

# **MECÁNICA DE LOS FLUIDOS Y MÁQUINAS**

**UNIDAD N°9: Turbomáquinas hidráulicas**

**Docentes:**

- Ing. RODRIGUEZ, Carlos
- Ing. CORREA, Gustavo
- Ing. POLISCZUK, Dario

# INTRODUCCIÓN

Una Máquina es un transformador de energía. Es decir, que una máquina *absorbe* energía de una clase y *restituye* energía de otra clase. Las máquinas se clasifican en grupos, como ser:

- a) Máquinas herramientas: torno, fresa, entre otros.
- b) Máquinas eléctricas: transformador, generador, motor.
- c) Máquinas de transporte: grúas.
- d) Máquinas robóticas/automatizadas: brazo robótico, CNC.

# MÁQUINAS DE FLUIDO

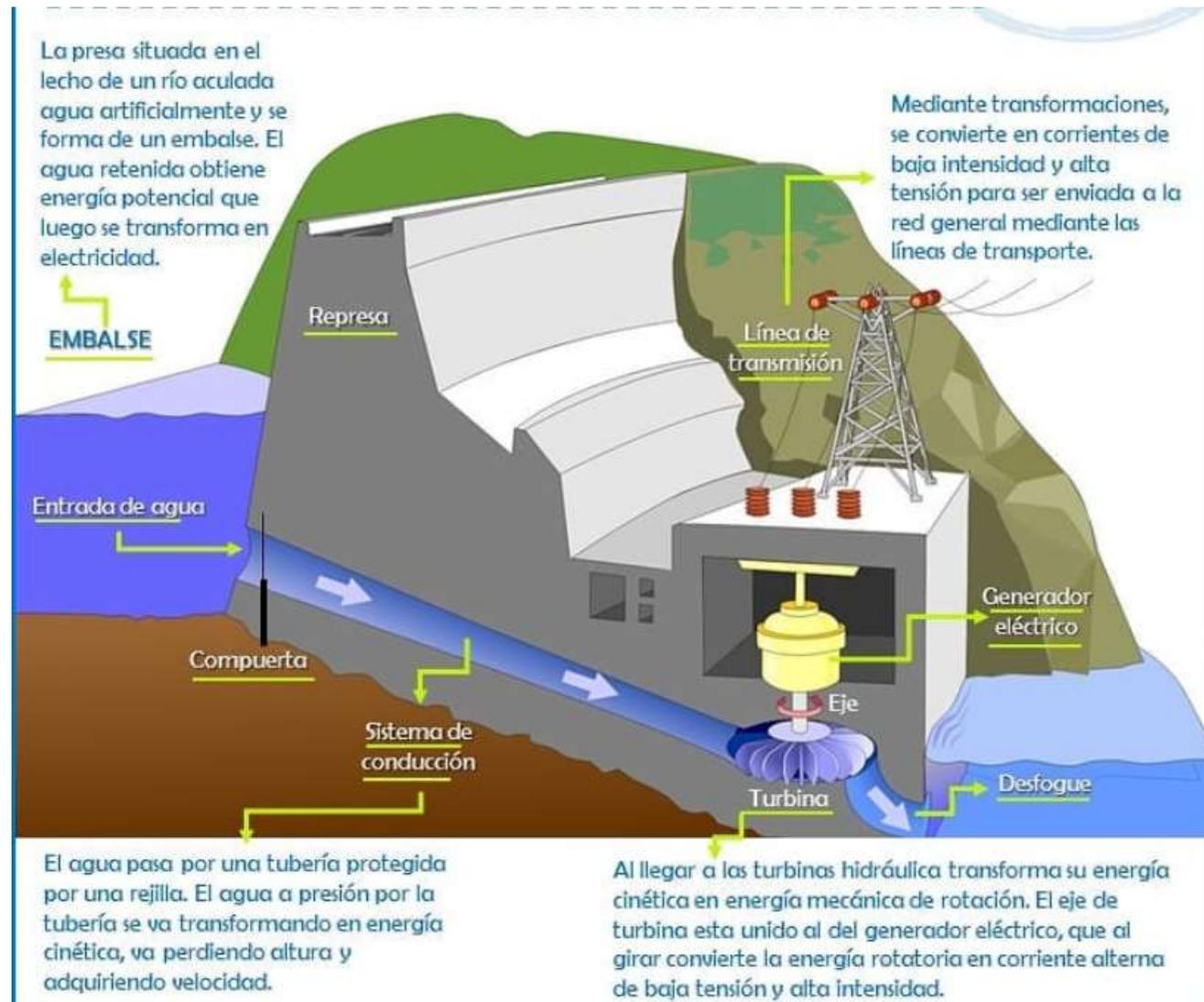
Las *máquinas de fluidos* son:

- Aquellas en que el fluido, o bien proporciona la energía que absorbe la máquina (Turbinas).
- O bien aquellas en que el fluido es el receptor de energía, al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida (Bombas).

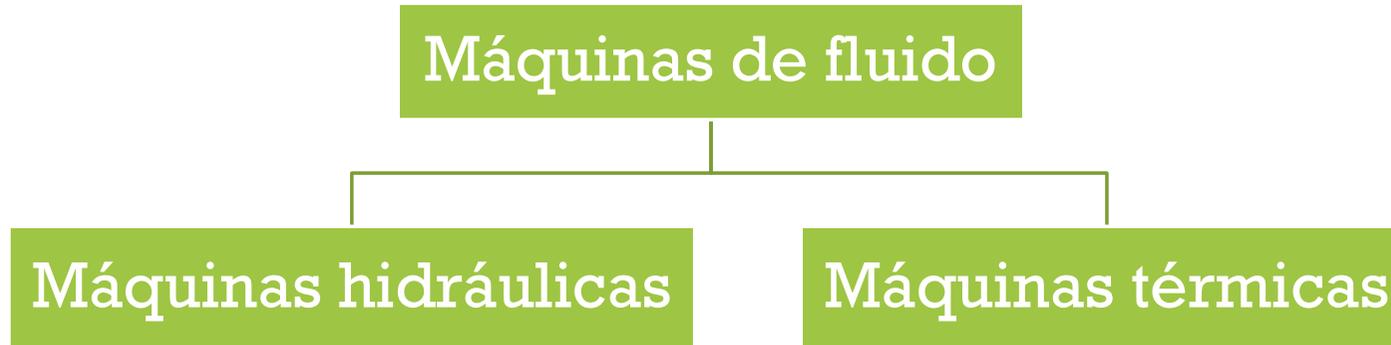
# MÁQUINAS DE FLUIDO

Son aquellas máquinas en que el fluido:

- a) *Proporciona la energía que absorbe la máquina, por ejemplo una turbina.*



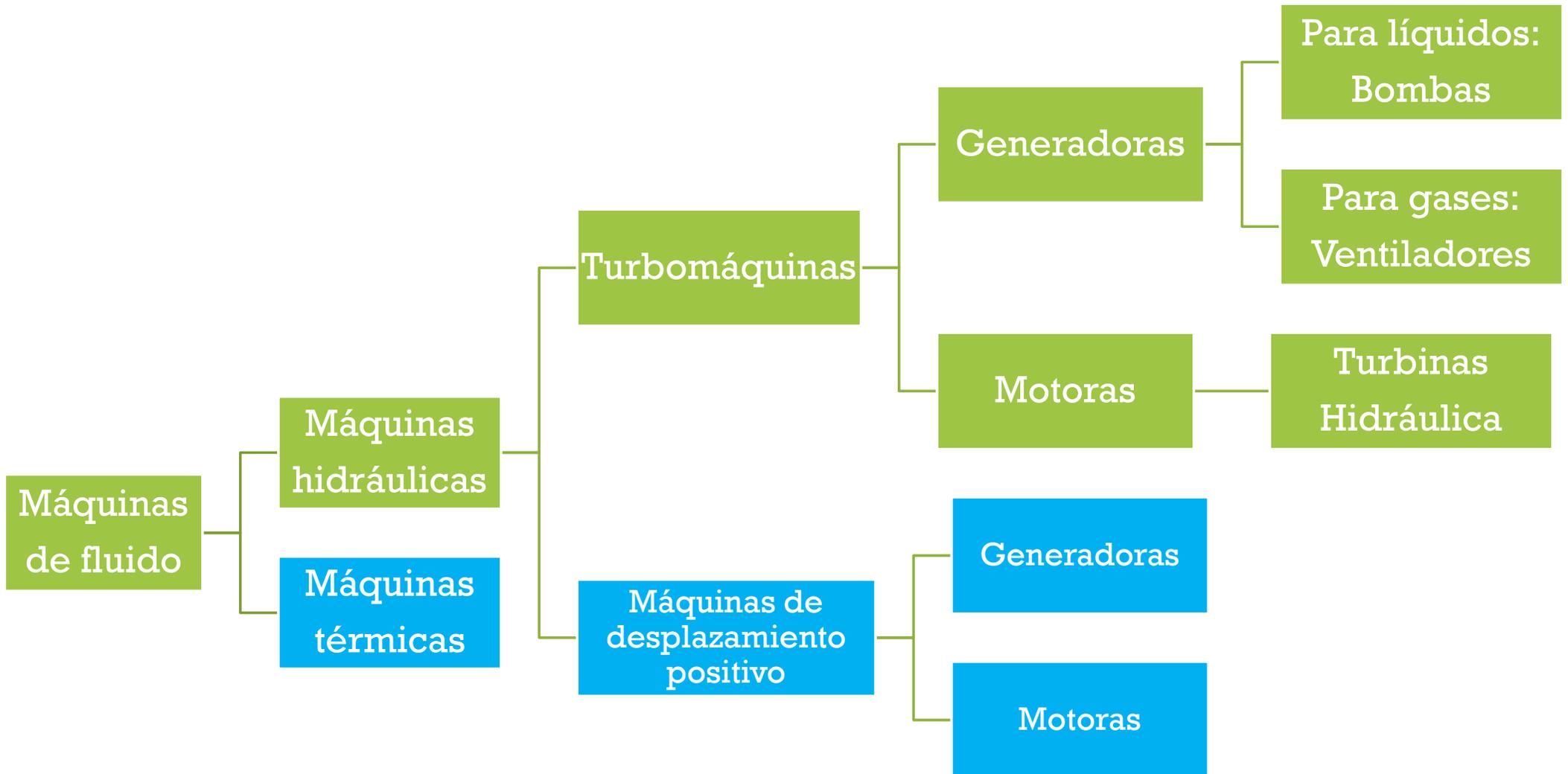
# MÁQUINAS DE FLUIDO



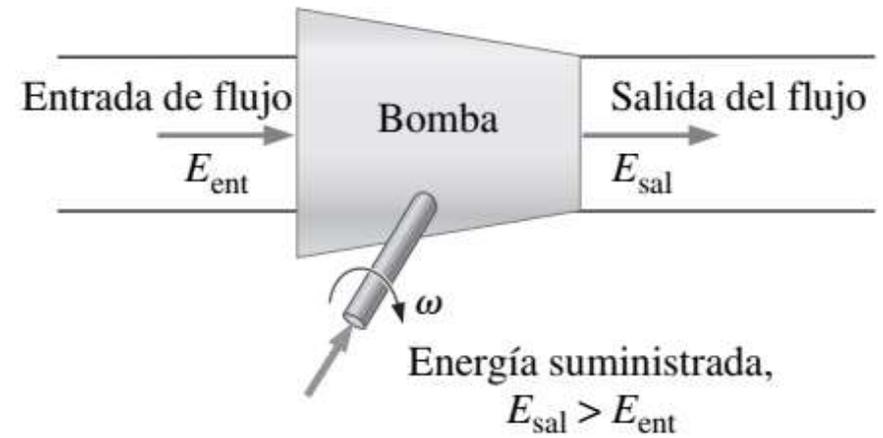
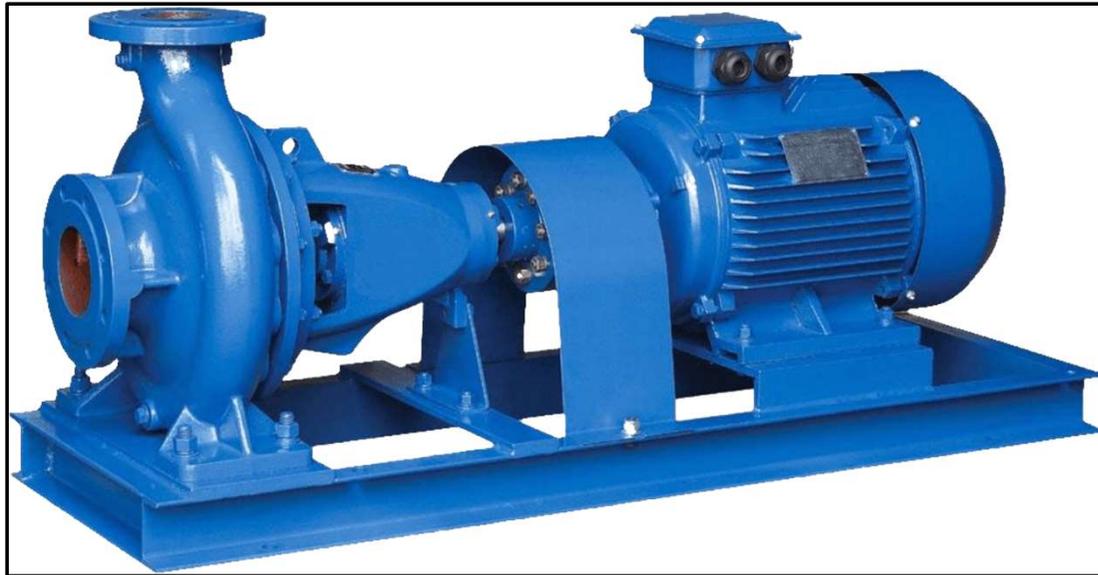
Máquina hidráulica es aquella en que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente la densidad en su paso a través de la máquina, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que  $\rho = cte$ .

Máquina térmica es aquella en que el fluido en su paso a través de la máquina varía sensiblemente la densidad y el volumen específico, el cual en el diseño y estudio de la máquina ya no puede suponerse constante.

# MÁQUINAS HIDRÁULICAS

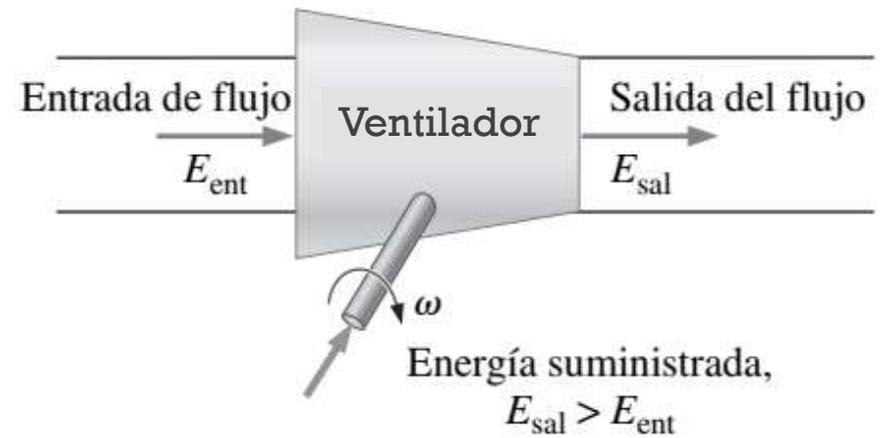
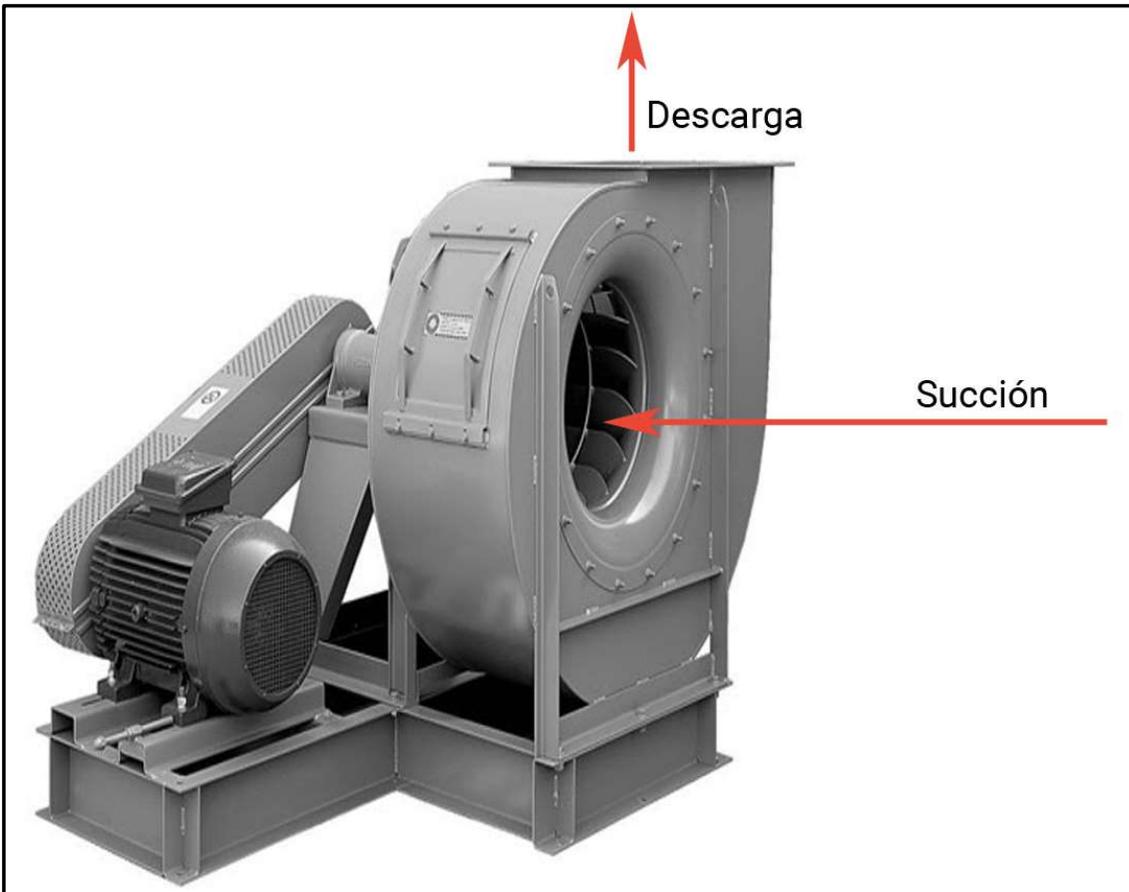


# TURBOMÁQUINAS: BOMBAS



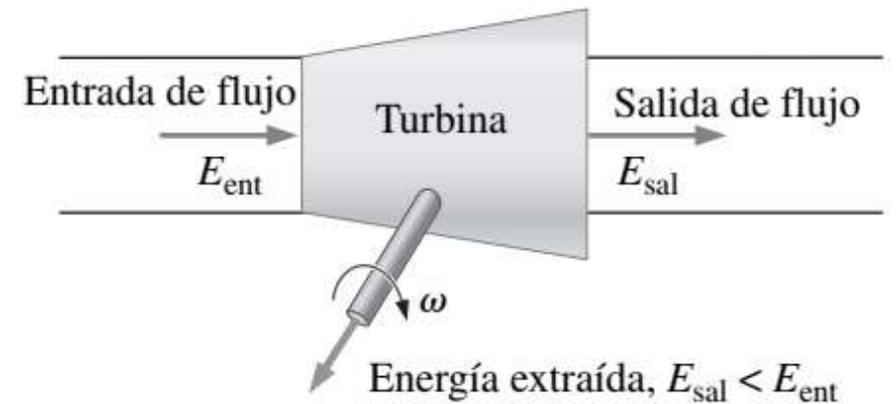
***El incremento de la energía hidráulica se experimenta como un aumento en la presión del fluido.***

# TURBOMÁQUINAS: VENTILADOR



***Absorbe energía mecánica y restituye energía a un gas, comunicándole un incremento de presión tal que el influjo de la compresibilidad puede despreciarse***

# TURBOMÁQUINAS: TURBINAS



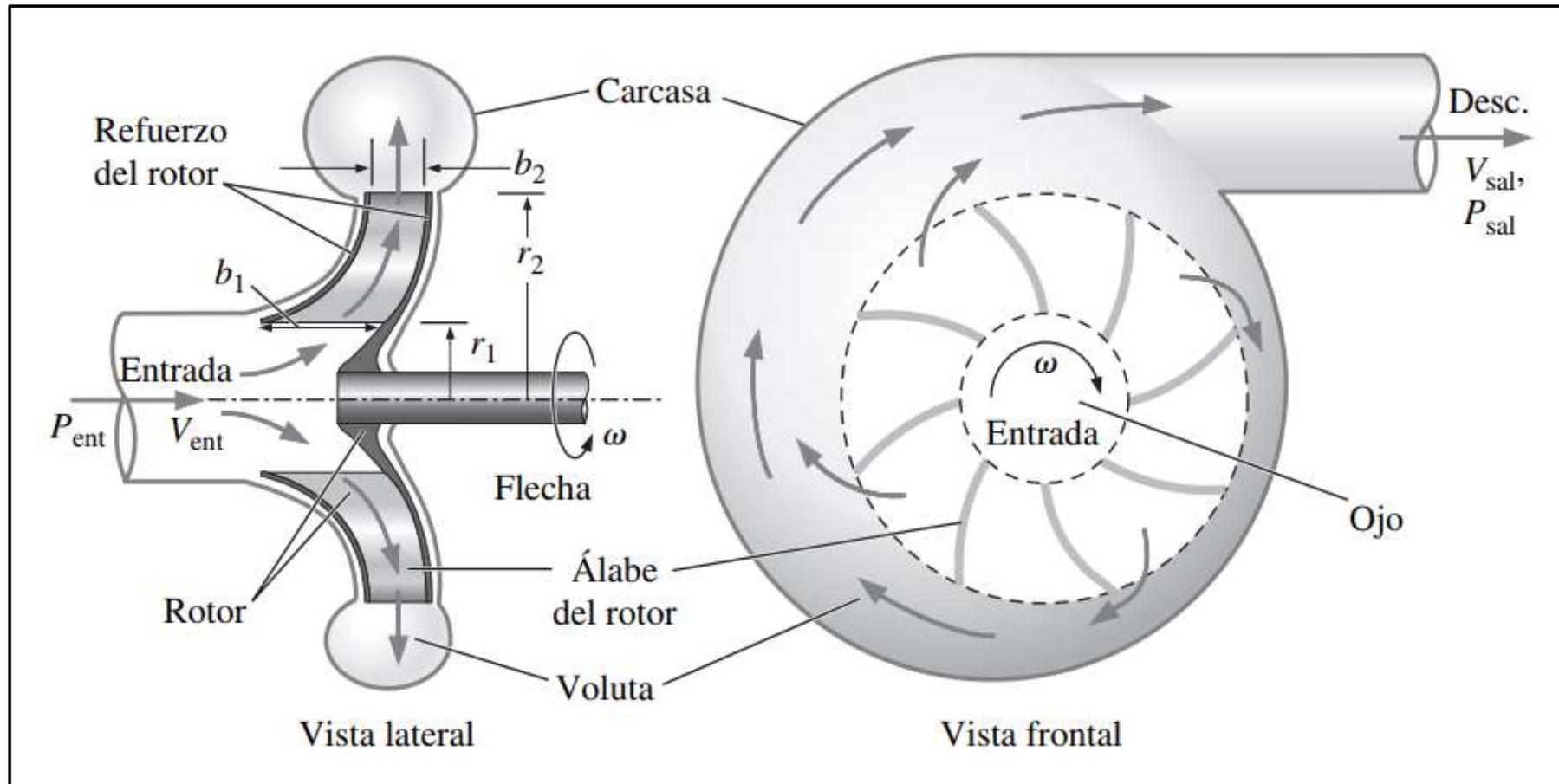
***El fluido en la descarga de la turbina experimenta una pérdida de energía, por lo general en forma de pérdida de presión.***

# MÁQUINAS HIDRÁULICAS

*Las **turbomáquinas** se denominan así porque funcionan mediante el principio de transferencia de energía entre un fluido en movimiento y un rotor, que es una rueda con álabes que gira. Este concepto de "turbo" (del latín "turbo", que significa "remolino") se refiere a la rotación y el movimiento circular que caracteriza a estas máquinas.*



# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)



Bomba centrifuga

# **ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)**

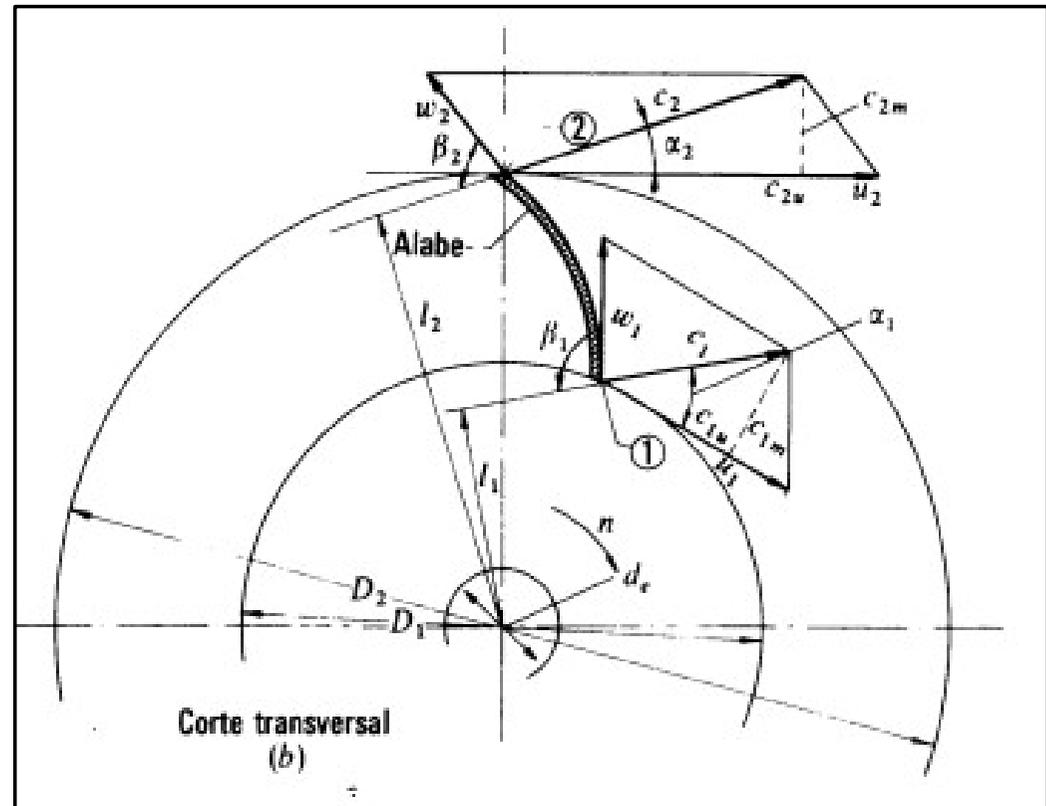
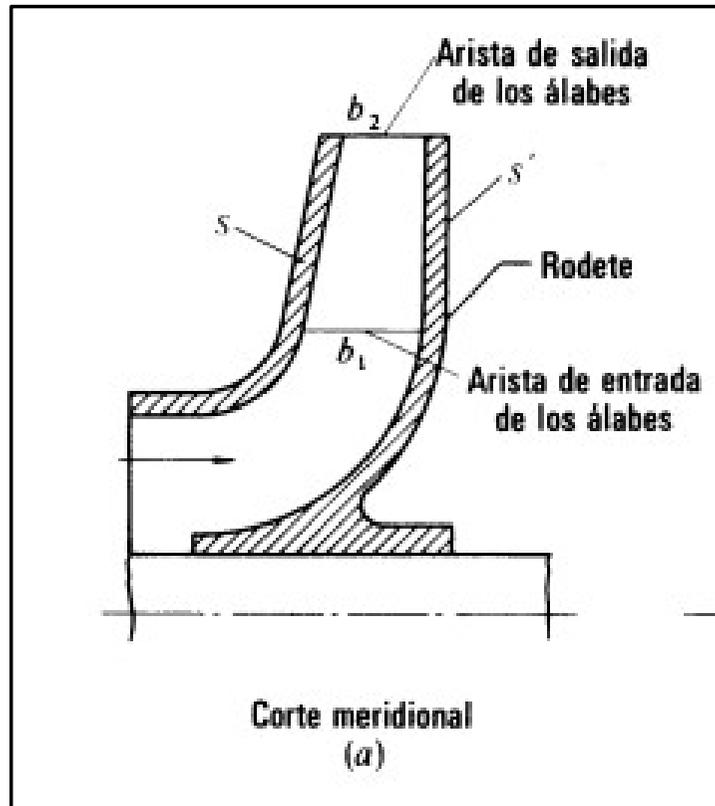
***La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas, tanto de las turbomáquinas hidráulicas, como de las turbomáquinas térmicas.***

***Es decir, que representa la ecuación básica tanto para el estudio de bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas (turbomáquinas hidráulicas), como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y turbinas de gas (turbomáquinas térmicas).***

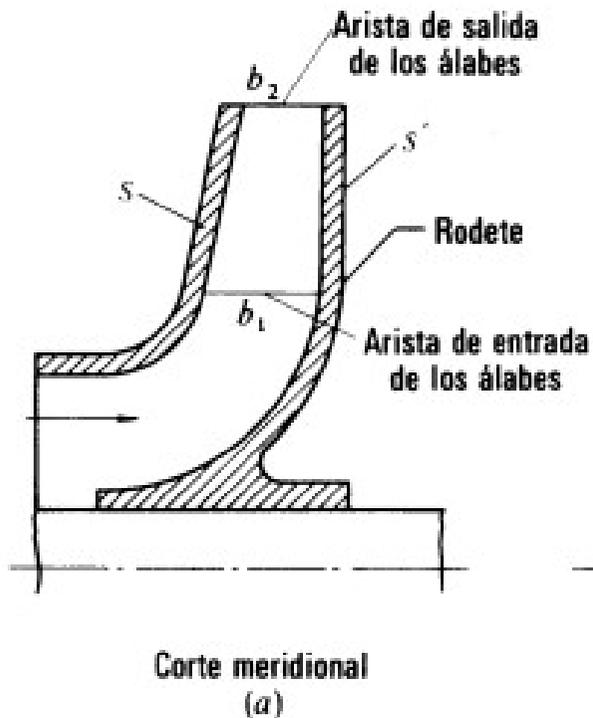
***“Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas”***

# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)

Los dos planos de representación de una turbomáquina son el plano de o corte meridional y el plano o corte transversal.



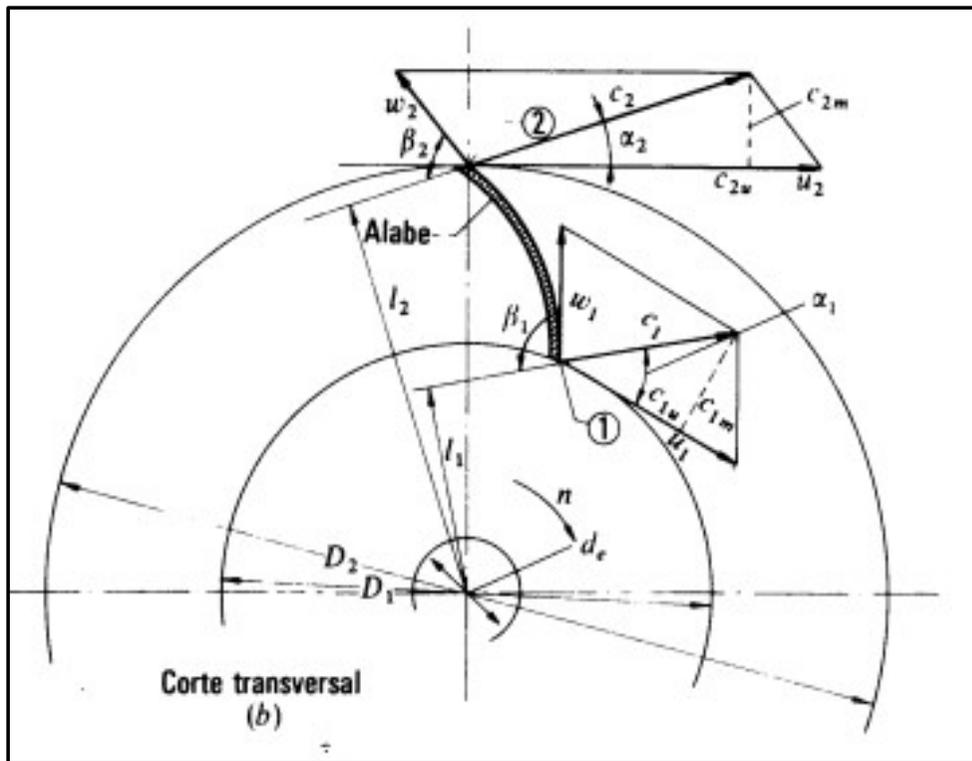
# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)



El corte por un plano que contiene al eje de la máquina, se llama *Corte meridional*, en el se representan en su verdadera forma las meridianas de las superficies de revolución de la máquina, como son las superficies interior y posterior del rodete  $s$  y  $s'$ .

En este corte se ven también las aristas de entrada y salida de los álabes. Estas aristas de entrada y salida en nuestro caso son paralelas al eje de la máquina. Los anchos del rodete a la entrada  $b_1$  y a la salida  $b_2$  de los álabes se acotan también en este plano.

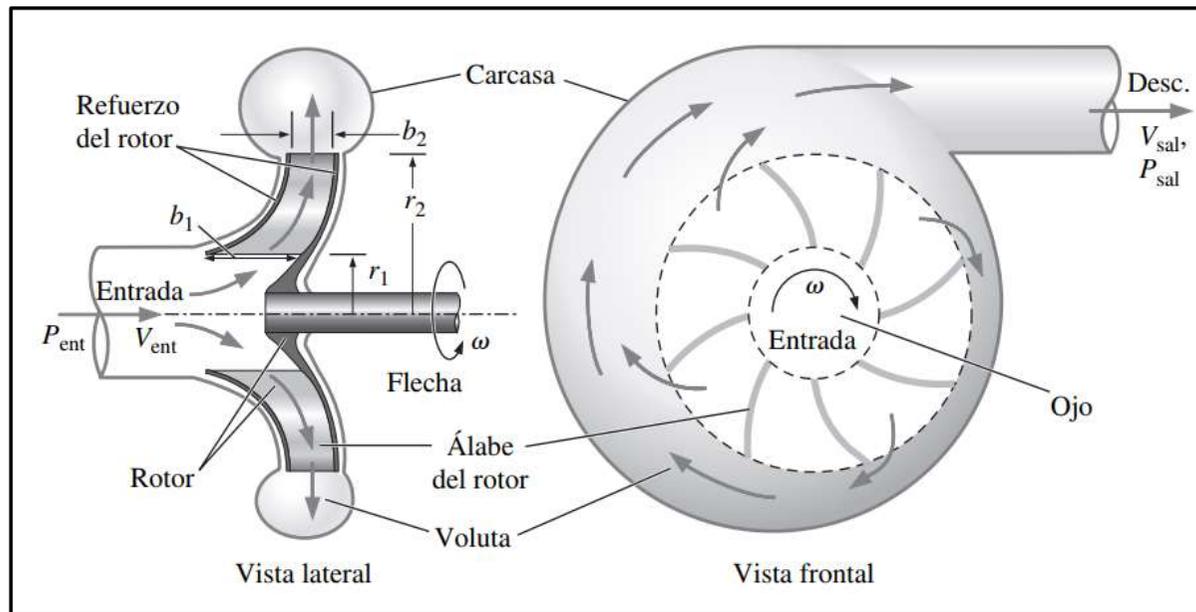
# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)



Se representa el *Corte transversal* por un plano perpendicular al eje. En el corte transversal de una bomba radial se ve el álabe del rodete en su verdadera forma: el álabe es una superficie cilíndrica con generatrices paralelas al eje de la máquina. Los diámetros de entrada y salida de los álaves  $D_1$  y  $D_2$  se acotan también en este plano, así como el diámetro del eje,  $d_e$ .

# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)

Esta deducción se realiza considerando que la figura representa el rodete de una bomba centrífuga, pero todo el razonamiento y por lo tanto la “*Ecuación de Euler*” es válida para cualquier turbomáquina.



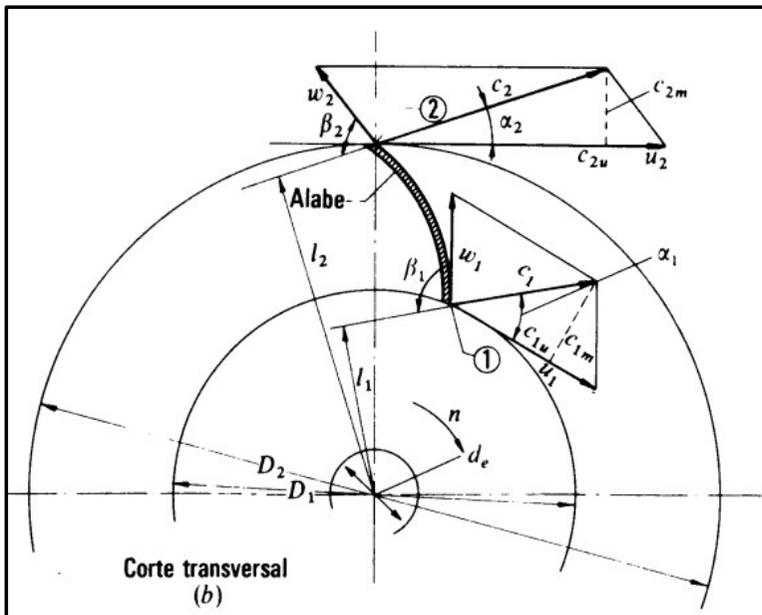
**Bomba centrífuga**

# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)

*La bomba funciona en régimen permanente y al girar crea una depresión en el rodete penetrando el fluido en el interior de la bomba.*

Sea  $c_1$  la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe. El rodete accionado por el motor de una bomba gira a una velocidad  $n$ , rpm. En el punto 1 del rodete tiene una *velocidad periférica*  $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$ . Con relación al álabe el fluido se mueve con una velocidad  $w_1$ , llamada *velocidad relativa a la entrada*.

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$$



# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)

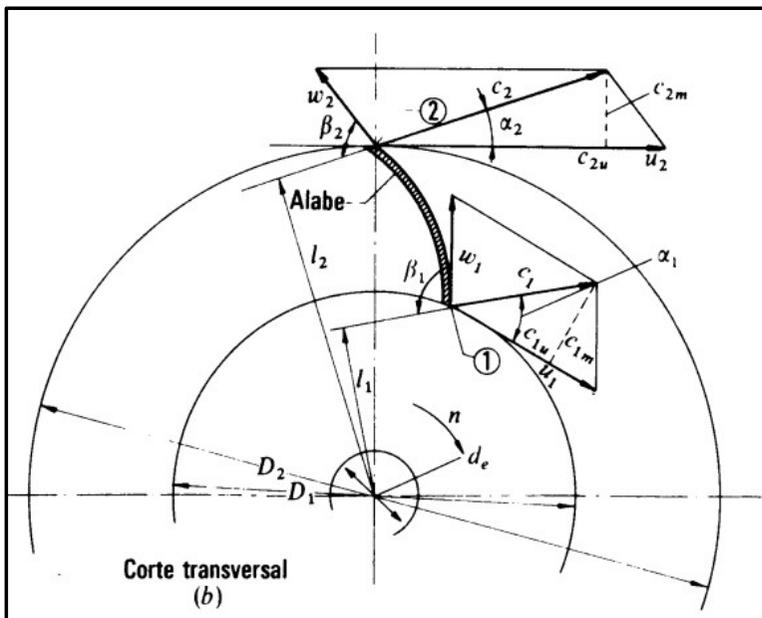
$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2 \rightarrow$  Velocidad absoluta de una partícula de fluido a la salida.

“La partícula de fluido ha sufrido, pues, en su paso por el rodete un cambio en la velocidad de  $\vec{c}_1$  a  $\vec{c}_2$ .”

Del teorema de cantidad de movimiento se deduce el teorema de momento cinético.

$d\vec{F} = \rho dQ (\vec{c}_2 - \vec{c}_1) \rightarrow$  Teorema de cantidad de movimiento

$dM = \rho dQ (I_2 c_2 - I_1 c_1) \rightarrow$  Teorema del momento cinético





# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)

Todas las partículas de fluido entran en el rodete a un diámetro  $D_1$  con la misma velocidad  $c_1$ , y salen a un diámetro  $D_2$  con la misma velocidad  $c_2$ . Esto equivale a suponer que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo cual a su vez implica que el número de álabes es infinito para que el rodete guíe al fluido perfectamente. Aplicando esta hipótesis llamada ***Teoría unidimensional***, o ***Teoría del número infinito de álabes***.

$$M = \rho Q (I_2 c_2 - I_1 c_1)$$

$M \rightarrow$  *Momento total comunicado al fluido o momento hidráulico;*

$Q \rightarrow$  *Caudal total de la bomba;*

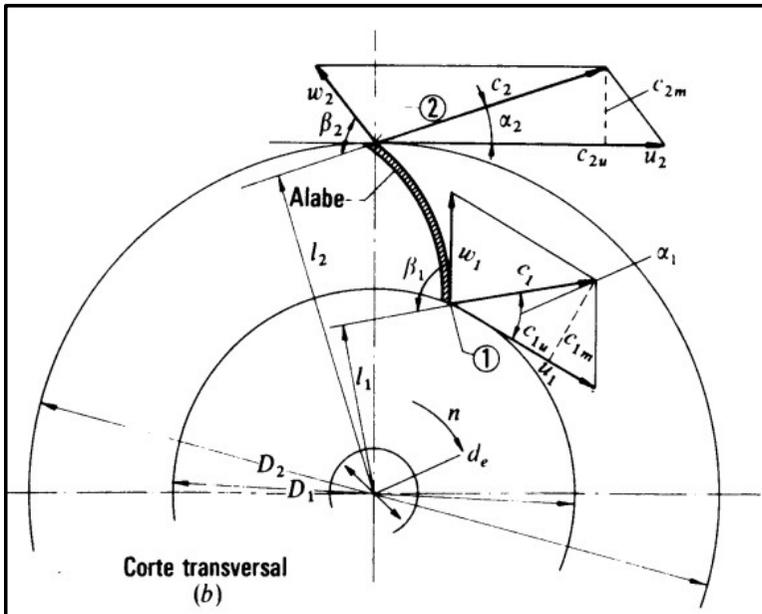
# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)

Sabiendo que  $\rightarrow l_1 = r_1 \cos \alpha_1$  y  $l_2 = r_2 \cos \alpha_2$

$$M = Q\rho(c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1)$$

Llamando velocidad angular del rodete  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$   
 $\rightarrow$  la potencia que el rodete comunica al fluido será:

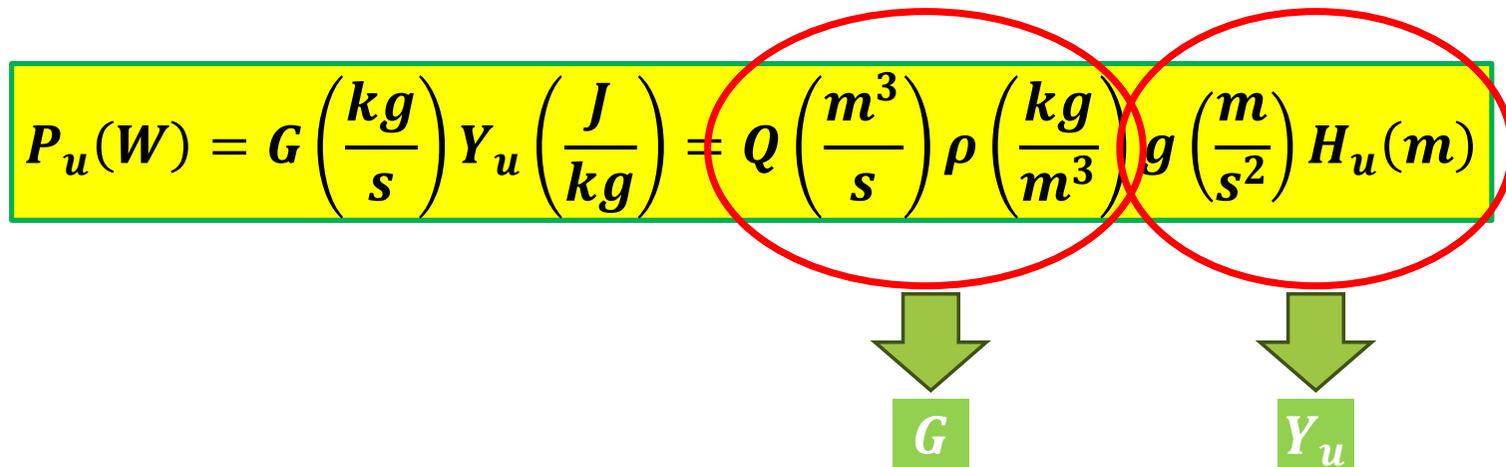
$$P_u = M\omega = Q\rho\omega(c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1)$$



# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)

$$P_u = M\omega = Q\rho\omega(c_2r_2\cos\alpha_2 - c_1r_1\cos\alpha_1)$$

Si llamamos  $Y_u$  a la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido y  $G$  al caudal másico que atraviesa el rodete, se tendrá:

$$P_u(W) = G \left( \frac{kg}{s} \right) Y_u \left( \frac{J}{kg} \right) = Q \left( \frac{m^3}{s} \right) \rho \left( \frac{kg}{m^3} \right) g \left( \frac{m}{s^2} \right) H_u(m)$$


# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)

$$P_u = Q\rho Y_u = Q\rho\omega(c_2r_2\cos\alpha_2 - c_1r_1\cos\alpha_1)$$

$$r_1\omega = u_1 \qquad r_2\omega = u_2$$

$$c_1\cos\alpha_1 = c_{1u} \qquad c_2\cos\alpha_2 = c_{2u}$$

*Donde  $c_{1u}, c_{2u}$  – proyecciones de  $c_1$  y  $c_2$  sobre  $u_1$  y  $u_2$ , o componentes periféricas de las velocidades absolutas a la entrada y a la salida de los álabes.*

$$Y_u = u_2c_{2u} - u_1c_{1u}$$

*(Ecuación de Euler: bombas, ventiladores y turbocompresores)*

*Las bombas, ventiladores y compresores (estos últimos dos son máquinas térmicas) son máquinas generadoras: el rodete imparte energía al fluido.*

# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)

$$Y_u = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}$$

*(Ecuación de Euler: turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas)*

*Las turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas (estos últimos dos son máquinas térmicas) son máquinas motoras: el fluido imparte energía al rodete.*

# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (PRIMERA FORMA)

$$Y_u = \pm(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \rightarrow \text{Expresión energética}$$

$$H_u = \pm \frac{(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u})}{g} \rightarrow \text{Expresión en alturas}$$

(Ecuación de Euler, primera forma: bombas, ventiladores, turbocompresores, turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas: signo + máquinas motoras y signo - máquinas generadoras; unidades  $\frac{m^2}{s^2}$  SI)

# NOTAS DE LA ECUACIÓN DE EULER

- 1) *La ecuación de Euler es la ecuación fundamental de las turbomáquinas.*
- 2) *La altura  $H_u$  se denomina altura hidráulica.*
- 3) *La ecuación  $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$  empleada para deducir la ecuación de Euler, tanto el vector  $\vec{c}_1$  como el vector  $\vec{c}_2$  se encuentran en el plano del dibujo (plano transversal). Esto solo sucede en las máquinas radiales. En general, en una turbomáquina la velocidad de cada punto puede tener tres componentes, según los ejes  $r$ ,  $u$  y  $a$ , que tienen la dirección del radio en dicho punto, la tangente y el eje de la máquina.*  
*Sin embargo, al plantear la ecuación del momento cinético se llegaría a la misma ecuación  $M = \rho Q(I_2 c_2 - I_1 c_1)$ , porque el momento de la componente axial  $C_a$  con relación al eje es nulo por ser paralela a él y el momento de la componente según el eje  $r$   $C_r$  también, porque su dirección corta al eje, quedando solo el momento de  $C_u$ , igual a  $C_{1u} r_1$  y  $C_{2u} r_2$  a la entrada y salida, respectivamente.*

# NOTAS DE LA ECUACIÓN DE EULER

4)  $Y_u(H_u)$  representa:

- *En las bombas, ventiladores y compresores (turbomáquinas generadoras): la energía (altura) teórica comunicada al fluido;*
- *En las turbinas hidráulicas, de vapor y de gas (turbomáquinas motoras): la energía (altura) útil aprovechada por el rodete;*
- *En todas las turbomáquinas: la energía (altura) intercambiada en el rodete.*

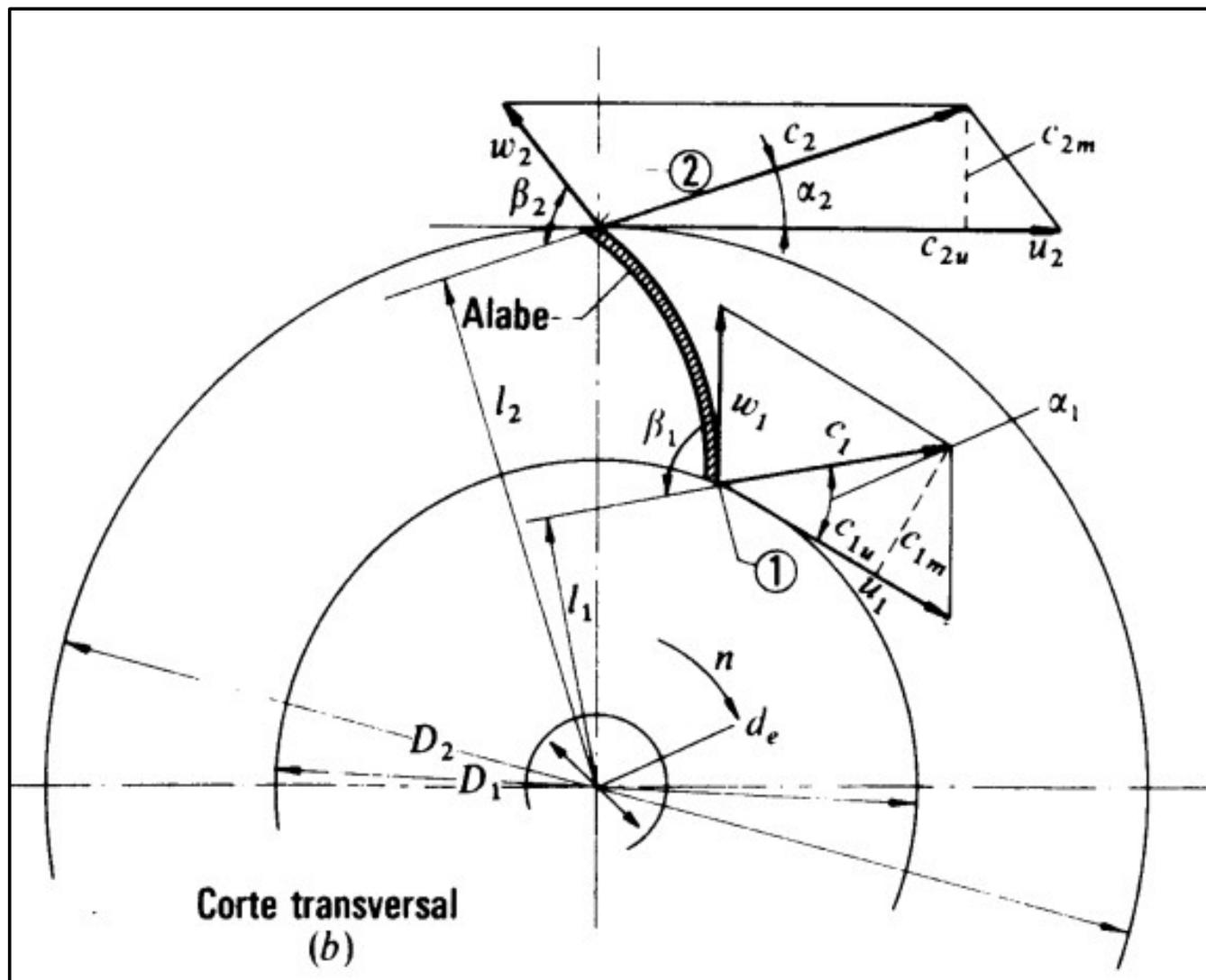
5) *En el diseño de las turbomáquinas, a la altura  $H_u = \pm \frac{(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u})}{g}$  en la hipótesis de la teoría unidimensional o número infinito de álabes se denomina  $H_{u\infty}$  y a la altura intercambiada en un rodete con número finito de álabes se denomina  $H_u$ . En las turbinas hidráulicas ambas alturas son prácticamente iguales, no así en las bombas.*

# TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

## Tener en cuenta

- *La operación de las bombas con álabes inclinados en el sentido del giro es más flexible y se adecua a una amplia variación de las condiciones de bombeo, a costo de una eficiencia menor y bajo incremento de presión por unidad de potencia absorbida.*
- *Si se necesita una bomba para generar un gran incremento de presión en un amplio intervalo de flujo volumétrico, entonces la bomba centrífuga con álabes inclinados en el sentido del giro es adecuada.*

# TRIÂNGULO DE VELOCIDADES



# TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

$u_1 \rightarrow$  velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada.

$c_1 \rightarrow$  velocidad absoluta del fluido a la entrada.

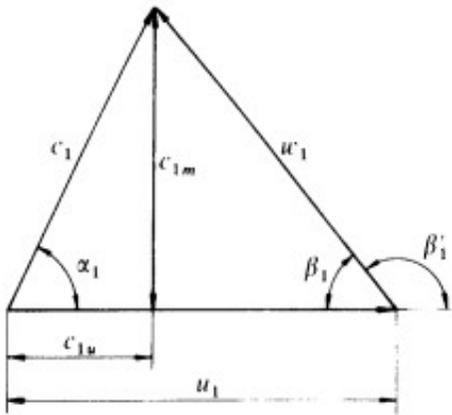
$w_1 \rightarrow$  velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe).

$c_{1m} \rightarrow$  componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

$c_{1u} \rightarrow$  componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

$\alpha_1 \rightarrow$  ángulo que forman las dos velocidades  $c_1$  y  $u_1$ .

$\beta_1 \rightarrow$  ángulo que forma  $w_1$  con  $(-u_1)$ .



Triángulo de entrada

$$\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1$$

# TRIÁNGULO DE VELOCIDADES

$u_2 \rightarrow$  velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la salida.

$c_2 \rightarrow$  velocidad absoluta del fluido a la salida.

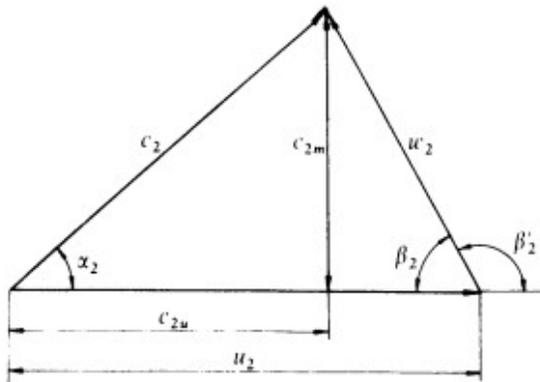
$w_2 \rightarrow$  velocidad relativa a la salida (del fluido con respecto al álabe).

$c_{2m} \rightarrow$  componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la salida.

$c_{2u} \rightarrow$  componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la salida.

$\alpha_2 \rightarrow$  ángulo que forman las dos velocidades  $c_2$  y  $u_2$ .

$\beta_2 \rightarrow$  ángulo que forma  $w_2$  con  $(-u_2)$ .



Triángulo de salida

$$\vec{c}_2 = \vec{u}_2 + \vec{w}_2$$

# ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBOMÁQUINAS O ECUACIÓN DE EULER (SEGUNDA FORMA)

*A partir del triángulo de velocidades se deduce trigonométricamente que.*

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1\cos\alpha_1 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_{1u}$$

$$u_1c_{1u} = \frac{1}{2}(u_1^2 + c_1^2 - w_1^2)$$

*A la salida del rodete.*

$$u_2c_{2u} = \frac{1}{2}(u_2^2 + c_2^2 - w_2^2)$$

$$Y_u = \pm \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right) \rightarrow \text{Expresión energética}$$

$$H_u = \pm \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \rightarrow \text{Expresión en alturas}$$

(signo + máquinas motoras y signo - máquinas generadoras; unidades  $\frac{m^2}{s^2}$  SI)

# ECUACIÓN DE EULER

*Si planteamos Bernoulli a la entrada y a la salida del rodete (puntos 1 y 2) sin tener en cuenta las pérdidas en el mismo, se tendrá.*

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 - H_u = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \rightarrow \text{Despreciando la diferencia de alturas } z_2 - z_1,$$

*y considerando  $v_1$  y  $v_2$  iguales a  $c_1$  y  $c_2$ , respectivamente.*

$$H_u = \pm \left( \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

*Además se sabe que* 
$$\rightarrow H_u = \pm \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

# ECUACIÓN DE EULER

$$H_u = \pm \left( \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) = \pm \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

$$H_p = \pm \left( \frac{p_1 - p_2}{\gamma} \right) = \pm \left( \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) \rightarrow \text{altura de presión del rodete}$$

(Signos+: turbinas, signo -: bombas )

$$H_d = \pm \left( \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \rightarrow \text{altura dinámica del rodete}$$

(Signos+: turbinas, signo -: bombas )

# GRADO DE REACCIÓN

*El grado de reacción de una turbomáquina se refiere al **modo cómo trabaja el rodete**. Es decir, es una medida adimensional que indica la proporción de la energía total transferida a través del rotor que se debe a cambios en la presión estática. En otras palabras, describe cómo la energía se convierte entre energía cinética y energía de presión dentro del rotor.*

*Así, por ejemplo, en una bomba se debe distinguir la altura de presión que da la bomba “ $H_u$ ” y la altura de presión que da el rodete de la bomba “ $H_p$ ”. La primera normalmente es mayor que  $H_p$  porque la bomba tiene además de un rodete, un sistema difusor, que transforma energía dinámica que da el rodete,  $H_d$  en energía de presión, que sumada a la energía de presión del rodete constituye la energía de presión que da toda la bomba. De manera análoga sucede en una turbina.*

$$\sigma = \frac{H_p}{H_u}$$

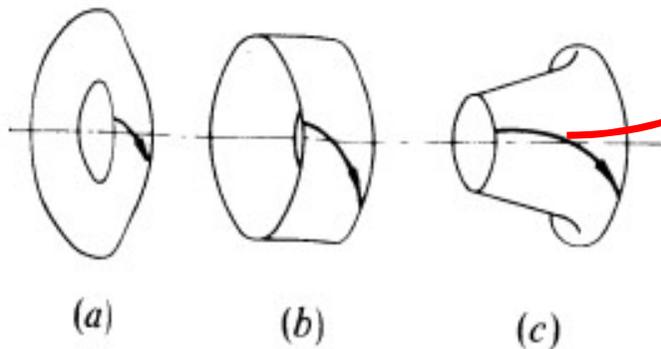
*Grado de Reacción Teórico*

# GRADO DE REACCIÓN

- Si  $H_p < 0$ , el grado de reacción es negativo.
- Si  $H_p = 0$ , el grado de reacción es 0.
- Si  $0 < H_p < H_u$ , el grado está comprendido entre 0 y 1, que es el caso normal.
- $H_p > H_u$ , el grado de reacción es mayor a 1.

- *Todas las máquinas en que si  $H_p = 0$  se llaman de acción. Todas las bombas son de reacción; las bombas de acción no se construyen. Las turbinas de acción constituyen la clase importante de las turbinas Pelton.*
- *Si el rodete da (bomba) o absorbe (turbina) la mitad de su energía en forma de presión y la otra mitad en energía dinámica, el grado de reacción es  $1/2$ . (Es muy frecuente construir las turbinas de vapor y las turbinas de gas con grado de reacción igual a  $1/2$ ).*

# CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS SEGÚN LA DIRECCIÓN DEL FLUJO EN EL RODETE



Trayectoria de una partícula que atraviesa el rodete

(a) → *Máquina radial.*

(b) → *Máquina axial.*

(c) → *Máquina radioaxial, también llamada de flujo mixto o, semi – axial.*

# CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS SEGÚN LA DIRECCIÓN DEL FLUJO EN EL RODETE

*En cualquier punto de la trayectoria de una partícula se pueden dibujar tres ejes:  $r$ ,  $u$ ,  $a$ , dirigidos según el radio, la tangente y el eje de la máquina:*

- 1) En la máquina radial la velocidad en ningún punto (del rodete) tiene componente axial (según el eje  $a$ ); solo tiene dos componentes: tangencial y radial.*
- 2) En la máquina axial la velocidad en ningún punto tiene componente radial (según el eje  $r$ ); solo tiene dos componentes: axial y periférica. En las máquinas axiales  $u_1 = u_2$ . El efecto de la fuerza centrífuga es nula. Una bomba axial no es una bomba centrífuga.*
- 3) En la máquina radio-axial la velocidad tiene las tres componentes según los tres ejes.*
- 4) En ninguna máquina falta la componente periférica,  $C_u$ , cuya variación a su paso por la máquina, según la ecuación de Euler, es esencial en la transmisión de energía.*

# **CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS SEGÚN LA DIRECCIÓN DEL FLUJO EN EL RODETE**

- 5) *Las turbinas hidráulicas Pelton constituyen una clase especial, porque en ellas el flujo es meramente tangencial.*
- 6) *Las turbinas hidráulicas son rara vez radiales. Las turbinas hidráulicas más frecuentes son las turbinas Francis, que son máquinas radio-axiales.*

# **MECÁNICA DE LOS FLUIDOS Y MÁQUINAS**

**UNIDAD N°10: Turbomáquinas hidráulicas: Bombas rotodinámicas**

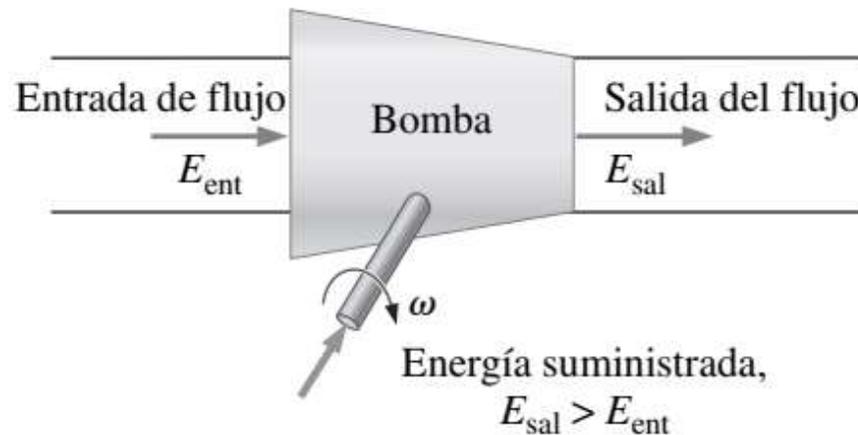
**Docentes:**

- Ing. RODRIGUEZ, Carlos
- Ing. CORREA, Gustavo
- Ing. POLISCZUK, Dario

# INTRODUCCIÓN

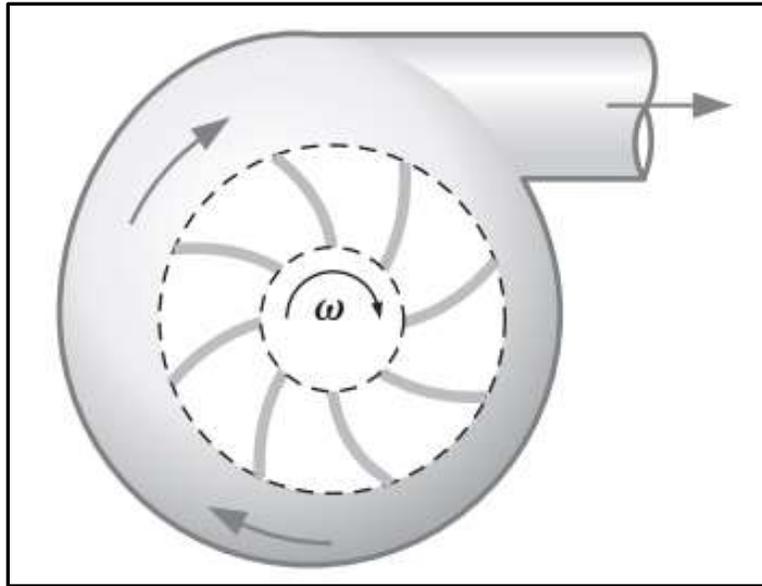
Una **Bomba** es una máquina que absorbe **energía mecánica** y restituye al líquido que la atraviesa **energía hidráulica**.

Las bombas se clasifican en rotodinámicas y bombas de desplazamiento positivo. Nos ocuparemos de las bombas rotodinámicas que son turbomáquinas y que cumplen con la ecuación de Euler.



# TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

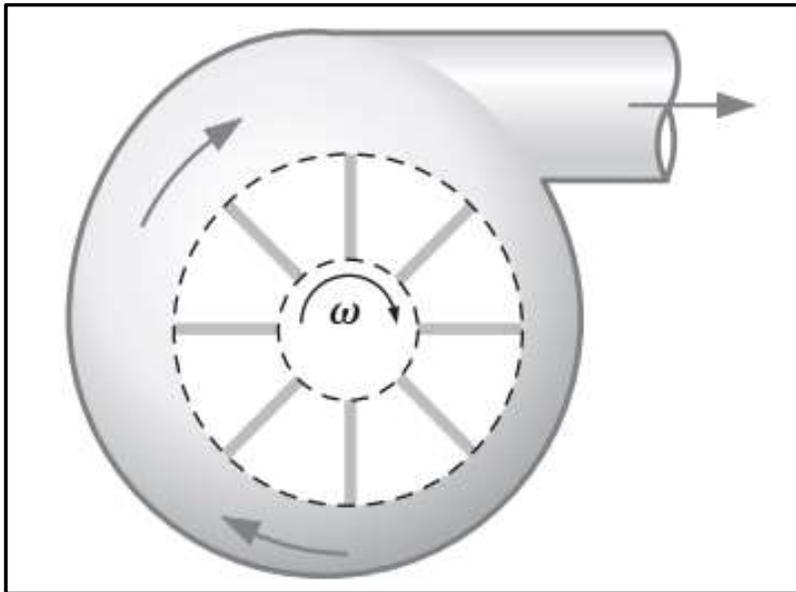
## Características:



Álabes inclinados hacia atrás

- *Son las más comunes.*
- *Proporcionan la más alta eficiencia de los tres porque el fluido pasa por los pasajes de los álabes con la mínima cantidad de giros.*
- *Algunos álabes tienen forma currentilínea, lo cual produce una operación similar, pero una eficiencia todavía mayor.*
- *El incremento de presión es intermedio entre los otros dos tipos de bombas centrífugas.*

# TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

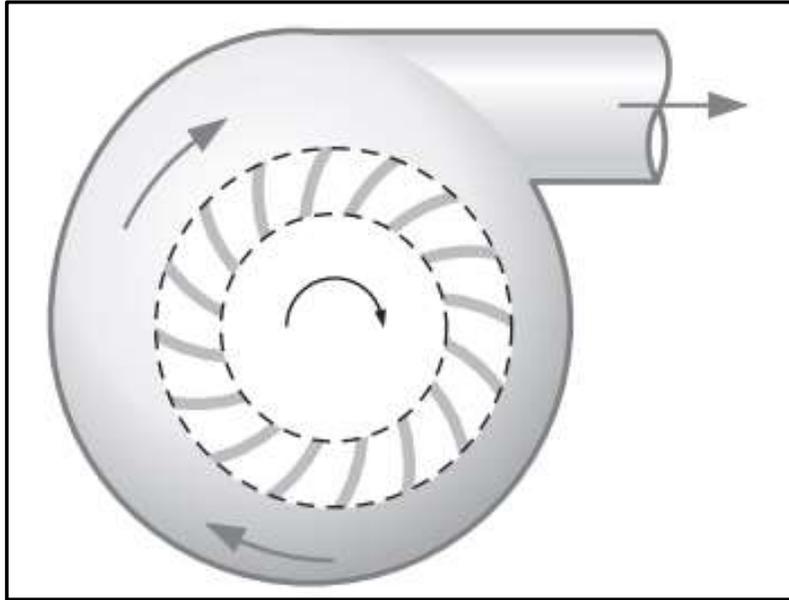


Álabes radiales

## Características:

- Las bombas que tienen álabes radiales (también denominados álabes rectos) tienen las características geométricas más sencillas.
- Generan el incremento de presión más grande de los tres tipos de bombas para una diversidad de valores de gasto volumétrico, pero el incremento de presión disminuye con rapidez después del punto de eficiencia máxima.

# TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

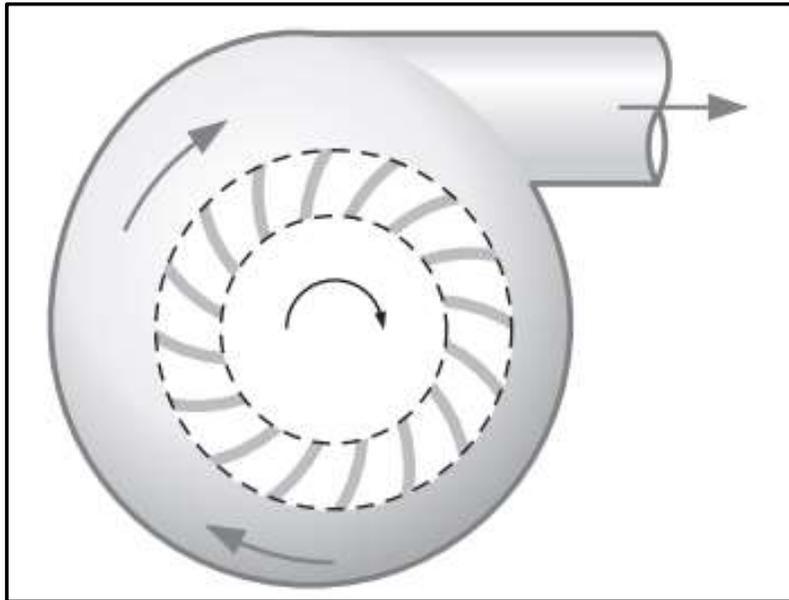


Álabes inclinados en el sentido de giro

## Características:

- *Las bombas centrífugas con álabes inclinados en el sentido del giro producen un incremento de presión que es casi constante, si bien es más bajo que el de los anteriores, en una diversidad amplia de cantidades de volumen.*
- *Por lo general, tienen más álabes, pero son más pequeños.*
- *Estas bombas tienen una eficiencia máxima inferior que la de las bombas de los álabes rectos.*

# TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

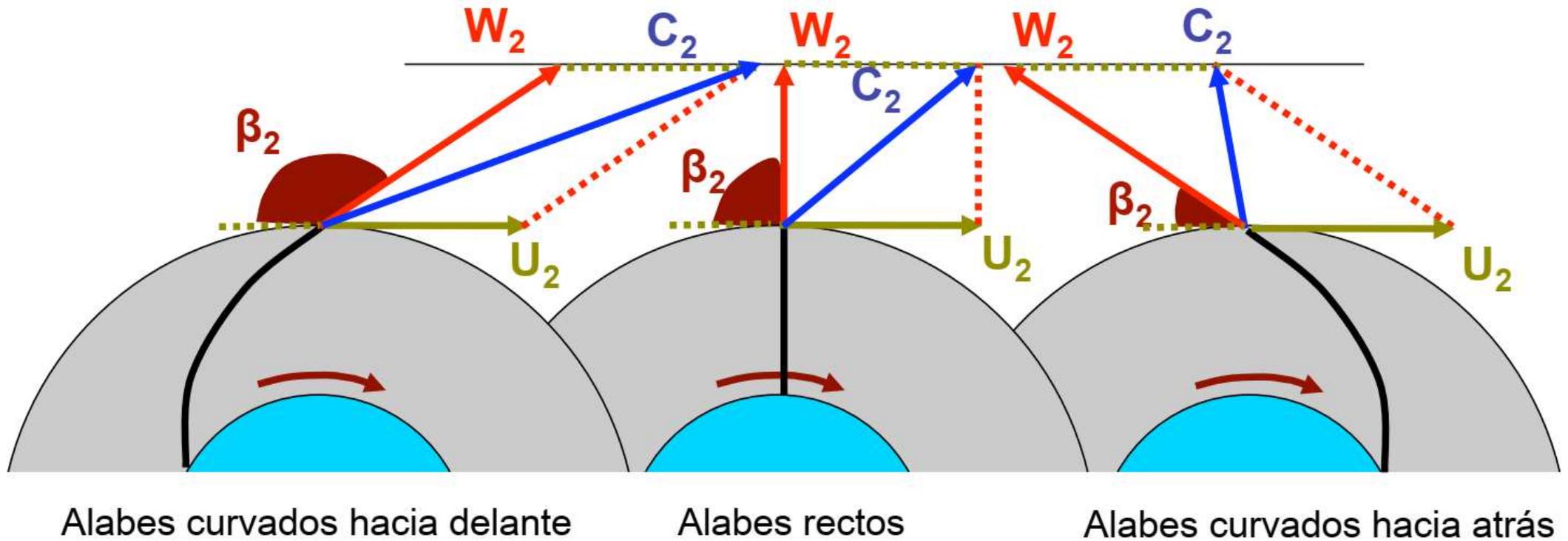


Álabes inclinados en el sentido de giro

## Características:

- *Se prefieren las bombas con álabes radiales e inclinados hacia atrás para aplicaciones donde es necesario proporcionar gasto volumétrico e incremento de presión dentro de un estrecho margen de valores. Si se requiere un rango más amplio de flujo volumétrico, incremento de presión, o ambos, el rendimiento de las bombas con álabes radiales o inclinados hacia atrás podría no cumplir con las nuevas demandas; estos tipos de bombas son menos robustos.*

# TIPOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS



# BOMBAS ROTODINÁMICAS. CLASIFICACIÓN.

Las bombas rotodinámicas son siempre rotativas. Su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler; y su órgano transmisor de energía se llama rodete.

Se denominan rotodinámicas porque su movimiento es rotativo y la dinámica de la corriente juega un papel esencial en la transmisión de la energía.

## Clasificación:

- Según la dirección del flujo: bombas de flujo radial, de flujo axial y de flujo radio-axial.



**Bomba radial**



**Bomba axial**

# BOMBAS ROTODINÁMICAS. CLASIFICACIÓN.

Las bombas rotodinámicas son siempre rotativas. Su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler; y su órgano transmisor de energía se llama rodete.

Se denominan rotodinámicas porque su movimiento es rotativo y la dinámica de la corriente juega un papel esencial en la transmisión de la energía.

## Clasificación:

- Según la dirección del flujo: bombas de flujo radial, de flujo axial y de flujo radio-axial.



**Bomba de Flujo  
Mixto**

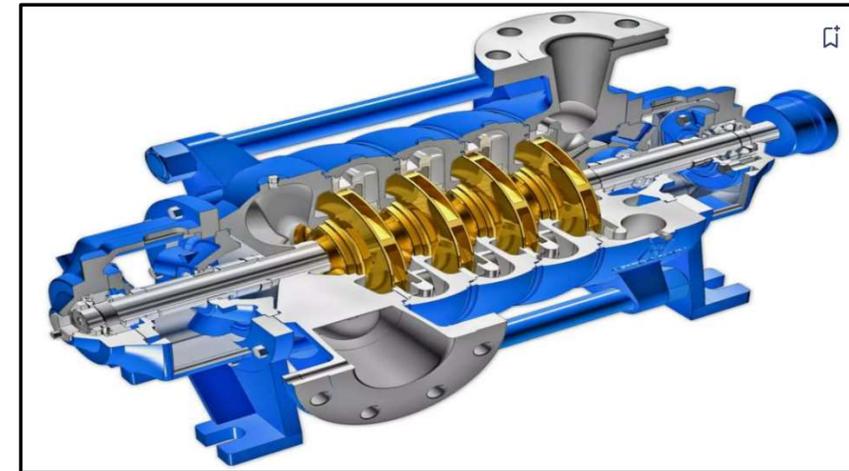
# BOMBAS ROTODINÁMICAS. CLASIFICACIÓN.

## Clasificación:

- Según la posición del eje: bombas de eje horizontal, de eje vertical y de eje inclinado.
- Según la presión engendrada: bombas de baja presión, de media presión y de alta presión.
- Según el número de flujos en la bomba: de simple aspiración o de un flujo y de doble aspiración, o de dos flujos.
- Según el número de rodetes: de un escalonamiento o de varios escalonamientos.

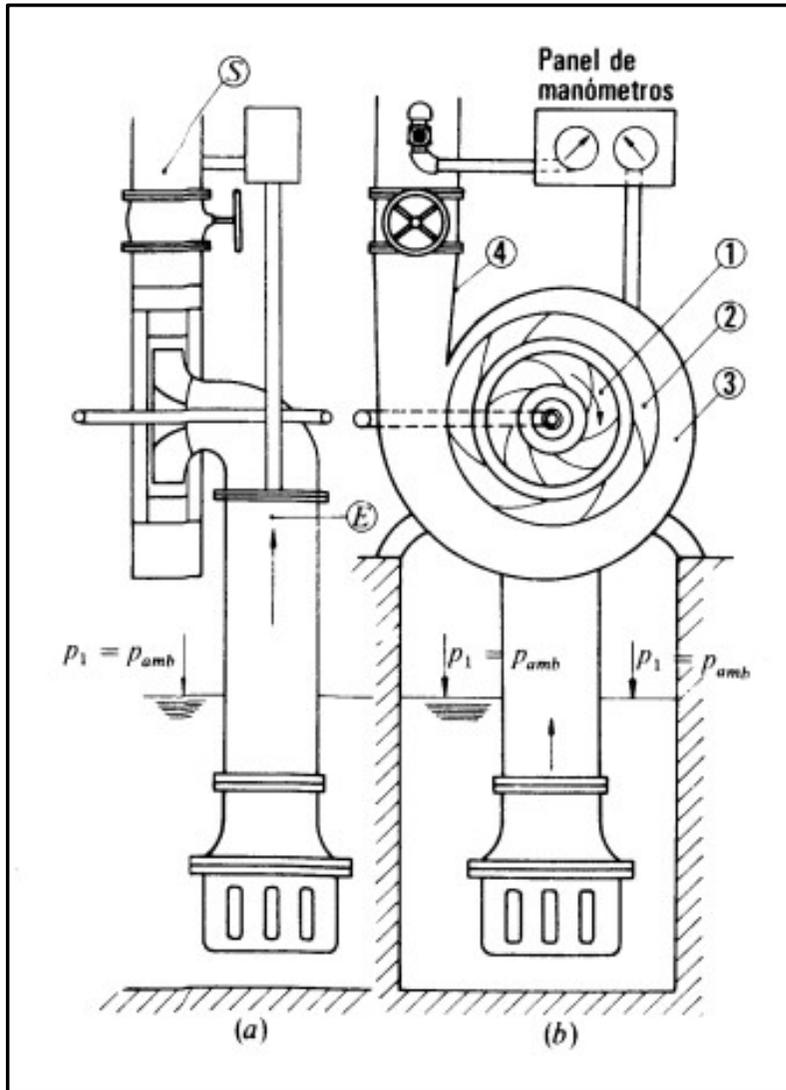


**Bomba de  
doble  
aspiración**



**Bomba de varios escalonamientos**

# BOMBA CENTRÍFUGA: ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

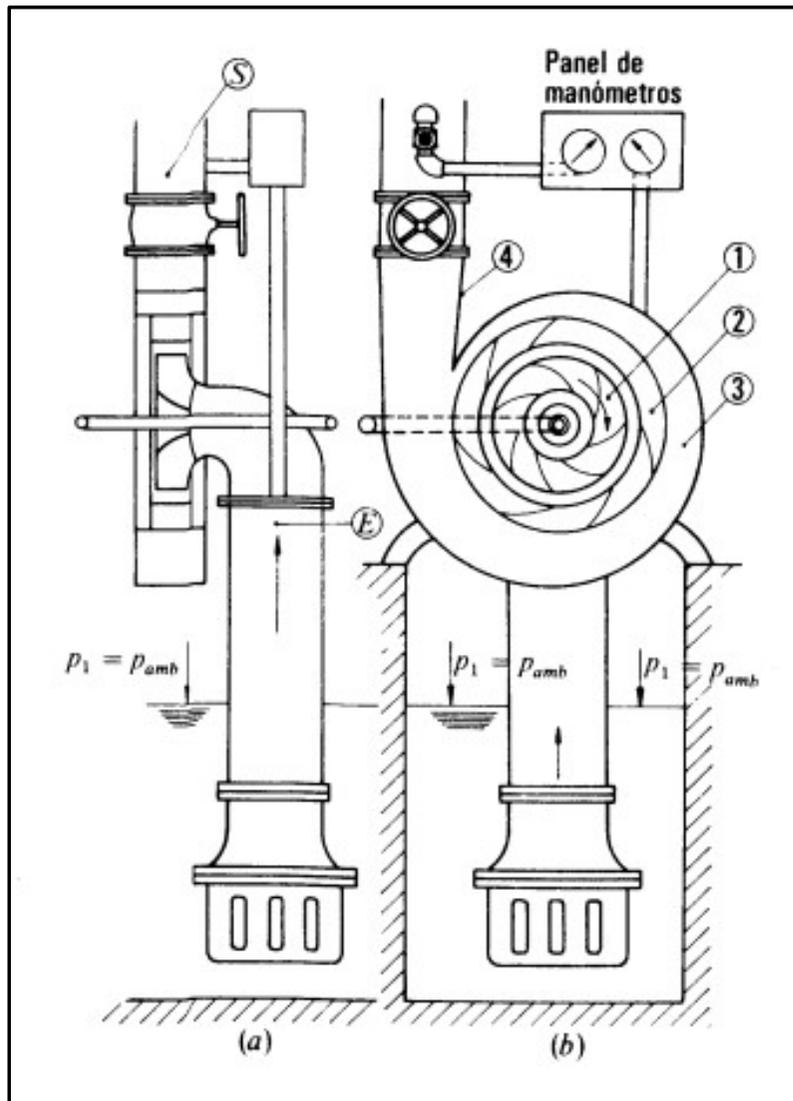


*En la figura se presenta una bomba radial de eje horizontal en el cual se puede observar:*

- 1) Rodete.*
- 2) Corona directriz.*
- 3) Caja espiral.*
- 4) Tubo difusor troncocónico.*

*La sección de entrada de una bomba se toma antes de la brida de conexión del tubo de aspiración, sección E. La sección de salida se toma después de la brida de conexión del tubo de impulsión, sección S. La bomba empieza en la sección E y termina en la sección S.*

# BOMBA CENTRÍFUGA: ELEMENTOS CONSTITUTIVOS

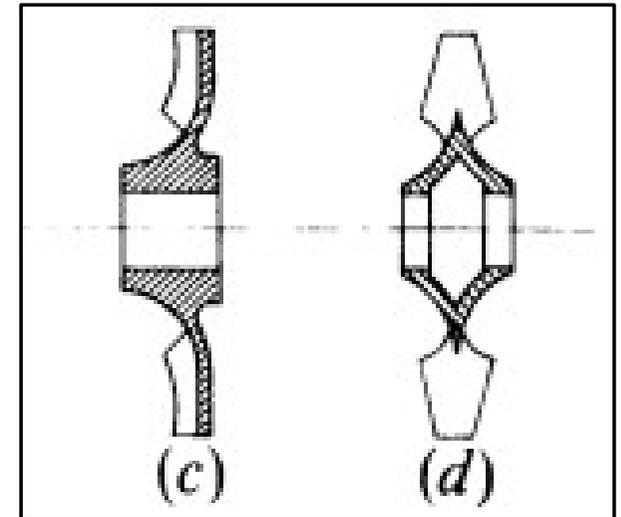
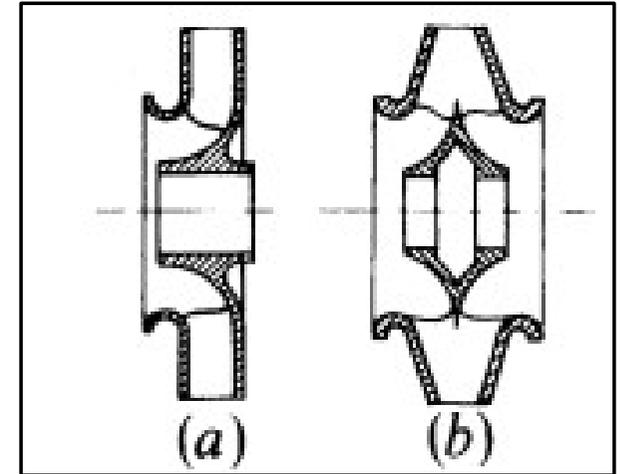


*Todas las pérdidas de energía que tienen lugar entre las secciones E y S son imputables a la bomba y disminuyen el rendimiento de la bomba; pero las pérdidas que tienen lugar antes de la sección E (en el tubo de aspiración) y después de la sección S (en el tubo de impulsión) son imputables a la instalación y disminuyen el rendimiento de la instalación (no de la bomba).*

# RODETE: CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS POR EL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES

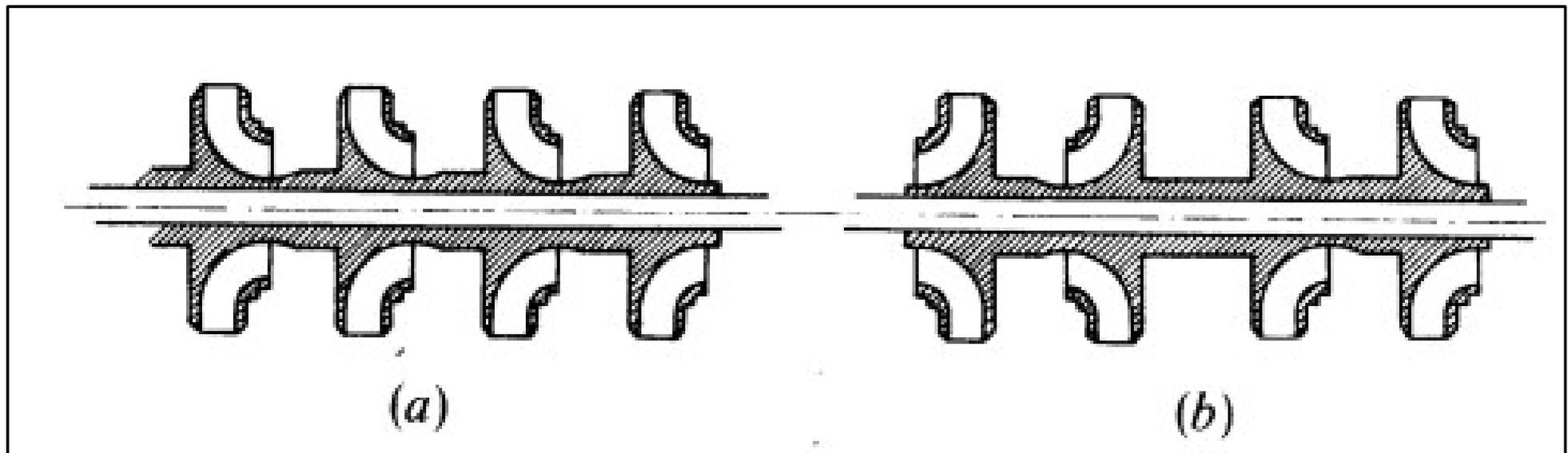
Los rodetes se clasifican en cuatro tipos, según la forma de sujeción de los álabes:

- a) Rodete cerrado de simple aspiración: las caras anterior y posterior forman una caja: entre ambas caras se fijan los álabes.
- b) Rodete cerrado de doble aspiración.
- c) Rodete semiabierto de simple aspiración: sin la cara anterior, los álabes se fijan solo en la cara posterior.
- d) Rodete abierto de doble aspiración sin cara anterior ni posterior: los álabes se fijan en el núcleo del cubo del rodete.



# RODETE: CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS POR EL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES

Cuando en las bombas se presentan varios escalonamientos, el caudal que sale de un rodete ingresa al siguiente, esto genera que en el caso a) se genere un gran empuje axial en la bomba, mientras que con la disposición de la bomba b) el empuje se encuentra equilibrado. Esto hace que la disposición de la bomba con un sistema escalonado como la situación b) sea preferible.



# **RODETE: CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS POR EL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES**

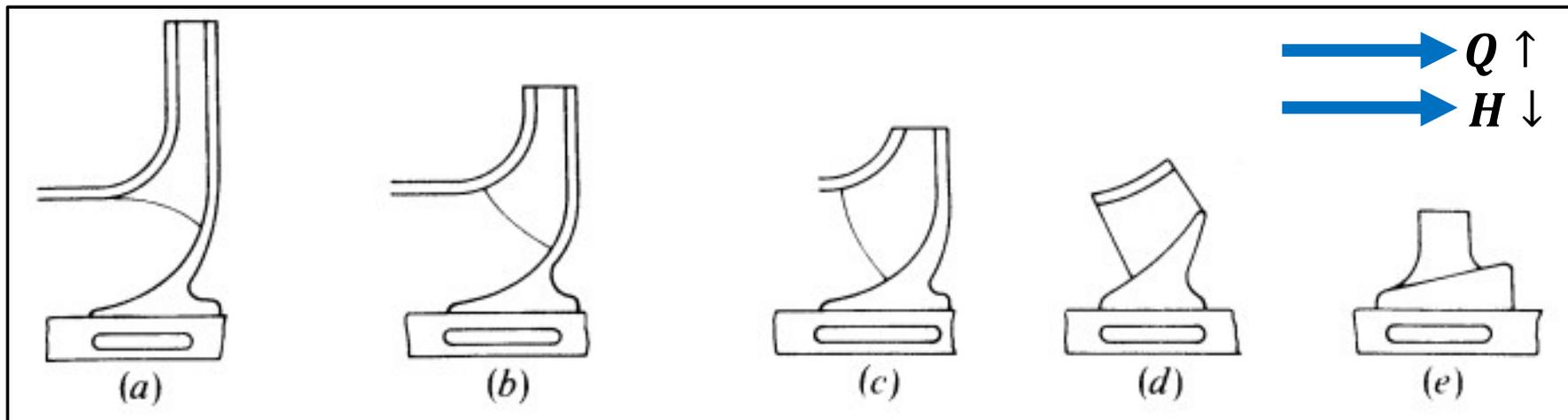
El rodete de una bomba rotodinámica se ha de proyectar de manera que para la  $Q$  y  $H$  requeridas se obtenga el óptimo rendimiento. En la práctica, los  $Q$  y  $H$  necesarios varían entre amplios límites, y dentro de ellos puede requerirse cualquier combinación de  $Q$  y  $H$  con diferentes valores de  $n$ , buscando siempre el óptimo rendimiento. La consecuencia de esto es la siguiente:

***“El rodete de las bombas rotodinámicas va cambiando insensiblemente de forma para adaptarse a las diferentes condiciones de servicio”***

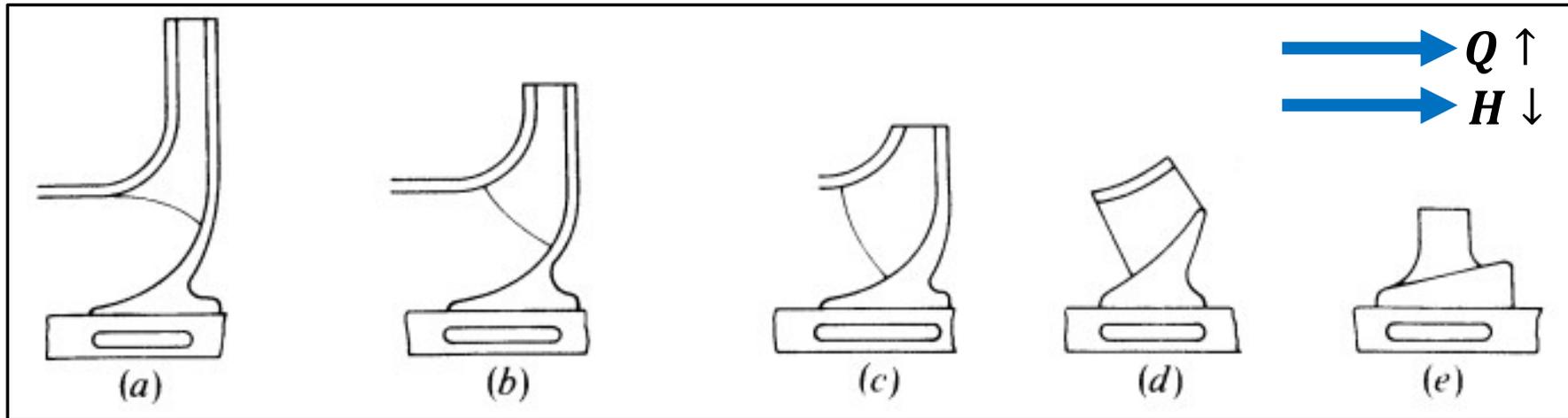
# RODETE: CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS POR EL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES

Las figuras están dibujadas en la misma escala y todas necesitarían la misma potencia:

- En la figura a) el flujo es totalmente radial y la diferencia de diámetros de entrada  $D_1$  y salida,  $D_2$  es máxima.
- De la figura b) hasta la d) el flujo es cada vez más axial.
- En la figura d) el rodete es claramente semi-axial o mixto.
- En la figura e) el flujo es totalmente axial.



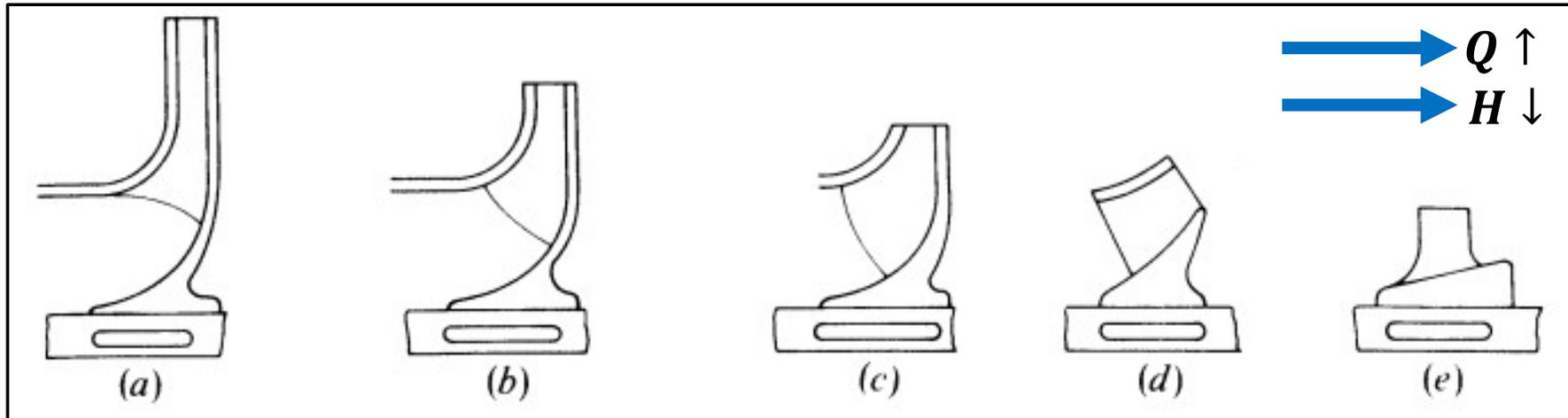
# RODETE: CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS POR EL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES



Cada uno de los cinco rodetes representa una familia de rodetes **geoméricamente semejantes**. El tamaño se ajustará a la potencia.

***“La clasificación más precisa de las bombas rotodinámicas es una clasificación numérica, asignando a toda la familia de bombas geoméricamente semejantes un número, a saber, el NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES”***

# RODETE: CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS POR EL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES

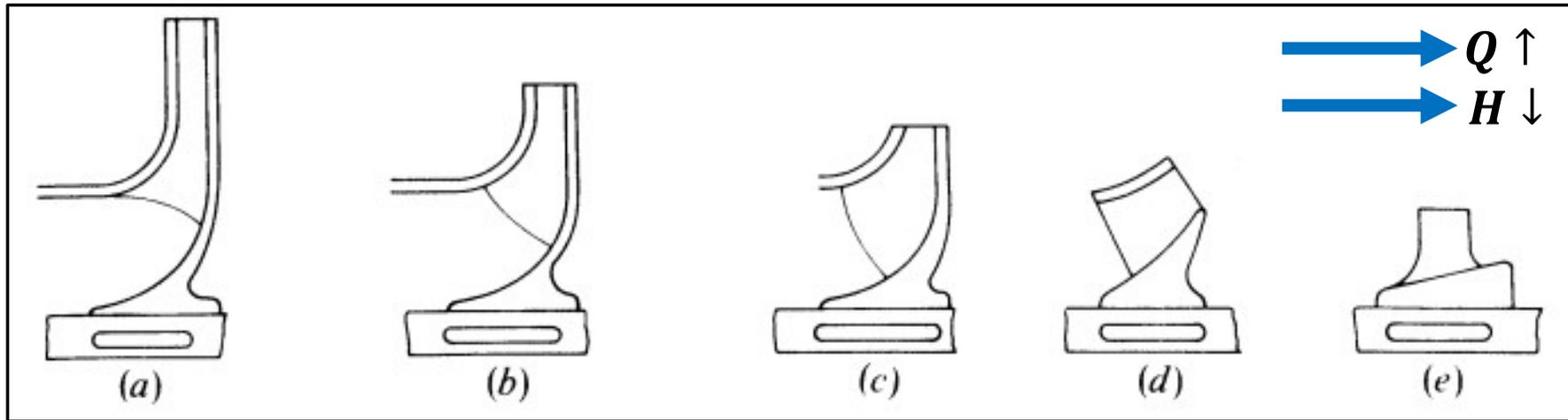


$$n_s = nP^{1/2}H^{-5/4}$$

$$n_s = n(\text{rps})P^{1/2}(\text{W})H^{-5/4}(\text{m}) \rightarrow \text{SI}$$

$$n_s = n(\text{rpm})P^{1/2}(\text{CV})H^{-5/4}(\text{m}) \rightarrow \text{son las unidades más utilizadas}$$

# RODETE: CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS POR EL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES



$$n_s = nP^{1/2}H^{-5/4}$$

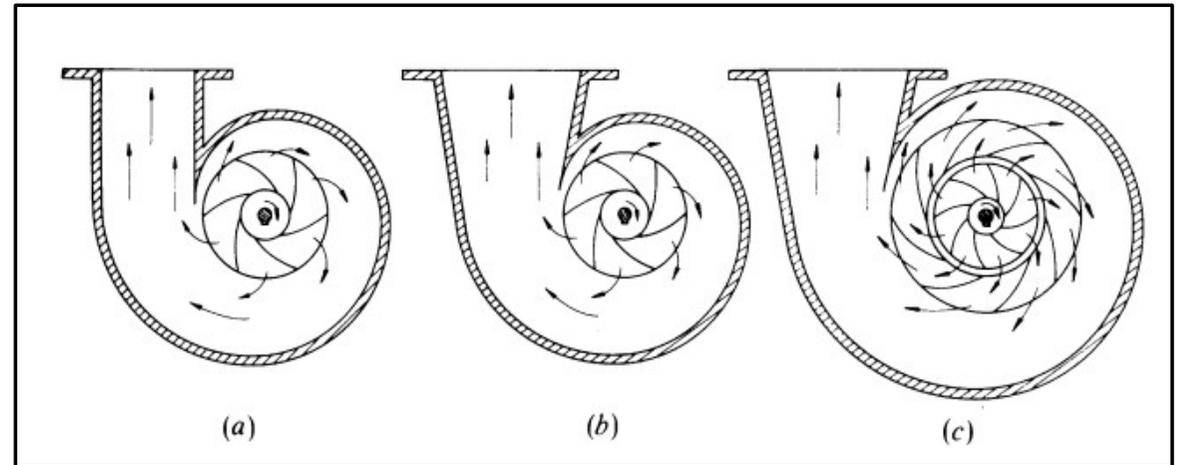
Los números específicos de revoluciones son: (a)  $n_s = 40$  a  $300$ ; rodete marcadamente radial (lento); (b)  $n_s = 80$  a  $140$ ; (c)  $n_s = 140$  a  $300$ ; (d)  $n_s = 300$  a  $600$ : rodete semiaxial o de flujo mixto; (e)  $n_s = 600$  a  $1800$ : rodete axial (rápido.).

# SISTEMA DIFUSOR

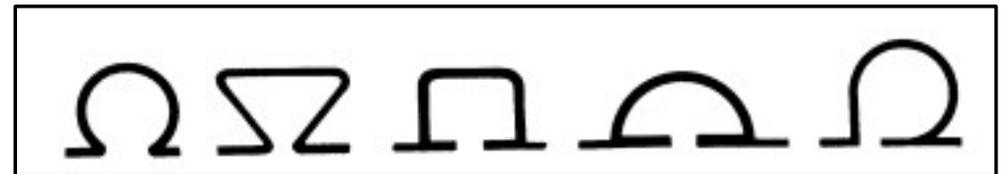
El sistema difusor de una bomba consta de tres elementos:

- Corona directriz.
- Caja espiral.
- Cono difusor.

El papel de los tres elementos es el mismo: transformar la energía dinámica que da el rodete en energía de presión con el mínimo de pérdidas.

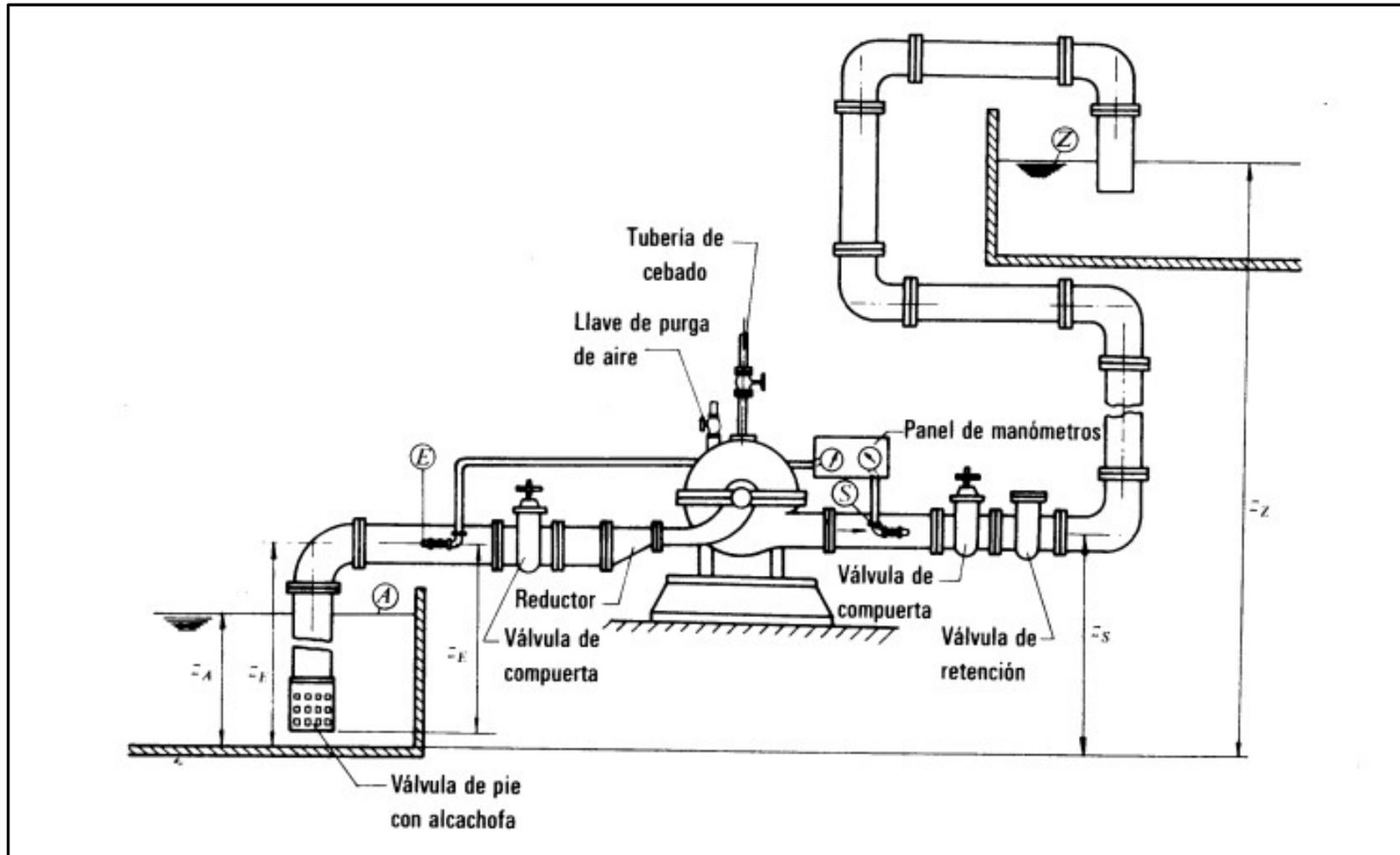


**Cono difusor**



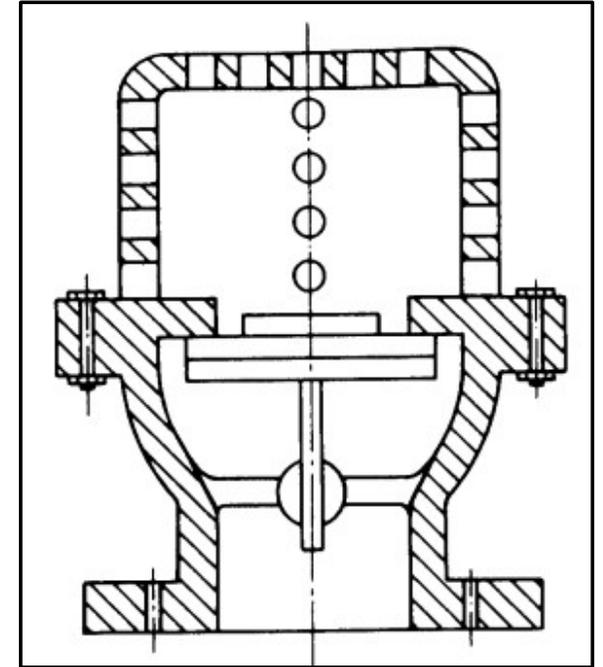
**Secciones de Caja Espiral o Voluta**

# INSTALACIÓN DE LA BOMBA



# INSTALACIÓN DE LA BOMBA

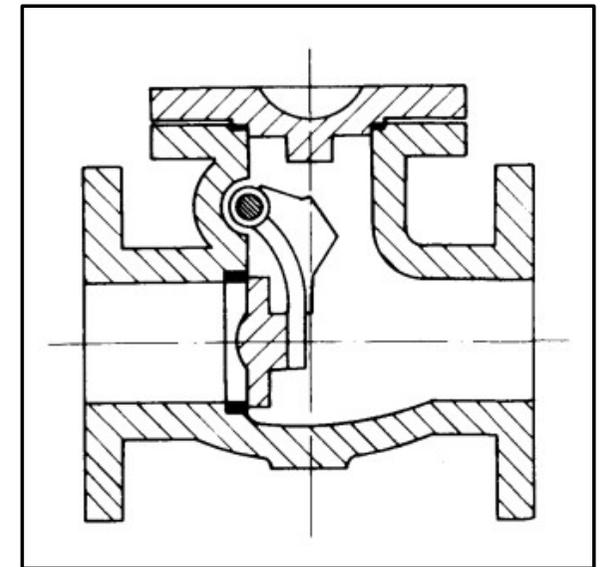
- **La alcachofa y válvula de pie:** la primera evita la entrada de suciedades (ramas, hierbas, papeles, etc.) que pueden obstruir la bomba, la segunda hace posible, reteniendo líquido, el cebado de la bomba. Ambos elementos originan una importante pérdida de carga. Si fuera preciso evitar esta pérdida para que no se produzca cavitación, no se instalan estos elementos. Entonces el cebado se hace mediante una bomba de vacío.



**Válvula de pie con  
Alcachofa**

# INSTALACIÓN DE LA BOMBA

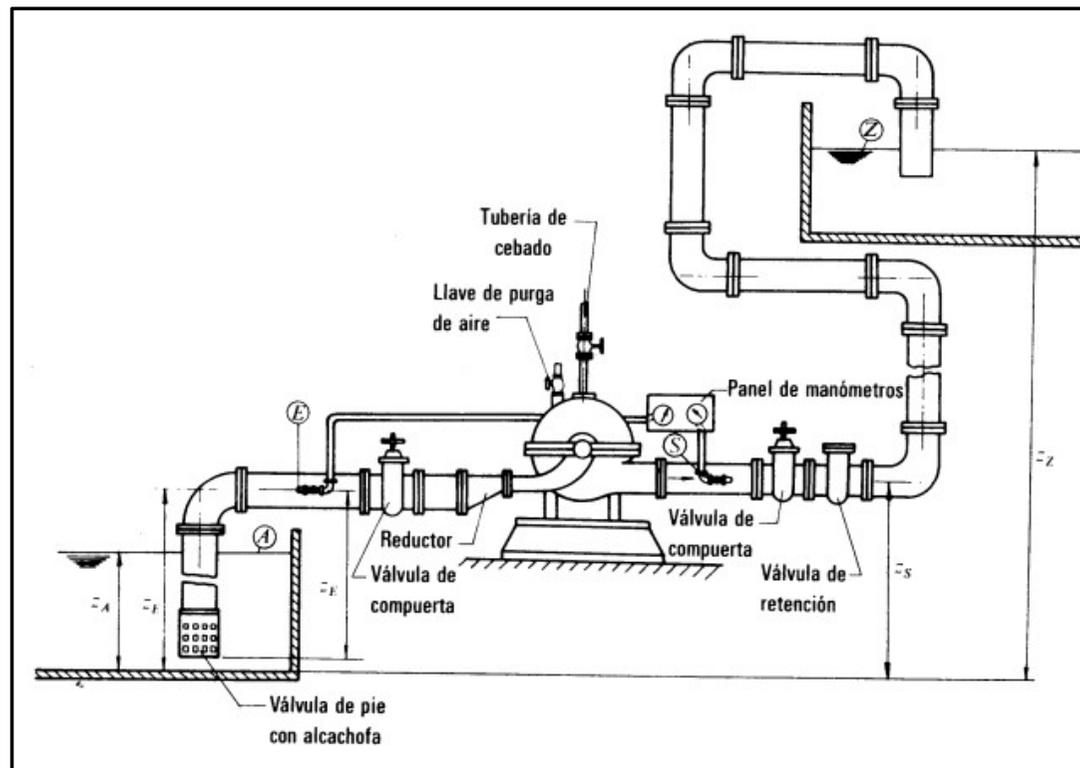
- **Válvulas de compuerta en la aspiración y en la impulsión:** a veces se instala la primera; pero del a segunda no se prescinde nunca porque sirve para la regulación del caudal de la bomba.
- **La válvula de retención en la impulsión:** impide el retroceso del fluido cuando la bomba se para. Es imprescindible si la tubería de impulsión es muy larga o se encuentra a gran presión.



**Válvula de retención**

# INSTALACIÓN DE LA BOMBA

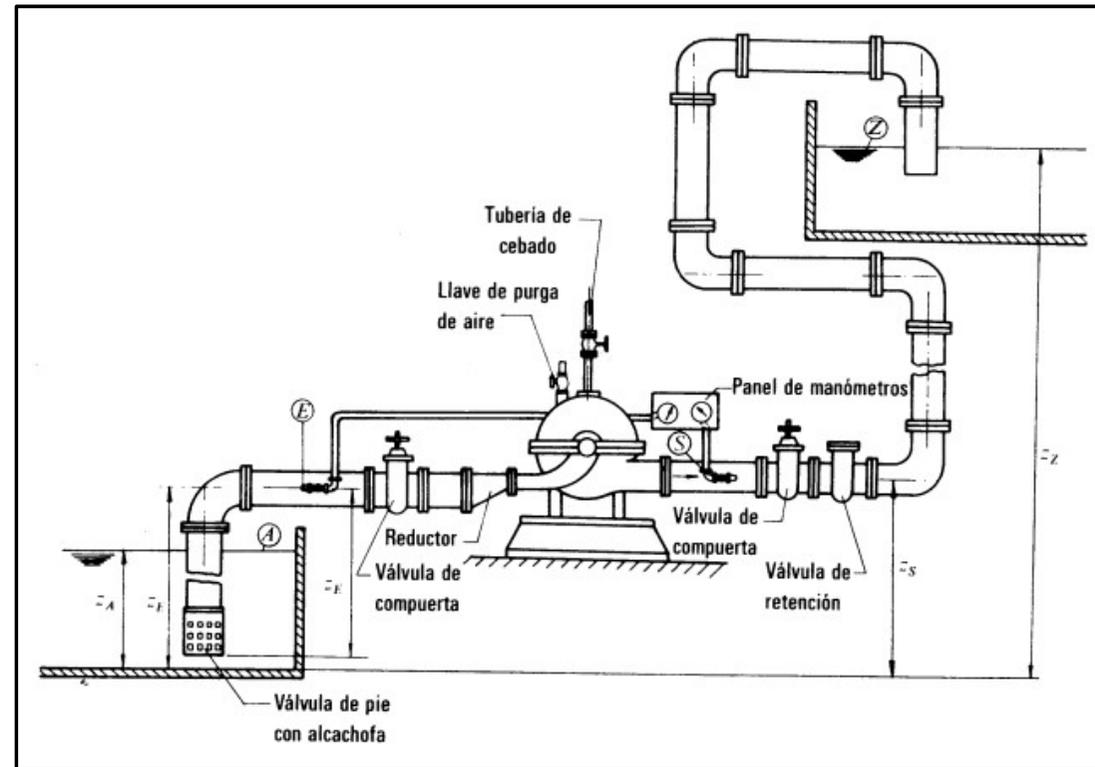
- **El reductor en la aspiración:** Para mejorar la aspiración de la bomba y evitar la cavitación se aumenta a veces el diámetro de la tubería de aspiración. La reducción se hace con un accesorio como el de la figura para evitar la formación de bolsas de aire en la parte superior.



# INSTALACIÓN DE LA BOMBA

En la instalación de una bomba es importante considerar las secciones siguientes:

- Sección A: nivel superior de agua en el pozo de aspiración.
- Sección Z: nivel superior del agua en el depósito de impulsión.
- Sección E: entrada de la bomba.
- Sección S: salida de la bomba.



# ALTURA ÚTIL O EFECTIVA DE UNA BOMBA

$$H_u = \frac{(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})}{g} \rightarrow \text{Ecuación de Euler de las bombas}$$

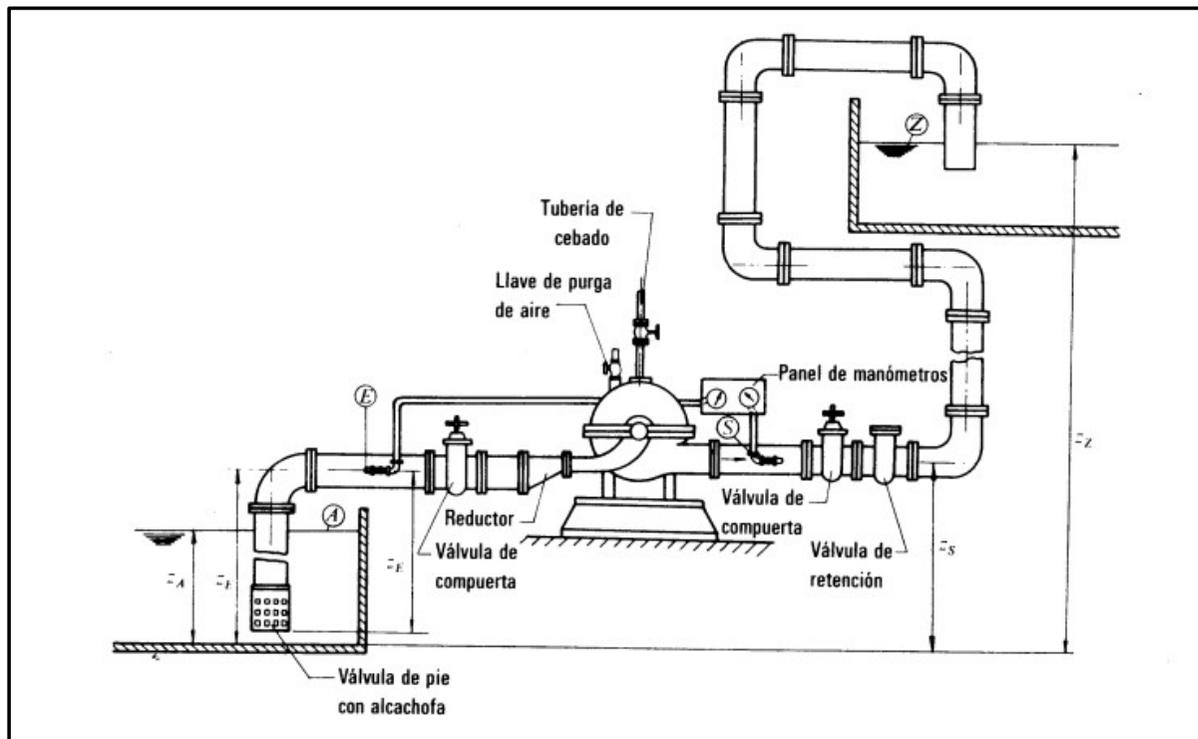
Es la altura que el rodete imparte al fluido. Si no hubiera pérdidas en el interior de la bomba sería también el aumento de altura que experimentaría el fluido entre la entrada y la salida de la bomba (secciones E y S). Sin embargo, en el interior de la bomba se producen como ya hemos dicho pérdidas hidráulicas  $H_{r-int}$

$$H = H_u - H_{r-int} \rightarrow \text{Altura útil o efectiva de una bomba}$$

Altura útil o altura efectiva  $H$  que da la bomba es la altura que imparte el rodete a la altura teórica,  $H_u$ , menos las pérdidas en el interior de la bomba,  $H_{r-int}$

# ALTURA ÚTIL Y ENERGÍA ÚTIL: PRIMERA EXPRESIÓN

Planteamos Bernoulli entre las secciones E y S.



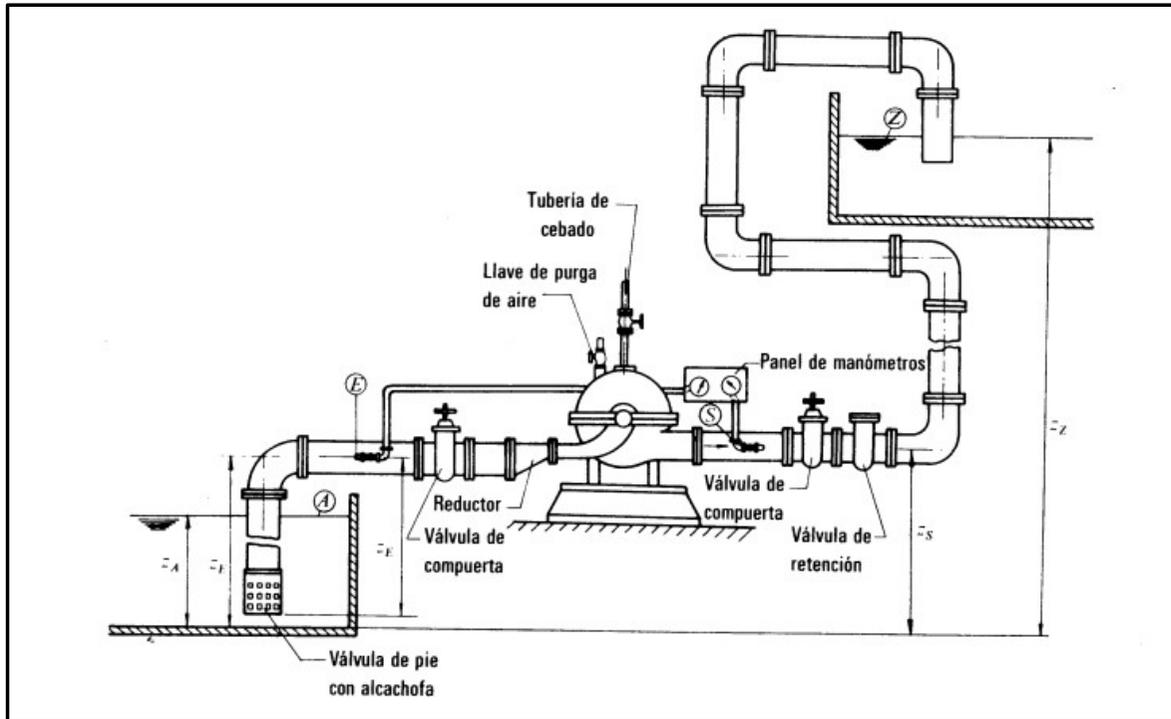
$$\frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} + z_E + H = \frac{p_S}{\gamma} + \frac{v_S^2}{2g} + z_S$$

$$H = \left( \frac{p_S}{\gamma} + \frac{v_S^2}{2g} + z_S \right) - \left( \frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} + z_E \right)$$

$$H = \left( \frac{p_S - p_E}{\gamma} + \frac{v_S^2 - v_E^2}{2g} + z_S - z_E \right)$$

# ALTURA ÚTIL Y ENERGÍA ÚTIL: PRIMERA EXPRESIÓN

Planteamos Bernoulli entre las secciones E y S.



$$H = \left( \frac{p_S - p_E}{\gamma} + \frac{v_S^2 - v_E^2}{2g} + z_S - z_E \right)$$

$$Y = \left( \frac{p_S - p_E}{\gamma} + \frac{v_S^2 - v_E^2}{2g} + z_S - z_E \right) g$$

# ALTURA ÚTIL Y ENERGÍA ÚTIL: PRIMERA EXPRESIÓN

$$H = \left( \frac{p_S - p_E}{\gamma} + \frac{v_S^2 - v_E^2}{2g} + z_S - z_E \right)$$

## Notas:

- El término  $z_S - z_E$  suele ser o muy pequeño o incluso igual a 0 en las bombas de eje vertical.
- El término  $\frac{v_S^2 - v_E^2}{2g}$  suele ser también muy pequeño o igual a 0: positivo, aunque pequeño si el diámetro de la tubería de aspiración se hace mayor que el de la tubería de impulsión, para evitar la cavitación; igual a 0, si  $D_S = D_E$ .

# ALTURA ÚTIL Y ENERGÍA ÚTIL: PRIMERA EXPRESIÓN

## Notas:

- Luego en algunos casos:

$$\left( \frac{v_S^2 - v_E^2}{2g} \approx 0; z_S - z_E \approx 0. \text{ Bomba en aspiración} \right)$$

$$H = \frac{p_S - p_E}{\gamma} = M_S + M_E$$

$M_S$  → Lectura del manómetro a la salida: el signo + suma los valores absolutos de las lecturas; porque la presión a la entrada suele ser negativa: vacuómetro.

$M_E$  → Lectura del manómetro a la entrada

# ALTURA ÚTIL Y ENERGÍA ÚTIL: PRIMERA EXPRESIÓN

## Notas:

- Luego en algunos casos:

$$H = \frac{p_S - p_E}{\gamma} = M_S + M_E$$

$$\left( \frac{v_S^2 - v_E^2}{2g} \approx 0; z_S - z_E \approx 0. \text{ Bomba en aspiración} \right)$$

- La ecuación anterior suele dar una buena aproximación del valor de H.
- No se debe utilizar sin ver si se cumplen al menos con aproximación las hipótesis en que se funda. Si, por ejemplo, la bomba no está instalada en aspiración, sino en carga (eje de la bomba en cota inferior al nivel del depósito de aspiración) el manómetro a la entrada marcará una presión positiva y en la fórmula anterior figurará el signo – en vez del +.

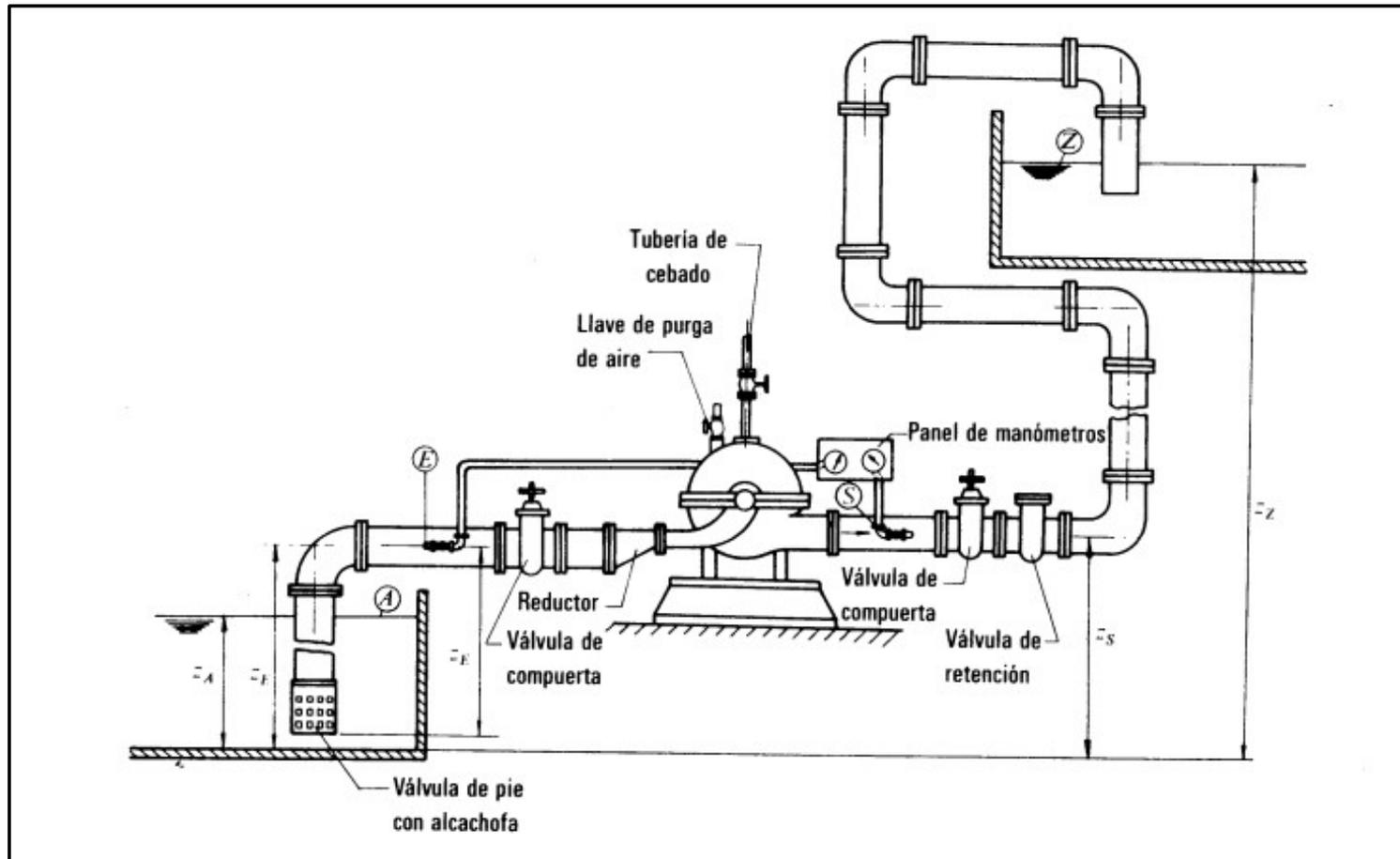
# **ALTURA ÚTIL Y ENERGÍA ÚTIL: PRIMERA EXPRESIÓN**

## Notas:

- Como en las instalaciones normales no suele existir vacuómetro a la entrada, conviene advertir que la altura útil  $H$  no es igual a la lectura del manómetro.
- La altura útil para las condiciones óptimas de servicio de la bomba debe figurar, junto con el caudal  $Q$  y el número de revoluciones  $n$  en la placa característica de la máquina.

## Tarea

Deducir la expresión de altura útil y energía útil aplicando Bernoulli entre los puntos A y Z del siguiente esquema.



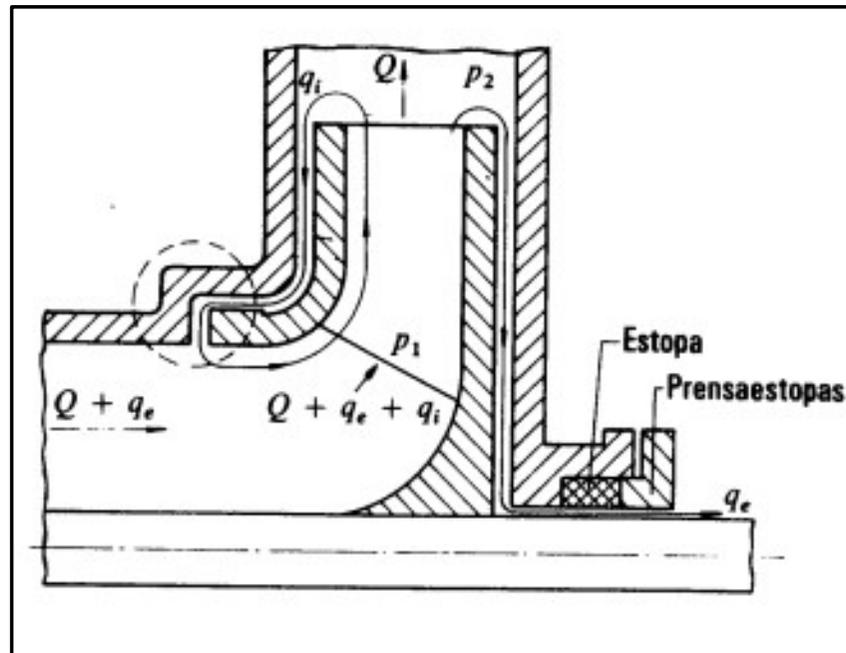
# **PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS**

Todas las pérdidas de una bomba entre los puntos E y S, se pueden clasificar en tres grupos:

- a. Pérdidas hidráulicas: son de dos clases: pérdidas de superficie y pérdidas de forma. Las pérdidas de superficie se producen por el rozamiento del fluido con las paredes de la bomba (rodete, corona directriz..) o de las partículas del fluido entre sí; las pérdidas de forma se producen por el desprendimiento de la capa límite en los cambios de dirección y en toda forma difícil al flujo, en particular a la entrada del rodete si la tangente del álabe no coincide con la dirección de la velocidad relativa a la entrada, o a la salida del rodete si la tangente del álabe de la corona no coincide exactamente con la velocidad absoluta a la salida. Las pérdidas hidráulicas se originan, pues:
- Entre el punto E y la entrada del rodete.
  - En el rodete.
  - En la corona directriz (si existe).
  - En la caja espiral.
  - Desde la salida de la caja espiral hasta la salida de la bomba, o punto S.

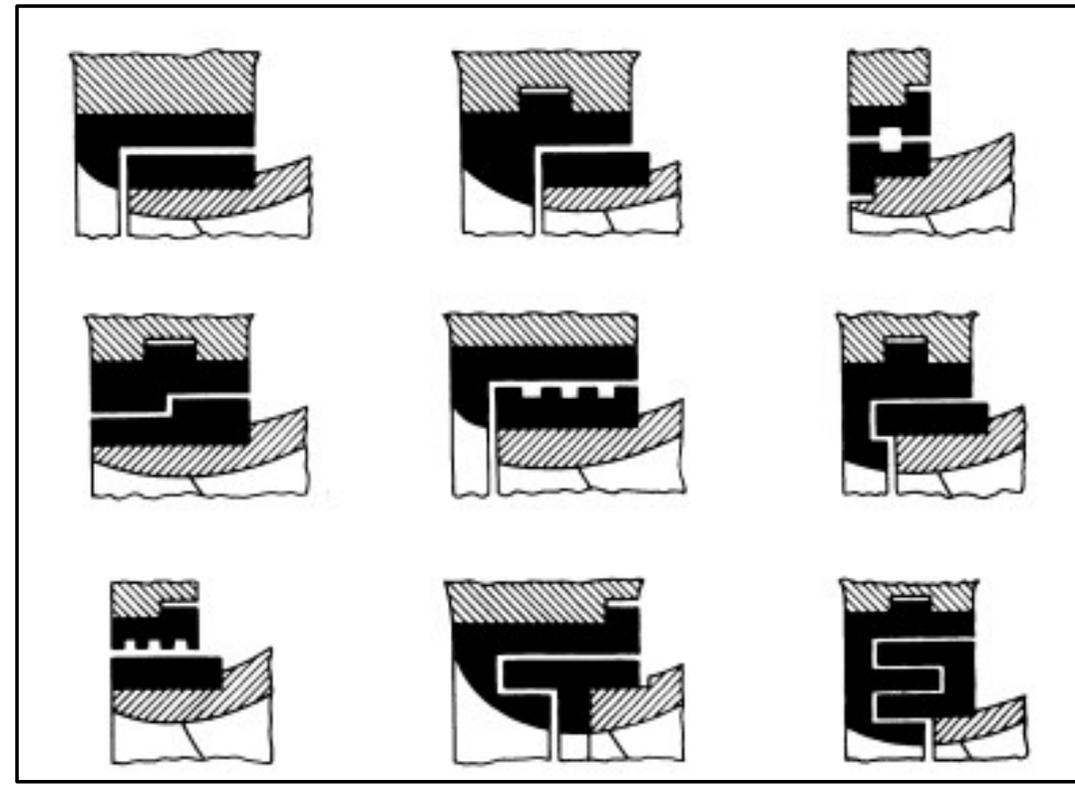
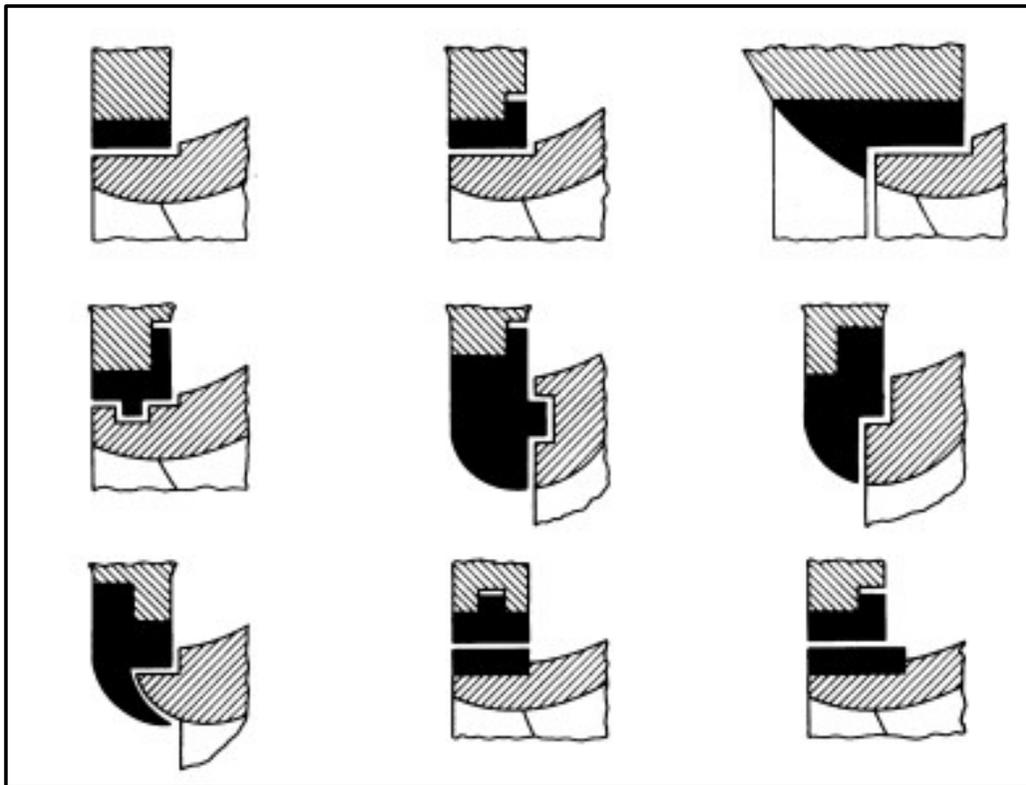
# PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

- b. Pérdidas volumétricas: Estas pérdidas, que se denominan también pérdidas intersticiales, son pérdidas de caudal y se dividen en dos clases: *pérdidas exteriores*  $q_E$  y *pérdidas interiores*  $q_i$ .



# PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

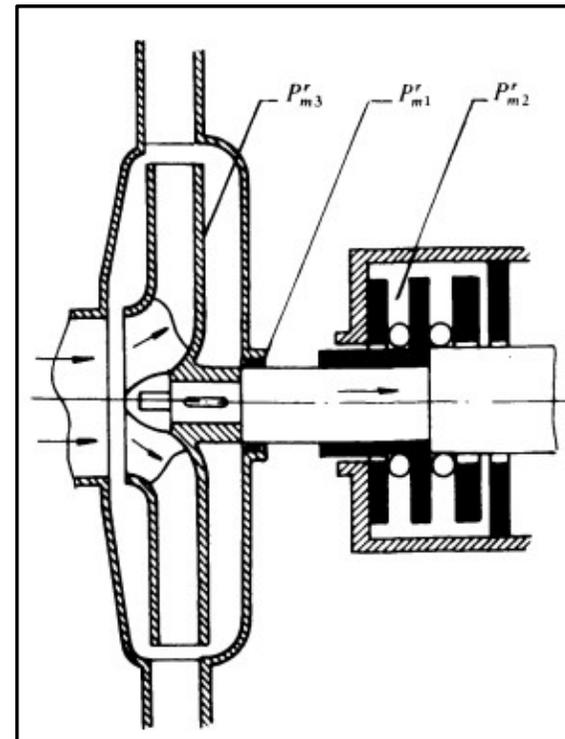
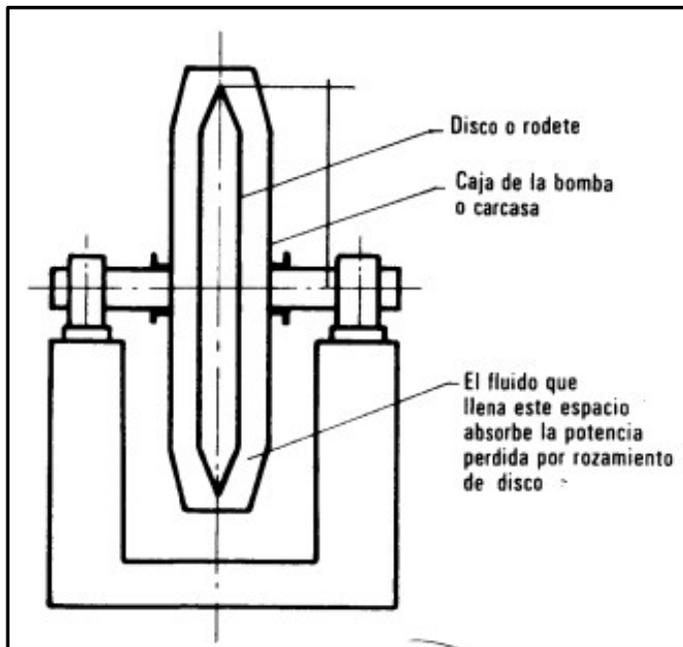
b. Pérdidas volumétricas: Estas pérdidas, que se denominan también pérdidas intersticiales, son pérdidas de caudal y se dividen en dos clases: *pérdidas exteriores*  $q_E$  y *pérdidas interiores*  $q_i$ .



# PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

c. Pérdidas mecánicas: estas pérdidas incluyen:

- Pérdidas por rozamiento del prensaestopas con el eje de la máquina.
- Pérdidas por rozamiento del eje con los cojinetes.
- Pérdidas por accionamiento de auxiliares (bomba de engranajes para lubricación, cuentarrevoluciones, etc).
- Rozamiento de disco o rodete.



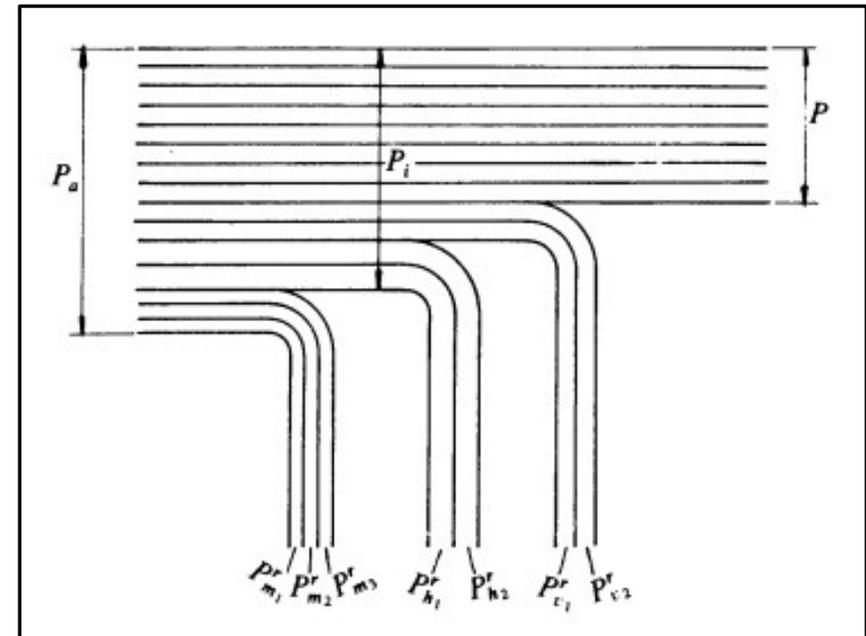
# PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

$P_a$ : Potencia de accionamiento = potencia absorbida = potencia al freno = potencia en el eje . Los cuatro nombres se utilizan en la práctica.

Así, en un grupo moto-bomba (motor eléctrico-bomba)  $P_a$  no es la potencia absorbida de la red, sino la potencia libre en el eje (potencia absorbida de la red multiplicada por el rendimiento del motor eléctrico).

$P_i$  – Potencia interna: potencia suministrada al rodete, igual a la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas.

$P$  – Potencia útil : incremento de potencia que experimenta el fluido en la bomba.

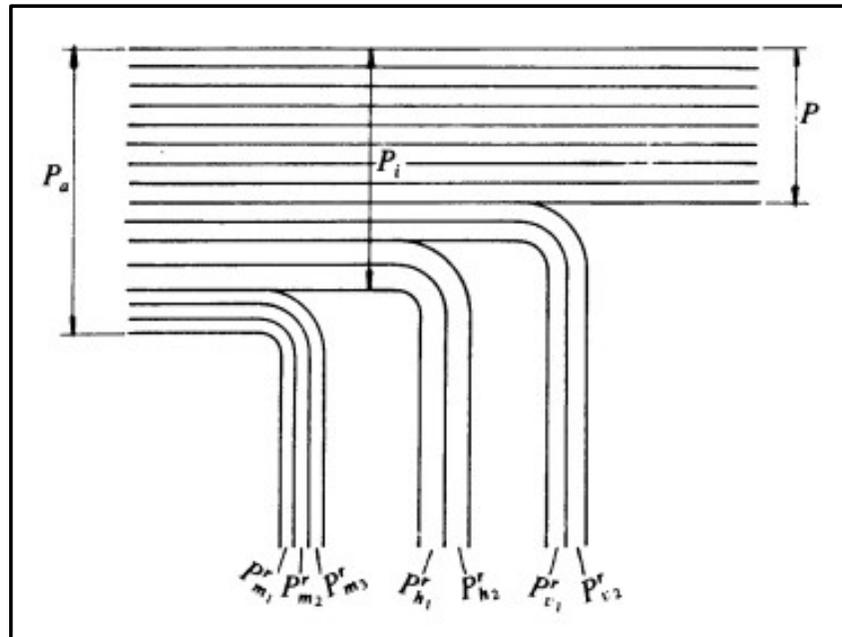


# PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

$P_h^r$  – pérdidas hidráulicas:  $P_{h1}^r$  – pérdidas por rozamiento de superficie;  $P_{h2}^r$  – pérdidas por rozamiento de forma.

$P_v^r$  – pérdidas volumétricas:  $P_{v1}^r$  – pérdidas por caudal exterior;  $P_{v2}^r$  – pérdidas por cortocircuito.

$P_m^r$  – pérdidas mecánicas:  $P_{m1}^r$  – pérdidas por rozamiento en el prensaestopas;  $P_{m2}^r$  – pérdidas por rozamiento en los cojinetes y accionamiento de auxiliares;  $P_{m3}^r$  – pérdidas por rozamiento de disco.



# PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

*Potencia de accionamiento,  $P_a$* : es la potencia en el eje de la bomba o potencia mecánica que la bomba absorbe. Esta potencia mecánica tiene la siguiente expresión:

$$P_a = M\omega = \frac{2\pi}{60} nM \quad W, SI$$

*Potencia interna,  $P_i$* : es la potencia total transmitida al fluido, o sea la potencia de accionamiento, descontando las pérdidas mecánicas:

$$P_i = P_a - P_m^r$$

El rodete entrega al fluido una energía específica equivalente a una altura  $H_u = H + H_{r-int}$  y esta altura la entrega al caudal bombeado por el rodete, que es  $Q + q_e + q_i$ , luego:

$$P_i = (Q + q_e + q_i)\rho g(H + H_{r-int}) = (Q + q_e + q_i)\rho gH_u$$

# PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

*Potencia útil,  $P$* : es la potencia de accionamiento descontando todas las pérdidas en la bomba o equivalentemente la potencia interna descontando todas y sólo las pérdidas internas (hidráulicas y volumétricas). Luego:

$$P = P_a - P_m^r - P_v^r - P_h^r = P_i - P_v^r - P_h^r$$

La potencia útil por otra parte será la invertida en impulsar el caudal útil  $Q$  a la altura  $H$ . Luego:

$$P = Q\rho gH$$

*Rendimiento hidráulico,  $\eta_h$*  tiene en cuenta todas y sólo las pérdidas de altura total,  $H_{r-int}$  en la bomba:

$$\eta_h = \frac{H}{H_u}$$

# PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

*Rendimiento volumétrico,  $\eta_v$ :*

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q_e + q_i}$$

*Rendimiento interno,  $\eta_i$ :* tiene en cuenta todas las pérdidas hidráulicas y volumétricas.

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} \qquad P_i = (Q + q_e + q_i)\rho g H_u = \frac{Q\rho g H}{\eta_v \eta_h}$$

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} = \frac{Q\rho g H \eta_v \eta_h}{Q\rho g H} = \eta_v \eta_h$$

# PÉRDIDAS, POTENCIAS Y RENDIMIENTOS

*Rendimiento mecánico,  $\eta_m$ :*

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_a}$$

*Rendimiento total,  $\eta_{tot}$ :* tiene en cuenta todas las pérdidas en la bomba.

$$\eta_{tot} = \frac{P}{P_a}$$

*Relación entre los rendimientos.*

$$\eta_{tot} = \frac{P}{P_a} = \frac{P P_i}{P_i P_a} = \eta_i \eta_m = \eta_v \eta_h \eta_m$$

# CEBADO DE UNA BOMBA

*“Las bombas rotodinámicas no son autocebantes a diferencia de las bombas de embolo y en general todas las bombas desplazamiento positivo”*

## **¿Qué es el cebado de una bomba?**

El cebado de una bomba es un proceso ***previo al funcionamiento de la misma***, que ***consiste en eliminar el aire de la bomba y de la tubería de succión***. Esto se hace para que la presión atmosférica y la presión de inundación puedan hacer fluir el líquido hacia la bomba.

# **CEBADO DE UNA BOMBA**

## **¿Para qué sirve el cebado de una bomba?**

El cebado de una bomba es esencial por las siguientes razones:

- Permite que la bomba funcione correctamente.
- Si la bomba no está cebada, no podrá generar la presión necesaria para extraer el líquido y bombearlo a donde debe ir.
- Evita daños a la bomba: El funcionamiento de una bomba sin cebar puede provocar daños a la misma, como cavitación, sobrecalentamiento y desgaste prematuro.
- Asegura que no haya fugas: El cebado ayuda a asegurar que no haya fugas en el sistema de tuberías.
- Evita el reflujo: Una vez que la bomba está cebada, se evita el reflujo del líquido hacia la fuente de suministro.

## CEBADO DE UNA BOMBA

Las bombas rotodinámicas funcionando a un determinado  $n$ , proporcionan una altura  $H$  máxima, que con frecuencia no siempre coincide con el punto para el cual  $Q=0$ . Esta altura, según la ecuación de Euler, no depende de la densidad del fluido. Así, por ejemplo, una bomba de agua que da una altura máxima de 100m dará es misma altura si esta llena de aire o llena de agua, ahora bien:

Si la bomba está llena de aire (bomba descebada) el incremento de presión creado por la bomba, suponiendo en el aire la densidad normal  $\rho_{aire} = 1,29 \text{ kg/m}^3$ , será:

$$\Delta p = \rho_{aire} \cdot g \cdot H = 1,29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 100\text{m} = 1265,5\text{Pa}$$

*Sería equivalente a una columna de agua de  $\rightarrow \frac{\Delta p}{\rho_{aire} \cdot g} = \frac{1265,5\text{Pa}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0,129\text{m}$*

**“Que sería la altura máxima a que subiría el agua por la tubería de aspiración”.**

## CEBADO DE UNA BOMBA

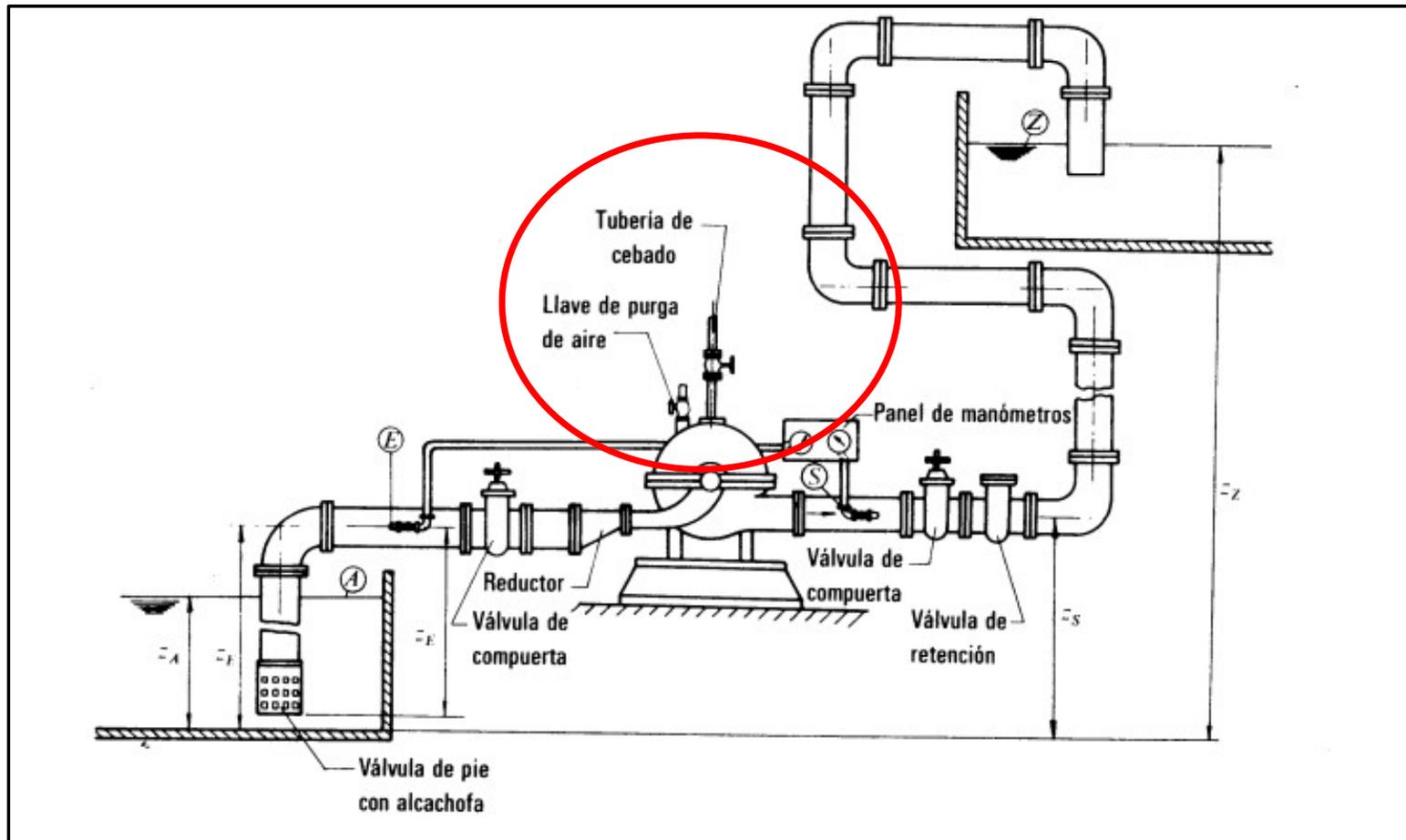
Si la bomba está llena de agua (bomba cebada) el incremento de presiones creado por la bomba, será:

$$\Delta p = \rho_{\text{agua}} \cdot g \cdot H = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 100 = 981000 \text{Pa}$$

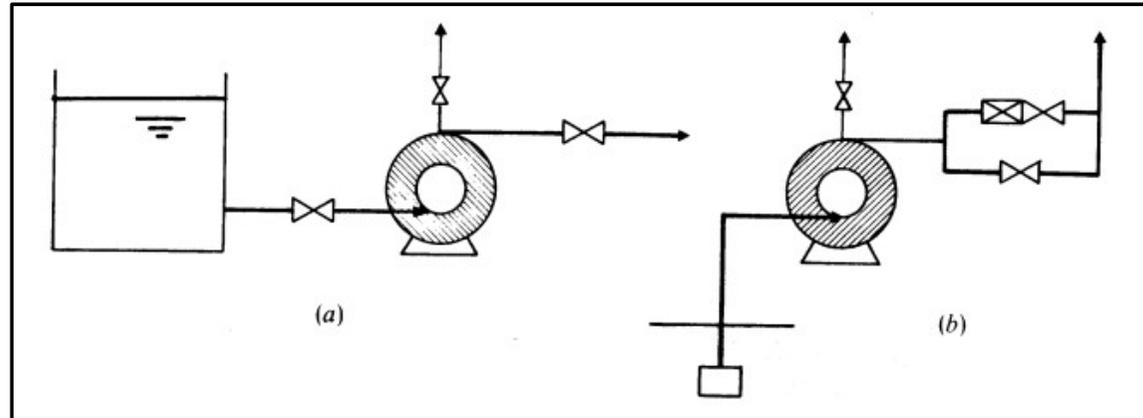
*Sería equivalente a una columna de agua de*  $\rightarrow \frac{\Delta p}{\rho_{\text{agua}} \cdot g} = \frac{981000 \text{Pa}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 100 \text{m}$

***“Que sería la altura máxima a que subiría el agua por la tubería de aspiración”  
y por lo tanto la bomba ya podrá aspirar.***

# CEBADO DE UNA BOMBA

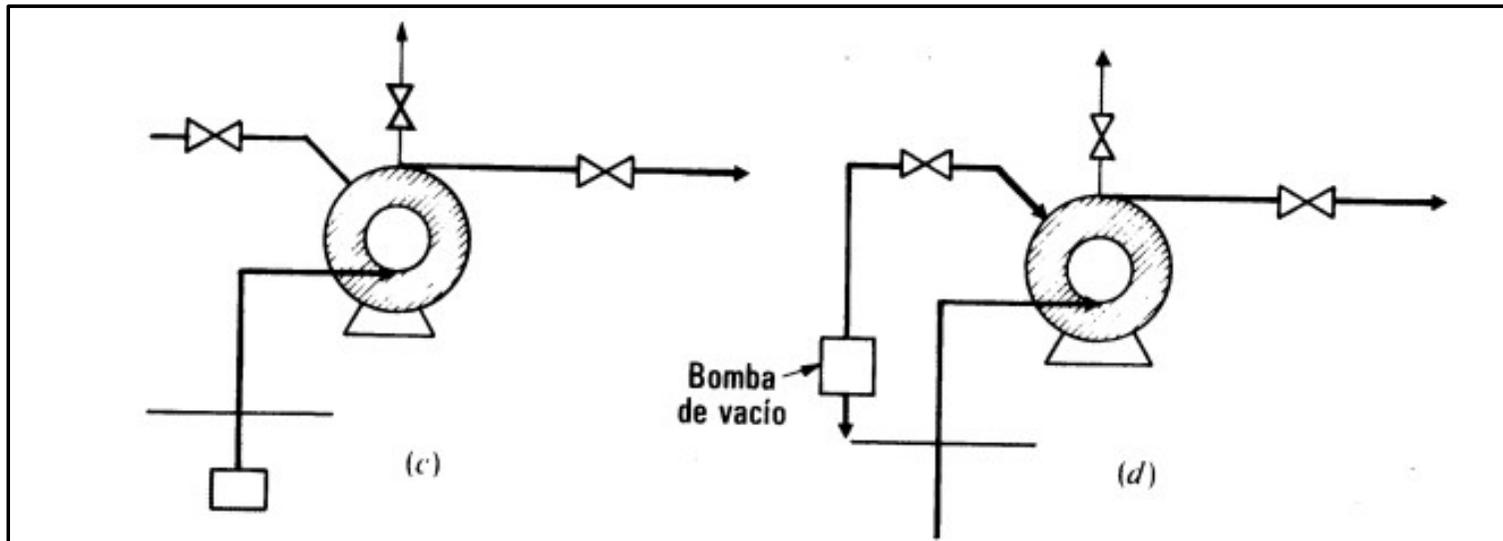


# ESQUEMAS UTILIZADOS EN EL CEBADO DE UNA BOMBA ROTODINÁMICA



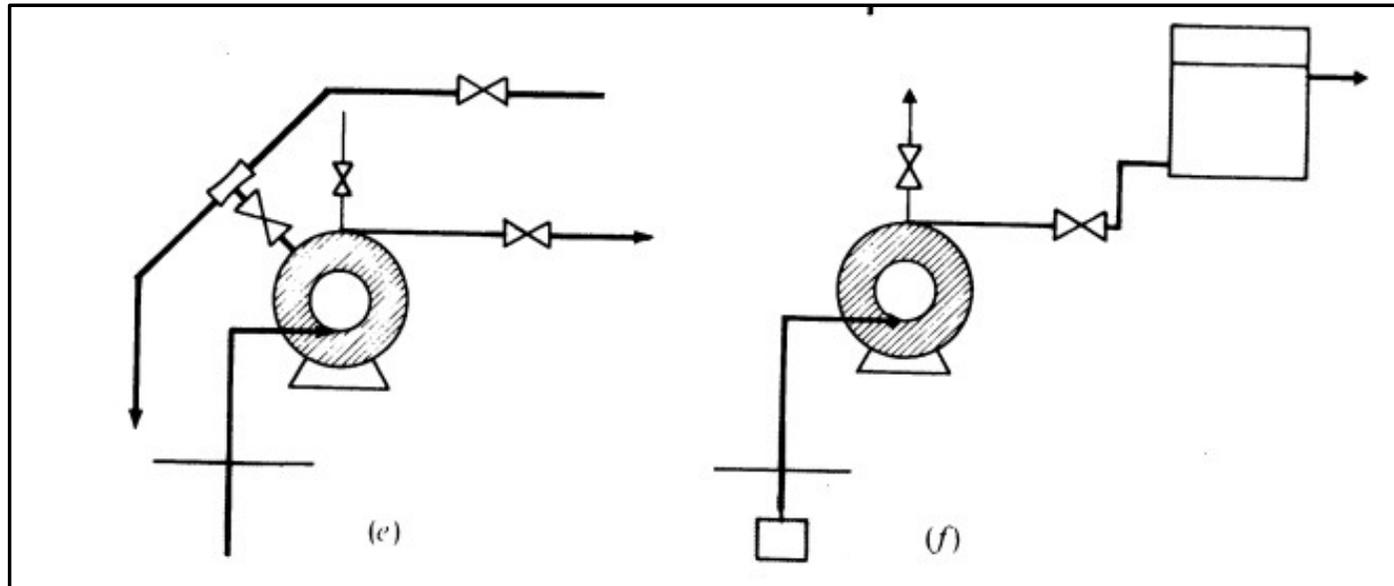
- La bomba se ceba abriendo la válvula dispuesta en la línea de aspiración (este esquema exige que la bomba esté instalada en carga: eje de la bomba por debajo del nivel de depósito de aspiración).
- En la tubería de impulsión en paralelo con la válvula de impulsión y de retención se dispone la válvula de cebado: gracias a la válvula de retención, la tubería retiene líquido cuando la bomba se para.

# ESQUEMAS UTILIZADOS EN EL CEBADO DE UNA BOMBA



- c. La válvula situada a la izquierda es la válvula de cebado y la pequeña válvula dispuesta verticalmente es un grifo de purga que deja escapar agua durante el cebado; los esquemas b), c) y f) precisan una válvula de pie.
- d. Cebado con bomba de vacío.

# ESQUEMAS UTILIZADOS EN EL CEBADO DE UNA BOMBA



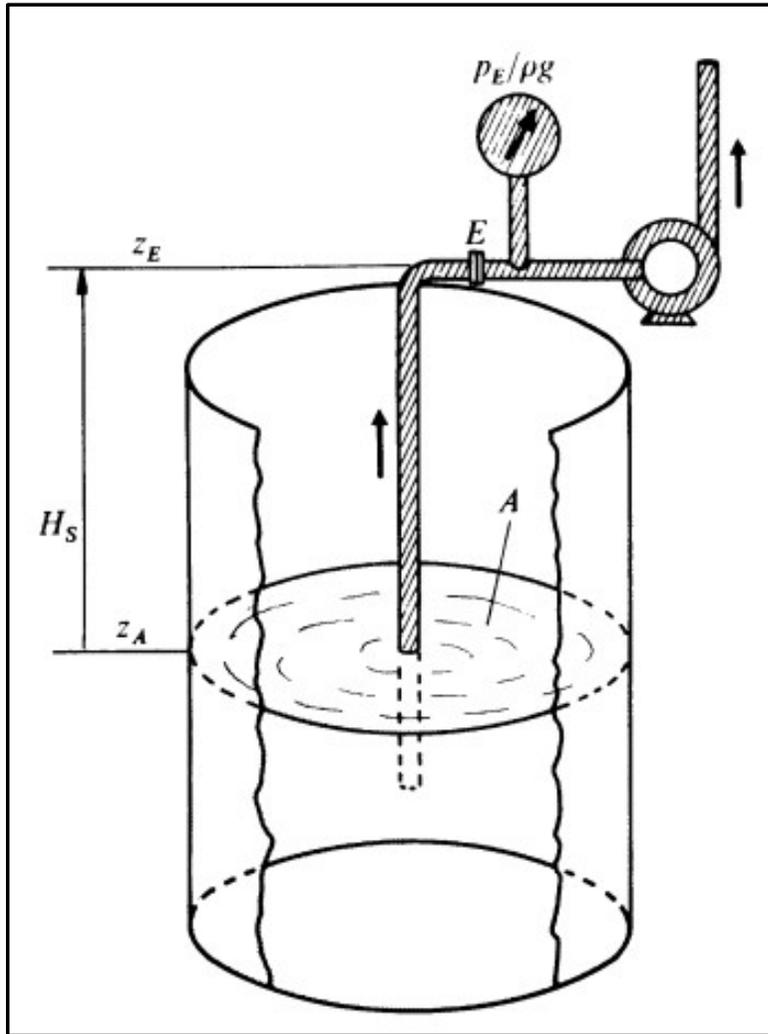
- e. Cebado con eyector; los esquemas d) y e) al eliminar la válvula de pie disminuyen el riesgo de cavitación.
- f. Depósito intercalado en la tubería de impulsión que retiene el líquido necesario para el cebado.

# CAVITACIÓN Y GOLPE DE ARIETE DE UNA BOMBA

La cavitación en las bombas (y en las turbinas) produce dos efectos perjudiciales: disminución del rendimiento y erosión. La aparición de la cavitación en bombas esta íntimamente relacionada con:

- Con el tipo de bomba (en general el peligro de cavitación es tanto mayor cuanto mayor es el número específico de revoluciones,  $n_s$ ).
- Con la instalación de la bomba (la altura de suspensión de la bomba,  $H_s$ , o cota del eje de la bomba sobre el nivel del líquido en el depósito de aspiración, debe ser escogida cuidadosamente para evitar la cavitación).
- Con las condiciones de servicio de la bomba (el caudal de la bomba nunca debe exceder el máximo permisible para que no se produzca la cavitación).

# CAVITACIÓN Y GOLPE DE ARIETE DE UNA BOMBA



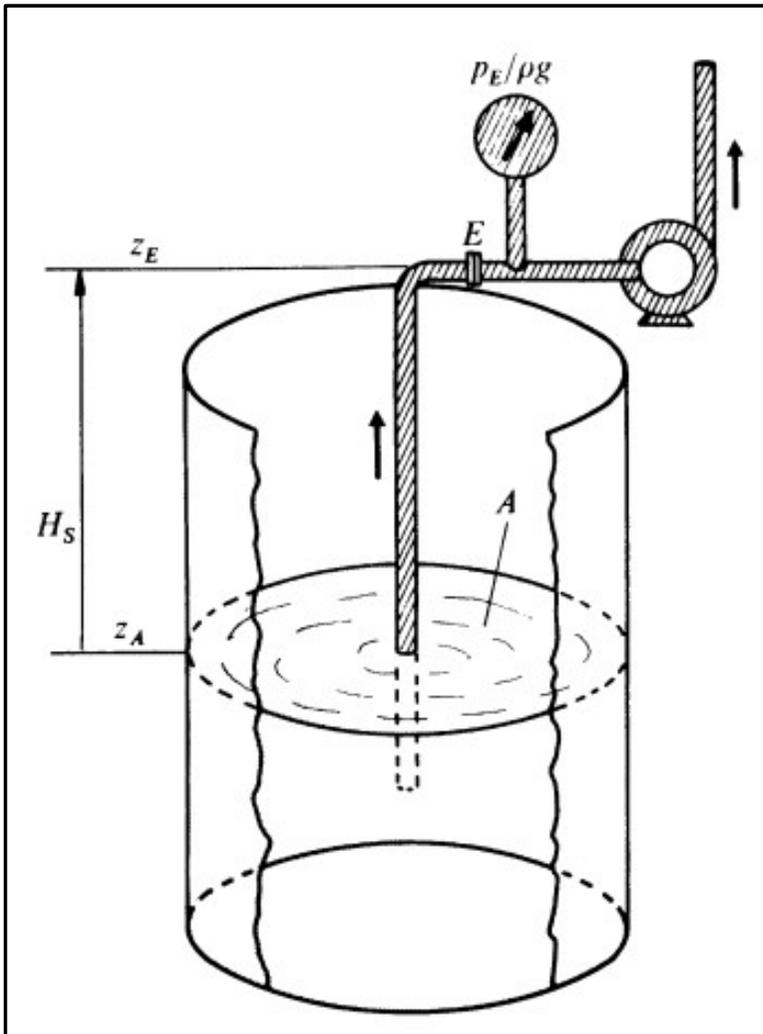
*El NPSH necesario y la altura de suspensión o altura de aspiración,  $H_s$ , de una bomba.*

*$H_s = z_E - z_A \rightarrow$  cota de entrada de la bomba sobre el nivel del depósito de aspiración.*

*$H_s > 0$  si el eje de la bomba está más elevado que el nivel de líquido (bomba en aspiración)*

*$H_s < 0$  si la entrada de la bomba está más baja que dicho nivel (bomba de carga)*

# CAVITACIÓN Y GOLPE DE ARIETE DE UNA BOMBA



**Todas las presiones son absolutas:**

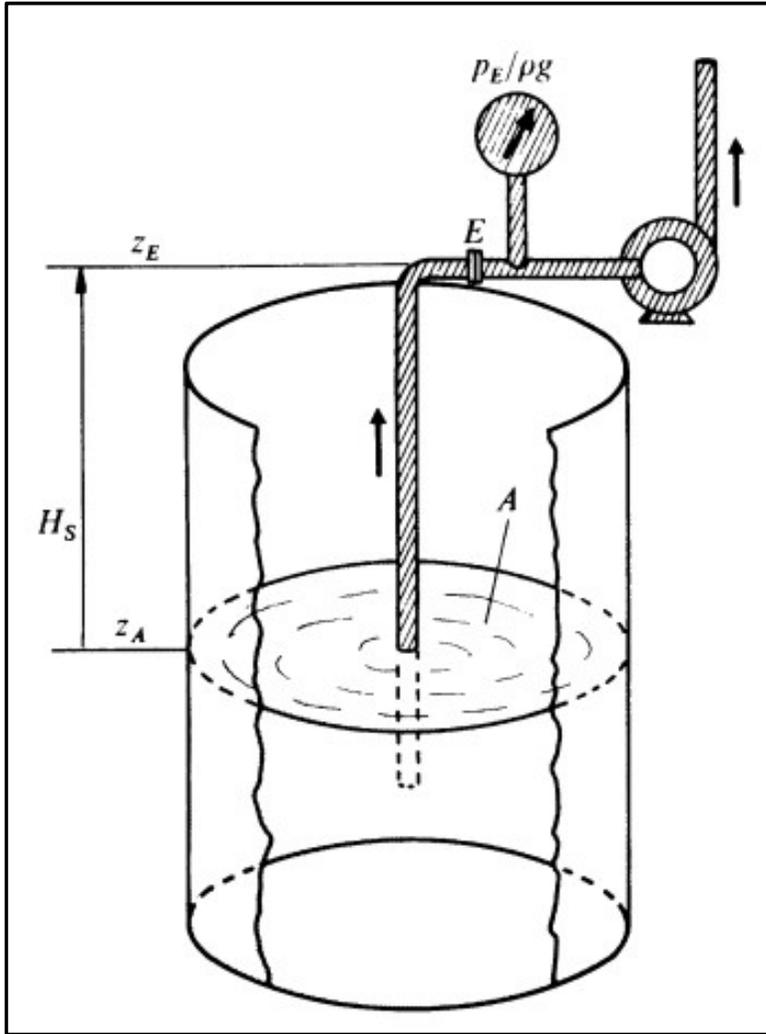
$$H_E = \frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2g} \rightarrow \text{altura total a la entrada de la bomba referida a la cota } z_E$$

*Antes que el líquido circule desde el depósito de aspiración, posterior a este momento aparecen pérdidas, aumenta la altura geodésica, entre otros.*

*Por lo tanto la altura disponible es,  $H_{Ed}$ :*

$$H_{Ed} = \frac{p_E - p_S}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2g}$$

# CAVITACIÓN Y GOLPE DE ARIETE DE UNA BOMBA



*Planteando Bernoulli entre los puntos A y E:*

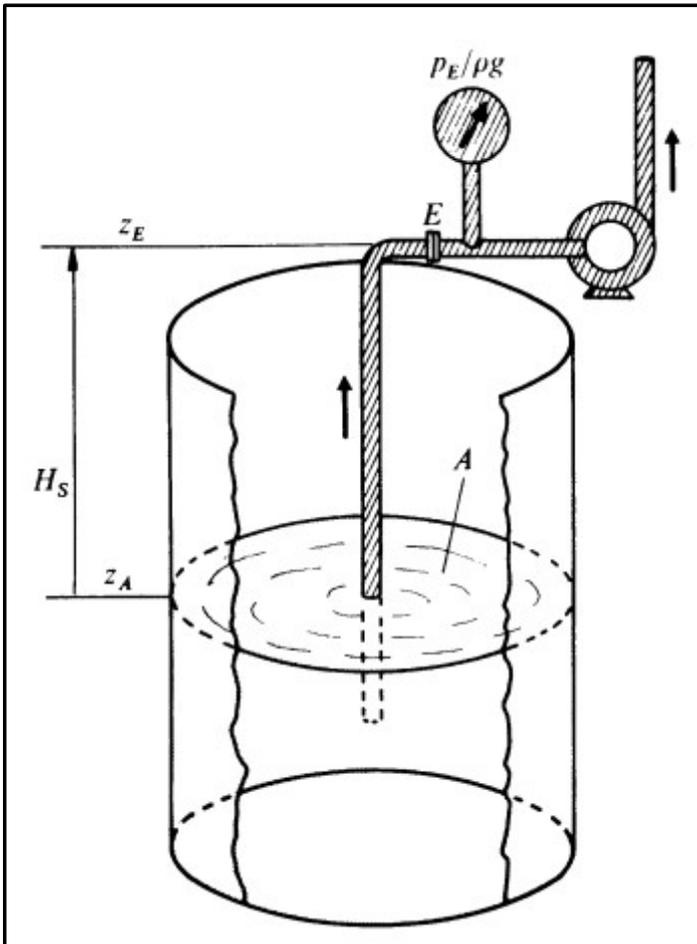
$$\frac{p_A}{\gamma} + z_A - H_{r A-E} = \frac{p_E}{\gamma} + z_E + \frac{c_E^2}{2g} \rightarrow \text{siendo } H_S = z_E - z_A$$

$$\frac{p_A}{\gamma} - H_S - H_{r A-E} = \frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2g}$$

$$H_{Ed} = \frac{p_A - p_S}{\gamma} - H_S - H_{r A-E}$$

*La altura de aspiración disponible,  $H_{Ed}$ , se denomina en los países de habla inglesa NPSH (Net Positive Suction Head).*

# CAVITACIÓN Y GOLPE DE ARIETE DE UNA BOMBA



*Para evitar la cavitación se debe verificar que:*

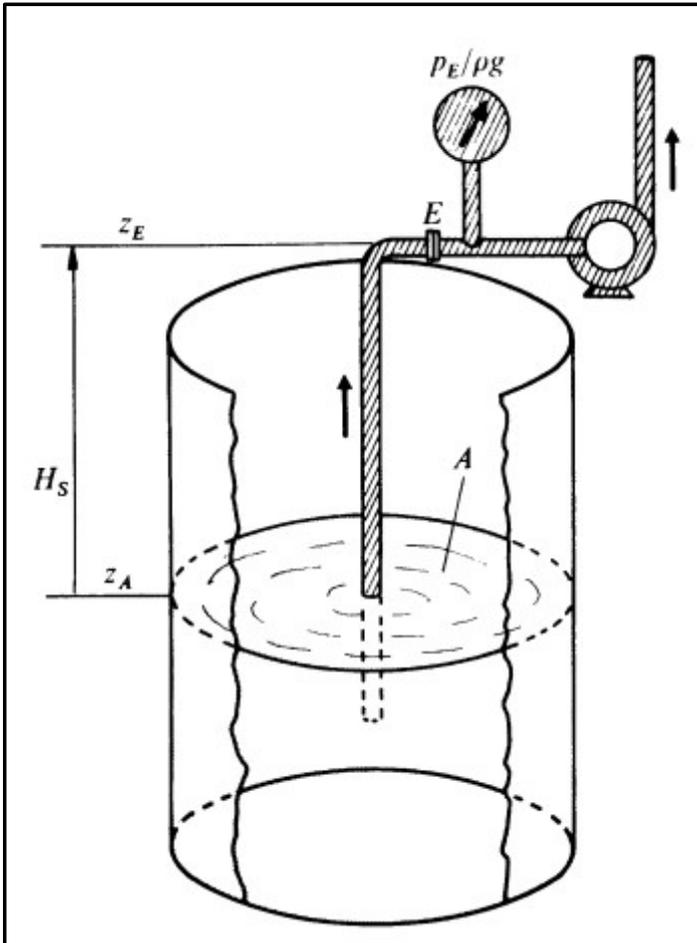
$H_{Ed} \geq \Delta h \rightarrow$  donde  $\Delta h$  se denomina caída de altura de presión en el interior de la bomba.

$H_{Ed \min} = NPSH_{necesaria} = \Delta h \rightarrow$  altura de aspiración necesaria.

$$H_{Ed \min} = NPSH_{necesaria} = \Delta h = \left( \frac{p_A - p_S}{\gamma} - H_s - H_{r A-E} \right)_{\min}$$

$$H_{Ed \min} = NPSH_{necesaria} = \Delta h = \left( \frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2g} \right)_{\min}$$

# CAVITACIÓN Y GOLPE DE ARIETE DE UNA BOMBA



*$\Delta h$  varía con el punto de funcionamiento de la bomba. Generalmente interesa el  $\Delta h$  correspondiente al caudal nominal de la bomba, o caudal para el cual la bomba funciona  $\eta_{tot\ max}$ .*

*Aunque la evaluación teórica de  $\Delta h$  es hoy por hoy imposible,  $\Delta h$  puede calcularse experimentalmente con ayuda de las ecuaciones antes presentadas.*

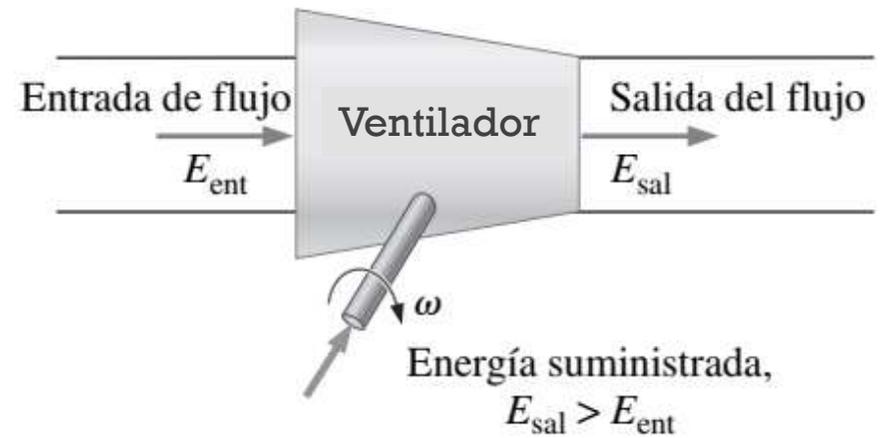
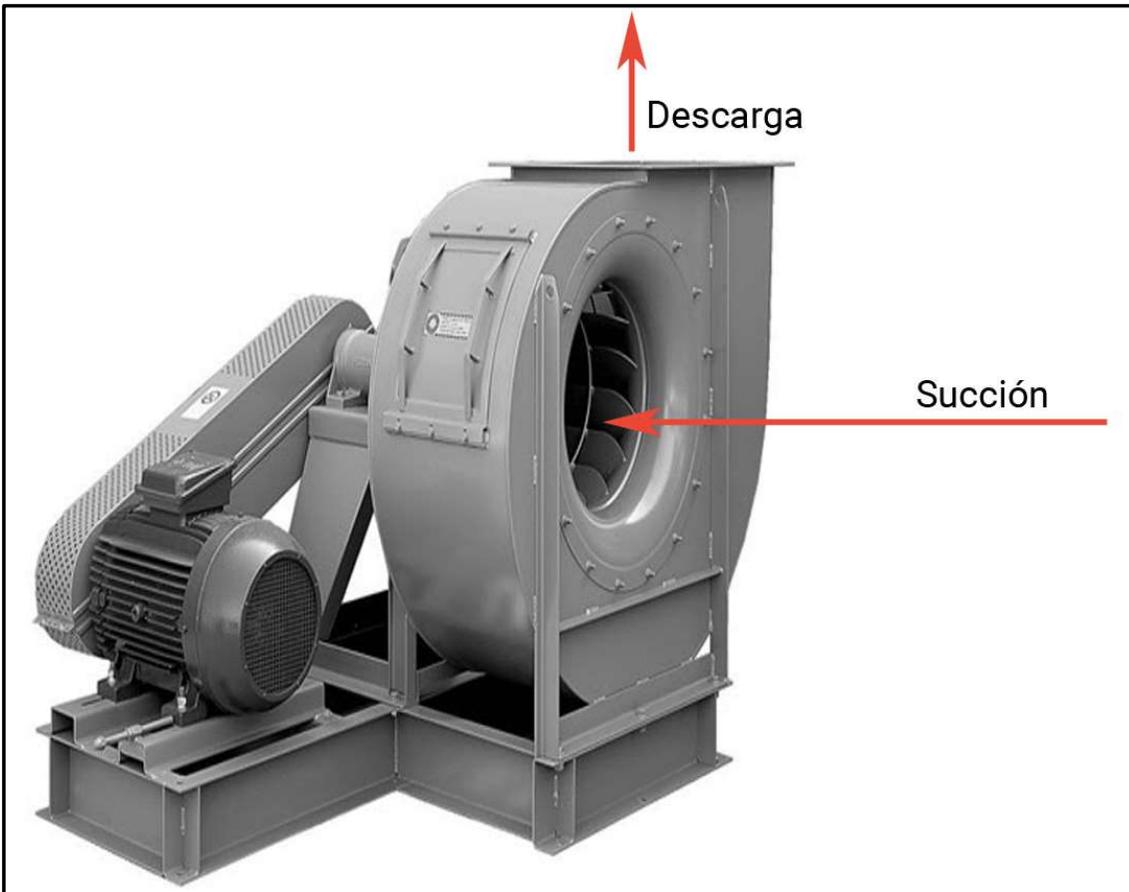
# **MECÁNICA DE LOS FLUIDOS Y MÁQUINAS**

**UNIDAD N°10: Turbomáquinas hidráulicas: Ventiladores**

**Docentes:**

- Ing. RODRIGUEZ, Carlos
- Ing. CORREA, Gustavo
- Ing. POLISCZUK, Dario

# TURBOMÁQUINAS: VENTILADOR - DEFINICIÓN



***Absorbe energía mecánica y restituye energía a un gas, comunicándole un incremento de presión tal que el influjo de la compresibilidad puede despreciarse***

# TURBOMÁQUINAS: VENTILADOR - DEFINICIÓN

***“Un ventilador es una turbomáquina hidráulica generadora para gases”***

Si el gas puede considerarse prácticamente incompresible a su paso por la máquina, la teoría y funcionamiento de la bomba a gas será idéntica a la de la bomba de líquido. Esto sucede cuando el incremento de presiones  $\Delta p$  (= presión a la salida – presión a la entrada en la máquina) es pequeña.

Convencionalmente podemos establecer:

*Máquinas de poca calidad:*

$$\Delta p \leq 100\text{mbar, ventilador}$$

$$\Delta p \geq 100\text{mbar, turbocompresor}$$

*Máquinas de alta calidad:*

$$\Delta p \leq 30\text{mbar, ventilador}$$

$$\Delta p \geq 30\text{mbar, turbocompresor}$$

# TURBOMÁQUINAS: VENTILADOR - DEFINICIÓN

Ventilador: es la turbomáquina que absorbe energía mecánica y restituye energía a un gas, comunicándole un incremento de presión tal que el influjo de compresibilidad puede despreciarse.

Compresor: es la turbomáquina, análoga a la anterior, pero que comunica a un gas un incremento de presión tal que el influjo de compresibilidad no puede despreciarse.

En resumen

- En el cálculo y funcionamiento del *ventilador* el gas se supone incompresible.
- En el cálculo y funcionamiento del *compresor* el gas se supone compresible.
- El *ventilador* es una *máquina hidráulica*.
- El *compresor* es una *máquina térmica*.
- El *ventilador* nunca se refrigera porque al ser la compresión pequeña (teóricamente despreciable), el gas no se calienta.
- El *compresor* con mucha frecuencia es refrigerado.

# **TURBOMÁQUINAS: VENTILADOR - DEFINICIÓN**

Para ventilación de las salas de trabajo y reuniones, así como de minas, túneles y barcos; para exhaustación de humos, aire con alto contenido de polvo, etc.; para el secado en procesos industriales; para la refrigeración y acondicionamiento de aire, etc.; se necesitan grandes caudales de aire; pero con frecuencia las presiones son relativamente pequeñas. Por tanto, las máquinas para este tipo de servicio muchas veces se calculan como ventiladores sin tener en cuenta la compresibilidad del gas y por tanto sin tener en cuenta la variación de densidad y volumen específico.

# **TURBOMÁQUINAS: VENTILADOR - CLASIFICACIÓN**

Según la presión total desarrollada, los ventiladores se clasifican como:

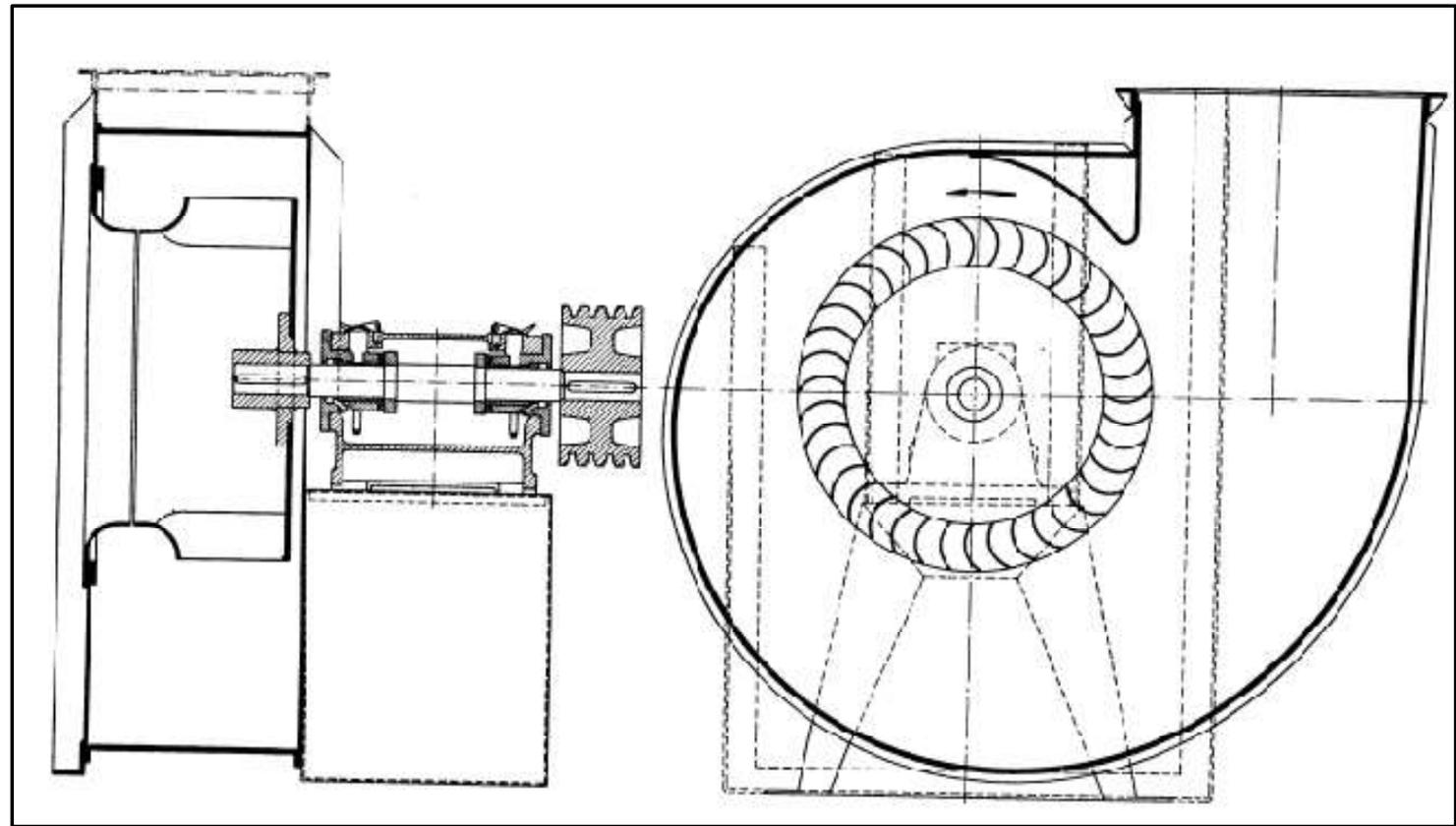
- de baja presión: inferior a 10 mbar.
- de media presión: superior a 10 mbar e inferior a 30 mbar.
- de alta presión: superior a 30 mbar e inferior a 100 mbar. En este tipo de ventiladores el efecto de la compresibilidad ya es apreciable y esta clasificación es solo convencional.

# TURBOMÁQUINAS: VENTILADOR - CLASIFICACIÓN

Ventilador de baja presión de rodete de tambor de 500 mm de diámetro, 8000 m<sup>3</sup>/h, 720 rpm y 5 mbar de presión.

Según la dirección del flujo:

- **Centrífugos.**
- Axiales.

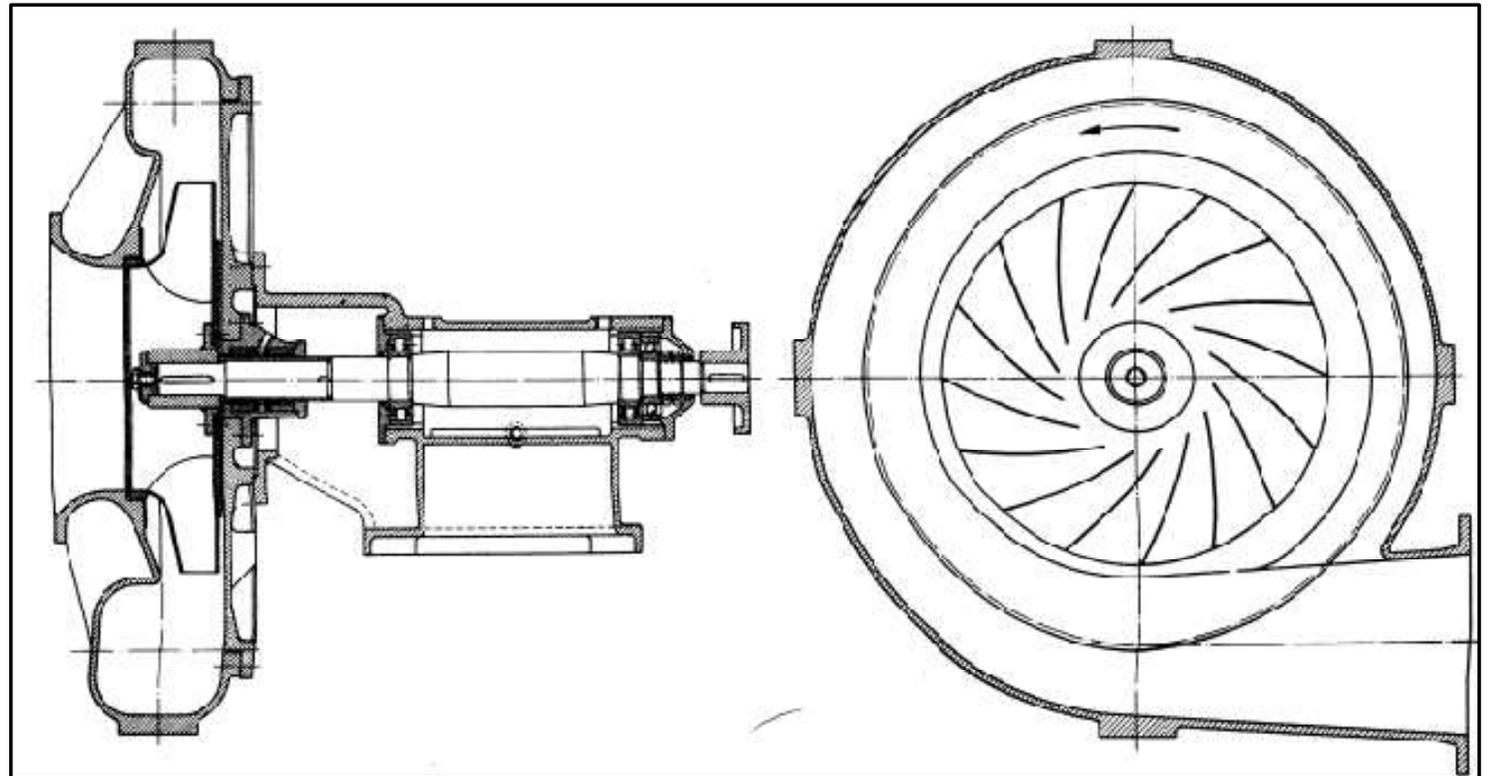


# TURBOMÁQUINAS: VENTILADOR - CLASIFICACIÓN

Ventilador de alta presión de rodete de 700 mm de diámetro exterior,  
16000 m<sup>3</sup>/h, 2950 rpm y 70 mbar de presión.

Según la dirección del  
flujo:

- **Centrífugos.**
- Axiales.

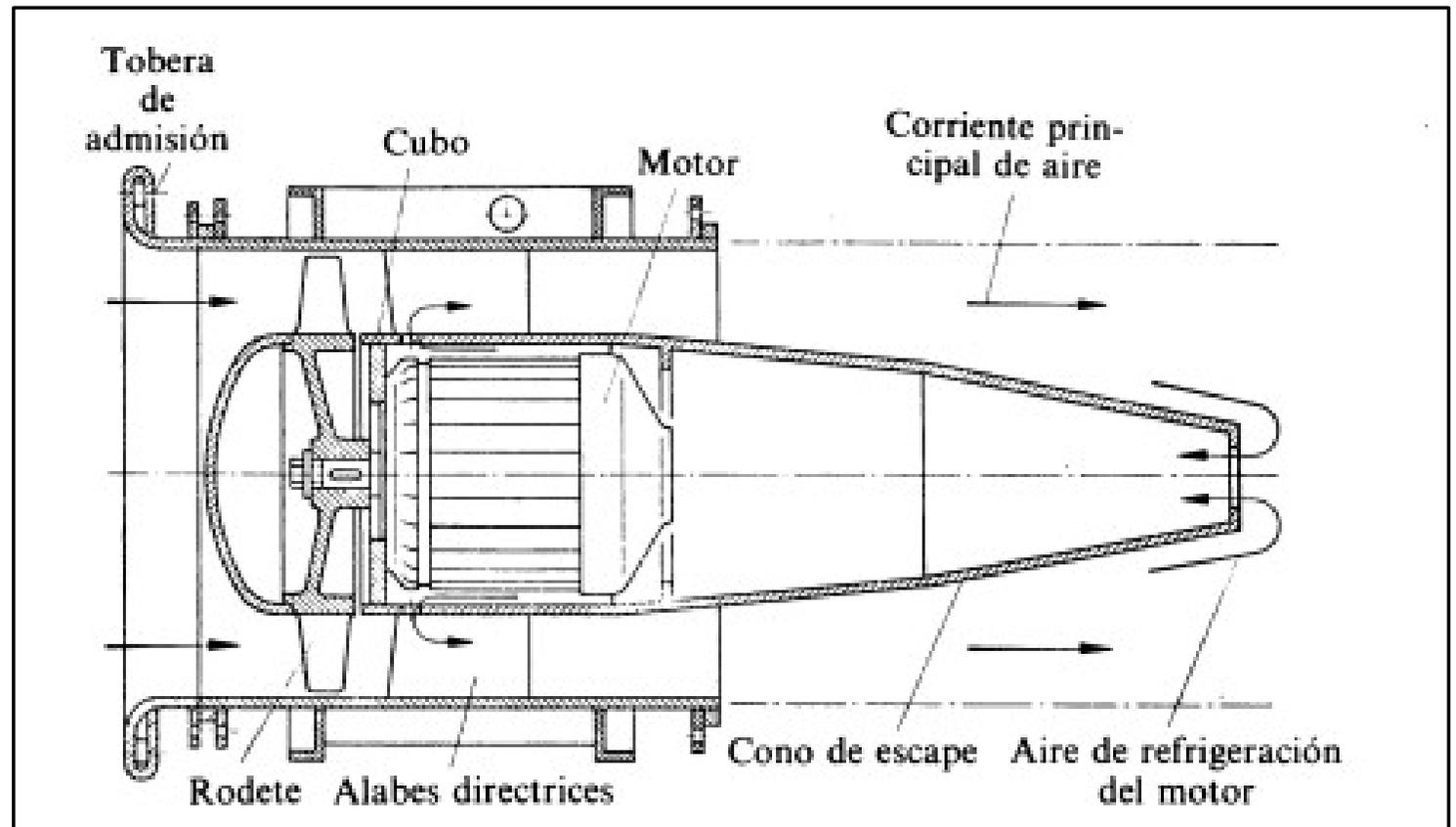


# TURBOMÁQUINAS: VENTILADOR - CLASIFICACIÓN

Ventilador axial de aire construido para ventilación de minas para 2900 rpm y elevado rendimiento (80%).

Según la dirección del flujo:

- Centrífugos.
- **Axiales.**



# VARIACIÓN DE LA DENSIDAD DE UN GAS EN EL COMPORTAMIENTO DE LOS VENTILADORES

La densidad del aire y la de cualquier gas varía mucho con la presión, aunque luego no varíe sensiblemente en su paso por el ventilador y la temperatura, no así la de los líquidos; tanto la presión que da un ventilador como la potencia de accionamiento del mismo son influenciadas grandemente por las variaciones de densidad en el aire o gas impulsado.

Un ensayo de un ventilador es inadmisiblesi no se conoce la densidad del gas con la cual se ha verificado el ensayo, o no se ha reducido el ensayo mediante leyes de semejanza a las condiciones normales.

Afortunadamente, el aire y prácticamente todos los gases impulsados por los ventiladores obedecen con suficiente aproximación para los problemas prácticos a la ecuación de los gases perfectos.

$$pv = R_a T$$

# VARIACIÓN DE LA DENSIDAD DE UN GAS EN EL COMPORTAMIENTO DE LOS VENTILADORES

$$pv = R_a T \quad p - \text{presión absoluta, } \frac{N}{m^2}$$

$$\frac{p}{\rho} = R_a T \quad R_a - \text{constante particular del gas, } \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\rho = \frac{p}{R_a T} \quad T - \text{temperatura absoluta, } K$$

Para el aire

$$R_a = 286,9 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Por tanto, si el ventilador aspira y/o impulsa de una atmósfera a la presión barométrica, y temperatura absoluta se tendrá:

$$\rho = \frac{p_{amb}}{286,9 \cdot T_{amb}}$$

# VARIACIÓN DE LA DENSIDAD DE UN GAS EN EL COMPORTAMIENTO DE LOS VENTILADORES

El estado normal de un gas es el estado termodinámico que corresponde a una presión de 760 Torr y una temperatura de 0°C. Por lo tanto, la densidad normal del aire será:

$$\rho = \frac{0,760 \cdot 13600 \cdot 9,81}{286,9 \cdot 273,15} = 1,294 \frac{kg}{m^3}$$

# FÓRMULA DE LOS VENTILADORES

Como ya se mencionó anteriormente, todas las ecuaciones empleadas en bombas se pueden utilizar en ventiladores; pero en la práctica, en lugar de dichas fórmulas se emplean otras que sólo se diferencian de aquellas en que en lugar de venir expresadas en alturas vienen expresadas en presiones.

$$h = \frac{p}{\rho g}$$

<p style="text-align: center;"><i>Bombas</i></p> <p style="text-align: center;"><i>(aplicables también a los ventiladores)</i></p>	<p style="text-align: center;"><i>Ventiladores</i></p> <p style="text-align: center;"><i>(utilizadas corrientemente con preferencia a las de la columna de la izquierda)</i></p>
$H_u = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$ $H_u = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ $H_p = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ $H_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ $\epsilon = \frac{H_p}{H_u}$ $H = H_u - H_{r-im}$ $H = \frac{p_s - p_E}{\rho g} + z_s - z_E + \frac{r_s^2 - r_E^2}{2g}$ $H = \frac{p_Z - p_A}{\rho g} + z_Z - z_A + H_{ra} + H_{ri} + \frac{r_i^2}{2g}$ $\eta_h = \frac{H}{H_u}$ $P_i = (Q + q_e + q_i) H_u \rho g$ $P = Q \rho g H$ $P_a = \frac{Q H \rho g}{\eta_c \eta_h \eta_m}$	$\Delta p_u \text{ (presión periférica, presión de Euler o presión teórica) =}$ $= \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (1)$ $\Delta p_u = \rho \left( \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right)$ $\Delta p_{eR} \text{ (presión estática del rodete) =}$ $= \frac{\rho}{2} [(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)]$ $\Delta p_{dR} \text{ (presión dinámica del rodete) = } \frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_1^2)$ $\epsilon = \text{(grado de reacción) } \frac{\Delta p_{eR}}{\Delta p_u}$ $\Delta p_{tut} \text{ (presión total útil del ventilador) = } \Delta p_u - \Delta p_{r-im}$ $\Delta p_{tut} = p_s - p_E \text{ (incremento de presión estática) + } \frac{\rho}{2} (r_s^2 - r_E^2) \text{ (incremento de presión dinámica; el término } \rho g(z_s - z_E) \text{ se desprecia; véase la Sec. 5.15).}$ $\Delta p_{tot} = p_Z - p_A + \Delta p_{ra} + \Delta p_{ri} \quad (2)$ $\eta_h = \frac{\Delta p_{tut}}{\Delta p_u}$ $P_i = (Q + q_e + q_i) \Delta p_u$ $P = Q \Delta p_{tut}$ $P_a = \frac{Q \Delta p_{tut}}{\eta_c \eta_h \eta_m}$