

REVISTA ENERGETICA ENERGY MAGAZINE



ORGANIZACION LATINOAMERICANA DE ENERGIA LATIN AMERICAN ENERGY ORGANIZATION

BASES DE UN NUEVO ORDEN PARA EL DESARROLLO
DEL SECTOR PETROLERO INTERNACIONAL

BASES FOR A NEW ORDER FOR DEVELOPMENT
OF THE INTERNATIONAL PETROLEUM SECTOR

OLADE: Permanent Secretariat

HIDROLOGIA PARA PEQUEÑAS CENTRALES
HIDROELECTRICAS

HYDROLOGY FOR SMALL HYDROPOWER STATIONS

Gustavo Silva Medina

GRUPOS GENERADORES PARA PEQUEÑAS
CENTRALES HIDROELECTRICAS

GENERATING SETS FOR SMALL HYDROPOWER STATIONS

Zulcy de Souza

AÑO 10 No. 2 AGOSTO 1986

YEAR 10 No. 2 AUGUST 1986

GRUPOS GENERADORES PARA PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELECTRICAS*

Zulcy de Souza 1/

RESUMEN

En el presente trabajo se propone establecer criterios para la selección de grupos generadores para PCH, de modo de facilitar el análisis económico.

Se examinan también las geometrías rotativas tradicionales para transformar la energía hidráulica en energía mecánica, así como el acoplamiento de estas con diversos tipos de estatores para constituirse en turbinas hidráulicas.

1. TURBINAS HIDRAULICAS PARA PCH

Ya que en las PCH los grupos generadores-- que comprenden turbinas, reguladores y generadores-- tienen un costo equivalente a entre 20 y 40% del costo de la PCH en su conjunto, siendo este costo dividido en principio en dos, entre la turbina más el regulador y el generador respectivo, es necesario usar grupos, particularmente de turbinas, que, además de tener un bajo costo, ofrezcan:

* Trabajo presentado al II Curso Latinoamericano de Diseño de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH), Bucaramanga, Colombia, 28 de Octubre-15 de Noviembre/1985.

1/ Profesor, Laboratorio Hidrodinámico para PCH, Escuela Federal de Ingeniería de Itajubá, Minas Gerais, Brasil.

- construcción robusta, de bajo peso;
- número mínimo de componentes y geometría simple;
- necesidades mínimas de mantenimiento;
- facilidad de sustitución de componentes;
- operación exenta de ruidos, vibraciones y cavitación en todo el campo de carga, con la obtención rápida de estabilidad operacional exenta de variaciones de carga; y,
- fabricación seriada.

El conjunto de figuras presentadas a continuación muestran desde las geometrías rotativas comunes para transformar la energía hidráulica en energía mecánica, hasta las PCH más sofisticadas.

En Brasil, la mayor parte de las PCH utilizan turbinas de eje horizontal, con rotores tipo Francis simple y doble. En la actualidad, los institutos de investigación y los fabricantes estudian la introducción en el mercado de las microcentrales hidroeléctricas que cuentan con grupos generadores integrados por turbinas Michell-Banki.

2. DATOS PARA LA SELECCION DE LOS GRUPOS GENERADORES

El manual para PCH de ELETROBRAS-DNAEE establece los siguientes datos preliminares:

La potencia instalada, en kW, es obtenida por la expresión:

$$P = g \cdot n_t \cdot n_g \cdot Q \cdot H_L \quad (1)$$

donde:

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ = aceleración de la gravedad

n_t = rendimiento total de la turbina; cuando faltan datos, tomar $n_t = 0,77$

n_g = rendimiento del generador; cuando faltan datos, tomar n_g
 = 0,95

Luego, $g \cdot n_t \cdot n_g = 7,16 \text{ m/s}^2$ es:

$$P = 7,16 \cdot Q \cdot H_L \quad (2)$$

$Q(\text{m}^3/\text{s})$ = flujo o descarga de diseño, calculado de la siguiente manera:

- a - Se determina el flujo diario de 95% de duración (Q_{95}).
- b - Para un sistema interconectado, se adopta Q_{95} u otro valor con las respectivas justificaciones.
- c - Para sistemas aislados, se calcula el flujo requerido para atender la carga máxima del sistema aislado.

$$Q_n = \frac{P_r}{7,16 \cdot H_L} \quad (3)$$

- d - En el caso de $Q_n \leq Q_{95}$, se adopta como el flujo de diseño:

$$Q = Q_n \quad \text{o} \quad Q = Q_{95}$$

- e - En el caso de $Q_n > Q_{95}$, se hace una regularización diaria, calculando un volumen para el reservorio; cuando faltan elementos para la expresión:

$$V = \frac{A_b \cdot L}{3} \quad (4)$$

V (m^3) - volumen de reservorio

$A_b(m^2)$ - área de la sección mojada en el lugar del embalse

L (m) - largo del reservorio

f - Se calcula el volumen regularizado y el incremento del flujo regularizado.

$$V_r = V/3 = A_b \cdot L/9; \Delta Q = V_r/86400 \quad (5)$$

g - Se calcula el flujo regularizado:

$$Q_r = Q_{95} + \Delta Q \quad (6)$$

- para $Q_n \leq Q_r$, adoptar $Q = Q_n$
- para $Q_n > Q_r$, adoptar $Q = 2Q_r$, supliendo las faltantes con otra fuente de energía

$H_L(m)$ - altura de la caída neta, obtenida a partir de la altura de la caída bruta H , restando la suma de las pérdidas de carga en el sistema de admisión.

Al faltar datos, tomar:

- $H_L = 0,97H$ para una distancia entre la toma de agua y la casa de máquinas menor que 80 (m);
- $H_L = 0,96H$ para aquella distancia comprendida entre 80 y 230 (m)
- $H_L = 0,95H$ para una distancia entre 320 y 800 (m)

La altura de la caída bruta H es la diferencia entre la cota del nivel del agua en el reservorio y la cota del nivel del agua en el canal de descarga.

Preliminarmente, se toma el desnivel natural del lugar del aprovechamiento sumado al desnivel creado por la altura del embalse.

Con Q y H_L , estableciendo el número de turbinas (en principio 1 ó 2, en vista de que la potencia máxima es 5 MW) a través del gráfico de la figura, se tiene una idea preliminar del tipo. En el caso de que cayera dentro del campo de las Kaplan o hélice, se recomienda tratar de sustituirlas por Francis de rotor doble o gemelas, utilizando el mismo gráfico, pero con un flujo por rotor igual a la mitad del flujo por turbina. La Francis doble o las gemelas en el Brasil tienen un costo bien por debajo del de la Kaplan o hélice, además de tener un mayor campo de carga que esta última.

Otro dato importante es la altura barométrica mínima en el canal de descarga y también la curva de la carga de consumo.

3. ROTACION - VELOCIDAD ESPECIFICA - CAVITACION - ALTURA DE SUCCION

3.1 Rotación

En Brasil se utiliza la generación en 60 ciclos por segundo. Por lo tanto, para generadores sincrónicos su rotación en rpm está sujeta al número de polos z_p del generador, por la expresión:

$$n = \frac{7200}{z_p} \quad (7)$$

De preferencia, el grupo turbina-generador debe ser montado en un solo eje horizontal.

Preliminarmente, la rotación puede ser obtenida por las expresiones:

- Rotores tipo Pelton - un inyector

$$n_1 = 6 \cdot H_L^{0,75} \cdot Q^{-0,5} \quad (8)$$

$$0,28 \cdot n_1 \leq n \leq 1,7 \cdot n_1$$

- Rotores tipo Michell-Banki - un compartimiento

$$n_1 = 38,3 \cdot H_L^{0,75} \cdot Q^{-0,5} \quad (9)$$

$$0,43 \cdot n_1 \leq n \leq 1,6 \cdot n_1$$

- Rotores tipo Francis - simple

$$n = 450 \cdot H_L^{0,25} \cdot Q^{-0,5} \quad (10)$$

- Rotores tipo hélice

$$n = 600 \cdot H_L^{0,25} \cdot Q^{-0,5} \quad (11)$$

En estas expresiones se tiene:

n (rpm) - rotación de la turbina

H_L (m) - altura de la caída neta

Q (m^3/s) - flujo por el rotor o por el inyector de la turbina

En el caso de que la rotación resulte menor que 600 rpm, probablemente un estudio económico indique que la mejor solución es utilizar un sistema de amplificación, de modo que la rotación del generador sea 1800 ó 3600 rpm.

Los amplificadores pueden tener engranajes o sistemas de poleas y correas.

Siendo $r = n_g/n_t$ la relación de amplificación entre la rotación del generador n_g y de la turbina n_t , se tiene el siguiente cuadro, recomendado para la selección del tipo de amplificador.

RELACION DE
TRANSMISION

$p \leq 200$ kW

200 kW

$1 \leq r \leq 2$

PC

Solución difícil,
generador especial de
baja rotación

$r > 2$

PC - EN

EN

PC - sistemas de poleas y correas

EN - engranajes

La amplificación con engranajes es costoso debido a su vida útil, de alrededor de 100.000 horas de funcionamiento tanto para los engranajes como para los rodamientos. El rendimiento es siempre mayor que 96% si el mantenimiento es adecuado.

El sistema de poleas y correas ofrece un menor precio, sencillez de mantenimiento y un rendimiento que puede llegar a 98%. Sin embargo, la vida útil de las correas raramente excede 30.000 horas de funcionamiento.

3.2 Velocidad Específica o Número Específico de Revoluciones

El tipo de turbina se caracteriza por la magnitud de la denominada "velocidad específica", determinada a partir de las magnitudes Q y H_L , condicionándola a ser adimensional al tener una rotación n como magnitud paramétrica. Siendo n_q la rotación específica, con un análisis dimensional, se puede escribir:

$$n_q = k \cdot n \cdot Q^a \cdot H_L^b \quad \text{o} \quad \{L^0 T^0\} = \{T^{-1}\} \cdot \{L^{3a} T^{-a}\} \cdot \{L^{2b} T^{-2b}\}$$

$$0 = 3 \cdot a + 2b$$

$$0 = -1 - a - 2b \quad \text{resolviendo, el sistema resulta:}$$

$$a = 1/2 \quad \text{y} \quad b = -3/4, \text{ resultando para } k = 1:$$

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H_L^{3/4}} \quad (12)$$

Físicamente, esta magnitud representa la velocidad de rotación, en rpm, que tendría una turbina instalada con una caída H_L de 1 m, permitiendo un flujo Q de 1 m³/s.

Se puede llegar, asimismo, a una velocidad específica con las magnitudes básicas: rotación n (rpm); potencia al eje P_e (cv) y caída H_L (m):

$$n_s = n \cdot \frac{P_e^{1/2}}{H_L^{5/4}} \quad (13)$$

Esta velocidad específica físicamente representa la rotación, en rpm, que tendría una turbina instalada con una caída de 1 m, suministrando en el eje una potencia de 1 cv.

Tal velocidad n_g tiene el inconveniente de exigir conocer el rendimiento total de la turbina para determinar su tipo. A pesar de este inconveniente, esta expresión ha sido preferida por investigadores, fabricantes y usuarios de turbinas sobre aquella suministrada por la (12) y por su equivalente en el Sistema Internacional.

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{\gamma^{3/4}} \quad (14)$$

Entre estas velocidades específicas existe las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned} n_s &= 1,214 \cdot n_t^{0,5} \cdot n_{qA} \\ n_{qA} &= 0,824 \cdot n_t^{0,5} \cdot n_s \\ n_{qA} &= 3 \cdot n_q \\ n_s &= 3,642 \cdot n_t^{0,5} \cdot n_q \end{aligned} \quad (15)$$

Los tipos de turbinas caracterizadas por la velocidad específica de sus rotores cuentan con los siguientes límites:

- $4 \leq n_{qA} \leq 30$ - Pelton de un inyector
- $25 \leq n_{qA} \leq 42$ - Pelton de dos inyectores
- $50 \leq n_{qA} \leq 180$ - Michell-Banki
- $60 \leq n_{qA} \leq 150$ - Francis lenta
- $140 \leq n_{qA} \leq 260$ - Francis normal
- $250 \leq n_{qA} \leq 400$ - Francis rápida
- $150 \leq n_{qA} \leq 550$ - Francis doble
- $350 \leq n_{qA} \leq 900$ - Hélice o Kaplan
- $650 \leq n_{qA} \leq 1200$ - Bulbo - tubo - periférica

En el gráfico $H = f(n_{qA})$ se procura representar estos campos en función de la altura; para las turbinas Michell-Banki se pueden usar caídas bastante más pequeñas que las constantes en el gráfico.

3.3 Cavitación - Altura de Succión

Considerando que el agua cambia de fase obedeciendo la curva de tensión del vapor, cuyos valores son:

P_v / γ	m	10	4,68	1,97	1,12	0,73	0,42	0,23	0,12
t	°C	100	80	60	50	40	30	20	10

Considerando que, en este cambio de fase, la masa específica del agua pasa de 1.000 kg/m^3 a un valor en torno a 1 kg/m^3 , aumentando inversamente su volumen específico,

Considerando que tal hecho ocasiona la formación de burbujas de vapor y de gases que, alcanzando regiones de presión más elevadas en el interior de la turbina y de su tubo de succión, pasan a la fase líquida, provocando el fenómeno denominado "cavitación" que debe ser evitado o atendado debido a los efectos destructivos de la caída de potencia.

En la Figura "a" se puede apreciar la denominada altura de succión positiva o instalación no ahogada y en la Figura "b" la negativa o ahogada. Tomando en la Figura "a" la sección 1 como la de presión en el interior de la turbina, la energía mínima en esta sección en metros de columna de agua debe ser:

$$E_{\min} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_v}{\gamma} \quad (16)$$

Aplicando Bernouilli entre 1 y 2, se tiene:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_s = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{p12} \quad (17)$$

Combinando (16) con (17) y haciendo:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{P}{\gamma} \cong 10 - 0,00122 \cdot H_b$$

$$\frac{v_2^2}{2g} \cong 0$$

$$\frac{E_{\min}}{H_L} = \sigma_{\min}, \text{ resulta}$$

$$h_s = 10 - 0,00122 \cdot H_b - \sigma_{\min} \cdot H_L - h_{P12} + \frac{P_v}{\gamma} \quad (18)$$

Tomando $P_v/\gamma - h_{P12} \cong 0$, se tiene para la máxima altura de succión para la cual no se produzca cavitación:

$$h_{s_{\max}} = 10 - 0,00122 \cdot H_b - \sigma_{\min} \cdot H_L \quad (19)$$

El coeficiente de cavitación de Thoma puede ser tomado en el punto de proyecto.

- Rotores tipo Francis

$$\sigma_{\min} = 0,025 \cdot (1 + 10^{-4} \cdot n_{qA}^2) \quad (20)$$

- Rotores tipo hélice o Kaplan

$$\sigma_{\min} = 3,28 \cdot 10^{-6} \cdot n_{qA}^2 - 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qA} + 0,549 \quad (21)$$

4. CRITERIOS TECNICOS PARA LA SELECCION DEL GRUPO GENERADOR

En la figura están representadas las curvas de rendimiento relativo, en función de la potencia relativa para los diversos tipos de turbinas, cuando estas trabajan con una altura de caída y presión constantes.

A partir de la curva de carga de la PCH y de este gráfico, se tiene otro elemento para la selección del grupo o grupos de generadores que mejor atiendan las finalidades de la PCH.

Muchas veces, las grandes variaciones de carga obligan la selección de grupos generadores con un mayor número de unidades o un rendimiento menor, para que puedan tener una vida útil adecuada.

5. EJEMPLO TIPICO

Datos:

Escoger un grupo generador para una PCH aislada, con $H = 22$ m; $Q = 12 \text{ m}^3/\text{s}$; $P_r = 1780 \text{ kW}$; distancia entre la toma de agua y la casa de máquinas = 240 m; $H_b = 800 \text{ m}$; $h_{\text{smín}} = 3,0 \text{ m}$.

Solución:

- Caída neta. Con 240 m, se tiene:

$$H_L = 0,96 \cdot H = 0,96 \cdot 22 = 21,1 \text{ m}$$

- Potencia instalada. Por la (2), se tiene:

$$P = 7,16 \cdot Q \cdot H_L = 7,16 \cdot 12 \cdot 21,1 = 1.813 \text{ kW}$$

- Flujo mínimo para atender la potencia del sistema aislado.

Por la (3), se tiene:

$$Q_n = \frac{P_T}{7,16 \cdot H_L} = \frac{1780}{7,16 \cdot 21,2} = 11,3 \text{ (m}^3\text{/s)}$$

Será usado $Q_n = 12 \text{ (m}^3\text{/s)}$, resultando en una reserva de 6,6% de potencia.

- Tipo de turbina: Por el gráfico de la figura resulta la turbina tipo hélice o Kaplan, de costo alto, motivo por el cual será usado, si es posible, un grupo generador con una turbina tipo Francis de rotor doble.

- Rotación del grupo: Por la (10), con la entrada de la mitad del flujo, debido a que es un rotor doble, se tiene:

$$n = 450 \cdot H_L^{0,25} \cdot Q^{-0,5} = 450 \cdot 21,1^{0,25} \cdot 6^{-0,5} = 393,8 \text{ rpm}$$

Para evitar el accionamiento con un amplificador de velocidad, serán usados dos grupos generadores con turbinas tipo Francis de rotor doble. Por lo tanto, la rotación de cada grupo resulta:

$$n = 450 \cdot 21,1^{0,25} \cdot 3^{-0,5} = 567 \text{ o } n = 600 \text{ rpm, teniendo el generador, según la (7), el siguiente número de polos:}$$

$$z_p = \frac{7200}{n} = \frac{7200}{600} = 12 \text{ polos.}$$

- Velocidad específica: Por la (14), se tiene:

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{\gamma^{0,75}} = 10^3 \cdot \frac{600}{60} \cdot \frac{3^{0,5}}{(9,81 \cdot 21,1)^{0,75}} = 317$$

valor que indica el rotor Francis rápido.

- Altura de succión: Por la (20), se tiene:

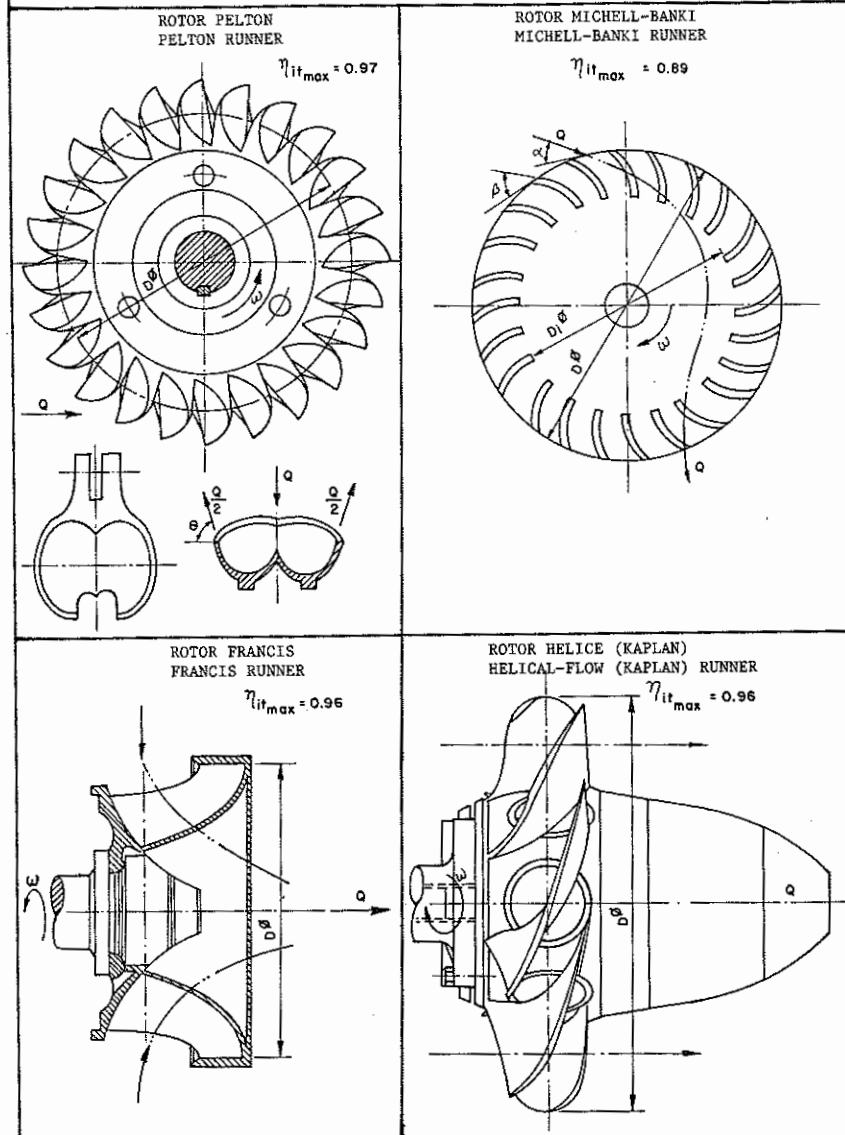
$$\sigma_{\min} = 0,025 \cdot (1 + 10^{-4} \cdot n_{qA}^2) = 0,025 \cdot (1 + 3,17^2) = 0,276$$

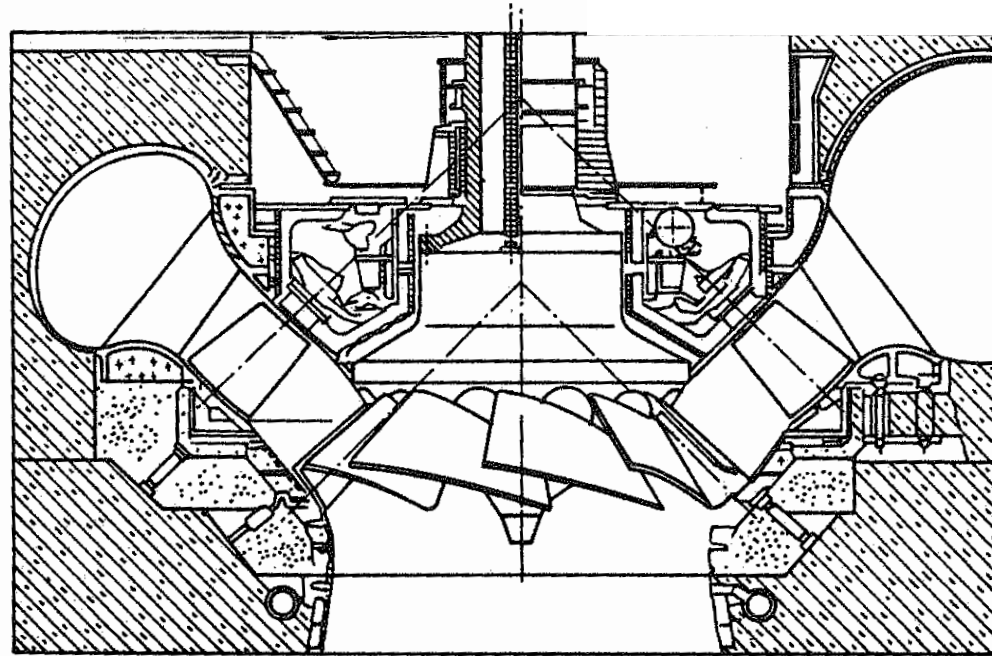
Por la (19), se tiene:

$$h_{s_{\max}} = 10 - 0,00122 \cdot H_b - \sigma_{\min} \cdot H_L = 10 - 0,00122 \cdot 800 - 0,276 \cdot 21,1 = 3,2 \text{ m.}$$

Como este valor está por encima del mínimo exigido, la solución final del problema es: dos grupos generadores iguales, de eje horizontal, cada uno con una potencia en los bornes de rueda del generador de 907 kW y una rotación de 600 rpm; estas son turbinas "Francis rápida" de rotor doble.

GEOMETRIAS PARA TRANSFORMAR
 ENERGIA HIDRAULICA EN ENERGIA MECANICA
 CONFIGURATIONS FOR TRANSFORMING
 HYDRAULIC ENERGY INTO MECHANICAL ENERGY





TURBINA DARIAZ
DARIAZ TURBINE

GENERATING SETS FOR SMALL HYDROPOWER STATIONS*

Zulcy de Souza 1/

SUMMARY

The aim of the present article is to establish criteria for the selection of generating sets for SHP, in order to facilitate the economic analysis.

Traditional rotating configurations for the transformation of hydraulic energy into mechanical energy, as well as the coupling of these to different types of stators in order to constitute water turbines, are also reviewed.

1. HYDRAULIC TURBINES FOR SHP

Since in SHP the generating sets-- comprised by turbines, regulators and generators-- have a cost equivalent to between 20 and 40% of the overall cost of the SHP, this cost being divided in principle in two, between the turbine plus the regulator and the respective generator, it is necessary to use sets, particularly of turbines, which, in addition to having a low cost, offer:

* Paper presented at the Second Latin American Course on Design of Small Hydropower Stations (SHP), Bucaramanga, Colombia, October 28-November 15, 1985.

1/ Professor, Hydrodynamic Laboratory for SHP, Federal School of Engineering of Itajuba, Minas Gerais, Brazil.

- sturdy, light construction;
- minimum number of components and simple geometry;
- minimum maintenance requirements;
- facility of component substitution;
- operation free of noise, vibration and cavitation over the full field of operation, with the rapid obtention of operational stability free from load variations; and
- fabrication in series.

The set of figures presented herewith illustrate from the most common rotating configurations used to transform hydraulic energy into mechanical energy, up to the most sophisticated SHP.

In Brazil, most of the SHP utilize turbines having single or double Francis runners and horizontal shafts. Currently, research institutes and manufacturers are studying the introduction into the market of mini hydropower stations which have generating sets based on Michell-Banki turbines.

2. DATA FOR THE SELECTION OF GENERATING SETS

The ELETROBRAS-DNAEE manual on SHP establishes the following preliminary data:

The installed power capacity, in kW, is obtained from the expression:

$$P = g \cdot n_t \cdot n_g \cdot Q \cdot H_L \quad (1)$$

where:

g = 9.81 m/s² = acceleration of gravity

n_t = total turbine efficiency; when data are lacking, take $n_t = 0.77$

n_g = generator efficiency; when data are lacking, take
 $n_g = 0.95$

So that $g \cdot n_t \cdot n_g = 7.16 \text{ m/s}^2$ is:

$$P = 7.16 \cdot Q \cdot H \quad (2)$$

$Q(\text{m}^3/\text{s})$ = design flow or discharge, calculated as follows:

- a - The daily 95%-duration flow (Q_{95}) is determined.
- b - For an interconnected system, Q_{95} or another value is adopted, with the respective justifications.
- c - For isolated systems, the flow required to satisfy the maximum load of the isolated system is calculated.

$$Q = \frac{P_r}{7.16 \cdot H_L} \quad (3)$$

- d - In the case of $Q \leq Q_n$, the flow design is taken as:

$$Q = Q_n \quad \text{or} \quad Q = Q_{95}$$

- e - In the case of $Q_n \leq Q_{95}$, there is a daily regularization, calculating a volume for the reservoir; when elements are lacking, use the expression:

$$V = \frac{A_b \cdot L}{3} \quad (4)$$

V (m^3) - volume of the reservoir

A_b (m^2) - area of the wetted section in the reservoir area

L (m) - length of the reservoir

f - The regularized volume and the increase in the regularized flow is calculated.

$$V_r = V/3 = A_b \cdot L/9; \quad Q = V_r/86400 \quad (5)$$

g - The regularized flow is calculated:

$$Q_r = Q_{95} + \Delta Q \quad (6)$$

- for $Q_n \leq Q_r$, adopt $Q = Q_n$

- for $Q_n > Q_r$, adopt $Q = 2Q_r$, covering the shortages with another source of energy

H (m) - height of the net head, obtained from the height of the gross head H , by subtracting the sum of the load losses in the intake system.

When data are lacking, take:

- $H_L = 0.97H$ for a distance between the water intake and the powerhouse less than 80 m;

- $H_L = 0.96H$ for that distance between 80 and 230 m;

- $H_L = 0.95H$ for a distance between 320 and 800 m.

The height of the gross head H is the difference between the height of the water level in the reservoir and the height of the water level in the discharge canal.

Preliminarily, the natural difference in level in the development site is taken and added to the difference in level created by the height of the reservoir.

With Q and H_L , and establishing the number of turbines (in principle 1 or 2, since maximum power capacity is 5 MW) by means of the graph in the figure, one can have a preliminary idea of the type. In the case that it should fall within the range of the Kaplan or helical-flow turbines, it is recommended that an attempt be made to substitute for these using double- or twin-rotor Francis turbines, using the same graph, but with a per-rotor flow equal to half the per-turbine flow. In Brazil, double- or twin-rotor Francis turbines have a cost well below that of Kaplan or helical-flow turbines, and have a larger field of operation than the latter.

Another important datum is minimum barometric height in the discharge canal, and also the consumption load curve.

3. ROTATION - SPECIFIC SPEED - CAVITATION - SUCTION HEIGHT

3.1 Rotation

In Brazil, generation is 60 cycles per second. Therefore, for synchronous generators, the rotation in rpm is subject to the number of poles z_p of the generator, given the expression:

$$n = \frac{7200}{z_p} \quad (7)$$

Preferably, the turbine-generator set should be mounted on one single horizontal shaft.

Preliminarily, rotation can be obtained from the expressions:

- Pelton runners - one injector

$$n_1 = 6 \cdot H_L^{0.75} \cdot Q^{-0.5} \quad (8)$$

$$0.28 \cdot n_1 \leq n \leq 1.7 \cdot n_1$$

- Michell-Banki runners - one compartment

$$n_1 = 38.3 \cdot H_L^{0.75} \cdot Q^{-0.5} \quad (9)$$

$$0.43 \cdot n_1 \leq n \leq 1.6 \cdot n_1$$

- Simple Francis runners

$$n = 450 \cdot H_L^{0.25} \cdot Q^{-0.5} \quad (10)$$

- Helical-flow runners

$$n = 600 \cdot H_L^{0.25} \cdot Q^{-0.5} \quad (11)$$

In these expressions:

n (rpm) - turbine rotation

H_L (m) - height of net head

$Q(m^3/s)$ - flow through the rotor or turbine injector

In the case that rotation turns out to be less than 600 rpm, an economic study will probably indicate that the best solution is to use a system of amplification, so that the rotation of the generator will be 1800 or 3600 rpm.

The amplifiers can use gears or systems of belts and pulleys.

The amplification ratio between the generator rotation n_g and the turbine n_t being $r = n_g/n_t$, the following chart is recommended for the selection of the type of amplifier.

TRANSMISSION RATIO	$p \leq 200$ kW	200 kW
$1 \leq r \leq 2$	PC	Difficult solution special low-rotation generator
$r > 2$	PC - EN	EN

PC - systems of belts and pulleys
EN - gears

Amplification with gears is costly due to the lifetime, of around 100,000 hours of operation for both the gears as well as the bearings. Efficiency is greater than 96% if maintenance is adequate.

The system of belts and pulleys offers a lower cost, simple maintenance and an efficiency which can go as high as 98%. Nonetheless, the lifetime of the belts rarely exceeds 30,000 hours of operation.

3.2 Specific Speed or Specific Number of Revolutions

Each type of turbine is characterized by the magnitude of the so-called "specific speed", determined on the basis of the magnitudes Q and H_L and conditioning it to be dimensionless with a rotation n as a parametric value. Given n_q as the specific speed of rotation, with a dimensionless analysis, one has:

$$n_q = k \cdot n \cdot Q^a \cdot H_L^b \quad \text{or} \quad [L^0 T^0] = [T^{-1}] \cdot [L^{3a}] \cdot [T^{-a}] \cdot [L^{2b}] \cdot [T^{-2b}]$$

$$0 = 3 \cdot a + 2b$$

$$0 = -1 - a - 2b \quad \text{solving, the system ends up:}$$

$$a = 1/2 \text{ and } b = -3/4, \text{ so that for } k = 1:$$

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H_L^{3/4}} \quad (12)$$

Physically speaking, this value represents the speed of rotation in rpm which a turbine installed with a head H_L of 1 m would have, permitting a flow Q of 1 m³/s.

Likewise, one can arrive at a specific speed with the basic values: rotation n (rpm); power at the axis P_e (cv) and head H_L (m):

$$n_s = n \cdot \frac{P_e^{1/2}}{H_L^{5/4}} \quad (13)$$

This specific speed physically represents the rotation in rpm that a turbine installed with a head of 1 m would have, supplying 1 cv of power at the axis.

Such a velocity n_g has the drawback that it is necessary to know what the total turbine efficiency is in order to determine type. Despite this drawback, this expression has been preferred by turbine researchers, manufacturers and users over that supplied by (12) and by the equivalent in the international system.

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{\gamma^{3/4}} \quad (14)$$

Among the specific speeds, there are the following relations:

$$n_s = 1.214 \cdot n_t^{0.5} \cdot n_{qA}$$

$$n_{qA} = 0.824 \cdot n_t^{0.5} \cdot n_s$$

$$n_{qA} = 3 \cdot n_q$$

$$n_s = 3.642 \cdot n_t^{0.5} \cdot n_q \quad (15)$$

The types of turbines characterized by the specific speed of the rotors have the following limits:

$4 \leq n_{qA} \leq$	30	- Pelton, one injector
$25 \leq n_{qA} \leq$	42	- Pelton, two injectors
$50 \leq n_{qA} \leq$	180	- Michell-Banki
$60 \leq n_{qA} \leq$	150	- Slow Francis
$140 \leq n_{qA} \leq$	260	- Normal Francis
$250 \leq n_{qA} \leq$	400	- Fast Francis
$150 \leq n_{qA} \leq$	550	- Double Francis
$350 \leq n_{qA} \leq$	900	- Helical-flow or Kaplan
$650 \leq n_{qA} \leq$	1200	- Bulb - tube - peripheral

In the graph $H = f(n_{qA})$, an effort is made to illustrate these ranges as a function of height; for Michell-Banki turbines, heads much smaller than the one in the graph can be used.

3.3 Cavitation - Suction Height

Considering that water changes phases in response to the curve of vapor tension, the values of which are:

P_v/γ	m	10	4.68	1.97	1.12	0.73	0.42	0.23	0.12
t	°C	100	80	60	50	40	30	20	10

Considering that, in this change of phase, the specific mass of water goes from 1000 kg/m^3 to a value of around 1 kg/m^3 , thus increasing specific volume inversely,

Considering that this fact causes the formation of bubbles of vapor and gases which, on reaching regions of higher pressure inside the turbine and its suction pipe, pass into the liquid phase, giving rise to the phenomenon known as "cavitation" which should be avoided or attenuated due to the destructive effects of a reduction in power.

In Figure "a" one can see the so-called positive suction height or unchoked installation, and in Figure "b" the negative or choked version. Taking section 1 of Figure "a" as the pressure in the interior of the turbine, the minimum energy in this section in meters of column of water should be:

$$E_{\min} = \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} \quad (16)$$

Applying Bernouilli between 1 and 2, one has:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_s = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{P12} \quad (17)$$

Combining (16) with (17) and making:

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{P}{\gamma} \approx 10 - 0.00122 \cdot H_b$$

$$\frac{v^2}{2g} \approx 0$$

$$\frac{E_{\min}}{H_L} = \sigma_{\min}, \text{ results in:}$$

$$h_s = 10 - 0.00122 \cdot H_b - \sigma_{\min} \cdot H_L - h_{p12} + \frac{P_v}{\gamma} \quad (18)$$

Taking $P_v/\gamma - h_{p12} \approx 0$, one has for the maximum height of suction for which no cavitation is produced:

$$h_{s\max} = 10 - 0.00122 \cdot H_b - \sigma_{\min} \cdot H_L \quad (19)$$

The Thoma cavitation coefficient can be taken at the point of project design.

- Francis rotors

$$\sigma_{\min} = 0.025 \cdot (1 + 10^{-4} \cdot n_{qA}^2) \quad (20)$$

- Helical-flow or Kaplan rotors

$$\sigma_{\min} = 3.28 \cdot 10^{-6} \cdot n_{qA}^2 - 1.65 \cdot 10^{-3} \cdot n_{dA} + 0.549 \quad (21)$$

4. TECHNICAL CRITERIA FOR SELECTION OF THE GENERATING GROUP

The figure illustrates the curves for relative efficiency, as a function of the relative power of the different types of turbines, when these work with constant head and pressure.

The SHP load curve and this figure provide another element for selection of the group or groups of generators which will best meet the aims of the SHP.

Many times, the large variations in load call for selection of generating groups with a larger number of units or less efficiency, so that they will have an adequate lifetime.

5. TYPICAL EXAMPLE

Data:

Choose a generating group for an isolated SHP, with $H = 22$ m; $Q = 12$ m³/s; $P_r = 1780$ kW; distance between the water intake and the powerhouse = 240 m; $H_d = 800$ m; $h_{smin} = 3.0$ m.

Solution:

- Net head. With 240 m, we have:

$$H_L = 0.96 \cdot H = 0.96 \cdot 22 = 21.1 \text{ m}$$

- Installed power capacity. On the basis of (2), we have:

$$P = 7.16 \cdot Q \cdot H_L = 7.16 \cdot 12 \cdot 21.1 = 1.813 \text{ kW}$$

- Minimum flow to satisfy the power needs of the isolated system.

On the basis of (3), we have:

$$Q_n = \frac{P_r}{7.16 \cdot H_L} = \frac{1780}{7.16 \cdot 21.2} = 11.3 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

$Q_n = 12 \text{ (m}^3/\text{s)}$ will be used, yielding a 6.6% power reserve.

- Type of turbine: From the graph in the figure, we obtain a helical-flow or Kaplan turbine, which is expensive; for that reason, if possible, a generating group with a double-rotor Francis turbine will be used.
- Rotation of the group: On the basis of (10), with the entry of half the inflow, due to the fact that there is a double rotor, we have:

$$n = 450 \cdot H_L^{0.25} \cdot Q^{-0.5} = 450 \cdot 21.1^{0.25} \cdot 6^{-0.5} = 393.8 \text{ rpm}$$

In order to avoid start-up with a speed amplifier, two generating groups with double-rotor Francis turbines will be used. Therefore, the rotation of each group will be:

$$n = 450 \cdot 21.1^{0.25} \cdot 3^{-0.5} = 567 \text{ or } n = 600 \text{ rpm, taking the generator, according to (7), with the following number of poles:}$$

$$z_p = \frac{7200}{n} = \frac{7200}{600} = 12 \text{ poles}$$

- Specific speed: On the basis of (14), we have:

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{\gamma^{0,75}} = 10^3 \cdot \frac{600}{60} \cdot \frac{3^{0,5}}{(9.81 \cdot 21.1)^{0,75}} = 317$$

which value indicates the rapid Francis rotor.

- Suction height: On the basis of (20), we have:

$$\sigma_{\min} = 0.025 \cdot (1 + 10^{-4} \cdot n_{qA}^2) = 0.025 \cdot (1 + 3.17^2) = 0.276$$

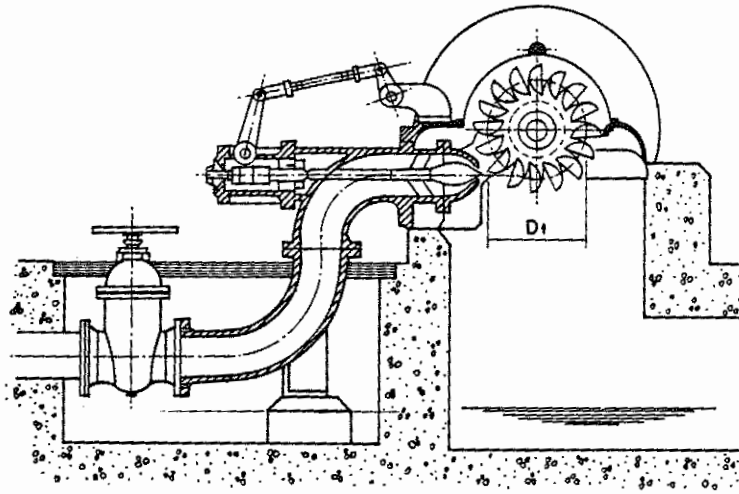
From (19), we have:

$$h_{s\max} = 10 - 0.00122 \cdot H_b - \sigma_{\min} \cdot H_L = 10 - 0.00122 \cdot 800 - 0.276 \cdot 21.1 = 3.2 \text{ m.}$$

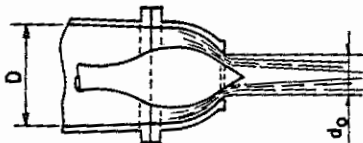
Since this value is larger than the required minimum, the final solution to the problem is: two generating groups, alike, with horizontal shafts and each one with a power capacity at the generator wheel heads of 907 kW and a rotation of 600 rpm; these are double-rotor rapid Francis turbines.

6. BIBLIOGRAPHY/BIBLIOGRAFIA

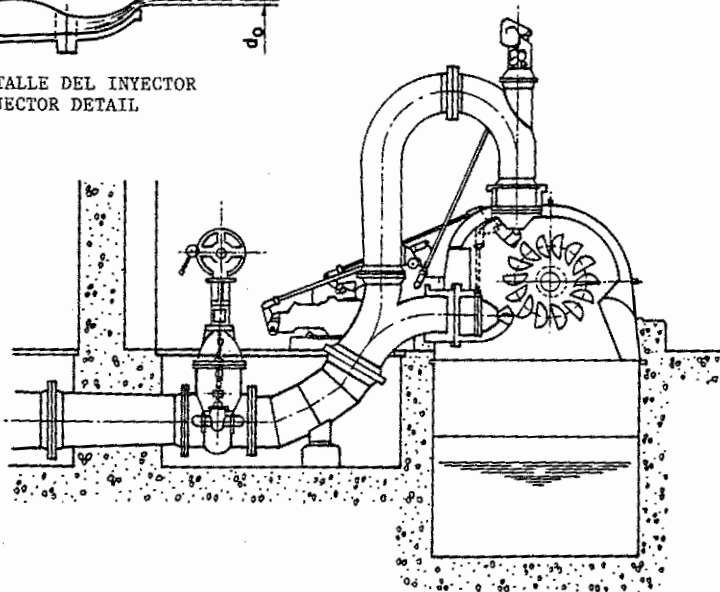
- ABNT. Normas de Turbinas para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Sao Paulo, Brasil.
- Hernández Bazo, Carlos Alberto. Diseño y Estandarización de Turbinas Michell-Banki, Quito, Septiembre 1980.
- Bran, R./Souza, Z. Máquinas de Flujo. 2da edición. Al Livro Técnico S/A, Rio de Janeiro, Brasil, 1984.
- ELETROBRAS. Proposta de PNPCH, Departamento de Generación de Energía de ELETROBRAS, Rio de Janeiro, Brasil, 1983.
- ELETROBRAS-DNAEE. Manual de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Rio de Janeiro, Brasil, Febrero 1982.
- JOMECA. Catálogos. Sao Paulo, Brasil.
- Kanger, F. Stapenhorst, F.W.E. The Ossberger Cross-Flow Turbine.
- King, R.M. Mini Hydro Development for Small Areas: Water Power and Dam Construction. January 1979.
- Lindner. Catálogo. Joacaba, Santa Catarina, Brasil.
- Lourenco, C.A. Apuntes de clase. ELETROBRAS, Rio de Janeiro, Brasil.
- MacIntyre, A.J. Máquinas Motrices Hidráulicas. Guanabara Dois, Rio de Janeiro, Brasil, 1983.
- McGuican, Dermot. Small-scale Water Power. A. Wheaton & Co. Ltd., Great Britain, 1978.
- OLADE. Manual de Diseño, Estandarización y Fabricación de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, Vol. I, OLADE, Quito, Ecuador, 1983.
- Ossberger Synchronous Generating. Catálogos.
- Souza, Zulcy, et.al. Centrales Hidro y Termoeléctricas. Editora Edgard Bucher Ltd., Sao Paulo, Brasil, 1982.
- Tenot, André. Turbinas Hidráulicas y Reguladores Automáticos de Velocidad. Tomo III. Lib. de L'Enseignement Technique, Paris, 1935.
- Souza, Z./Almeida, M.T. Cálculo Hidrodinámico y Mecánico de la Turbina Michell-Banki por Microcomputador. COBEM 85 - ITA, Sao Jose dos Campos, Sao Paulo, Brasil, 1985.



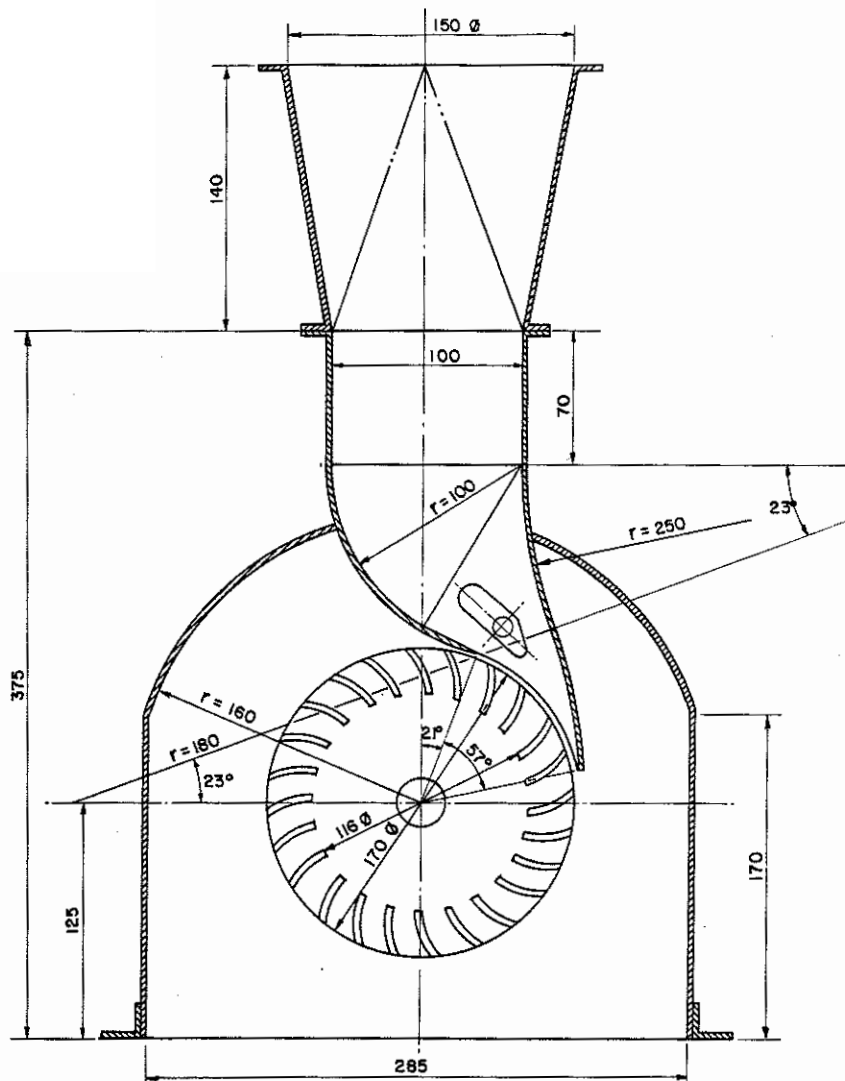
TURBINA PELTON DE UN INYECTOR
ONE-INJECTOR PELTON TURBINE



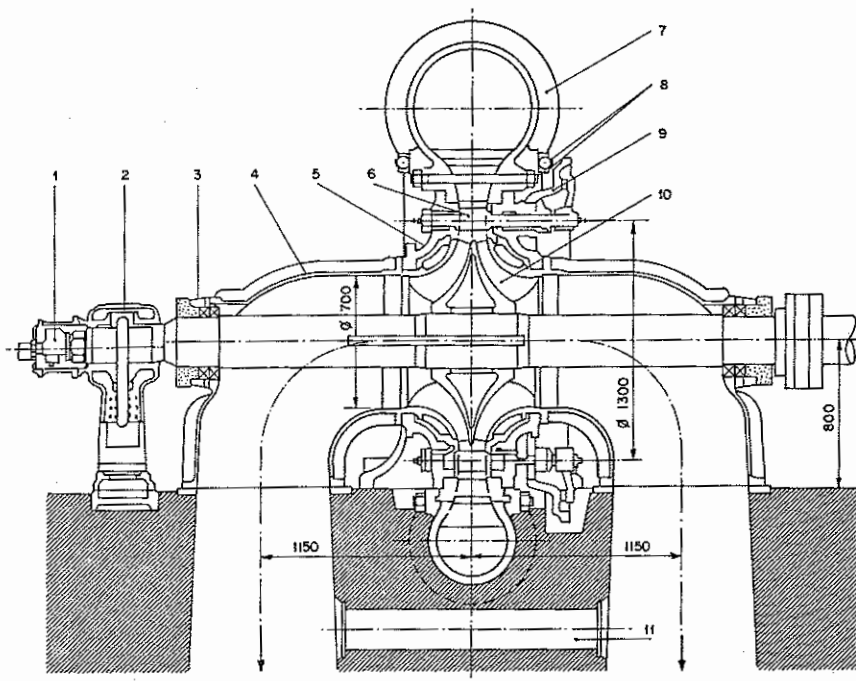
DETALLE DEL INYECTOR
INJECTOR DETAIL



TURBINA PELTON DE DOS INYECTORES
TWO-INJECTOR PELTON TURBINE

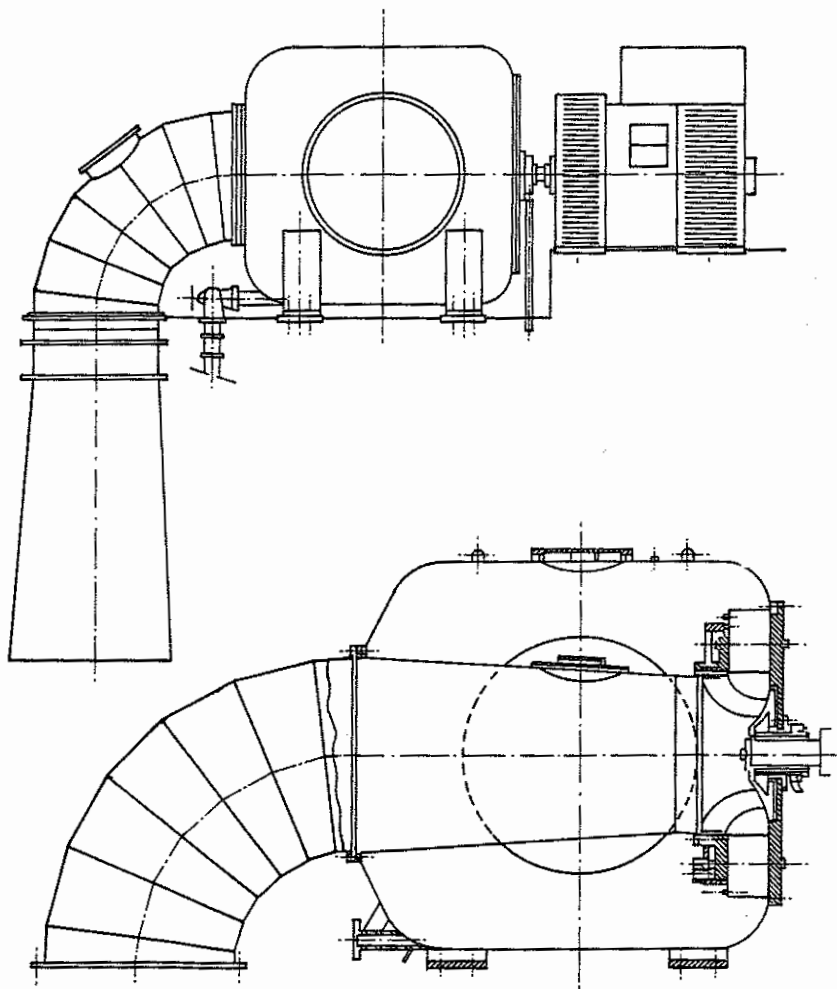


TURBINA MICHELL-BANKI
 MICHELL-BANKI TURBINE
 $P_E = 4 \text{ CV}$

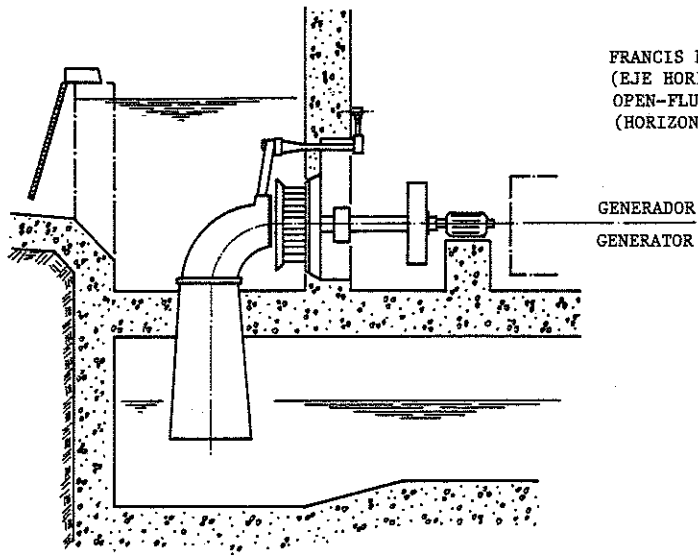


Corte longitudinal de una turbina de rotor doble o gemelo tipo Francis. 1. Taquímetro 2. Cojinete 3. Retenedor 4. Tubos de succión 5. Carcasa 6. Alabe directriz 7. Espiral 8. Bandas 9. Anillo de regulación 10. Rotor 11. Chimenea de equilibrio

Longitudinal section of a Francis turbine with a dual or twin runner. 1. Tachometer 2. Bearing 3. Retainer 4. Suction pipes 5. Casing 6. Regulating vane 7. Spiral 8. Belts 9. Regulating ring 10. Runner 11. Surge tank

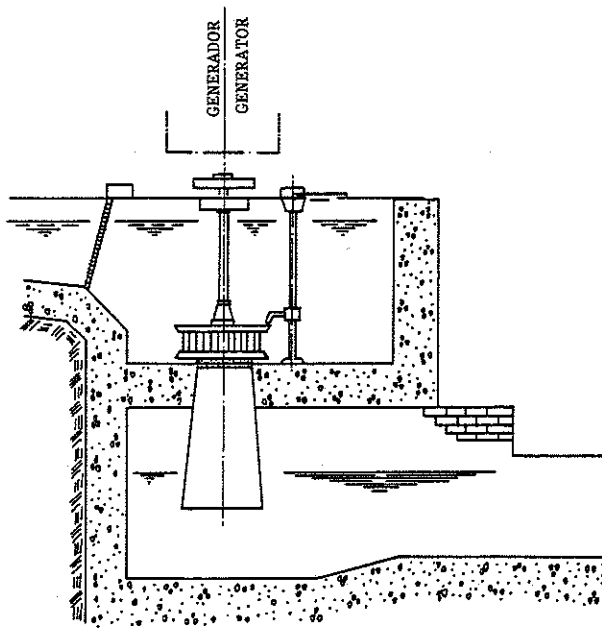


TURBINA FRANCIS EN CAJA CILINDRICA
FRANCIS TURBINE IN CYLINDRICAL HOUSING



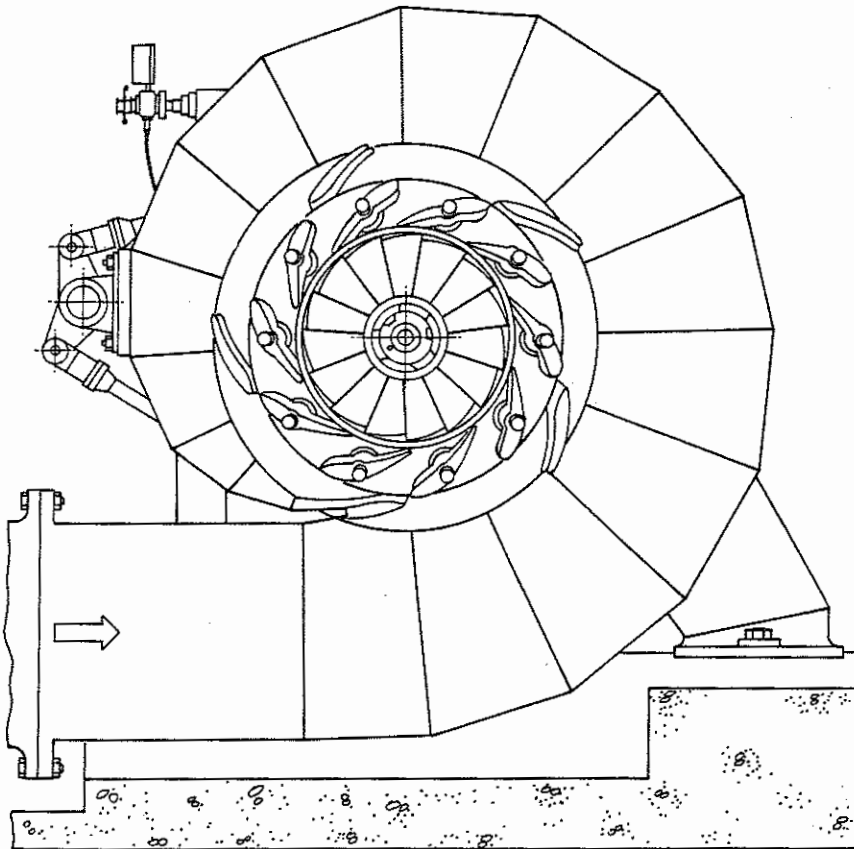
FRANCIS DE CAJA ABIERTA
 (EJE HORIZONTAL)
 OPEN-FLUME FRANCIS
 (HORIZONTAL SHAFT)

GENERADOR
 GENERADOR



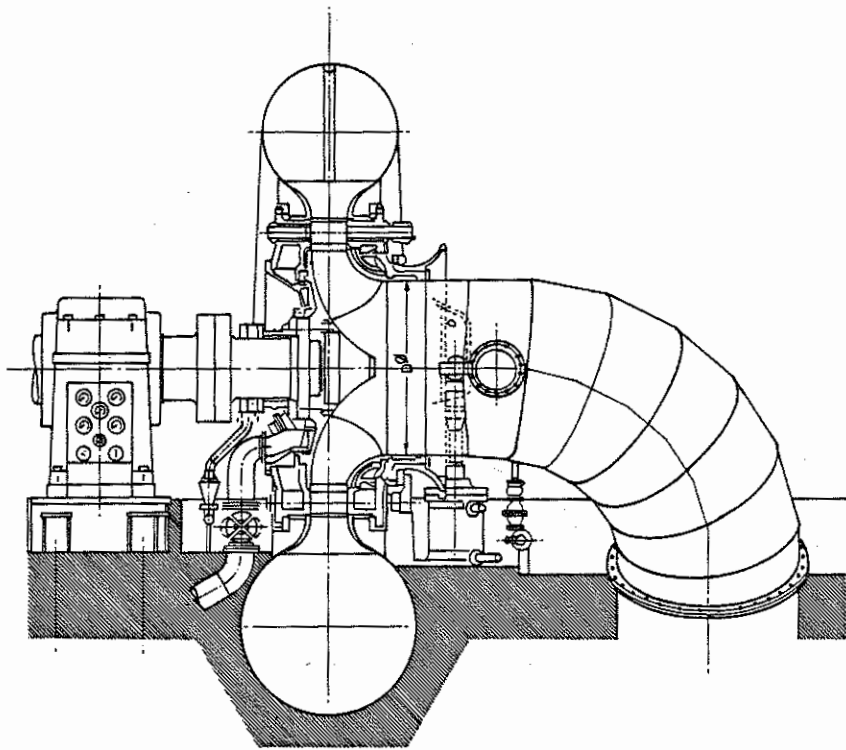
FRANCIS DE CAJA ABIERTA
 (EJE VERTICAL)
 OPEN-FLUME FRANCIS
 (VERTICAL SHAFT)

GENERADOR
 GENERADOR



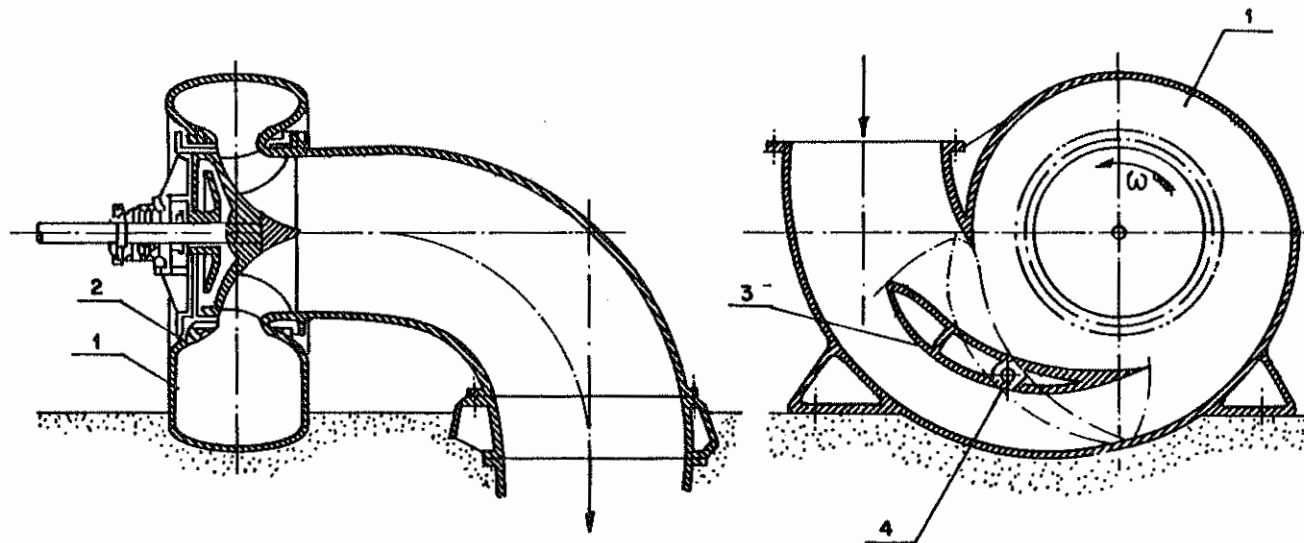
TURBINA FRANCIS ESPIRAL
SPIRAL FRANCIS TURBINE

CORTE TRANSVERSAL
CROSS-SECTION

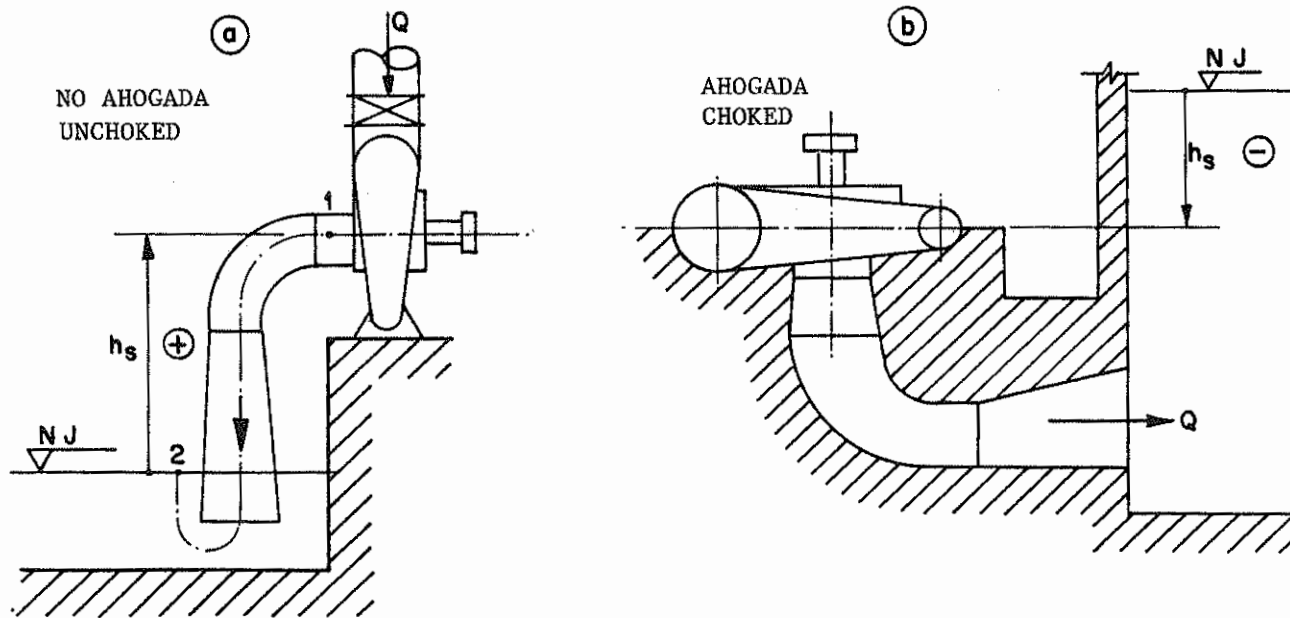


TURBINA FRANCIS ESPIRAL
SPIRAL FRANCIS TURBINE

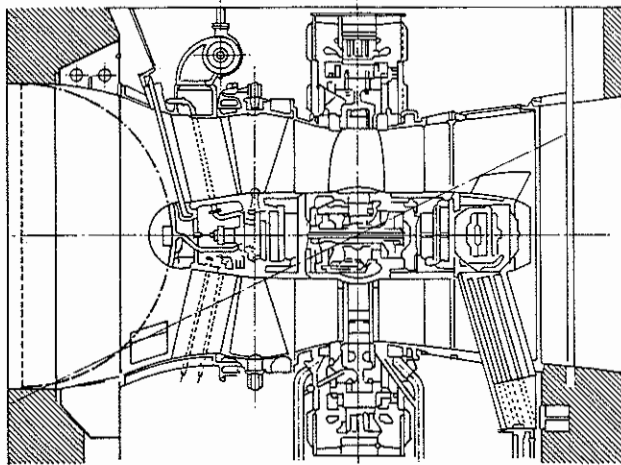
CORTE LONGITUDINAL
LONGITUDINAL SECTION



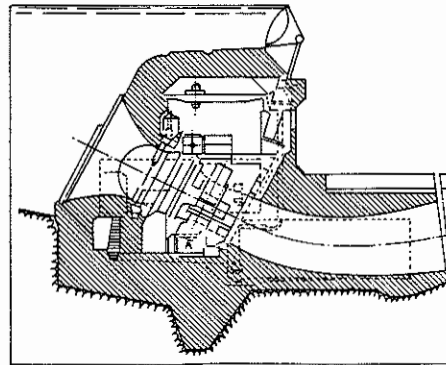
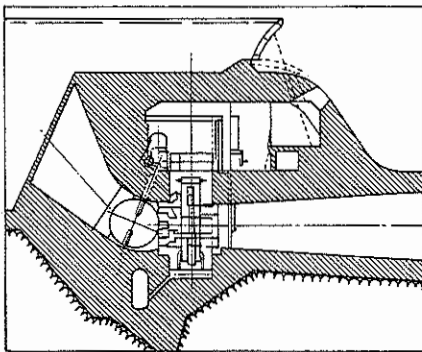
TURBINA FRANCIS CON TORBELLINO
FRANCIS TURBINE WITH WHIRLPOOL



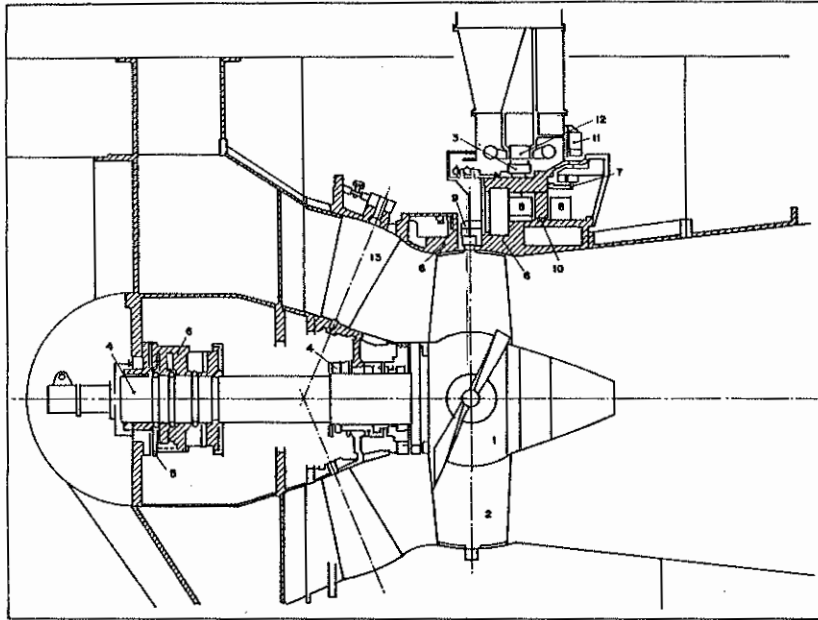
TIPOS DE INSTALACION RELATIVOS A LA
 ALTURA DE SUCCION h_s
 TYPES OF INSTALLATION RELATIVE TO
 SUCTION HEIGHT h_s



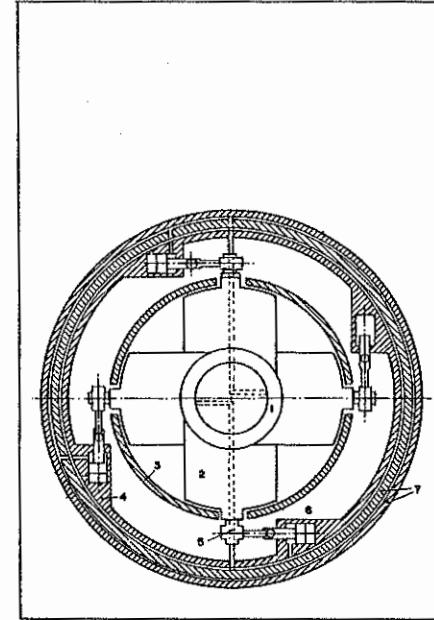
TURBINA PERIFERICA O STRAFLO
PERIPHERAL OR STRAFLO TURBINE



CENTRAL PERIFERICA O STRAFLO
PERIPHERAL OR STRAFLO STATION

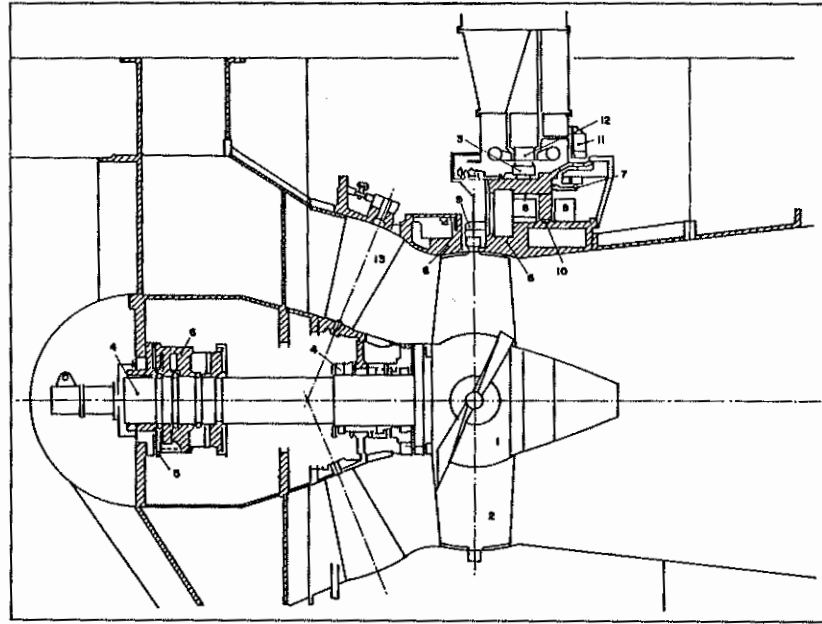


- | | | |
|----------------------------|----------------------------------|-------------------------|
| 1 - Hub with air | 7 - Radial alternator bearing | 11 - Brake |
| 2 - Runner pitch | 8 - Axial alternator bearing | 12 - Alternator stator |
| 3 - Alternator poles | 9 - Tangential balance mechanism | 13 - Distributor blades |
| 4 - Radial turbine bearing | 10 - Support bearing | |
| 5 - Axial turbine bearing | | |
| 6 - Closing valve | | |



- | |
|--|
| 1 - Hub |
| 2 - Runner pitch |
| 3 - Runner crown |
| 4 - Outside crown (polar alternator wheel) |
| 5 - Joint |
| 6 - Equilibrium piston for tangential stress |
| 7 - Surge tank |

PERIPHERAL OR STRAFLO STATION

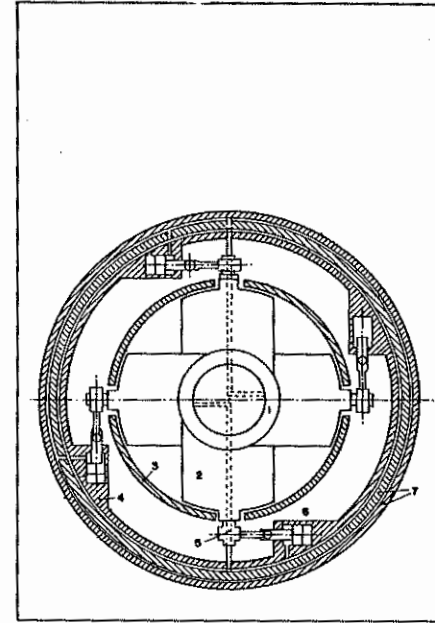


1 - Cubo con aire
 2 - Paso del rotor
 3 - Polos del alternador
 4 - Cojinete radial de la turbina
 5 - Cojinete axial de la turbina
 6 - Válvula de cierre

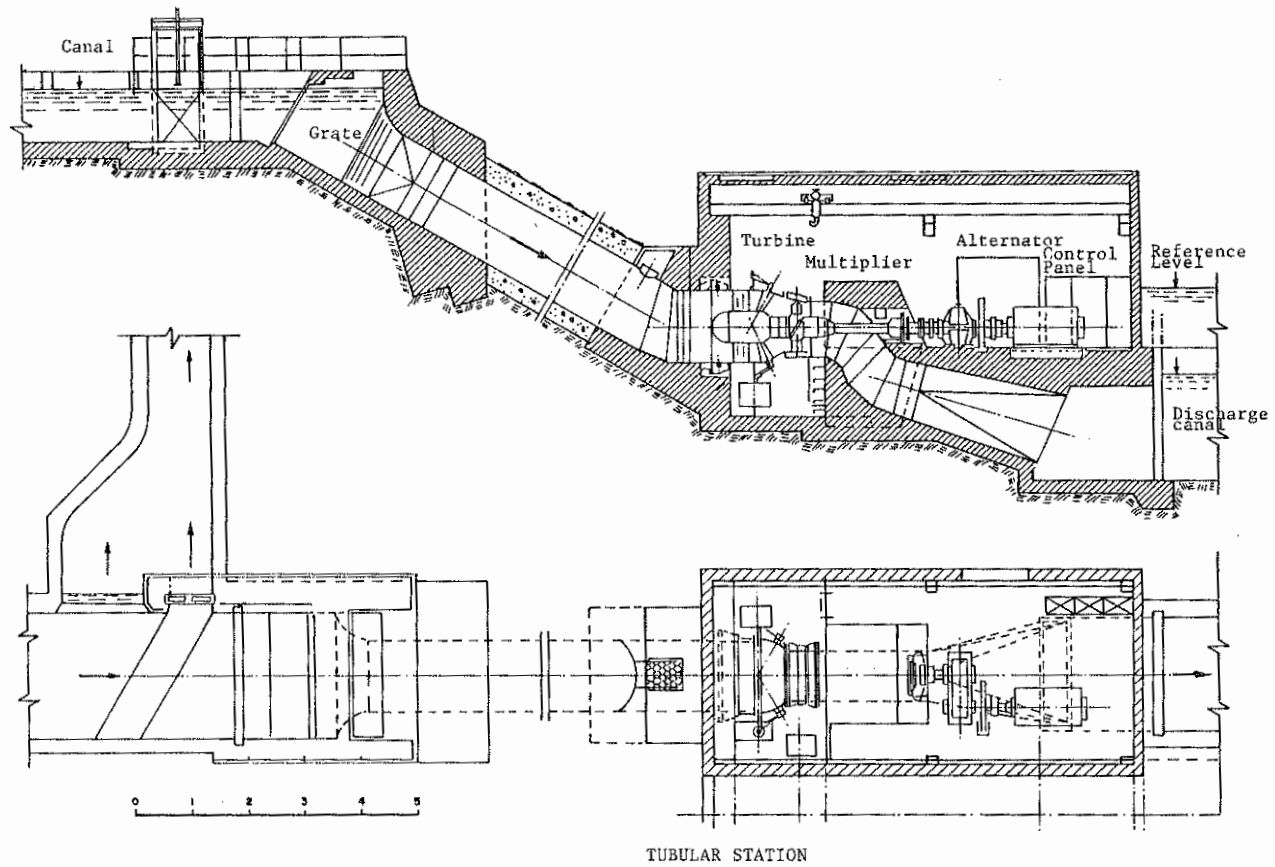
7 - Cojinete radial del alternador
 8 - Cojinete axial del alternador
 9 - Mecanismo tangencial de equilibrio
 10 - Cojinete de apoyo

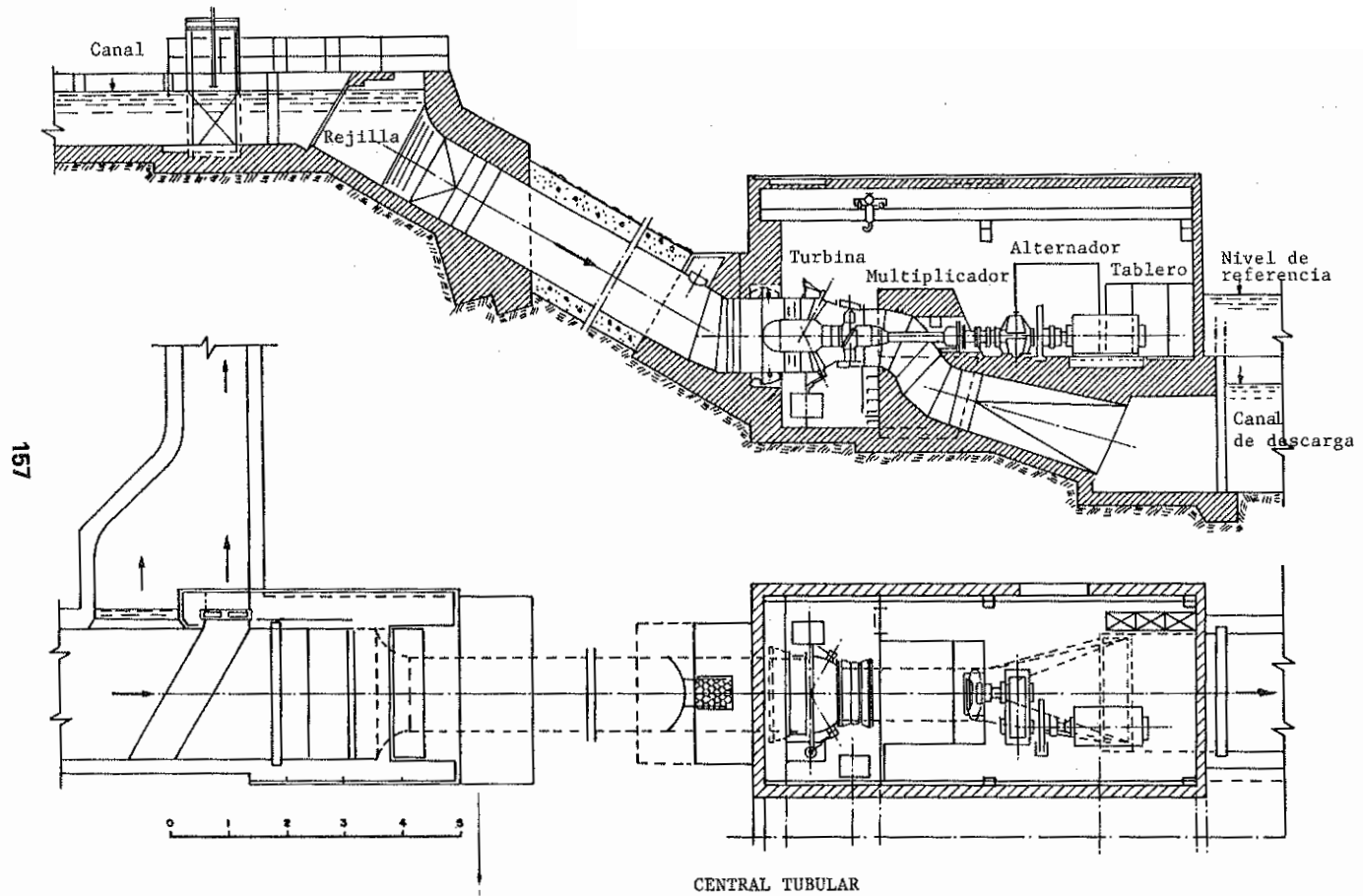
11 - Freno
 12 - Estator del alternador
 13 - Alabes del distribuidor

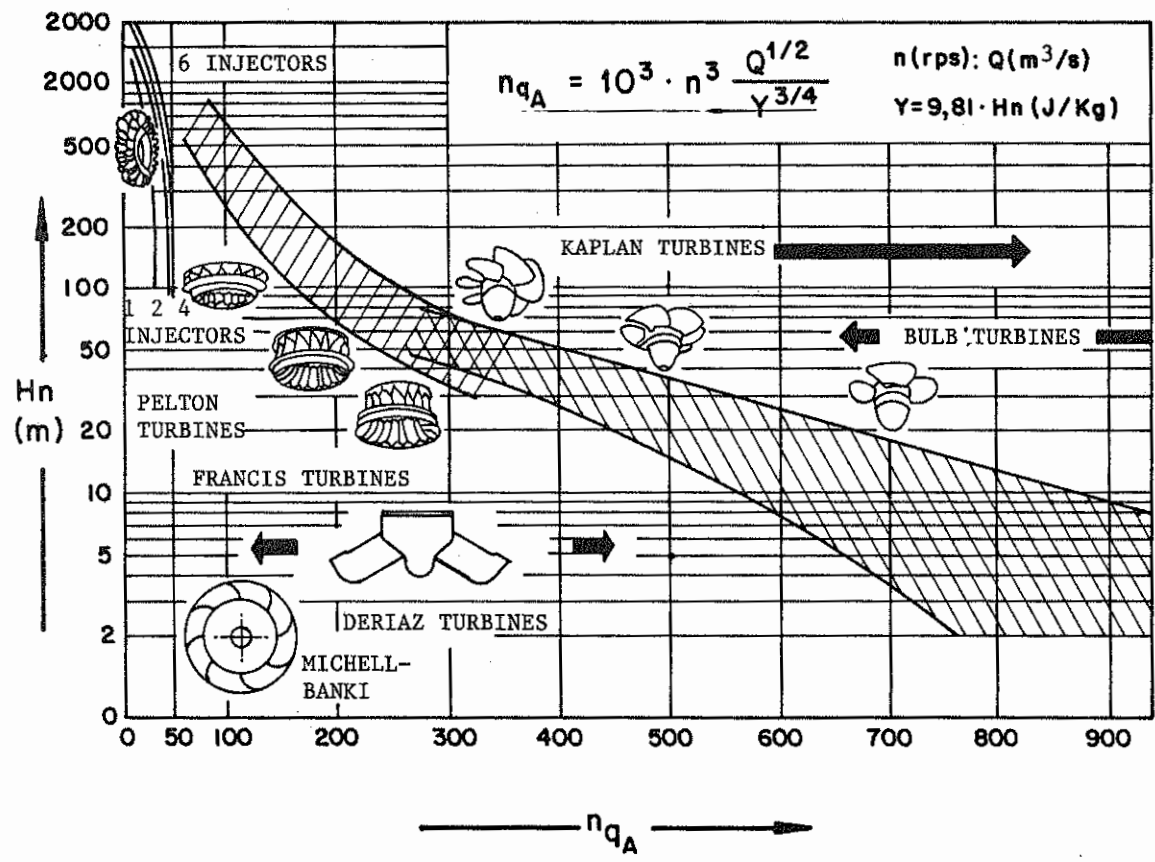
CENTRAL PERIFERICA O STRAFLO

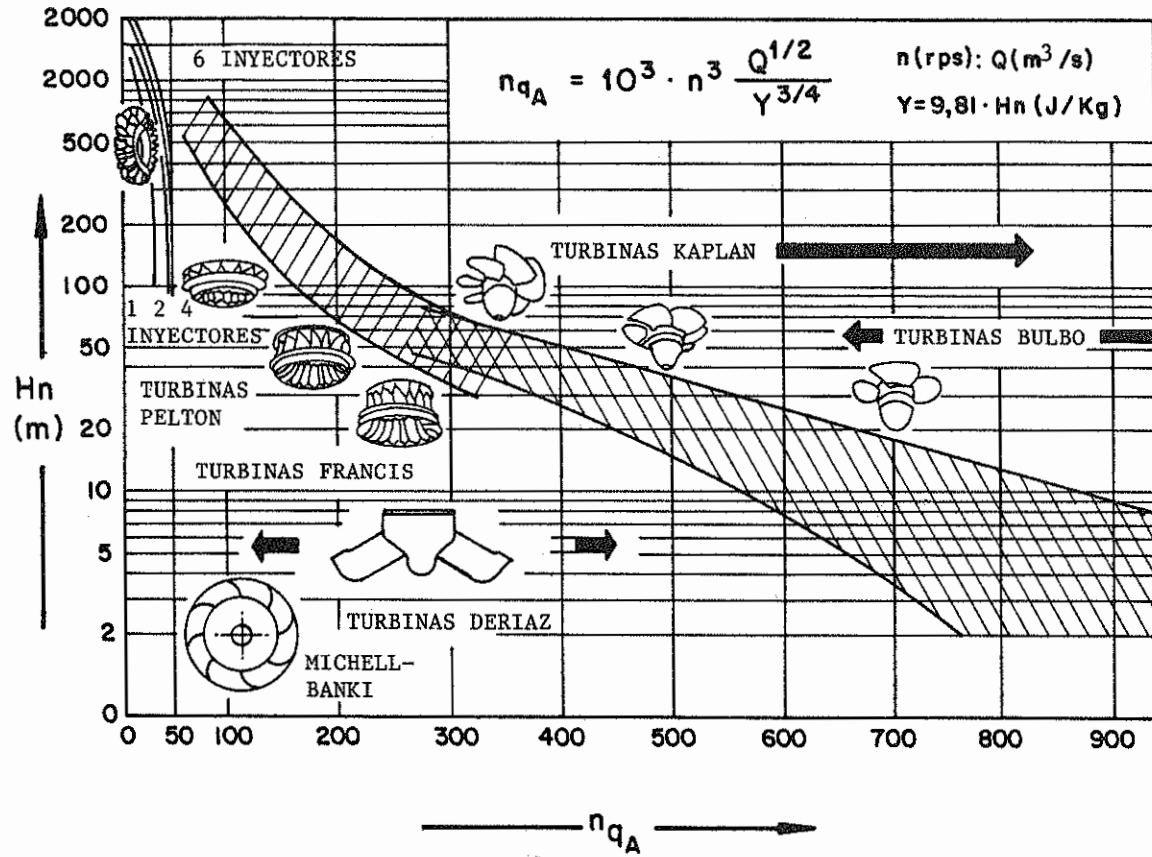


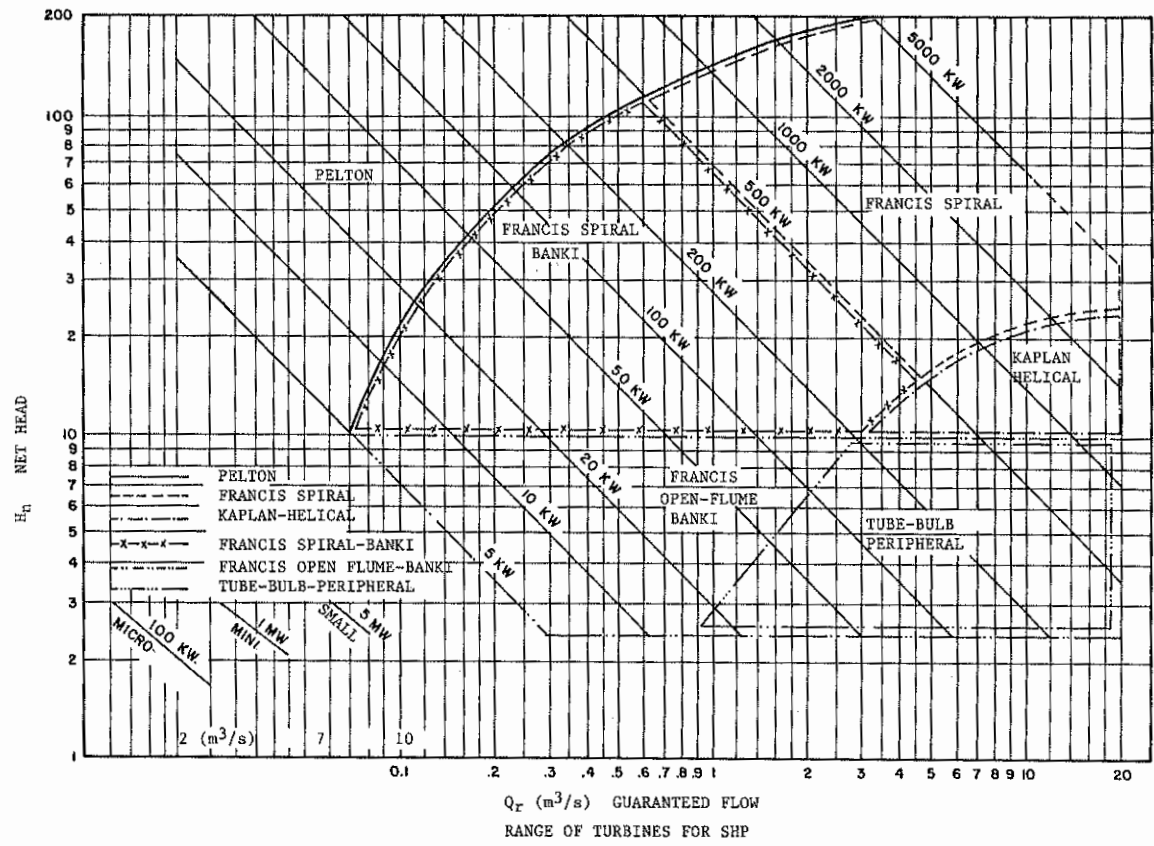
1 - Cubo
 2 - Paso del rotor
 3 - Corona del rotor
 4 - Corona exterior (rueda polar del alternador)
 5 - Junta
 6 - Pistón de equilibrio de los esfuerzos tangencial
 7 - Chimenea de equilibrio

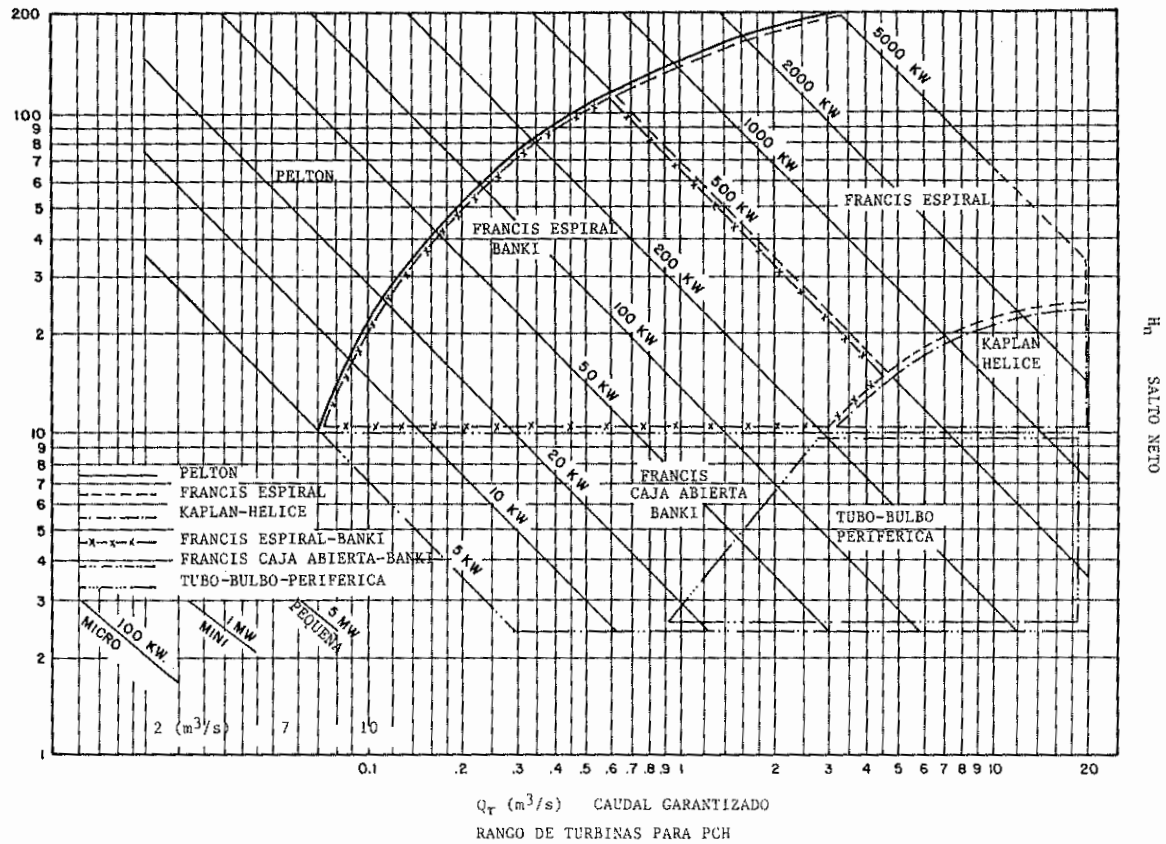


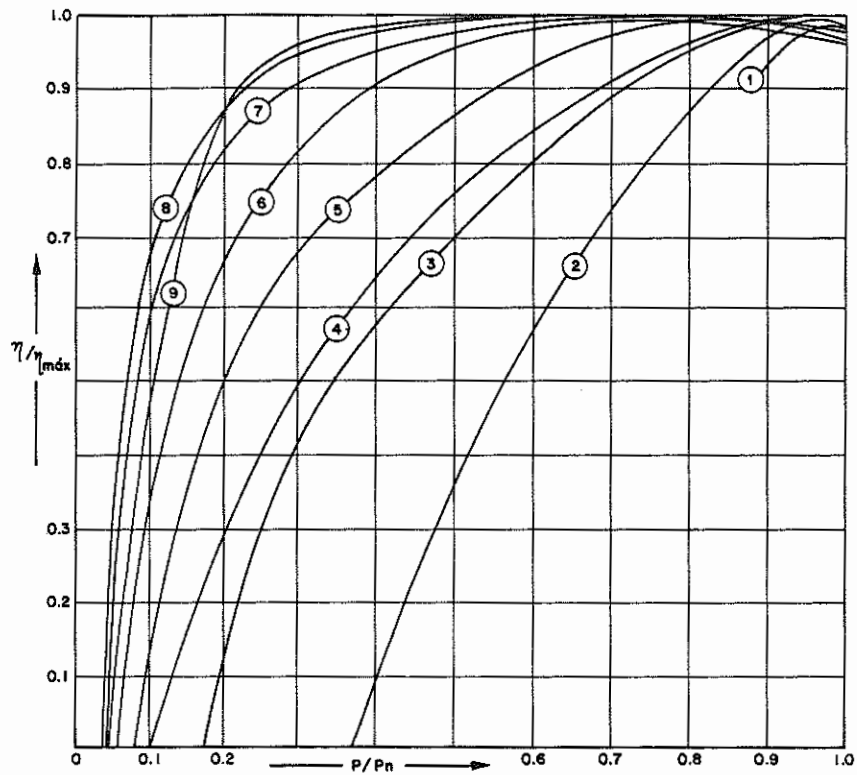






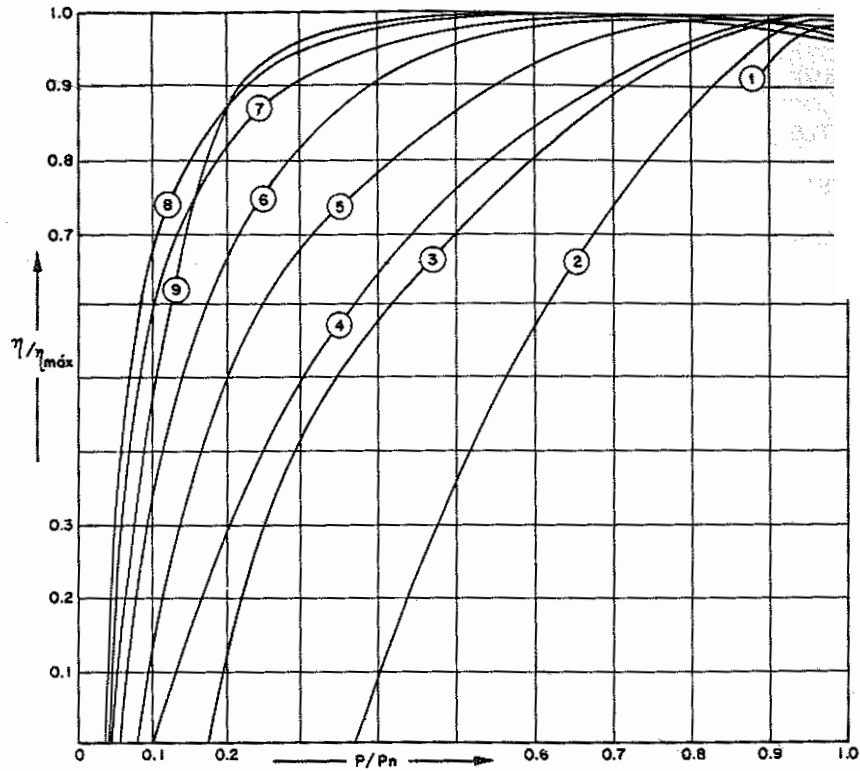






- 1 - HELICAL WITH STATIONARY DISTRIBUTOR 2 - HELICAL WITH REGULATABLE DISTRIBUTOR 3 - KAPLAN WITH STATIONARY DISTRIBUTOR 4 - FAST FRANCIS
 5 - NORMAL FRANCIS 6 - SLOW FRANCIS 7 - PELTON 8 - MICHELL-BANKI
 9 - KAPLAN WITH REGULATABLE DISTRIBUTOR

RANGE OF OPERATION OF TURBINES HAVING
 CONSTANT HEADS AND ROTATION



- 1 - HELICE CON DISTRIBUIDOR FIJO 2 - HELICE CON DISTRIBUIDOR REGULABLE
 3 - KAPLAN CON DISTRIBUIDOR FIJO 4 - FRANCIS RAPIDA 5 - FRANCIS NORMAL
 6 - FRANCIS LENTA 7 - PELTON 8 - MICHELL-BANKI 9 - KAPLAN CON DISTRIBUIDOR REGULABLE

CAMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBINAS CON ROTACION
 Y ALTURA DE SALTO CONSTANTES