_{11} , los que se pueden deducir a partir de las cifras de altura y de caudal, dadas por sus ecuaciones (49) y (50) respectivamente.

Los parámetros unitarios son aquellos que caracterizan a una turbina semejante a la ensayada cuyo rotor posee un diámetro unitario $D_{11} = 1.0$ y trabaja con un salto unitario $H_{11} = 1.0$. De las expresiones de la cifra de presión y de caudal se obtiene en general que:

$$H \sim N^2 D^2, \quad Q \sim N \cdot D^3 \quad \text{y} \quad P \sim N^3 \cdot D^5 \quad (86)$$

de donde:

$$N_{11} = \frac{N \cdot D}{H^{1/2}} \quad (87)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D \cdot H^{1/2}} \quad (88)$$

$$P_{11} = \frac{P}{H^{3/2} \cdot D^2} \quad (89)$$

Las figuras 34, 35 y 36 nos muestran los diagramas topográficos de una turbina Pelton, Francis y Kaplan respectivamente (Refs. 10 y 14).

En el caso de la turbina Pelton (Figura 34) se puede ver que las curvas de apertura del inyector (caudal) no están mayormente influenciadas por la velocidad de rotación y son por eso paralelas a la coordenada N_{11} . Las curvas de eficiencia son alargadas y casi paralelas al eje Q_{11} , lo cual significa que la eficiencia no varía apreciablemente a carga parcial. Este diagrama permite estimar las características de una turbina Pelton semejante (prototipo) con el mismo número específico de revoluciones que el modelo.

En el caso de la turbina Francis (Figura 35) se puede observar que las curvas de apertura del distribuidor (caudal) presentan una curvatura más pronunciada respecto al eje N_{11} lo que refleja el efecto de la fuerza centrífuga. Las curvas de eficiencia ya no son tan paralelas al eje P_{11} como en el caso de la turbina Pelton por efecto de las pérdidas por choque a carga parcial. Igualmente se muestran las curvas del coeficiente de Thoma.

En el caso de las turbinas Kaplan (Figura 36) es necesario trazar dos diagramas topográficos parciales debido al doble sistema de regulación: en el distribuidor y en el

rotor. En este caso existirá doble juego de curvas de eficiencia, uno para los álabes del rotor bloqueados y otro para los álabes del distribuidor igualmente bloqueados. De este modo los diagramas se trazan de acuerdo a las funciones:

$$Q_{11} = f(N_{11}, \alpha) \quad \text{y} \quad Q_{11} = f(N_{11}, \lambda)$$

donde λ es el ángulo de posición de los álabes del rotor.

Nomenclatura

a	Constante, adimensional
a	Abertura del distribuidor Fink o carrera de la aguja del inyector de una turbina Pelton, m.
b	Constante, adimensional
b	Ancho del rotor de una turbina Michell o Francis, m.
C	Velocidad absoluta del flujo, m/s.
C _i	Velocidad del chorro a la salida del inyector de una turbina Michell, Turgo o Pelton, m/seg.
C _R	Coefficiente de arrastre de un ala portante, adimensional.
C _S	Coefficiente de sustentación de un ala portante, adimensional.
D ₂	Diámetro externo de un rotor radial, m.
D ₁	Diámetro interno de un rotor radial, m.
D _e	Diámetro externo de un rotor axial, m.
D _i	Diámetro interno (del cubo) de un rotor axial, m.
e	Espesor de un álabes, m.
g	Aceleración de la gravedad, m/s ²
H	Altura neta, m.
H _{at}	Altura de presión atmosférica, m.
H _b	Altura bruta, m.
H _d	Altura dinámica del tubo de succión, m.
H _{est}	Altura estática en un rotor, m.
H _p	Altura de pérdidas, m.
H _R	Altura Euler, m.
H _s	Altura de succión, m.
H _v	Altura de vapor, m.
i	Número de división del caudal en paralelo, adimensional.
K	Constante, adimensional.

K_u	Coeficiente de velocidad tangencial, adimensional.
L	Longitud de tubería o de la cuerda de un ala portante, m.
N	Número de revoluciones del rotor, rpm.
N_s	Número específico de revoluciones de potencia, rpm.
N_q	Número específico de revolución de caudal, rpm.
p	Presión estática, Kg/cm ² .
P	Potencia de eje de una turbina, kW.
P_i	Potencia interna de una turbina, kW.
P_p	Potencia de pérdidas, kW.
Q	Caudal de una turbina, m ³ /s.
Q_R	Caudal a través del rotor, m ³ /s.
Q_v	Caudal de fugas, m ³ /s.
r	Radio genérico de un rotor, m.
K	Grado de reacción, adimensional.
R_e	Número de Reynolds, adimensional.
s	Espesor periférico de un álabe: $s = e/\sin \beta$, m.
t	Paso de los álabes del rotor o del estator, $t = \pi D/Z$, m.
U	Velocidad tangencial del rotor, m/s.
W	Velocidad relativa del flujo, m/s.
W	Trabajo específico, Kg - m / Kg.
W	Velocidad relativa promedio de un rotor axial: $\bar{W}_r = (\bar{W}_3 + \bar{W}_0) / 2$, m/s.
Z	Número de álabes de un rotor o de un estator, adimensional.
Z	Altura geodésica, m.

Símbolos griegos

α	Angulo absoluto del flujo, grados.
ξ	Angulo relativo del flujo, grados.

β	Angulo entre \bar{W}_r y \bar{U} en rotores axiales, grados.
γ	Peso específico del agua, Kg / m ³ .
δ	Ancho de un intersticio, m.
ϵ	Angulo de ataque de un ala portante, grados.
ϵ	Angulo de planeo, $= \text{tg}^{-1} (C_R / C_S)$, grados.
ϵ	Rugosidad absoluta, m.
η	Eficiencia total de una turbina, adimensional.
η_h	Eficiencia hidráulica, adimensional.
η_i	Eficiencia interna, adimensional.
η_m	Eficiencia mecánica, adimensional.
η_s	Eficiencia del tubo de succión, adimensional.
η_v	Eficiencia volumétrica, adimensional.
θ	Angulo de admisión parcial en una turbina Michell, grados.
λ	Angulo de posición del álabe en un rotor axial, grados.
ν	Viscosidad cinemática, m ² /s.
σ	Coefficiente de cavitación de Thoma, adimensional.
φ	Cifra de caudal, adimensional.
ψ	Coefficiente de velocidad, adimensional.
ψ	Cifra de altura, adimensional.
ω	Velocidad angular, 1/s.

Subíndices

0	Punto en el flujo no perturbado muy próximo a la salida del rotor.
1	Punto dentro del rotor muy próximo a la salida.
2	Punto dentro del rotor muy próximo a la entrada.
3	Punto en el flujo no perturbado muy próximo a la entrada del rotor.
4	Punto dentro del distribuidor muy próximo al punto 3.

- 5 Punto dentro del distribuidor muy próximo a la entrada.
- 6 Punto en el flujo no perturbado muy próximo al punto 5.
- I Punto en la sección de salida de una turbina.
- II Punto en la sección de entrada de una turbina.
- 11 Referente a condiciones unitarias.
- a Punto en la salida del tubo de succión.
- e Punto en el ingreso del tubo de succión.
- i Punto en la sección de la vena contracta en una turbina Pelton.
- m Referente al flujo meridiano.
- M Referente a un modelo.
- p Referente a un prototipo.
- u Referente a la dirección tangencial.

BIBLIOGRAFIA

1. "The STRAFLO Turbine".
Informe especial, Escher Wyss, Ravensburg, s/a.
2. Burstall, A. F., "A History of Mechanical Engineering". Faber Editions, Londres, 1963.
3. Coz P., A. F., "Turbinas de Flujo Transversal".
IV Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (IV CONIMERA), 4 - 9 de Julio de 1975, Lima.
4. Fukasi S., Tasuke O. y Hiroyoshi, J., "Recent Trends in Hydroelectric Power".
Boletín especial, Hitachi Review, Tokio, 1965.
5. Hernandez B., C., "Diseño y Estandarización de Turbinas Hidráulicas".
Boletín Energético No. 16 (OLADE), Quito, Oct/Dic/1980.
6. Hütte, "Manual del Ingeniero".
Tomo 2: Construcción de Máquinas
Edit. Gustavo Gili S. A., Barcelona, 1978.
7. International Electrotechnical Commission. "International Code for the Field Acceptance Tests of Hydraulic Turbines".
Publication 41, 2a. edición, Ginebra, 1963.
8. Lazarkiewicz S. y Troskolanski A., "Impeller Pumps".
Pergamon Press, Oxford, 1965.
9. Mosonni, Emil, "Water Power Development".
Tomo 1: Low - Head Power Plants.
Tomo 2: High - Head Power Plants.
Hungarian Academy of Sciences, Budapest, 1963.
10. Polo E., M., "Turbomáquinas Hidráulicas".
Editorial Limusa S. A., México, 1975.
11. Quantz y Mcerwarth, "Wasserkraftmaschinen".
Edit. Springer, Berlín, 1963.
12. Reyes, Miguel, "Curso de Máquinas Hidráulicas".
Edit. Repres, y Serv. de Ingeniería, México, 1964.
13. Stauffer, W., "Water Test with special sand-erosion machine".
Informe especial, Escher Wyss, Ravensburg, s/a.
14. Vivier, Lucien, "Turbinas Hidrauliques et leur Regulation".
Edit. Albin Michell, Paris, 1966.

Tabla I. Eficiencias de turbinas hidráulicas.

TURBINA	η	η_v	η_h	η_m
De acción:				
Pequeñas	0.80		0.824	0.97
Medianas	0.85		0.867	0.98
Grandes	0.91		0.92	0.99
De reacción:				
Pequeñas	0.80	0.95	0.868	0.97
Medianas	0.85	0.97	0.894	0.98
Grandes	0.92	0.99	0.938	0.99

Tabla II. Clasificación general de las turbinas hidráulicas según los números específicos N_q y N_s .

TURBINA	N_q	N_s
Pelton:		
lenta	1 - 3	4 - 10
normal	3 - 6	10 - 20
rápida	6 - 9	20 - 30
Turgo:		
	3 - 7	10 - 23
Michell-Banki	12 - 48	40 - 160
Francis y Deriaz	18 - 45	60 - 150
lenta	18 - 45	60 - 150
normal	45 - 75	150 - 250
rápida	75 - 120	250 - 400
Kaplan y axiales		
lenta	90 - 135	300 - 450
normal	135 - 200	450 - 650
rápida	200 - 240	650 - 800

NOTA: Los valores de N_s han sido calculados con una eficiencia promedio de $\eta = 0.84$

Tabla III. Materiales empleados corrientemente en las turbinas hidráulicas (Ref. 5).

MATERIAL	COMPOSICION				
	C	Mn	Si	Cr	Ni
Acero al 13 o/o Cr.	0.10	0.5	0.4	12.5	0.9
Acero al 18 o/o Cr, 8 o/o Ni	0.07	0.5	1.0	18.0	9.0
Acero al 2 o/o Ni	0.24	0.7	0.3	0.2	0.2
Acero al 1.5 o/o Mn	0.24	1.6	0.3	0.2	0.4
Bronce al aluminio	Al	Fe	Mn	Ni	Cu
	10.0	8.0	5.0	2.0	resto

Tabla IV. Propiedades mecánicas de los materiales recomendados en la Tabla III (Ref. 5).

MATERIAL	Esfuerzo de fluencia	Esfuerzo de tensión	Límite de fatiga
	kg / mm ²	kg / mm ²	kg / mm ²
Acero al 13 o/o Cr	45	65 - 75	30
Acero al 18 o/o Cr, 8 o/o Ni	15	40 - 50	13
Acero al 2 o/o Ni	35	55 - 65	22
Acero al 1.5 o/o Mn	34	50 - 60	18
Bronce al aluminio	30	60 - 70	15

Tabla IV. (Continuación)

MATERIAL	Elongación mínima $L = 5 d$ o/o	Resistencia al impacto mínima kg/cm^2	Dureza Brinell kg/mm^2
Acero al 13 o/o Cr	15	4	190 - 30
Acero al 18 o/o Cr, 8 o/o Ni	30	18	130 - 170
Acero al 2 o/o Ni	18	6	155 - 195
Acero al 1.5 o/o Mn	22	6	140 - 180
Bronce al aluminio	7	1	190 - 230

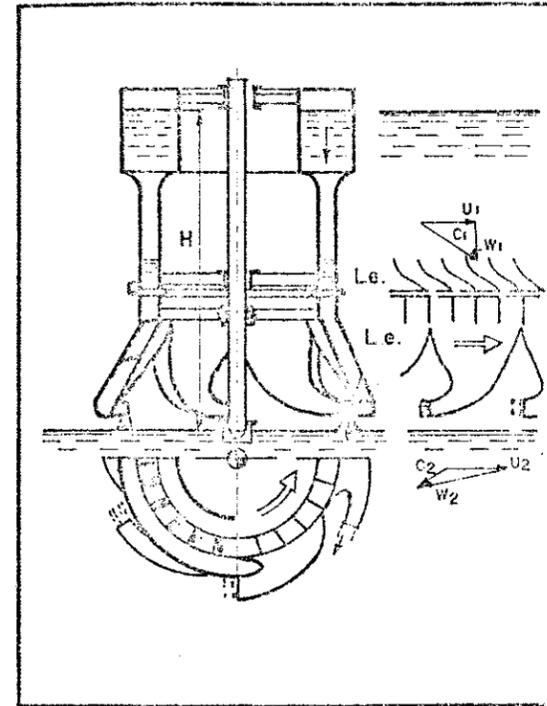


Figura. 1. TURBINA DE EULER.

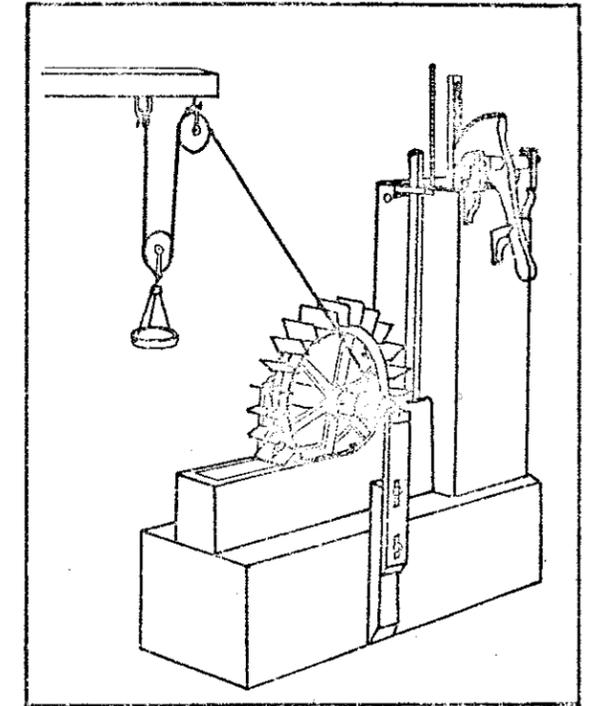


Figura. 2. BANCO DE ENSAYOS DE SMEATON.

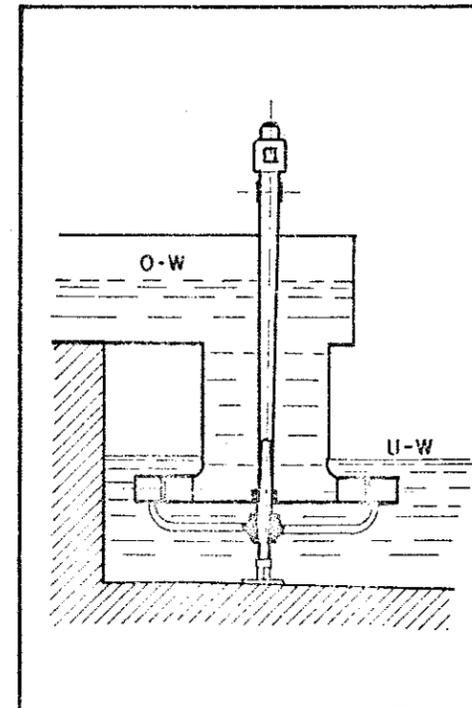


Figura. 3. TURBINA FOURNEYRON.

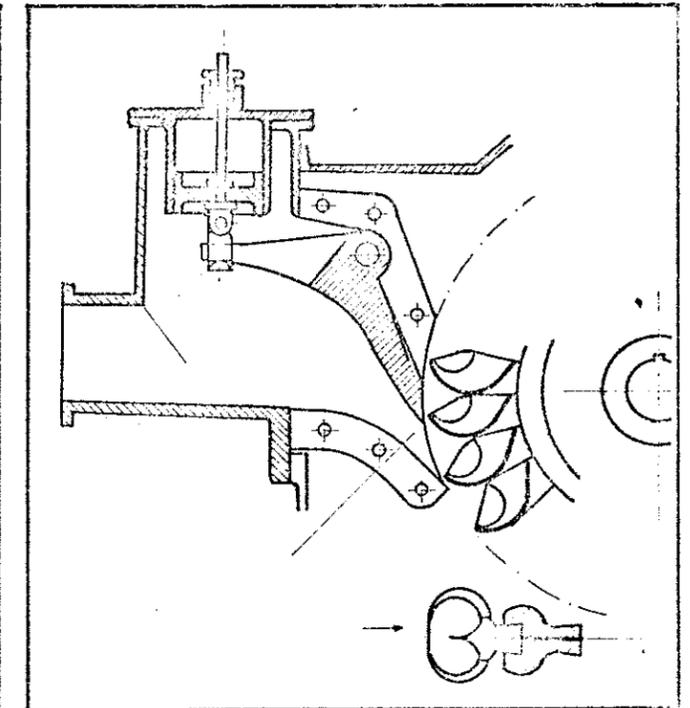
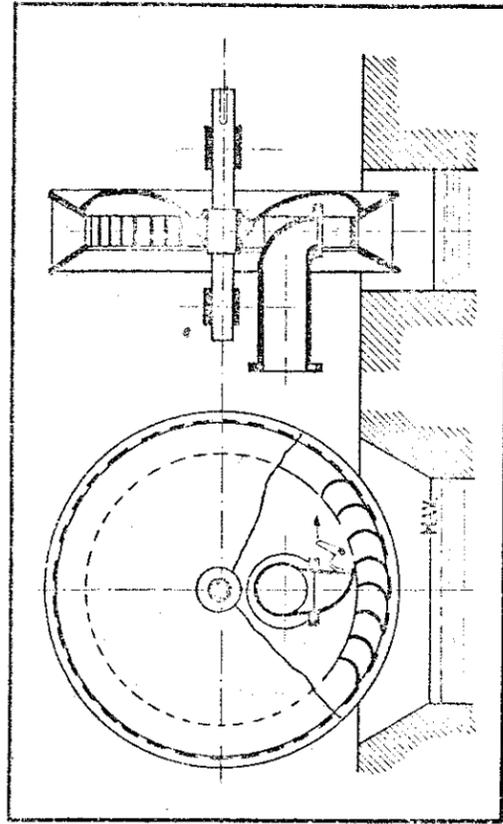
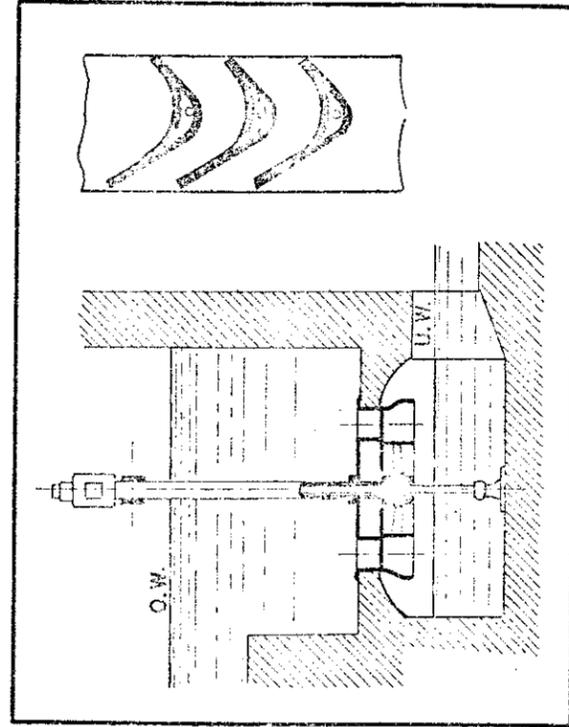


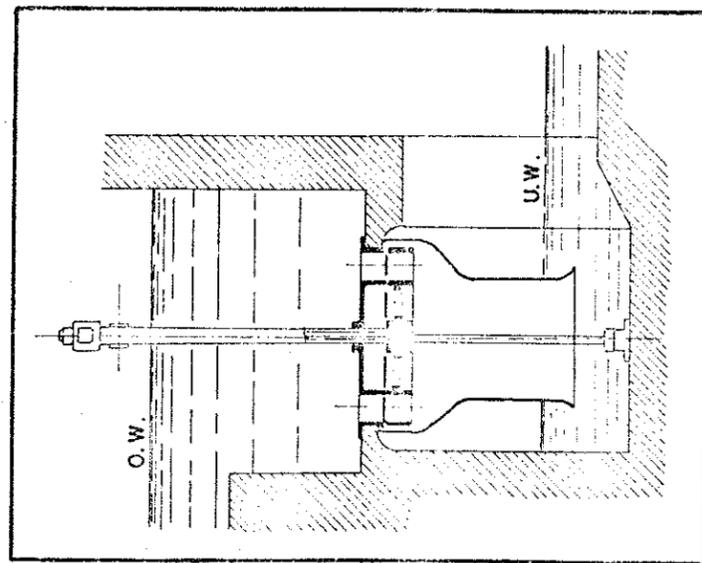
Figura. 4. TURBINA ZUPPINGER.



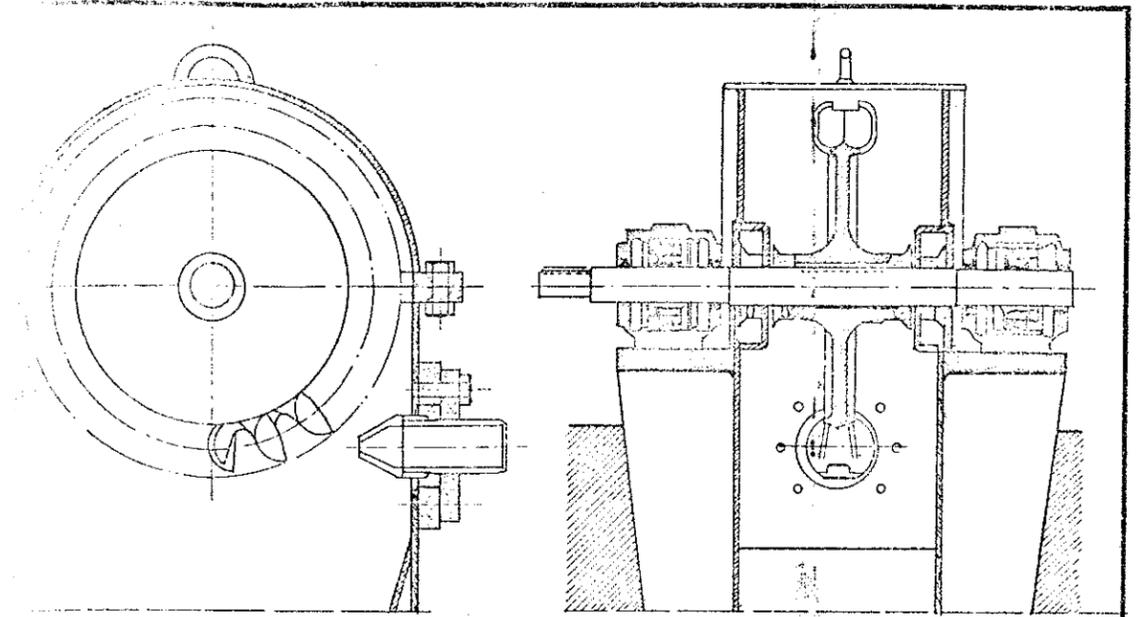
TURBINA SCHWAMKRUG
Figura Nº 6



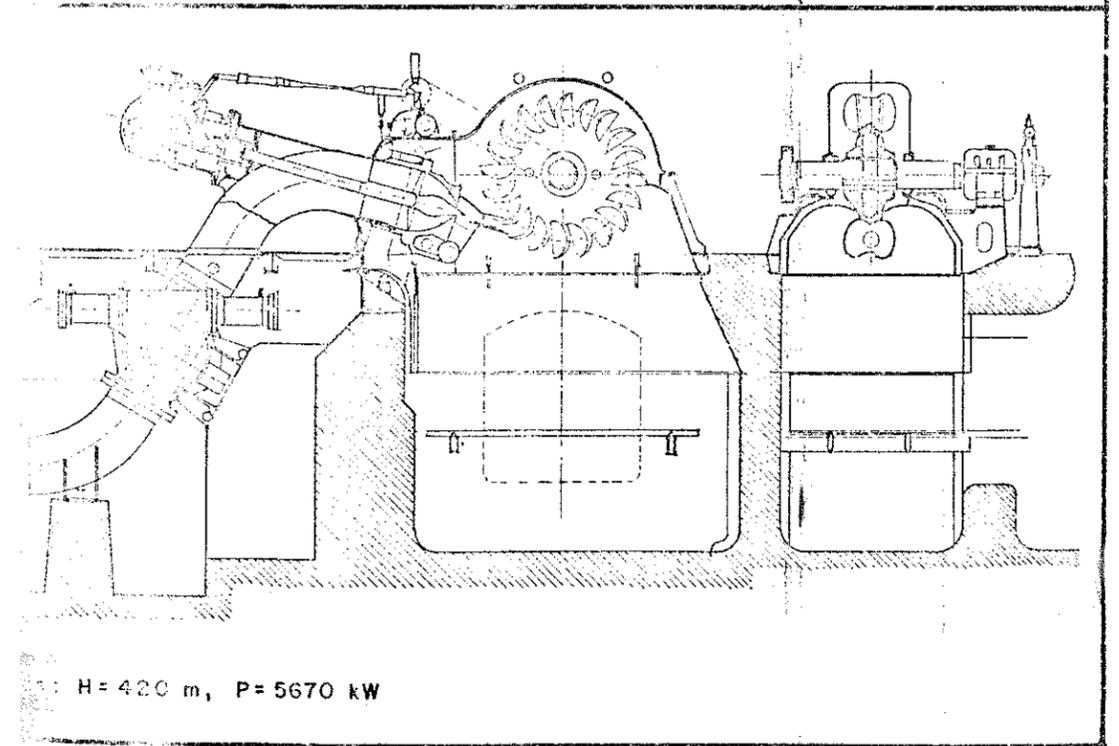
TURBINA GIRARD
Figura Nº 7



TURBINA HENSCHEL - JONVAL
Figura Nº 5



H= 305 m, P= 9.1 kW, N= 2850 rpm, D= 250 mm



H= 420 m, P= 5670 kW

TURBINAS PELTON DE UN INYECTOR
Figura Nº 8

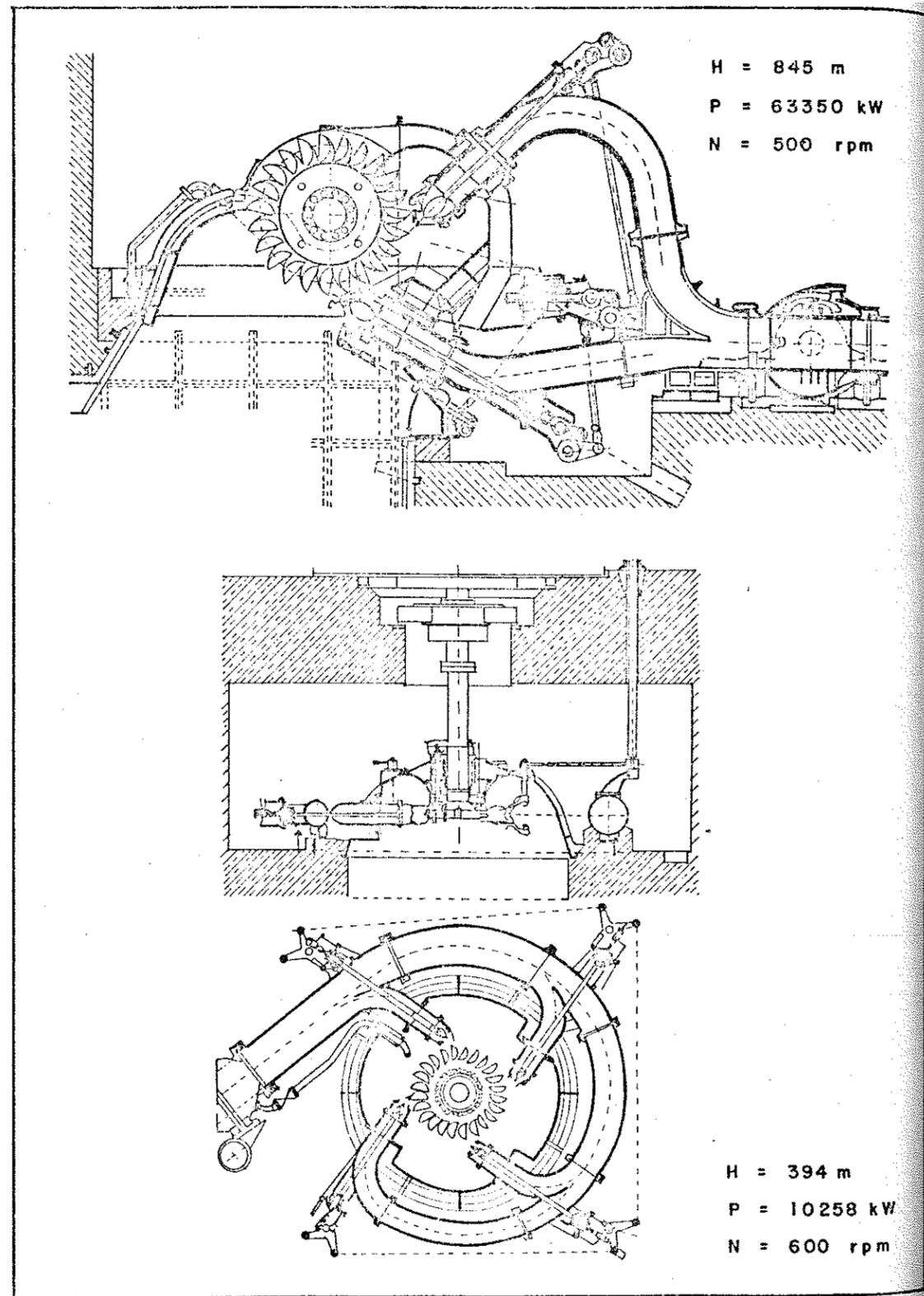


Figura. 9. TURBINAS PELTON DE 2 y 4 INYECTORES.

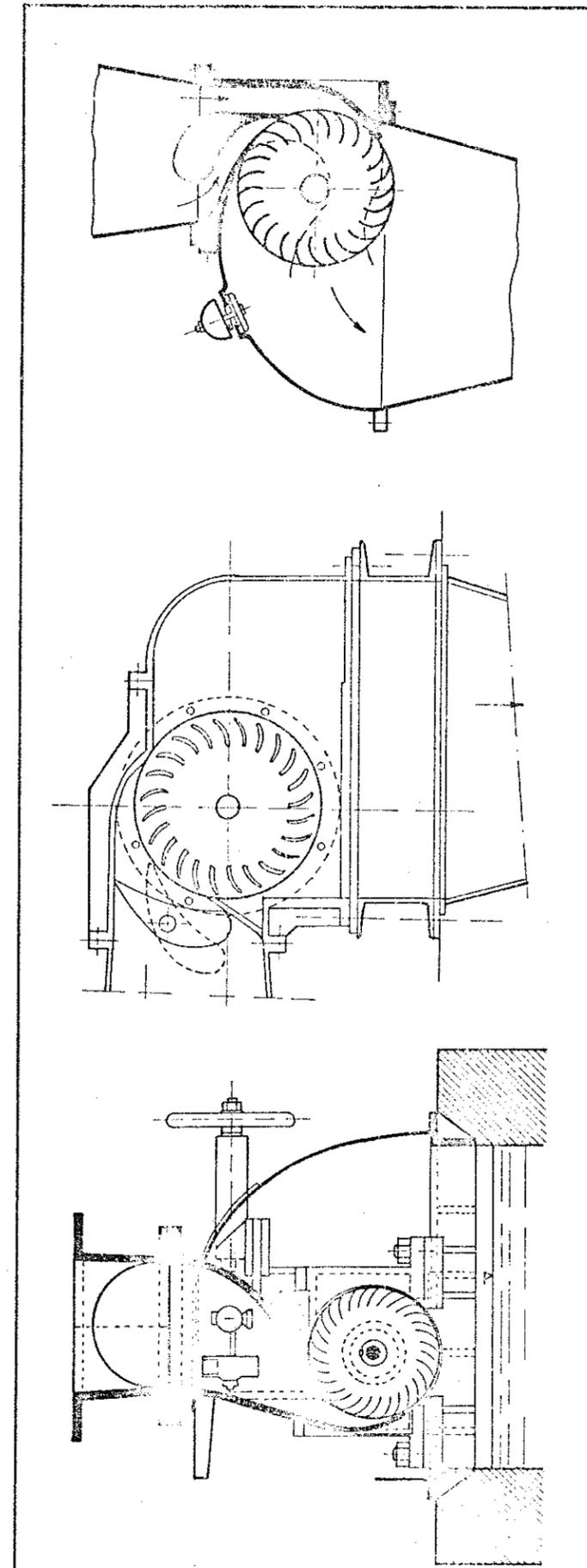
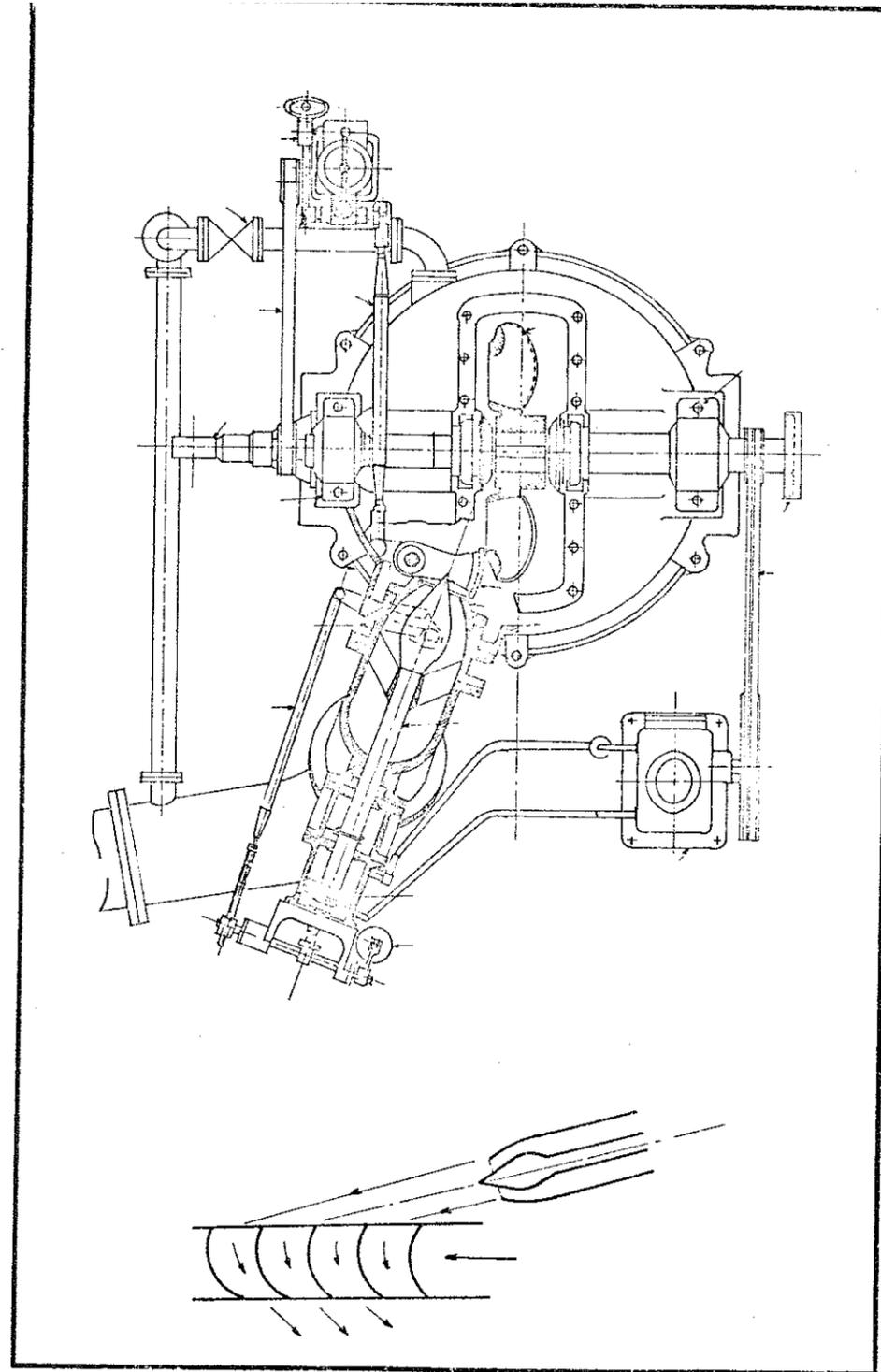


Figura. 10. TURBINAS MICHELL-BANKI.



TURBINA TURGO
Figura N° 11

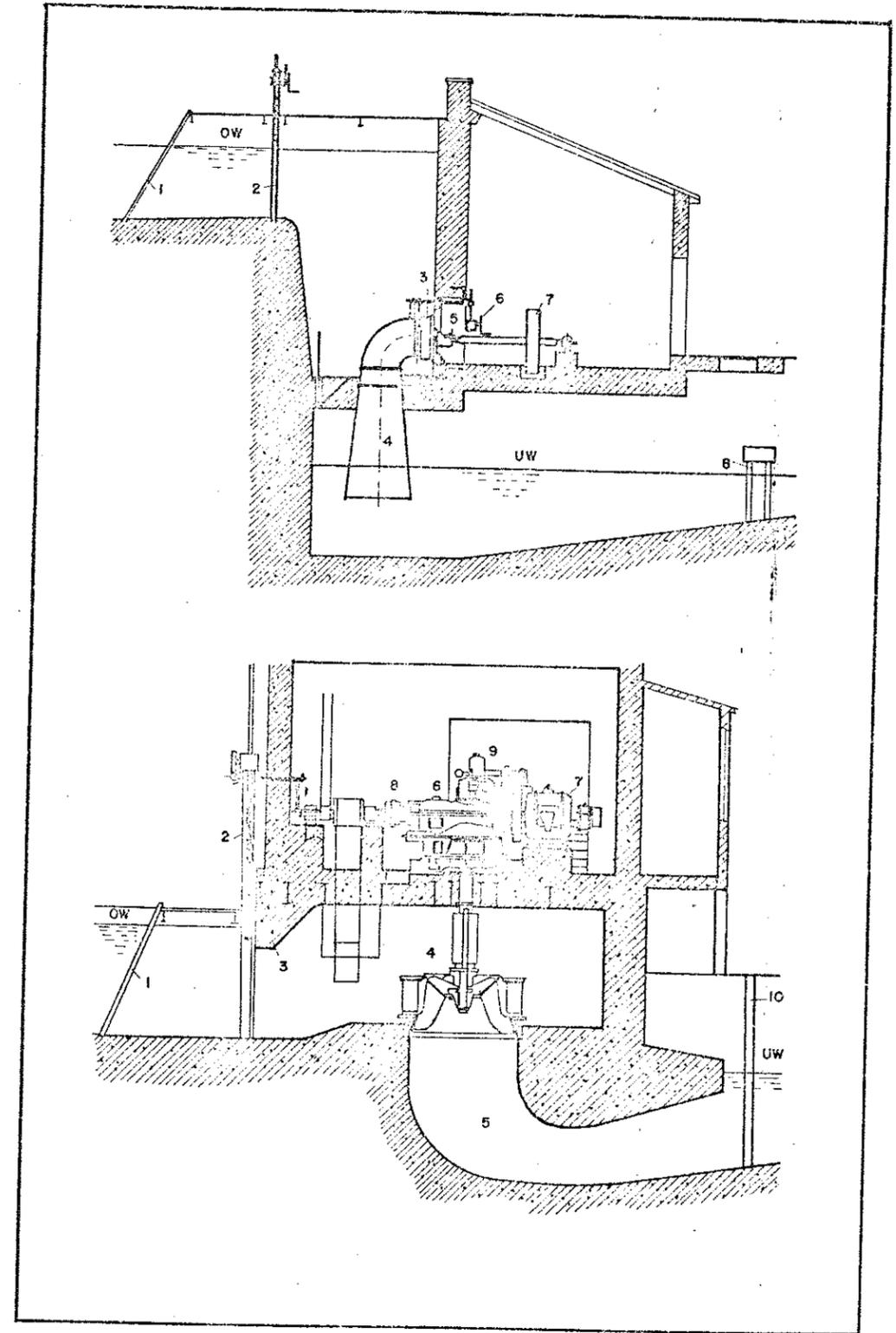
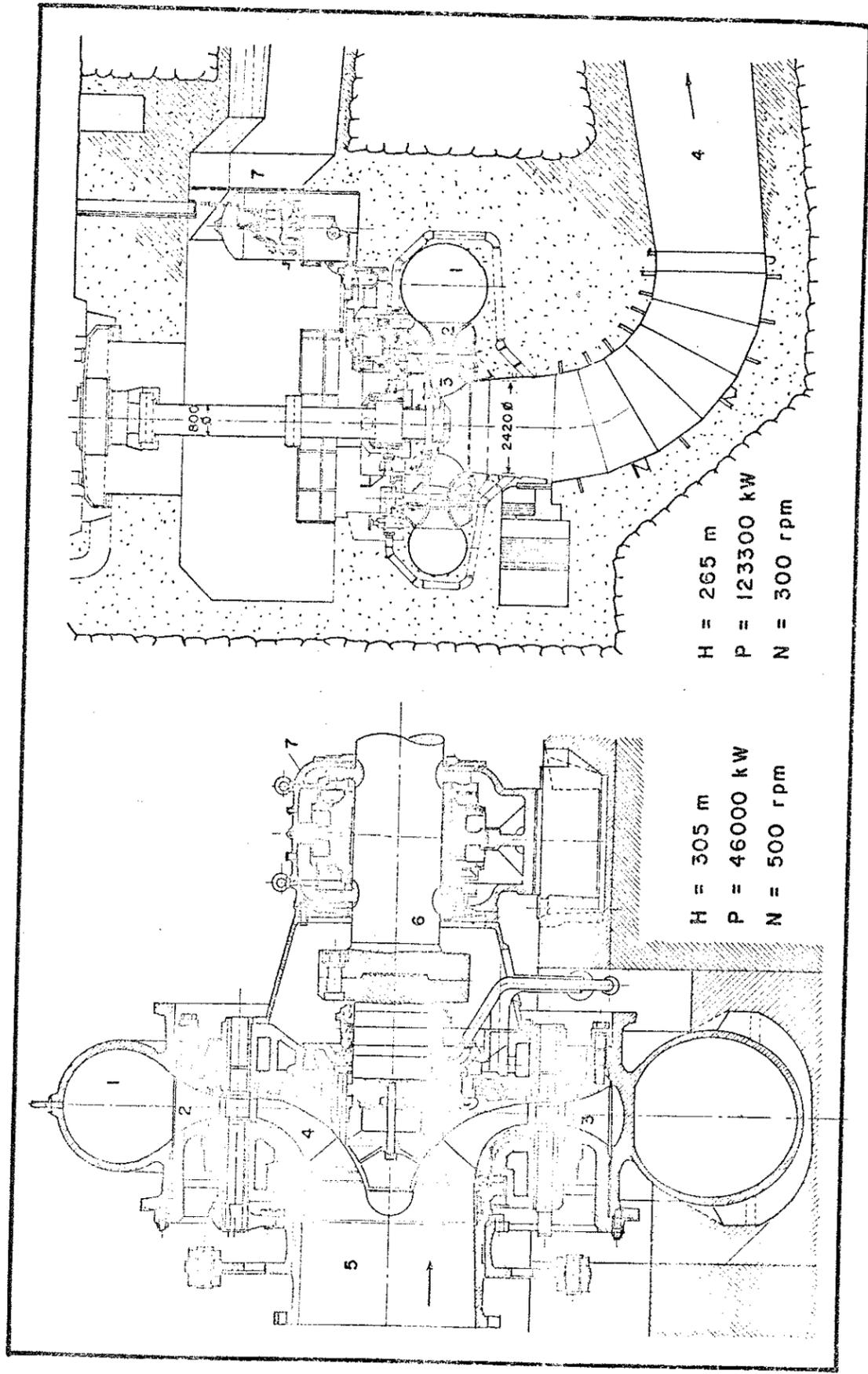


Figura. 12. TURBINAS FRANCIS EN CAMARA ABIERTA.



TURBINAS FRANCIS CON CARCASA ESPIRAL

Figura N° 13

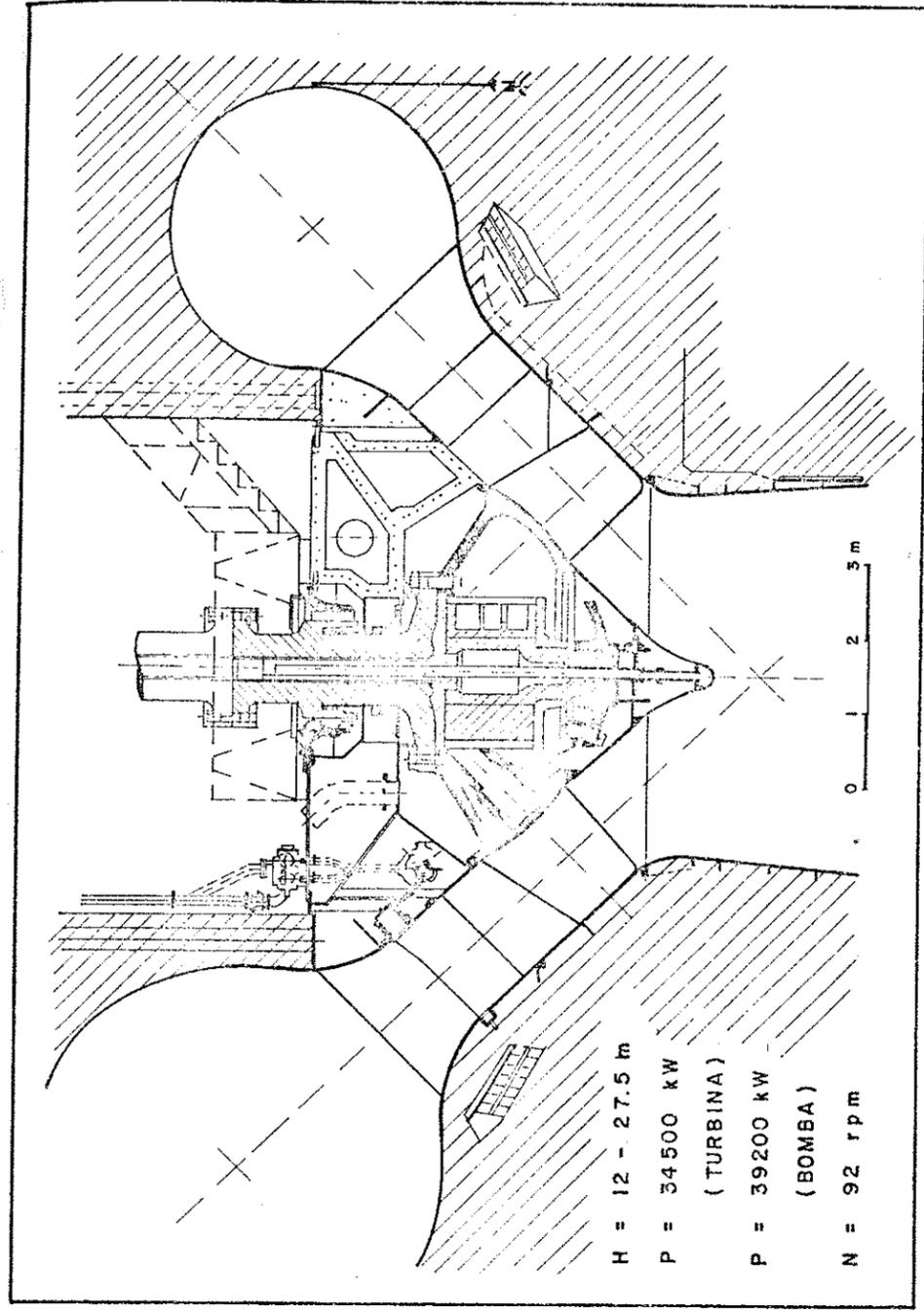
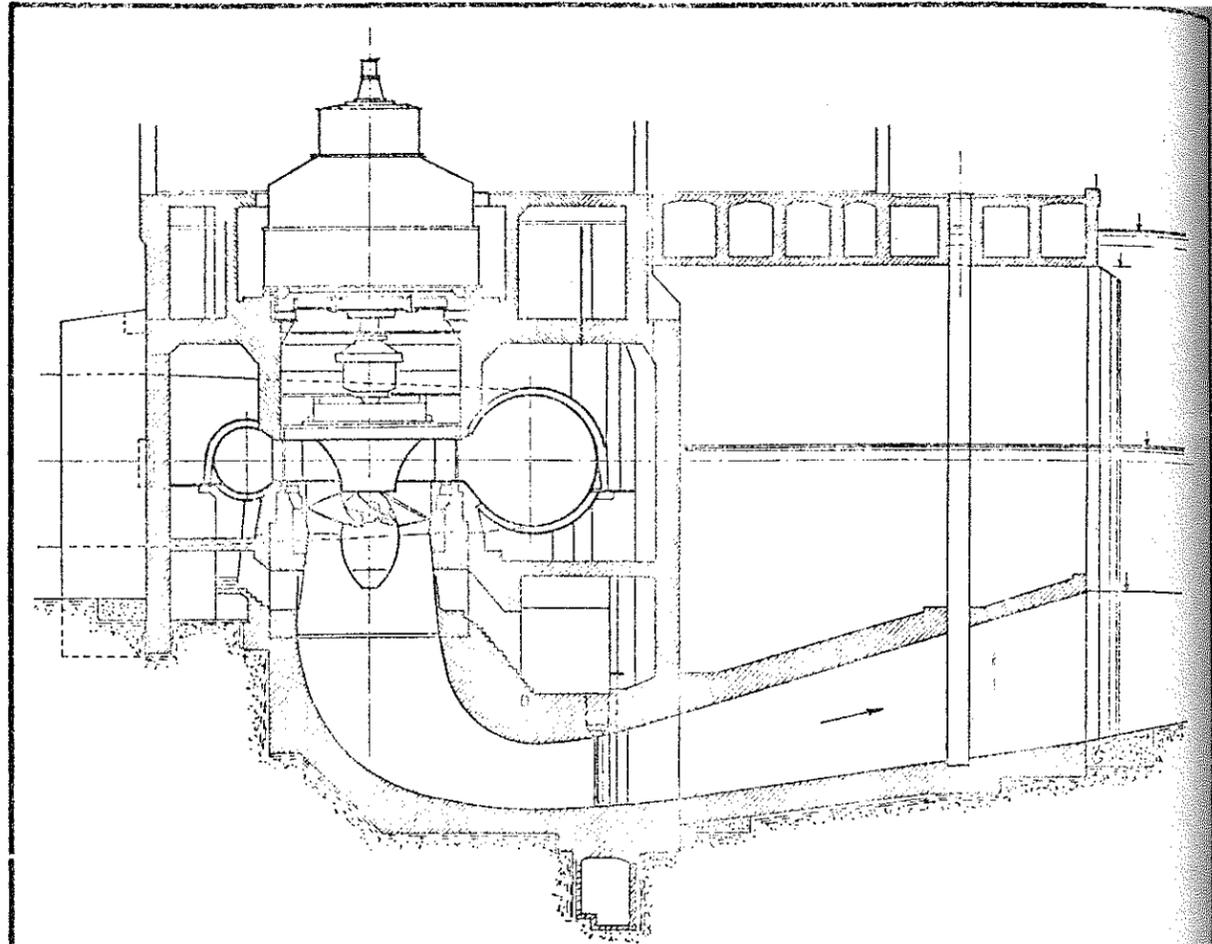
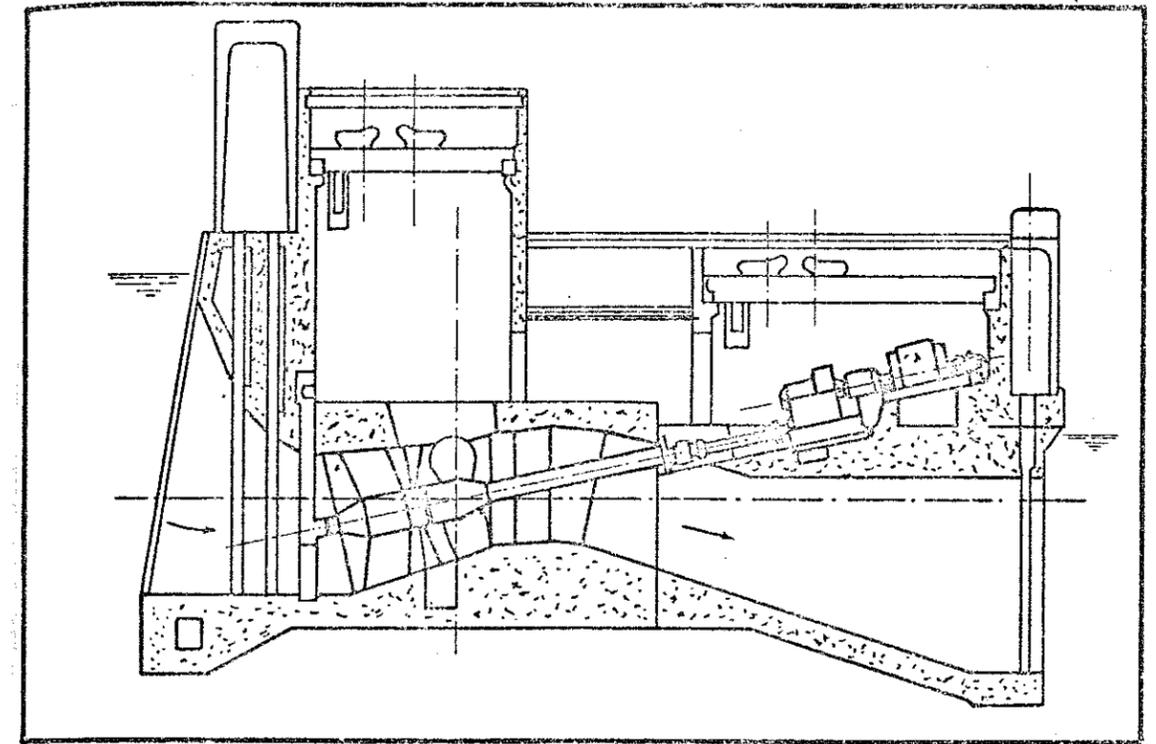
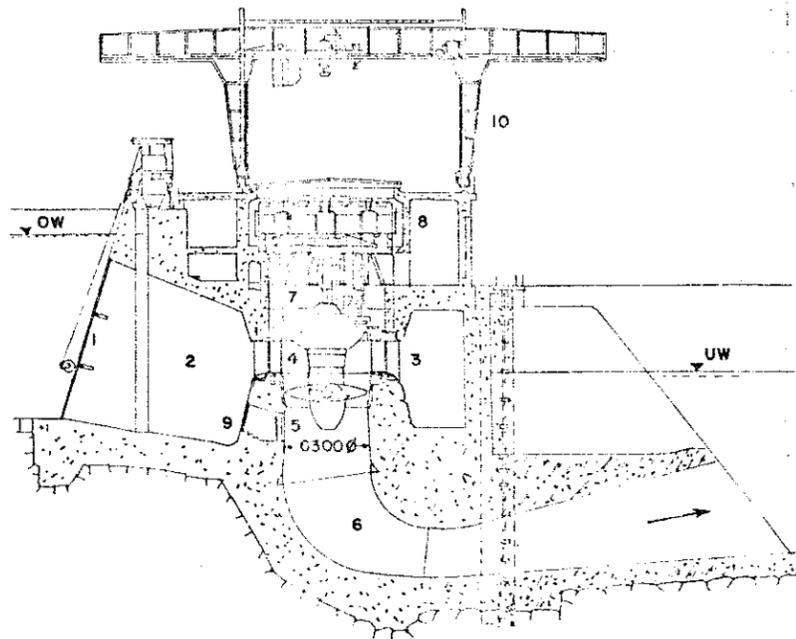


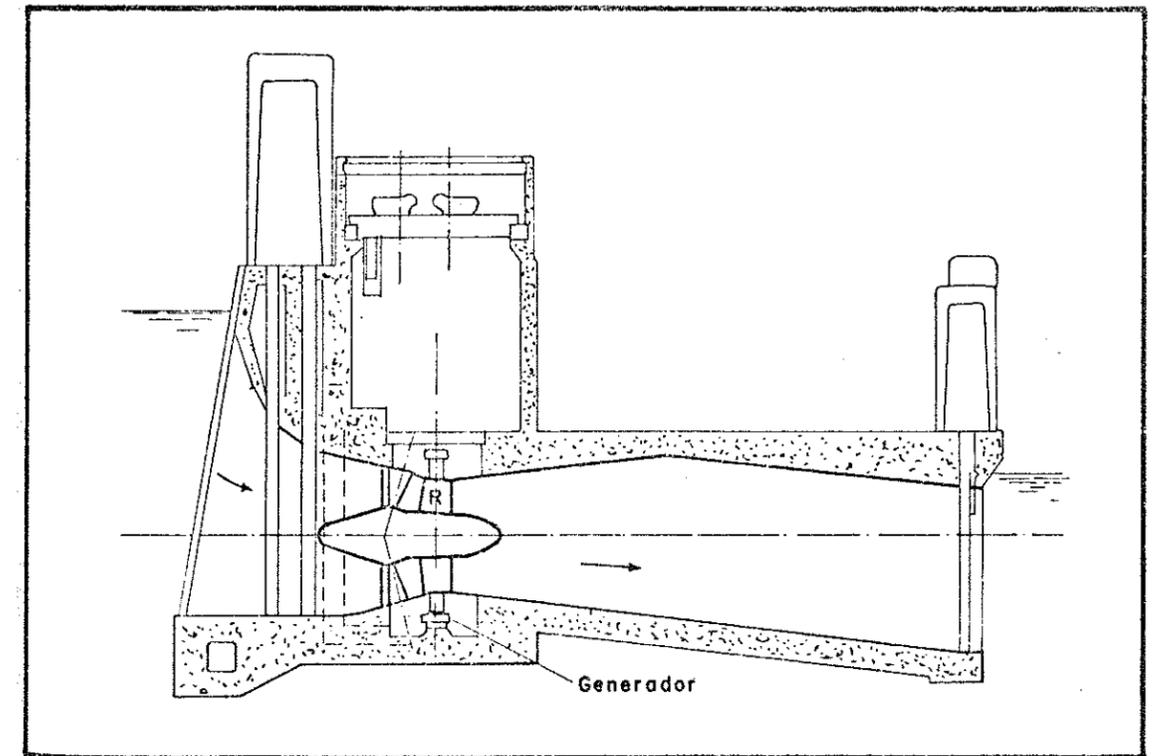
Figura. 14. TURBINA DERIAZ.



TURBINAS KAPLAN
Figura N° 15



TURBINA AXIAL DE TIPO TUBULAR
Figura N° 16



TURBINA AXIAL DE TIPO FLUJO DIRECTO
Figura N° 17

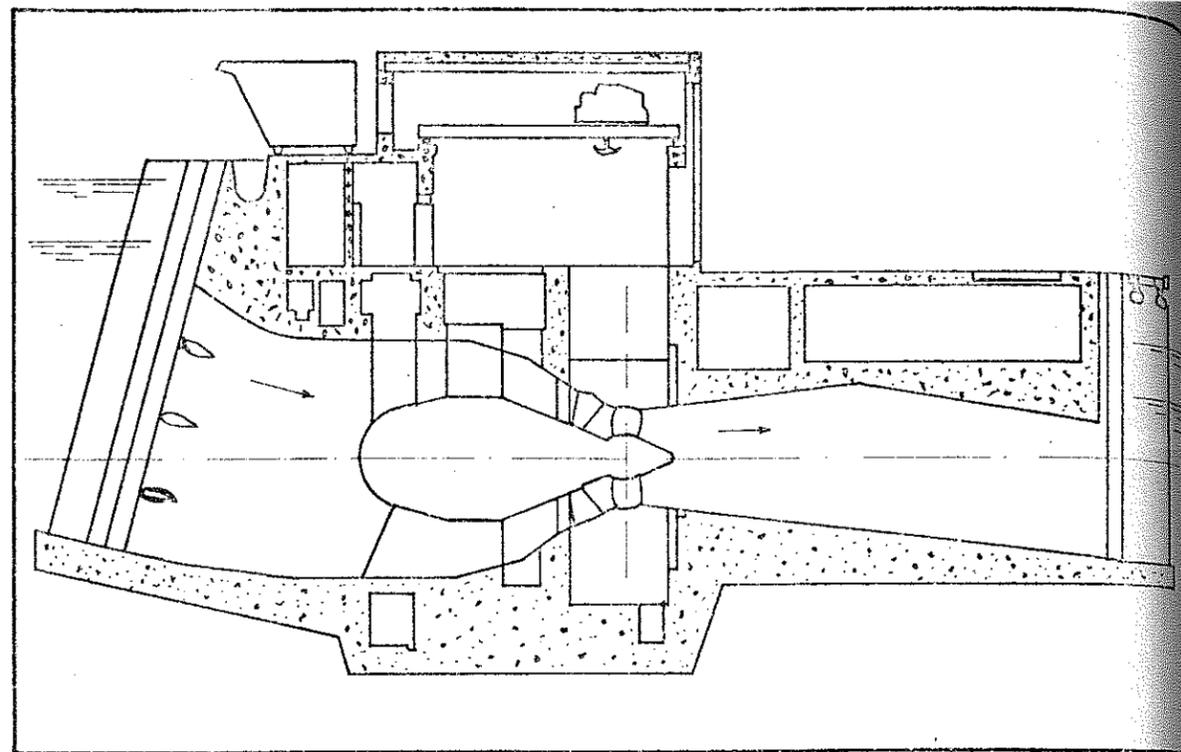


Figura. 18. TURBINA AXIAL DE TIPO BULBO.

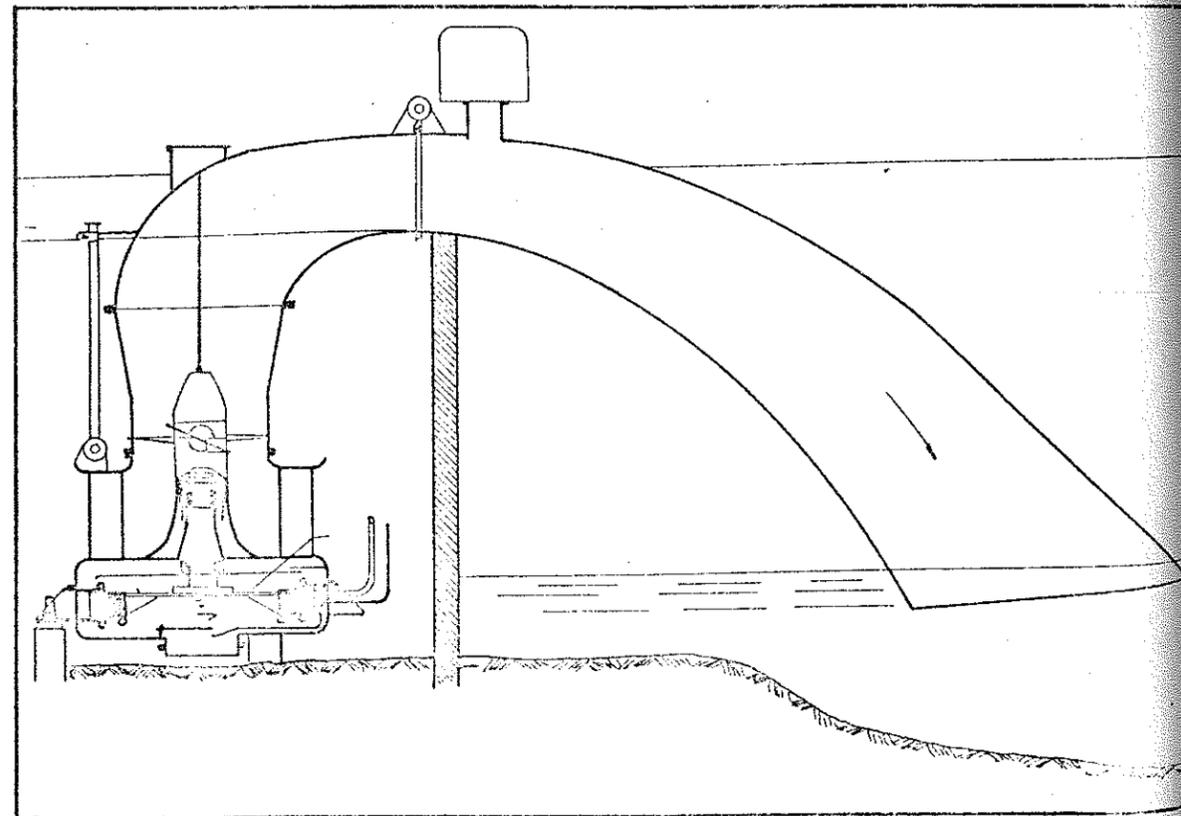


Figura. 19. TURBINA AXIAL DE TIPO BULBO CON SIFÓN.

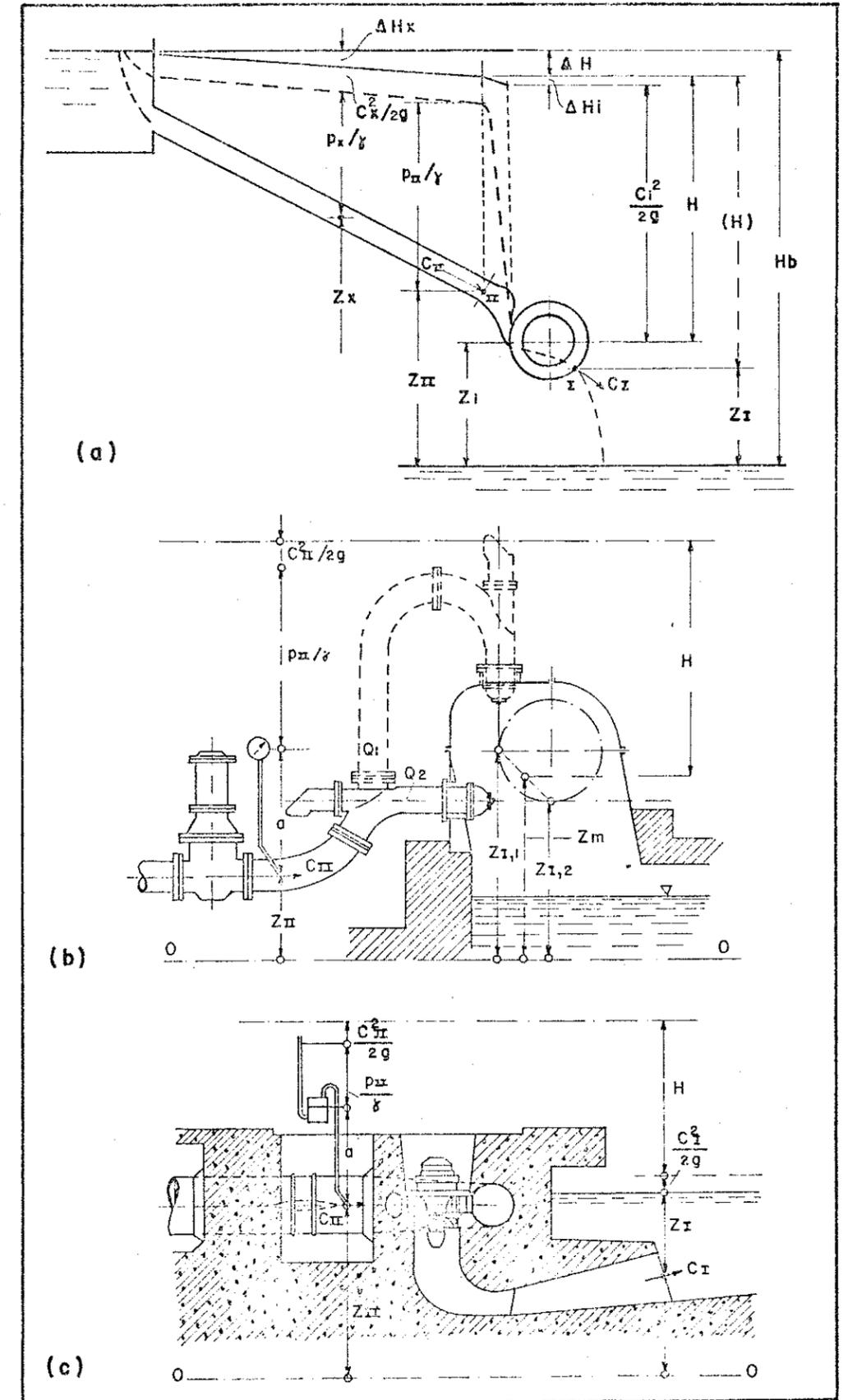


Figura. 20. ALTURA NETA DE UNA TURBINA HIDRAULICA.

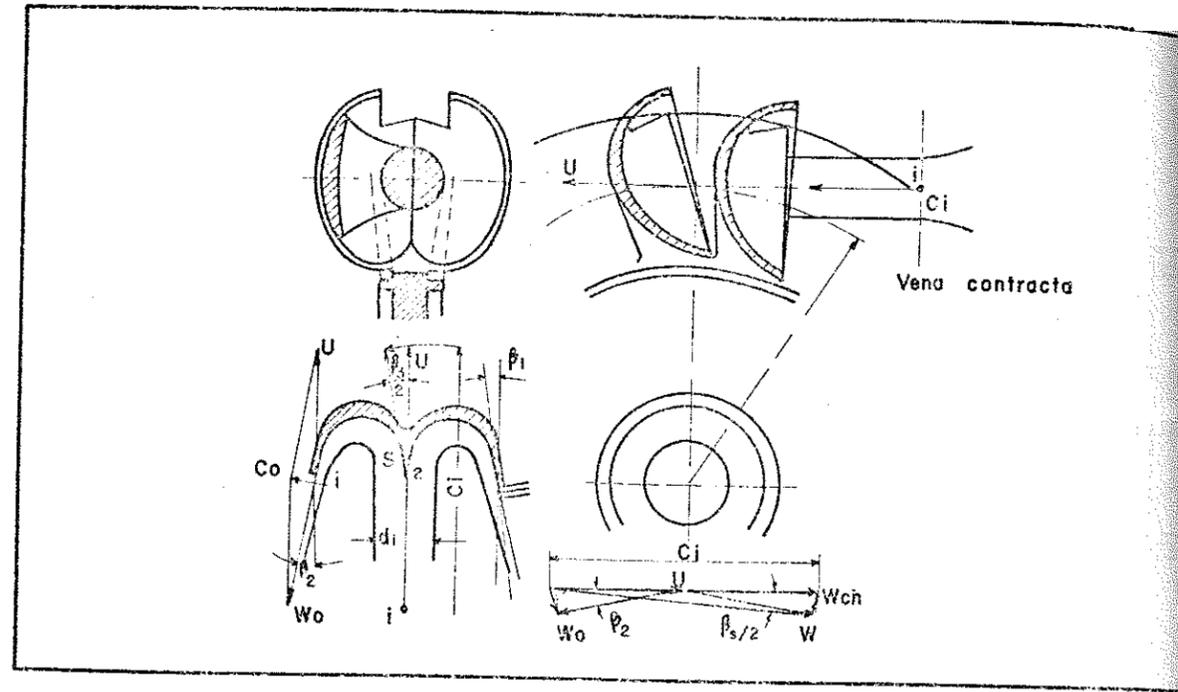


Figura. 21. DIAGRAMAS DE VELOCIDADES DE UNA TURBINA PELTON.

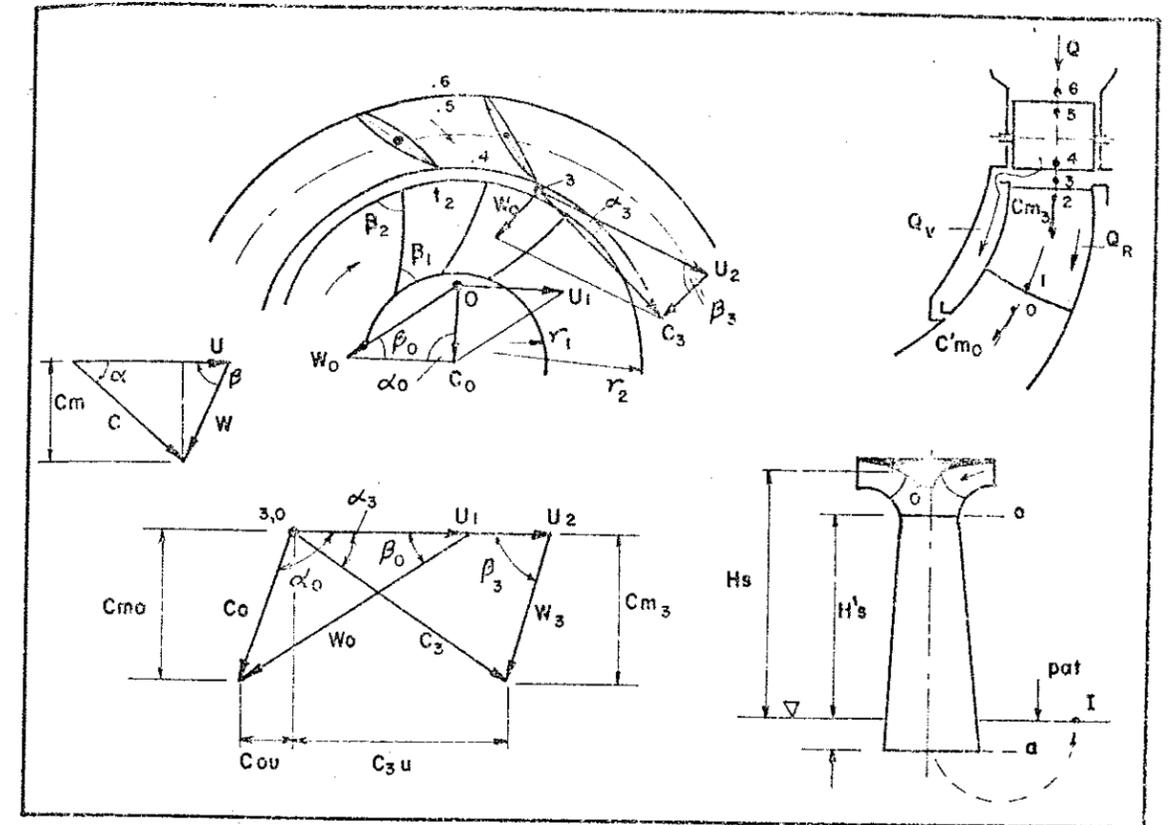


Figura. 23. DIAGRAMAS DE VELOCIDADES DE UNA TURBINA FRANCIS.

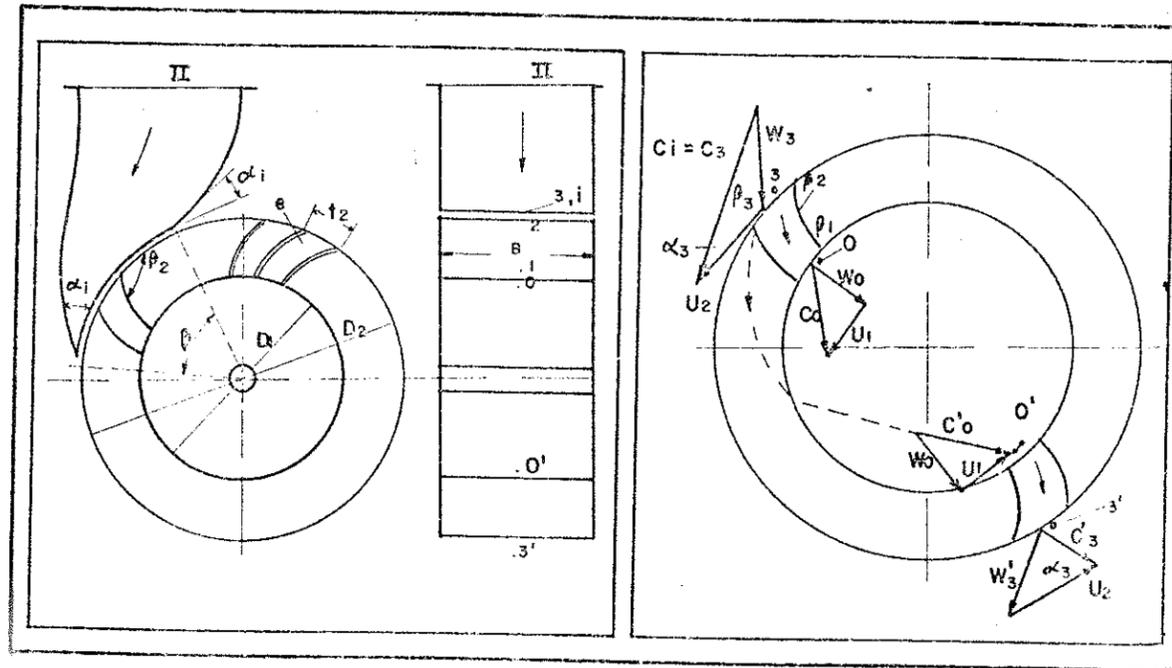


Figura. 22. DIAGRAMA DE VELOCIDADES DE UNA TURBINA MICHEL-BANKI.

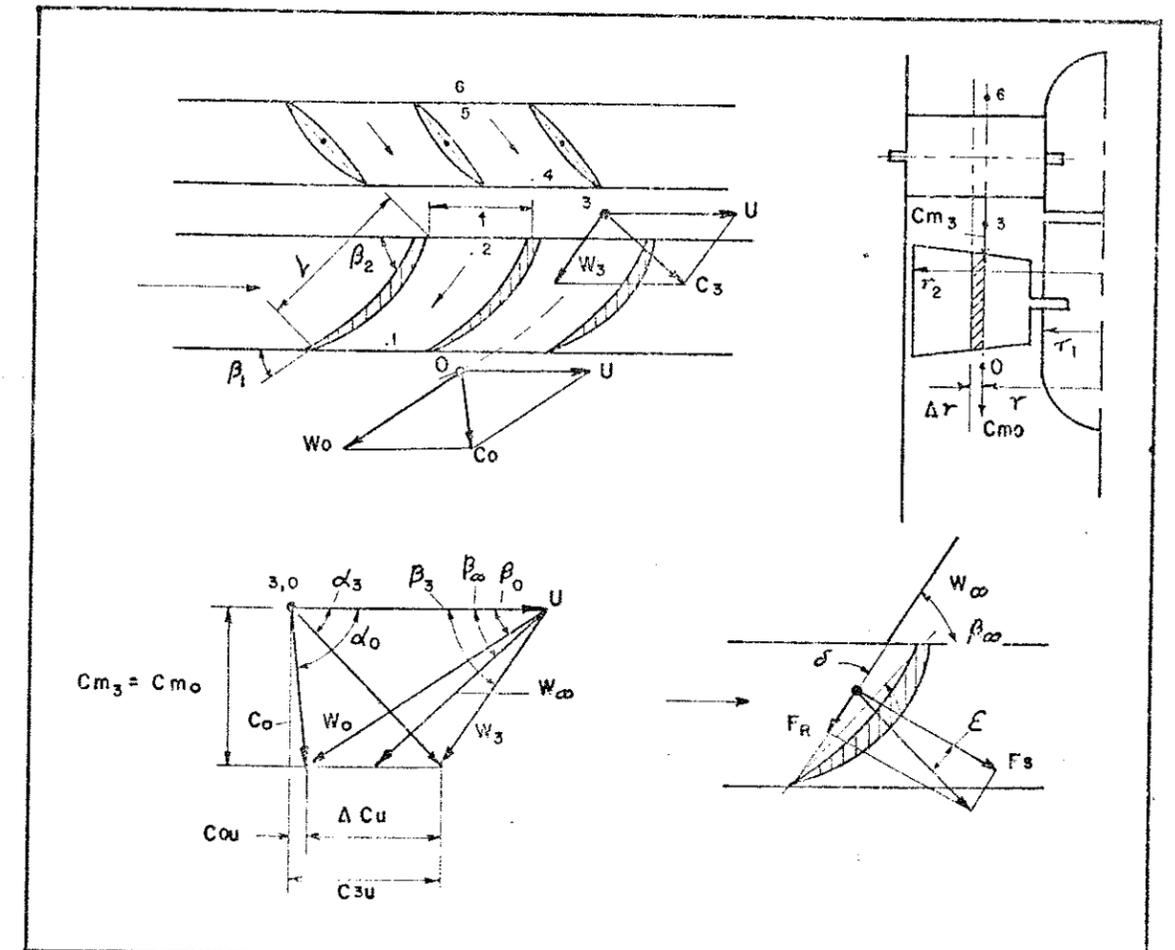
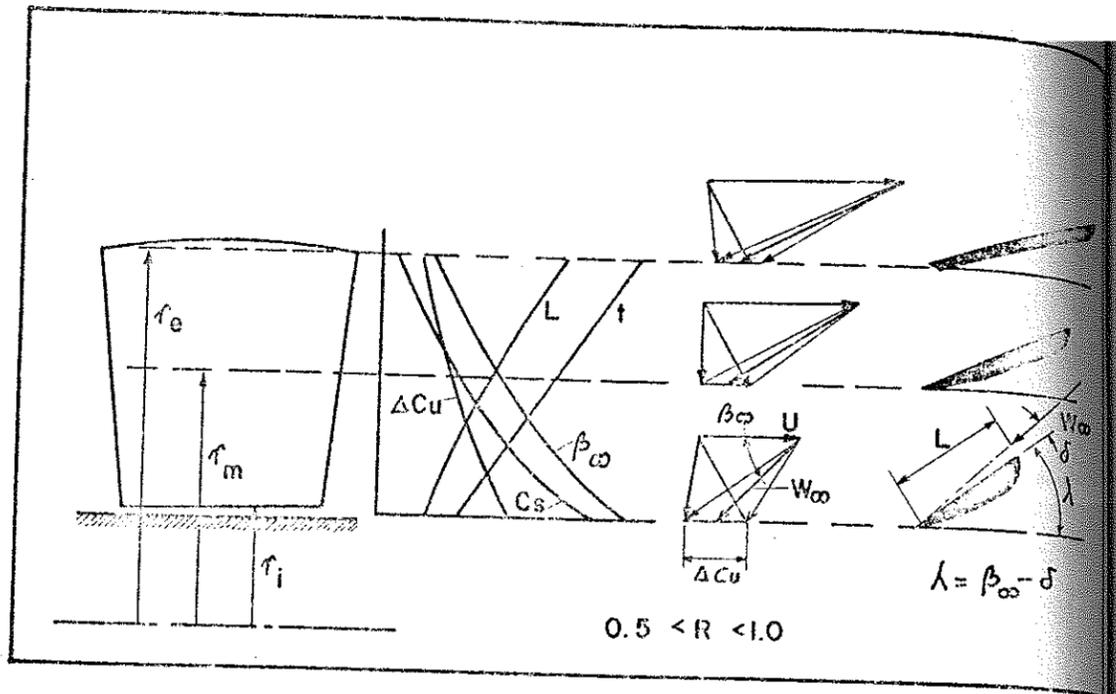
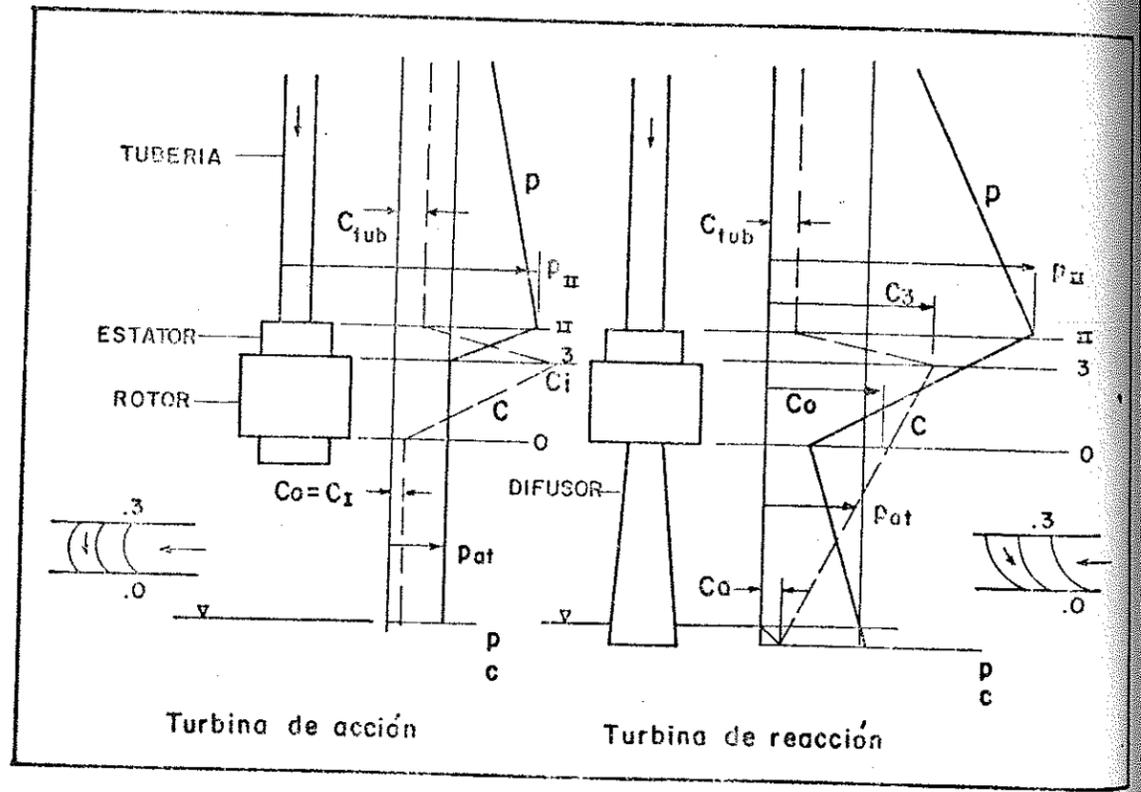


Figura. 24. DIAGRAMAS DE VELOCIDADES DE UNA TURBINA KAPLAN.



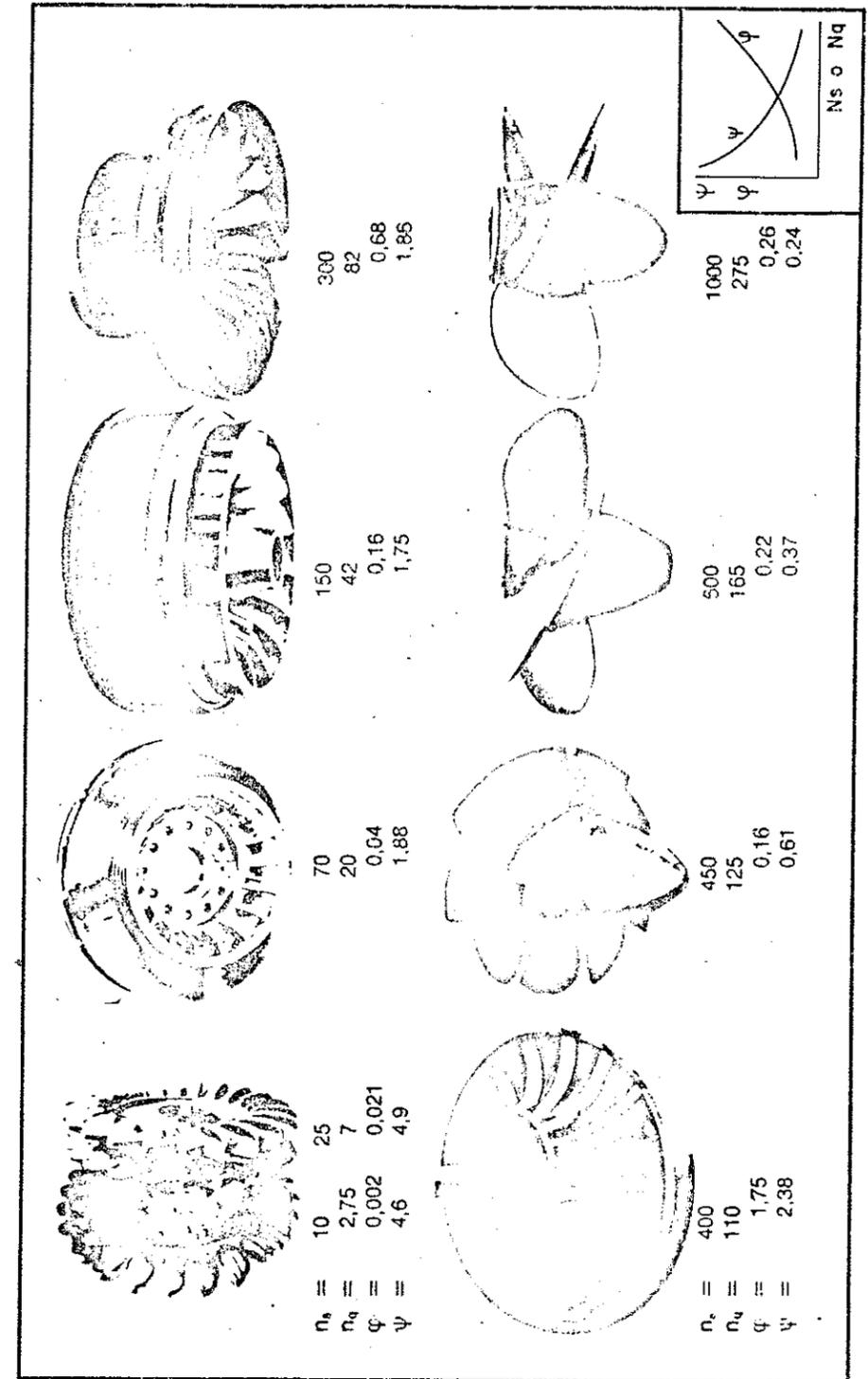
VARIACION DE PARAMETROS DEL FLUJO Y DE LA GEOMETRIA DE LOS ALABES DE UNA TURBINA KAPLAN EN FUNCION DEL RADIO DEL ROTOR.

Figura N° 25



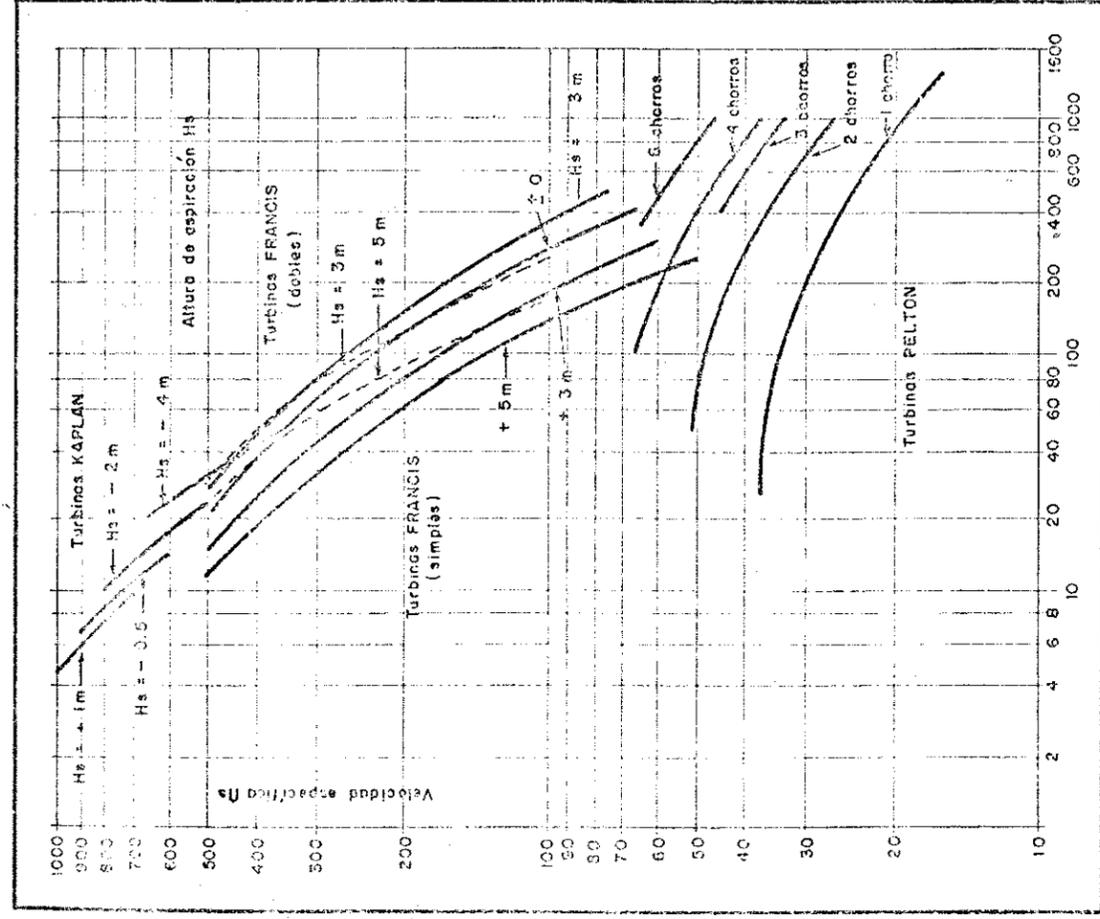
VARIACION DE PRESION Y VELOCIDAD ABSOLUTA DEL FLUJO EN TURBINAS DE ACCION Y DE REACCION.

Figura N° 26



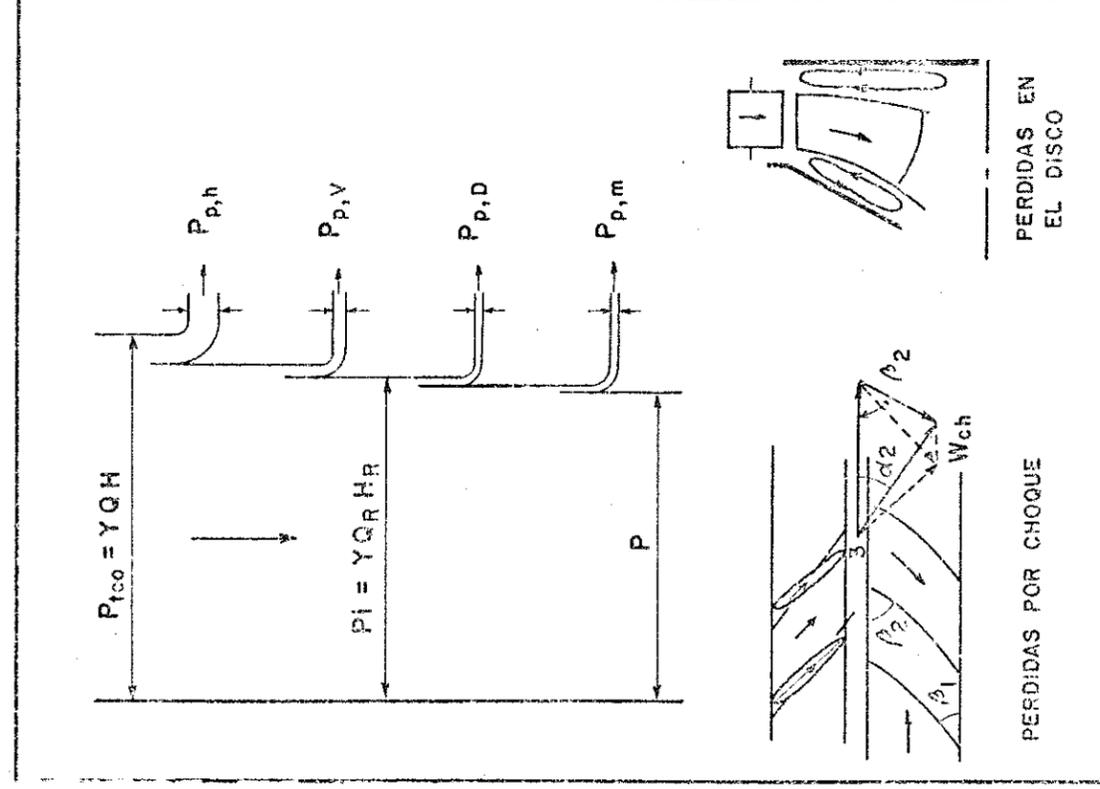
FORMA DE LOS ROTORES DE TURBINAS HIDRAULICAS Y NUMEROS ESPECIFICOS DE REVOLUCIONES

Figura 27



NUMEROS ESPECIFICOS DE REVOLUCIONES LIMITES EN FUNCION DE LA ALTURA.

Figura N° 23



BALANCE ENERGETICO DE UNA TURBINA HIDRAULICA

Figura N° 29

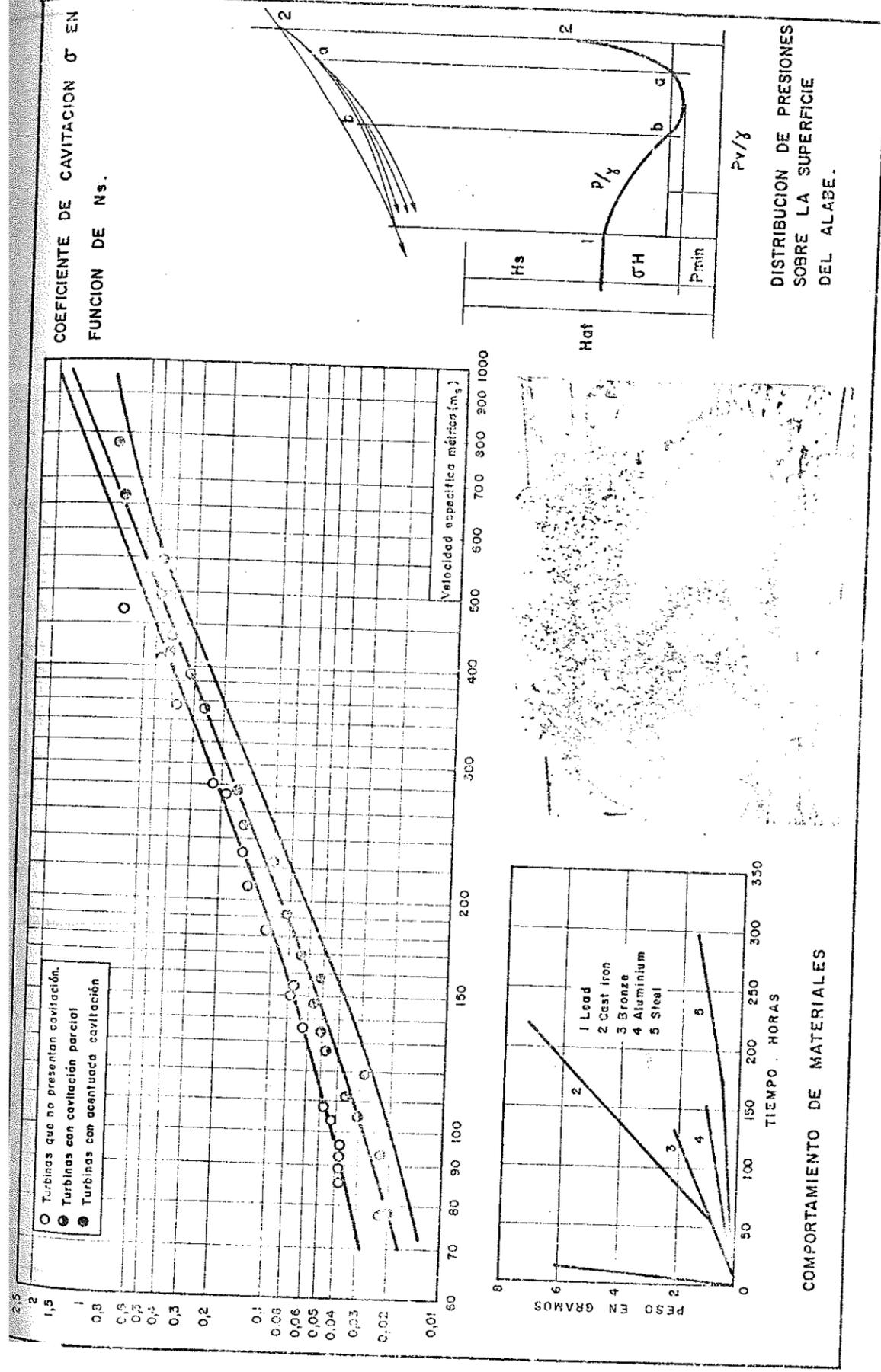
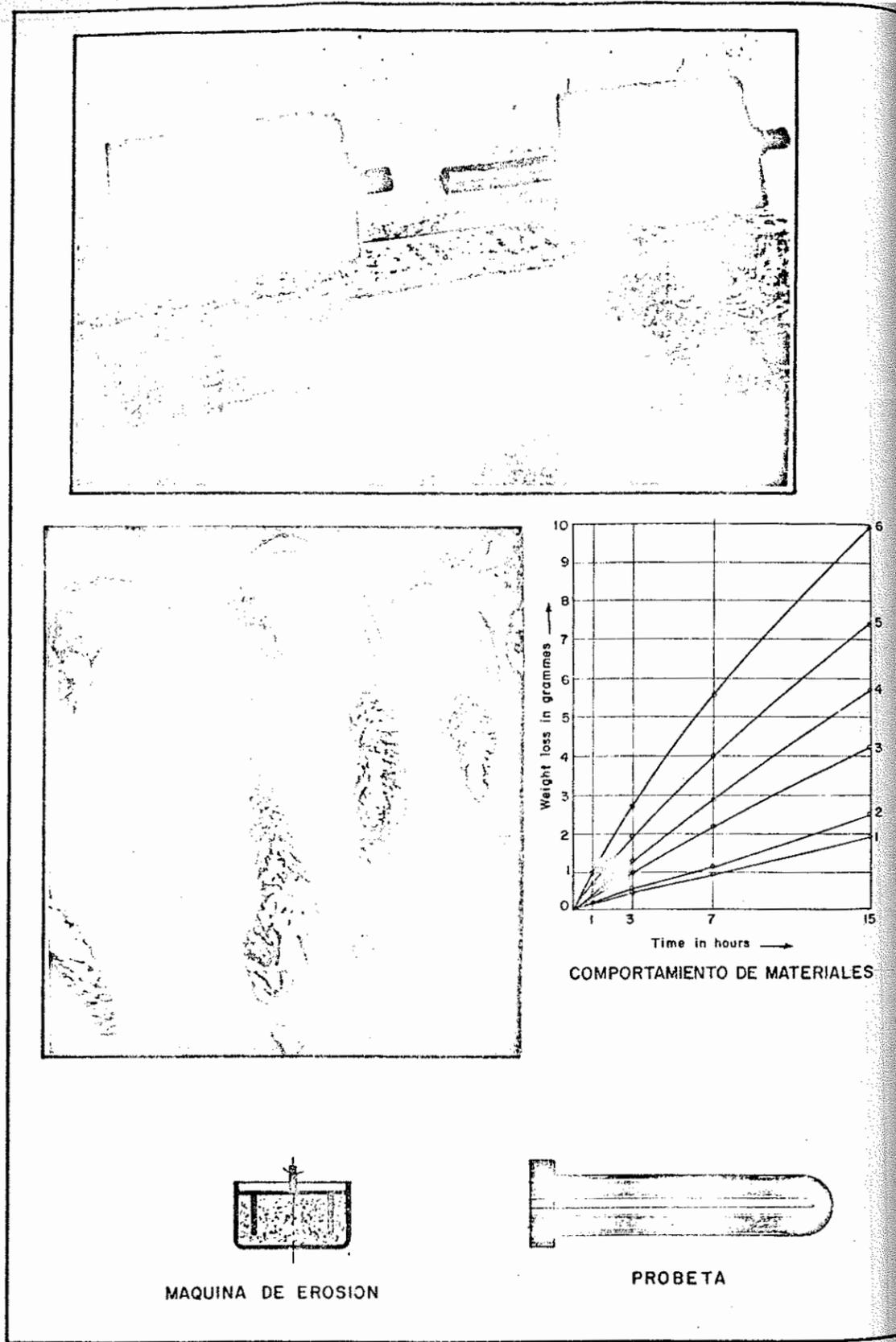


Figura . 30. CAVITACION EN TURBINAS HIDRAULICAS.



EROSION EN TURBINAS HIDRAULICAS

Figura N° 31

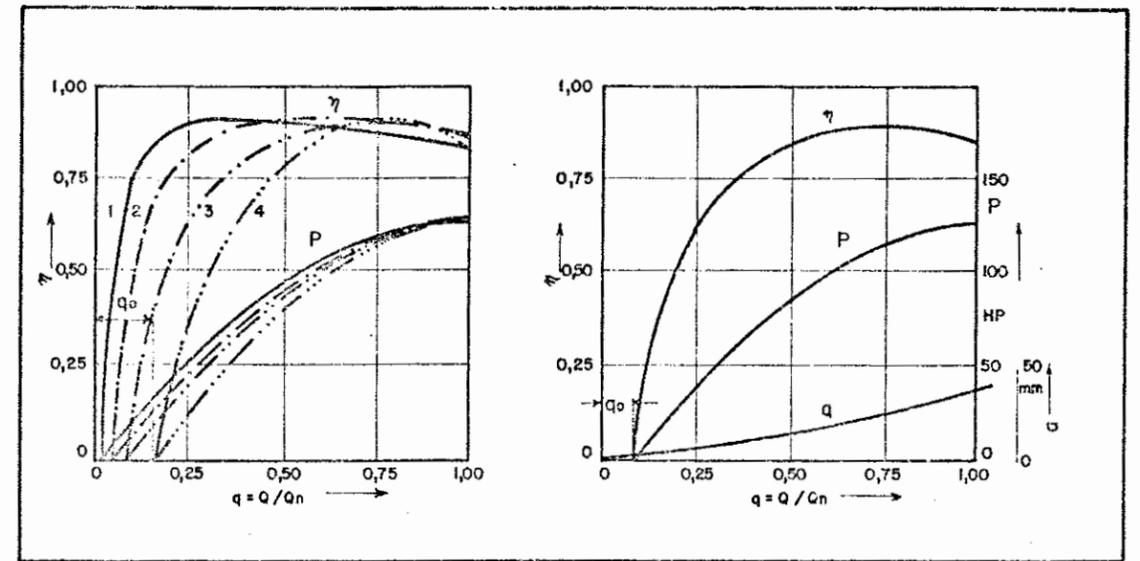


Figura. 32. Ensayo a condiciones de H y N constantes y caudal variable:
 1) Pelton $N_s = 15$, 2) Kaplan $N_s = 600$, 3) Francis $N_s = 200$,
 4) Francis $N_s = 400$.

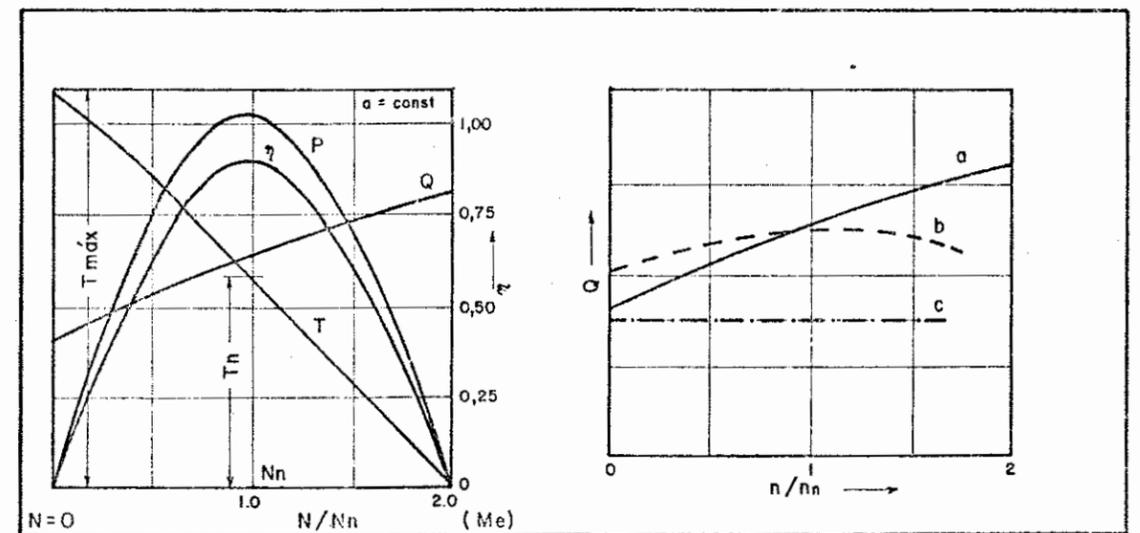


Figura.33. Ensayo a condiciones de H y a constantes:
 a) Francis rapida y Kaplan, b) Francis lenta, c) Pelton.

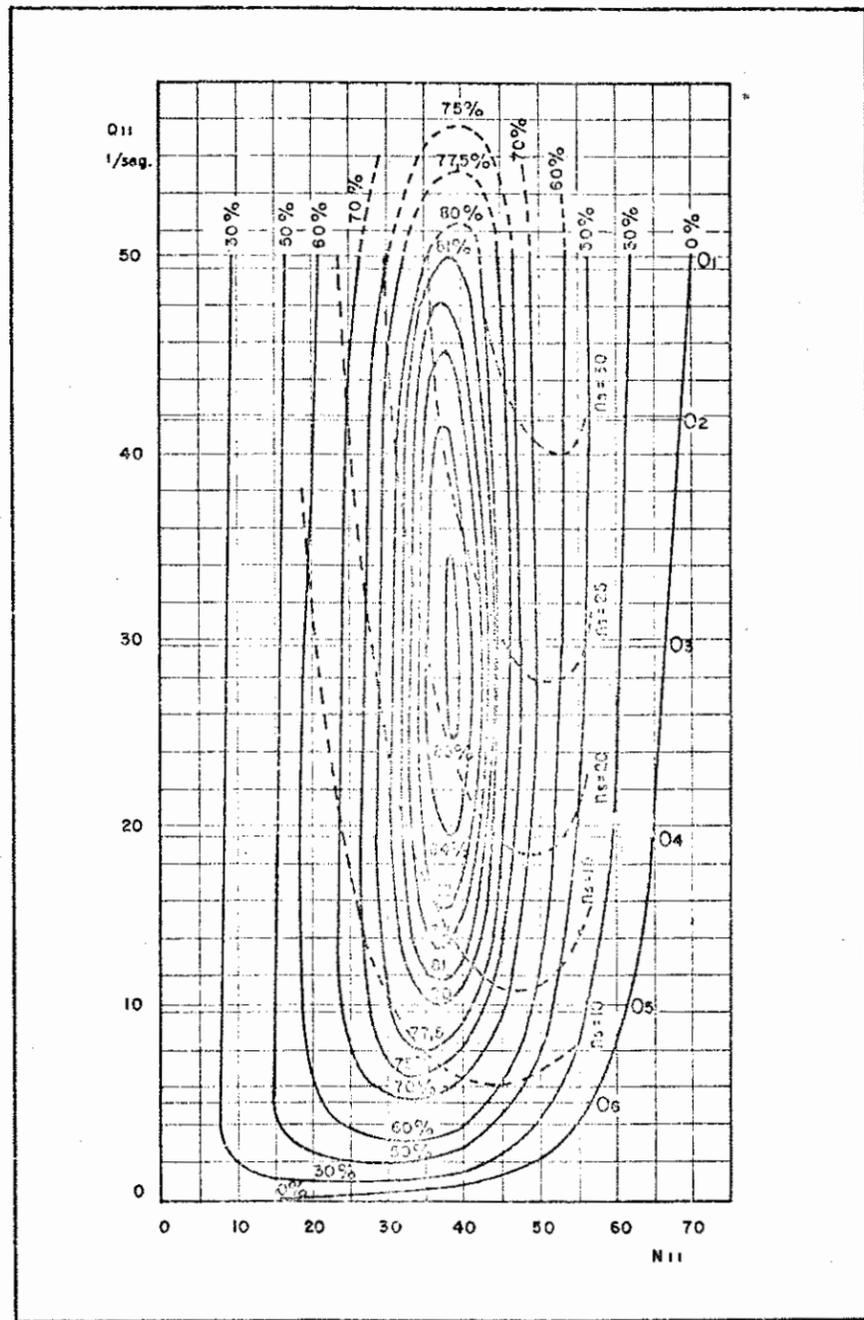


Figura. 34. DIAGRAMA TOPOGRAFICO DE UNA TURBINA PELTON.

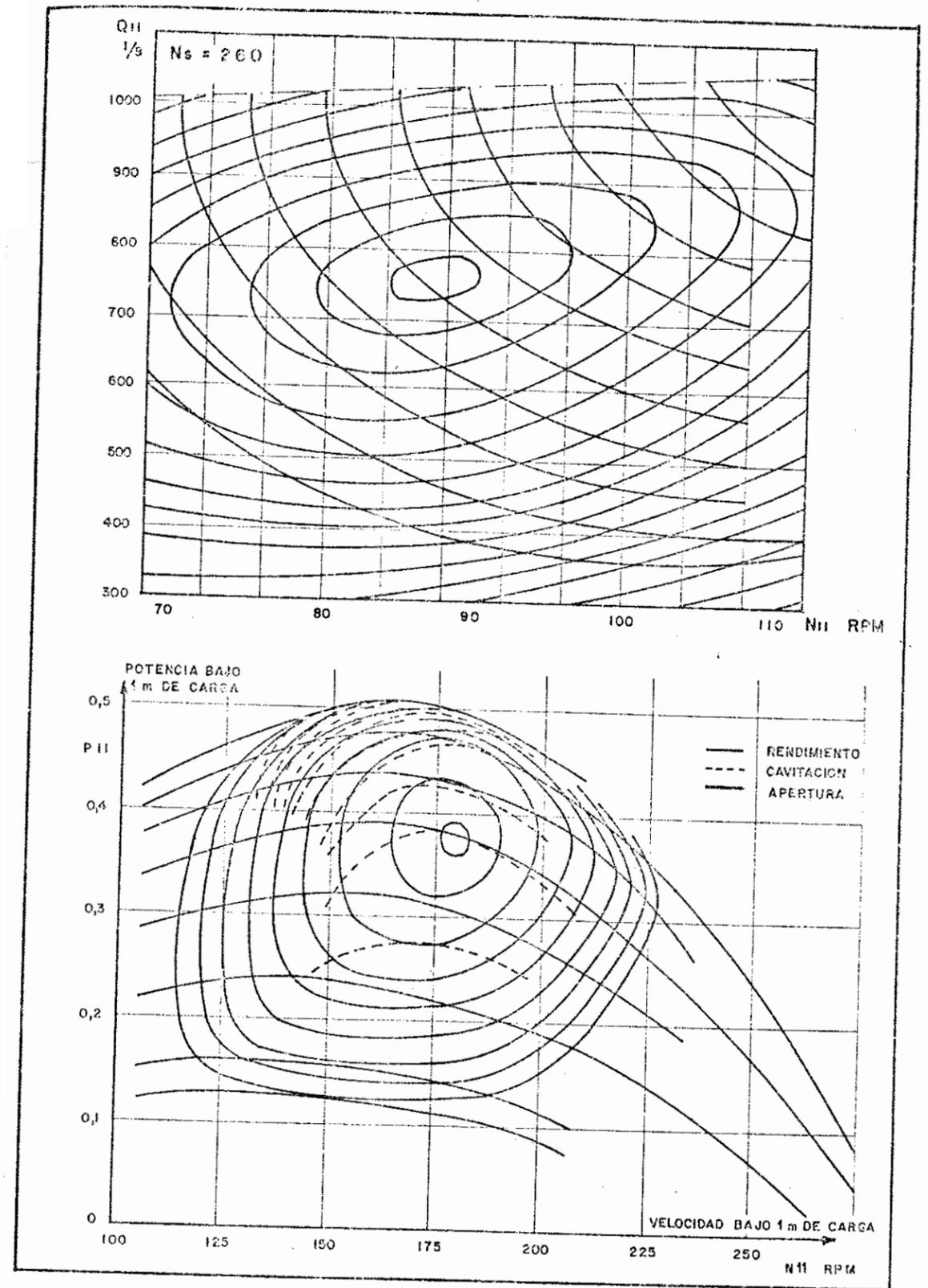


Figura. 35. DIAGRAMAS TOPOGRAFICOS DE UNA TURBINA FRANCIS.

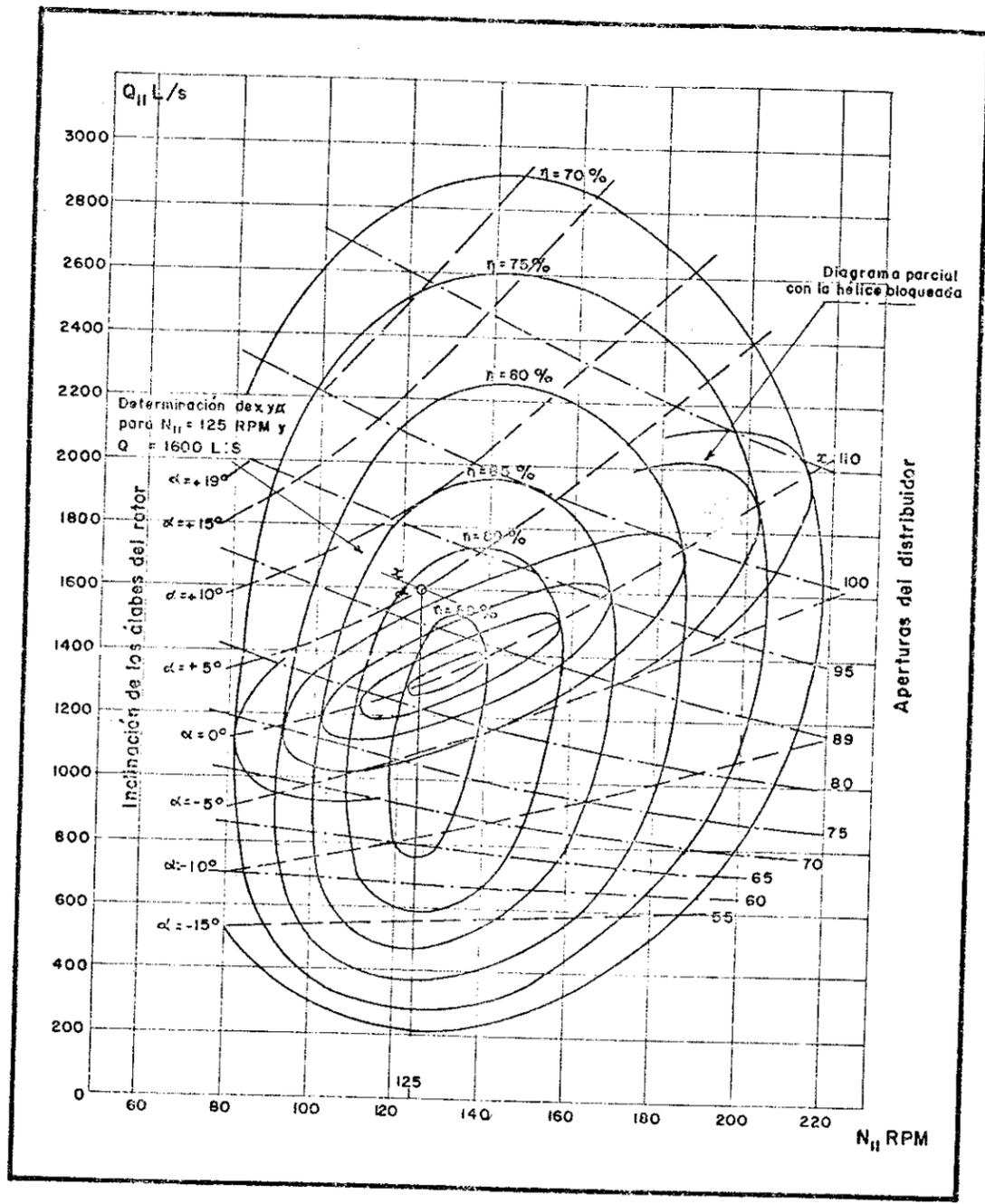


DIAGRAMA TOPOGRAFICO DE UNA TURBINA KAPLAN

Figura Nº 36

02. ESTANDARIZACION Y SELECCION DE TURBINAS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS

INDICE

1. Estandarización de Turbinas
2. Estandarización de la Transmisión Mecánica entre la Turbina y el Generador
3. Selección de Turbinas
4. Reubicación de Turbinas
5. Ejemplos prácticos de Selección y Reubicación de Turbinas Hidráulicas
6. Referencias Bibliográficas

ESTANDARIZACION Y SELECCION DE TURBINAS HIDRAULICAS PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS

Considerando que en la actualidad muchos de los fabricantes de turbinas hidráulicas nos presentan, en sus catálogos, series de turbinas estandarizadas, se ha elaborado el presente documento que tiene como objeto, dar a conocer los fundamentos y criterios técnicos que se deben considerar en la estandarización y selección de turbinas para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas.

1. Estandarización de Turbinas:

La estandarización de turbinas consiste en diseñar un número adecuado de turbinas, de tal modo que se complementen en su campo de aplicación y que en su conjunto cubran el rango de aplicación de un determinado tipo de turbina.

Para establecer series de turbinas estandarizadas, se puede utilizar la fórmula del número específico de revoluciones expresado en función del caudal Q;

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

En donde remplazamos el valor del número de revoluciones de la turbina, por su expresión general;

$$N = \frac{K \sqrt{H}}{D}$$

donde K es una constante que depende del tipo de turbina y D es el diámetro del rodete expresado en metros, al igual que el salto H.

Como resultado obtenemos el número específico de revoluciones Nq expresado en función del diámetro de rodete;

$$Nq = \frac{K Q^{1/2}}{D H^{1/4}}$$

De esta expresión, podemos deducir que si diseñamos una turbina para un salto H y caudal Q determinando, con las dimensiones y el diámetro del rodete de la turbina definimos un número específico de revoluciones constantes para la misma. Por consiguiente podemos deducir que la turbina estará en condiciones de operar en todas las combinaciones de salto y caudal que cumplan con la siguiente función:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left(\frac{D Nq}{K} \right)^2 = \text{cte}$$

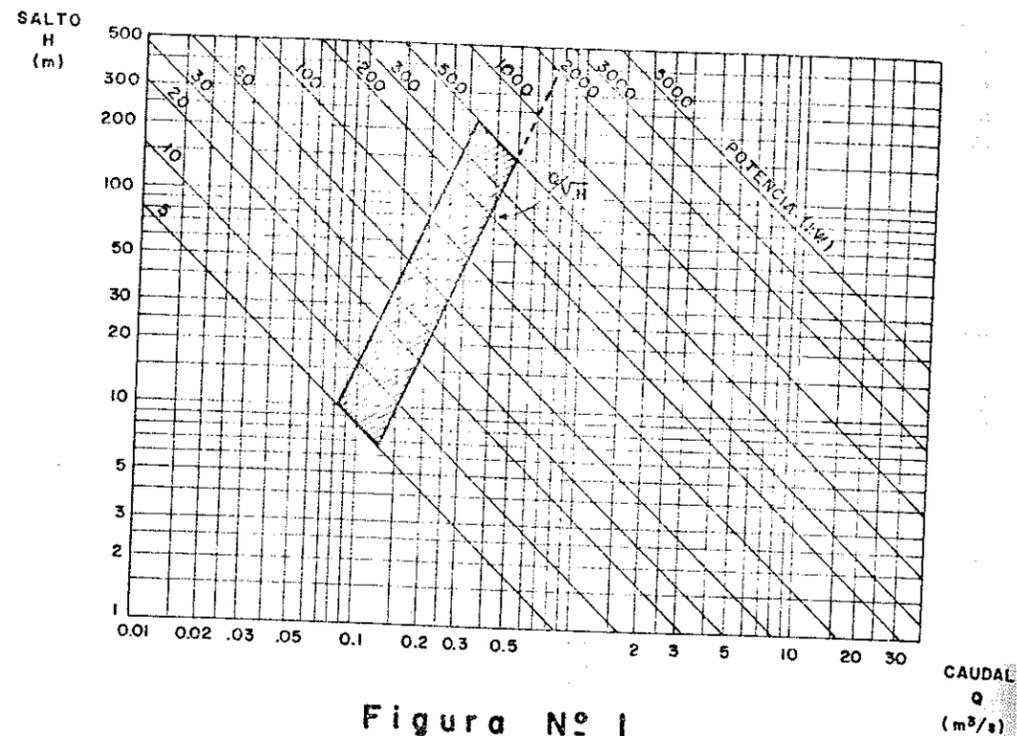


Figura Nº 1

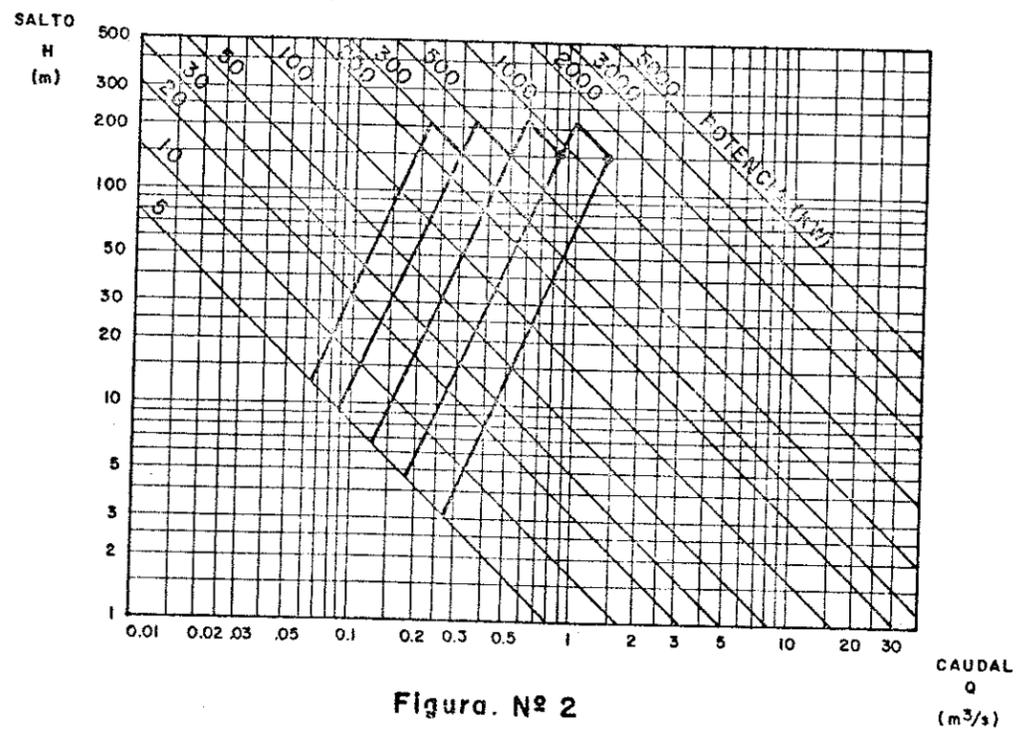


Figura Nº 2

Asimismo si esta turbina la operamos hasta un determinado porcentaje de carga parcial, podríamos satisfacer mayores combinaciones de operación salto y caudal, tal como se puede apreciar en la figura No. 1.

Determinada el área de aplicación de la turbina, podemos diseñar otras que se complementen en su aplicación, consiguiendo con ello cubrir el campo de aplicación de un determinado tipo de turbina.

Como se puede observar en la figura 2, cada área correspondería al campo de aplicación de una turbina estandar, si consideramos que la transmisión entre la turbina y el generador la realizamos por bandas o engranaje. En el caso que se considere realizar un acoplamiento directo, será necesario dividir el campo de aplicación utilizando turbinas de diferentes diámetros de rodete, de acuerdo a las velocidades síncronas del generador.

Para establecer el número total de áreas de aplicación de turbinas estandarizadas, se deberá definir el límite inferior del porcentaje de carga parcial con que operará la turbina cuando satisfaga la máxima demanda de diseño que le corresponde. Este porcentaje se deducirá de la curva característica de la eficiencia de la turbina a carga parcial, y deberá considerar también, que la máxima demanda de diseño se presenta generalmente después de 15 o 20 años de instalada la turbina, según la proyección de la demanda considerada para el proyecto.

Existen diferentes formas de estandarizar turbinas y en la actualidad la mayoría de los fabricantes han establecido series estandarizadas, como una forma de optimizar los procesos de fabricación y reducir los costos de Ingeniería y producción.

2. Estandarización de la Transmisión Mecánica entre la Turbina y el Generador.

La estandarización de la transmisión mecánica entre la turbina y el generador, tiene como objeto determinar un número adecuado de tamaños de poleas y engranajes, de tal modo, que nos permitan obtener sistemas de transmisión que garanticen que la turbina y el generador operen en sus velocidades óptimas de diseño.

La transmisión mecánica entre la turbina y el generador se diseña para una determinada relación de transmisión, la cual se obtiene según la siguiente relación.

$$r = \frac{\text{RPM del generador}}{\text{RPM de la turbina}}$$

Las RPM del generador están determinados por el número de pares de polos con que se le diseñó. Las RPM de la turbina se determinan aplicando la fórmula:

$$N = \frac{K \cdot H}{D}$$

donde el salto H y el diámetro de rodete D están expresados en metros y la constante K depende del tipo de turbina según el cuadro siguiente:

TIPO DE TURBINA	VALOR DE K
Pelton de una o más toberas	38,00
Michell - Banki	39,85
Francis Lenta	40,00
Francis Normal	55,40
Francis Rápida	74,50
Kaplan	$0,725 N_q$

La potencia a transmitir, constituye otro parámetro para el diseño de la transmisión, y con ella podemos determinar el número de bandas y el tamaño del diente de los engranajes según el sistema de transmisión utilizado.

La estandarización de la transmisión se puede realizar si consideramos diámetros de poleas y número de dientes estandar, de tal modo, que con distintas combinaciones podamos obtener relaciones de transmisión que permitan operar la turbina en su velocidad óptima de giro con errores no mayores del 7 o/o, debido a que, como se puede apreciar en la figura 3, con desviaciones de ese orden la eficiencia de la turbina no sufre variaciones sustanciales.

Con estos criterios se han elaborado las tablas No. 1, 2, 3, 4, 5, 6 y 7, donde se muestran diámetros de poleas y número de dientes estandarizados, relaciones de transmisión que se pueden obtener con ellos y el número de bandas o ancho de engranajes bihelicoidales correspondiente a cada potencia del generador.

A continuación se presenta una metodología para diseñar la transmisión mecánica utilizando poleas y engranajes estándares.

- De acuerdo al número de revoluciones del generador y a la potencia que se va a transmitir, se selecciona el sistema de transmisión que se utilizará según las tablas No. 1, 2 y 3. Con ello se tendría determinado el número y tipo de bandas o el ancho y módulo de los dientes, según se dé el caso de transmisión por banda o por engranaje respectivamente.
- Seleccionado el sistema de transmisión, se busca en la tabla correspondiente, la relación de transmisión que más se aproxima a la deseada. En esta tabla se podrá obtener los diámetros de las poleas o el número de dientes de los engranajes según sea el caso.

Con este procedimiento se tendría determinada las características generales de la transmisión mecánica.

En las tablas sólo se presentan sistemas de transmisión por bandas o engranajes hasta potencias de 1.000 kW, debido a que para potencias mayores resulta tamaños muy grandes de engranajes, recomendándose utilizar para esos casos acoplamiento directo entre la turbina y el generador. Esto nos hace suponer que cuando estandarizamos turbinas hidráulicas es necesario considerar esta limitante, sobre todo cuando se estandarizan los diámetros de rodete.

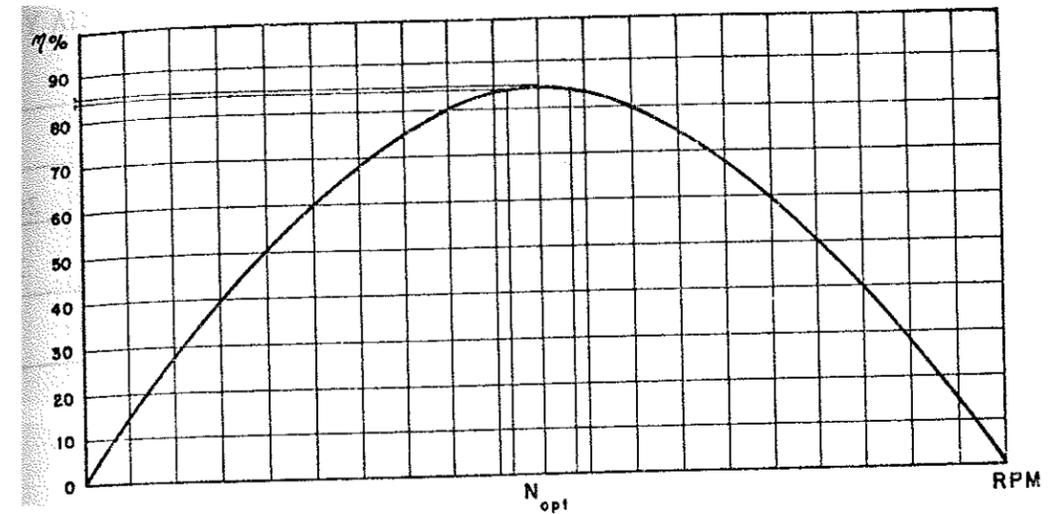


Figura. 3

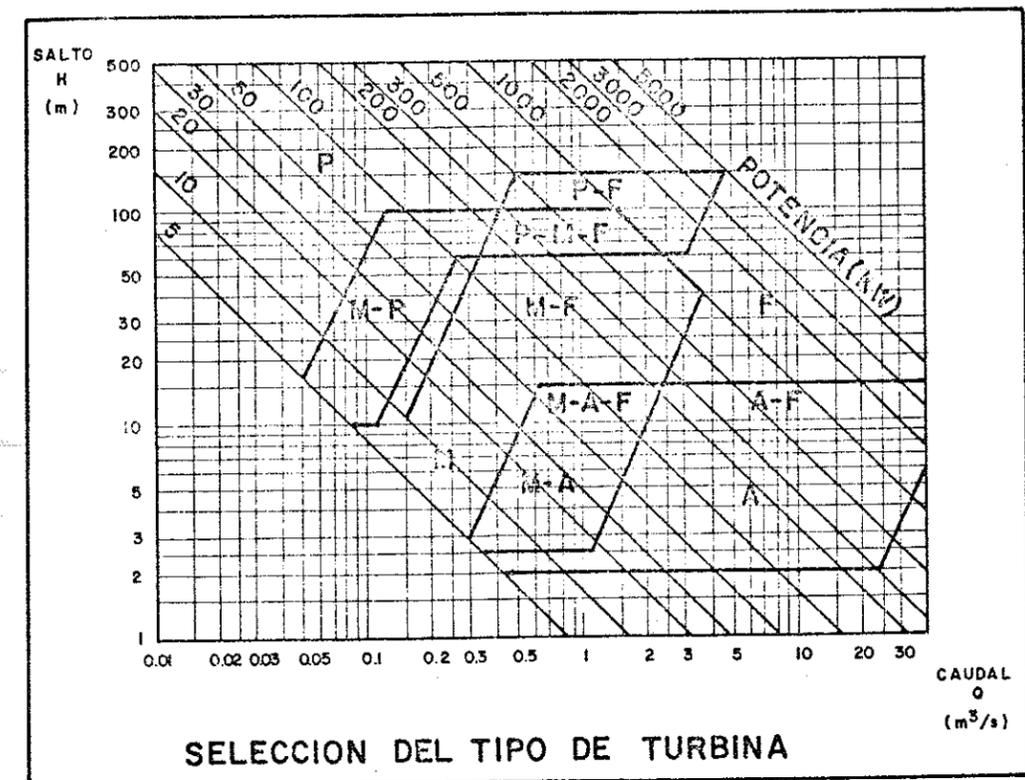


Figura. Nº 4

TABLA Nº 1
 NUMERO DE BANDAS ESPECIALES TIPO 5 V DE ACUERDO A LA POTENCIA Y
 RPM DEL GENERADOR

RPM DEL GENERADOR	POTENCIA EN KW						
	20	50	80	110	140	170	200
1 800	2	4	6	8	10	12	14
900	3	6	9	13			

TABLA Nº 2
 NUMERO DE BANDAS ESPECIALES TIPO 8 V DE ACUERDO A LA POTENCIA Y
 RPM DEL GENERADOR

RPM DEL GENERADOR	POTENCIA EN KW									
	20	50	80	110	140	170	200	250	300	350
900	1	2	4	5	6	7	8	10	12	14
600	2	3	5	6	8	9	11	14		
450	2	4	6	8	10	12	14			
360	2	4	7	9	12	14				
300	2	5	8	11	14					

TABLA Nº 3

ANCHOS (mm) Y MODULOS DEL DIENTE DE LOS ENGRANAJES BI HELICOIDALES DE
 ACUERDO CON LA POTENCIA Y LAS RPM DEL GENERADOR

RPM DEL GENERADOR	POTENCIA EN KW										
	MODULO DIENTE: 20				MODULO DEL DIENTE: 25						
	200	250	300	400	400	500	600	700	800	900	1 000
300	75	100	125	150	125	150	175	200	225	250	300
360	60	85	105	125	105	125	150	170	190	210	250
450	50	70	85	100	85	100	120	135	150	170	200
600	40	50	65	75	65	75	90	100	115	125	150
900	25	35	45	50	45	50	60	70	75	85	100

NOTA: Anchos de engranaje en mm, utilizando un acero normalizado cuya dureza es de 140 BHN, ángulo de la hélice del engranaje 30° y ángulo de presión de 20°.

TABLA Nº 4

RELACION DE TRANSMISION CON DIAMETROS DE POLEAS ESTANDARIZADOS
 PARA BANDAS TIPO 5 V

DIAMETRO mm	200	220	290	460	660	800
200	1.00	1.10	1.45	2.30	3.30	4.00
220		1.00	1.32	2.09	3.00	3.63
290			1.00	1.58	2.27	2.75
460				1.00	1.43	1.75
660					1.00	1.21
800						1.00

3. Selección de turbinas:

En los proyectos de Centrales Hidroeléctricas se acostumbra seleccionar el tipo de turbina por medio del número específico de revoluciones. El procedimiento empleado consiste en asumir una velocidad óptima de giro de la turbina, igual a una de las velocidades síncronas del generador, y con los datos del salto y la potencia se calcula el número específico de revoluciones, cuyo valor estará comprendido dentro del rango de aplicación del tipo de turbina más conveniente. Este procedimiento de selección sólo es aplicable cuando la turbina se acopla directamente al generador, lo que generalmente ocurre cuando la potencia de la turbina supera los 1000 kW.

Los números específicos de revoluciones se pueden obtener con las fórmulas:

$$N_s = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad \text{y} \quad N_q = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

donde:

P es la potencia al freno de la turbina en C V

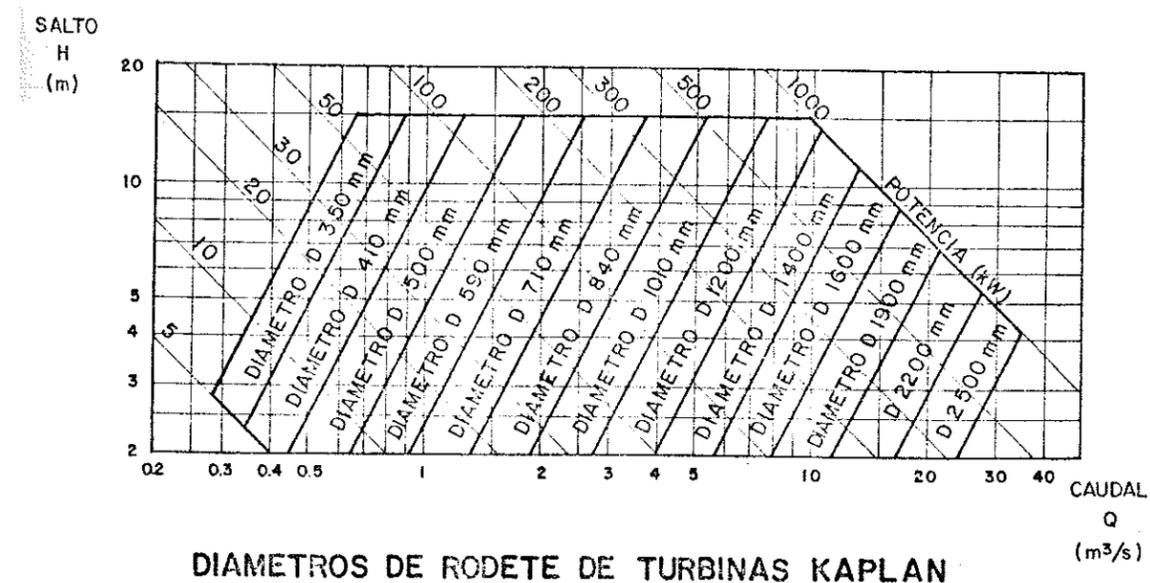
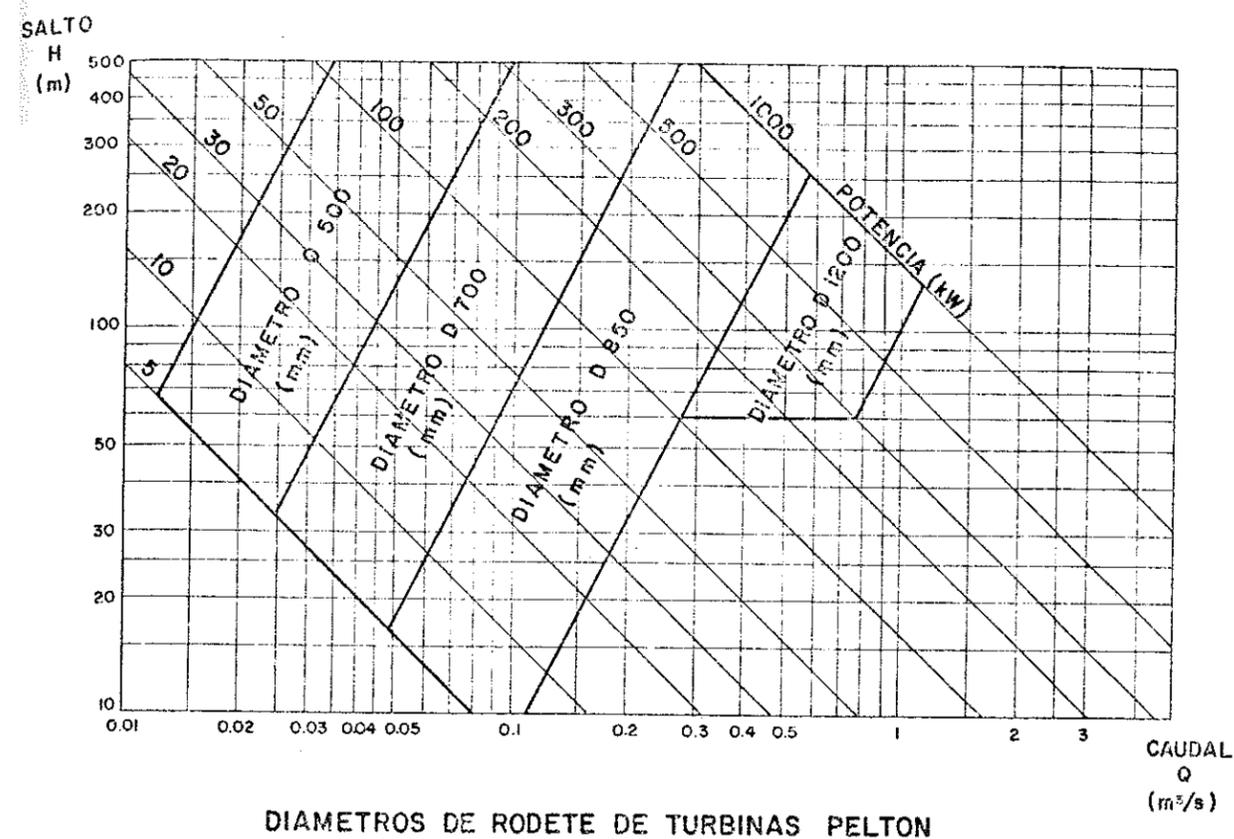
Q es el caudal máximo que fluye por la turbina en m³/seg

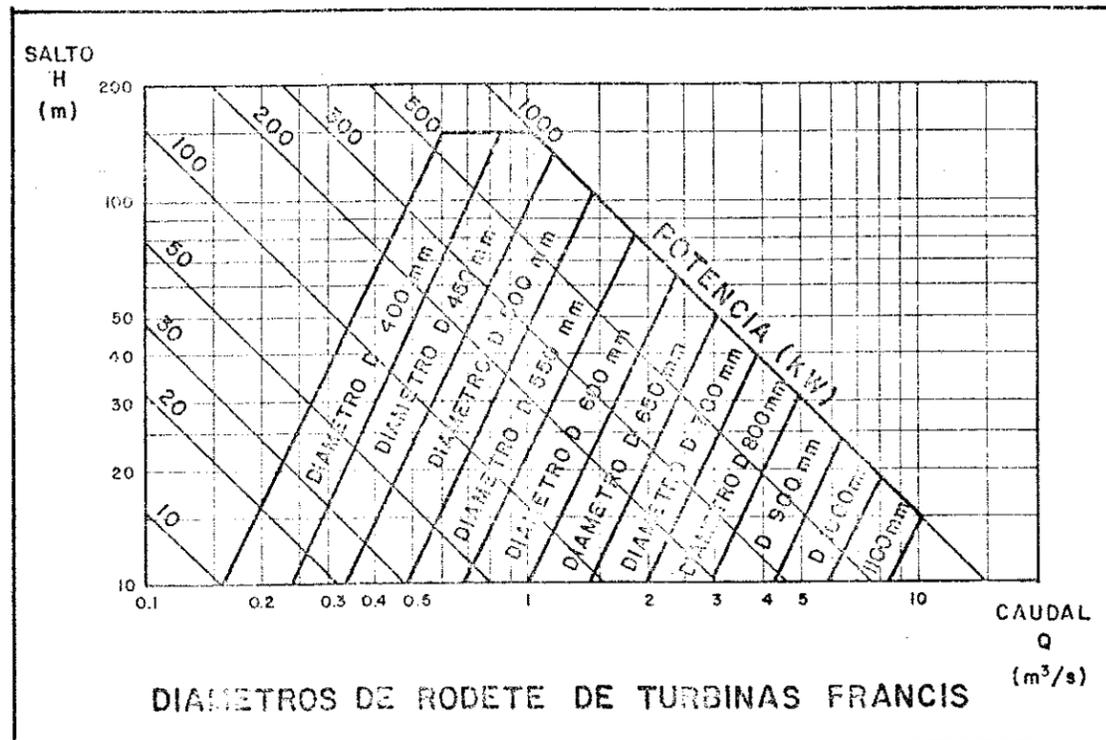
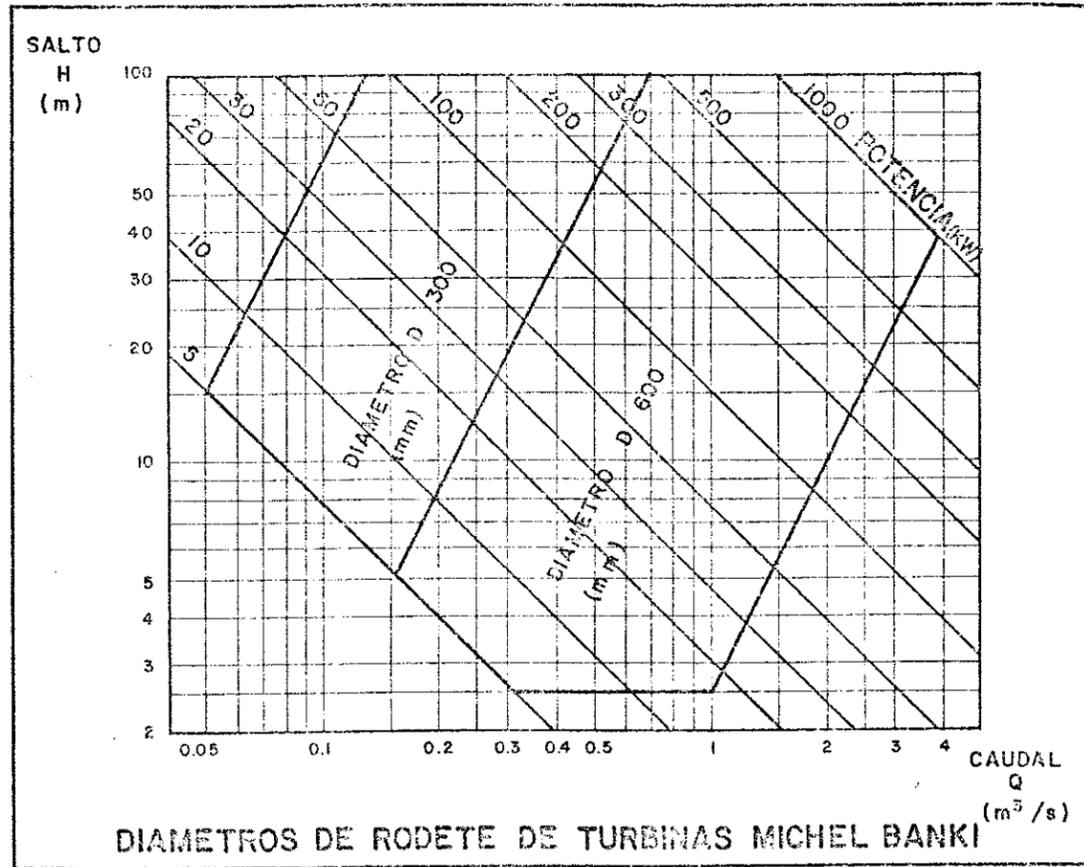
H es el salto neto de la central en metros

N es la velocidad de giro de la turbina en RPM

El tipo de turbina se selecciona ubicando el valor resultante del número específico de revoluciones, en el cuadro siguiente:

TIPO DE TURBINA	Nq	Ns
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta — 9	Hasta — 30
Turbina Pelton de 2 toberas	4 — 13	14 — 42
Turbina Pelton de 3 toberas o más	5 — 22	17 — 73
Turbina Michell - Banki	18 — 50	59 — 165
Turbina Francis Lenta	18 — 38	60 — 125
Turbina Francis Normal	38 — 68	125 — 225
Turbina Francis Rápida	68 — 135	225 — 450
Turbinas axiales	105 — 300	350 — 1000





En los proyectos de pequeñas centrales hidroeléctricas donde la potencia es inferior a los 1000 kW, el procedimiento de selección del tipo de turbina no se puede basar sólo en el número específico de revoluciones. Esto se debe principalmente a que entre la turbina y el generador se puede utilizar una transmisión por bandas o engranajes, lo que hace difícil determinar un número de revoluciones para la turbina si no se conoce el diámetro del rodete.

Para definir el tipo de turbina más adecuado para una determinada condición de salto y potencia, se propone usar como referencia el gráfico "Selección de turbina" que se muestra en la figura No. 4. Este gráfico se ha elaborado de acuerdo a una estandarización realizada para las turbinas Pelton (P), Michel-Banki (M), Francis (F) y Kaplan (A), y la potencia que se indica, corresponde a la que genera el grupo turbina-generador.

Seleccionando el tipo de turbina se procede a solicitar a los fabricantes las cotizaciones respectivas, para lo cual se les deberá proporcionar los siguientes datos:

- a. Potencia al freno de la turbina; la que se podrá deducir en base a la fórmula:

$$P_T = \frac{P_g}{\eta_{tr} \cdot \eta_g}$$

en donde:

P_T ; es la potencia al freno de la turbina

P_g ; es la potencia que genera el grupo turbina-generador, la que será igual a la potencia de diseño de la central en el caso que se utilice sólo una unidad.

η_g ; es la eficiencia del generador

η_{tr} ; es la eficiencia de la transmisión mecánica entre la turbina y el generador, la que para fines prácticos se puede estimar en 0.95.

- b. Salto neto de la central
c. Sistema de regulación de velocidad que se desea
d. Características físicas y Químicas del agua (cantidad de sólidos, grado de acidés, etc.)

Asimismo se solicitará a los fabricantes, que en la cotización se incluyan los siguientes datos técnicos:

- Potencia al freno de la turbina
- Salto neto que aprovecha
- Caudal máximo requerido para su operación a plena carga
- Velocidad óptima de giro
- Eficiencia

- Curvas de funcionamiento a carga parcial
- Inercia $G D^2$
- Peso y dimensiones generales
- Materiales de sus componentes, tales como: El rodete, tobera o álabe, directriz, eje, carcasa, etc.
- Facilidades y disponibilidad de repuesto
- Instrumentación requerida para su operación
- Tipo de herramientas requeridas para su mantenimiento.

Finalmente la selección definitiva de la turbina resultará de una evaluación técnica-económica que tomará en cuenta los siguientes criterios.

- Costos de inversión y facilidades de pago
- Plazo de entrega
- Costo de los repuestos
- Eficiencia
- Posibilidades de obtener o fabricar localmente los repuestos
- Antecedente de vida útil de otras turbinas producidas por el fabricante
- Infraestructura requerida para su mantenimiento
- Complejidad de su operación.

De acuerdo a la metodología descrita para seleccionar turbinas de potencias inferiores a los 1000 kW, las dimensiones de la turbina se conocen luego de la presentación de cotizaciones por parte de los fabricantes o proveedores de equipos. Dado que para los pre-diseños de la casa de máquinas se requiere conocer las dimensiones aproximadas del diámetro del rodete de la turbina, se han elaborado unos gráficos caudal-salto que nos permiten determinarlos. Es necesario señalar que los diámetros para cada turbina que se indican en los gráficos, han sido obtenidos en base a una estandarización que no necesariamente coincidirá con la de los fabricantes, por consiguiente se recomienda utilizarlos sólo como referencia y no como algo definitivo.

En el caso de turbinas con potencias superiores a los 1000 kW, la forma de estimar el diámetro del rodete es utilizando la fórmula de la velocidad óptima de giro para cada tipo de turbina y despejar el diámetro del rodete.

$$D = \frac{K H^{1/2}}{N}$$

4. Reubicación de turbinas:

Un caso particular de selección de turbinas ocurre cuando ésta no se adquiere de un fabricante o proveedor, sino se selecciona de un grupo de turbinas que estando en buenas condiciones, están fuera de servicio porque la central hidroeléctrica donde operaban, fue ampliada o sustituida por una subestación de un sistema eléctrico. En estos casos la turbina se le reubicará e instalará en un nuevo proyecto.

A diferencia de los generadores eléctricos, para reubicar una turbina además del dato de potencia al freno, es indispensable conocer también las condiciones de salto o caudal máximo en que operó inicialmente. Esto se puede comprobar si observamos la figura 4 en donde se muestra el gráfico caudal salto donde se incluyen las curvas de potencia y la curva de operación a máxima carga que puede realizar una turbina geométricamente determinada.

Para conocer si una turbina está en condiciones de reubicarse en un proyecto hidroeléctrico, se requiere realizar comprobaciones: una de tipo hidráulico, por medio de la cual se determina si la geometría de la turbina permite satisfacer las condiciones de salto y caudal del proyecto, y la otra del tipo mecánico que nos permite determinar si los materiales utilizados en la turbina poseen la resistencia suficiente para soportar las nuevas condiciones de operación.

La comprobación de tipo hidráulico se puede realizar con el siguiente procedimiento:

- Cuando se conocen los datos de salto y potencia o caudal con que operó la turbina, se determina la característica Q / \sqrt{H} de la misma. En el caso de desconocer estos datos, será necesario determinarlos en base a la geometría del rodete, para lo cual se procederá a un rediseño de la turbina.
- Con los datos de salto y caudal del proyecto donde se reubicará la turbina, se determina la característica Q / \sqrt{H} del proyecto para luego compararla con la característica obtenida para la turbina.
- La turbina podrá ser de utilidad en el proyecto si el porcentaje obtenido de la relación:

$$\text{o/o} = \frac{Q / \sqrt{H} \text{ del proyecto}}{Q / \sqrt{H} \text{ de la turbina}} \times 100$$

es menor que el 100 o/o. Este porcentaje representa el porcentaje de carga parcial con que operará la turbina cuando se satisfaga la potencia de diseño del proyecto.

- Para seleccionar la turbina se requerirá determinar, con ayuda de las curvas de funcionamiento a carga parcial de las turbinas, si el porcentaje de carga máximo al que llegará la turbina cuando desarrolle la potencia de diseño del proyecto, nos garantiza una buena eficiencia de operación.

La comprobación del tipo mecánico consiste en realizar el rediseño mecánico de la turbina y sólo será necesario cuando la potencia de diseño del proyecto sea mayor que la potencia máxima que desarrolló la turbina en su instalación inicial. El rediseño mecánico considerará principalmente el cálculo del eje por velocidad crítica, teniendo presente que la turbina operará con otro salto y por consiguiente tendrá una nueva veloci-

dad óptima de giro, así mismo en base a las características mecánicas de los materiales será necesario verificar si la turbina resistirá los efectos de erosión y cavitación de agua.

También es necesario señalar que cuando se reubica una turbina, en su instalación se deberá diseñar el tubo de succión de acuerdo a las nuevas condiciones de operación. También se deberá diseñar la polea de transmisión o el engranaje correspondiente, para garantizar que la turbina opere en la velocidad óptima de giro, de acuerdo con el nuevo salto de instalación.

5. Ejemplos Prácticos de Selección y Reubicación de Turbinas Hidráulicas.

A continuación se desarrollan algunos ejemplos de selección y reubicación de turbinas, los cuales servirán para hacer más fácil la comprensión de los procedimientos de selección y reubicación de turbinas explicados anteriormente.

Ejemplo No. 1

Se está proyectando instalar una turbina en sustitución de una válvula cónica de disipación de energía instalada a la salida de un embalse diseñado para abastecer agua para riego. Los niveles de salto que se puede aprovechar con el correspondiente caudal requerido para riego en cada mes, se muestran en la tabla siguiente:

Mes	Salto metros	Caudal m ³ /seg	Potencia Posible kW
1	20	6	825
2	30	5	1030
3	50	5	1720
4	45	4	1235
5	40	3	825
6	35	2	480
7	30	3	620
8	30	3	620
9	25	3	515
10	20	4	550
11	15	6	620
12	15	7	720

Cabe señalar que esta turbina operará solo cuando se requiera agua para riego, ya que toda el agua que se aprovecha en riego deberá pasar por la turbina. Asimismo la energía eléctrica producida abastecerá al sistema eléctrico de la zona, cuyo consumo es mucho mayor que el que puede dar esta central.

Indicar las especificaciones que se le darán al fabricante de turbinas para que elabore su propuesta.

Solución:

Ubicando las combinaciones salto y caudal en el gráfico selección de turbinas, podemos considerar que el tipo de turbina que mejor se adecua a las condiciones del proyecto, es la turbina Francis.

Existen varias alternativas de solución y a continuación se desarrollará tres de ellas:

a. Primera alternativa:

“Considerar la adquisición de sólo una turbina para el proyecto y que esté en capacidad de satisfacer los requerimientos del proyecto durante todo el año”.

En este caso el tipo de turbina es Francis y las especificaciones de salto y caudal que se le debe dar al proveedor o fabricante de turbina se deducen de la siguiente forma:

Se determina la característica Q/\sqrt{H} que debe satisfacer la turbina, de acuerdo a los datos del proyecto. Estos resultados se encuentran en el cuadro siguiente:

Mes	Salto H metros	Caudal Q m ³ /seg	Q/\sqrt{H}	Porcentaje con respecto al $Q/H \text{ max o/o}$
1	20	6	1.34	74
2	30	5	0.91	50
3	50	5	0.71	39
4	45	4	0.60	33
5	40	3	0.47	26
6	35	2	0.33	18
7	30	3	0.55	30
8	30	3	0.55	30
9	25	3	0.60	33
10	20	4	0.89	49
11	15	6	1.55	86
12	15	7	1.81	100

De este modo deducimos que la turbina que puede satisfacer todas las combinaciones de salto y caudal del proyecto, es aquella que posee una característica Q/\sqrt{H} igual al mayor valor obtenido de los datos del proyecto, siendo éste de 1.81. Esta turbina podrá satisfacer las otras condiciones de salto y caudal operando a carga parcial.

Determinada la característica Q/\sqrt{H} de la turbina, se procede a identificar el salto más adecuado, que servirá de referencia para determinar la velocidad óptima de la turbina, que se calcula con la ecuación.

$$N = \frac{K \sqrt{H}}{D}$$

Considerando que la turbina operará con distintas condiciones de salto, la velocidad con que deberá operar durante todo el año para obtener una adecuada eficiencia, deberá ser aquella determinada para un salto óptimo, obtenido del promedio aritmético de las raíces cuadradas de todos los saltos elevado al cuadrado. En la figura No. 5 se puede observar la gráfica de la eficiencia de la turbina con la velocidad óptima de giro para cada salto con que opera una turbina similar al del ejemplo.

$$H_{opt} = \left[\frac{\sum_{i=1}^n \sqrt{H_i}}{n} \right]^2$$

En el caso del proyecto, el salto óptimo resulta.

$$H_{opt} = 33 \text{ metros}$$

- Con el dato del salto óptimo podemos determinar el caudal que consumiría la turbina a plena carga, despejando Q de la ecuación:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = 1.81$$

cuando H = 33 m; entonces Q = 10.4 m³/seg

- Finalmente los datos que se le proporcionan al proveedor o fabricante de la turbina será:

Una turbina con las siguientes características:

- salto neto aprovechable = 33 metros
- caudal máximo = 10.4 m³/seg
- regulación automática

Cabe señalar que con esta alternativa la turbina operará la mayor parte del año con un porcentaje de carga parcial inferior al 50 o/o, lo cual en el caso de las turbinas Francis implica una baja eficiencia.

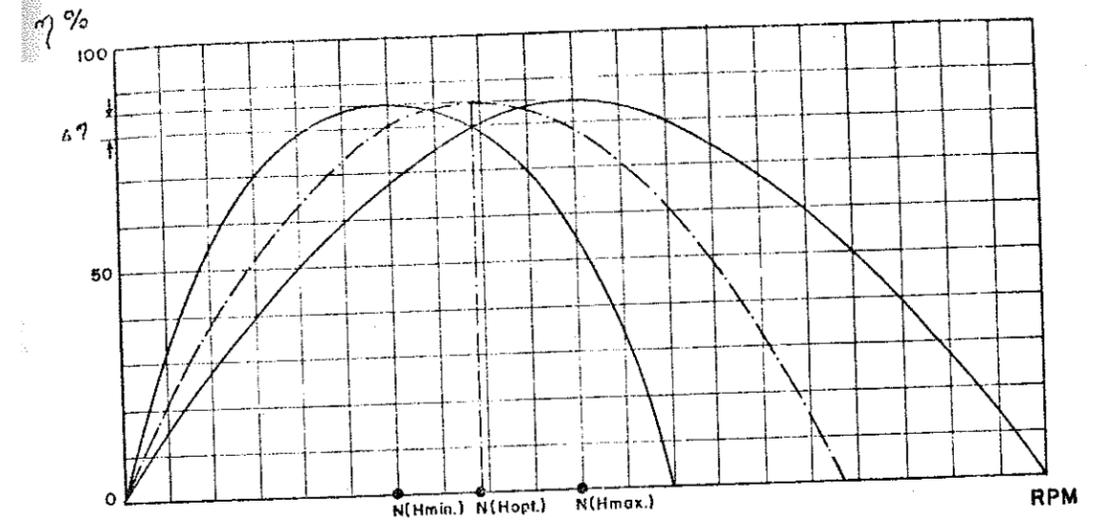
b. Segunda alternativa:

“Considerar la adquisición de dos turbinas iguales para el proyecto y que de acuerdo a una programación de su operación, satisfagan los requerimientos del proyecto durante todo el año”.

Si en la alternativa anterior la turbina se seleccionó para un Q/√H de 1.81, en este caso, considerando que ambas turbinas son iguales, la característica Q/√H para cada turbina será de aproximadamente la mitad. Observando el cuadro preparado tendremos que el Q/√H más adecuado sería de 0.91.

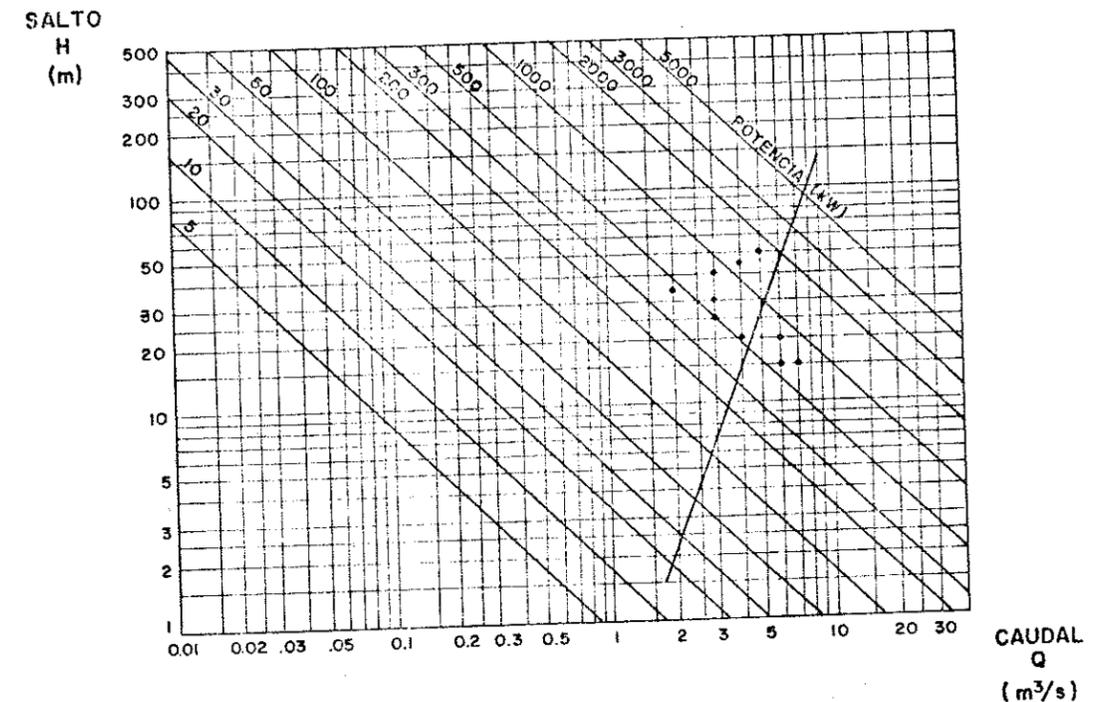
El salto óptimo para ambas turbinas sería el mismo que el anterior, con lo cual podríamos despejar Q de la ecuación:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = 0.91$$



VARIACION DE LA CURVA DE EFICIENCIA DE UNA TURBINA DE ACUERDO AL SALTO

Figura Nº 5



CARACTERISTICA Q/√H DE LA PRIMERA TURBINA, PARA LA SEGUNDA Y TERCERA ALTERNATIVA

para $H = 33$ m; entonces $Q = 5.25 \text{ m}^3/\text{seg}$

Los datos que se le proporcionarán al proveedor o fabricante de las turbinas serán:

Dos turbinas con las siguientes características:

- salto neto aprovechable = 33 metros
- caudal máximo = $5.25 \text{ m}^3/\text{seg}$
- regulación automática

Variación de la curva de eficiencia de una turbina de acuerdo al salto.

Característica Q/\sqrt{H} de la primera turbina, para la segunda y tercera alternativa.

En esta alternativa la segunda turbina siempre operará fuera de su velocidad óptima de giro, debido a que su operación está programada para los meses No. 1, 11 y 12, donde el salto aprovechable varía entre 15 y 20 metros. Por lo tanto, se requerirá considerar una segunda turbina con la misma característica Q/\sqrt{H} y con diferente diámetro de rodete, que nos garantice que operará con una velocidad de giro próxima a la óptima.

c. Tercera Alternativa:

“Considerar la adquisición de dos turbinas diferentes y que de acuerdo a una programación de su operación, satisfaga los requerimientos del proyecto durante todo el año”.

En esta alternativa se puede considerar que ambas turbinas poseen la misma característica Q/\sqrt{H} , igual a 0.91, pero el salto óptimo para cada una de ellas sería diferente. La turbina que operará durante todo el año tendrá un salto óptimo igual a los obtenidos en las alternativas anteriores, con lo cual la primera turbina se podrá especificar en la misma forma indicada en la segunda alternativa.

La segunda turbina que solo operará tres meses, tendrá un salto óptimo de 16 metros, calculado con la fórmula indicada en la alternativa primera, y su caudal será de $365 \text{ m}^3/\text{seg}$.

Luego los datos que se proporcionarán al proveedor o fabricante de turbinas serán:

- Una turbina con las siguientes características:
 - salto neto aprovechable = 33 metros
 - caudal máximo = $5.25 \text{ m}^3/\text{seg}$
 - regulación automática
- Una turbina con las siguientes características:
 - salto neto aprovechable = 16 metros

- caudal máximo = $3.65 \text{ m}^3/\text{seg}$
- regulación automática

Esta última turbina podrá ser del tipo Francis, Michell Banki o Axial a diferencia de la primera que podrá ser sólo Francis.

Ejemplo No. 2

Se dispone de una turbina Pelton de dos toberas que operó en una central hidroeléctrica generando a plena carga 200 kW, aprovechando un salto de 150 metros y acoplada directamente a un generador de 600 RPM.

Se solicita realizar un análisis técnico para evaluar la posibilidad de reubicar esta turbina en los proyectos cuyas especificaciones de salto y potencia se muestran en la tabla siguiente:

Proyecto	Salto Metros	Potencia a generar kW
1	200	250
2	30	100
3	70	50
4	160	50
5	100	200

NOTA: El Análisis Técnico consistirá en definir en qué proyectos se podrá instalar la turbina y qué características técnicas se deberán comprobar para que la turbina opere en sus condiciones óptimas.

Solución:

Si estimamos una eficiencia de la central de 70 o/o, podemos determinar que la turbina consumió en su instalación anterior, un caudal máximo de:

$$Q = \frac{P}{9.087 \eta H}$$

donde:

P es la potencia en kW

η es la eficiencia de la central

H es el salto neto aprovechado en metros.

resultando un caudal de $0.2 \text{ m}^3/\text{seg}$.

Luego las características Q/\sqrt{H} de la turbina tendrán un valor de 0.016. Este valor nos servirá para realizar una comprobación del tipo hidráulico con los datos de los proyectos, a fin de determinar cual es el más adecuado para reubicar la turbina.

Proyecto	Salto H m	Caudal Q m ³ /seg	Potencia P kW	Q/\sqrt{H}
1	200	0.17	250	0.012
2	30	0.50	100	0.091
3	70	0.11	50	0.013
4	160	0.05	50	0.004
5	100	0.31	200	0.031

Del cuadro deducimos que la turbina satisface las condiciones hidráulicas para instalarse en los proyectos No. 1, 3 y 4, por poseer una característica Q/\sqrt{H} inferior al obtenido para la turbina. Si calculamos el porcentaje de carga con que operaría la turbina satisfaciendo las características de cada proyecto preseleccionado, tendríamos:

$$\text{o/o de carga} = \frac{(Q/\sqrt{H} \text{ del proyecto})}{(Q/\sqrt{H} \text{ de la turbina})} \times 100$$

Proyecto	Q/\sqrt{H}	o/o
1	0.012	75
3	0.013	81
4	0.004	25

De este cuadro deducimos que la turbina podría instalarse en los proyectos No. 1 y No. 3. En el proyecto No. 4 no convendría instalarla debido a que su operación se realizará con un bajo porcentaje de carga (25 o/o).

Para definir si la turbina se puede reubicar en los proyectos 1 y 3, se debe realizar la comprobación mecánica, la cual no será necesaria para el proyecto No. 3 porque en él la turbina operaría con una potencia inferior a la que operó inicialmente. En el caso del proyecto 1 se deberá realizar el rediseño mecánico, comprobando inicialmente la dimensión del eje de la turbina, al igual que la resistencia de los materiales.

Para determinar la velocidad óptima de giro de la turbina, será necesario conocer el diámetro del rodete, el que se puede determinar con los datos de las condiciones iniciales de operación de la turbina.

Tenemos que para la turbina Pelton:

$$N = \frac{38 \sqrt{H}}{D}$$

$$D = \frac{38 \sqrt{150}}{600} = 0.775 \text{ metros} = 775 \text{ mm}$$

Las nuevas velocidades óptimas resultantes para los proyectos No. 1 y 3 serían:

Proyecto	RPM
1	690
3	410

Con las cuales será necesario diseñar una transmisión mecánica entre la turbina y el generador.

Suponiendo que reubicamos la turbina en el proyecto No. 3 y que utilizamos un generador de 900 RPM, la relación de transmisión sería de:

$$r = \frac{900}{410} = 2.19$$

Utilizando bandas especiales del tipo 8 V, requerimos 2 bandas y un juego de poleas de 740 mm de diámetro para la turbina y 330 mm para el generador (obtenidos de las tablas del capítulo 2 del presente documento).

Ejemplo No. 3

Se tiene un proyecto de una Pequeña Central Hidroeléctrica en la cual se va a aprovechar un salto de 80 metros para generar 500 kW. Se pide dar las especificaciones de la turbina requerida para el proyecto, indicando los posibles tipos de turbinas que se pueden utilizar y los datos que se le deben dar al fabricante de las mismas.

Solución:

Del Gráfico selección de turbinas, determinamos que los posibles tipos de turbinas que cumplen las condiciones de salto y potencia del proyecto son: Las turbinas Pelton, Michell-Banki y Francis.

Los datos que se le darán al fabricante son:

- potencia al freno de 560 kW
- salto neto aprovechable de 80 metros
- regulación automática del tipo oleo-mecánica

6. Referencia Bibliográfica:

- “Elementos de Hidráulica General y Aplicada con Motores Hidráulicos”
Ing. Rubio San Juan. Editorial Labor, Barcelona-España. 1944
- “Tratado de Hidráulica Aplicada”.
Ing. Addison Herbert, Editorial Gustavo Gili, Barcelona-España. 1954.
- “Motores Hidráulicos”.
In. L. Quantz. Editorial Gustavo Gili, Barcelona-España. 1976
- “Mechanical Engeneering Desing”.
Ing. J. E. Shigley, Editorial Mc. Graw - Hill, Tercera Edición.
- “Diseño de Elementos de Máquinas”.
(TABLAS), Ing. Juan J. Hori A. Departamento de Energía Mecánica de la Universidad de Ingeniería. Lima-Perú. 1977.
- Desarrollo Tecnológico para el Equipamiento de P.C.H.”
Ing. Carlos A. Hernández B. ITINTEC, Lima-Perú. 1980.
- Diseño y Estandarización de Turbinas Michell-Banki”
Ing. Carlos A. Hernández B. OLADE, Quito-Ecuador. 1980

IV

**03. REGULADORES DE VELOCIDAD DE TURBINAS
HIDRAULICAS**

ANTONIO SUAREZ FIGUEROA

INDICE

1. GENERALIDADES
2. CARACTERISTICAS DE LOS REGULADORES
 - 2.1. Grado de irregularidad
 - 2.2. Grado de irregularidad del sistema regulador
 - 2.3. Grado de insensibilidad del regulador
3. ELEMENTOS DE UN REGULADOR DE VELOCIDAD
4. TIPOS DE REGULADORES DE VELOCIDAD
5. PARAMETRO BASICO DE SELECCION DEL REGULADOR
6. DETERMINACION DE LA GARANTIA DE LA REGULACION
7. ANALISIS DEL GOLPE DE ARIETE Y DE LA SOBREVELOCIDAD
8. CONSIDERACIONES GENERALES
9. BIBLIOGRAFIA

REGULADOR DE VELOCIDAD DE TURBINAS HIDRAULICAS

1. Generalidades

Cuando se produce una variación de carga en la turbina sucede la variación del par resistente que actúa sobre ella sea en aumento o disminución del mencionado par, sucediéndose una variación de la velocidad de rotación del grupo turbina-generador. En caso de aumento del par resistente, la velocidad de rotación disminuirá (n_2), en caso de disminución; la velocidad aumentará (n_1). Esta variación de velocidad se podrá evitar graduando el caudal (aumentando o disminuyendo el caudal utilizado, en cada instante) de tal forma que la velocidad se mantenga constante; lo que significa una potencia adecuada a la requerida por la variación de carga. Esta operación puede ser realizada manual o automáticamente. El objeto de nuestro tema es tratar de conocer en líneas generales la problemática de la regulación automática de velocidad de turbinas hidráulicas para pequeñas centrales hidroeléctricas y obtener los criterios necesarios para seleccionar un adecuado regulador de velocidad. En síntesis la función del regulador de velocidad consiste en mantener, luego de una variación de carga, la velocidad de rotación en su valor nominal (frecuencia nominal de la red), así como lograr que la turbina entregue la potencia requerida por la carga.

2. Características de los reguladores

2.1. Grado de irregularidad

Es la relación que existe entre la diferencia de la velocidad más alta que alcanza la turbina, antes de iniciar la regulación (n_1) y la velocidad más baja (n_2) con la magnitud media de ambas velocidades también antes del inicio de la regulación, (el primer caso implica una disminución de carga y, el segundo, un aumento de carga).

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{\frac{n_1 + n_2}{2}}$$

2.2. Grado de irregularidad del sistema regulador

Es la relación de la diferencia de las velocidades en vacío y plena carga con la suma media de ambas velocidades (n_v y n_c).

$$\delta_R = \frac{n_v - n_c}{\frac{(n_v + n_c)}{2}}$$

Para obtener un buen funcionamiento del regulador se debe cumplir la siguiente relación:

$$\delta \geq R$$

2.3. Grado de insensibilidad del regulador

Es la relación que existe entre la diferencia de la velocidad de equilibrio y la velocidad en que la señal perturbadora es sensada (n_e y n_s), con la media de ambas velocidades.

$$E = \frac{n_s - n_e}{\frac{n_s + n_e}{2}}$$

3. Elementos componentes de un regulador de velocidad

El regulador de velocidad está compuesto por los siguientes elementos: (Fig. 1).

1. Señal perturbadora
2. Elemento sensor de la variación de la velocidad o de la frecuencia
3. Transmisión del sensor al sistema de distribución
4. Sistema de distribución (amplificador)
5. Sistema de fuerza (servomotor)
6. Transmisión de la señal del elemento regulador al sensor (enlace contrario)
7. Mecanismo de dirección del regulador

4. Tipos de reguladores de velocidad

4.1.

Los reguladores de velocidad están divididos por su principio de funcionamiento y por su estructura.

4.1.1.

Por su principio de funcionamiento se sub-dividen en reguladores estáticos y reguladores astáticos o isódromos.

Los primeros no pueden abastecer la exactitud requerida para el trabajo del sistema debido a que tienen un grado de irregularidad muy elevado, es decir, la velocidad depende fuertemente de la carga (Por ello en la actualidad sólo se utilizan reguladores isódromos). Los reguladores astáticos o isódromos se caracterizan porque en ellos se puede reducir el grado de irregularidad a cero o a una mínima magnitud.

4.1.2.

De acuerdo a su estructura los reguladores se dividen en mecánicos hidromecánicos, electrohidráulicos, electromecánicos y electrónicos -- ELEC.

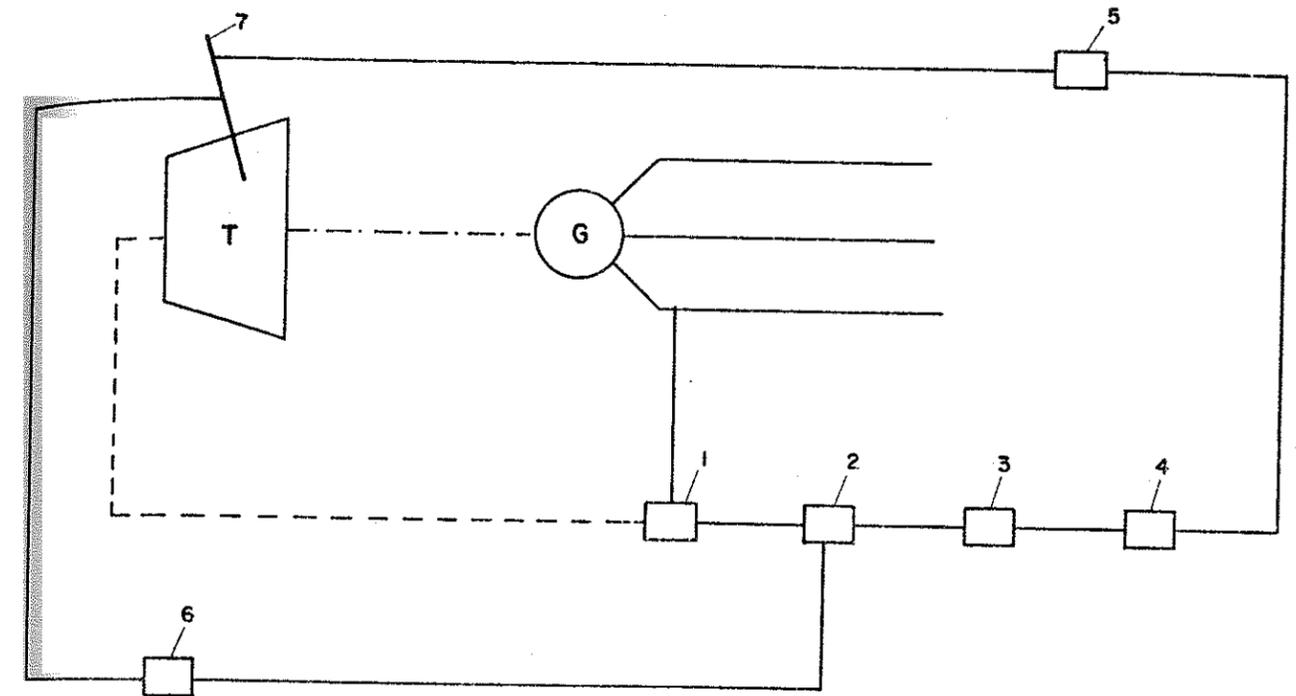


Figura 1

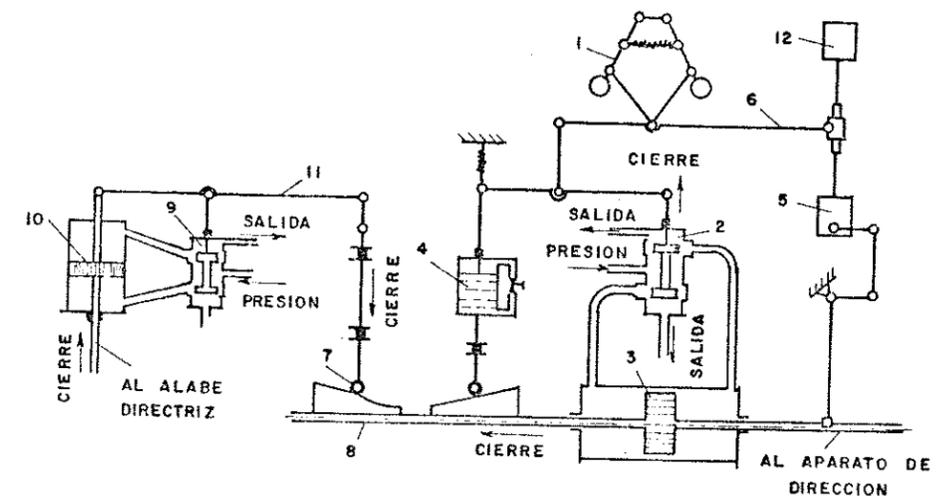


Figura. 2. Esquema de un regulador hidromecánico

4.1.2.1.

Los reguladores hidromecánicos están compuestos de tres elementos fundamentales: el mecanismo regulador, bomba de aceite y servomotores.

- a) El mecanismo regulador está compuesto por el péndulo centrífugo que dirige el movimiento del pistón distribuidor que regula la entrada de aceite de la bomba al cilindro del servomotor. En el mecanismo regulador se encuentra ubicado el elemento de enlace contrario, el mecanismo isódromo y mecanismos de dirección auxiliares.
- b) Las bombas de aceite están compuestas por sistemas de engranajes. El movimiento se transmite a través de la polea que sirve para la transmisión del movimiento gírico y va conectado al eje de la turbina por una banda (faja), que es movida por motores asincronos.

(*) Los reguladores mecánicos no son tema de análisis en el documento debido a que en la actualidad tiene poco uso.

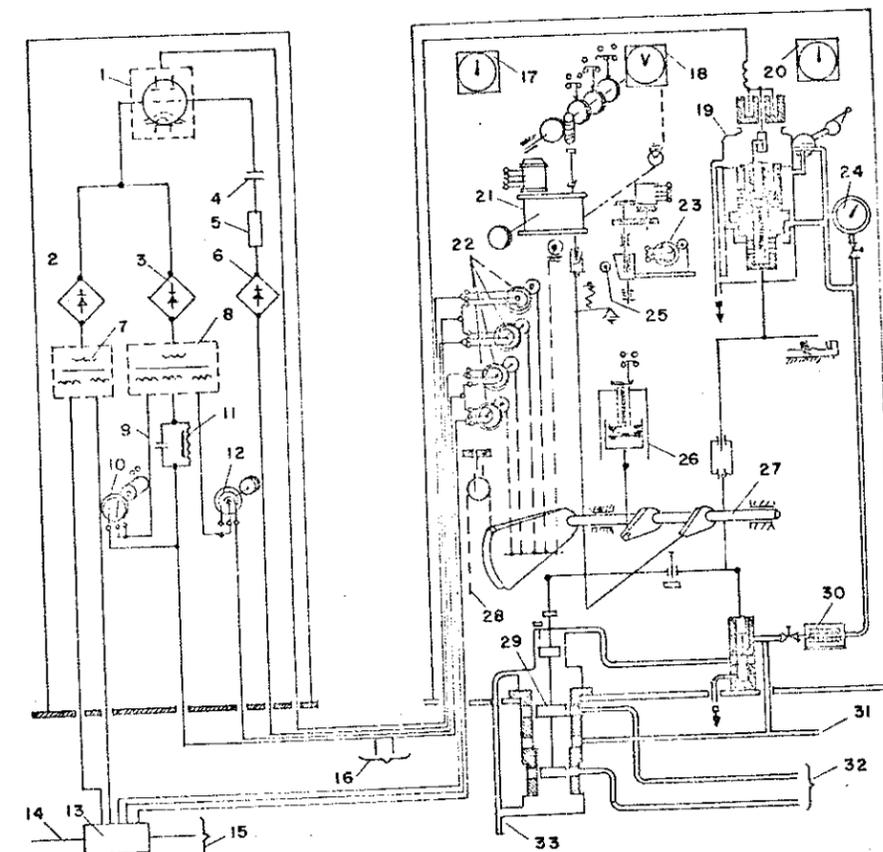
- c) El servomotor está formado por un cilindro de pistón de movimiento doble (elemento de desplazamiento positivo).

Donde: (Fig. 2)

1. Sensor
2. Válvula distribuidora
3. Servomotor
4. Mecanismo isódromo (amortiguador) de enlace contrario
5. Brazo derecho de palanca
6. Palanca
7. Rueda
8. Base
9. Válvula distribuidora
10. Servomotor (accionamiento lento)
11. Palanca de enlace contrario

4.1.2.2.

Los reguladores electromecánicos, electrohidráulicos son sistemas eléctricos que actúan sensando la frecuencia de la corriente del generador y ponen en movimiento un servomotor hidráulico o eléctrico, a veces se utiliza el voltaje como señal sensada. Comúnmente se usan para turbinas de baja potencia 1400 kW, debido a que con el aumento de la potencia del grupo, aumenta el costo del regulador.

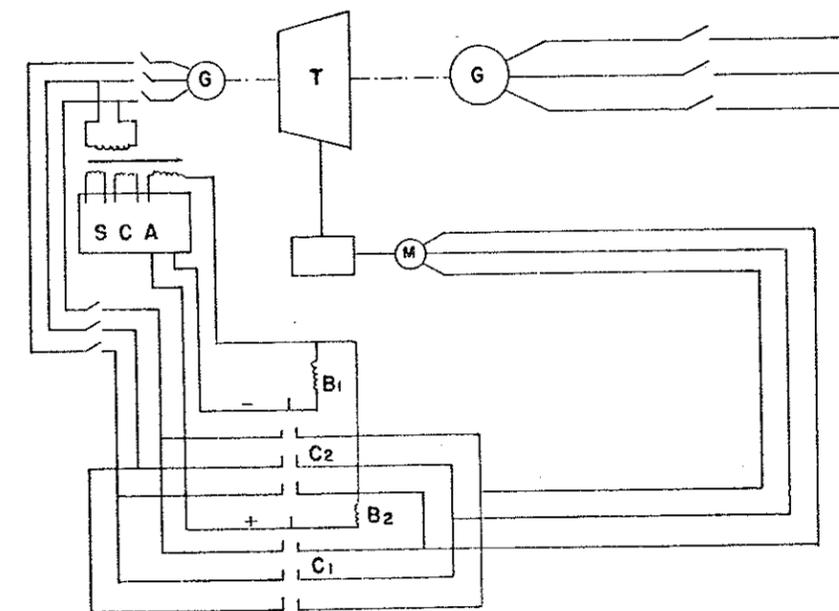


REGULADOR ELECTROHIDRAULICO

Figura Nº 3

Figura No. 3

1. Amplificador de la señal perturbadora
2. Diodo de regulación en grupo
3. Diodo de regulación individual
4. Condensador isódromo
5. Resistencia isódroma
6. Diodo isódromo
7. Sumador de regulación en grupo
8. Sumador de regulación individual
9. Condensador de medición de frecuencia
10. Mecanismo variacional de la velocidad
11. Inductancia para medir la frecuencia
12. Mecanismo regulador de la irregular
13. Sensor de potencia de los grupos
14. Señales de dirección de otros grupos
15. Señal de mando de otros grupos.
16. Tensión del tacogenerador
17. Electrotacogenerador
18. Indicador de apertura del aparato direccional
19. Transformador electrohidráulico
20. Elemento de balance
21. Reductor limitador de apertura
22. Mecanismo de enlaces contrarios
23. Mecanismo de enlace contrario por altura
24. Manómetro
25. Limitador de presión
26. Sistema contra embalamiento
27. Eje del interruptor
28. Cable de enlace contrario



REGULADOR ELECTRO-ELECTRONICO

Figura 4

29. Distribuidor principal
30. Filtro del aceite
31. Tubería de presión
32. Tuberías dirigidas al servomotor
33. Tubería de vaciado

4.1.2.3.

Los reguladores electro-electrónicos están compuestos por un sistema sensor de frecuencia electrónica y el servomotor que es un motor eléctrico (asíncrono trifásico o de corriente constante). Por su reducido costo se adaptan a las pequeñas centrales hidroeléctricas en los rangos estipulados por OLADE.

En donde: (Fig. 4)

- g = generador del microsistema
- M = servomotor
- B₁ y B₂ = bobinas de los relés
- SCA = sensor, comparador y amplificador
- C₁ y C₂ = contactos de los relés
- T = transformador de varios devanados

5. Parámetro básico de selección del regulador:

La selección de los reguladores de velocidad y sus componentes se realiza en función a su capacidad de trabajo, I en Kgm.

Este dato se le proporciona al fabricante de turbinas para que entregue el regulador adecuado.

El coeficiente de capacidad de trabajo I (Kgm), se mide por el producto de la magnitud de máxima fuerza con el desplazamiento que se requiere para abrir o cerrar completamente el paso del agua en la turbina (válvula reguladora del caudal, álabes directrices).

Su magnitud puede ser determinada en forma aproximada por las siguientes fórmulas:

- a) Para turbinas Francis

$$I = K b_o \alpha_o H D$$

- b) Para turbinas Kaplan y de bulbo (con álabes giratorios)

$$I = K_1 \alpha H D^3$$

- c) Para el servomotor de turbinas Pelton

$$I = Z_o (d_o + 0.00017 d_o^3 H)$$

- d) Para turbinas Michell

$$I = 31 D_e Q \sqrt{H}$$

donde:

- H = Altura neta (m)
- D = Diámetro nominal del rodete
- b_o = Altura del aparato de dirección (brazo del elemento regulador)
- α_o = Apertura máxima del aparato de dirección (m)
- α = Angulo de vuelta de los álabes (grad.)
- d_o = Diámetro de la salida del chorro (m)
- Z_o = Número de toberas
- K = Coeficiente igual a 400 para turbinas radiales y axiales que tienen un D < 3 m; para las demás turbinas K = 300
- K₁ = Coeficiente igual a 0.8 si se tiene cuatro o cinco álabes
- D_e = Diámetro exterior del rodete (m)
- Q = Caudal máximo de la turbina (m³/seg.)

Este método de selección del regulador, requiere que se realice un prediseño de la turbina, para determinar aproximadamente las dimensiones geométricas, necesarias para efectuar el cálculo del coeficiente de capacidad de trabajo.

6. Determinación del la garantía de la regulación

Sabemos que cualquier cambio desarrollado por la potencia de la turbina como consecuencia de la variación de frecuencia, en el momento de la regulación está acompañado por el cambio de la magnitud del flujo (caudal del agua) en la tubería como consecuencia de la oscilación de la presión a causa del fenómeno de golpe de ariete. La oscilación puede ser muy pequeña si tomamos un tiempo de regulación lo suficientemente amplio. Pero es necesario tener en cuenta que el aumento de este tiempo va acompañado de un grado de irregularidad muy amplio. Asimismo la excesiva disminución del tiempo de regulación, trae consigo, desde el punto de vista de resistencia de la tubería y de la turbina, el aumento de la magnitud del módulo de golpe del ariete. Por ello en la práctica siempre se toma un tiempo de regulación tal que permita evitar la oscilación de la presión fuera de los límites permitidos, así como la oscilación de la velocidad de la turbina. El valor de este tiempo varía entre 5 y 8 seg.

Por ello el objetivo del cálculo de la garantía de la regulación es la selección de los parámetros básicos del regulador y de la tubería, y determinar la magnitud de las variaciones de velocidad y presión en los límites permitidos.

El caso más peligroso y para el cual es necesario realizar el cálculo de la garantía de la regulación se da cuando sucede una avería en la red o en el mismo grupo generador, lo que significa el rompimiento de la red y una completa descarga. El segundo caso se presenta cuando paralelamente están trabajando varios grupos, y si una pequeña central se encuentra interconectada a un sistema (de baja o media tensión) sale de servicio. Esto significa que los demás grupos se sobrecargan, ya que toman la carga del grupo o central que quedó fuera del sistema. Debido a que el sistema trabaja en paralelo, la presión del agua y la velocidad de la turbina en los demás grupos sufren pequeñas variaciones.

Para este análisis se considera el tiempo de regulación intermedio. La situación más peligrosa se presenta cuando un grupo de la central interconectada se queda sin carga ya que sucede un fenómeno similar al primer caso pero en mayores porcentajes.

Los parámetros que se deberán obtener el tiempo óptimo de regulación, (tiempo de cierre a la válvula reguladora de caudal) y la determinación aproximada del momento de inercia.

Decíamos que el aumentar el tiempo óptimo de regulación disminuye el efecto del golpe de ariete. Asimismo el efecto que causa el aumento o disminución excesiva del tiempo de regulación también se presenta al aumentar o disminuir el momento de inercia. (Si el aumento del momento de inercia no satisface las condiciones óptimas del proceso transitorio, entonces se recomienda aumentar el diámetro de la tubería o disminuir la longitud de la misma). La primera acción eleva los costos de la tubería y la segunda sugiere un replanteo del esquema de instalación de la tubería o cambiar el lugar y el sitio seleccionado para ubicar la casa de máquinas. En último caso, de no ser posible tomar estas medidas, se utilizan reguladores de presión, lo que permite disminuir el tiempo de regulación sin aumentar la presión a lo largo de la tubería (la presión aumenta sólo hasta el lugar donde se encuentra el regulador de la presión). Esta instalación también es costosa y, además, no disminuye la magnitud del golpe de ariete negativo. La utilización de estos elementos exigen la realización de obras auxiliares e instalar elementos adicionales para disipar la energía a la salida de los reguladores.

Por ello se recomienda tener un criterio que nos permita en el proceso del diseño preliminar determinar rápidamente para cada caso acciones para asegurar la garantía de la regulación. Para ello es necesario datos de la magnitud del momento de inercia del grupo turbina-alternador. Para ello y en base a la experiencia de la construcción de turbinas y generadores se determina mediante la siguiente fórmula empírica, en una primera aproximación, el momento de inercia del grupo.

$$GD^2 = F \frac{P^{1.2}}{n_0^2} \quad TM^2$$

F = Coeficiente que varía entre 230 y 550

P = Potencia del grupo (KW)

n_0 = Velocidad de rotación de la turbina (r.p.m.)

La magnitud del momento de inercia obtenido puede aumentarse o disminuirse en función a la determinación de la garantía de la regulación.

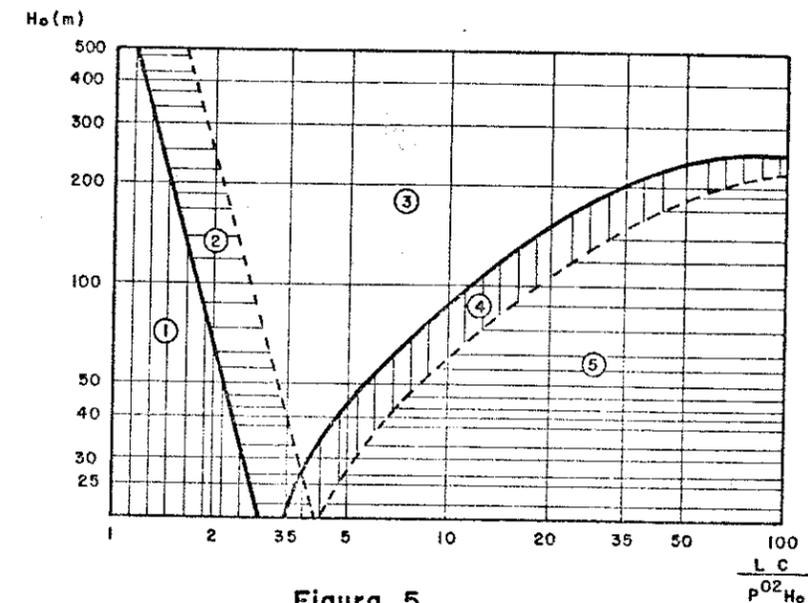


Figura. 5

Por ello para determinar el caso, en que debe usarse una baja o elevada magnitud del momento de inercia y que pueda abastecerse la garantía de regulación y para obviar cálculos, se puede usar el siguiente gráfico: (Fig. N. 5)

donde:

L = Longitud de la tubería en (m)

C = Velocidad del agua en tubería (m/seg)

P = Potencia del grupo turbina alternador (KW)

H₀ = Altura neta (m)

1. Se asegura la garantía de la regulación con un grupo con momento de inercia bajo

$$(60 \text{ ó } 70 \text{ o/o}) GD^2 \text{ (60 ó 70 o/o) } GD^2$$

2. Lo mismo pero con un grupo con G momento de inercia alto

$$(120 \text{ ó } 2 \text{ o/o}) GD^2 \text{ (120 ó 2 o/o) } GD^2$$

3. Lo mismo pero se deberá utilizar un regulador de presión.
4. Lo mismo pero usando un regulador de presión y un momento de inercia alto.
5. La regulación no puede ser garantizada.

7. Análisis del golpe de ariete y de la sobrevelocidad:

7.1.

El análisis del golpe de ariete se realiza con el objeto de determinar el tiempo de cierre de la válvula reguladora del caudal inyector, álabes directrices, aguja pelton, así como para definir la magnitud del momento de inercia, y el análisis de la sobrevelocidad, para definir la velocidad máxima que alcanzará la turbina en el lapso del tiempo de cierre propuesto.

En el análisis del golpe de ariete, consideramos la longitud de la tubería de presión, debido a que constituye uno de los parámetros básicos que determina la magnitud del módulo de golpe de ariete.

7.2. Determinación de la velocidad de la onda de sobrepresión:

Para hallar la velocidad de la onda de sobrepresión se considera los parámetros de la tubería de presión y se la determina mediante la siguiente fórmula:

$$a = \frac{c}{1 + \frac{E}{E_1} \frac{d_i}{e}} ; \quad \frac{m}{seg}$$

donde:

c = Velocidad de propagación del sonido en el agua 1420 m/seg a una temperatura de 15 °C

E₁ = módulo de elasticidad a la tensión del material de la tubería en Kg/m².

E = Módulo de elasticidad del agua a la compresión 2 x 10⁸ Kg/m²

d_i = diámetro interior de la tubería (cm)

e = espesor de la pared de la tubería (cm)

E₁ = 1.2 x 10⁸ Kg/m² — Para tubería de polietileno

E₁ = 2.25 x 10⁸ Kg/m² — Para tubería de P.V.C.

E₁ = 210 x 10⁸ Kg/m² — Para tubería de fierro.

E₁ = 30 x 10⁸ Kg/m² — Para tubería de asbesto cemento.

7.2.2.

En función a la magnitud obtenida se determina la sobrepresión y a los coeficientes K y N en base a los que se puede hallar la sobrepresión (golpe de ariete positivo y negativo).

$$K = \frac{a v}{2 g H} ; \quad N = \frac{a \cdot T_c}{2 L}$$

T_c = El tiempo de cierre para una primera aproximación se toma entre 8 y 10 segundos.

7.2.2.1. Sobrepresión en el caso de golpe de ariete positivo:

$$h = \frac{a v}{g} \quad \text{si } K < 1 \text{ y } N < 1$$

$$h = \frac{a v}{g (N + K (N - 1))} \quad \text{si } K < 1 \text{ y } N > 1$$

$$h = \frac{a v}{g (2 N - K)} \quad \text{si } K > 1 \text{ y } N > 1$$

donde:

H = salto máximo (m)

- L = longitud equivalente de la tubería de presión (m)
 v = velocidad del agua en la tubería de presión (m/seg)
 g = aceleración de la gravedad (m/seg²)

7.2.3. Golpe de ariete negativo:

$$h = \frac{a v (-K + K^2 + N^2)}{g N^2}$$

7.3. Determinación de la sobrevelocidad:

Para definir la sobrevelocidad de rotación máxima que alcanzará el grupo turbina-generador utilizamos los datos anteriormente definidos tales como GD² y T_c.

La magnitud hallada deberá encontrarse entre 25 y 35 o/o.

Por tanto la sobrevelocidad estará dada por:

$$\Delta n_{\max} = \frac{\Delta n_{\max} - n}{n} = \frac{1800 \times 102 \times g}{2 \pi^2} \frac{P_G T_c}{GD^2} \leq .25 \text{ o/o } \text{ ó } .35 \text{ o/o}$$

donde:

- P_G = potencia o generar del grupo turbina-generador (KW)
 T_c = tiempo de cierre (seg)
 GD² = Momento de inercia del grupo
 n max = Velocidad máxima que alcanza la turbina en el transcurso del tiempo de cierre T_c.
 Δn = Velocidad de rotación nominal

Si la magnitud obtenida es mayor a los límites propuestos, entonces se deberán tomar las medidas necesarias que garanticen la regulación óptima de la velocidad.

8. Consideraciones generales de selección del regulador:

8.1. Consideraciones técnicas:

- En función al parámetro de selección del regulador -A, identificar posibles proveedores del regulador considerar el pedido del regulador a fabricantes de turbinas, teniendo en cuenta que la turbina en la práctica, conforma un sistema muy interrelacionado con el regulador.

— Deberá analizarse la capacidad de fabricación, reparación y adquisición de componentes del regulador en el país (componentes mecánicos, eléctricos, electrónicos).

— El mantenimiento y su operación deberán ser adecuados a las condiciones de su aplicación (sencillos).

— Facilidad de montaje y desmontaje de piezas y accesorios.

— Considerar el nivel de desarrollo tecnológico del país, para poder asegurar en caso de averías, una rápida reparación. Este paso es necesario para no estar obligados a la importación de piezas o partes que puedan producirse localmente y con materiales disponibles en el país.

8.2. Consideraciones económicas:

En este aspecto, se recomienda canalizar las actividades para obtener costos óptimos del regulador, sin que ésto signifique utilizar reguladores de bajos costos.

Para lo cual se tendría en cuenta:

- La confiabilidad y buena eficiencia (alto grado de garantía)
- Facilidad de adaptación a la industria local, para la fabricación de repuestos.
- Alta durabilidad (vida útil)
- Tener en stock, (en caso de imposibilidad de fabricación de repuestos) repuestos de partes y piezas.

8.3. Adquisición del equipo:

Las consideraciones que se tendrán en cuenta para la adquisición del regulador constituyen asimismo criterios para definir su selección.

Al proveedor se le solicitará:

- Planos de ensamble del regulador, instrumentos de desmontaje y reparación.
- Indicaciones técnicas acerca de los materiales de los eslabones más delicados y que están sujetos a reparaciones.
- Lista de repuestos.
- Asistencia técnica para el personal local, para obtener un buen mantenimiento y operación.

9. BIBLIOGRAFIA

1. "Centrales hidroeléctricas: su estudio, montaje regulación y ensayo"
Zoppetti Judes Gaudencio. Editorial Gile S.A. Barcelona 1979.
2. "Gidroelktrostansyi"
P.P. Argunov. Gosstroizdat USSR Kiev - 1980
3. "Gidroenergetichescoe Oborudovanie Gidroeelktrostansyi y evo Montazh"
A.N. Goncharov. Moskva "Energia" 1978.
4. "Teoria Avtomatichescovo Upravlenia"
Akad. A. A. Voronova. Moskva. "Visshaya Shkola" 1977.
5. "Osnovi Ispolsovania Vodnoyi Energii"
I. P. Denisov "Energia" Moskva 1974.
6. "Minicentrales Hidroeléctricas" (Manual de toma de Decisiones)
ONU DI OLADE 1981.
7. "Documentos Técnicos Elaborados por Expertos del Programa Regional de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas de OLADE"
OLADE -- 1980.
8. "Manual del Ingeniero Mecánico"
Marxs -- 1979.

IV

04. GENERADORES ELECTRICOS

ANTONIO SUAREZ FIGUEROA

CONTENIDO

1. DEFINICION
2. CLASIFICACION
 - 2.1. GENERADOR SINCRONICO
 - 2.2. GENERADOR ASINCRONICO
3. FORMAS CONSTRUCTIVAS DE GENERADORES
 - 3.1. GENERADORES SINCRONICOS
 - 3.2. GENERADORES ASINCRONICOS
 - 3.3. POSICION DEL EJE
4. PARAMETROS BASICOS DE LOS GENERADORES
5. EXCITACION DE LOS GENERADORES
6. REGULACION DE TENSION
7. PROTECCION DE GENERADORES
 - 7.1. OPERACION DEL GENERADOR
 - 7.2. TIPOS DE FALLAS
 - 7.3. USO DE LAS PROTECCIONES
 - 7.4. ESQUEMA DE CONEXIONES
8. SELECCION DE GENERADORES
 - 8.1. PARAMETROS DE SELECCION
 - 8.2. DETERMINACION DE LA POSICION DEL EJE
 - 8.3. ADQUISICION DEL GENERADOR
9. BIBLIOGRAFIA.

GENERADORES ELECTRICOS

1. Definición

El generador es una máquina eléctrica de corriente alterna monofásica y/o trifásica, (*) utilizada para transformar la energía mecánica entregada por la turbina en energía eléctrica.

(*) (Existen también generadores de corriente continua).

Las máquinas eléctricas cumplen con el principio de conversión y por ello pueden funcionar en el régimen de generador o en el régimen de motor.

2. Clasificación

Existen dos tipos fundamentales de generadores que en la actualidad se usan en instalaciones de pequeñas centrales hidroeléctricas y que son:

- a) Generadores sincrónicos (conocidos también como alternadores)
- b) Generadores asincrónicos

2.1. Generador sincrónico (alternador)

Se denomina a aquella máquina eléctrica cuya velocidad de rotación del motor (n) se encuentra en una constante relación con la frecuencia del campo magnético, lo que significa que el rotor gira a la velocidad del campo magnético.

$$n_1 = \frac{60 f}{p} \quad \text{ó} \quad f_1 = \frac{n_1 p}{60} \quad (2.1)$$

donde:

p = número de pares de polos

f = frecuencia de la red en Hz (ciclos / segundo)

n_1 = velocidad de rotación del campo magnético en revoluciones por minuto (RPM)

La máquina sincrónica se utiliza fundamentalmente como generador, produciendo energía eléctrica, también se la utiliza como motor, (como compensador de energía reactiva - motor que trabaja en vacío).

(*) Las máquinas pueden ser polifásicas (2, 3, 4, etc. fases).

Para que la máquina sincrónica genere energía eléctrica, aparte de tener máquina motriz prima, debe ser excitada por un campo magnético continuo otra máquina especial de corriente continua o magnetos, y se conoce con el nombre de excitatriz, y que comunmente está instalada en el mismo eje del generador, o en máquinas de pequeña potencia, se instalan en el estator.

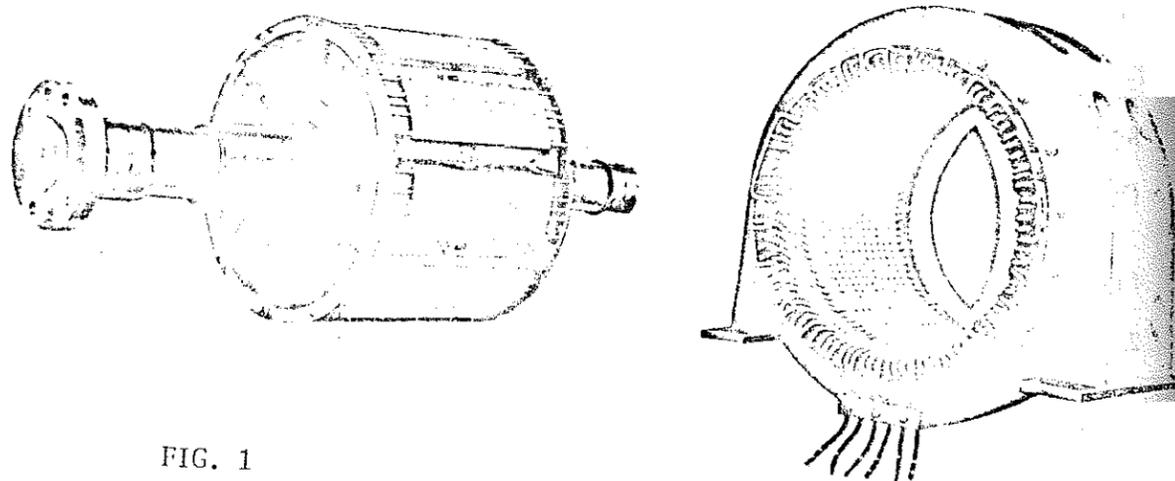


FIG. 1

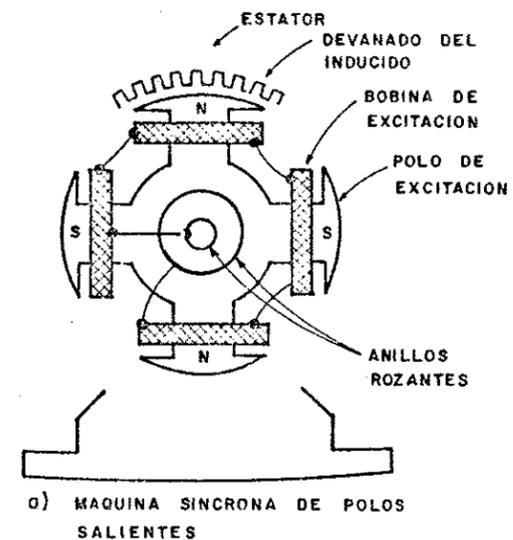


Figura. 3. ESQUEMA DE UN GENERADOR SINCRONICO CON INDUCIDO INMOVIL Y CON POLOS SALIENTES MOVILES.

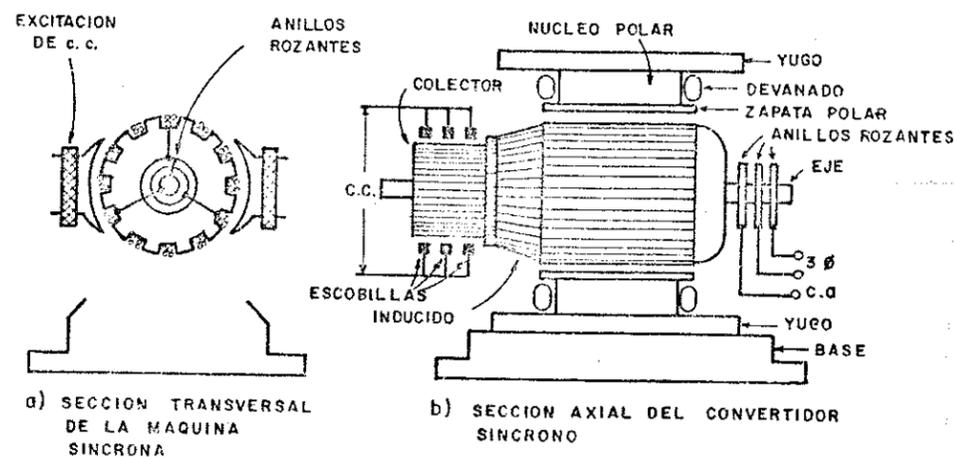
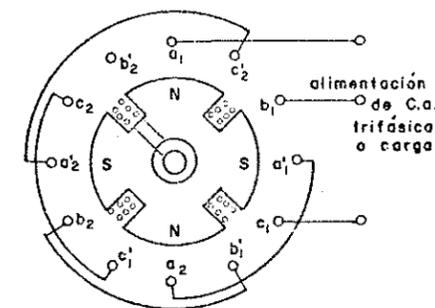


Figura. 2. ESQUEMA DE UN GENERADOR SINCRONICO CON INDUCIDO MOVIL Y CON POLOS SALIENTES FIJOS.



GENERADOR SINCRONICO CON INDUCIDO FIJO Y POLOS NO SALIENTES MOVILES

Figura 4

2.2. Generador asincrónico

Se denomina a la máquina eléctrica en la cual la velocidad de rotación del rotor (n) no depende de la frecuencia del campo magnético giratorio.

$$n \neq \frac{60 f}{p} \quad \text{ó} \quad f_1 \neq \frac{np}{60} \quad (2.2)$$

Significa que existe un desfase entre la velocidad del rotor y la velocidad del campo magnético giratorio, ($n \neq n_1$) y que se denomina desligamiento.

Con diferencia de las máquinas sincrónicas, las asincrónicas se utilizan fundamentalmente como motores y para que funcionen como generadores es necesario conectar un banco de condensadores que cumple el papel de exitatríz. En la actualidad se vienen realizando trabajos de experimentación y aplicación práctica de este tipo de máquinas como generadores, fundamentalmente para su funcionamiento en régimen autónomo.

3. Formas constructivas de los generadores

3.1. Generadores sincrónicos

Este tipo de máquina se caracteriza por tener un inducido y polos de excitación.

Por la ubicación de los polos los generadores son con los polos de excitación inmóviles e inducido móvil y con inducido inmóvil y con polos de excitación móviles.

Por la forma constructiva de los polos, los generadores sincrónicos se clasifican en generadores con polos salientes y generadores con polos lisos (no salientes).

En las figuras 1, 2, 3 y 4 se muestran generadores de los tipos referidos.

Fig. 1 Generadores con polos salientes

- a) Rotor
- b) Estator

Fig. 2 Esquema de un Generador sincrónico con inducido móvil y con polos salientes fijos.

Fig. 3 Esquema de un Generador sincrónico con inducido inmóvil y con polos salientes móviles.

Fig. 4 Generador sincrónico con inducido fijo y polos no salientes móviles.

Los generadores con polos no salientes comúnmente son de altas revoluciones y los de polos salientes de bajas revoluciones.

El número de pares de polos constituyen la base principal para determinar la velocidad de rotación del campo magnético y por tanto del generador.

Los generadores sincrónicos de altas revoluciones, generalmente funcionan con turbinas térmicas y los de bajas revoluciones con turbinas hidráulicas. Cabe señalar que en la región se vienen realizando trabajos de adaptación de generadores que trabajan con grupos térmicos, para su funcionamiento con turbinas hidráulicas.

3.2. Generadores asincrónicos:

Los generadores asincrónicos de inducción presentan una construcción del estator similar a la descrita para el generador sincrónico. La diferencia se encuentra en el rotor.

En función a la forma constructiva del rotor, se distinguen dos tipos de máquinas asincrónicas:

a) Máquina asincrónica con rotor fasorial (de rotor bobinado).

Denominado así porque en el rotor se coloca una bobina comúnmente unida en estrella (Y) que se conecta al exterior a través de anillos de cobre. (Luego del arranque la bobina se cortocircuita).

b) Máquinas asincrónicas con rotor cortocircuitado.

Denominado así porque en los devanados del rotor se colocan barras (latón, aluminio o cobre) unidas en los costados por un círculo metálico cortocircuitado, del mismo material, dando la impresión de una jaula de ardilla. Por ello se les conoce como máquinas asincrónicas con rotor de jaula de ardilla. En la figura 5 se muestran los tipos de máquinas asincrónicas.

Fig. 5 a) Máquina asincrónica rotor bobinado

b) Motor de la máquina asincrónica con rotor cortocircuitado

Cabe señalar que las máquinas asincrónicas de rotor corto circuitado son comúnmente utilizados para su uso como generadores.

Las máquinas asincrónicas de rotor bobinado también pueden trabajar como generadores, pero debido a que su construcción es más compleja y por tanto el costo no se recomienda el uso de este tipo de máquinas.

Para que las máquinas asincrónicas funcionen en el régimen de generadores necesitan tener, al igual que las máquinas sincrónicas un campo de excitación. Si la máquina trabaja conectada a un sistema, el campo de excitación es tomado de la red, pero si funciona en forma autónoma, es necesario como se señala anteriormente un banco de condensadores especialmente calibrados para ello. En la figura 6 mostramos el esquema de conexión de este banco.

En pequeñas centrales hidroeléctricas aisladas, el uso de este tipo de generadores es restringido hasta la potencia de 50 KW, debido a que el costo del banco de condensadores hace que su uso para potencias mayores sea económicamente inadecuado.

Los trabajos que se vienen realizando a la fecha para la adaptación de motores asincrónicos como generadores han mostrado resultados positivos, pero dado a que el costo del banco de condensadores crece en función al aumento de potencia, el uso de generadores asincrónicos en el régimen autónomo se limita solo a bajas potencias.

Fig. 6 Esquema de conexión de un generador asincrónico con un banco de condensadores.

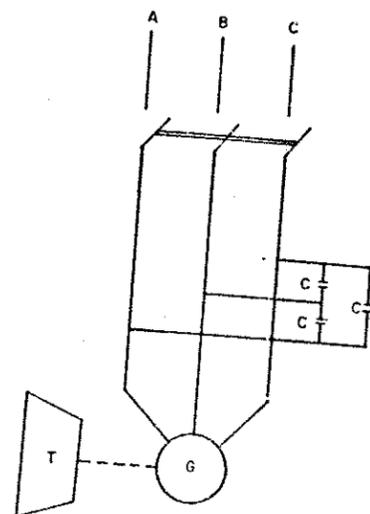
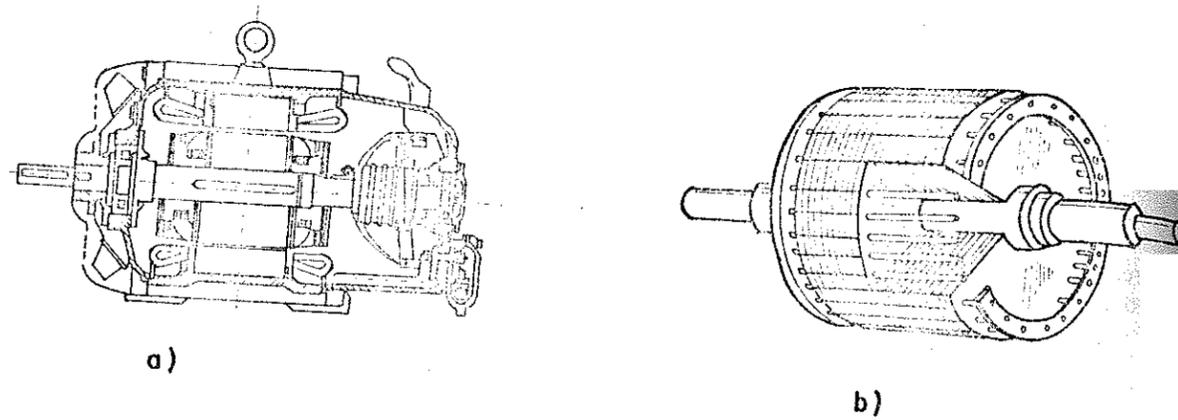


Figura. 6
ESQUEMA DE CONEXION DE UN GENERADOR ASINCRONICO CON UN BANCO DE CONDENSADORES

3.3. Posición del eje del generador:

Existen generadores con ejes horizontales y verticales. La determinación de la posición del eje del generador se realiza en función de la superficie que se tenga para la sala de máquinas. En las figuras 7, 8 y 9 se muestran grupos generadores en diferentes posiciones.

Fig. 7 Generador de eje horizontal

Velocidad de rotación 600 RPM

Frecuencia 50 Hz

Potencia 1250 kW

Fig. 8 Generador de eje Vertical - potencia 500 kW velocidad 375 RPM - frecuencia 50 Hz

Fig. 9 Generador de eje vertical - potencia 75 kW - velocidad 1000 RPM - frecuencia 50 Hz

Los generadores eléctricos en función de su potencia pueden ir acoplados directamente a la turbina o unido a esta a través de fajas (bandas) o engranajes. (El bloque turbina - generador forma un grupo compacto, en el cual todos sus elementos se encuentran tecnológicamente y constructivamente relacionados).

4. Parámetros básicos de los generadores:

Los parámetros fundamentales del generador son:

P_G potencia a generar kW

S potencia aparente KVA

V tensión nominal V

n velocidad de rotación RPM

f frecuencia de la corriente Hz

η eficiencia

GD^2 momento de inercia $Kg \cdot m^2$

La potencia activa del generador está dada por la siguiente fórmula:

$$P_G = P_T \eta_G \eta_{TR} \quad (kW) \quad (4)$$

donde:

P_T = potencia de la turbina

η_G = eficiencia del generador

η_{TR} = eficiencia de la transmisión

La potencia aparente se da por la fórmula:

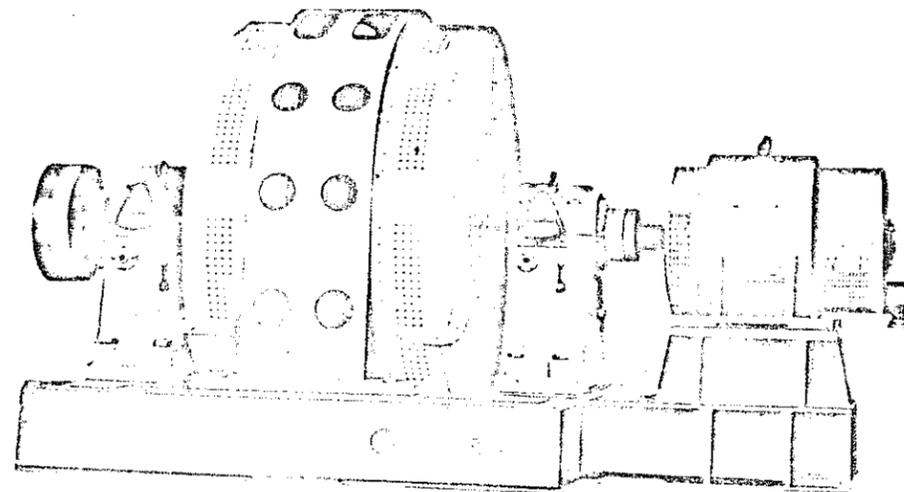


Fig. 7.- Generador de eje horizontal
Velocidad de rotación 600 RPM
Frecuencia 50 Hz
Potencia 1250 kW

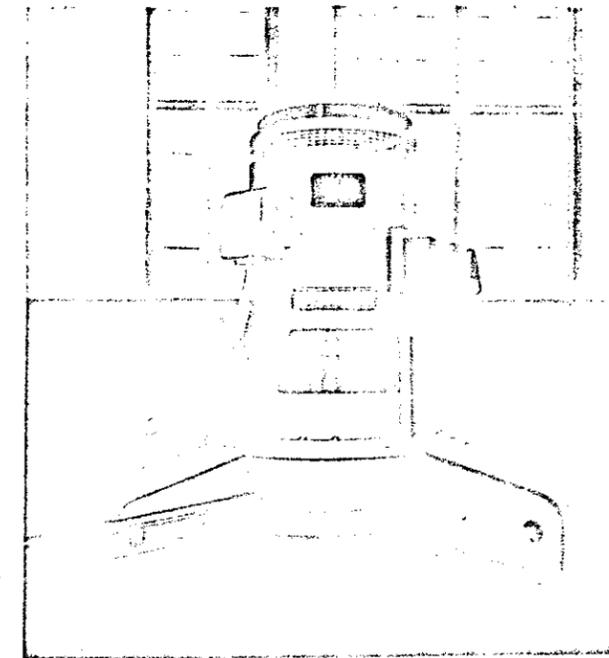


Fig. 8.- Generador de eje Vertical - potencia 500 kW
velocidad 375 RPM - frecuencia 50 Hz

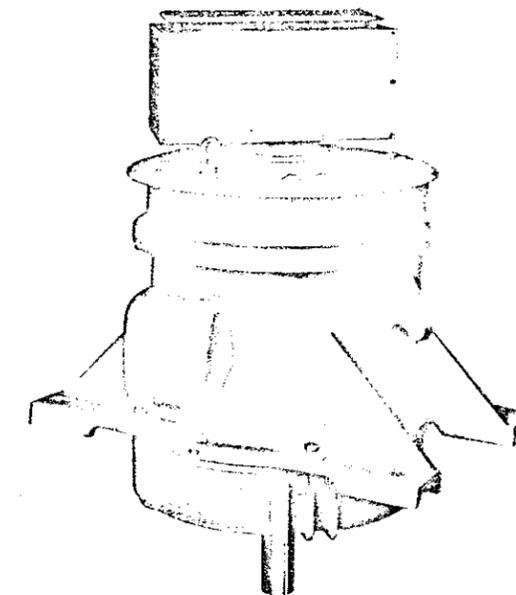


Fig. 9.- Generador de eje vertical - potencia 75 kW
velocidad 1000 RPM - frecuencia 50 Hz

$$S = \frac{P_G}{\cos \varphi} \quad \text{KVA}$$

donde:

$\cos \varphi$ — factor de potencia

La velocidad de rotación del campo magnético se da por:

$$n = \frac{60 f}{p} \quad \text{RPM}$$

5. **Excitación de generadores:**

El sistema de excitación está conformado por un conjunto de máquinas y aparatos cuya función específica es suministrar la energía necesaria para excitar al generador. Asimismo es necesario tener en cuenta que el sistema de regulación no consiste solamente en abastecer permanentemente una potencia de excitación fija sino que debe desarrollar la potencia que sea necesaria y modificarla tan rápidamente como sea posible.

Fig. 11 Sistemas de excitación

En la fig. 11 b) EP = excitatriz

EA = excitatriz auxiliar

A = amplidina

M = motor auxiliar

dm = desmagnetizante a mano

m = magnetizante

da = desmagnetizante automático

6. **Regulación de Tensión:**

Como en la práctica es imposible mantener la magnitud de la tensión en los bornes del generador constante, y por ende evitar que existan variaciones causadas por las perturbaciones y cambios de carga. Este regulador de tensión debe cumplir con las siguientes exigencias.

- a) mantener el valor de la intensidad de corriente rotórica en el valor necesario durante la perturbación o el cambio de carga.
- b) restablecer tan rápido como sea posible la tensión en los bornes del generador, a fin de mantener en funcionamiento óptimo del sistema de generación.

Fig. 12 Esquemas de reguladores de tensión

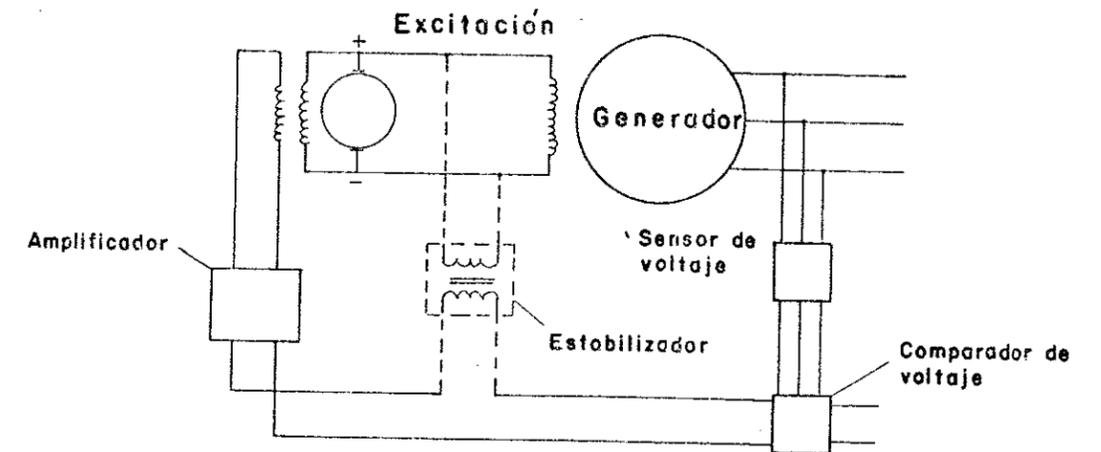


Figura Nº 10

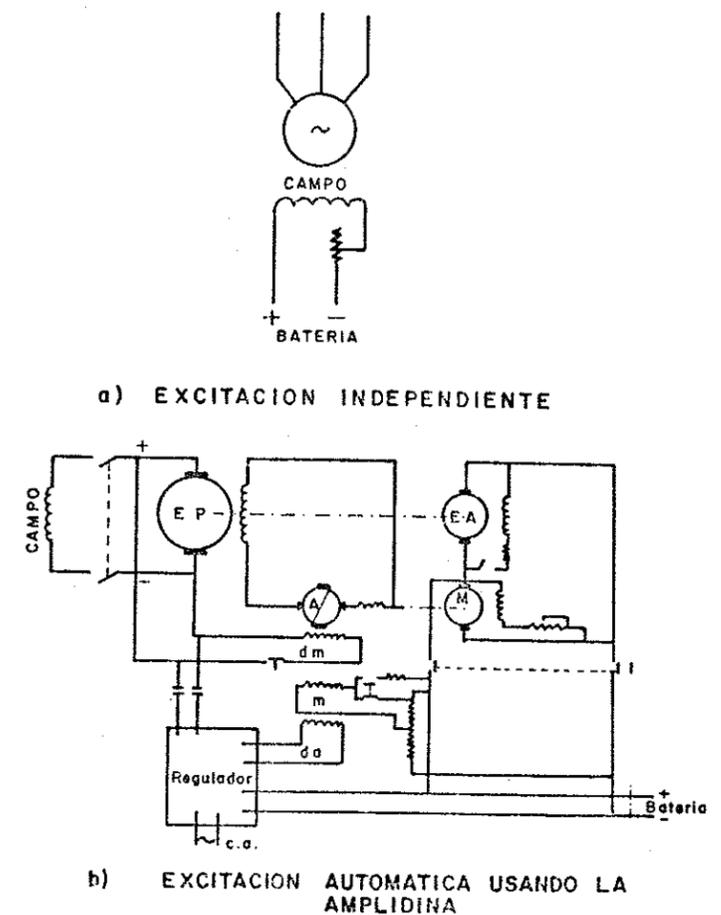
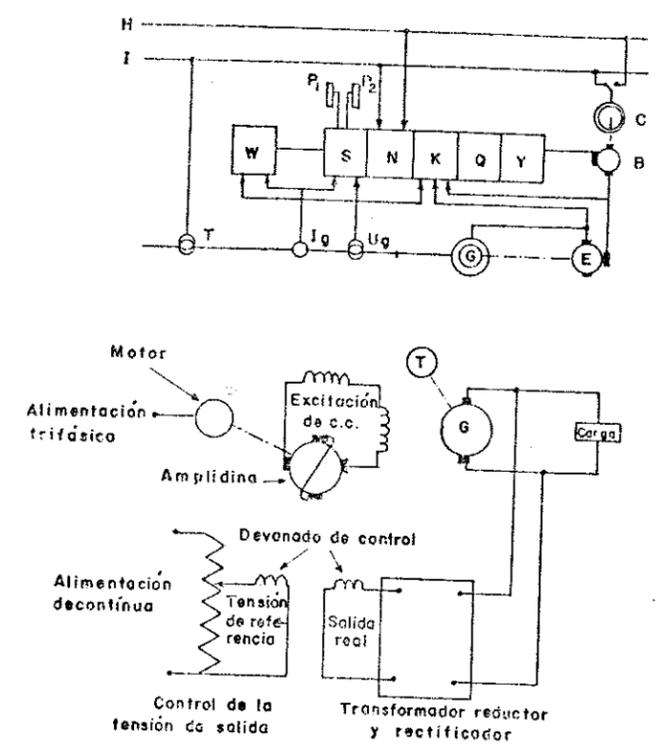


Figura. II. SISTEMAS DE EXCITACION



ESQUEMAS DE REGULADORES DE TENSION

Figura Nº 12

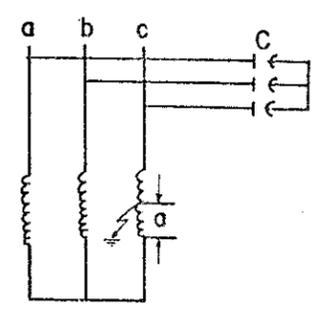


Figura. 14

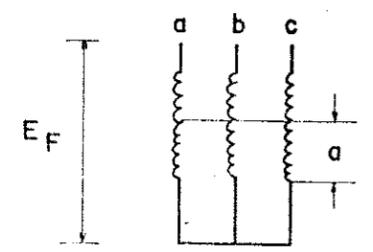


Figura. 13

- En la fig. 12 a)
- B = excitatriz
 - C = motor de accionamiento
 - E = excitatriz principal
 - T = transformador que alimenta la red I
 - I = red auxiliar de tensión del generador
 - H = red auxiliar general
 - S = comparador de los valores
 - N = rectificador de alimentación
 - K = dispositivo de estabilización
 - Q = báscula e inversor
 - Y = amplificador simétrico de transistor
 - P₁ = potenciómetro de arranque
 - P₂ = potenciómetro de ajuste
 - W = limitador del ángulo de desfase interna
 - U_g e I_g = tensión y corriente del generador

7. Protección de generadores:

7.1. Operación del generador

Un generador puede operar en los siguientes estados: normal, falla y anormal.

7.1.1. Régimen normal:

En este régimen la máquina opera con magnitudes nominales. (P, I, V, n)

7.1.2. Régimen de falla:

Al presentarse una falla, ésta puede estar localizada en el estator, por ejemplo, una falla entre un devanado y el estator, así como entre espiras de fase; o en el rotor cuando hay un cortocircuito en un punto o en dos puntos o la formación de un arco en el estator o rotor. La más peligrosa de las fallas es la del arco, ya que el calor puede dañar el hierro y los materiales aislantes, lo que implica un mantenimiento muy costoso.

En el caso de una falla la protección debe operar sin retardo de tiempo, lo que determina que el disparo del disyuntor del generador debe ser instantáneo, así como la extinción del campo de la excitatriz, para luego detener el movimiento de la turbina.

7.1.3. Régimen anormal:

El régimen anormal se presenta en el estator en el caso de existir las sobrecorrientes, sobre tensiones o desbalance en las fases, esto también se presenta en el rotor cuando se produce la pérdida de la excitación. Para este caso la protección puede operar con cierto retardo de tiempo, antes de producirse los pasos descritos anteriormente.

7.2. Tipos de Fallas.

7.2.1. Fallas entre espiras

7.2.1.1. Falla trifásica

Si analizamos una falla trifásica entre espiras del estator tendremos que la corriente de falla (I_a) será expresada por: (Fig. 13)

$$I_a = \frac{a E_F}{r_t + Z_a} \quad (7)$$

donde:

a = número de espiras cortocircuitadas

E_F = voltaje de fase

r_t = resistencia transitoria del generador

$Z_a = a \cdot R + j a^2 X$

siendo:

R = resistencia específica de cada espira

X = reactancia específica del devanado

luego:

$$I_a = \frac{a E_F}{(r_t + aR) + j a^2 X} \quad (7.1)$$

Cuando a abarca el número total de espiras, la corriente de falla I_a puede expresarse por:

$$I_{amax} = \frac{1}{X_d''} \quad (7.2)$$

donde:

X_d'' = Reactancia subtransitoria del generador.

7.2.2. Falla monofásica

En el caso de producirse fallas monofásicas en el estator la corriente de falla (I_f) está dada por: (Fig. 14)

$$I_f = \frac{a E_F}{X_c} = 3 a E_F W C \quad (7.3)$$

donde:

$$W C = \frac{1}{3 X_c}$$

$W = 2 \pi f$ (rad / seg)

f = frecuencia de la red en Hz

C = valor de la capacitancia

D = número de espiras cortocircuitadas.

Si la I_f es mayor que 5A debe darse la señal de disparo al disyuntor del generador, caso contrario debe darse una señal de alarma.

7.2.3. Régimen Anormal

7.2.3.1. Sobrecarga

Una sobrecarga puede producirse al hacer un cortocircuito externo o una conexión brusca de carga. El tiempo permitido para la sobrecarga está dado por:

$$I_{perm} = \frac{150}{K^2 - 1} \text{ (seg.)} \quad (7.4)$$

$$\text{siendo } K^2 = \frac{\text{Corriente de sobrecarga (Isc)}}{\text{Corriente nominal (In)}}$$

7.2.3.2. Desbalance entre fases

Los desbalances que se pueden permitir entre fases son del orden del 20 o/o, siempre y cuando en ninguna de las fases la corriente sea mayor a la corriente nominal del generador. Los desbalances pueden producir calentamiento de las bobinas del rotor, y vibraciones. El tiempo permitido de los desbalances entre fases está dado por:

$$t_{perm} = \frac{40}{I^2} \quad (7.5)$$

siendo:

$I =$ la corriente nominal

7.2.3.3. Sobretensiones

Las sobretensiones permitidas son del orden 1.5 a 2.7 veces el voltaje nominal. El tiempo permitido para una sobretensión es de 0.5 seg. Luego de este tiempo deberá accionar el regulador de tensión.

Para todos los casos anteriormente descritos, si el tiempo de falla es mayor que el tiempo permitido, la protección debe desconectar el generador y/o parar la turbina.

7.3. Uso de las protecciones

7.3.1. Relé diferencial de porcentaje

La protección diferencial puede ser utilizada para el caso de falla, entre fases así como también falla entre espiras. El esquema comunmente usado se muestra en la fig. 15.

Fig. 15 Protección diferencial porcentual

Donde:

Tc_1 y Tc_2 transformadores de corriente

Ie_1 y Ie_2 corrientes secundarias de TC_1 y TC_2

R_1 y R_2 bobinas de restricción que permiten pasar la corriente de falla secundaria, por los transformadores de corriente en el momento de producirse una falla externa (actúa en fracciones de segundo).

7.3.2. Transformador de distribución

Utilizado para el caso de la falla monofásica a tierra, la protección se la realiza a través de un transformador de distribución conectado al neutro del generador.

7.3.2.1. Relé de sobrecorriente

Si la falla es monofásica se puede proteger con un relé de sobrecorriente.

7.3.3. Selección de los parámetros de operación de la protección

La selección de la protección se realiza en función de las corrientes de operación.

$I_{operación} \geq K I_{externo\ máximo}$

$I_{operación} \geq K_c I_{desbalance}$

donde:

K y K_c coeficiente de transformación

donde:

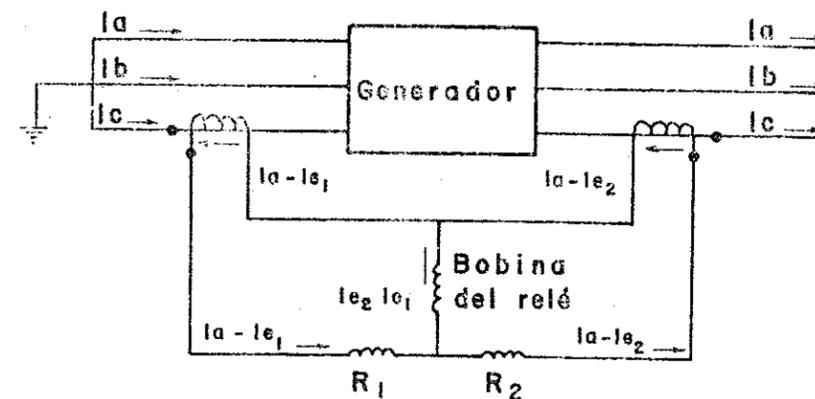


Figura. 15. Protección diferencial porcentual

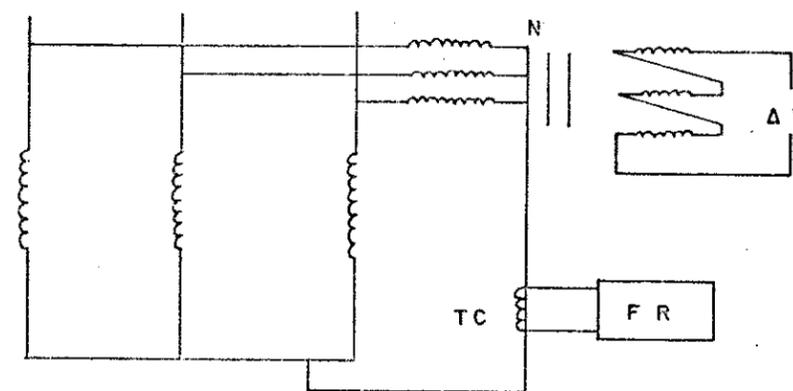


Figura. 16

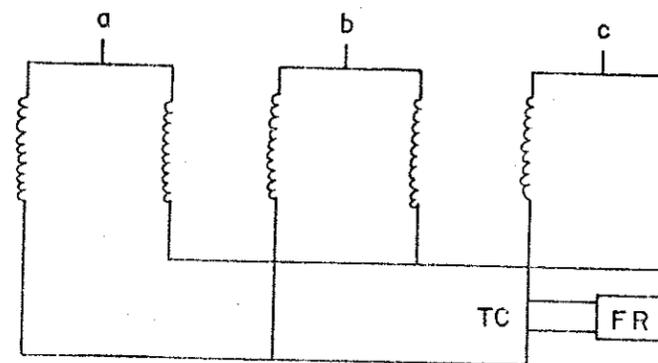


Figura. 17.

K y K_c dependen de la similitud de los transformadores de corriente, y de las características de éstos.

Se escoge la mayor corriente de operación de la protección diferencial de porcentaje, tomando en cuenta que la corriente de operación de la protección debe ser mayor que la corriente nominal del generador.

La corriente de operación del relé es aproximadamente 0.25 a 0.5 veces la corriente nominal del generador.

7.3.4. Ajuste de la protección

El ajuste de la protección va a estar determinado por las características de funcionamiento del sistema que protegerá al generador, dato que deberá ser proporcionado por los proveedores.

7.4. Esquemas de conexión en función de las diferentes fallas

7.4.1. Protección contra fallas entre espiras del estator del generador (Fig. 16)

N = neutro artificial

V = diferencia de potencial entre el neutro del generador y los bornes de salida.

TC = transformador de corriente

FR = filtro y relé

7.4.1.1. Para el caso de generadores sin escobilla, se recomienda utilizar el siguiente esquema para fallas entre espiras: (Fig. 17)

TC = transformador de corriente

FR = filtro y relé

7.4.2. Para el caso de falla monofásica se puede utilizar el esquema de la fig. 18

TD = transformador de distribución

RV = relé de voltaje circula una corriente baja

7.4.3. Para el caso de corriente se puede utilizar el esquema de la figura 19.

donde:

D = disyuntor

TC = transformador de corriente

RSC = relé de sobrecorriente

Se recomienda este tipo de protección para generadores de baja potencia.

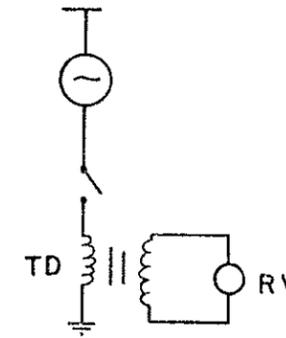


Figura . 18

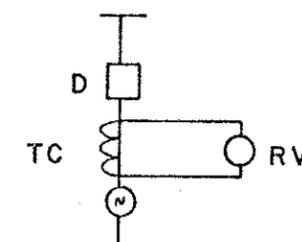


Figura . 19

La corriente del relé de protección será 1.5 veces la corriente nominal del generador y tendrá un tiempo mayor para lograr la coordinación con los demás sistemas de protección.

7.4.4. Esquema para el caso de desbalances. Para prevenir los desbalances se recomienda utilizar el siguiente esquema: (Fig. 20)

Donde:

TC = transformadores de corriente

Za = resistencia interna del circuito

Re = reactor

Zc Resistencia del reactor debe tener: factor de potencia 0.5

La protección contra desbalances puede darse con ayuda de un interruptor termomagnético (Fig. 21). Este esquema se emplea fundamentalmente para sistemas de potencias altas.

7.4.5. Esquemas para el caso de fallas del aislamiento en bobinas del rotor

7.4.5.1. Esquema para la falla en un punto (Fig. 22)

R = relé que detecta la falla al existir pequeñas variaciones de voltaje.

7.4.5.2. Esquema para falla en dos puntos (Fig. 23)

R = relé que detecta el voltaje de falla al existir variaciones de voltaje

Para mejor sensibilidad se puede usar el siguiente esquema: (Fig. 24)

C = capacitor

V = fuente de corriente alterna

R = relé que detecta el voltaje de falla.

A continuación se presenta el diagrama unifilar de protección aplicable a centrales de 0 a 500 KVA con voltajes menores que 5 kV y centrales de 500 a 1000 KVA con voltaje menores que 24 kV. (Fig. 25)

IEM = interruptor electromagnético

TC = transformador de corriente

RSC = Relé de sobrecorriente

RSCT = Relé de sobrecorriente a tierra

RRF = relé de reserva de fase

RPT = relé de protección a tierra

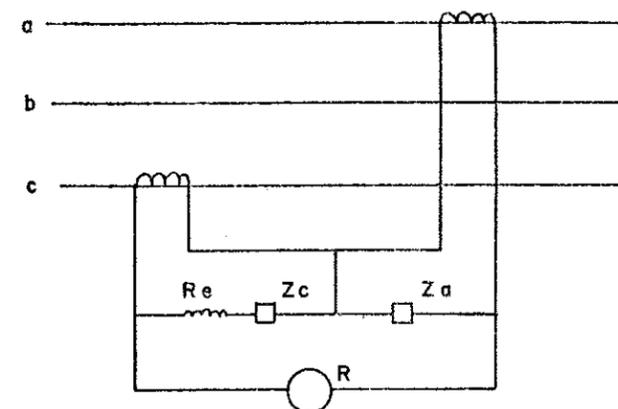


Figura. 20

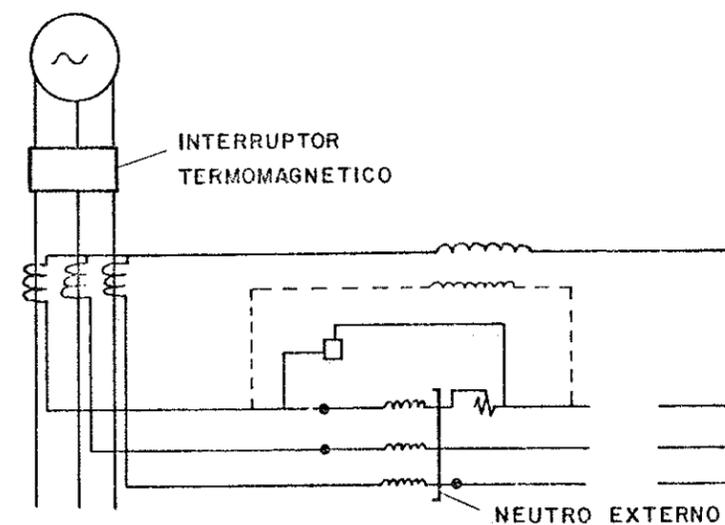


Figura. 21

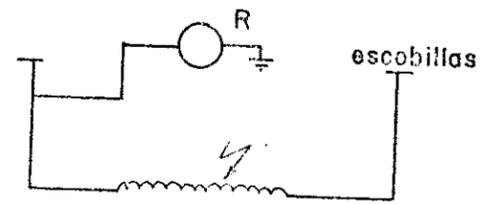


Figura. 22

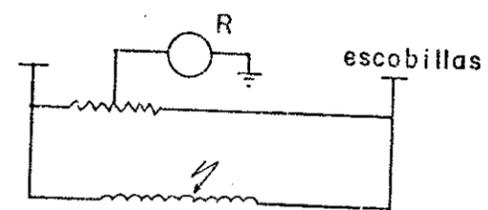


Figura. 23

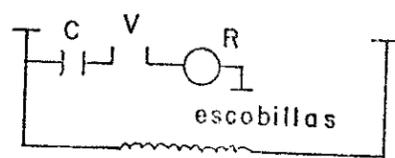


Figura. 24

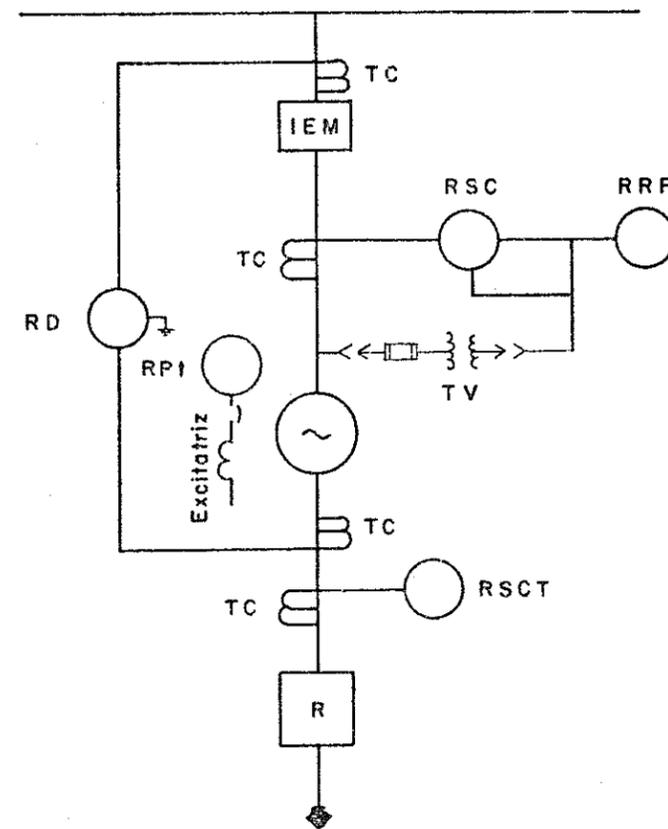


Figura Nº 25

TV = transformador de voltaje

R = resistencia

8. Selección de Generadores

8.1. Parámetro de selección

La selección del generador se realiza en función a la potencia a generar (teniendo en cuenta si se trata de uno o varios grupos) se reduce a la determinación de tensión a generar (V) velocidad de rotación (n) (comprende la frecuencia a generar - f y el número de pares de polos -p), momento de inercia - GD². Asimismo se deberá tener en cuenta la altura sobre el nivel del mar y la temperatura del medio ambiente (°C).

8.1.1.

La potencia a generar ha sido determinada por la evaluación de la demanda y del recurso. Dicha potencia está dada por la fórmula:

$$P = P_t \cdot \eta_G \cdot \eta_{TR} \quad (7.6)$$

donde:

P_t viene a ser la potencia al eje de la turbina.

η_{TR} eficiencia de la transmisión. Si consideramos un acoplamiento directo es igual a 1 y si consideramos transmisión mecánica por fajas o bandas y engranajes) se toma igual a 0.95.

η_G eficiencia del generador y que es igual a:

$$\eta_G = 1 - 0.06 P - 0.2 \quad (7.7)$$

Donde la potencia total aparente se halla por la fórmula 41, con un factor de potencia igual a 0.8

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

8.1.2.1. Dimensiones principales

Estas dimensiones son el diámetro interno del estator D_i y la longitud del hierro activo L_i. Estas dimensiones están enlazadas con la potencia total aparente y el número de revoluciones del generador mediante la siguiente fórmula:

$$D_i^2 L_i n = C_m S \quad (7.8)$$

donde:

C_m = coeficiente denominado constante de máquina

n = velocidad nominal de giro (r.p.m.)

S = potencia total aparente (KVA)

Si los valores de D_i y L_i son expresados en metros (m) y la potencia total aparente en KVA, entonces la constante de máquina será C_m = 0.20 ± 0.03. El signo positivo se utiliza para potencias hasta 2000 kW y el signo negativo para mayores potencias.

Como la potencia total aparente y la velocidad de rotación son conocidas hallamos D_i² L_i.

Como se ve el resultado obtenido nos da un sinnúmero de valores para D_i y L_i. Asimismo es notorio que el aumento de D_i significa la disminución de L_i. Cabe señalar que L_i puede aumentar hasta un límite el cual está determinado por la velocidad tangencial en la circunferencia del rotor (V_t). Si tomamos un V_t entre 110 - 130 m/seg, corresponde a velocidad de embalamiento (n_e) entonces el diámetro se obtendrá por la fórmula siguiente:

$$D_i = \frac{V_t \cdot 60}{\pi n_e} \leq \frac{2300}{n_e} \quad (m) \quad (7.9)$$

El aumento de la magnitud de D_i comprende la disminución y aumenta respectivamente el momento de inercia y las dimensiones de la máquina, el peso total de la máquina varía sustancialmente.

Los generadores por lo general se diseñan para que soporten la velocidad de embalamiento en el transcurso de 2 minutos.

El diámetro hallado, nos sirve de base para hallar el momento de inercia del generador.

8.1.2.2. Momento de inercia

El momento de inercia (GD²) del generador puede ser hallado de la siguiente manera:

$$GD^2 = 3 (D_i^4 - D_o^4) 1_t T \cdot M^2$$

D_o = diámetro interno del rotor (m) (se considera el diámetro en la base del polo) donde:

$$D_o = D_i - 21_t$$

l_t = altura del polo (m) se puede hallar aproximadamente

$$l_t = 10 \times P^{0.2} \text{ cm}$$

P = Potencia en kW

8.1.3. Tensión a generar

Para determinar la tensión a generar, existen muchos criterios que varían de acuerdo a los países. Uno de los criterios generales se basa en obtener una mínima magnitud de pérdidas en el cobre. En función a este criterio se podría tomar las magnitudes del cuadro siguiente:

Potencia (KW)	Voltaje (V)
5 - 100	220 - 440
100 - 500	440 - 2400
500 - 5000	2400 - 6300

Este criterio no está aún determinado ya que la magnitud de tensión a generar varía en función al lugar donde se fabrican los generadores, por ejemplo en la China nacionalista tienen el siguiente cuadro:

Potencia (KW)	Voltaje (V)
12 - 100	120 - 500
100 - 300	240 - 500
300 - 3200	400 - 6300
3200 - 12000	2400 - 10500

La R.E.A. de Estados Unidos utiliza los siguientes parámetros:

Potencia (KW)	Voltaje (V)
10	220
100	440
1000	2400

Como existe una gran variedad de valores de la tensión a generar, se recomienda tomar aquellos valores de tensión que tengan los generadores existentes en stock en un país determinado en la región.

8.1.4. Velocidad de rotación de los generadores

La velocidad de rotación del generador se tomará en función a la potencia y a la velocidad tangencial del rotor.

Considerar que por motivos de economía, para potencias menores a 500 KW, se pueden usar generadores con 2 ó 4 pares de polos ya que en estos límites se puede considerar transmisión mecánica entre turbina y generador. Asimismo tener en cuenta que el costo del generador está en función al número de polos.

Se presentan cuadros de velocidades de rotación en función a la frecuencia y al número de pares de polos.

$f = 60 \text{ Hz}$

P	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12
n	3600	1800	1200	900	720	600	514.3	450	400	360	300

P	14	16	18	20	24	30	34	40	50	60
n	257.14	225	200	180	150	120	105.9	90	72	60

$f = 50 \text{ Hz}$

P	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12
n	3000	1500	1000	750	600	500	428.6	375	300	250

P	14	16	18	20	24	30	34	40	50	60
n	214.3	187.5	166.7	150	125	100	88.25	75	60	50

Considerar además que algunos fabricantes de la región producen generadores que trabajan con grupos térmicos, con una velocidad de 1500 a 1800 rpm para potencias de 250 kW (50 y 60Hz, respectivamente).

8.1.5. Altura sobre el nivel del mar y temperatura del medio ambiente

Estos son datos que debemos proporcionar al proveedor de generadores, (especialmente si la altura es mayor a los 900 metros), con el objeto de que el generador tenga las dimensiones convenientes. Si un generador diseñado para bajas alturas, menores a 900, funciona a mayor altura, su rendimiento será menor y su vida útil también se reduce.

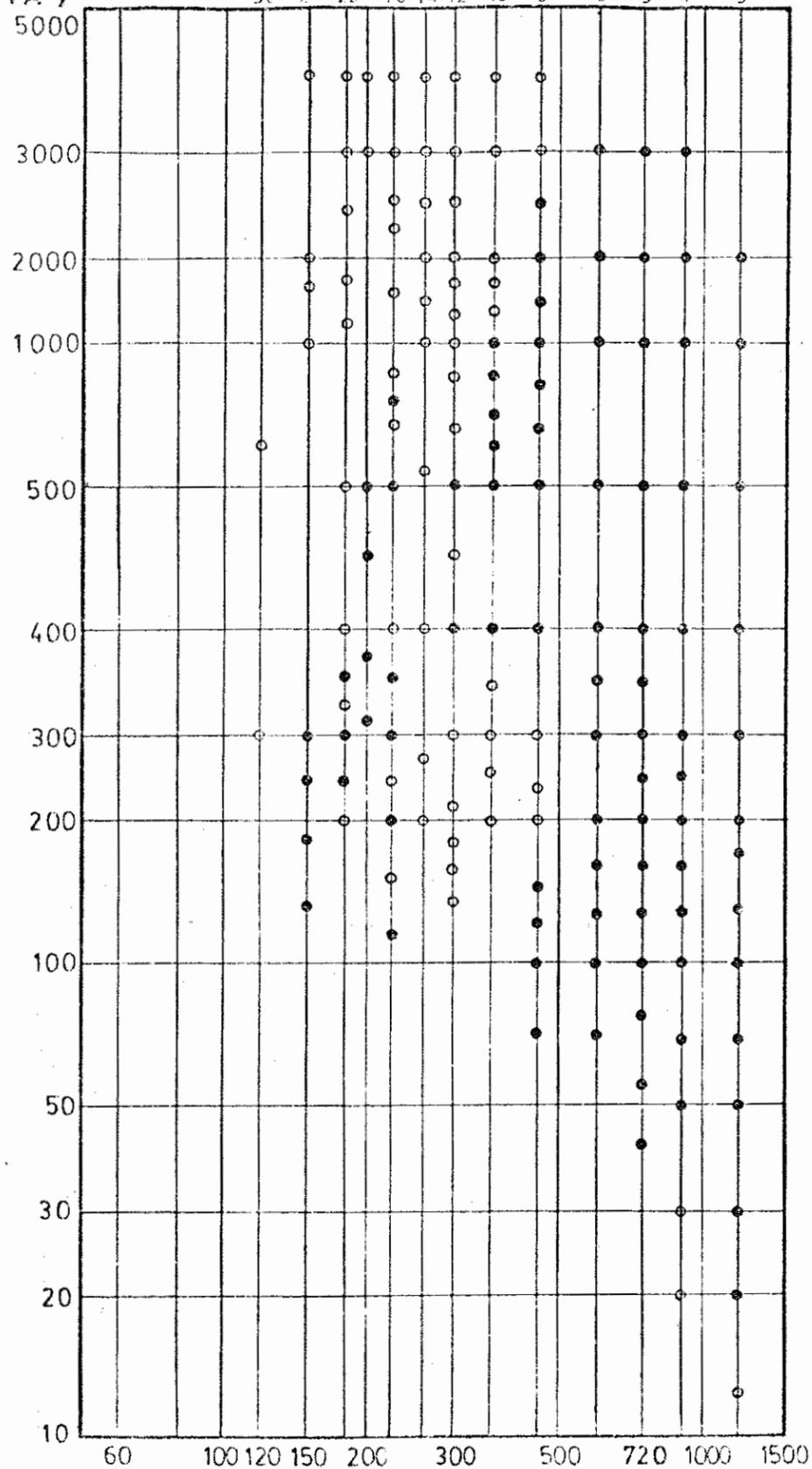
8.2. Determinación de la posición del eje del generador

La determinación de la posición del eje del generador está dado en función a muchos criterios, definidos por las dimensiones de la sala de máquinas, ubicación de la misma; tipo de turbina a utilizarse y factores económicos (operación y mantenimiento).

POSICION DEL EJE DEL GENERADOR

POTENCIA

(KVA)



PARES DE
POLOS

NOTA :

- = GENERADOR VERTICAL
- = GENERADOR HORIZONTAL

FIG. 26

VELOCIDAD
(r. p. m.)

En la fig. 26 se presenta una primera aproximación para seleccionar la posición del eje del generador en la P.C.H., en función de la potencia y el número de pares de polos para una frecuencia de 60 Hz.

8.3. Adquisición del generador

En cuanto a la adquisición del generador cada país tendrá en cuenta sus particularidades y relacionarlas en cuanto a sus políticas industriales así como a su capacidad de producción. En función a ello se podrá recurrir a su importación.

8.3.1. Aspectos técnicos de compra del generador

Estos aspectos de compra del generador tendrá las siguientes consideraciones técnicas:

La capacidad de fabricación y reparación de componentes y repuestos a los requerimientos y condiciones de aplicación.

Capacidad de soportar situaciones derivadas de errores de operación.

Facilidad de montaje y desmontaje de piezas y accesorios.

8.3.2. Datos a solicitarse al proveedor

En relación a los proveedores de equipos aparte de las especificaciones técnicas, garantía, costo y plazos de entrega se les debe solicitar:

- Planos de ensamble del generador (Exitatríz, regulador de tensión y del sistema de protección).
- Indicaciones generales sobre los materiales de los principales componentes del generador que están sujetos a reparación luego de un tiempo determinado de vida.
- Lista de repuestos.
- Instrucciones de montaje y desmontaje y reparación.
- Asistencia técnica para la capacitación del personal encargado del mantenimiento y reparación del equipo.
- Curvas características de operación del generador.

8.3.3. Concurso de precios o licitación

Al realizar concursos de precios o licitaciones, se recomienda proporcionar los siguientes datos:

- Potencia a generar (en los bornes del generador) KW
- Factor de potencia $\cos \varphi$
- Tensión de generación V
- Frecuencia de generación Hz

- Velocidad de rotación RPM
- Condiciones ambientales de operación (altura y temperatura).

Si se realiza el concurso de precios o licitaciones se recomienda previamente haber identificado una lista de posibles proveedores, de los cuales se deben tener antecedentes con respecto a:

- Confiabilidad y eficiencia de sus equipos
- Índice de costos
- Facilidades de crédito
- Durabilidad de los equipos
- Cumplimiento de plazos de entrega
- Facilidad de adaptación de sus equipos a la industria local para la fabricación de repuestos.

9. BIBLIOGRAFIA

1. "Centrales hidroeléctricas: su estudio, montaje, regulación y ensayo". Zoppetti Judes Gaudencio. Editorial Gustavo Gili S.A. Barcelona 1979.
2. "Máquinas eléctricas y transformadores". Irwin L. Korow, P.H.D. Editorial Peverté, S.A. 1978.
3. "Applied Protective Relaying". Westinghouse Electric Corporation 1979.
4. "Proyektirovanie Elektricheskij Machin" I.P. Kopilova - Moskva Energya 1980.
5. "Gidroelectrostansyi" P.P. Argunov - Gosstroizdat USSR Kiev 1980.
6. "Gidroenergetichoskae Oborudovanie Gidroelectrostansyi y evo Montazh" A.N. Goncharov Moskva "Energia" 1978
7. "Minicentrales Hidroeléctricas" (Manual para toma de decisiones) ONUDI - OLADE.

IV

0.5 SISTEMAS ELECTRICOS DE LAS PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS

Roberto Trejos

CONTENIDO

1. TABLEROS DE CONTROL Y PROTECCION
 - GENERALIDADES
 - TABLERO DE CONTROL PRINCIPAL
 - SINCRONIZADOR Y REGULADOR DE VOLTAJE
 - INTERRUPTORES PRINCIPALES
 - SISTEMAS DE PROTECCION
2. SUBESTACIONES
 - TRANSFORMADORES
 - CALCULO DE LAS CORRIENTES DE CORTO CIRCUITO
 - MALLAS DE PUESTA A TIERRA
3. LINEAS DE TRANSMISION Y DISTRIBUCION
 - GENERALIDADES
 - SELECCION DE CONDUCTORES
 - OPERACION Y MANTENIMIENTO
4. ANALISIS DE COSTOS
 - AUMENTO DE PRECIOS
 - REFERENCIAS

1. TABLERO DE CONTROL Y PROTECCION

GENERALIDADES

Los tableros de control y protección tienen como finalidad centralizar los equipos eléctricos auxiliares y permitir una adecuada operación y supervisión del funcionamiento de la central. La mayoría de los equipos de control están por lo tanto incluidos dentro del tablero de control.

Por razones de seguridad, de operación o de diseño, algunos de los elementos pueden estar colocados fuera del tablero, pero siguen formando parte del sistema de control y protección. Tal es el caso por ejemplo de los bancos de baterías.

Existen diferencias apreciables entre los sistemas de control requeridos para las pequeñas centrales hidroeléctricas y los requerimientos de las grandes. En las plantas grandes, la complejidad de los equipos de regulación (por ejemplo: el gobernador, el equipo de sincronización, el regulador de voltaje) será grande, ya que leves variaciones en la posición de la compuerta de la turbina del control de campo del generador, provoca grandes variaciones en las oscilaciones de potencia entre la unidad y el sistema. Una P.C.H. en el caso que se encuentre interconectada a un sistema grande, no produce ese tipo de impacto en el sistema y de ese modo requiere un equipo menos complejo y costoso. Si se encuentra en un sistema aislado, en general, los requisitos de estabilidad de voltaje y frecuencia no son tan estrictos como en los sistemas grandes y el equipo necesario sigue siendo menos complejo. También se encuentran diferencias en las potencias de las bombas auxiliares, las capacidades de los bancos de baterías y los sistemas de protección. Las plantas hidroeléctricas más grandes emplean sistemas de control mayores porque los sistemas auxiliares son mayores.

El gobernador es el principal regulador de una pequeña central hidroeléctrica. Puede ser accionado manualmente, por medio de control del nivel del agua en el tanque, o por medio del control del flujo de agua en la tubería de presión. Cada método permite el control para arrancar y cargar la unidad.

El generador es controlado por medio de la excitación y el regulador de voltaje. En coordinación con el equipo sincronizador, estos sistemas permiten a la unidad arrancar, y regular el voltaje y la generación de potencia al cargarla o conectarla a la línea.

TABLERO DE CONTROL PRINCIPAL

La función del tablero de control principal es controlar y dar información al operador sobre el estado de todas las funciones de la planta. Como las pch son a menudo desatendidas, su principal función es activar una alarma remota que avise de una condición de falla, y dar informaciones al operador que llegue a atender el problema, sobre las condiciones de la central al ocurrir la falla. A partir de esta información el operador puede determinar la naturaleza del daño y seguir entonces las instrucciones de operación establecidas para su manejo y generalmente reconectar la unidad.

El tablero de control está constituido por medidores indicadores, interruptores de control, luces indicadores, anunciadores, interruptores de protección e instrumentos registradores. Los medidores dan información de los niveles de voltaje, corriente, potencia reactiva, temperatura y velocidad de la turbina. Las luces indicadoras dan in-

formación de las condiciones de operación de algunos elementos, tal como "válvula abierta" o "válvula cerrada". Los anunciadores accionan alarmas específicas o condiciones de falla a través de toda la planta. Generalmente los anunciadores están agrupados según su función. Una distribución utilizada con frecuencia tiene a los anunciadores divididos en turbina, generador y subestación. El anunciador puede tener posibilidad de manejar una alarma local o activar una alarma remota cuando las condiciones lo permitan. Los interruptores de protección se colocan en un área específica del tablero y son visibles desde el exterior para hacer posible su inspección. Los instrumentos registrados se colocan generalmente cerca de los interruptores de protección.

La distribución de los elementos del tablero es hasta cierto punto arbitraria y depende de los criterios de diseño y construcción. Es común que los interruptores de control se coloquen junto a las correspondientes luces indicadoras, instrumentos de medición y secciones de anunciadores. Siempre que sea posible, los elementos del tablero que deben ser vigilados por el operador, se colocarán de forma que su operación y supervisión se realice desde un único frente.

El tipo de tablero descrito hasta aquí es general, o sea, que cumple las necesidades de las pch de mayor tamaño. La necesidad de equipos de control se reduce apreciablemente al reducirse el tamaño de la central. Para las pch más pequeñas, el tablero de control se reduce en tamaño y costo, contando como mínimo con instrumentos de medición (voltímetros, amperímetros y vatímetro) e interruptores básicos de protección. El tamaño definitivo del tablero de control va a depender del grado de confiabilidad que se le va a pedir a la central. Un tablero de control más grande y complejo, permite localizar con mayor rapidez la causa de una falla, y evitar en algunos casos que la falla llegue a ocurrir, si se utilizan alarmas de prevención. En última instancia, la selección del tablero dependerá de un análisis de costos.

SINCRONIZADOR Y REGULADOR DE VOLTAJE

La pch que funciona interconectada a un sistema mayor, para poderse conectar al sistema requiere de un equipo de sincronización. El sincronizador garantiza que el voltaje del generador tiene la misma frecuencia y está en fase con el voltaje del sistema, en el momento que se procede a cerrar el interruptor que los conecta.

Esta función puede ser realizada manualmente con el uso de un sincronoscopio o automáticamente, empleando interruptores de sincronización automáticos. Para pequeñas unidades, el equipo automático debe ser eliminado.

El regulador de voltaje trabaja en conjunto con el equipo de excitación. Después que el campo ha sido excitado para alcanzar el voltaje previsto, el regulador asegura que el voltaje fijado es mantenido automáticamente. Un elemento de ajuste se deja con el propósito de lograr el voltaje deseado. El regulador de voltaje es un elemento necesario, tanto en las centrales aisladas, como en las interconectadas.

En el caso de centrales muy pequeñas, que funcionan siempre interconectadas a un sistema, puede ser ventajoso el uso de generadores de inducción, con lo que se evita la necesidad tanto del equipo de sincronización, como de reguladores de voltaje. Su menor costo puede influir en la rentabilidad del proyecto.

INTERRUPTORES PRINCIPALES

Los interruptores son el enlace que conecta el generador con la línea. En centrales con más de una unidad, cada una de ellas tendrá su propio interruptor y habrá un interruptor a la línea. En las centrales con una única unidad, el interruptor propio del ge-

nerador se hace innecesario. Estos interruptores actúan además como medio para desconectar la unidad cuando sucede una condición anormal o cuando cesa de funcionar normalmente. El cierre del interruptor del generador se controla por medio del sistema de sincronización cuando la unidad está en sincronismo con el sistema, en el caso de centrales interconectadas. Si se elimina el interruptor del generador, en el caso de unidad única, y la unidad se debe interconectar a un sistema, el sincronizador debe actuar sobre el interruptor a la línea.

Los interruptores se clasifican de acuerdo al tipo, voltaje, capacidad normal de corriente y capacidad interruptiva. Los tipos de interruptores pueden ser magnéticos, de aire, de gas, de aceite y de vacío, y son indicativos del medio en el cual el arco eléctrico es extinguido.

En la figura 1 se muestra un diagrama unifilar típico para una planta con una única unidad.

Los interruptores para las pch son generalmente de aire o de vacío, para un voltaje nominal de 4.160 voltios o menor. La capacidad interruptiva debe ser escogida de acuerdo a la contribución a la corriente de corto circuito del sistema y de la central.

Los interruptores de línea se colocan en el lado de alto voltaje del transformador en la subestación. Por razones de costo menor, los tipos de vacío o de gas se instalan con mayor frecuencia. Sin embargo, debido a su mayor estandarización, se utiliza en algunos casos el tipo de aceite. Los niveles de voltaje normalizado para estas unidades son: 4500, 15500, 38000, 48300, 72500, y 121000 voltios.

Para todos los interruptores mencionados se dispone de consolas en la central que incluyen los sistemas para conectar y desconectar la unidad. Se puede disponer además de transformadores e instrumentos de medición, conectados junto con ellos.

SISTEMAS DE PROTECCION

Una parte importante de la operación de una central hidroeléctrica se relaciona con la seguridad y protección. En especial, corto circuitos y fallas a tierra en la central, deben ser identificados y la acción correctiva debe ser iniciada de inmediato, para prevenir daños al personal o al equipo.

Dos tipos de recursos de protección son los interruptores de protección y de sobretensión. Los interruptores examinan las relaciones tiempo-corriente y actúan cuando las características del voltaje y la corriente están fuera de los límites preestablecidos. Un ejemplo es el interruptor diferencial del generador que detecta fallas dentro de la misma máquina. Su operación inicia una desconexión de emergencia de la unidad. Su propósito es impedir inmediatamente cualquier daño en el equipo y alertar al operador local al centro de control remoto del problema. La protección contra sobretensión es necesaria para aislar cualquier sobrevoltaje que no ha sido correctamente eliminado por los pararrayos de la subestación; se coloca tan cerca de los terminales del generador como sea posible. La protección contra sobretensiones previene contra daños en el aislamiento y posibles saltos de corriente entre los embobinados del generador.

Los interruptores de protección generalmente tienen un costo de varios cientos de dólares. Se colocan en el tablero de control principal para permitir la localización de sus indicadores de falla por el operador. Estos indicadores señalan cual fase del sistema trifásico ha activado el interruptor. Los interruptores deben ser coordinados con el fin de que siempre actúe primero el que se encuentra más cerca de la falla.

2. SUBESTACIONES

GENERALIDADES

La conexión y entrega de potencia en algún punto a cierta distancia de la central, representa el enlace final a una red de energía eléctrica cuando la pch se haya interconectada. En el caso que se trate de una central aislada, generalmente no es posible colocarla en la cercanía del centro de consumo. Para poder transmitir la energía a un punto alejado de la central en forma eficiente, es necesario elevar el voltaje a niveles superiores a los que se producen en el generador. Para el caso de microcentrales (hasta 50 Kw) la construcción de una subestación no se justifica, por razones de costo. Por lo tanto, únicamente se podría justificar su instalación cuando la distancia al centro de consumo sea tan pequeña que no haga necesario el cambio en los niveles de voltaje. También es probable que para las centrales aisladas de potencia intermedia (50 a 500 Kw), la transmisión pueda hacerse sin un transformador elevador en la central. El voltaje de generación podría ser de 4.160 voltios y utilizar ese mismo nivel de voltaje para la transmisión a distancias cortas. Serían necesarios únicamente transformadores de distribución.

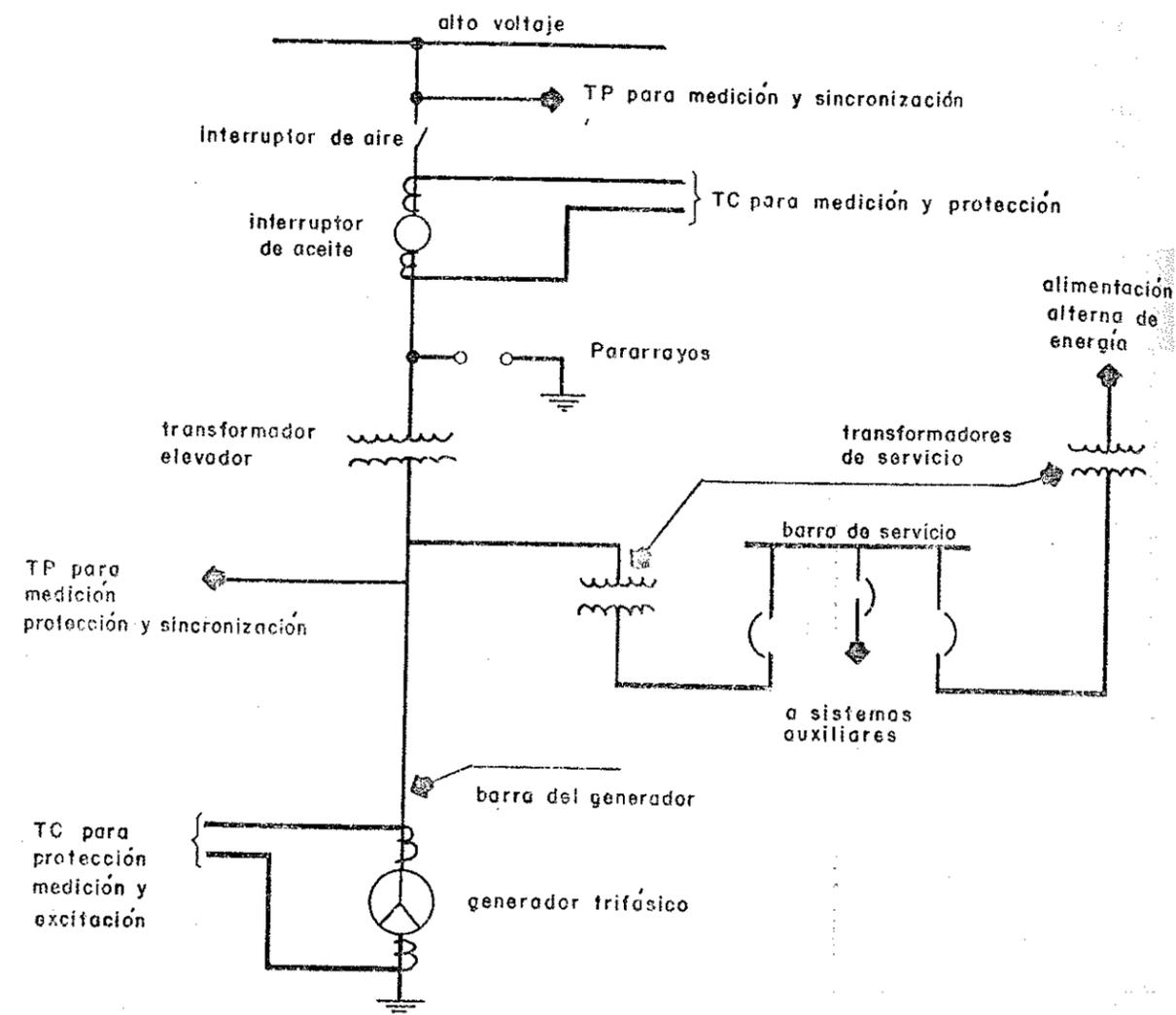
La condición fundamental que indica la necesidad de subestaciones elevadoras es la variación del voltaje en los puntos de carga. Para mantener el voltaje dentro de límites aceptables a un costo económicamente factible, es necesario que los niveles de voltaje se ajusten a la distancia de transmisión y la potencia máxima que será transmitida por la línea, así como a los valores estandarizados del equipo de uso normal.

El transformador, interruptores de desconexión, barras de alto voltaje y una apreciable cantidad de equipo misceláneo se localizan en la subestación. En muchos casos, la longitud de la línea de transmisión y el voltaje a que es necesario transmitir la energía son un punto que puede oponerse a la factibilidad económica de un proyecto, siendo sin embargo una condición que a veces no es considerada en los estudios de prefactibilidad.

La distribución del equipo dentro de la subestación debe ser tal que permita el movimiento de interruptores y otros equipos mayores sin desconectar las barras existentes y los otros equipos. Para una pch con una única unidad la subestación estará formada por la barra del generador, un transformador elevador, un interruptor de línea y la torre de salida. Transformadores de servicio, transformadores de medición y protectores contra sobretensión pueden ser colocados en la subestación para reducir el espacio necesario en la casa de máquinas. Como una alternativa posible, se pueden localizar en la subestación los interruptores de los generadores dentro de cabinas metálicas. En la figura 2 se da una disposición típica para una subestación de una pch con una única unidad. Subestaciones para centrales de varias unidades pueden tener una distribución similar con la condición de permitir una adecuada protección mediante el uso de desconectores de los generadores como medio de aislamiento de cada unidad.

La localización de la subestación con respecto a la central depende de las condiciones del suelo, requerimientos de espacio y topografía. Donde sea posible la localización de la subestación debe ser lo más cerca posible de la casa de máquinas. Esto elimina la necesidad de una extensión costosa de las líneas del generador y reduce las pérdidas de energía en los cables.

Para los niveles de carga asociados a una pch no se requerirá normalmente el uso de subestaciones de distribución. La reducción de voltaje en las cargas se efectúa con transformadores de uso normal en los sistemas de distribución. Si se presentara el caso de una carga grande concentrada, podría ser recomendable su uso.



NOTA :
TC y TP se refiere a transformadores de corriente y de potencial.

DIAGRAMA UNIFILAR TÍPICO PARA CENTRAL DE UNA ÚNICA UNIDAD

Figura N° 1

TRANSFORMADORES

El transformador de potencia es un aparato altamente eficiente para llevar el voltaje del nivel de generación al nivel de transmisión. La eficiencia está en el orden del 99 o/o. Para las centrales hidroeléctricas más pequeñas se requiere un único transformador sumergido en aceite. El tanque principal se encuentra presurizado con nitrógeno que permite detectar la ruptura del tanque y hacer sonar la alarma si se produce una pérdida de presión.

El conductor que entra y sale del transformador está soportado por aisladores de porcelana, que pueden contener transformadores de corriente y de potencial para medición y protección. Una caja de conexiones se coloca al lado del transformador. Su función es permitir la conexión de dispositivos auxiliares como interruptores de sobrepresión, dispositivos para sobretensión y abanicos de enfriamiento. El sistema de enfriamiento está formado por radiadores del tipo de aleta. Para aumentar el enfriamiento natural se utilizan abanicos o abanicos en conjunto con bombas de recirculación de aceite. Un sistema más refinado de enfriamiento puede estar acompañado por intercambiadores de calor agua-aceite. Para las pch de menor tamaño, las instalaciones se limitan a transformadores con enfriamiento natural que pueden tener una circulación forzada exclusivamente para días muy calurosos o para sobrecargas de corta duración.

La selección de un transformador debe hacerse de acuerdo con la potencia total a transmitir, los voltajes nominales a ambos lados del transformador y las potencias nominales obtenidas de los datos de los fabricantes. El transformador tiene una buena capacidad de sobrecarga, incluso hasta el orden del 100 o/o. Sin embargo, las sobrecargas repetidas repercuten sobre la vida útil del transformador, por lo que no es conveniente utilizarlos normalmente en condición de sobrecarga. La capacidad nominal del transformador se ve afectada por la altitud. Una reducción del 6 o/o en su potencia nominal, se produce por cada 100 metros que exceda de una altitud de 1.000 metros sobre el nivel del mar.

CALCULO DE CORRIENTE DE CORTO CIRCUITO

El cálculo de la magnitud de la corriente de corto circuito es un elemento importante para la correcta selección de los equipos de protección. Se debe tomar en cuenta la contribución de cada unidad de la central, así como del sistema a la corriente de corto circuito en las condiciones más críticas. Los diagramas que suministran los datos de impedancias para los diferentes elementos del sistema son útiles para estos cálculos. El conocimiento del comportamiento de los generadores bajo condiciones de corto circuito, así como del comportamiento de los transformadores al ser conectados, es necesario para una buena selección del equipo de protección. El valor máximo de la corriente de corto circuito es un dato imprescindible para la selección de disyuntores y fusibles.

MALLAS DE PUESTA A TIERRA

Los sistemas de conexión a tierra son necesarios en todos los casos en que se instala una subestación, para protección del personal, y para permitir la conexión a tierra de los neutros de los transformadores y de otros equipos de protección.

La seguridad de la subestación obliga a que todas las partes metálicas expuestas de los equipos, sean conectadas a tierra. Esto incluye interruptores, tanques de transformadores, secundarios de transformadores de medición, estructuras metálicas y cualquier elemento metálico que pueda estar en contacto con personas y que se encuentre en la cercanía de los elementos de alta tensión.

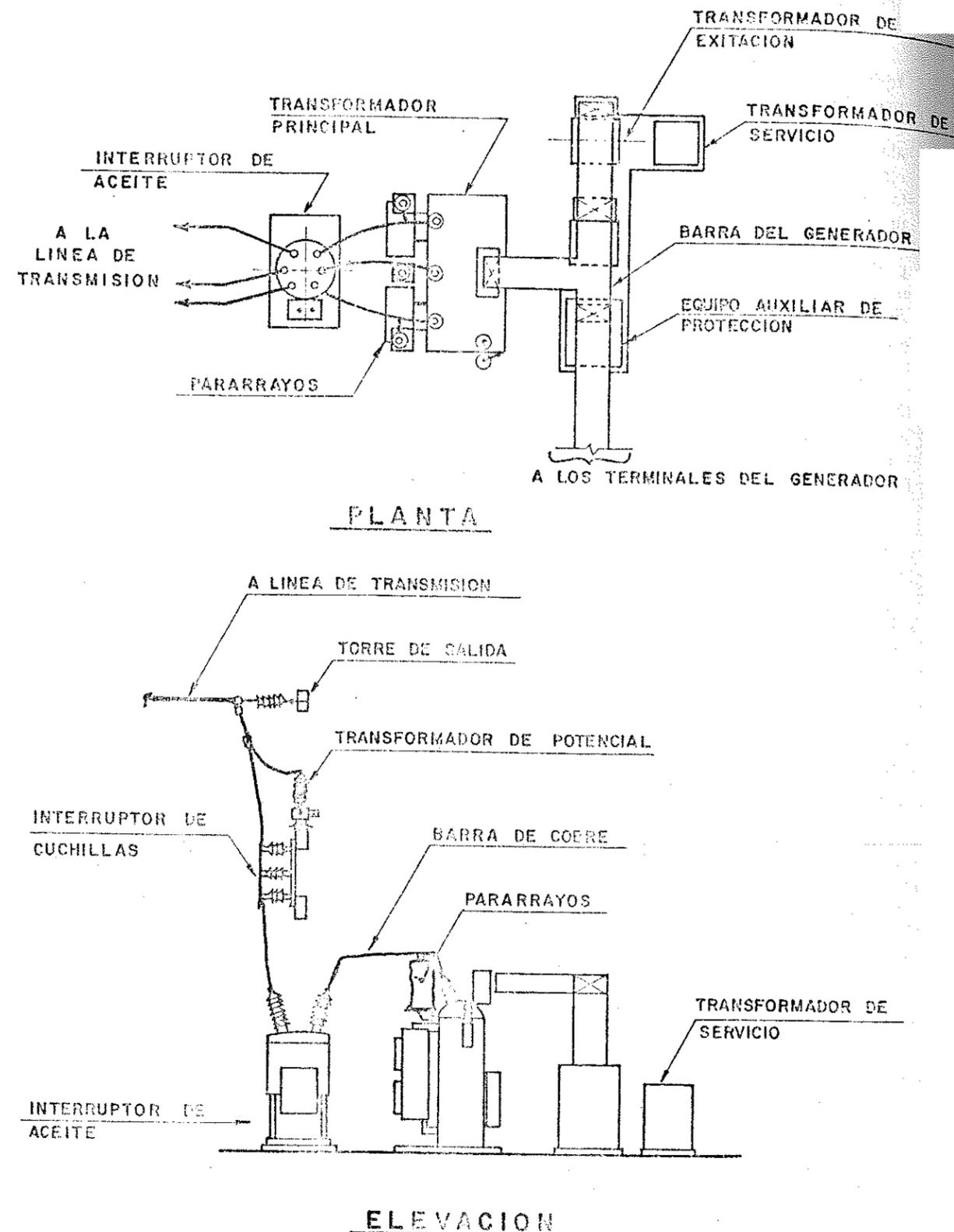


Figura. 2 Distribución de una subestación

El diseño de la malla de puesta en tierra debe basarse en las condiciones del terreno donde se va a instalar, por lo que son necesarias algunas pruebas preliminares, antes de decidir sobre el tipo de malla a utilizar.

3. LINEAS DE TRANSMISION Y DISTRIBUCION

GENERALIDADES

Para el desarrollo de un proyecto de una pch interconectada, es probable que la construcción de la línea de transmisión quede bajo la responsabilidad del comprador de la energía. Sin embargo, en algunos casos, se requerirá que dentro del proyecto se incluya la instalación de la línea de transmisión hasta un punto donde se pueda hacer la interconexión. En el caso de pch aisladas, normalmente la misma organización realiza la construcción de la central, la línea de transmisión y los sistemas de distribución. En estos casos, el estudio de costos de la central debe incluir todo el sistema.

El equipo para la línea de transmisión incluye: conductores, postes, líneas de soporte, aisladores y conectores. Postes de madera tratada, pueden ser de gran utilidad para estas aplicaciones.

SELECCION DE CONDUCTORES

Los conductores utilizados en las líneas de transmisión para potencias normales de las pch, varían desde el No. 2 AWG hasta el 556 - Mcmil ACSR. En estas aplicaciones, el aluminio prácticamente ha desplazado al cobre. Por razones de resistencia mecánica, no se utilizan conductores menores del No. 2 AWG. La capacidad de transmisión de una línea puede obtenerse basado en la fórmula aproximada:

$$KVA - Km = \frac{KV^2 \text{ línea} \times 10}{Z \cos(\phi - \theta)}$$

Z es la impedancia de cada conductor de la línea a 60 cps en ohmios por kilómetro; θ es el ángulo del factor de potencia; ϕ es el ángulo de la impedancia de la línea. Los valores de KVA - Km son para una caída de voltaje del 1 o/o. Para caídas de voltajes mayores, puede utilizarse un factor de proporcionalidad, multiplicando el valor obtenido por el porcentaje de caída de voltaje permisible. En el peor de los casos, para una pch aislada, no se debe recomendar una caída de voltaje superior al 4 o/o en la línea de transmisión. La fórmula anterior tiene suficiente precisión para fines de diseño en ingeniería. En la Tabla 1 se dan los valores obtenidos para voltajes de transmisión de 13.8 y 34.5 KV para factores de potencia usuales.

TABLA 1. Valores para el valor máximo de KVA - Km para 1 o/o de Regulación.

Tamaño del Conductor	13800 voltios		34500 voltios	
	75 o/o fp	80 o/o fp	95 o/o fp	80 o/o fp
2	1930	1910	12080	11960
1/0	2830	2640	17700	16510
2/0	3380	3020	21160	18860
4/0	4730	3890	29570	24300

Los valores de la Tabla 1 son para cable tipo ACSR con espaciado equidistante. Para voltajes ligeramente diferentes multiplique los resultados de la Tabla 1 por el cuadrado de la relación entre el voltaje nuevo y el voltaje original de la tabla.

En la Tabla 2 se da la relación entre el porcentaje de pérdidas y el porcentaje de regulación. Una vez obtenido el porcentaje de regulación multiplique ese valor por el dato de la Tabla 2, para obtener el porcentaje de pérdidas de energía. Los valores de esta tabla son válidos para los diferentes voltajes utilizados en las líneas de transmisión de pch.

TABLA 2. Relaciones para cálculo de pérdidas de energía en las líneas. Conductores ACSR

Tamaño del Conductor	95 o/o fp	80 o/o fp
2	0.937	1.101
1/0	0.865	0.950
2/0	0.821	0.870
4/0	0.724	0.561

OPERACION Y MANTENIMIENTO

Una efectiva operación y mantenimiento de la línea de transmisión es un punto esencial para el buen servicio. Además de conectar la línea y las unidades de la central para alcanzar las condiciones de potencia del sistema, la operación debe cumplir con reestablecer el servicio lo más pronto posible al presentarse una falla, así como detectar y eliminar las causas de posibles fallas. Se debe efectuar una inspección periódica de la línea, para detectar posibles causas del problema. La frecuencia de estas inspecciones dependerá de las condiciones de la zona donde se halla, así como del grado de confiabilidad que se le exija.

4. ANALISIS DE COSTOS

En la preparación de una estimación del costo de los equipos electromecánicos de una PCH, se deben considerar algunos factores que incluyen los costos básicos, así como algunos factores adicionales.

En las figuras 3, 4 y 5 se muestran los costos de los sistemas eléctricos, tableros de control, subestaciones y líneas de transmisión basados en los precios de julio de 1978. La Figura 3, se refiere a los costos del tablero principal, bancos de baterías, transformadores de servicio, iluminación, sistema de protección y control, conductores y ductos. Los costos incluyen el costo del equipo y su instalación. No incluyen el costo de la turbina y el generador.

En la figura 4 se muestran los costos para una subestación de una central de una única unidad para voltajes hasta 34.5 KV. Se incluyen el costo del transformador elevador, interruptores, pararrayos y barras de conducción. No incluye el costo de la obra civil asociada. Las líneas de puntos se refieren a una extrapolación para menos de 500 KW. En la Figura 5 se presentan los costos para líneas de transmisión con postes de madera. Los costos de las líneas de transmisión se ven muy afectadas por las condiciones del terreno. Se puede agregar un costo del orden del 50 o/o adicional para terrenos montañosos o muy húmedos. Los costos de esta figura incluyen los costos normales de

construcción pero no se incluyen gastos imprevistos, derechos de paso, cambios de localización y caminos de acceso.

AUMENTO DE PRECIOS

Los costos para las figuras descritas antes, se basan en los costos vigentes para construcciones en Estados Unidos de América en julio de 1978.

FIGURA 3. Costo del equipo eléctrico de control

Los costos mostrados son para plantas de una única unidad. Para centrales de unidades múltiples agregue $\$ 20.000 + 58000 \times (n - 1)$ al costo de la unidad única de la misma capacidad. (n = número de unidades).

FIGURA 4. Costo de subestación

Si las barras del generador se extienden por más de 15 metros agregue \$ 650 por cada metro adicional de la barra.

El costo se basa en los precios de julio de 1978.

FIGURA 5. Costo de líneas de transmisión

Costos directos para terrenos planos y condiciones favorables.

Por razones de pérdidas de energía las líneas de 13.8 KV no se extienden más de 10 Km.

Si no se tiene una información más confiable del país donde se va a instalar la pch, podría utilizarse como base estas curvas. Los precios se deben variar a la fecha de la construcción, basándose en los índices de precios. Los índices de precio en U.S.A. pueden ser solicitados al USBR 2800 Cottage Way, Sacramento, CA. 95825, USA, Attn.: MP 200.

En la Figura 6 se muestran los aumentos en los índices de precios hasta julio de 1978. Si se carece de otros datos, se podría calcular el índice basado en una extrapolación de su crecimiento de años anteriores. Esto se debe hacer también para el costo en la fecha futura de construcción de cada etapa del proyecto.

Los precios detallados aquí, no incluyen los costos imprevistos (podría ser hasta el 20 o/o), ingeniería de diseño y supervisión de la construcción, estudios preliminares, seguros y otros gastos administrativos relacionados con el proyecto.

FIGURA 6. Crecimiento de los índices de precios.

El índice marcado corresponde a julio de 1978.

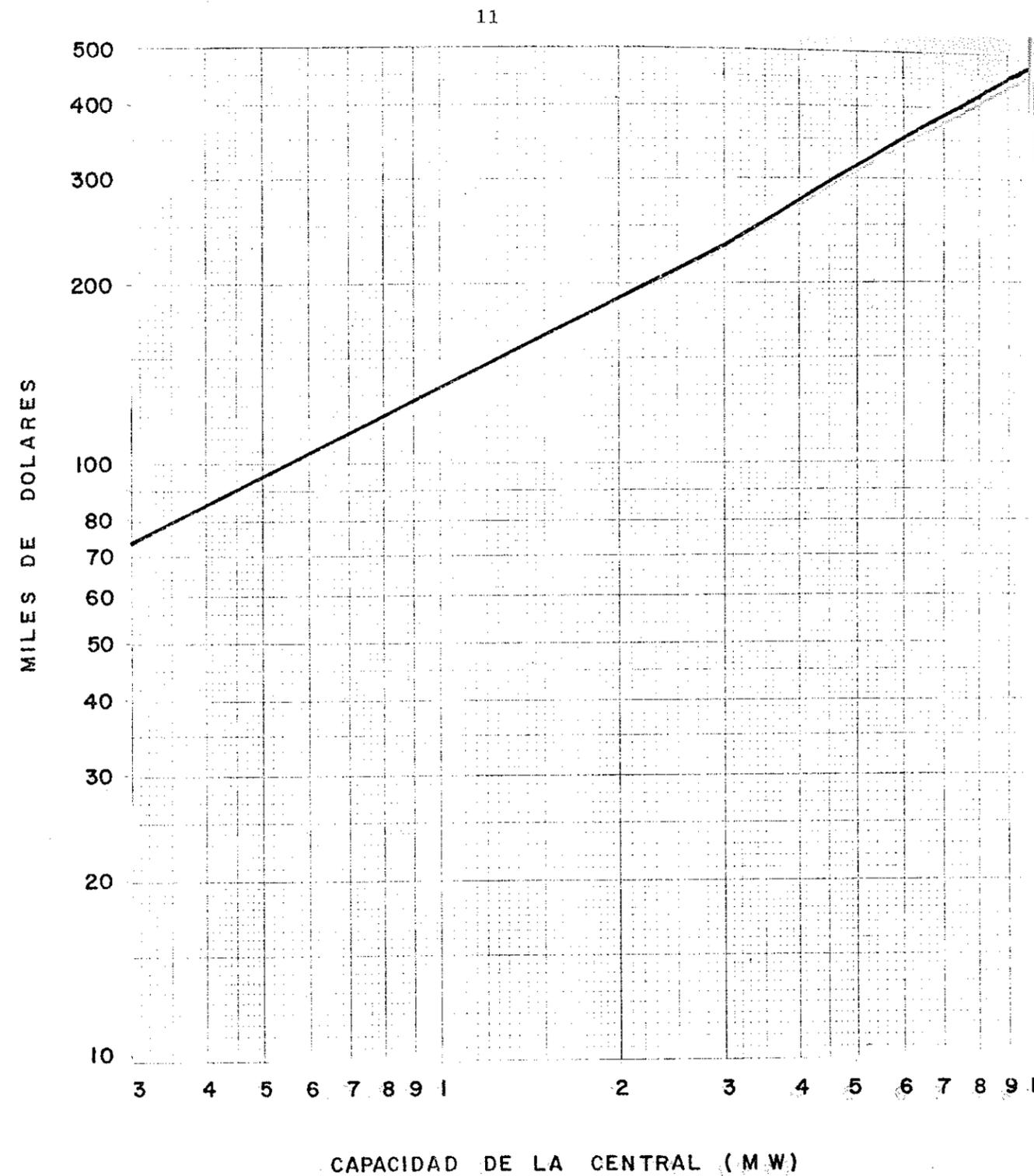
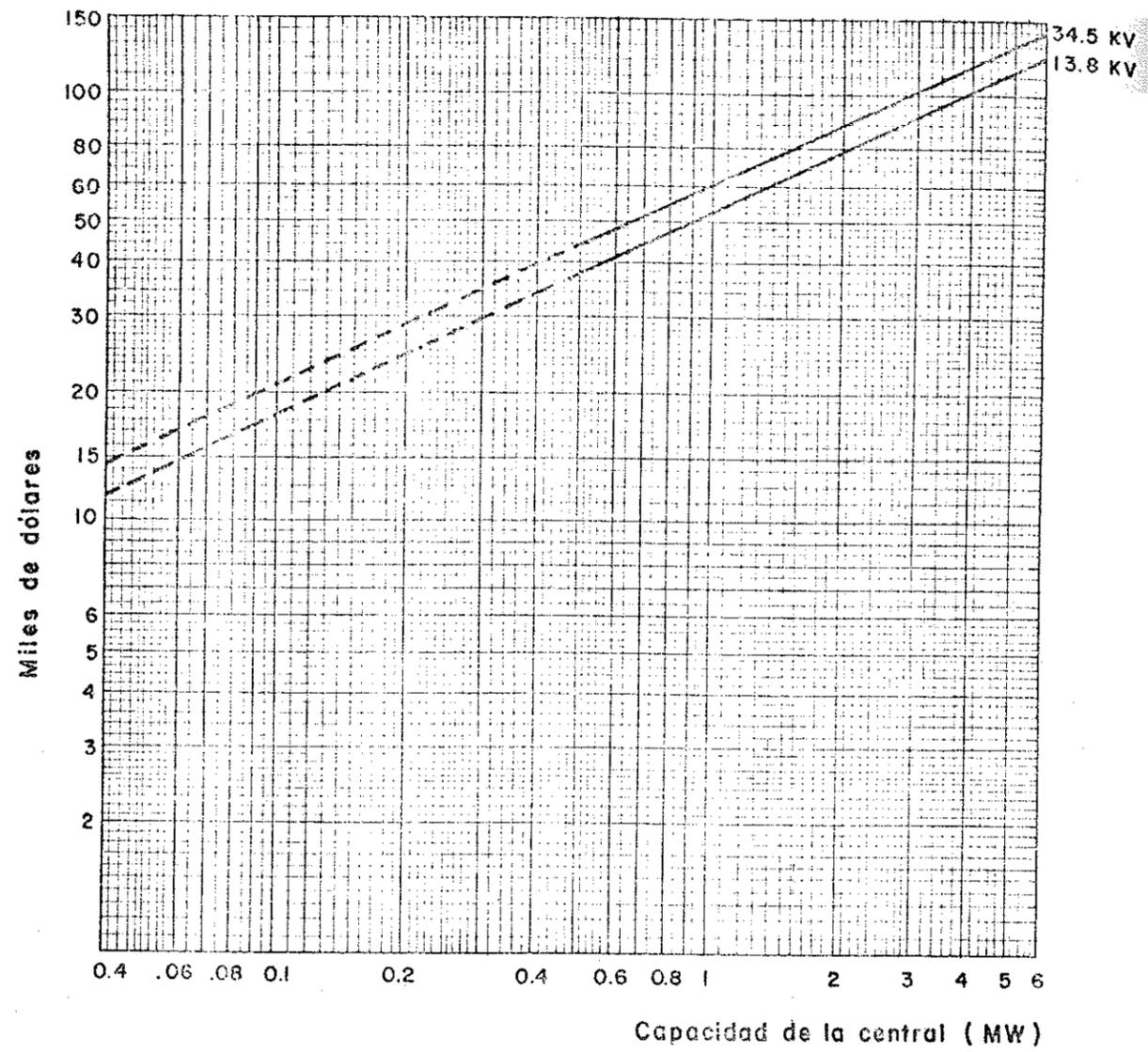


Figura. 3. COSTO DEL EQUIPO ELECTRICO DE CONTROL



COSTO DE SUBESTACION

Figura Nº 4

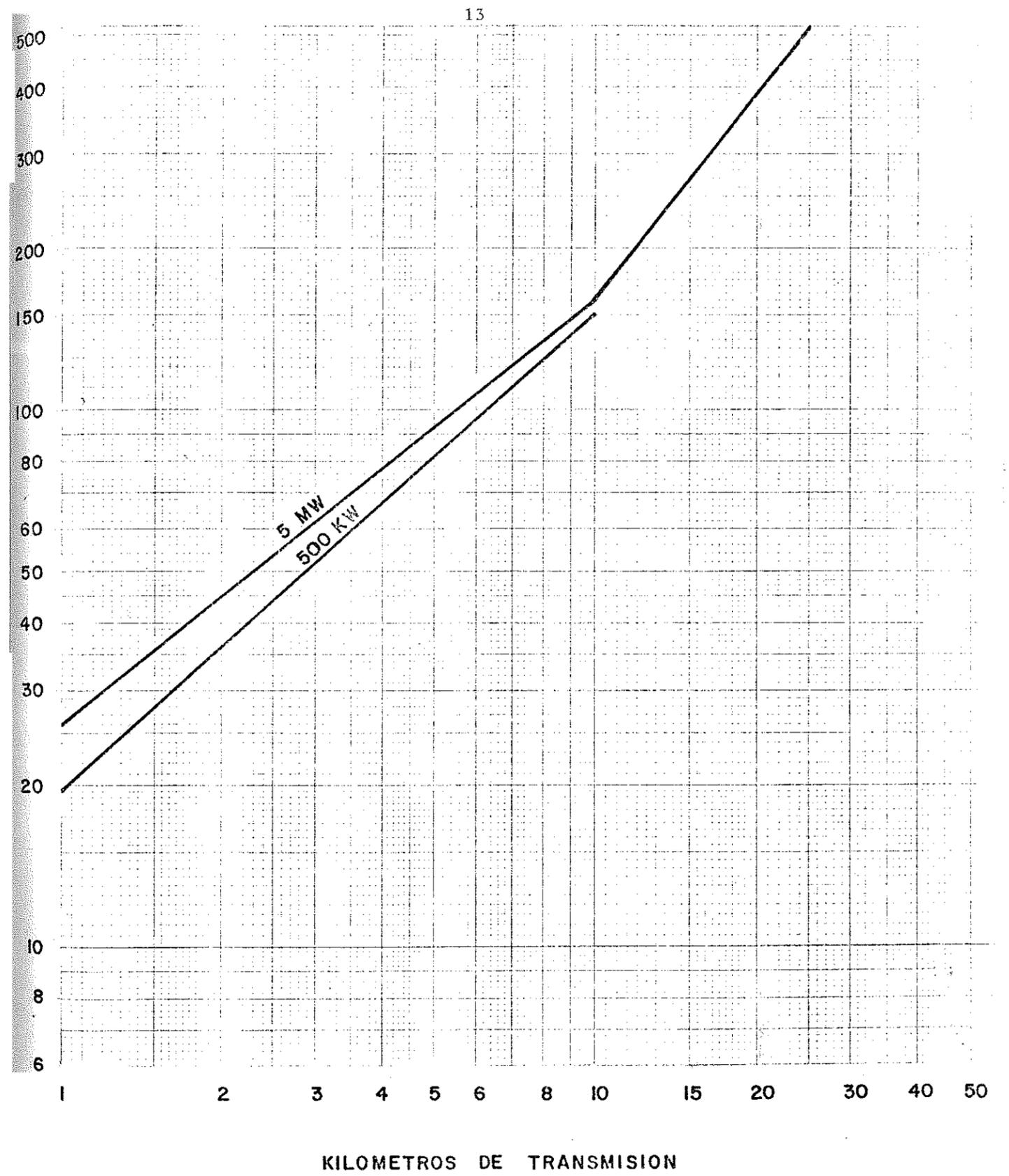


Figura. 5. COSTO DE LINEAS DE TRANSMISION.

REFERENCIAS

- "Alcoa Aluminium Conductor Engineering" Data, 1960.
- Fink, D. G. y Carroll, J. M., 1968, "Standard Handbook for Electrical Engineers".
- National Fire Protection Association, 1981; "National Electrical Code".
- Stevenson, W. D., 1962, "Elements of Power System Analysis".
- U.S. Army Corps of Engineers, "Feasibility Studies for Small Scale Hydropower Additions", Julio, 1979.

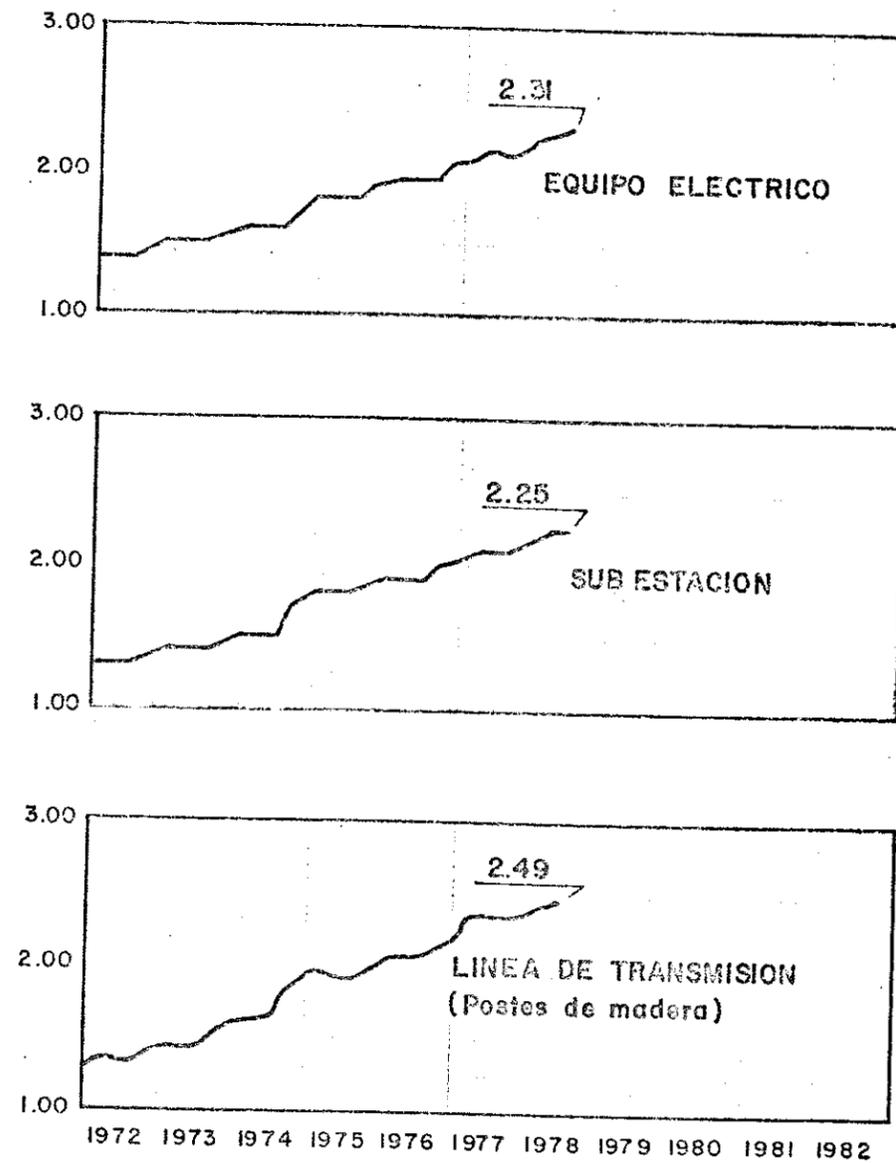


Figura. 6

CRECIMIENTO DE LOS INDICES DE PRECIOS
El índice marcado corresponde a julio de 1978.

IV

**PROGRAMA DE MANTENIMIENTO Y OPERACION DE CENTRALES
HIDROELECTRICAS**

REYNALDO VILLANUEVA

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO ELECTROMECHANICO Y
OPERACION DE CENTRALES HIDROELECTRICAS

CONTENIDO

INTRODUCCION

MANTENIMIENTO DE LOS RODETES

1. RODETES DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS
2. OBJETO DE LAS REVISIONES SISTEMATICAS
3. REPARACIONES EN EL SITIO
4. REPARACIONES DE GRAN ENVERGADURA EN LOS RODETES
5. COMO OBTENER UN BUEN TRABAJO DE SOLDADURA
6. LA VIDA DE LOS RODETES
7. LAS AGUJAS Y ANILLOS DE STELLITE

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO MECANICO TIPICO DE UNA CENTRAL
HIDROELECTRICA CON TURBINAS PELTON

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO MECANICO TIPICO DE UNA CENTRAL
HIDROELECTRICA CON TURBINAS FRANCIS

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO ELECTRICO TIPICO DE UNA CENTRAL
HIDROELECTRICA

NORMAS PARA PONER EN SERVICIO LA INSTALACION Y CONCEPTOS
GENERALES DE MANTENIMIENTO

- I. PUESTA EN SERVICIO Y MANTENIMIENTO DE LAS TUBERIAS
FORZADAS METALICAS
- II. NORMAS PARA LA PUESTA EN MARCHA Y MANTENIMIENTO DE LAS
TURBINAS HIDRAULICAS
- III. NORMAS DE ENTRETENIMIENTO DE LOS ACCESORIOS
- IV. NORMAS PARA EL MANTENIMIENTO DE LOS GENERADORES
SINCRONICOS

TURBINAS PELTON DE EJE HORIZONTAL EN TAMAÑOS STANDARIZADOS
PARA EL ACCIONAMIENTO DE GENERADORES

TURBINAS FRANCIS EN POZO CON EJE VERTICAL EN TAMAÑOS DE
CONSTRUCCION STANDARD PARA EL ACCIONAMIENTO DE
GENERADORES

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO ELECTROMECHANICO Y OPERACION
DE CENTRALES HIDROELECTRICAS

INTRODUCCION

Todos sabemos que una Central Hidroeléctrica Convencional, es el lugar destinado a transformar en energía eléctrica la energía que existe potencialmente en cualquier masa de agua que se encuentre a una altitud mayor que el nivel del mar.

Nuestro país es uno de los pocos beneficiados en el mundo, en el sentido de contar con un enorme potencial hídrico, ya que al poseer una topografía eminentemente regular, debido a la presencia de la Cordillera de los Andes, nuestro territorio presenta la más variada gama de accidentes geográficos, que albergan enormes masas de agua y hielo, lo que permite contar con fuertes caídas de este líquido elemento. Son estas condiciones naturales, las que permiten la instalación de las Centrales Hidroeléctricas.

También es de conocimiento general, que la electricidad concebida como industria básica y de servicio público, es el instrumento decisivo para el desarrollo económico y social de un país, por ser un insumo que participa en casi todas las actividades productivas, a la vez que es un bien de consumo que debe estar al alcance de toda la colectividad.

Sin embargo existen muchos pueblos y zonas en el Perú que por lo aisladas y lejanas que se encuentran, no gozan de este vital elemento ya que dada la disposición rural en pequeños caseríos de reducido número de habitantes, el transporte de energías hasta esas lejanas y pequeñas poblaciones, significaría fuertes inversiones en líneas de transmisión y transformadores para suministrar pequeñas cantidades de energía, sin que los pocos habitantes puedan amortizarla ni aún pagando elevadísimas tarifas por dicho suministro.

La solución a este problema es la construcción de pequeñas centrales hidroeléctricas, llamadas mini Centrales, que por la simplicidad de su diseño y los elementos que lo componen, su costo es razonablemente aceptable para nuestra realidad nacional.

Un aspecto que hay que resaltar en la construcción de estas instalaciones y equipos, es que se utiliza en gran proporción la mano de obra nacional, ya que en las obras civiles que constituye el 60 - 70 o/o del total participan directamente los campesinos, ó habitantes de la localidad. Solamente en la construcción de los equipos electromecánicos se requiere de una elevada tecnología, la cual está siendo aquilatada por los técnicos peruanos, y esperamos que en un futuro cercano podamos fabricar dichos equipos, lo que significaría una cantidad apreciable de ahorro de divisas.

En estas Mini Centrales se transformará el agua en energía que llegará a los pueblos más escondidos de nuestra Costa, Sierra y Selva, tanto en forma de alumbrado, servicios diversos de electricidad y la instalación de pequeñas y medianas industrias, tales como: pequeña minería, artesanía, agro-industria, aserraderos, carpinterías, talleres de mantenimiento, etc. Como consecuencia de ello se elevará sustancialmente el nivel de vida, se generarán más fuentes de trabajo, y lo que es más importante se liberará a dichas localidades de las negras sombras del atraso.

MANTENIMIENTO DE LOS RODETES

1. RODETES DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS

La Tecnología Mecánica e Hidráulica ha evolucionado enormemente en estos últimos veinte años y en lo referente a la transformación de la energía hidráulica a eléctrica ha logrado la obtención de materiales apropiados para el buen funcionamiento de las máquinas primarias.

La Metalurgia ha hallado a los aceros inoxidable, al Cromo, Níquel y Molibdeno, que constituidos en diversas aleaciones ha logrado los aceros austeníticos, ferríticos y martensíticos.

Hacemos presente que lo que se dice es parte de nuestra experiencia seguida en otras Centrales Hidroeléctricas del país, y no pretendemos sentar cátedra en esta especialidad técnica sino que deseamos transmitir estos conocimientos y nuestra experiencia, como parte de una transferencia de tecnología.

2. OBJETO DE LAS REVISIONES SISTEMATICAS

Las fallas en los rodets de una turbina (rajaduras, erosiones y cavitaciones) se presentan de una manera paulatina, y muchas veces en forma intempestiva. Para no tener sorpresas, en este sentido, recomiendo hacer revisiones a plazo fijo mínimo, es decir sistemáticas, y llevar un registro de lo que se observa en todo el cuerpo del rodete y diversas partes de la turbina.

En una rueda Pelton es conveniente observar el estado de los filos de ataque de cada cuchara para detectar en ellos rajaduras y desgastes por cavitaciones tanto en el filo mismo como en la parte posterior y anterior. Hacer también un control sobre la superficie de la cazoleta de la cuchara; esta superficie debe estar siempre bien lisa y pulida, presentar el aspecto de un espejo por su suavidad. No permitir la presentación de rugosidades o camellones ni superficies profundas aisladas.

Recomendamos una revisión exhaustiva y atenta del nacimiento de las cucharas, es decir de las axilas donde las cucharas se encuentran unidas al disco. No confiarse por el aspecto robusto de esta formación; por lo tanto no descuidar de hacer aquí una revisión muy cuidadosa porque se han presentado muchos casos de fallas en estos sitios, en cualquier época de la vida del rodete. Conocemos de rajaduras producidas a las 2500 horas y otras a las 2200 horas de servicio.

Hay que tener en cuenta que una rotura de cuchara puede ser fatal para la integridad de la instalación, y no únicamente para la turbina afectada.

Las personas que hacen estas inspecciones deben estar imbuidas de un amplio sentido de responsabilidad y tener en cuenta que de los resultados de sus inspecciones depende la vida del rodete y por ende de la instalación.

Conjuntamente con la revisión del rodete, debe revisarse el estado del deflector, anillo, aguja y tobera de los introductores, porque una falla o desgaste en estas piezas repercute grandemente en el estado del rodete, ya que toda anomalía en el introductor produce un chorro deformado, no cilíndrico y no compacto.

Un chorro en condiciones deficientes, producido porque el anillo y aguja del introductor presenta rajaduras o porque la superficie interna de la tobera presenta resaltes o deformaciones o porque el deflector no está en su posición correcta con respecto al chorro es una causa del desgaste prematuro del rodete.

En muchas ocasiones, el personal de servicio y mantenimiento con su experiencia puede detectar estas fallas por el ruido y vibraciones anormales que presenta una turbina que funciona en estas condiciones.

En una rueda Francis el programa de revisión lleva también el mismo fin que el que se hace con una rueda Pelton.

Para una rueda Francis es preciso revisar el estado de los álabes del rodete, tanto en el ángulo de alta presión como en el de baja presión, pues allí se presentan cavitaciones y erosiones que comprometen grandemente el rendimiento de la turbina y si hay descuido de estas zonas se presentará la destrucción del rodete.

Se debe observar la superficie de los álabes, en el lado de alta y baja presión; ésta debe ser suave y lisa, sin protuberancias y camellones, tanto en la parte plana como angular.

Enseguida una revisión a las paletas móviles del distribuidor Fink es muy importante y requiere la atención especial del personal que hace la inspección, ya que una deformación en el talón y filo de ataque de las paletas, produce una desviación del ángulo de entrada del agua a los álabes del rodete y también un cambio en la magnitud de la velocidad de entrada del agua al rodete; estas variaciones en los parámetros de los hilos del agua producen desgastes prematuros en las partes fijas y móviles de la turbina, fuera de la caída del rendimiento de la turbina.

También un deficiente grado de reacción (G) en una turbina Francis es la causa de un desgaste acelerado del rodete por presentación de cavitaciones en sus álabes hasta el punto que puede hacerlo irreparable.

Si las condiciones de turbidez y arrastre de sólidos en el agua desmejoran por causa de las lluvias, es muy conveniente hacer las revisiones con mayor frecuencia, sin estimar esfuerzos y horas de trabajo extra que deben emplearse en estas condiciones, pues una reparación oportuna, puede hacer economizar muchas horas de trabajo posterior, y por lo tanto salvar muchos KWh. de producción.

El Jefe de Mantenimiento está obligado a presentar un informe claro y preciso al Jefe de la Central y a la Superioridad en los casos de gravedad y mala conservación de las ruedas y otras partes de la turbina.

3. LAS REPARACIONES EN EL SITIO

Hay diversos criterios para proceder a hacer ésta clase de reparaciones. Nosotros recomendamos lo que hemos experimentado en la reparación de rodets de diferentes fabricaciones en acero inoxidable.

3.1.

Llevar un control preciso de las horas de servicio de la turbina, con horas total y parcial de la marcha; dentro de estas horas se hará una parcialización de las horas de

servicio de las diversas partes, anotadas las fechas en que se hicieron las instalaciones y desmontaron con la indicación de la calidad del material utilizado. Es importante anotar la temperatura del funcionamiento, porque la calidad del agua varía con la estación del año.

3.2.

Proveerse de herramientas y materiales apropiados para la inspección. Que se efectúe con todos los medios de seguridad para la integridad física del personal: escaleras, lámparas de baja tensión, linternas de mano de haz potente, medios de protección y avisos de circuitos ocupados en la instalación para evitar maniobras erradas de terceras personas.

3.3.

Efectuada la revisión y control, si la falla lo requiere se hará la reparación o cambio de la parte dañada. Por supuesto que, debe encontrarse la falla y lo que lo causó para evitar el aumento del daño o que la nueva pieza que se instala sufra el mismo efecto.

3.4.

Para hacer la reparación, es necesario tener conocimiento del material que forma la pieza para no hacer intervenciones equivocadas, por error de procedimiento. Recordar que la Stellite no se suelda y que el acero inoxidable martensítico COR 134 es difícil de soldar.

3.5.

Si hay necesidad de reparar rajaduras en los filos de ataque de la rueda Pelton o álabes de la rueda Francis tomar precauciones para evitar mayores daños por falta de criterio en el proceso de soldadura.

3.6.

Si hay que reparar una rajadura o hacer soldadura de pequeña magnitud, se recomienda utilizar el electrodo apropiado, para la clase del material del rodete; para el acero COR 13 ó COR 134 (Acero inoxidable Martensítico) se recomienda la soldadura AVESTA P4 (sueca importada) o la INOX BW - ELC de Oerlikon (nacional) que por ser de material dúctil y gran resistencia mecánica se presta para esta clase de trabajos, pero tomando las debidas precauciones en el proceso de soldadura. Luego nos referiremos a estas normas de trabajo.

3.7.

Para hacer la reparación, es conveniente ampliar la rajadura, en el sentido del ancho. Si se presenta la rajadura y no es posible hacer la reparación inmediatamente, es mejor hacer un hueco pasante de $5/32$ " ϕ , en el extremo de ella, para evitar la prolongación de la falla.

Luego, indicaremos como proceder para hacer la reparación en el sitio: la falla puede ser una rajadura o una superficie erosionada o cavitada. Ampliar la zona haciendo después una buena limpieza al material. Utilizar el electrodo apropiado para soldar

la zona de manera lenta y paso a paso, limpiando siempre los puntos de soldadura con una lima (decapado) eliminando las escorias y martillando suavemente para reducir las tensiones en el material base. El aporte de soldadura debe ser de tal manera que el material base no adquiera tanto calor, que impida colocar la mano sobre él.

Así se seguirá pausadamente, evitándose deformaciones y calentamiento excesivos en la pieza de trabajo. Luego se emparejará la superficie soldada con piedra esmeril, lima y pulidora, cuidando siempre el calentamiento innecesario.

Terminado el trabajo se controlará la parte soldada para detectar posibles nuevas rajaduras dentro de la soldadura y sus bordes. Para esto se emplea el sistema detector Dy - Schec o el Magna - Flux.

3.8.

Si dentro del fondo de la cazoleta de la rueda Pelton o en la superficie de álabe de la rueda Francis se presentan erosiones o cavitaciones es preferible emparejar la superficie, empleando piedra esmeril y pulidora; pero si el daño es apreciable y exagerado, se recomienda hacer aporte de soldadura inoxidable Oerlikon Citochrom 134, siguiendo el procedimiento cauteloso, para evitar el calentamiento excesivo de la zona de trabajo; luego emparejar la parte rellenada, hasta llegar a darse el perfil original a la superficie reparada.

Si en el filo de ataque de la cuchara de la rueda Pelton o en la parte posterior se produce desgaste por cavitación es mejor pulir esta parte, para dar al perfil una generatriz recta y al filo un ángulo agudo, que siga la superficie de la cazoleta. No se debe engrosar este filo porque se aumenta los esfuerzos hidráulicos y es posible que se inicien rajaduras en esta zona. Utilizar las plantillas de perfiles proporcionadas por el fabricante de ruedas hidráulicas.

Al soldar los filos de ataque, tomar muchas precauciones para evitar deformaciones en la cuchara por aumento de tensiones internas en el material base al generarse calor durante el trabajo de soldadura; no olvidar de martillar la soldadura y limpiar con cuidado las partes trabajadas.

4. REPARACIONES DE GRAN ENVERGADURA EN LOS RODETES

Cualquier trabajo de revestimiento en acero inoxidable de gran envergadura o la reparación de una gran rajadura es necesario hacerlo en el taller de reparaciones, pues aquí es posible hacer el indicado tratamiento térmico a la pieza, después de la reparación.

En los trabajos de revestimiento utilizar el Citochrom 134 (muy indicado para reparaciones y construcciones de cucharas, agujas, paletas y álabes de turbinas).

En otros trabajos como rellenos de filos y reparación de rajaduras, es mejor utilizar el Inox. BW - ELC.

Para utilizar el Citochrom 134 ó 13, es necesario precalentar la pieza entre 250° y 300° C, utilizando soplete de kerosene o gas propano; no oxi-acetileno. Mantener esta temperatura durante el trabajo, controlándola con un pirómetro ó la tiza termométrica. Terminando el trabajo se debe hacer un recocido a toda la pieza, para eliminar las tensiones moleculares: subir la temperatura, en un horno, con una gradiente de

30° C hasta 620° C; quedar aquí durante 6 horas para después enfriar la pieza con un gradiente de - 50° C hasta la temperatura ambiente.

En cambio si se utiliza la Inox. BW - ELC ó la AVESTA P4, también se debe precalentar la pieza entre 250° C a 300° C, manteniéndola durante el trabajo para después del término de éste, recalentar la pieza hasta 500° C, con un gradiente de 50° C y luego dejarla enfriar al ambiente cubriéndola adecuadamente con mantas de amianto y lana de vidrio.

Si el material de acero inoxidable por aportar, como revestimiento, es de espesor apreciable, se recomienda colocar antes sobre el material madre una capa de acero inoxidable 18 - 8 (Inox. A) que sirva de cojín.

5. COMO OBTENER UN BUEN TRABAJO DE SOLDADURA

Siendo la soldadura un proceso de fabricación y reparación mecánica y una de las especialidades técnicas de mayor desarrollo y evolución, la persona que lo utiliza como profesión y los Directivos y Ejecutivos que la emplean para el mantenimiento y servicio de la maquinaria deben estar al tanto de la tecnología y principios fundamentales del proceso que se deben emplear adecuadamente.

Es necesario que el soldador tenga habilidad manual para hacer buenos trabajos de soldadura y conocer correctamente los metales que va a soldar, los electrodos, varillas, materiales, herramientas que se utilizan normalmente y muchos otros conocimientos tecnológicos que le darán mayor visión de su profesión.

El Supervisor de los trabajos de soldadura tiene que hacer la inspección durante el trabajo y proceso de soldadura y también cuando se concluye con la labor.

Para lograr un trabajo de soldadura son determinantes los siguientes factores:

- a.- Usar electrodos apropiados para el trabajo; secos y bien conservados.
- b.- Usar el amperaje correcto y adecuado para el trabajo; sin que sea insuficiente ni excesivo, regulando la máquina. Emplear la polaridad y clase de corriente indicada por el electrodo.
- c.- Emplear la longitud adecuada del arco, con lo que se consigue una adecuada disposición de material y aceptable forma de arco.
- d.- Mantener un ángulo de inclinación apropiado del electrodo con respecto a la pieza, lo cual influye en la forma y aspecto del cordón y aún en la penetración.
- e.- Seguir una velocidad apropiada de avance para no producir defectos y deformaciones en la pieza si la velocidad es alta, ni amontonamientos de material con incrustaciones de escoria dentro del material si la velocidad es baja.
- f.- Por último la pieza para trabajar debe estar limpia de grasa, polvo, óxidos y humedad.

6. LA VIDA DE LOS RODETES

Existen criterios diversos para calcular la vida útil ó sea horas de servicio de un rodete de turbina hidráulica.

Si se trata de una rueda Pelton una teoría recomienda tener en cuenta el número de impactos que puede soportar una cuchara antes de considerar fatigado al material; después de estas horas de servicio hay que intensificar las revisiones para detectar posibles y sorpresivas rajaduras en cualquier parte de la rueda.

Otra tendencia, que puede ir paralela con la anterior, es hacer controles comparando con las plantillas de perfiles originales, de la superficie interior de las cazoletas o álabes para evaluar el desgaste del material y conocer la deformación de la superficie y cambio de los ángulos y perfiles.

Llegada a una conclusión, es muy importante, seguir y no descuidar las revisiones continuas y más todavía cuando el rodete está en una época de vida incierta.

Un trabajo de reparación con soldadura mal ejecutado puede destruir totalmente la rueda que se pretende recuperar.

El acero martensítico es difícil de soldar por su alto porcentaje de carbono; recomendamos evitar las soldaduras de gran envergadura y si las necesidades lo obligaran no olvidar de hacer el precalentamiento y tratamiento térmico correspondiente, de acuerdo a la curva de calor que debe proporcionar el fabricante del rodete, para eliminar las tensiones moleculares que quedan en la pieza después de los trabajos de recuperación.

Tener en cuenta que estos trabajos de soldadura en los rodetes y otras piezas de acero inoxidable martensítico representan un riesgo, que muchas veces ni los fabricantes garantizan.

Conocemos de muchas horas sin sueño, durante estos procesos de recuperación de piezas de acero inoxidable de las turbinas y por eso aconsejamos no tomar las cosas como algo que así será y nada pasará.

Tomar las máximas precauciones para evitar la deformación de la pieza, ya que el coeficiente de dilatación del acero inoxidable es 50 o/o mayor que el de los aceros dulces.

Emplear el amperaje necesario, teniendo en cuenta que siempre debe ser menor que el empleado para soldar aceros corrientes, debido a que la resistencia eléctrica del acero inoxidable es más alta.

7. LAS AGUJAS Y ANILLOS DE STELLITE

La Stellite es un acero rápido constituido por una aleación de cromo, cobalto, wolframio y carbono; en proporciones variables; sin fierro. Las piezas se forman por vaciado y las superficies se terminan por rectificado con piedras esmeriles especiales ó también con cuchillas especiales de gran resistencia mecánica. Este material por su gran dureza (superior a 62 Rockwell C) soporta toda clase de desgaste por cavitación y abrasión (erosión y corrosión). Tiene mucha tenacidad. No es soldable.

Las piezas de Stellite no son maquinables con piedras esmeriles comunes; muchos especialistas no recomiendan el uso de la piedra esmeril, pues consideran que el trabajo terminado queda con su superficie incrustada por partículas microscópicas del esmeril.

El utilizarse agujas y anillos de Stellite, recomendamos no permitir que el desgaste de ellas sea exagerado, sino que preferible es rectificar sus superficies cuando se le considera así.

Para rectificar superficies circulares exteriores usar:

Piedras de esmeril: — Norton tipo 46 M5B

— Carburum dum tipo 40W - M - 28 ó similares.

Para rectificar superficies planas usar:

Piedras de esmeril: — Norton tipo Blanchard 40W - SWB3.

— Carburum dum tipo Blanchard 50 - G8B (18" x 5").

Debe considerarse que la velocidad tangencial de las piedras de esmeril no debe ser menor de 2800 pies por minuto, ni mayor de 4200 pies por minuto.

Es conocido el principio de que piezas con gran amplitud de soldadura, sufren tensión, razón por la que los fabricantes siempre recomiendan su recocido posterior. Sin embargo nuestra experiencia nos ha permitido lograr soldar piezas sin recocido y con buenos resultados, lógicamente nuestra experiencia va acompañada del avance tecnológico y del alto desarrollo en cuanto a buenos electrodos de acero inoxidable se refiere.

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO MECANICO

TIPICO DE UNA CENTRAL HIDROELECTRICA

CON TURBINAS PELTON

1. Turbinas
2. Cojinetes de Alternador
3. Regulador de Velocidad
4. Válvulas Esféricas
5. Sistema Agua de Refrigeración
6. Sistema Agua de Mando
7. Grúas - Sala de Máquinas
8. Tuberías Forzadas
9. Válvulas Mariposas
10. Cámara de Carga
11. Túnel BBCA - Moyopampa
12. Toma Captación Barbablanca.

**PROGRAMA DE MANTENIMIENTO MECANICO
TIPICO DE UNA CENTRAL HIDROELECTRICA
CON TURBINAS FRANCIS**

1. Turbina y Descargador Síncrono
2. Cojinetes
3. Regulador de Velocidad
4. Válvula Esférica
5. Sistema Agua de Refrigeración y Drenaje
6. Grúas
7. Tubería Forzada
8. Cámara de Carga
9. Galería de Conducción
10. Toma de Captación
11. Grupo Diesel
12. Funicular.

1. TURBINA Y DESCARGADOR SINCRONO

DESCRIPCION DEL TRABAJO

**PERIODO DE
MANTENIMIENTO**

- Control pérdidas (agua, aceite).
- Engrase general.
- Control hermético del Descargador Síncrono.
- Revisión general: desgastes, rodetes, paletas, blindajes y anillos.
- Purga del Descargador Síncrono.
- Limpieza de los Servomotores Diferenciales.
- Control apertura del Distribuidor.
- Pruebas de sobrevelocidad.
- Rep. del rodete en el sitio.
- Rep. álabes fijos del Predistribuidor.
- Cambio de turbina.
- Cambio de Descargador Síncrono.
- Control presión tapa superior y zona de carbones.

- Diario
- Semanal
- Semanal
- Cada parada
- Semanal
- Diario con avenida
- Cada 3 meses
- Cada 3 meses
- Cada 6 meses
- Según desgaste
- Según desgaste
- Según desgaste
- Según desgaste
- Semanal.

2. COJINETES

- Control del nivel de aceite.
- Control de temperaturas.
- Control flujo de agua.
- Rev. indicador flujo de agua.
- Inspección cojinete de apoyo.
- Cambio aceite Cojinete Guía Turbina.
- Rev. metal Babbit Cojinete Guía Turbina.
- Limp. serpentín agua refrig. con Deox.
- Centrifugado aceite Cojinete apoyo.
- Limp. tubería de refrig. (Deox).
- Cambio de aceite (apoyo, guías sup. é inf.)

- Diario
- Diario
- Diario
- Mensual
- Mensual
- Cada cambio de Turbina
- Cada cambio de Turbina
- Cada año
- Cada año
- cada 2 años
- Cada 2 años

3. REGULADOR DE VELOCIDAD

- Control de niveles de aceite: regulador, caja aire, carter.
- Control presión aire bomba regulador.
- Control pérdidas de aceite.
- Control vibrador.
- Centrifugado de aceite.
- Limpieza de filtros (magnéticos y mallas).
- Limpieza de transductor y puesta a cero, Esquina móvil.
- Cambio aceite y limpieza del cárter.

- Diario
- Diario
- Diario
- Diario
- Mensual
- Cada parada
- Cada 2 meses
- Cada cambio de Turbina

- Rev. turbobomba y su sistema.	Cada año
- Limpieza del motor de motobomba.	Cada año
- Rev. y limp. de válvulas de seguridad n Q.	Cada 2 años
- Rev. y limpieza de válvula Check.	Cada 2 años
- Limpieza del Distribuidor.	Cada 2 años
- Rev. motor y bomba de aceite.	Cada 3 años

4. VALVULA ESFERICA

- Control de pérdidas de agua y aceite.	Diario
- Engrase general y purga.	Diario
- Control hermeticidad de anillos.	Cada Parada
- Control tiempo cierre-apertura.	Cada 6 meses
- Limpieza servomotores.	Cada año
- Rep. anillos de hermeticidad.	Según desgaste
- Cambio anillos de hermeticidad.	Según desgaste
- Reparación general.	Según desgaste

5. SISTEMA AGUA DE REFRIGERACION Y DRENAJE

- Control del nivel de aceite y grasa.	Diario
- Control de pérdidas de agua.	Diario
- Purga y limpieza de pozos de refrigeración.	Semanal
- Limpieza de filtros.	Diario con avenida Semanal
- Engrase general de Electrobombas.	Diario con avenida Mensual
- Control destructores de energía.	Mensual
- Prueba de accionamiento Vál. Motorizada.	Mensual
- Rep. compuertas purga Cámaras sedimentadoras.	Cada 6 meses
- Rev. bombas de Refrigeración.	Cada 3 años
- Rev. bombas de Drenaje.	Cada 3 años

6. GRUAS – SALA DE MAQUINAS Y MAESTRANZA

- Limpieza y engrase general.	Cada año
- Control de frenos.	Cada año
- Control de cables.	Cada año
- Control fines de carrera.	Cada año

7. TUBERIA FORZADA

- Control hermeticidad Válvula Vaciado.	Mensual
- Rev. interior de la tubería.	Cada 5 años

8. CAMARA DE CARGA

- Control hermeticidad compuerta de purga.	Semanal
- Limpieza pozo linnígrafo.	Mensual
- Rev. y engrase mecanismos de compuerta de purga.	Cada 6 meses
- Revisión general de compuerta de purga.	Según desgaste

9. GALERIA DE CONDUCCION

- Inspección Acueducto CUTAG.	Mensual
- Inspección interior Túnel.	Cada 3 años

10. TOMA DE CAPTACION

- Control hermeticidad de compuertas.	Diario
- Control pérdidas de aceite de servomotores.	Diario
- Limpieza - reja y tranquilizadores.	Diario
- Purga de desarenadores.	Diario
- Control del nivel de aceite reservorio.	Diario
- Limpieza pozo linnígrafo.	Semanal
- Engrase empaq. compuerta entrada.	Mensual
- Rev. y engrase de rastrillo mecánico.	Mensual
- Rev. general y pintura de compuertas.	Cada año
- Revisión de bombas de aceite.	Cada 3 años
- Cambio de aceite del reservorio.	Cada parada de Centrales

11. GRUPO DIESEL

- Control del nivel de aceite, agua, pet., batería.	Diario
- Prueba de arranque.	Semanal
- Cambio de aceite del cárter.	Cada 250 horas

12. FUNICULAR – CENTRAL – CAMARA CARGA

1. CABLE TRACTOR

- Control: cable, arilletes, desplazamiento correcto sobre polines, desgastes.	Cada 15 días
- Engrase general.	Mensual
- Control de alargamiento.	Cada 6 meses
- Reemplazo cable tractor.	Cada 10 años Según desgaste

2. MOTOR ELECTRICO

- Control nivel aceite caja engranajes.	Mensual
-----------------------------------------	---------

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO ELECTRICO

TIPICO DE UNA CENTRAL HIDROELECTRICA

— Control de zapatas del freno hidráulico y freno centrífugo regul. y desp.	Mensual
— Control bomba hidráulica, Sistema de freno.	Cada 4 meses
— Engrase de cojinete del tambor.	Cada 4 meses
— Engrase pines del sistema de frenos.	Cada 4 meses
— Engrase cadena del reloj de Posición.	Cada 4 meses
— Cambio de aceite de caja de engranajes.	Cada 4 años
— Cambio de aceite de indicador de Posición.	Cada 4 años
— Cambio de aceite de bomba hidráulica.	Cada 4 años
— Cambio de zapatas de freno.	Cada 4 años
	Según desgaste

3. DEVANADOR DE CABLE

— Control general.	Cada 15 días
— Engrase eje guía sin fin.	Mensual
— Engrase cojinete eje guía.	Mensual
— Engrase de rodillos guías.	Mensual
— Engrase sistemas de transmisión	
Devanador-Tambor.	Mensual
— Engrase sistema Cabeza. Cambio de dirección.	Mensual

4. POLINES Y RIELES

— Engrase general de polines.	Mensual
— Limpieza y control desp. de polines.	Mensual
— Control pernos de anclaje de rieles.	Mensual

1. ALTERNADOR – é instalaciones auxiliares

ROL DE INSPECCION

— Inspección y/o cambio de carbones	Semanal
— Inspección de portacarbones	Semanal
— Revisión y/o limpieza del bobinado	Una vez por año
— Inspección general	Diario
— Limpieza entre anillos del rotor con trapo y/o aire comprimido	Cuatro veces por año
— Revisión y limpieza de los refrigerantes	Dos veces por año
— Inspección de pérdidas de agua en los refrigerantes.	Mensual
— Limpieza general de la instalación	Dos veces por año
— Control de la temperatura a distancia	Mensual
— Inspección de los indicadores de flujo de agua	Diario
— Control del peso de las botellas de CO2 y su alineamiento	Mensual
— Limpieza de la base alrededor de los cojinetes con SS - 25	Cuatro veces por año
— Control y/o cambio de portacarbones	Una vez por año
— Medir el aislamiento del estator	Dos veces por año
— Medir el aislamiento del rotor	Dos veces por año
— Ajuste general de bornes de la máquina é instalaciones auxiliares	Una vez por año
— Control de los protectostatos	Dos veces por año
— Control de los termostatos de aire frío y caliente y de los cojinetes	Dos veces por año
— Control de las características de la máquina	Una vez por año
— Alisamiento de anillos	Una vez por año
— Control de los indicadores de flujo de agua	Dos veces por año
— Control del aislamiento de los motores	Dos veces por año
— Control del aislamiento de los tranfosrmadores de medida	Dos veces por año
— Control de la protección electromagnética	Dos veces por año
— Control de la protección no electromagnética	Dos veces por año
— Control general de los contactores de potencia mando y señalización.	Dos veces por año
— Control de la protección térmica de los motores	Dos veces por año
— Control del aislamiento de los motores.	Dos veces por año
— Medir la corriente de los motores	Dos veces por año
— Control del paro de emergencia	Dos veces por año
— Control del disparo de las botellas de CO2 y su alineamiento	Dos veces por año
— Control del funcionamiento u lubricación de los seccionadores entre alternador y transformador de potencia y a la barra de pruebas	Dos veces por año
— Control del desplazamiento de los polos	Una vez por año

- Control de la temperatura a distancia Dos veces por año
- Contraste general de los instrumentos de medida, contadores y registradores Una vez por año
- Contraste de termómetros Dos veces por año

1.2. EXCITATRIZ PRINCIPAL Y ALTERNADOR PILOTO -- é instalaciones auxiliares

- Inspección y/o cambio de carbones Semanal
- Inspección de portacarbones Semanal
- Sopletear con aire comprimido Mensual
- Inspección general Diario
- Limpieza general Dos veces por año
- Control y/o cambio de portacarbones Una vez por año
- Medir el aislamiento de la excitatriz principal Dos veces por año
- Medir el aislamiento del alternador piloto Dos veces por año
- Control de las características de la excitatriz principal Una vez por año
- Control de las características del alternador piloto Una vez por año
- Alisamiento de colectores y limpieza entre del gas de la excitatriz principal Una vez por año
- Control del funcionamiento y lubricación del interruptor principal de campo Dos veces por año
- Ajuste general de bornes de la excitatriz principal Una vez por año
- Ajuste general de bornes del alternador piloto Una vez por año
- Ajuste general de bornes de las instalaciones auxiliares Una vez por año
- Control de las tensiones del alternador piloto Dos veces por año
- Control general de los contactores de potencia mando y señalización. Dos veces por año

1.2. PUNTO NEUTRO -- é instalaciones auxiliares

- Limpieza general Dos veces por año
- Inspección general Diario
- Control del aislamiento del transformador de medida Dos veces por año
- Control de la resistencia Dos veces por año
- Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares Una vez por año

1.3. TRANSFORMADOR DE SERVICIOS PROPIOS -- é instalaciones auxiliares

- Limpieza general Dos veces por año
- Inspección general Diario
- Control del aislamiento Dos veces por año
- Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares Una vez por año

1.4. TRANSFORMADOR DE SERVICIOS PROPIOS -- é instalaciones auxiliares

- Limpieza general Dos veces por año
- Inspección general Diario
- Control de aislamiento Dos veces por año
- Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares Una vez por año

1.5. REGULADORES DE TENSION

- Inspección general Diario
- Sopleteo de los contactos rodantes Una vez por año
- Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares Una vez por año
- Limpieza general Dos veces por año
- Control del motor del reostato de campo Dos veces por año

1.6. TURBINA Y VALVULA ESFERICA -- é instalaciones auxiliares

- Inspección general Diario
- Limpieza general Dos veces por año
- Control de la conmutación entre la bomba de arranque y la bomba de servicio Mensual
- Control de la protección de los motores Dos veces por año
- Control del aislamiento de los motores Dos veces por año
- Medir la corriente de los motores Dos veces por año
- Control de los contactos auxiliares Dos veces por año
- Control de los contactores de potencia, mando y señalización Dos veces por año
- Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares Una vez por año
- Control de la protección no electromagnética Dos veces por año

1.7. TRANSFORMADOR -- é instalaciones auxiliares

- Inspección de la sal secadora Semanal
- Inspección del nivel de aceite Semanal
- Control de pérdidas de aceite Mensual
- Inspección de pérdidas de aceite Semanal
- Inspección de pérdidas de agua Semanal
- Inspección general Diario
- Limpieza general del transformador é instalaciones auxiliares Dos veces por año
- Control de los mandos a los motores Semanal
- Inspección de los indicadores de flujo de agua Diario
- Control de la temperatura a distancia Mensual
- Control y limpieza de los refrigerantes (Varillado) Dos veces por año
- Inspección de la bomba de circulación de aceite Mensual
- Control de la protección electromagnética Dos veces por año

— Control de la protección no electromagnética	Dos veces por año
— Control del aislamiento del transformador	Dos veces por año
— Control general de los contactores de potencia, mando y señalización	Dos veces por año
— Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares	Una vez por año
— Control y/o cambio de cojinetes y engrase de los motores	Una vez por año
— Medir la corriente de los motores	Dos veces por año
— Control de la protección térmica de los motores	Dos veces por año
— Control del aislamiento de los motores	Dos veces por año
— Control del paro de emergencia	Dos veces por año
— Control de la rigidez dieléctrica del aceite	Una vez por año
— Control del envejecimiento del aceite	Una vez por año
— Control de la temperatura a distancia	Dos veces por año
— Inspección de la bomba de circulación de aceite	Cuatro veces por año

1.8. ELEMENTOS DE MANIOBRA – é instalaciones auxiliares

— Inspección general	Diario
— Limpieza general	Dos veces por año
— Control de pérdidas de aire	Semanal
— Control de la cámara de extinción según instrucciones	Una vez por año
— Control del funcionamiento y lubricación	Dos veces por año
— Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares	Una vez por año
— Control general de los contactores de potencia mando y señalización	Dos veces por año
— Control del aislamiento de los transformadores de medida	Dos veces por año

2. LINEAS DE 60 Kv. é instalaciones auxiliares

LINEA – 601

— Inspección general	Diario
— Limpieza general	Dos veces por año
— Control de pérdidas de aire del interruptor y transformador de tensión	Semanal
— Control de la salsecadora de los transformadores de medida	Semanal
— Control de la protección electromagnética	Dos veces por año
— Control de la Cámara de extinción según instrucciones	Una vez por año
— Control del funcionamiento y lubricación	Dos veces por año
— Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares	Una vez por año
— Control general de los contactores de potencia mando y señalización	Dos veces por año
— Control del aislamiento de los transformadores de medida	Dos veces por año

2.1. ACOPLAMIENTO – é instalaciones auxiliares

— Inspección general	Diario
— Limpieza general	Dos veces por año
— Control de pérdidas de aire	Semanal
— Control de la cámara de extinción según instrucciones	Una vez por año
— Control del funcionamiento y lubricación	Dos veces por año
— Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares	Una vez por año
— Control general de los contactores de potencia mando y señalización	Dos veces por año

2.2. BARRAS DE 60 Kv.

— Inspección general	Diario
— Limpieza general	Dos veces por año
— Ajuste general de bornes	Una vez por año

3. SERVICIOS AUXILIARES – é instalaciones auxiliares

3.1. TRANSFORMADOR I – 60/0.22 Kv. é instalaciones auxiliares

— Inspección general	Diario
— Inspección de pérdidas de aceite	Semanal
— Inspección del nivel de aceite	Semanal
— Limpieza general del transformador é instalaciones auxiliares	Dos veces por año
— Control de la protección electromagnética	Dos veces por año
— Control de la protección no electromagnética	Dos veces por año
— Control del aislamiento del transformador	Dos veces por año
— Control general de los contactores de potencia, mando y señalización	Dos veces por año
— Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares	Una vez por año
— Control de la rigidez dieléctrica del aceite	Una vez por año
— Cambio del aceite	Una vez por año

3.2. ELEMENTOS DE MANIOBRA Y TRANSFORMADORES DE MEDIDA – é instalaciones auxiliares

60 Kv y 10 Kv

— Inspección general	Diario
— Limpieza general	Dos veces por año
— Control de pérdidas de aire	Semanal
— Control de la protección electroagnética	Dos veces por año
— Ajuste general de bornes del equipo é instalaciones auxiliares	Una vez por año
— Control del funcionamiento y lubricación de los seccionadores e interruptores	Dos veces por año

- Control del aislamiento de los transformadores de medida Dos veces por año
- Control de la cámara de extinción según instrucciones Una vez por año

220 V

- Inspección general Diario
- Limpieza general Dos veces por año
- Control de pérdidas de aire Semanal
- Control de la protección electromagnética Dos veces por año
- Ajuste general de bornes del equipo e instalaciones auxiliares Una vez por año
- Control del funcionamiento y lubricación Dos veces por año
- Control del aislamiento de los transformadores de medida Dos veces por año

10 Kv. SERV. EMERGENCIA – e instalaciones auxiliares

- Inspección general Diario
- Limpieza general Dos veces por año
- Control de pérdidas de aire Semanal
- Control de la protección electromagnética Dos veces por año
- Ajuste general de bornes del equipo e instalaciones auxiliares Una vez por año
- Control del funcionamiento y lubricación Dos veces por año
- Control del aislamiento y los transformadores de medida Dos veces por año
- Control de la cámara de extinción según instrucciones Una vez por año

10 Kv. CAMARA CARGA – e instalaciones auxiliares

- Inspección general Diario
- Limpieza general Dos veces por año
- Control de pérdidas de aire Semanal
- Control de la protección electromagnética Dos veces por año
- Ajuste general de bornes del equipo de instalaciones auxiliares Una vez por año
- Control del funcionamiento y lubricación Dos veces por año
- Control del aislamiento de los transformadores de medida Dos veces por año
- Control de la cámara de extinción según instrucciones Una vez por año

4. SISTEMA DE CORRIENTE CONTINUA

120 V

- Inspección del nivel del electrolito Semanal
- Control de la densidad de cada celda Semanal

- Control de la tensión de cada celda Semanal
- Inspección del cargador de batería Mensual
- Prueba de la luz de emergencia Mensual
- Limpieza general Dos veces por año
- Inspección general Diario
- Revisión del cargador Una vez por año
- Ajuste general de bornes Una vez por año
- Lubricación general de bornes Dos veces por año
- Control general de los contactores de potencia, mando y señalización Dos veces por año

48 V

- Inspección del nivel del electrolito Semanal
- Control de la tensión de cada celda Semanal
- Control de la densidad de cada celda Semanal
- Inspección del cargador Mensual
- Limpieza general Dos veces por año
- Inspección general Diario

5. SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

- Limpieza del filtro de aire Dos veces por año
- Control de pérdidas de aire Mensual
- Inspección del nivel de aceite Semanal
- Cambio de aceite según instrucciones Dos veces por año
- Inspección general Diario
- Purga de los tanques de aire Diario
- Control de los mandos a los motores Semanal
- Inspección de pérdidas de aceite Semanal
- Control y/o cambio de cojinetes y engrase de los motores Una vez por año
- Ajuste general de bornes Una vez por año
- Revisión general de la compresora Una vez por año
- Control de las válvulas automáticas Dos veces por año
- Control de las válvulas de seguridad Dos veces por año
- Control general de los contactores de potencia, mando y señalización Dos veces por año
- Control de las válvulas de las cámaras Dos veces por año
- Medir la corriente de los motores Dos veces por año
- Medir el aislamiento de los motores Dos veces por año
- Control de la protección térmica de los motores Dos veces por año

6. BOMBAS DE AGUA DE REFRIGERACION Y POTABLE – e instalaciones auxiliares

- Inspección general Diario
- Limpieza general Dos veces por año
- Inspección de los motores Diario
- Limpieza de los filtros Diario
- Control del aislamiento de los motores Dos veces por año

— Control de la protección térmica de los motores	Dos veces por año
— Medir la corriente de los motores	Dos veces por año
— Control y/o cambio de cojinetes y engrase	Una vez por año
— Ajuste general de bornes	Una vez por año

7. GRUAS

— Limpieza general	Dos veces por año
— Inspección general	Semanal
— Control y/o cambio de cojinetes y engrase de los motores	Una vez por año
— Control del aislamiento de los motores	Dos veces por año
— Control de la protección térmica de los motores	Dos veces por año
— Control general de los contactores de potencia, mando	Dos veces por año
— Medir la corriente de los motores	Dos veces por año
— Ajuste general de bornes	Una vez por año
— Revisión de las zapatas del freno	Dos veces por año
— Control de los fines de carrera	Dos veces por año

8. TAZA — e instalaciones auxiliares

— Inspección general	Semanal
— Limpieza general de la sub-estación y paneles	Dos veces por año
— Inspección de pérdidas de aceite del transformador	Interdiario
— Inspección del nivel del aceite del transformador	Interdiario
— Control del disparo de la válvula mariposa	Dos veces por año
— Control del aislamiento, protección y corrientes del Winche	Dos veces por año
— Control de la rigidez dieléctrica del aceite del transformador	Una vez por año
— Control del aislamiento del transformador	Dos veces por año
— Cambio de aceite del transformador	Una vez por año
— Ajuste general de bornes	Una vez por año
— Prueba de la protección	Dos veces por año
— Control del interruptor	Dos veces por año
— Cambio de aceite del interruptor	Una vez por año

9. VARIOS

— Inspección general de la sala de mando y andamios	Diario
— Inspección del descargador de la línea	Semanal
— Renovar el aceite de reserva para transformadores	Cuatro veces al año
— Control de puesta a tierra:	
- Central	Una vez por año
- Taza	Una vez por año
— Ajuste general de bornes de la sala de mando y andamios	Una vez por año
— Contraste general de instrumentos de medida, contadores y registradores	Una vez por año

NORMAS PARA PONER EN SERVICIO LA INSTALACION Y CONCEPTOS GENERALES DE MANTENIMIENTO

1. PUESTA EN SERVICIO Y MANTENIMIENTO DE LAS TUBERIAS FORZADAS METALICAS

1.1.

Antes de poner en servicio la tubería es necesario proceder a una limpieza interior cuidadosa. En muchos casos la tubería es pintada interiormente y se controlará el perfecto estado de la misma. Conviene además hacer circular por la tubería un gran caudal de agua durante varios minutos para eliminar cualquier partícula que pudiera dañar los órganos de admisión.

1.2.

Para llenar la tubería hay que asegurarse previamente de que los manómetros funcionen a satisfacción, y es necesario abrir las válvulas de salida del aire colocadas en los puntos altos del trazado en que pueda éste acumularse; también deberá comprobarse el funcionamiento de las válvulas de entrada del aire.

El agua debe penetrar en la tubería muy lentamente y con un caudal 1/10 del normal funcionamiento. La presión que va alcanzando la tubería se vigilará por medio de los manómetros de la central.

Un vigilante en comunicación telefónica con la Central estará encargado de asegurar la maniobra de los órganos de cierre de la tubería, para intervenir rápidamente cortando la entrada del agua en caso de producirse una avería. Cuando los órganos de cierre de la tubería están colocados en su comienzo, están provistos de by-pass, se utilizará este dispositivo para el llenado de la misma. Los grifos de expulsión del aire cerrarán, cuando comience por ellos a salir el agua.

Si se teme el peligro de hielo en una tubería es necesario mantener la circulación del agua con un caudal mínimo y, se comprobará que todas las partes de la conducción incluyendo las válvulas estén protegidas contra el hielo. Cuando la temperatura sea inferior a 0° C deberá mantenerse la circulación del agua empleando la válvula de fondo o la misma turbina.

1.3.

El vaciado normal de la tubería se efectuará empleando la turbina (siempre que el fabricante de la turbina otorgue su consentimiento), la válvula de fondo, o las dos a la vez. Habrá que asegurarse de que los dispositivos automáticos para la entrada del aire están en condiciones de funcionar. Se cerrará la válvula o compuerta colocada al comienzo de la tubería. Como para el llenado de la conducción formada, se vigilará el vaciado de la misma por medio de los grifos colocados a este objeto.

1.4.

Cuando hubiere que suspender el servicio, tanto en períodos de grandes fríos como de elevadas temperaturas, se evitará en lo posible que la tubería quede vacía, espe-

cialmente en el caso de que no existan juntas de dilatación y se trate de conducciones montadas al aire.

1.5.

Al poner en servicio la tubería deberá comprobarse la existencia de fugas. Las juntas de cáñamo y plomo, se apretarán con fuerza y serán retocadas convenientemente para evitar fugas de agua. Las juntas con cordones de goma son normalmente estancas.

Las soldaduras de los tubos soldados son también estancas, pero si observara la existencia de fugas deberán ser corregidas por la casa constructora.

1.6. Válvulas de fondo

El vaciado de la tubería se iniciará en la turbina y después será terminado con la válvula de fondo, que deberá maniobrase cuando la presión sea reducida y no exista el peligro de la producción de vibraciones en la turbina.

La válvula de fondo deberá maniobrase al menos una vez por semana para evitar la acumulación de arena sobre la parte superior, cuyo depósito por efecto de la presión se endurece y puede impedir el funcionamiento de la válvula.

1.7.

Todos los dispositivos de cierre con funcionamiento mecánico, como compuertas, válvulas de compuerta, válvulas mariposa y válvulas de entrada de aire, deberán revisarse cuando menos una vez por semana.

El engrase deberá ser efectuado con cuidado y habrá de maniobrase el dispositivo de cierre una vez por mes, para tener la seguridad de su buen funcionamiento.

1.8.

Los aparatos de seguridad, de funcionamiento automático, deberán ser objeto de particular atención.

1.9.

La conducción deberá inspeccionarse en su parte exterior una vez por semana, y una vez al año esta visita se realizará para comprobar el estado de aquella por lo que respecta a su oxidación, y en el interior de la tubería para comprobar en que forma se halla la protección interna contra la corrosión.

1.10.

Las tuberías deberán estar protegidas con barnices especiales que eviten su oxidación y la formación de herrumbre. Hay que tener presente que para que la pintura sea eficaz, habrá de procederse a una limpieza cuidadosa de la superficie, eliminando toda traza de óxido, empleándose para ello rasquetas y cepillos metálicos, es decir, utilizando los procedimientos indicados para estos casos, llegando si fuera necesario a emplear la limpieza con chorro de arena y también el decapado con ácido que se termina con abundante lavado para eliminar toda traza de dicho ácido.

Las capas de pintura, que tienen usualmente espesores de algunas décimas de milímetro, deben aplicarse de modo que no exista solución de continuidad y serán homogéneas sobre todas sus partes, y especialmente en las difícilmente accesibles.

Durante la operación del pintado se deberá procurar que las superficies que han de cubrirse estén bien secas.

Hay que observar que, para que la pintura cumpla adecuadamente su función protectora, debe aplicarse de modo uniforme y sobre superficies perfectamente preparadas; no se dará otra mano hasta que la anterior se haya secado.

Por lo que respecta a la cavitación es muy importante descubrir su presencia en sus primeras manifestaciones, dado que el fenómeno, una vez comenzado, prosigue con rapidez. La aportación de material por soldadura en la zona atacada por la cavitación, tanto en la parte corroída como si presenta hendiduras, debe ir precedida de una cuidadosa limpieza de la superficie. En particular esta limpieza debe ser esmerada en las ruedas de las turbinas Kaplan y Pelton. La experiencia ha determinado que en estos tipos de turbinas una irregularidad en la superficie conduce a la rápida destrucción del material, tanto por cavitación como por el martilleo de las gotas de agua.

Una causa que da origen a pérdida temporal del rendimiento, que tiene lugar especialmente en las turbinas Francis de pequeña altura de salto y en las turbinas Kaplan, y que se manifiesta por una rápida disminución de la potencia, se debe al elevado número de revoluciones específico; por lo cual las ruedas de las turbinas son más sensibles a los inconvenientes debido a los materiales que transportan las aguas en el período otoñal, como hojas y hierbas. Estas muchas veces, se concentran en el borde de ataque de las palas, reduciendo la sección de paso del agua y por consiguiente disminuyendo la potencia de la turbina. Para evitar el fenómeno es necesario proveer la toma de agua de rejillas finas, o adoptar otro procedimiento adecuado para evitar la introducción de las hojas, hierbas y ramas en la cámara de la turbina.

Es necesario proceder periódicamente al engrasado de todas las partes móviles de la turbina, que no debe ser excesivo para evitar pérdida del lubricante. Para el engrasado de la parte móvil del distribuidor bastará actuar sobre los engrasadores de grasa consistente una vez al día o en casos muy difíciles, hasta tres veces al día con grasa de alta viscosidad.

Para el entrenamiento de los diversos tipos de turbina, se aconseja lo siguiente:

Turbinas Kaplan

Primeramente, es necesario comprobar periódicamente la estanqueidad del núcleo de las palas motoras, que tiene la doble misión de impedir la salida hacia afuera del aceite y evitar que el agua penetre en el núcleo. Si el indicador del nivel del aceite señala pérdidas de éste, superior a 10 ó 100 litros por año (respectivamente, para las pequeñas o grandes turbinas), debe atribuirse a defecto de estanqueidad. El aumento del nivel del aceite es casi seguro que proviene de la introducción del agua en la rueda o núcleo de las palas. En este caso es necesaria la intervención por parte del constructor.

Otra comprobación que debe realizarse es la relacionada con la corrosión y especialmente después del primer año de servicio, en la rueda de la turbina y en la envolvente misma. Así se verá si se presentan defectos por corrosión ó por cavitación.

Si el agua está cargada de materiales abrasivos, las inspecciones serán mucho más frecuentes, por ejemplo cada mes especialmente en la época de avenidas. Al detectarse los primeros signos de ondulaciones en la superficie de los álabes o de las cucharas, se procederá a su esmerlado cuidadoso soldando además los eventuales poros de fundición que se presentan en el metal.

Si una turbina Kaplan ha estado parada algún tiempo y hay que ponerla en servicio, será necesario evacuar el aire que se haya acumulado en el punto más elevado de la caperuza por la que se introduce el aceite. En otro caso, se producirían perturbaciones en la regulación de la velocidad, acusadas por medio de oscilaciones en el varillaje de la regulación.

Las turbinas que sólo puedan regularse por medio de los álabes móviles y que experimenten fuertes y duraderas variaciones de carga, exigen que se revise más a menudo la rueda motriz que en las de regulación doble, es decir, en las turbinas que van provistas también de distribuidor regulable. Como se comprende, los continuos movimientos de regulación desgastan más rápidamente las empaquetaduras de los vástagos de los álabes móviles, y ello da origen a la entrada de agua en el núcleo con el consiguiente deterioro del mecanismo de regulación.

Exige un cuidado especial el prensa-estopas del eje, que va situado encima de la rueda motriz y provisto de empaquetaduras a base de anillos de carbón (sometidos a presión sobre el eje por adecuados muelles). Cuando se aprecie un aumento de caudal de fugas, será señal de que existe un defecto de estanqueidad que habrá que corregirse mediante la oportuna revisión; lo cual será especialmente necesario cuando el cojinete de guía, que se encuentra por encima del prensa-estopas citado, se engrase por medio de aceite. En los cojinetes que se lubrican con grasa consistente el peligro es menor, pero a la larga el contacto con el agua será asimismo perjudicial. Se aprecia, pues, la necesidad de comprobar el caudal de las aguas de fuga y especialmente en las épocas de crecidas porque entonces la aspiración disminuye y el prensa-estopas deberá sufrir una presión mayor. Cuando la turbina Kaplan va provista de válvulas de entrada del aire, para introducirlo en el difusor, a la salida del rodete, es necesario comprobar periódicamente que el dispositivo se halla en perfecto estado de eficiencia.

El fallo de estas válvulas, en ocasión de producirse una descarga brusca del grupo, puede provocar el levantamiento de todo el rotor, ocasionando graves daños no solamente en la turbina sino también en el alternador.

Turbinas Francis

Este tipo de turbinas es el que está más sujeto a los efectos perjudiciales que produce la arena. Las revisiones periódicas necesarias dependen de la altura del salto y de las cualidades del agua.

Para las turbinas que trabajan con un salto de 10 a 20 m. de altura y a la orilla de ríos que provienen de uno o varios lagos, bastará una revisión cada cuatro ó cinco años; si estas mismas turbinas trabajasen con agua que contuviese mucha arena deberían ser revisadas, al menos, cada dos años. Para saltos mayores de 20 m. deberá practicarse una revisión anual. Para alturas de 100 - 150 metros y aguas turbias se aconseja revisiones mensuales de la máquina. La primera revisión después de la puesta en servicio permitirá fijar los intervalos de tiempo en los que habrá que efectuar las sucesivas revisiones.

La revisión se extenderá a los siguientes puntos:

1. Estado del intersticio de la circunferencia de la rueda, es decir, importancia del juego existente entre el rodete y el distribuidor.
2. Estado de los laberintos circulares, de los álabes móviles, del codo de aspiración y de la envolvente de la turbina a la salida de los canales de la rueda.
3. Estado de los anillos de protección de distribuidor y de las superficies de los álabes distribuidores.

Para devolver al intersticio erosionado por el agua su medida primitiva, se podrá recargar la rueda por soldadura, torneándola de nuevo hasta obtener su diámetro primitivo; ó también dotarlos de anillos de protección cambiables (blindajes) para reemplazarlos con objeto de que el nuevo intersticio alcance su valor primitivo. Las erosiones se reparan por medio de la soldadura y del pulido consiguiente. También las carcasas (caja o tapa) de la turbina pueden ser protegidas por adecuados blindajes de gran dureza (200 - 300 Brinell) que retardan la formación de un juego excesivo entre partes fijas y móviles.

Cuando el juego de los ejes de los álabes distribuidores, en su soporte, exceda de 0.5 mm. habrá que igualar los referidos ejes sustituyendo los casquillos, de modo que el juego quede disminuído. Es posible reconstruir el eje con metalización al "chorro" y los álabes mismos con soldadura del mismo metal.

El juego normal de los laberintos circulares varía entre 0.5 y 1 mm. pero conviene que sea el menor posible para elevar el rendimiento de la turbina y para que disminuya su desgaste.

La zona sujeta a fácil corrosión se encuentra al borde del rodete, al comienzo del tubo de respiración. En las turbinas modernas se disponen en este lugar anillos intercambiables de material muy resistente. Cuando no existan estos anillos será necesario colocarlos posteriormente, o bien se protegerán las partes atacadas con un revestimiento de chapa de acero inoxidable, Cromo 13.1 ó Cor 134.

Los casquillos de las bielas de regulación deberán sustituirse cuando presenten un juego superior a 0.5 mm.

Las pérdidas de agua a lo largo de los ejes de los álabes pueden suprimirse cambiando los manguitos de cuero de los mismos.

La elevación de la velocidad de una turbina Francis cuyo distribuidor se halle completamente cerrado, es una excelente indicación del estado mismo, y pone también de manifiesto el momento en que debe efectuarse la revisión del mecanismo de regulación y del interior de la turbina.

Los choques que se observen en el tubo de aspiración al poner en marcha la turbina, pueden suprimirse introduciendo aire en el mismo. Si se trata de un codo de aspiración, la introducción del aire se efectuará, lo más cerca posible de la rueda motriz y en el radio de la curvatura interior; pero si el tubo de aspiración fuera recto se introducirá el aire inmediatamente a la salida de la rueda motriz. Para este objeto las construcciones modernas prevén un espacio anular especial.

Cuando las turbinas Francis trabajan con saltos elevados pueden vibrar anormalmente en ciertas condiciones de carga que se remedian en la forma siguiente:

1. Comprobar si la rueda está bien centrada en el distribuidor, y en caso necesario se taladrarán agujeros que permitan comprobar la medida del intersticio sobre dos diámetros perpendiculares.
2. Comprobar el acoplamiento al generador.
3. Comprobar la eficacia del dispositivo de entrada de aire en el tubo de aspiración.
4. Verificar el juego del soporte, el cual deberá reducirse a 1/1000 de su diámetro. Comprobando también si los cojinetes descansan sin juego alguno en el cuerpo del soporte. Esta medida es muy importante en las turbinas de cámara espiral, a la que el agua llega horizontal u oblicuamente de abajo a arriba.
5. Comprobación de la dilatación longitudinal del eje (debido al recalentamiento de los soportes y desplazamiento eventual de la rueda motriz), elevando o bajando ligeramente el soporte exterior del alternador (esto solo cuando el grupo no tenga más que dos soportes).
6. Verificar la abertura dada por una o dos paletas directrices consecutivas, cambiando sus palancas de regulación y las bielas que la accionan. Esta medida puede obtener éxito, tanto si se trata de turbina de eje horizontal como de eje vertical.

Cuando se presentan irregularidades en la marcha de una turbina, antes de llevar a cabo las comprobaciones precedentes, deberá procederse a inspeccionar cuidadosamente su interior a fin de determinar si dichas irregularidades se deben a cuerpos extraños que se encuentran en la espiral, en el distribuidor o en el rodete y que impiden el paso regular del agua, ésta cierta, de la anormalidad en la marcha.

Turbinas Pelton

Desde el punto de vista mecánico, este tipo de turbina ofrece en general mayor seguridad en su funcionamiento. No obstante, después de un corto período de servicio presenta un desgaste en el punzón (aguja) en la boca de la tobera, en los ángulos diédros de las palas y en el deflector, debido todo ello a la acción abrasiva de la arena. Es indispensable devolver estas partes a su primitivo estado, y recomendable efectuar (al menos una vez cada año) la revisión para proceder en su caso a la reparación mecánica.

La experiencia ha demostrado que un ligero desgaste del inyector y de la aguja basta para dispersar el chorro de forma que se reduzca el rendimiento y, por lo tanto, la potencia de la turbina, además de producirse un deterioro en los álabes y en el rodete debido al choque producido por las gotas aisladas. Pueden dejarse en perfecto estado los álabes recurriendo, para el inyector y la aguja, a la soldadura y esmerilando después las superficies tratadas. Los deflectores se reparan en igual forma.

También es causa de avería el agua que escapa de los álabes y choca, destruyendo su fuerza viva, contra la pared trasera del armazón, que puede averiarse; para evitarlo se dispone en esta parte un blindaje, formado por una chapa de acero moldeado que se repara en su caso por medio de soldadura.

Las irregularidades en el funcionamiento son debidas en su mayor parte a cuerpos extraños, que se empotran ante la cruceta de guía de la aguja. Para poder retirarlos, se dota a los tubos de conducción del agua de agujeros de inspección.

Las turbinas Pelton cuyos punzones se cierran por la fuerza de un muelle van provistas de una catarata de aceite, que permite regular la lentitud del cierre. Depende, pues, la seguridad de la turbina del buen funcionamiento de esta catarata, que deben estar siempre llenas de aceite.

En las turbinas Pelton la correspondencia exacta entre las posiciones relativas de la aguja y del deflector se realiza por medio de un árbol de levas; su entretenimiento tiene excepcional importancia para el funcionamiento de la turbina, de modo que hay que evitar en absoluto el desplazamiento del varillaje.

Es necesario, al terminar el montaje de la turbina, de que el deflector se halla, en todas y cada una de las posiciones del punzón, casi tangente al chorro, pero sin llegar a tocarlo nunca; lo cual se comprobará midiendo las potencias, para diversas posiciones del deflector; antes de poner en marcha la turbina, deberá purgarse el aire que pudiera encontrarse en el cilindro del servomotor del punzón. Hay que tener presente que el cierre brusco de éste puede producir peligroso golpe de ariete, con sus perjudiciales resultados para la tubería.

Todos los órganos en movimiento y las respectivas articulaciones deberán lubricarse y engrasarse cuidadosamente.

La vida de un rodete varía muchísimo según la caída o la calidad del agua. A veces el límite está representado por el espesor del borde de la cuchara en su parte trasera y otras veces por el número de golpes recibidos por el chorro de agua (límite de resistencia a la fatiga).

Soporte y Cojinetes

La seguridad en el funcionamiento de los grupos de las Centrales Hidroeléctricas depende, principalmente, de la vigilancia y entretenimiento de los cojinetes de que van provistos dichos grupos, que pueden dividirse en dos categorías: soportes para turbinas de eje vertical; soportes para turbinas de eje horizontal.

Por lo que respecta al medio lubricante, se utiliza la grasa consistente hasta una velocidad periférica de 6 m/seg. Si la velocidad es mayor se emplea el engrase automático con aceite, pues de este modo se asegura la estanqueidad del prensa-estopas que rodea el eje, y también se consigue una buena evacuación del agua de fugas. En los soportes engrasados con aceite, si el agua penetra en su interior, será necesario parar inmediatamente la turbina. Cuando la lubricación se realiza con grasa podrá continuar el servicio, si es que el agua no contiene demasiada proporción de arena.

Es soportes lubricados con grasa ha de procurarse que el engrase sea eficiente, actuando bien a mano o por medio de una prensa de engrase. Cuando la temperatura ambiente sea muy baja, deberá mezclarse con la grasa un poco de aceite para dar a ésta mayor fluidez a fin de que pueda llegar mejor por las tuberías al cojinete.

En los soportes lubricados con aceite, la circulación de éste se efectúa en las centrales modernas por medio de bombas, movidas por engranajes o con motor eléctrico.

Los soportes van provistos de elementos térmicos que hacen funcionar una señal en el caso de que la temperatura de los cojinetes exceda de un valor previamente determinado.

La temperatura del metal de los cojinetes no deberá exceder de 50° C si están lubricados con grasa, y de 65° C si van engrasados con aceite. El juego de los cojinetes no deberá exceder de 1.5 o/o de su diámetro.

Las turbinas de eje horizontal están generalmente provistas de soportes con engrase por anillos; solamente las turbinas Kaplan montadas en cámara abierta van equipadas con un soporte lubricado con grasa, que debe entretenerse del mismo modo que el de los soportes de eje vertical. Sin embargo, estos soportes horizontales deben revisarse con mayor frecuencia, porque su desgaste lleva aparejado el desgaste de la parte inferior de la envolvente del rodete, cuyo frotamiento desgasta a su vez los bordes de las palas.

El engrase de los soportes de anillos se efectúa automáticamente, pero exige una revisión periódica de la temperatura y del nivel del aceite (el cual debe mantenerse mediante relleno, si es que existen pérdidas). La temperatura que puede resistir un soporte moderno, que trabaja según el principio de una película artificial, alcanza el valor de 60° a 65° pero, para ello, deben ser lubricados con aceite de gran viscosidad. En los soportes de engrase forzado por medio de bombas la temperatura no debe exceder de 70° C. La viscosidad del aceite empleado en todos los soportes debe estar comprendida entre 6.5° y 7.5° Engler.

Los soportes sometidos a grandes esfuerzos requieren cierta refrigeración del aceite, la cual puede preverse en la parte inferior del soporte o en un refrigerador especial que se instala separadamente. La circulación del aceite se obtiene por medio de una bomba de engranajes, movida por motor eléctrico, o por correa desde el eje de la turbina. Habrá que comprobar el funcionamiento del refrigerador por medio de la temperatura que alcanza el soporte.

Transcurridos dos o tres años de servicio, deberá cambiarse el aceite del soporte limpiando este último previamente. Si no se dispusiera de agua limpia para refrigerar el aceite, se colocará un serpentín refrigerante 65 dentro del agua, aguas arriba o aguas abajo de la turbina, en cuyo caso habrán de limpiarse periódicamente estos serpentines, pintando con minio las partes atacadas por la costra si fuese de hierro. Los serpentines de cobre son mucho mejores pero tienen el inconveniente de que están expuestos a los peligros de la electrolisis.

Las tuberías de engrase van provistas de indicadores de la circulación del aceite, cuya válvula se abre al comenzar a fluir éste. Llevan asimismo un contacto eléctrico que hace funcionar una señal cuando se interrumpe la circulación del aceite.

Cojinete de Suspensión

Este cojinete llamado chumacera o quicionera, tiene una importancia considerable para el buen funcionamiento del grupo. Consiste en una serie de segmentos móviles, cuya inclinación se regula automáticamente conforme a la velocidad de rotación, de la carga soportada, y a la viscosidad del aceite, de modo que la formación de la carga de aceite queda asegurada sean cuales fueren las condiciones del servicio.

La caja del cojinete lleva aparejada la indicación del nivel del aceite, la medición de las temperaturas de éste, y el perfecto funcionamiento de los indicadores de la circulación del aceite.

Los cojinetes pueden generalmente conservar la nueva carga del aceite durante varios años. Cuando trabajan por encima de 50° C, hay que proceder al cambio del aceite con más precaución, y a la revisión periódica para limpiar y retirar los depósitos que pudiesen formarse.

La condición principal para la seguridad de marcha de un cojinete de suspensión es la refrigeración del aceite, y por ello, los serpentines de refrigeración que van colocados en el cojinete no deben ser empleados mas que si se dispone de agua completamente limpia. Si así no fuere, habrán de utilizarse refrigerantes con tubos verticales que son de fácil limpieza.

El agua de refrigeración puede purificarse por medio de filtros que deben lavarse y limpiarse periódicamente; esto se realiza mediante cepillos, y si no es posible, con un chorro de agua a gran velocidad de salida que producirá el desprendimiento de la incrustación.

El aceite empleado para estos cojinetes de suspensión con segmentos inclinables, suele tener una viscosidad de 6 a 12° Engler, a 50° C; en tanto que los cojinetes con anillo fijo precisan un aceite de viscosidad de 10 a 12° Engler a 50° C.

Con objeto de disminuir el riesgo de corrosión, al poner en marcha el grupo, el aceite frío se inyecta directamente en los espacios intermedios que separan los segmentos basculantes, por lo cual es aconsejable hacer funcionar la bomba de circulación del aceite antes de poner en marcha el grupo, y esto puede hacerse si dicha bomba se mueve con motor eléctrico independiente.

Reguladores

Como existen diversos tipos de reguladores, para cada uno de ellos las respectivas empresas constructoras dan las instrucciones que su funcionamiento normal requiere. En la actualidad todos los servomotores son movidos por aceite.

El movimiento del péndulo del regulador se efectúa, en los reguladores modernos y para potencias regulares, por medio de un motor eléctrico que recibe la corriente de un generador especial.

En los últimos años se utilizan los reguladores eléctricos que reaccionan al producirse la menor variación de frecuencia. Su empleo se va difundiendo también en las máquinas de mediana y pequeña potencia.

Reguladores de Presión

Son empleados en turbinas Francis, y solamente en los casos en que las condiciones de establecimiento de la tubería forzada sean tales que se corra el peligro de sufrir golpes de ariete de consideración al producirse una descarga brusca del grupo. Se comprende, pues, la importancia que presenta el excelente funcionamiento de este aparato de seguridad. La regulación del tiempo de cierre solamente se efectúa de una vez para siempre, antes de poner en servicio la turbina.

En las centrales que no experimentan grandes variaciones de carga bastará comprobar periódicamente su buen funcionamiento.

El descargador no reacciona con pequeñas variaciones de carga, y si no funciona mas que raramente puede darse el caso de que el cilindro de su servomotor quede agarrado. Se comprueba el funcionamiento del descargador abriendo y cerrando rápidamente el distribuidor de la turbina, con ayuda de la maniobra manual de que va provisto el regulador. Es necesario limpiar regularmente el filtro colocado en la tubería que conduce el agua a presión, y también es esencial que la catarata esté siempre llena de aceite. Se notan las faltas de estanqueidad, en el asiento del émbolo del regulador de presión, por un silbido característico que acusa la necesidad de reemplazar los anillos intercambiables, a fin de evitar una pérdida de agua que va aumentando y que debe economizarse en los saltos con embalse.

Si el agua que mueve el servomotor es muy arenosa, es recomendable emplear en su lugar aceite con el cual se suprime toda clase de inconvenientes.

Para evitar las trepidaciones que proceden de la cavitación, en el momento que el regulador de presión funciona, se recomienda prever una aereación inmediatamente por debajo del asiento de la válvula. Esta solución ha dado en la práctica excelente resultado. Conviene evitar las trepidaciones a que se ha hecho referencia, pues de este modo se aumenta la seguridad y la duración de las tuberías.

NORMAS DE ENTRETENIMIENTO DE LOS ACCESORIOS

Rejillas

Son dispositivos de mucha importancia, para proteger la turbina contra la entrada de cuerpos extraños, que pudieran perjudicar seriamente a la turbina, como: hojas, hierbas, troncos y trozos de hielo.

La separación conveniente entre barrotos depende de la clase de turbinas; pues, así como en las de pequeña potencia los barrotos dejan un espacio comprendido entre 20 y 30 mm. en los grandes grupos y especialmente los equipados con turbinas Kaplan la separación entre barrotos puede ser de 50 mm. y llegar en ocasiones hasta 150 mm.

Es conveniente reducir en lo posible la pérdida de carga por el paso del agua a través de la rejilla, cuyo valor no debe exceder de 3 a 5 cm., y para lo cual la velocidad del agua tendrá un valor de 60 cm/seg. para las pequeñas distancias entre barrotos (y 30 cm/seg. para los grandes).

Conforme a lo expresado, los barrotos de las rejas son de sección rectangular, pero se emplean también ventajosamente los de sección pisciforme los cuales disminuyen la pérdida de carga, y facilitan en gran manera la limpieza de la rejilla porque los cuerpos sólidos pueden quedar empotrados únicamente en la parte delantera de la rejilla ya que la sección de paso se ensancha en la parte posterior. La limpieza de la rejilla se realiza a mano mediante un rastrillo, pero en las instalaciones importantes se efectúa mecánicamente con máquinas limpiadoras construídas para este objeto, que sirven perfectamente para quitar los obstáculos que tenderían a tupidar la reja en la época de la caída de las hojas, o de grandes crecidas en las que se producen arrastres de importancia. También son de utilidad en la época de desprendimiento del hielo, para lo cual, se construye el rastrillo de modo que pueda penetrar en los barrotos y arrancar el hielo.

El entretenimiento del limpia-rejas es semejante al de cualquier otra máquina. Un engrase abundante preservará a los cables de la oxidación.

Cuando se trata de saltos de poca altura, hay gran interés de mantener en su valor conveniente la pérdida de carga, a fin de obtener el mayor aprovechamiento y, por ello, se utiliza un aparato que vigila la reja y está fundado en que los cuerpos que se detienen en ella producen una diferencia de nivel entre los niveles que existen aguas arriba y aguas abajo de la reja. El aparato en cuestión dispara un contacto eléctrico que hace sonar una señal de alarma, y también puede, si así conviene, poner en marcha el limpia-rejas.

Válvulas

Entre las válvulas empleadas está la de mariposa utilizada usualmente en los saltos pequeños y medianos pero que sirven a caudales de importancia. La estanqueidad entre la mariposa y el cuerpo de válvula se consigue: bien sea por un contacto puramente metálico entre los anillos intercambiables, o por guarniciones de caucho macizo, y también con tubos de caucho hinchados por aire comprimido. La mariposa se mueve por medio de un servomotor que puede ser alimentado por agua o por aceite, mejor por éste cuando el agua lleva arena. Habrá que vigilar los gorriones sobre los que gira la mariposa, los aparatos auxiliares y el mano por servomotor. Lleva esta válvula by-pass correspondiente para su puesta en servicio, provisto de válvulas de compuerta para su trabajo.

Las válvulas mariposa se emplean así mismo en la parte superior de las tuberías para cerrar el paso del agua, si se produce la rotura de algún tubo de la conducción forzada. En estos casos, la válvula se mueve por agua o por corriente eléctrica, por lo que los órganos de accionamiento deberán ser vigilados periódicamente para asegurarse de que podrán funcionar en caso de peligro.

Las válvulas de compuerta exigen, para mantener la estanqueidad, la conservación en buen estado y sustitución, en caso necesario, de los anillos que a ella contribuyen, así como los manguitos de cuero y el casquillo que protege el vástago de accionamiento. De estos elementos habrá que disponer la necesaria reserva. Van provistas de mando hidráulico, por su correspondiente servomotor, que debe ser asimismo objeto de vigilancia. Mejor es que trabaje con aceite que con agua, si ésta no es limpia.

Las válvulas esféricas; son empleadas hasta saltos de grandes alturas. El accionamiento del rotor puede efectuarse a mano o hidráulicamente, por agua o aceite a presión. Este es el que debe emplearse si se trata de agua que contiene arena. La estanqueidad de la válvula se obtiene por un asiento esférico. Pérdidas de unos litros por minuto son consideradas inaceptables y se debe por lo tanto proceder al cambio de los asientos. Si la caída es elevada la placa de cierre está en el cuerpo giratorio.

Compuertas

Las compuertas de toma de agua, son en muchos casos, movidas por motores eléctricos y llevan los dispositivos de seguridad necesarios para su buen funcionamiento. El entretenimiento se limita a engrasar abundantemente, para su conservación, los órganos del cabrestante, y reparar y limpiar los contactos de los aparatos eléctricos.

La construcción metálica debe ir recubierta con una buena mano de pintura que sea durable, con el fin de protegerlas de la oxidación. Para ello se emplea un revestimiento de alquitrán, después de haberlas recalentado a 70° C y haber efectuado previamente una limpieza a fondo con un cepillo de púas de acero, con objeto de arrancar traza de óxido de hierro. Esta limpieza puede asimismo llevarse a cabo por medio de chorro de arena, procediendo seguidamente a la aplicación de la pintura para evitar la nueva oxidación de la carpintería metálica.

Cuando se debe efectuar reparaciones y para obtener la estanqueidad absoluta de una compuerta, se guarnecerá con escorias finas de carbón las ranuras por las cuales se desliza el tablero.

Actualmente se difunde siempre mas el accionamiento de las compuertas con servomotor hidráulico a presión de aceite; se deberá comprobar periódicamente las posibles fugas y el correcto funcionamiento de las bombas.

NORMAS PARA EL MANTENIMIENTO DE LOS GENERADORES SINCRONOS

En estas máquinas es necesario comprobar la temperatura de los soportes portantes y de guía, y la eficacia de la ventilación, así como las condiciones de calentamiento del estator, efectuando a menudo lecturas de la temperatura del cobre y del hierro del inducido.

Debe vigilarse, en caso de vibración del árbol, el funcionamiento de la excitación y observar si se producen ronquidos en el estator.

Las vibraciones del árbol se deben a puestas a tierra del arrollamiento del rotor, o a defectuoso aislamiento de una fase del inducido; pero los aparatos de protección correspondientes pondrán en estos casos fuera de servicio el alternador.

El ronquido del estator y del rotor son motivados, generalmente, por aflojamiento de las tuercas que aprietan los paquetes de las planchas, y también por la formación de óxido sobre éstas (que se producen en los largos períodos de parada). El irregular funcionamiento del conjunto de la excitación puede ser debido a contactos defectuosos de las escobillas, a cortocircuitos del campo de las excitatrices, a falsos contactos del reóstato de excitación o a funcionamiento por debajo del límite de estabilidad de la excitatriz principal.