

TURBINAS HIDRÁULICAS



Universidad de Oviedo
Area de Mecánica de Fluidos

11 Abril 2006

Máquinas Hidráulicas – 6ºORG – 2005/2006
<http://web.uniovi.es/Areas/Mecanica.Fluidos/>



TABLA DE CONTENIDOS

• TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

- Tipología básica de las turbinas hidráulicas.
- Clasificación según la velocidad específica.
- Curva característica teórica a partir de la ec. de Euler.
- Regulación de turbinas.
- Embalamiento de turbinas.
- La rueda hidráulica.

• TURBINAS DE IMPULSO. TURBINAS PELTON

- Origen y Elementos constructivos. Triángulos de velocidad.
- Curva Característica. Condición de potencia máxima.

• TURBINAS CENTRÍFUGAS. TURBINAS FRANCIS

- Origen y Elementos constructivos. Triángulos de velocidad.
- Curva Característica. Regulación por distribuidor.

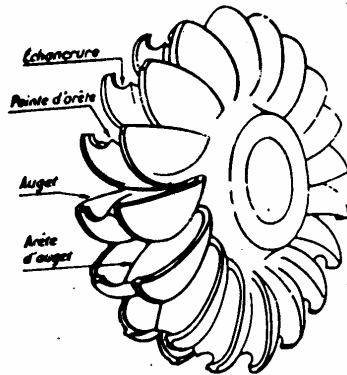
• TURBINAS AXIALES. TURBINAS KAPLAN

- Origen y Elementos constructivos. Turbinas Hélice vs. Kaplan.
- Curva Característica. Otros tipos de turbinas axiales y semiaxiales.

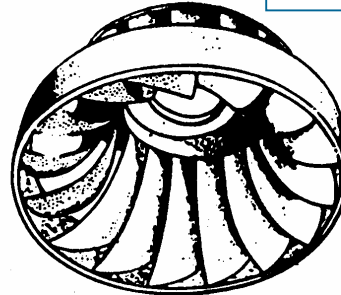
TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS



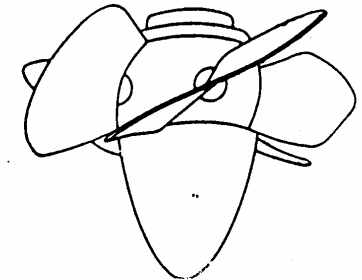
Tipología de turbinas hidráulicas (I)



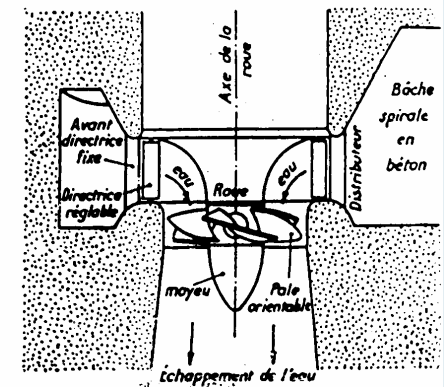
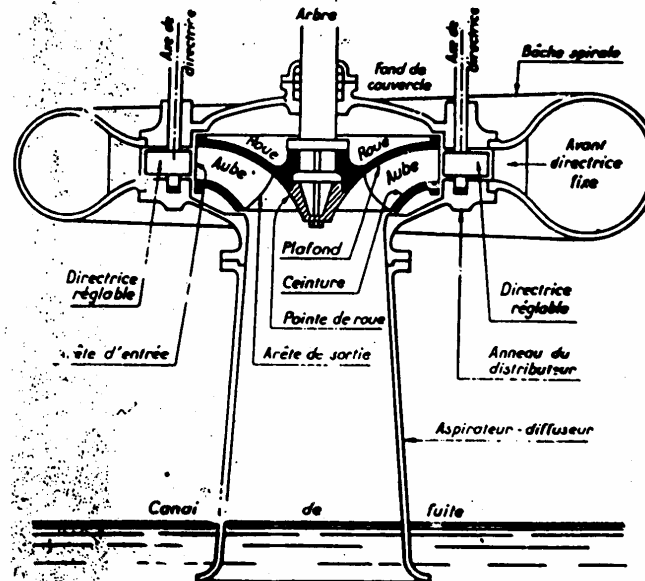
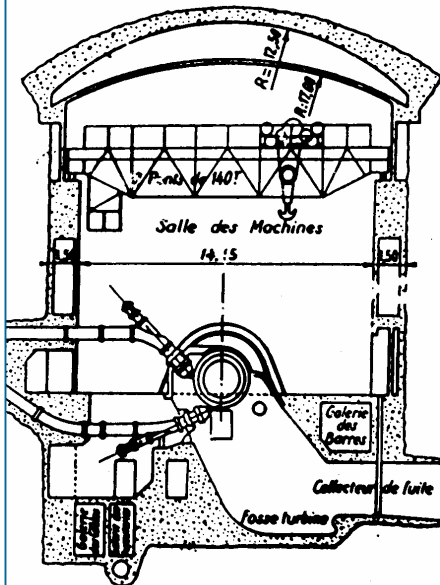
Turbina PELTON



Turbina FRANCIS



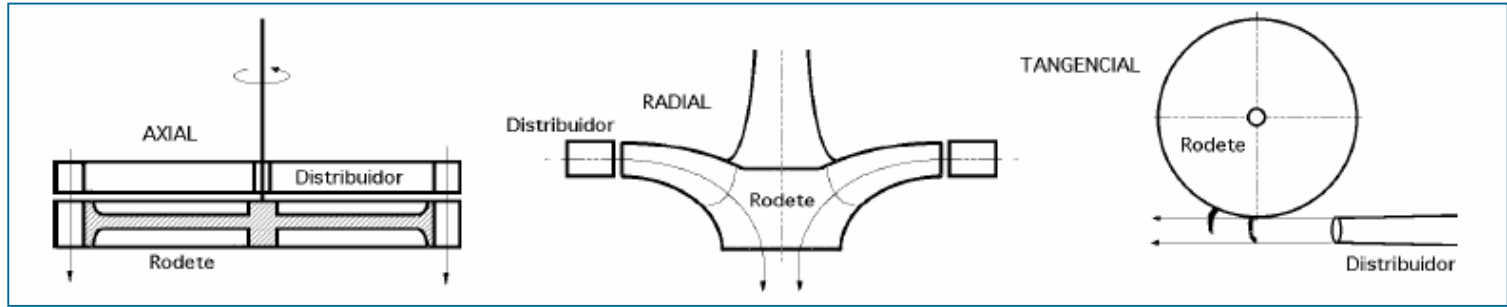
Turbina KAPLAN





TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

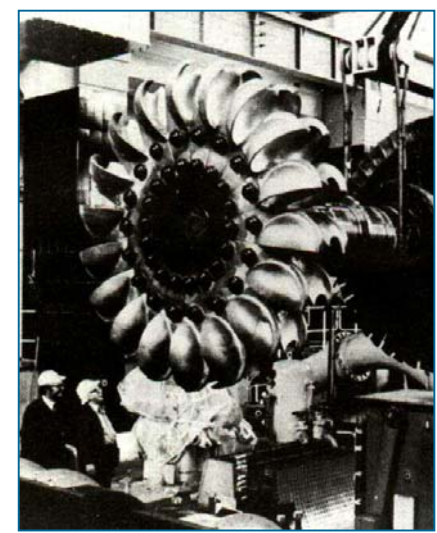
Tipología de turbinas hidráulicas (II)



Turbina AXIAL (KAPLAN)

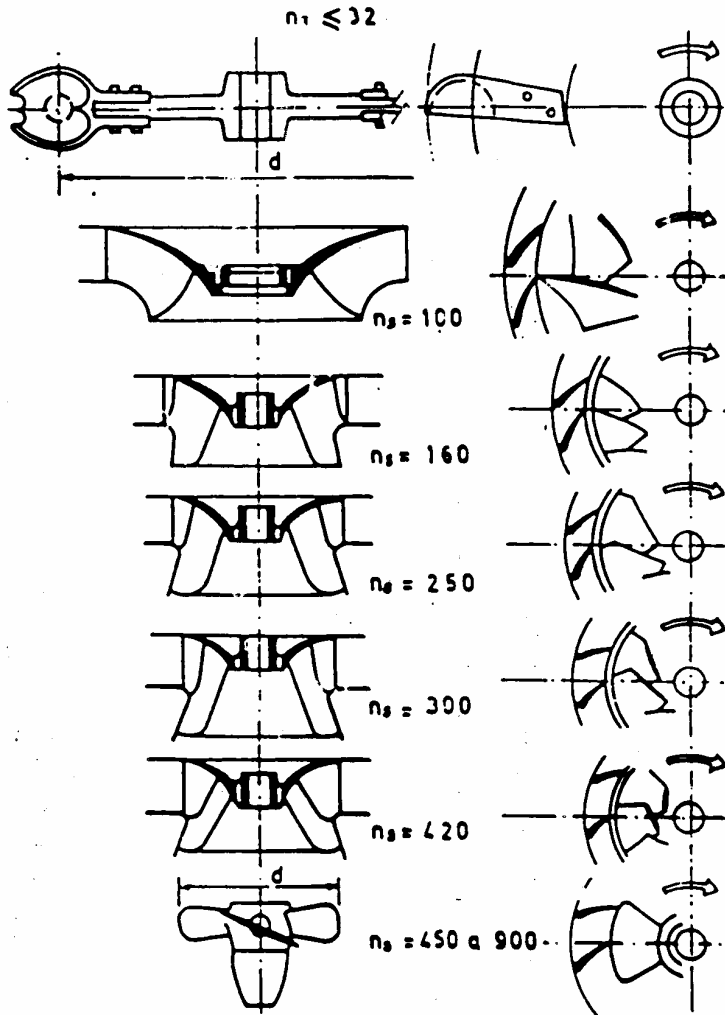
Turbina RADIAL (FRANCIS)

Turbina TANGENCIAL (PELTON)





TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS



VELOCIDAD ESPECÍFICA (I)

$$n_s = \frac{N [rpm] \cdot \sqrt{\dot{W} [CV]}}{(H [m])^{5/4}}$$

n_s	Tipo de Turbina
≤ 32	PELTON
$32 < n_s < 450$	FRANCIS
≥ 450	KAPLAN

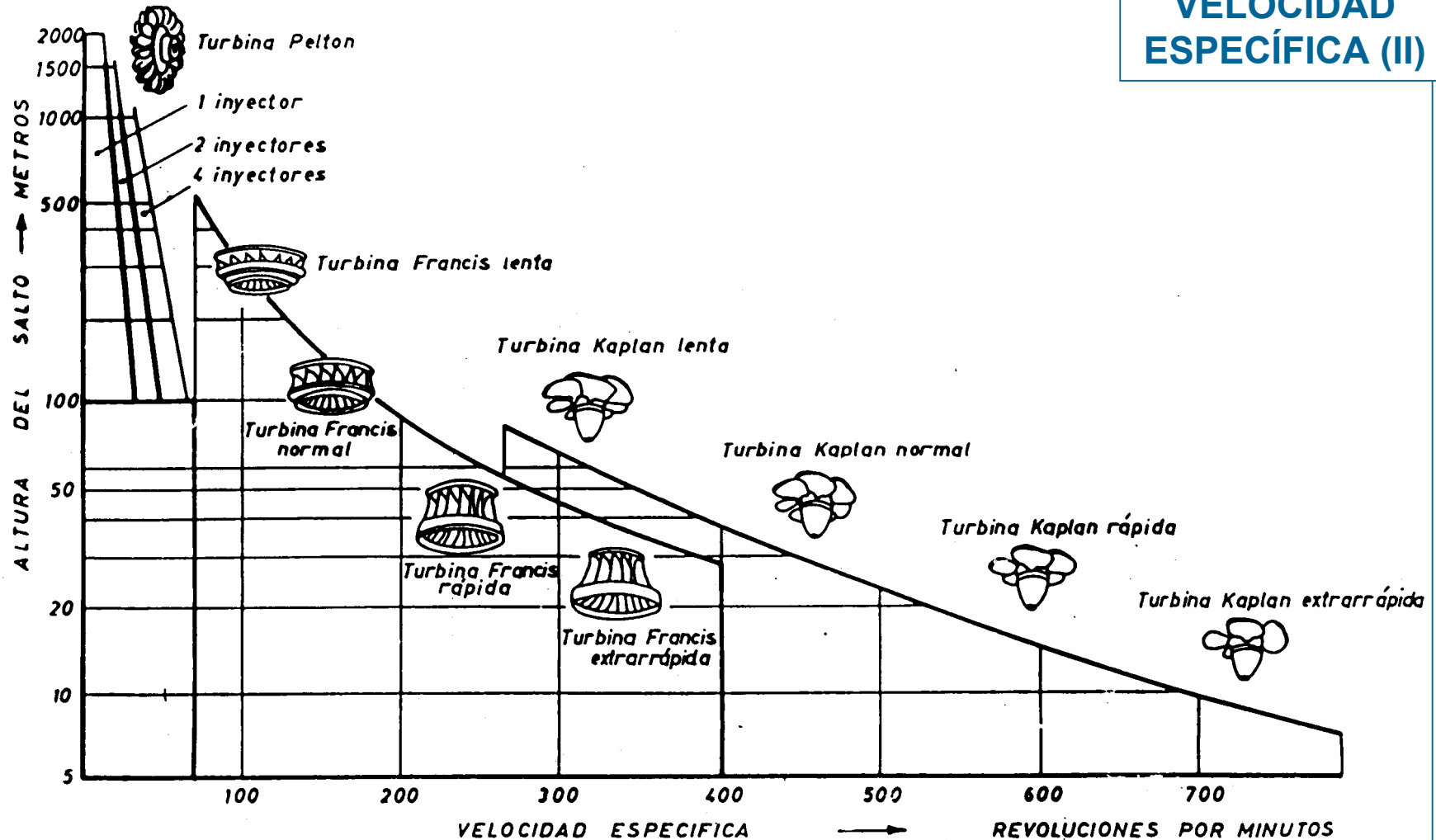
$$n_s = \frac{\omega \cdot Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

¡OJO! La definición adimensional correcta de la velocidad específica (utilizada en bombas) incluye el caudal y no la potencia.



TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

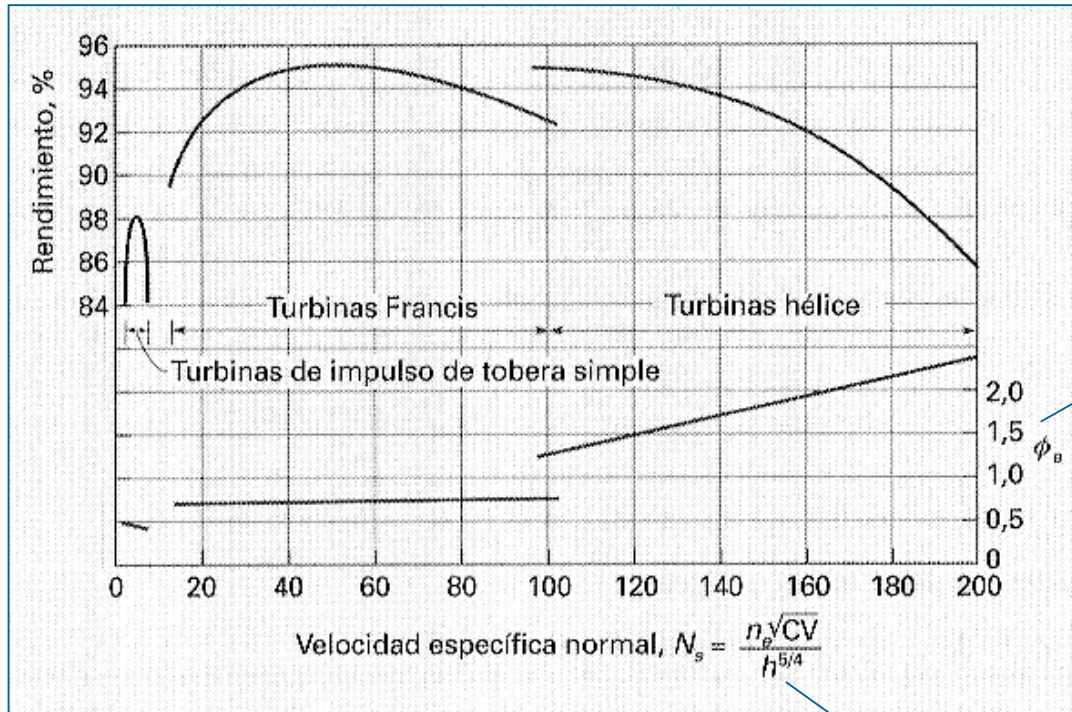
VELOCIDAD ESPECÍFICA (II)





TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

VELOCIDAD ESPECÍFICA (III)



FACTOR DE VELOCIDAD PERIFÉRICA

$$\phi_e = \frac{U_1}{\sqrt{2gh}}$$

¡OJO! h viene expresado en FT;

$$n_s = 4.44 N_s$$

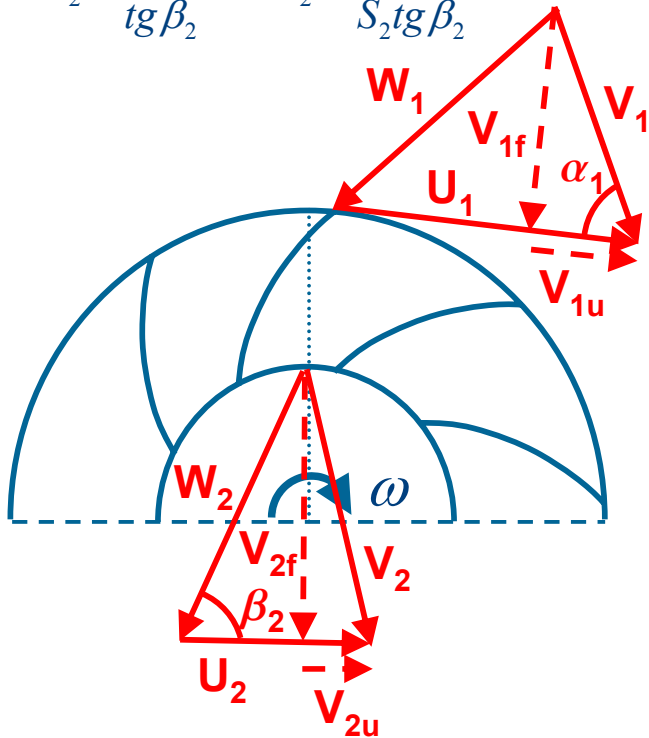


TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

CURVA CARACTERÍSTICA A PARTIR DE LA EC. EULER

$$V_{1f} = \frac{Q}{S_1}; V_{2f} = \frac{Q}{S_2} \quad V_{1u} = \frac{V_{1f}}{\operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{Q}{S_1 \operatorname{tg} \alpha_1}$$

$$V_{2u} = U_2 - \frac{V_{2f}}{\operatorname{tg} \beta_2} = \omega R_2 - \frac{Q}{S_2 \operatorname{tg} \beta_2}$$

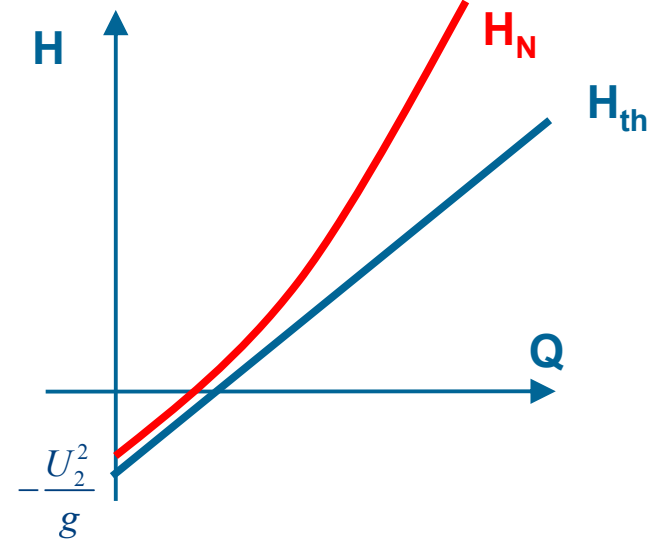


▪ Ejemplo: TURBINA FRANCIS

EC.EULER:
$$H_{th} = \frac{U_1 V_{1u} - U_2 V_{2u}}{g}$$

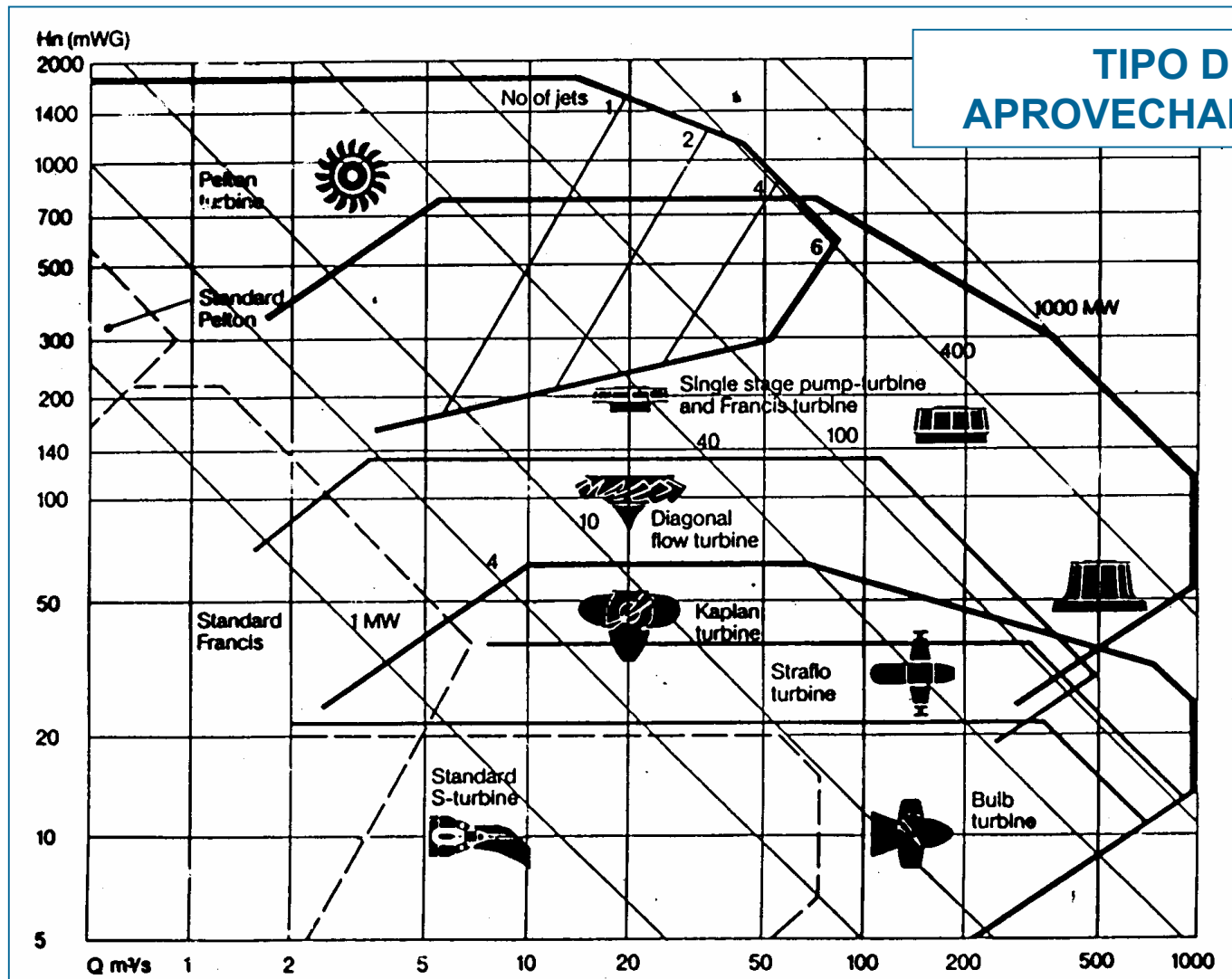
Sustituyendo \downarrow (En el punto de diseño se busca que $V_{2u}=0$)

$$H_{th} = \frac{Q}{g} \left(\frac{R_1}{S_1 \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{R_2}{S_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right) \omega - \frac{R_2^2}{g} \omega^2$$





TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS





TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

REGULACIÓN DE TURBINAS (II)

$$\eta = \eta(\dot{W})$$

$$\eta = \eta(Q)$$

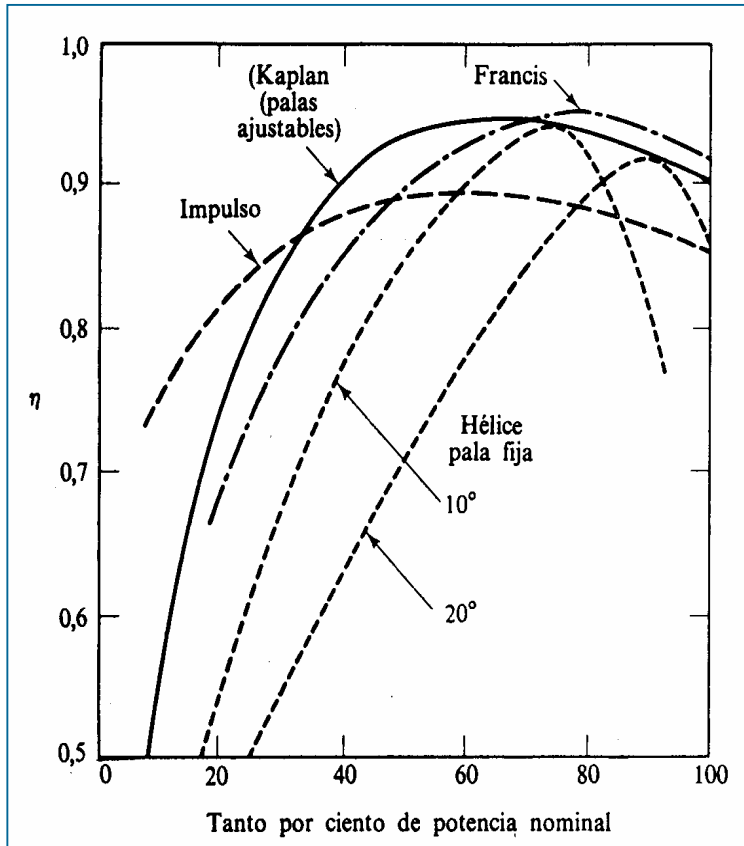
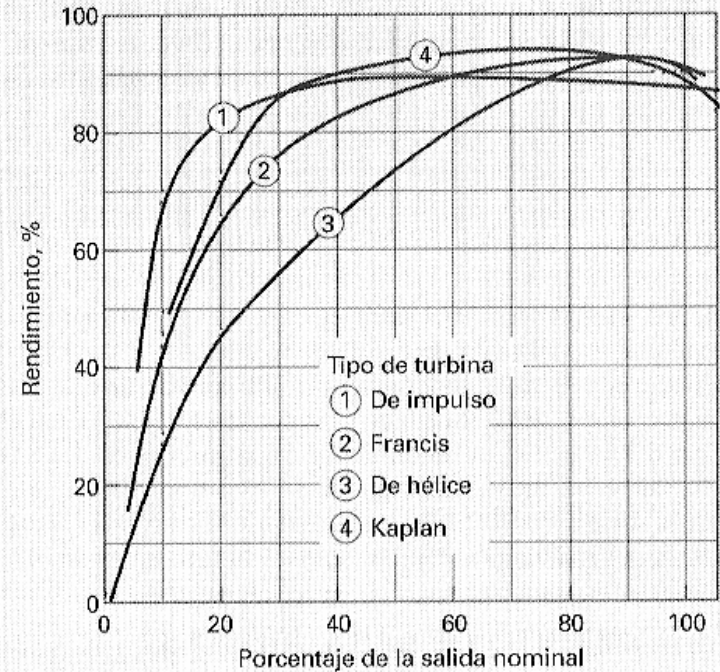


FIGURA 16.13

Rendimiento en función de la carga para turbinas típicas.





TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

EMBALAMIENTO DE TURBINAS (I)

- Ocorre cuando el ALTERNADOR se desacopla de la RED por avería → El conjunto alternador-turbina gira sin carga y se acelera embalándose.

Par desarrollado por la potencia hidráulica al eje:

$$M = I \frac{d\omega}{dt}$$

$$M = \frac{\dot{W}_{eje}}{\omega} = \frac{\rho g Q H_{th}}{\omega}$$

Incremento de la velocidad con el tiempo, embalamiento: $\frac{d\omega}{dt}$

Momento Inercia conjunto turbina-alternador: $I = mr_G^2$

- No es posible que se acelere indefinidamente, puesto que si crece U_1 , al mantenerse constante el valor de V_1 (esto es, el caudal de entrada), llega un momento que W_1 introduce grandes pérdidas por choque, oponiéndose a la aceleración. Los límites prácticos de embalamiento son:

- $n_{\max} = 1.8 n_{\text{nominal}}$ (PELTON).
- $n_{\max} = 2 n_{\text{nominal}}$ (FRANCIS).
- $n_{\max} = 2.2 \sim 2.4 n_{\text{nominal}}$ (KAPLAN).



TEORÍA UNIDIMENSIONAL PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

EMBALAMIENTO DE TURBINAS (II)

Embalamiento en turbinas PELTON:

$$H_{th} = \frac{\omega R}{g} (1 - K \cos \theta) \left(\frac{Q}{S_{ch}} - \omega R \right)$$

$$\frac{\rho g Q H_{th}}{\omega} = I \frac{d\omega}{dt}$$

$$\int_0^t \frac{\rho Q R}{I} (1 - K \cos \theta) dt = \int_{\omega_0}^{\omega} \frac{d\omega}{\frac{Q}{S_{ch}} - \omega R}$$

Integrando ↓

$$\omega = \frac{Q}{S_{ch} R} - \left(\frac{Q}{S_{ch} R} - \omega_0 \right) e^{-\frac{\rho Q R^2}{I} (1 - K \cos \theta) t}$$

Embalamiento en turbinas FRANCIS:

$$H_{th} = \frac{Q}{g} \underbrace{\left(\frac{R_1}{S_1 \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{R_2}{S_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)}_A \omega - \frac{R_2^2}{g} \omega^2$$

$$\frac{\rho g Q H_{th}}{\omega} = I \frac{d\omega}{dt}$$

$$\int_0^t \frac{\rho Q}{I} dt = \int_{\omega_0}^{\omega} \frac{d\omega}{A Q - R_2^2 \omega}$$

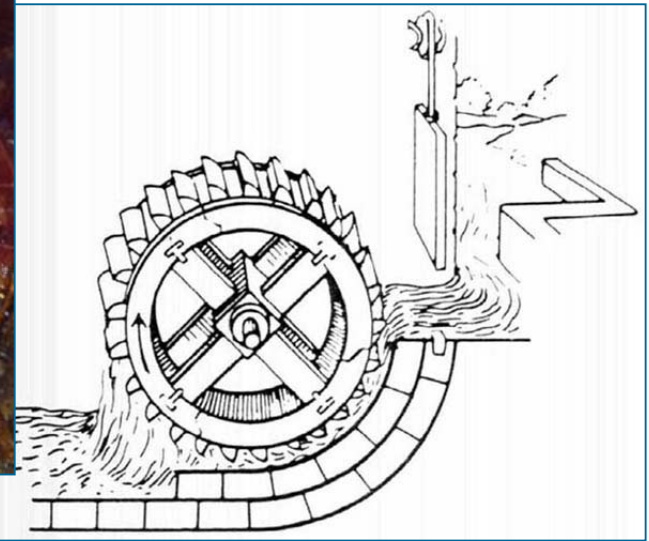
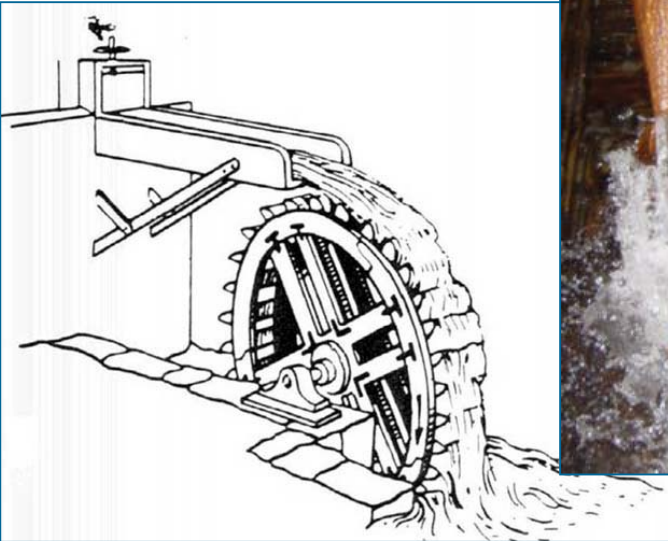
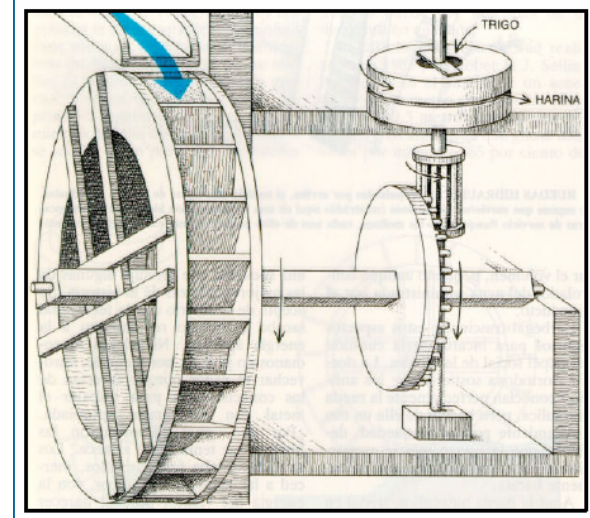
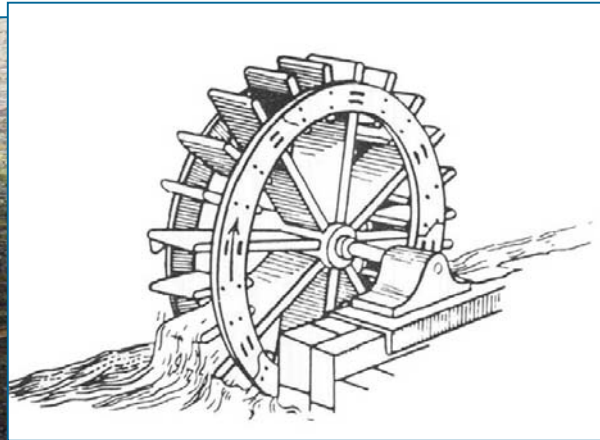
Integrando ↓

$$\omega = \frac{A Q}{R_2^2} \left(1 - e^{-\frac{\rho Q R_2^2}{I} t} \right) - \omega_0 e^{-\frac{\rho Q R_2^2}{I} t}$$

Embalamiento en turbinas KAPLAN → Ejercicio propuesto

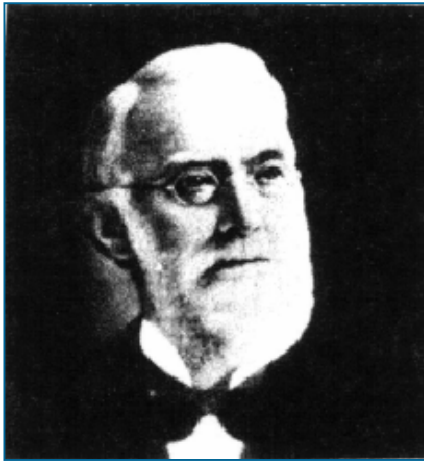


LA RUEDA HIDRÁULICA

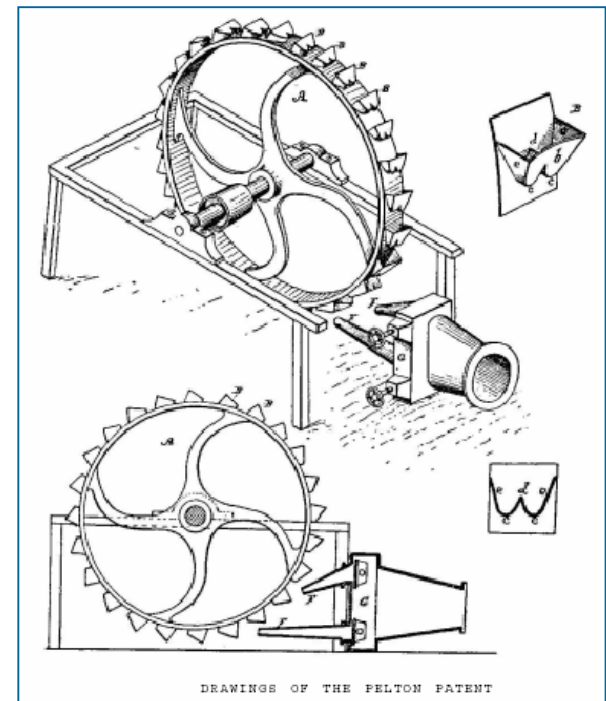
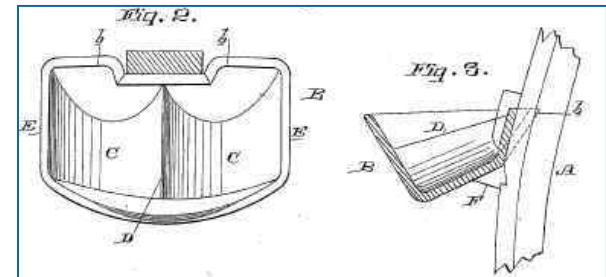
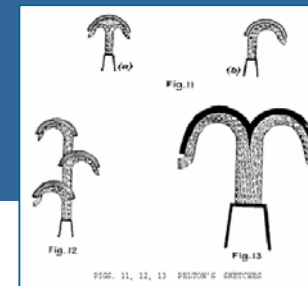
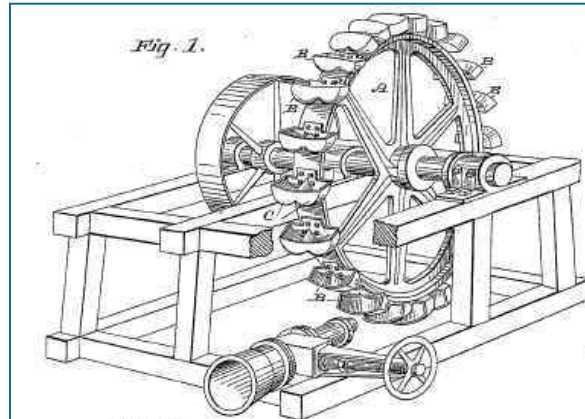




TURBINAS PELTON



LESTER A. PELTON
(1829-1908)



PELTON WATER WHEEL

IN CONTINUOUS USE PG&E DRUM POWER HOUSE
NO. 4 1928-1987 PRODUCED 18,000 HP AT 257
RPM AND ENOUGH ELECTRICAL POWER FOR 16,000
HOUSEHOLDS. 12 FT. DIAMETER, WEIGHT 15 TONS.
BUILT IN SAN FRANCISCO BY PELTON COMPANY.
A CONSTITUTIONAL BICENTENNIAL GIFT TO
NEVADA CITY BY PACIFIC GAS AND ELECTRIC.

DEDICATED SEPTEMBER 17, 1987 BY NEVADA CITY
CONSTITUTIONAL COMMISSION AND
WM. BULL MEEK - WM MORRIS STEWART
NO. 10 E CLAMPUS VITUS

TURBINAS PELTON

Configuraciones



Placa para amortiguación del chorro de agua

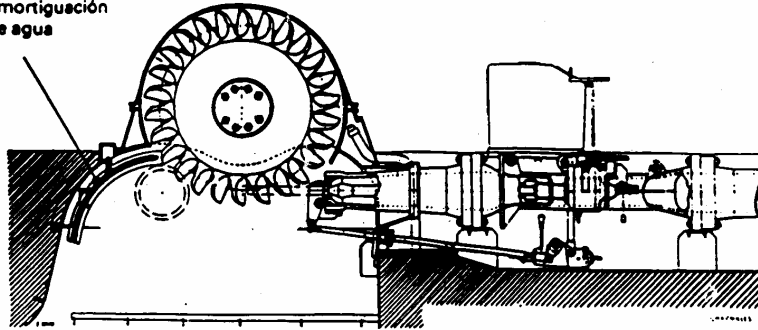


Fig. 9.— Turbina Pelton de eje horizontal, con un equipo de inyección.

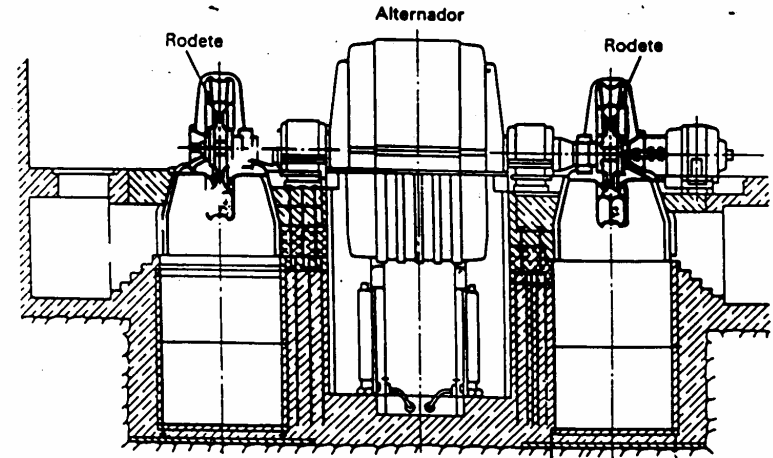


Fig. 8.— Grupo accionado por turbina Pelton con dos rodetes.

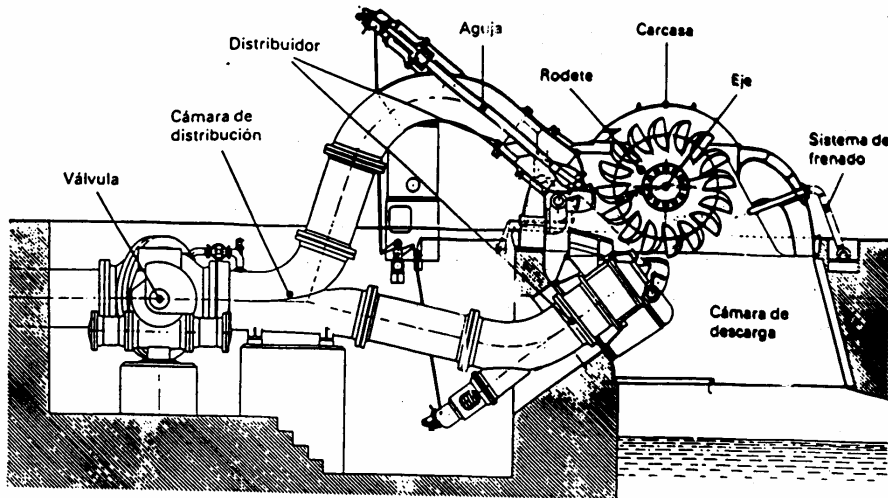


Fig. 6.— Componentes de una turbina Pelton de eje horizontal, con dos equipos de inyección.

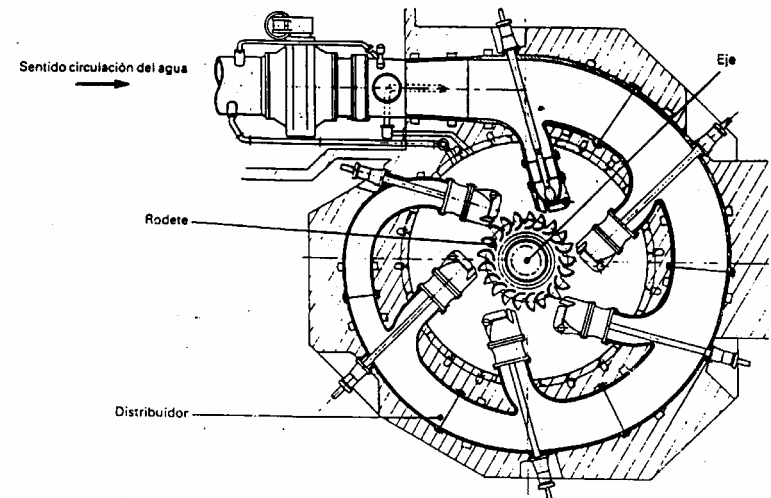


Fig. 3.— Componentes esenciales de una turbina hidráulica.
(Vista en planta de una turbina Pelton de eje vertical con seis equipos de inyección)

TURBINAS PELTON

PARTES CONSTRUCTIVAS

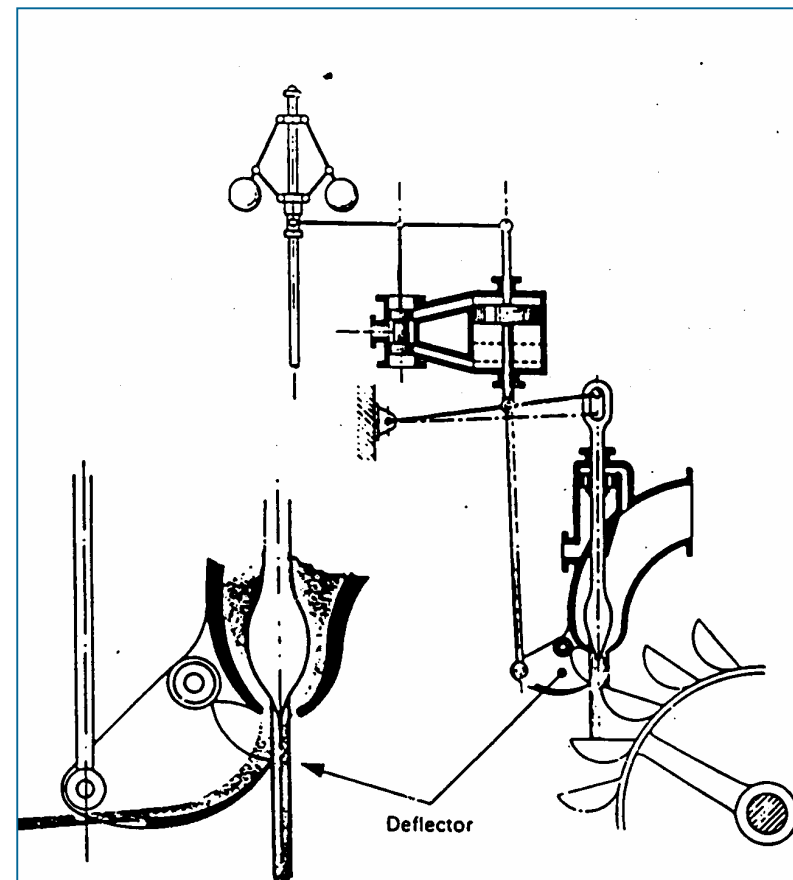


Fig. 13.— Representación esquemática de la actuación de un deflector. Distintas formas de acción sobre el chorro de agua.

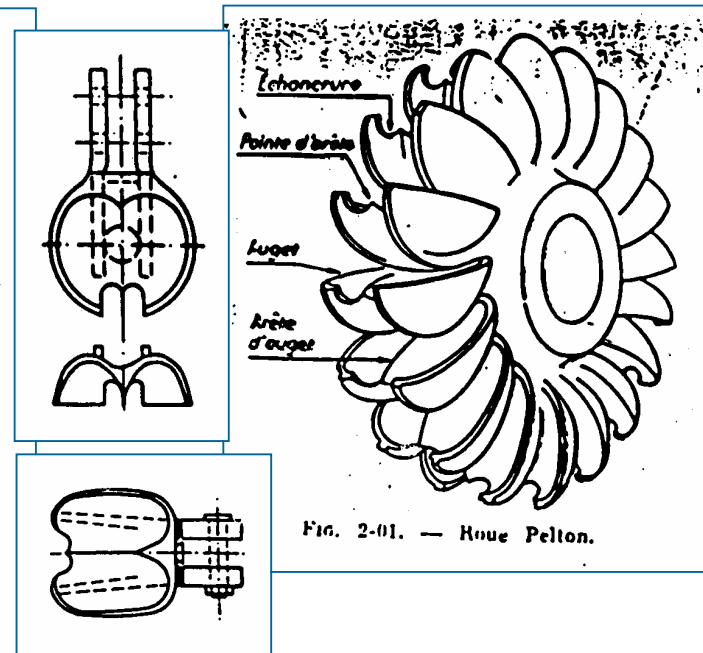
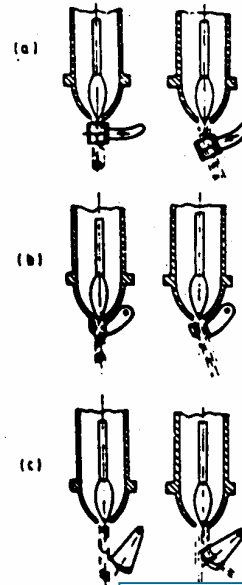


Fig. 2-01. — Roue Pelton.

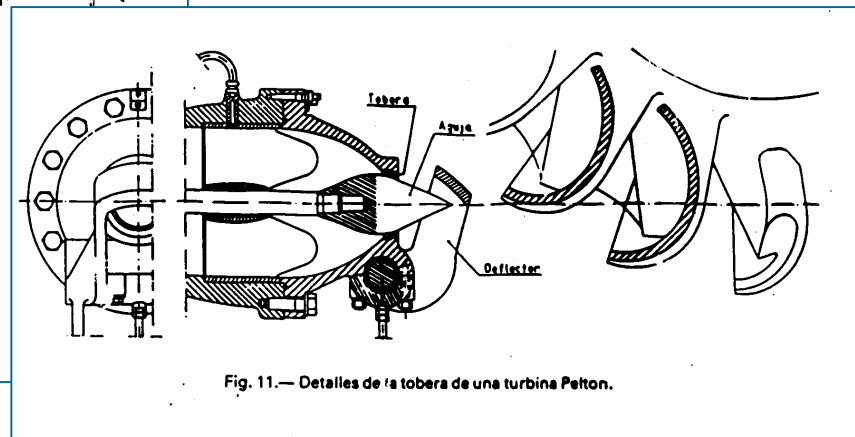
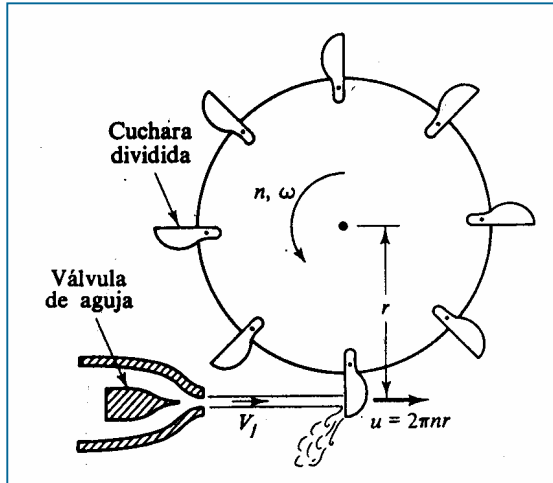


Fig. 11.— Detalles de la tobera de una turbina Pelton.



TURBINAS PELTON



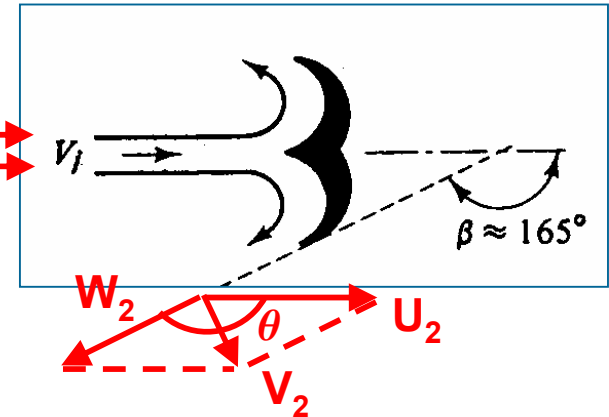
$$W_2 = K \cdot W_1$$

$$K = 0.8 \sim 0.85$$

$$Q = V_1 S_{ch}$$

$$U_1 \approx U_2$$

Triángulos de velocidad



- Aplicando Bernoulli en el Salto Hidráulico:

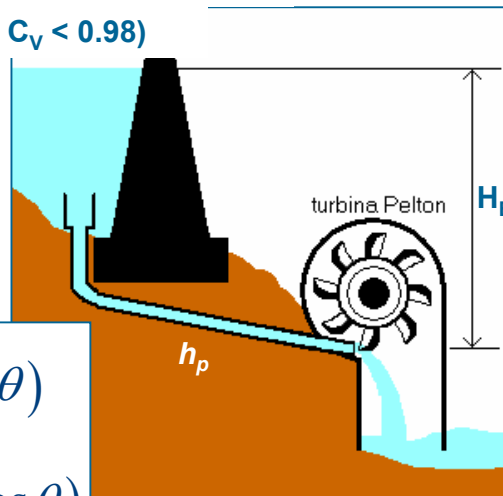
$$V_1 = C_V \sqrt{2gH_N} \quad (0.92 < C_V < 0.98)$$

$$H_N = H_B - h_p$$

- De la Ecuación de Euler:

$$H_{th} = \frac{U}{g} (V_1 - U) (1 - K \cos \theta)$$

$$\dot{W} = \rho Q U (V_1 - U) (1 - K \cos \theta)$$



- Como $\theta < 90^\circ$ el coseno es siempre negativo.
- Idealmente, si $K=1$ y $\theta = 180^\circ$, se obtendría la máxima energía: $(1-K\cos\theta)=2$. Obviamente, por razones constructivas, θ no puede ser igual a 180° . Normalmente, se toman valores de 165° .

• Si $k=1$, para $\theta=180^\circ$, $(1-K\cos\theta)=2$.

• Si $k=1$, para $\theta=165^\circ$, $(1-K\cos\theta)=1.966$.

→ Supone una diferencia despreciable: 2% (!!)



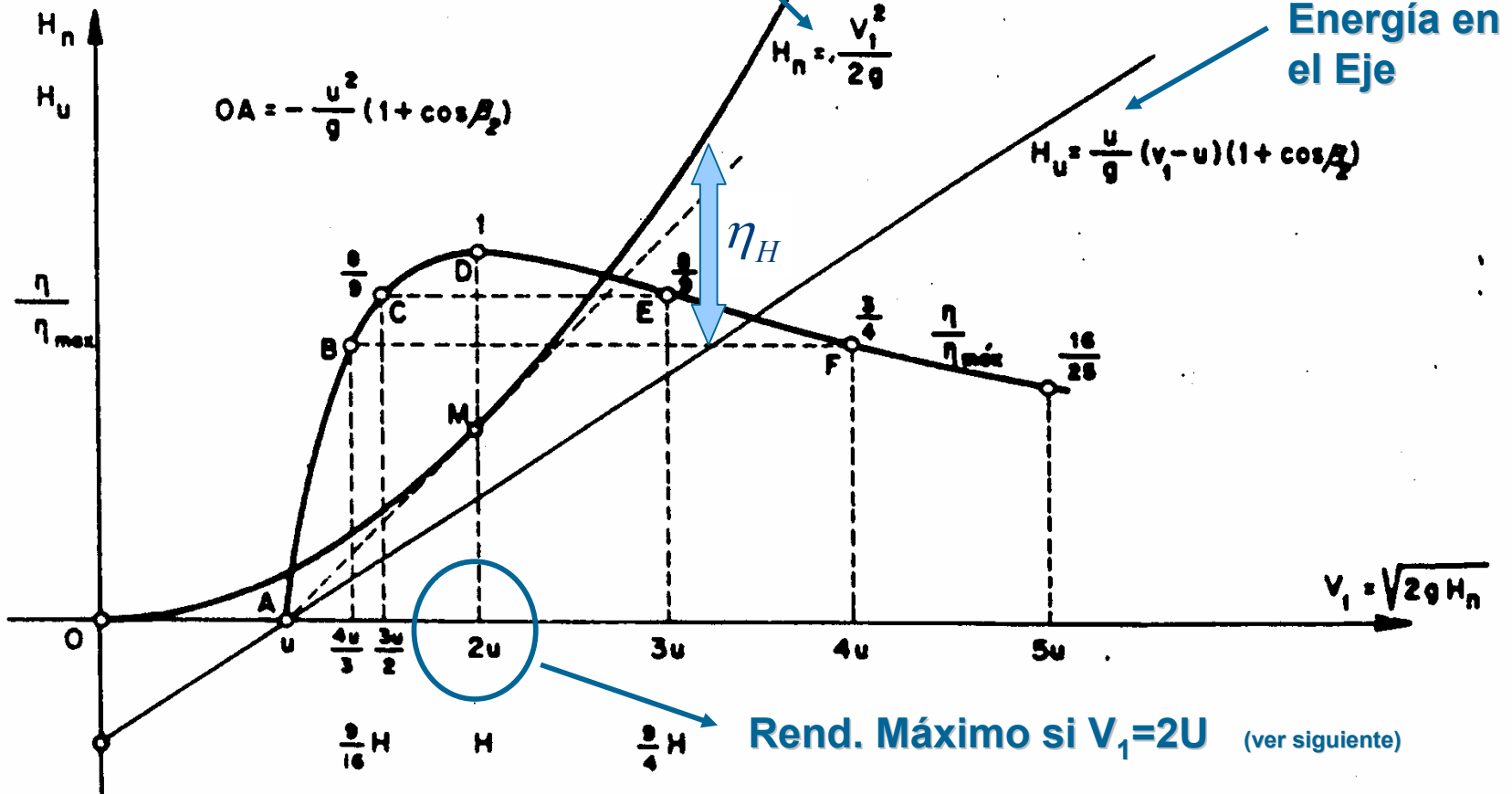
TURBINAS PELTON

$$\cos \beta_2 = -\cos \theta$$

$$K \approx 1$$

Salto Neto

$$H_{th} = \frac{\omega R}{g} (1 - K \cos \theta) \left(\frac{Q}{S_{ch}} - \omega R \right)$$





TURBINAS PELTON

POTENCIA Y RENDIMIENTO MÁXIMO

$$\eta = \frac{\dot{W}_{th}}{\dot{W}_N} = \frac{\rho Q U (V_1 - U)(1 - k \cos \theta)}{\rho g Q H_N}$$

Introduciendo el factor de velocidad periférica, $\phi = \frac{U}{\sqrt{2gH}}$

Y como, $V_1 = C_V \sqrt{2gH_N} \Rightarrow \phi = C_V \frac{U}{V_1} \Rightarrow H_N = \frac{U^2}{\phi^2} \frac{1}{2g}$

Sustituyendo, $\eta = 2(1 - k \cos \theta) \phi (C_V - \phi)$

Para rendimiento máximo, $\frac{d\eta}{d\phi} = 0 \Rightarrow \phi = \frac{C_V}{2}$

$$\eta_{\max} = \frac{C_V^2}{2} (1 - k \cos \theta)$$

$$\dot{W}_{\max} = \rho Q U^2 (1 - k \cos \theta)$$

O lo que es igual:

$$V_1 = 2U$$

- Si $C_V = 1 \rightarrow \phi = 0.5$
- Si $C_V = 0.94 \rightarrow \phi \sim 0.47$

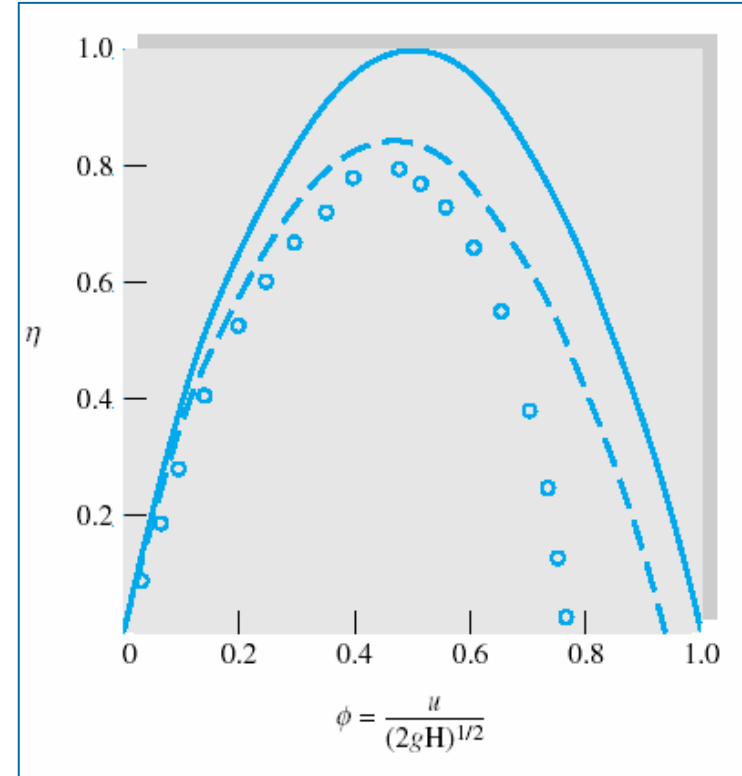


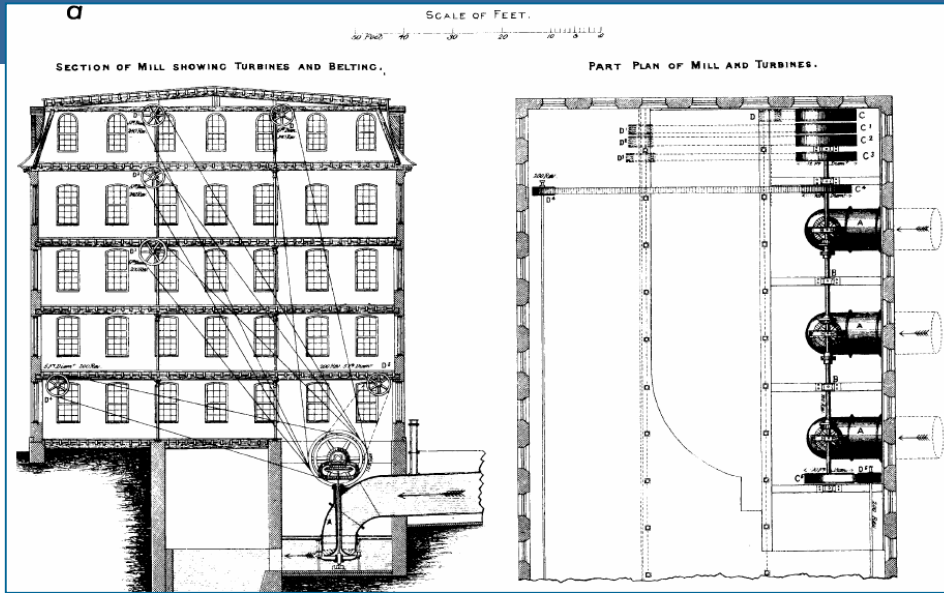
Fig. 11.26 Efficiency of an impulse turbine calculated from Eq. (11.41): solid curve = ideal, $\beta = 180^\circ$, $C_V = 1.0$; dashed curve = actual, $\beta = 160^\circ$, $C_V = 0.94$; open circles = data, Pelton wheel, diameter = 2 ft.



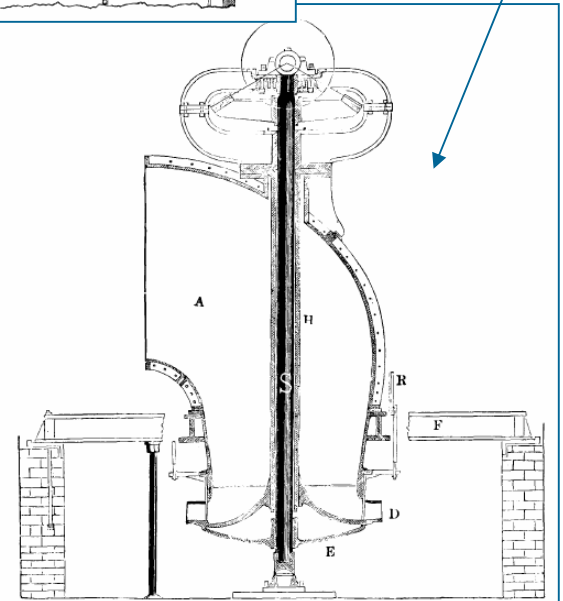
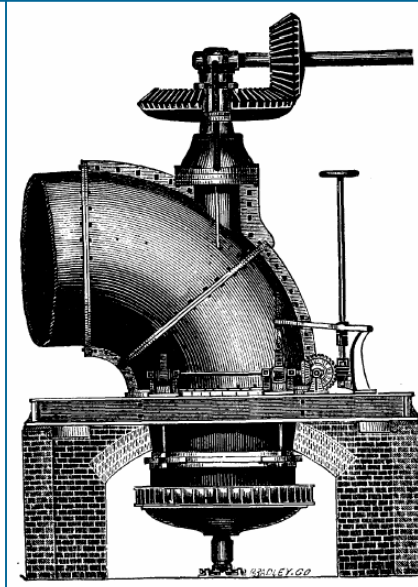
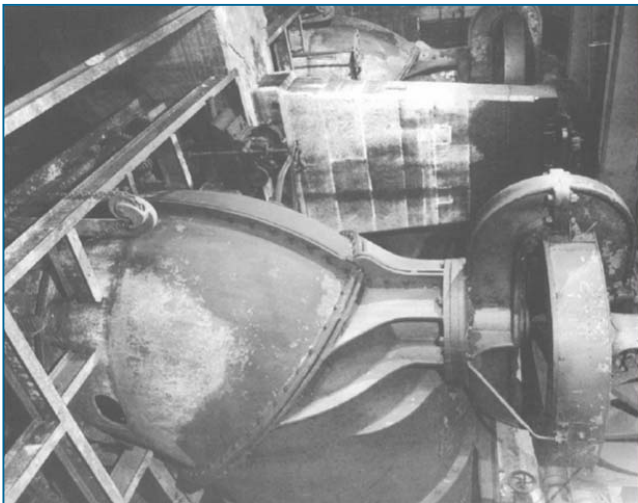
TURBINAS FRANCIS



JAMES B. FRANCIS
(1815-1892)



BOYDEN TURBINE (1844).
 Outward Flow Turbine → Improved by Francis (1849) as an Inward Flow Turbine



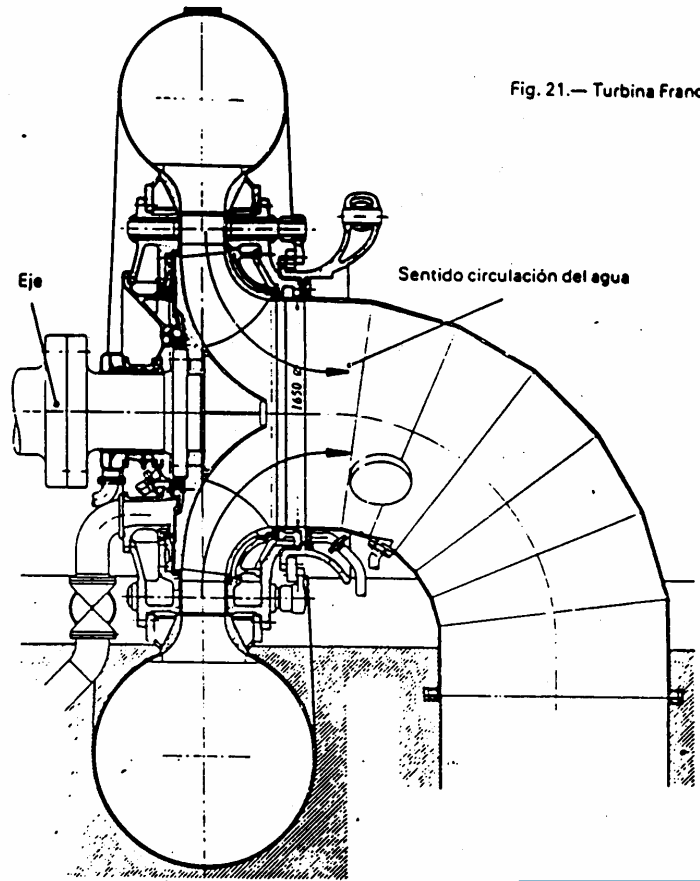
TURBINAS FRANCIS

Configuraciones

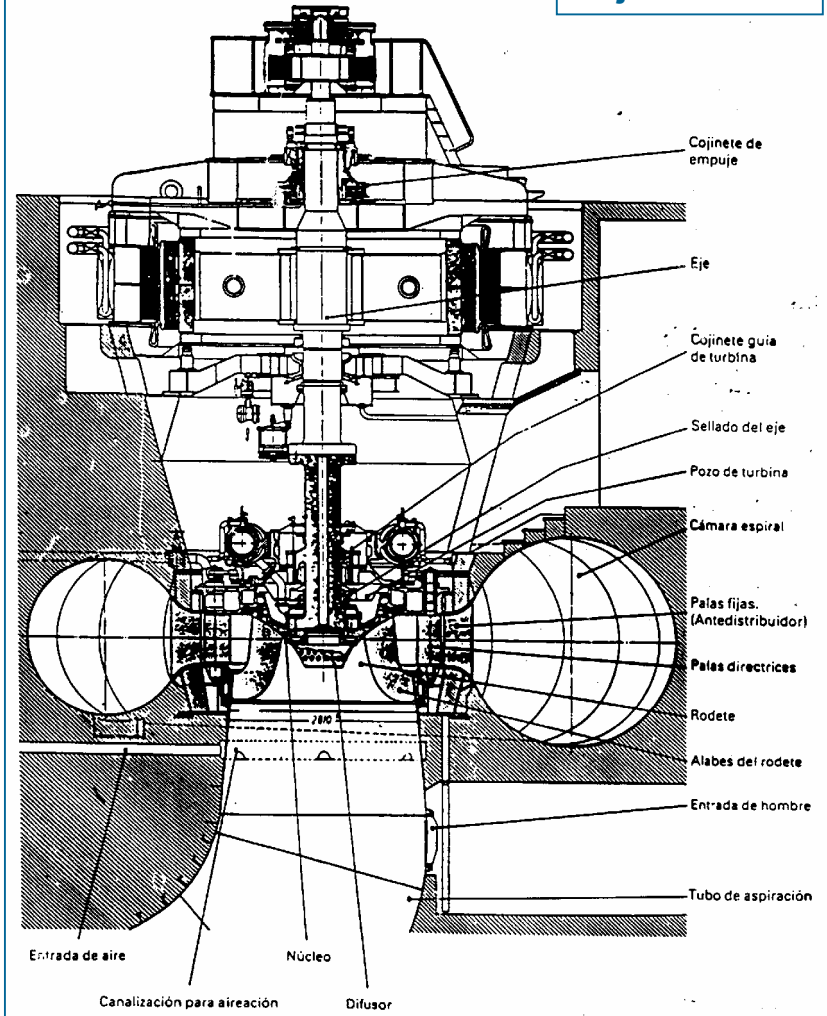


Eje Vertical

Fig. 21.— Turbina Francis de eje horizontal.



Eje Horizontal



TURBINAS FRANCIS

PARTES CONSTRUCTIVAS

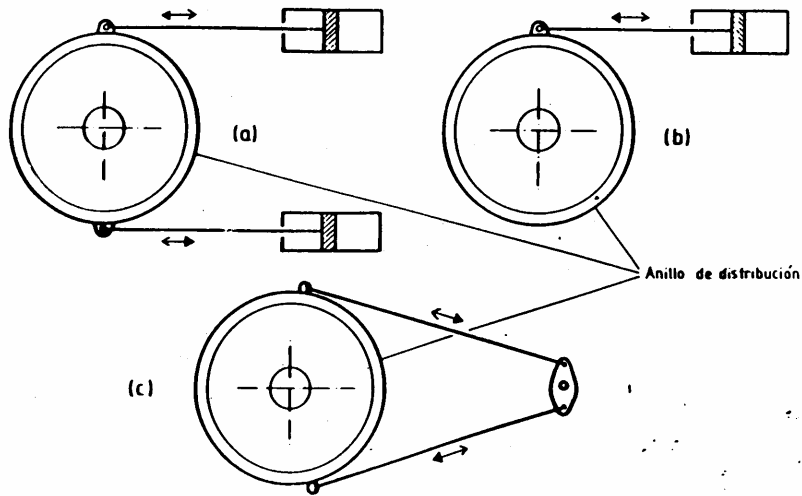
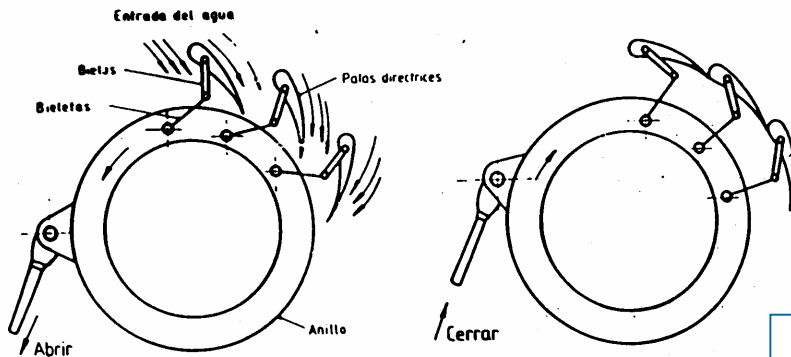
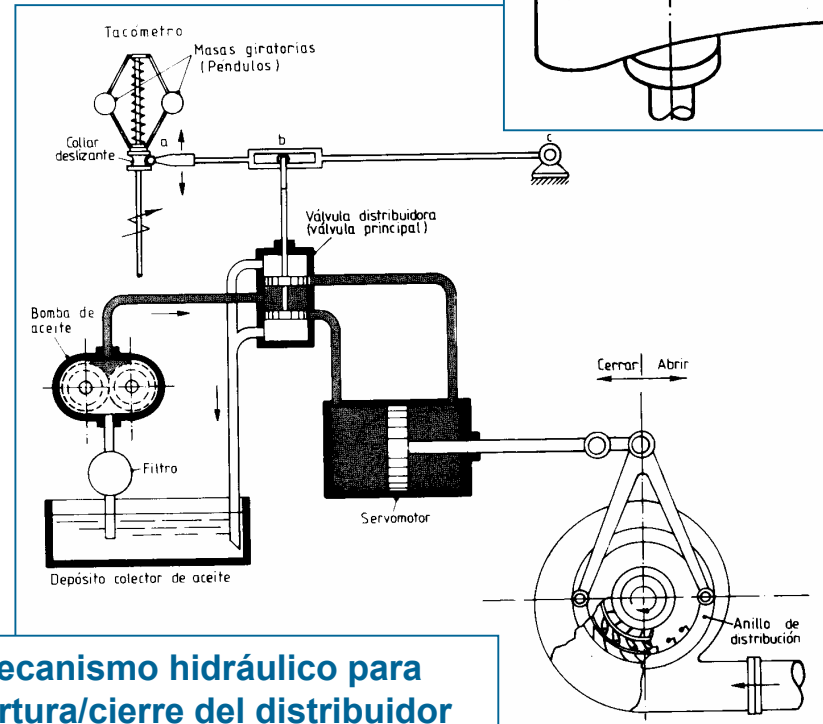
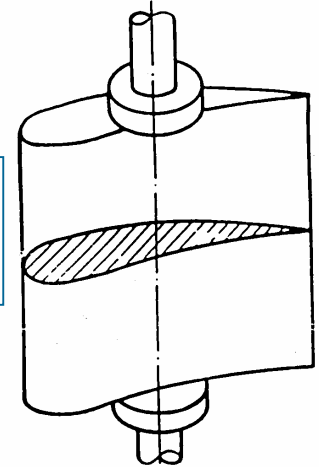


Fig. 28.— Esquemas del accionamiento del anillo de distribución.
(a).— por dos servomotores; (b) y (c).— por un servomotor.



DISTRIBUIDOR

Pala directriz del distribuidor



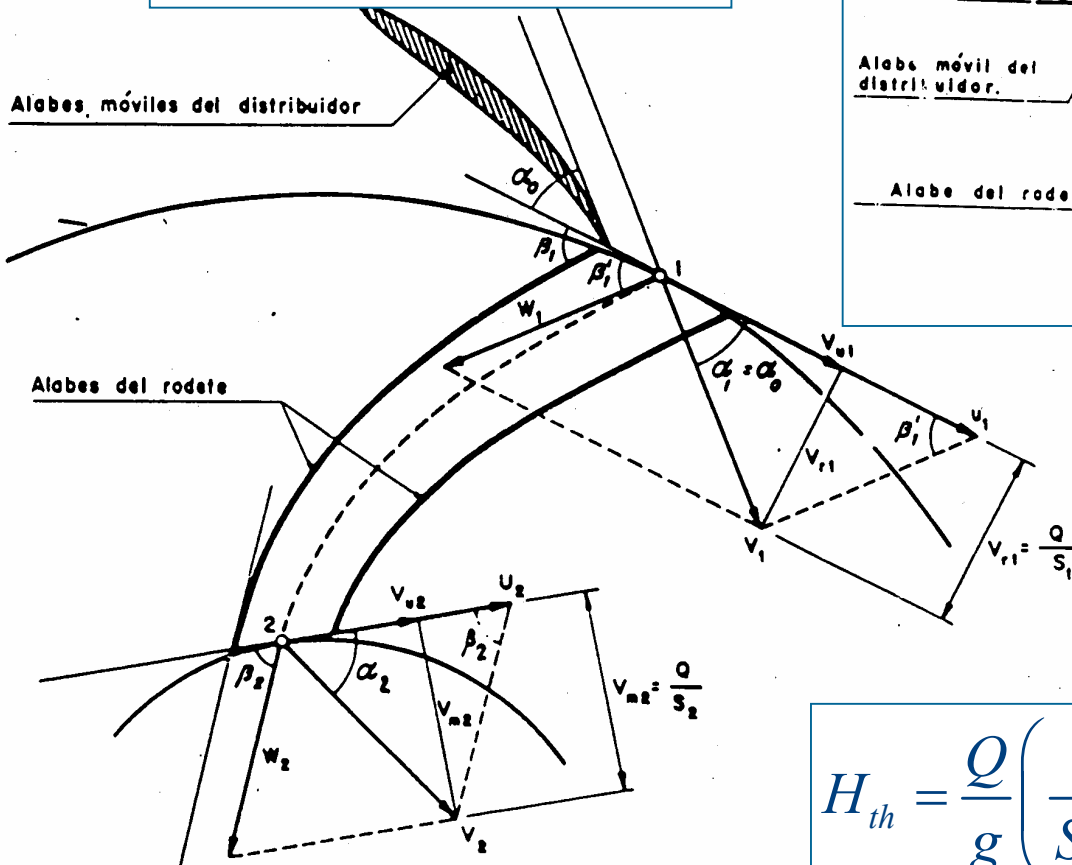
Mecanismo hidráulico para apertura/cierre del distribuidor



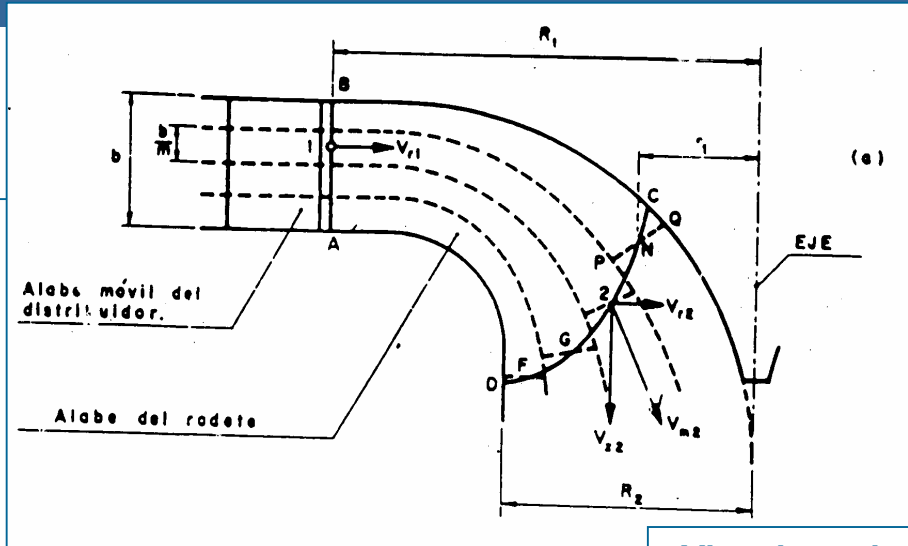
TURBINAS FRANCIS

Triángulos de velocidad

$$\alpha_1 = \alpha_0 \Rightarrow \text{Angulo del distribuidor}$$



Vista frontal



Vista lateral

$$V_{1f} = \frac{Q}{S_1}$$

$$V_{2f} = \frac{Q}{S_2}$$

$$S_1 = \pi D_1 b_1$$

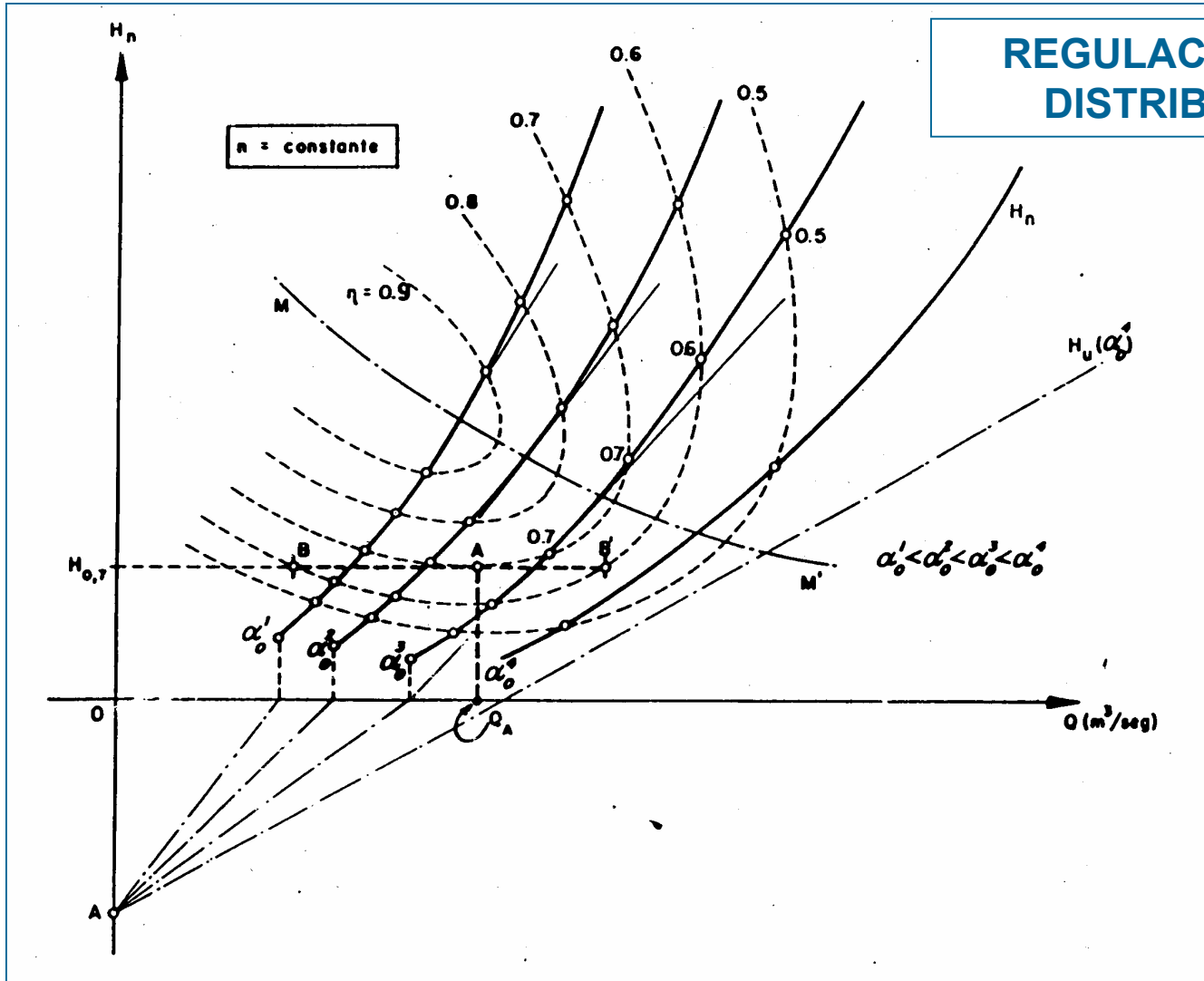
$$S_2 \approx \pi D_2 b_2$$

Curva característica a partir de la ecuación de Euler

$$H_{th} = \frac{Q}{g} \left(\frac{R_1}{S_1 \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{R_2}{S_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right) \omega - \frac{R_2^2}{g} \omega^2$$

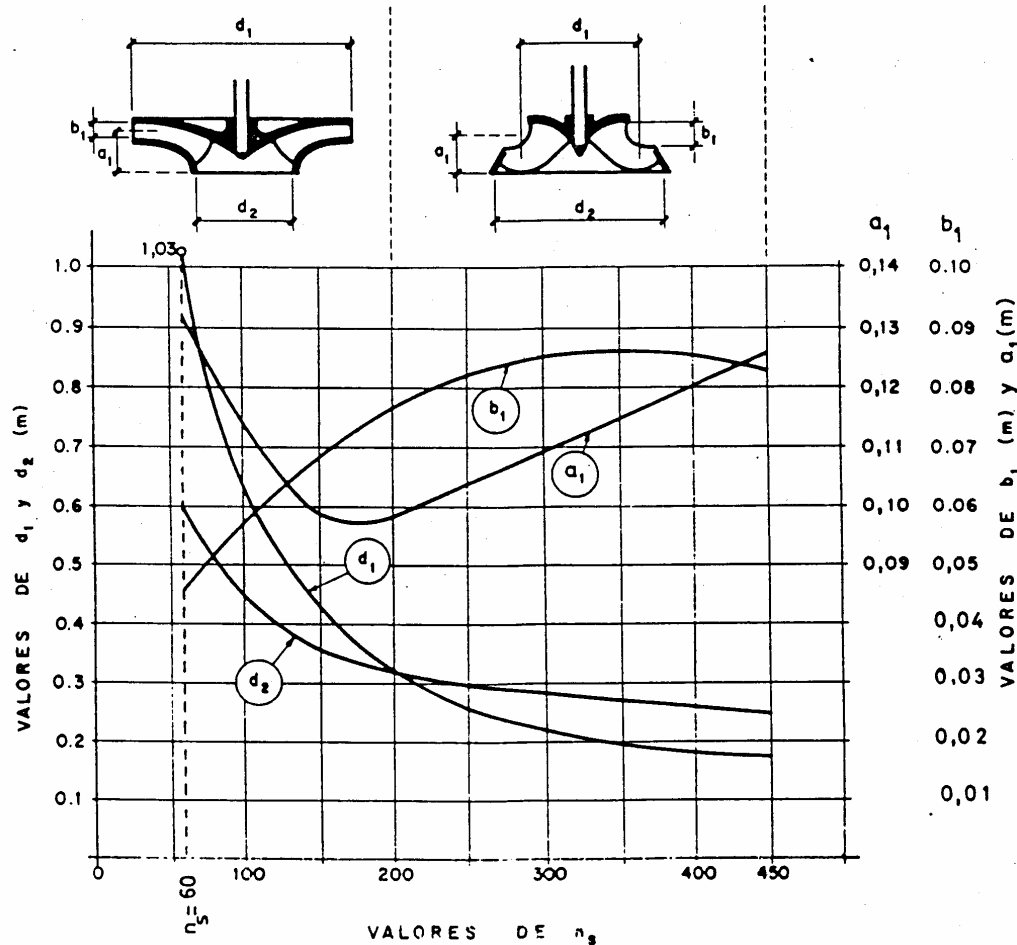


TURBINAS FRANCIS



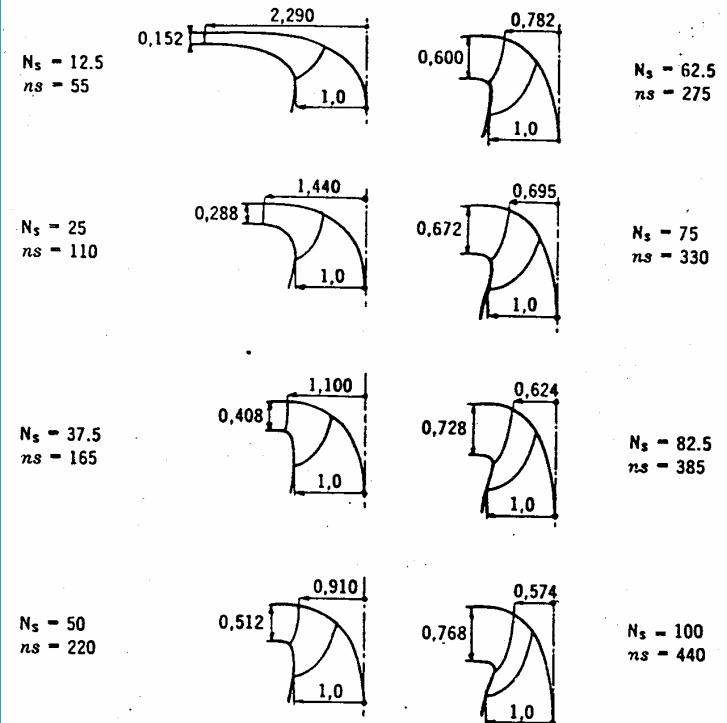


TURBINAS FRANCIS



CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DEL RODETE

Evolución de la geometría de un rodete Francis con la velocidad específica

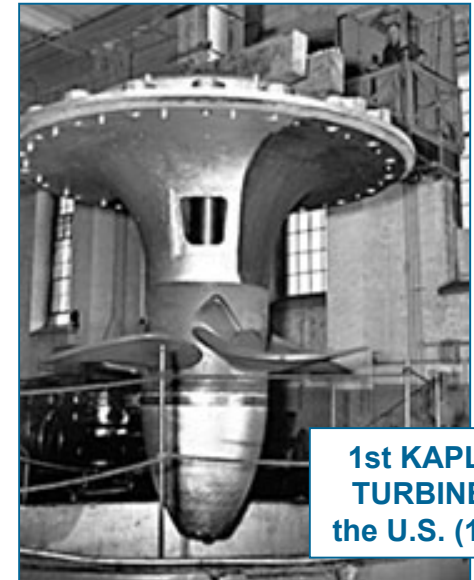




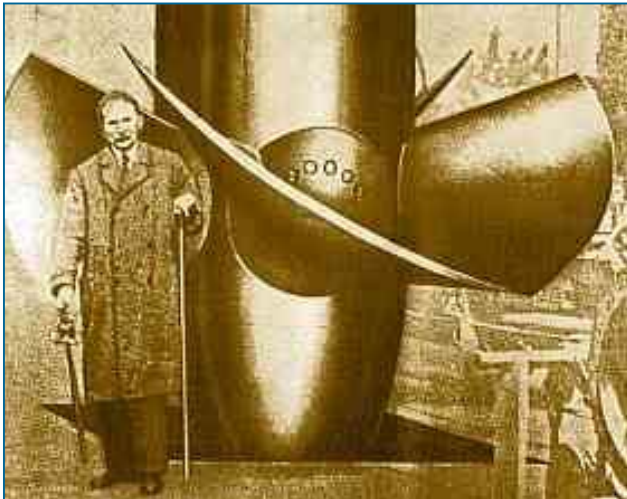
TURBINAS KAPLAN



**VIKTOR KAPLAN
(1876-1934)**



**1st KAPLAN
TURBINE in
the U.S. (1929)**



TURBINAS KAPLAN

Configuraciones

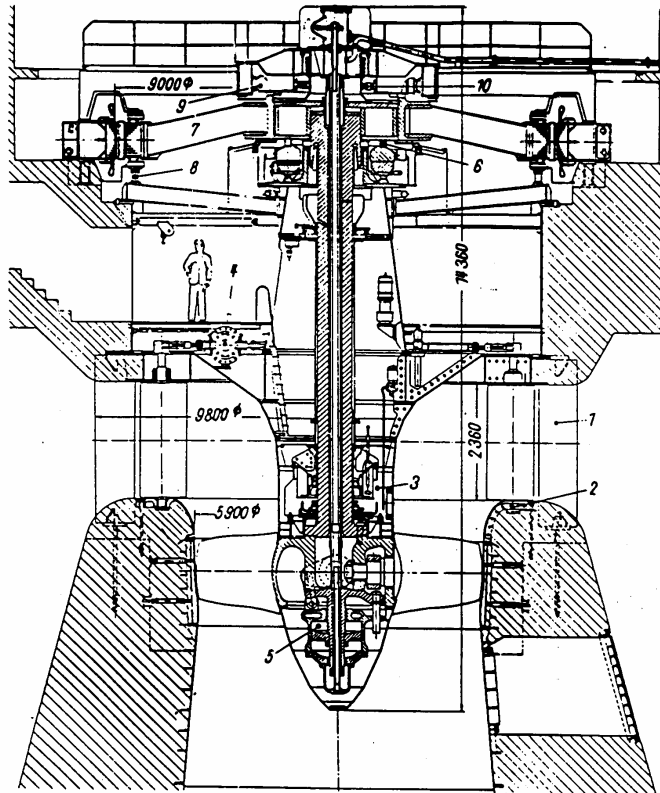


Fig. 10.2.1. Elevation of the KT at Schaffhausen, Rhine, Switzerland (owner: EW Schaffhausen, Switzerland), design Sulzer Escher Wyss $H = 9,3$ m; $n = 71,4$ rpm; $P = 14,5$ MW. Widely welded design, thrust bearing easily accessible after dismantling and lifting the connecting ring between the shaft and the generator rotor. Facilitated by leading off the thrust via a tall truncated cone and head cover into the stay vanes without stressing the concrete of the pit. This principle of shortest flux of force is also implemented by propping 2 pairs of oppositely located gate servomotors (only a couple on the gate operating ring) on the head cover. Only 2 guide bearings thus loads statically determined. Small high pressure runner servomotor underneath the blades shifts the runner's centre of gravity towards that of the adjacent bearing. Servomotor piston bolted on the hub facilitates oil admission from an oilhead above the rotor. Generator rotor of umbrella design, with a centre of gravity in the plane of upper guide bearing. 1 stay vane; 2 guide vane bottom ring elliptically curved (otherwise stall and increased sensitivity to cavitation of the outer part of the runner blade); 3 guide shield with inspection window for the runner shaft seal and "stand still" seal to remove or inspect the shaft seal; 4 gate servomotors; 5 runner servomotor; 6 thrust bearing; 7 alternator rotor; 8 jacking and brake device for the rotating parts; 9 exciter; 10 seal. (Drawing courtesy Sulzer Escher Wyss)

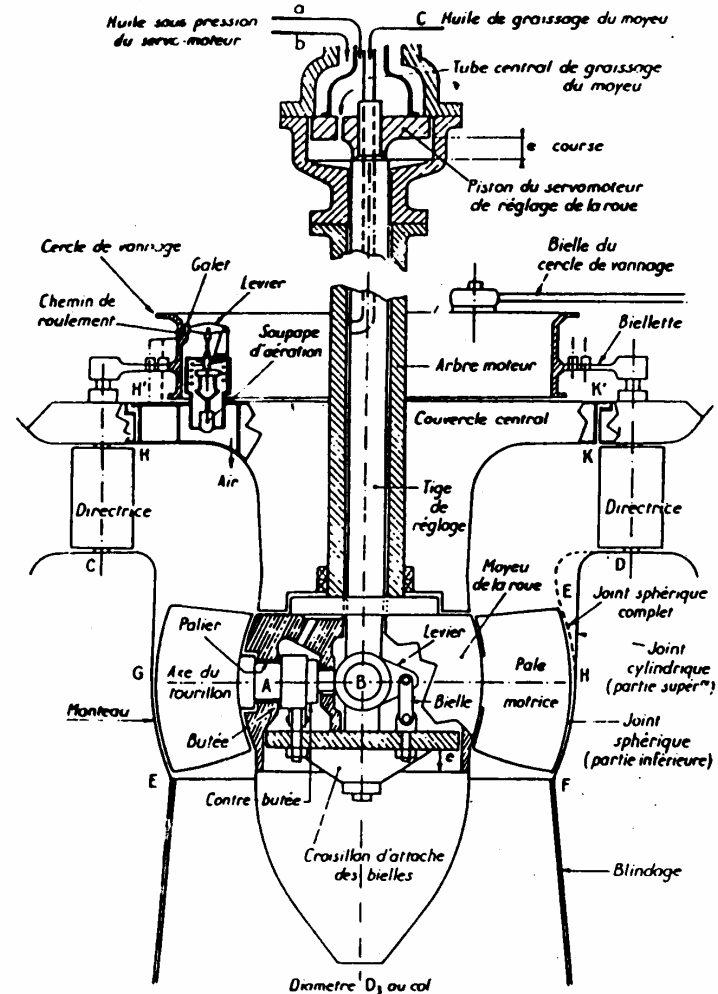


Fig. 23-25. — Schéma du mécanisme de commande des pales orientables des turbines Kaplan.

TURBINAS KAPLAN

PARTES CONSTRUCTIVAS

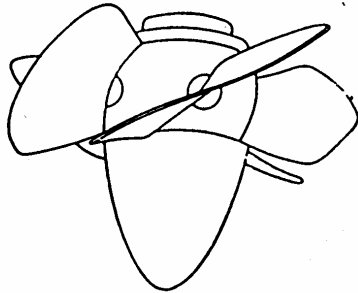


Fig. 2-49. — Roue de turbine Kaplan.
(Dessin d'après une photographie Neypic.)

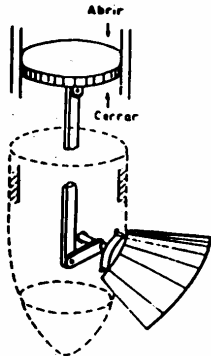


Fig. 49.— Accionamiento de las patas del rodete de una turbina Kaplan, mediante servomotor intermedio. Detalle del mecanismo.



1.- Los álabes de la Kaplan son perfilados. Las propiedades hidrodinámicas de los perfiles se relacionan con la solidez y con el número de álabes, a través de una función trigonométrica de la deflexión: $C_{L\sigma} = f(\Delta\beta)$

2.- La solidez informa claramente del número de álabes que presenta el rodete. Existe una relación entre el número óptimo de álabes y la velocidad específica. Para valores de n_s bajos, se tienen alturas (H) mayores, por lo que se extrae mayor energía por unidad de volumen de agua. Por tanto, hay que proporcionar mayor deflexión a los álabes para conseguir altos intercambios de energía. Se tienen que retorcer más los álabes, haciendo más costoso el guiado, necesiéndose mayor número de álabes.

n_s	Z
400 – 500	7-8
500 – 600	6
600 – 750	5
750 – 900	4
> 900	3

3.- El núcleo de la turbina suele ser un 40 – 50% del diámetro total de la máquina.

TURBINAS KAPLAN

REGULACIÓN DE CAUDAL



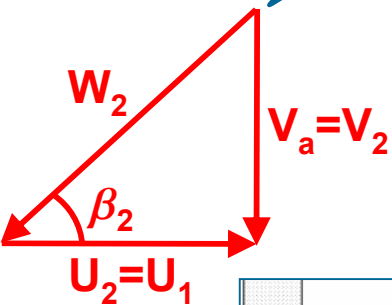
Triángulos de velocidad

Como la pala es ajustable, es más sencillo buscar la orientación que cumple funcionamiento óptimo, para $V_{2u}=0$:

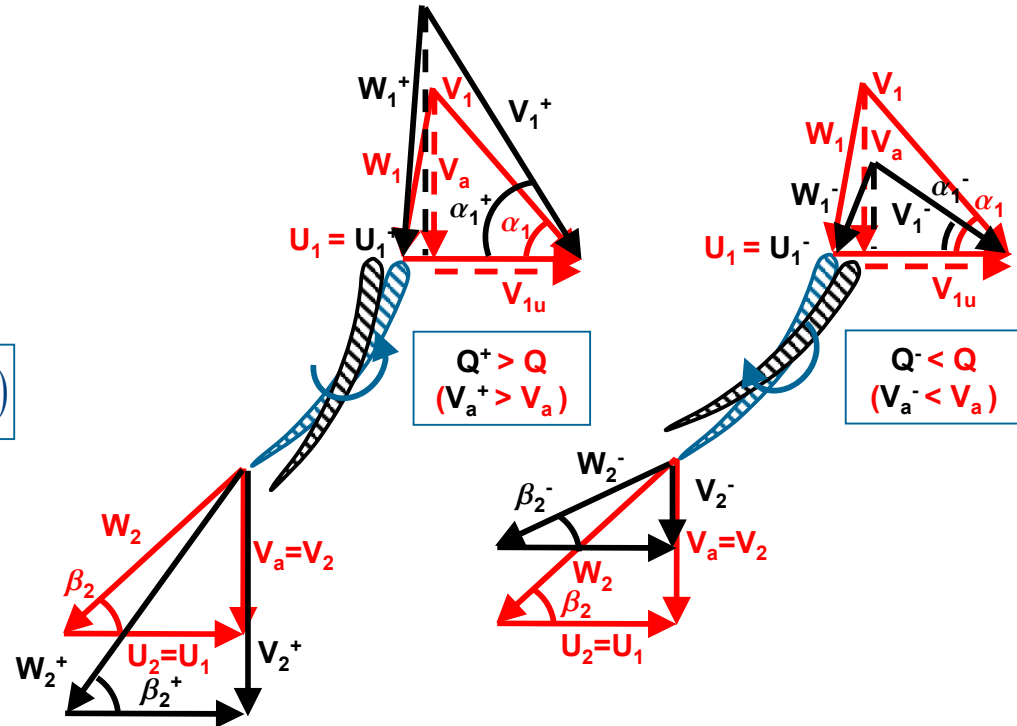
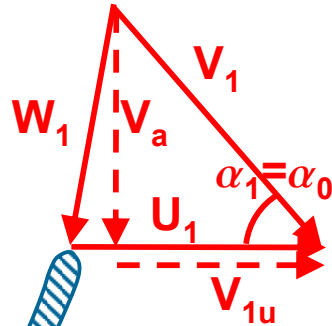
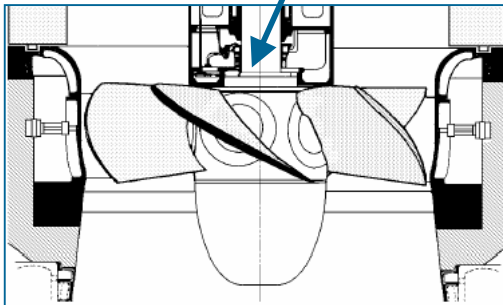
$$H_{th} = \frac{U}{g} V_{1u}$$

$$Q = V_a \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_c^2)$$

1) Distribución de Vórtice Libre:
 $V_u = k/r$ (H cte para todo radio del rodete)



ÁLABES RETORCIDOS DE BASE A PUNTA



2) Regulación de caudal: Para ello, se cambia la configuración del rodete, ajustando los álabes según un giro sobre su propio eje. De esta manera:

→ Cambia el ángulo α de entrada → ACCIONAR DISTRIBUIDOR

→ Rotan los álabes sobre su eje → REAJUSTE DEL RODETE

Esto NO se puede plantear en un rodete FRANCIS, pues son rodetes de fundición (RODETE NO AJUSTABLE). Por tanto, no es posible conseguir que V_2 sea completamente axial, salvo en el punto de diseño.



TURBINAS KAPLAN



Otras configuraciones

