

MAQUINAS HIDRAULICAS



ING. NELVER J. ESCALANTE ESPINOZA

TURBOMÁQUINAS HIDRAULICAS

1) DEFINICION

Es un artefacto ó maquina en el cual se recibe o se transfiere energía a un fluido que fluye continuamente, gracias a la acción dinámica de una o varias hileras de alabes móviles.

Se define como “hidráulicas” las turbo máquinas en que el volumen específico del fluido no varía o varia en medida despreciable durante su recorrido al interior de la maquina (como en el caso de los ventiladores).

2) CLASIFICACION

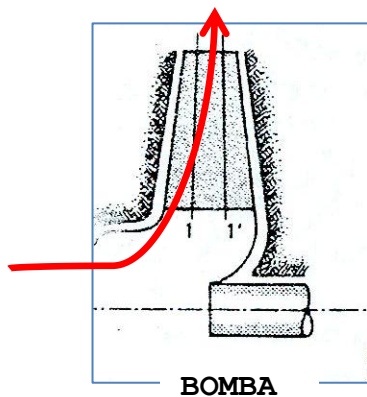
I.- POR EL SENTIDO DE LA TRANSFERENCIA DE ENERGIA

A)- **MOTRICES: Producen energía;** En las cuales el fluido cede trabajo a las paredes sólidas móviles. * **TURBINAS**

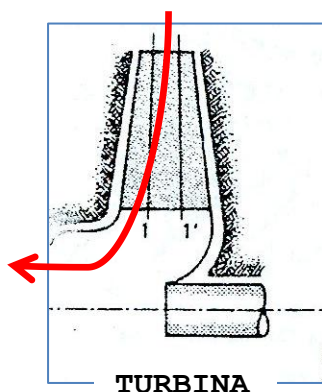
B)- **MOVIDAS : Consume energía;** En las cuales las paredes sólidas móviles ceden trabajo al fluido. * **BOMBAS**

II.- POR LA DIRECCION DEL FLUJO EN EL ROTOR

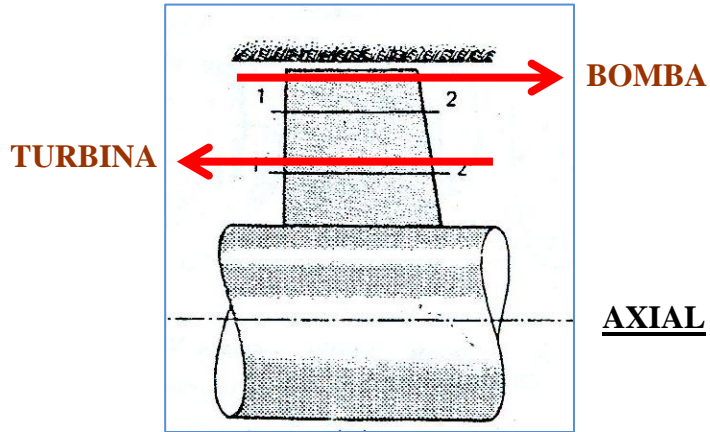
RADIAL



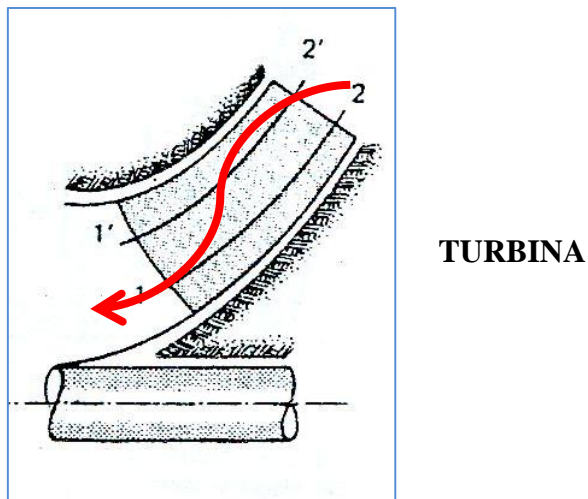
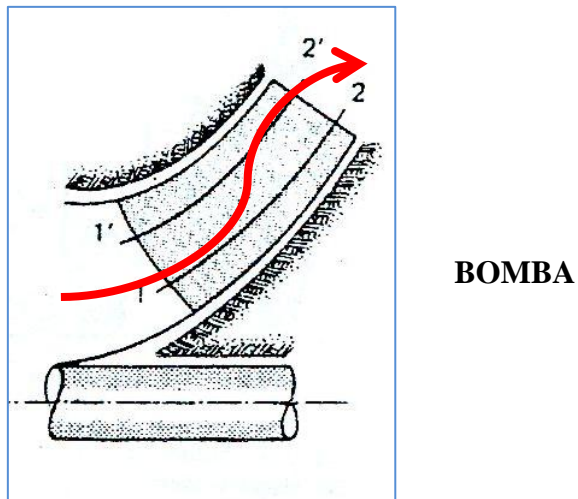
- Centrifuga
- Centrípeta



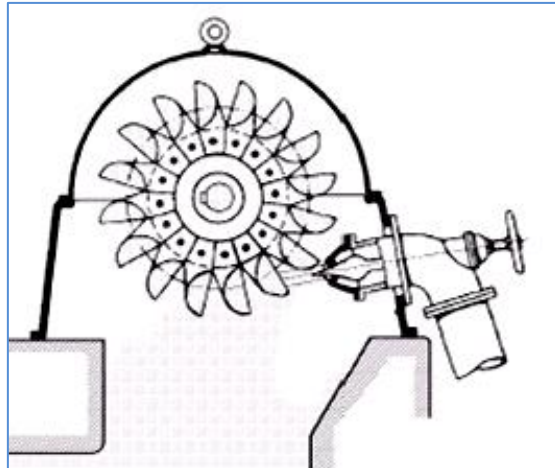
AXIAL



SEMIAXIAL



TANGENCIAL



PELTON

Las turbo máquinas hidráulicas operativas están integradas por las turbo bombas y por los ventiladores; Las turbo máquinas hidráulicas motrices están integradas por las turbinas hidráulicas (Pelton, Francis y Kaplan)

III.- POR LA VARIACION DE LA DENSIDAD DEL FLUIDO

A)- TURBOMAQUINAS HIDRAULICAS: $\rho = \text{Cte.}$ Axial – Radial

- Turbinas y bombas hidráulicas
- Ventiladores de gases
- Molino de viento

B)- TURBOMAQUINAS TERMICAS: $\rho \neq \text{Cte.}$

- Turbinas de vapor y gases
- Los turbocompresores de aire y gases

IV.- POR LA VARIACION DE LA PRESION ATRAVES DEL ROTOR

A)- PRESION CONSTANTE: De acción (Pelton)

B)- PRESION VARIABLE : De reacción

V.- POR EL TIPO DE FLUIDO

A)- HIDRAULICA

B)- TERMICA

VENTAJAS DE LAS TURBOMAQUINAS

- Debido a las altas velocidades alcanzables se puede obtener:
ALTA POTENCIA / PESO O VOLUMEN DE MAQUINA
- Simplicidad mecánica (Pocos elementos)
- Bajo costo de reparación y mantenimiento (1/3 de una maquina alternativa)

DESVENTAJAS DE LAS TURBOMAQUINAS

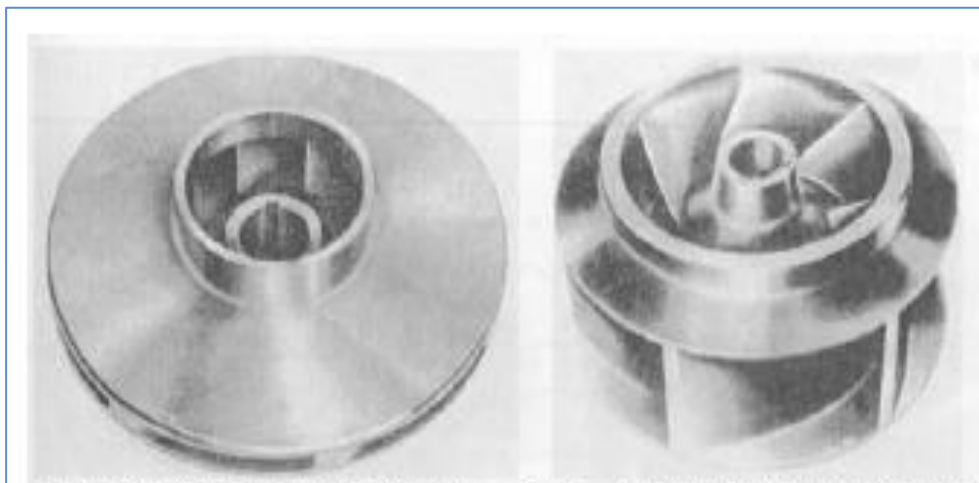
- Limitaciones en la aplicación de altas presiones.

ELEMENTOS DE LAS TURBOMAQUINAS

A)- **ROTOR:** Elemento de máquina que produce las transformaciones de energía ya sea como bomba ó turbina.

PARTES:

- ✓ **Disco**
- ✓ **Sistema de alabes**
- Existe una velocidad angular (RPM); Absorbe - Bomba
- Existe una potencia; Genera – Turbina

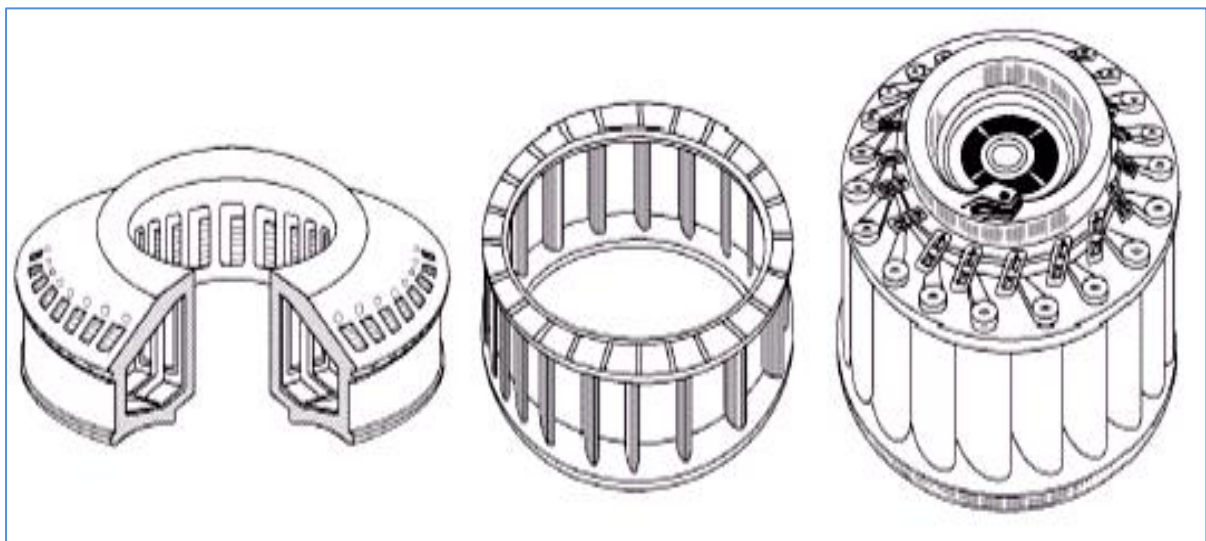




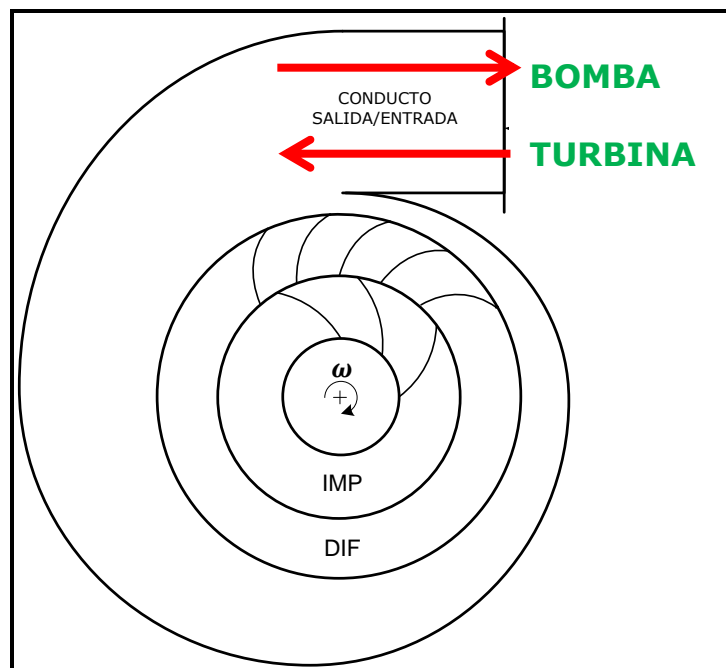
B)- ESTATOR: Elemento estático que proyecta el fluido hacia el rotor; Es un conjunto de pequeñas toberas.

PARTES:

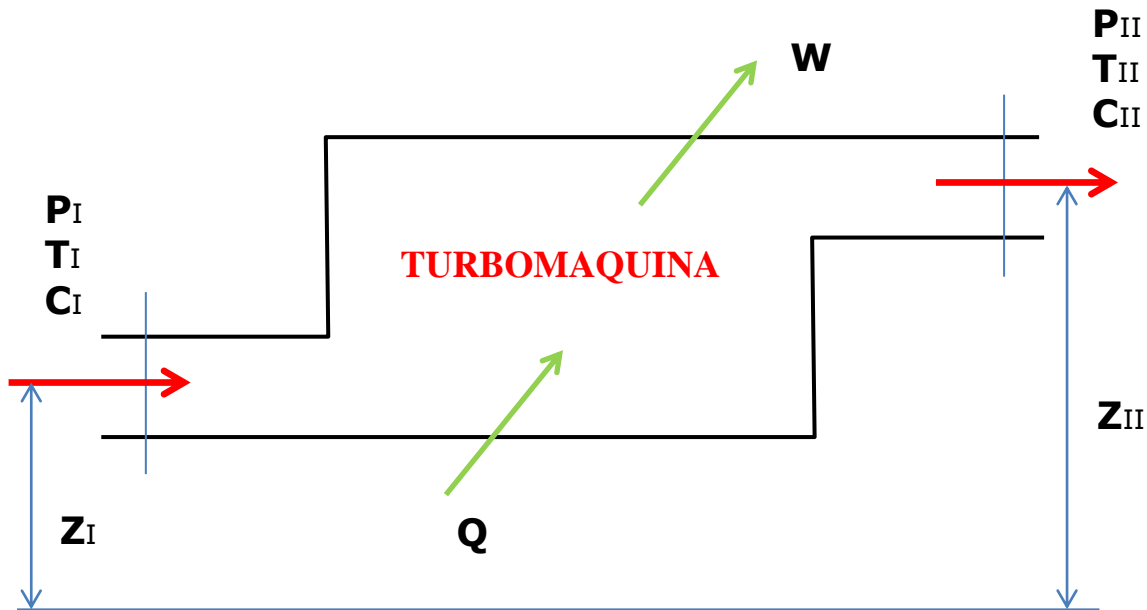
- ✓ **Sistema de alabes estáticos**
- No existe una velocidad angular (RPM)
- No existe una potencia.



C)- **CARCAZA:** Elemento que contribuye como soporte, cubre al rotor – estator, y permite aumentar la presión del fluido. A la carcasa también se le llama voluta o espiral.



ALTURA EFECTIVA "H"



I : Sección de baja energía (Baja presión)

II : Sección de alta energía (Alta presión)

Consideramos el sistema termodinámico cerrado formado por el fluido que en el instante "t" se encuentra entre las secciones I y II. Escribimos la ecuación del primer principio para el sistema con referencia al intervalo de tiempo "t ÷ t + dt" :

$$dQ - dW^* = dU + dEc + dEp$$

"dQ": Es el calor neto que ha cruzado la frontera del sistema y tiene el signo positivo si es calor que ha ingresado el sistema mientras tiene signo negativo si es calor que ha salido del sistema.

"dW*": Expresa el balance del intercambio de trabajo entre el sistema y el sistema exterior y tiene el signo positivo si es trabajo que el sistema ha cedido mientras tiene el signo negativo si es trabajo que el sistema ha recibido.

Resulta $dW^* = \sum -\vec{F} \cdot \vec{V} dt$ siendo \vec{F} la genérica fuerza que se ejerce sobre la frontera del sistema y \vec{V} la velocidad de su punto de aplicación.

"dU" : es la variación de energía interna.

"dEc" : es la variación de energía cinética.

"dEp": es la variación de energía potencial.

Consideramos la configuración del sistema al instante "t" y al instante "t + dt" .

ALTURA EFECTIVA: Es el menor trabajo necesario para llevar el fluido de I a II, considerando que no hay pérdidas.

$$-W = H = h_{II} - h_I + Z_{II} - Z_I + (C_{II}^2 - C_I^2) / 2g$$

I : Salida de turbina
Entrada de bombas

II : Entrada de turbina
Salida de bomba

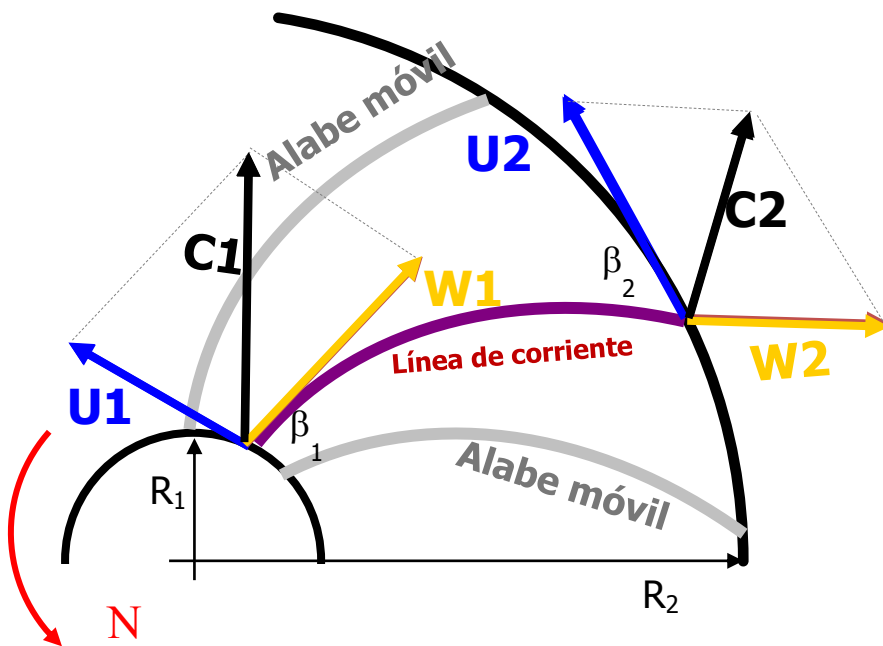
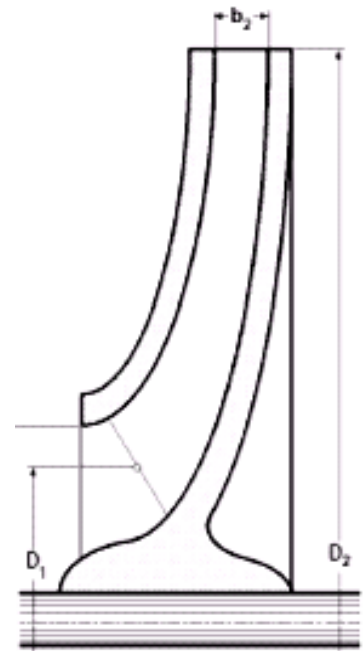
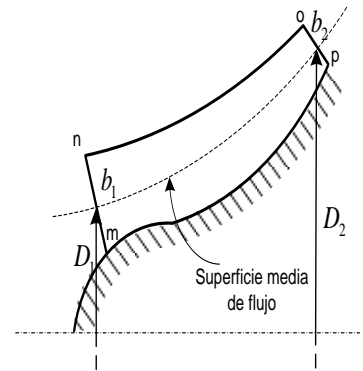
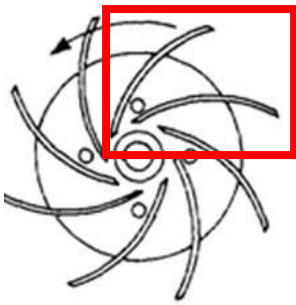
Para flujo incomprensible: $dq = 0$; $Tds = 0$

$$-W = H = (P_{II} - P_I) / \delta + Z_{II} - Z_I + (C_{II}^2 - C_I^2) / 2g$$

CLASIFICACION DE LAS BOMBAS DE AIRE

VENTILADORES	$(P_{II} - P_I) / \delta$ (0 a 100 mm. H ₂ O)
TURBOSOPLADORES	$(P_{II} - P_I) \geq (1.1 \text{ a } 3)$
TURBOCOMPRESORES	$(P_{II} - P_I) > 3$

TRIANGULO DE VELOCIDADES



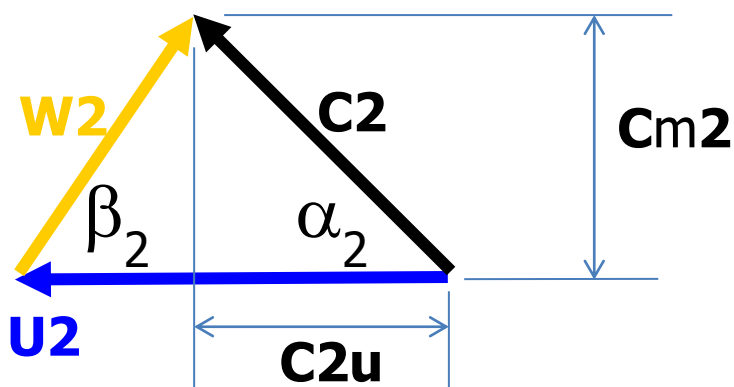
W: Sigue la dirección del flujo y es tangente al alabe.

U : Sigue la dirección y tangente al rodete.

β : Angulo relativo.

α : Angulo absoluto.

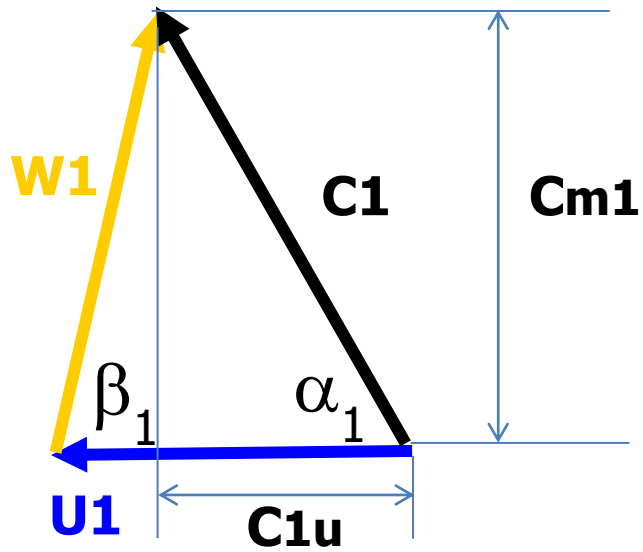
ZONA DE ALTA PRESION



$$C_{m2} = W_2 \times \text{Sen} \beta_2$$

$$C_{2u} = C_2 \times \text{Cos} \alpha_2$$

ZONA DE BAJA PRESION



$$C_{m1} = W_1 \times \text{Sen}\beta_1$$

$$C_{1u} = C_1 \times \text{Cos}\alpha_1$$

FORMAS DE CALCULAR EL CAUDAL

$$A_2 = \pi \times D_2 \times b_2$$

$$Q = C_{m2} \times \pi \times D_2 \times b_2$$

$$A_1 = \pi \times D_1 \times b_1$$

$$Q = C_{m1} \times \pi \times D_1 \times b_1$$

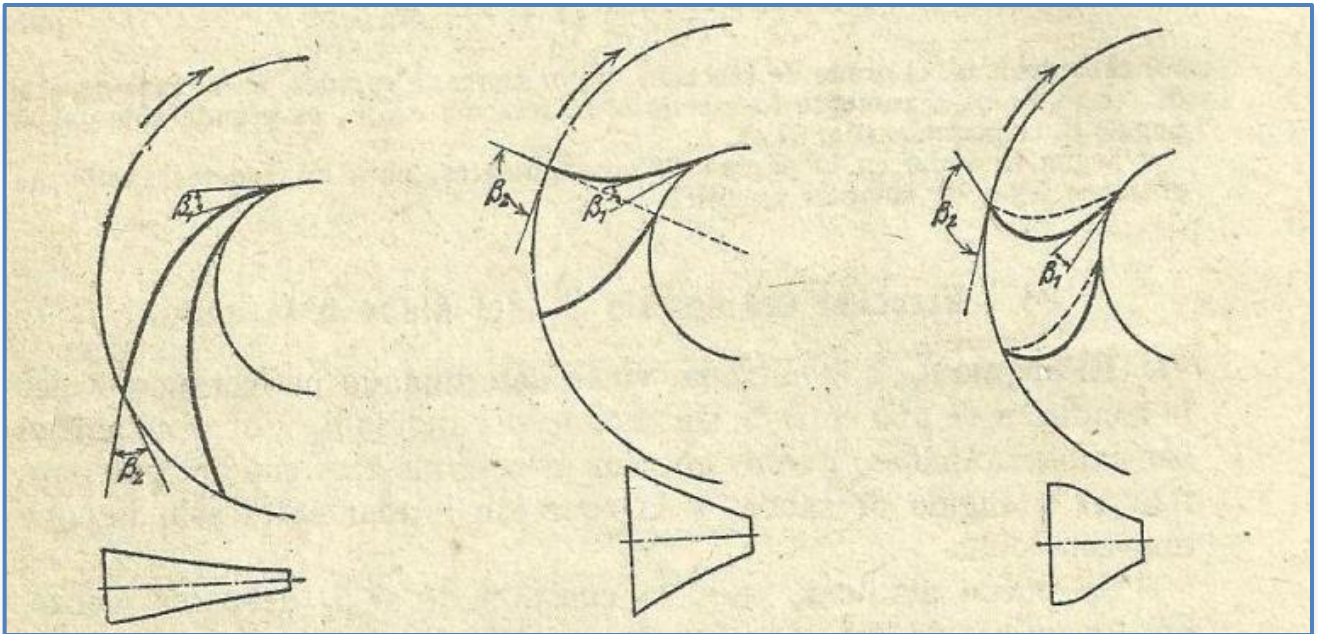
ELECCION DEL ANGULO β_2 DEL ALABE A LA SALIDA

Se debe plantear si β_2 debe ser menor, igual o mayor de 90° . Las formas de alabes correspondientes a estos tres casos se han dibujado en las figs. 4, 5 y 6.

Para los tres casos se ha adaptado el mismo ángulo de entrada β_1 . Se ve que con $\beta_2 < 90^\circ$ los alabes están curvados hacia atrás, con relación al movimiento; Y con $\beta_2 = 90^\circ$ y $\beta_2 > 90^\circ$ están curvados hacia delante.

Los canales de alabe que resultan son evidentemente muy diferentes y corresponden a las formas dibujadas en las figuras. En las bombas, los alabes curvados hacia atrás dan mejores rendimientos que las otras dos formas.

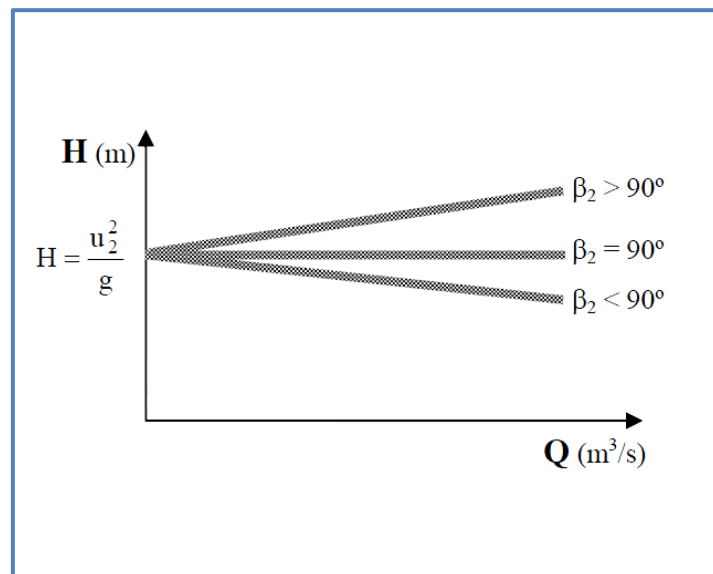
Las formas de canal de las figuras 5 y 6 son más indicadas para un sentido de corriente inverso, es decir para los rodetes de las turbinas, pues en este caso un estrechamiento notable significa incluso una mejora, reduciéndose el rozamiento al ser cortos los canales.



ALABE CURVADO
HACIA ATRÁS $\beta_2 < 90^\circ$
FIG. 4

ALABE RADIAL
HACIA ATRÁS $\beta_2 = 90^\circ$
FIG. 5

ALABE CURVADO
HACIA DELANTE $\beta_2 > 90^\circ$
FIG. 6



CIFRAS ADIMENSIONALES EN TURBOMAQUINAS

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

..... Número específico de revoluciones de caudal

$$Ns = \frac{N HP^{1/2}}{H^{3/4}}$$

..... Número específico de revoluciones de potencia

$$\Phi = \frac{4 Q}{U \pi D^2}$$

..... Cifra de caudal

$$\Psi = \frac{H}{(U^2 / 2g)}$$

..... Cifra de presión

Sistema métrico:

N : VELOCIDAD RPM

Q : CAUDAL M³/SEG.

H : ALTURA METROS

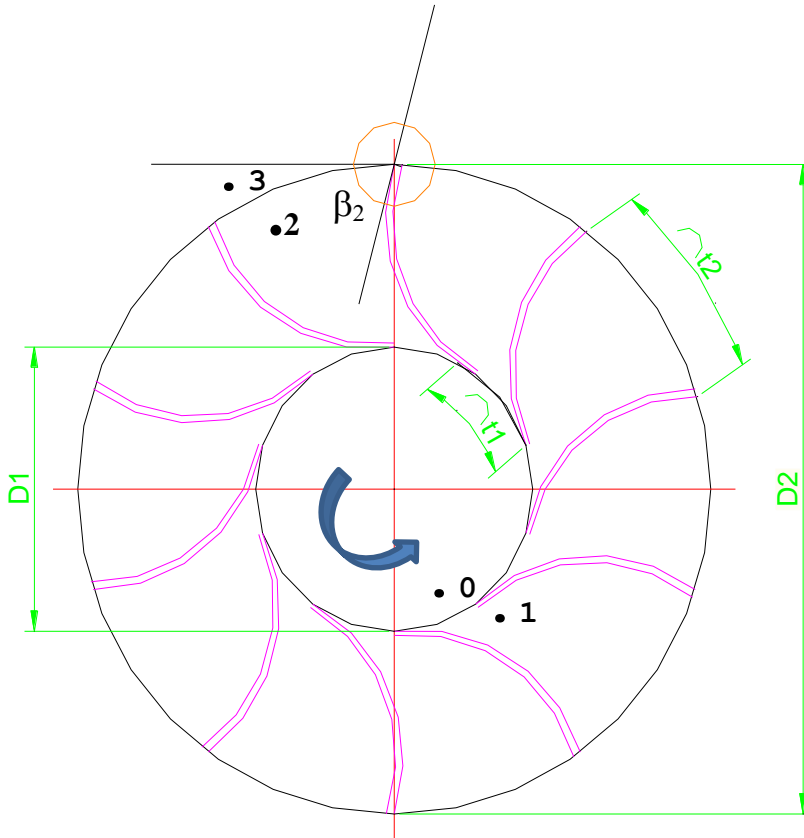
U : VELOCIDAD TANGENCIAL M/SEG.

HP : POTENCIA EN HP

g : GRAVEDAD M/SEG².

TIPO DE ROTOR	Nq	Ns
PELTON	1 - 10	
RADIAL	10 - 40	40 - 140
FRANCIS	40 - 80	140 - 300
SEMIAXIAL	80 - 160	300 - 600
AXIAL	100 - 500	365 - 1800

EFFECTO DEL ESPESOR DE ALABE



PUNTO 2; Ligeramente dentro de la rueda.

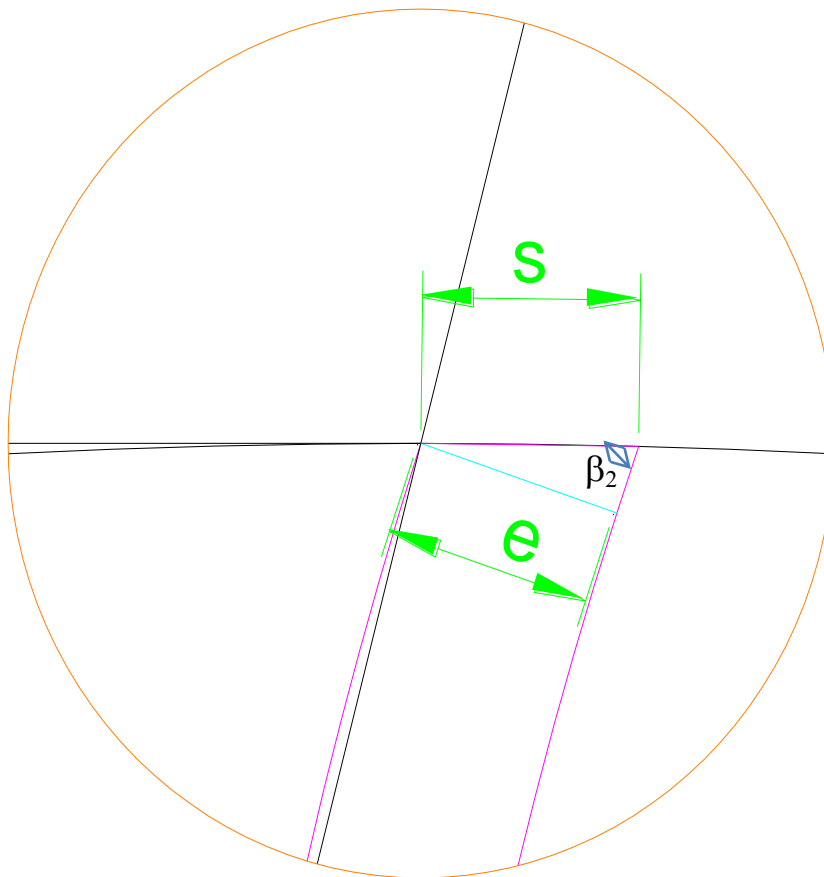
PUNTO 3; Ligeramente fuera de la rueda.

Z : N° de alabes - Finito

e : Espesor de alabe

t : Distancia entre alabes

s : Sector del alabe



PUNTO 2

$$\text{Sen } \beta_2 = e/s \quad e = s \times \text{Sen } \beta_2$$

$$Z \times t_2 = \pi \times D_2$$

$$Q = C_{m2} (\pi \times D_2 - Z \times s) b_2$$

PUNTO 3

$$Q = C_{m3} \times \pi \times D_2 \times b_2$$

IGUALANDO LOS CAUDALES

$$C_{m2} (\pi \times D_2 - Z \times s) b_2 = C_{m3} \times \pi \times D_2 \times b_2$$

POR LO TANTO

$$C_{m2} = (t_2 / t_2 - s) \times C_{m3}$$

$$K_e = \frac{t^2}{t^2 - s}$$

Coefficiente de corrección de espesor en la periferia externa

$$K_e = \frac{1}{1 - k_e'}$$

k_e' : % de área debido al espesor. (s/t²)

K_e : Es periférica (1.05,, 1.15)

CALCULO DEL NUMERO DE ALABES (Z)

$$Z = K \times \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \times \text{Sen } \beta_m$$

- $\beta_m = (\beta_1 + \beta_2) / 2$
- $K = (5 \text{ a } 6.5)$; $K=6.5$ ventiladores