

# Ingeniería Energética

---

## Bombas Centrífugas



[Ecuación general y curvas características](#)



[Semejanza y clasificación](#)



[Álabes y grado de reacción](#)



[Cavitación](#)



[Curvas características y rendimiento](#)



[Acoplamientos y empuje axial](#)



[Volutas y difusores](#)



[Equilibrado y lubricación](#)



[Cierres y empaquetaduras](#)



[Bombas volumétricas](#)



[Problemas](#)

[Principal](#) - Bombas Centrífugas

**DEPARTAMENTO DE INGENIERIA  
ELECTRICA Y ENERGETICA**

**UNIVERSIDAD DE CANTABRIA**

**BOMBAS CENTRÍFUGAS  
Y  
VOLUMÉTRICAS**

**Pedro Fernández Díez**

# I.- BOMBAS CENTRÍFUGAS

## I.1.- INTRODUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son pues, máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico. Los elementos constructivos de que constan son:

*a) Una tubería de aspiración*, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.

*b) El impulsor o rodete*, formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El rodete va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba.

El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del rodete, que es accionado por un motor, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales), adquiriendo una aceleración y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación; en la voluta se transforma parte de la energía dinámica adquirida en el rodete, en energía de presión, siendo lanzados los filetes líquidos contra las paredes del cuerpo de bomba y evacuados por la tubería de impulsión.

La carcasa, (voluta), está dispuesta en forma de caracol, de tal manera, que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior; la separación va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión; en algunas bombas existe, a la salida del rodete, una directriz de álabes que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta.

*c) Una tubería de impulsión*.- La finalidad de la voluta es la de recoger el líquido a gran veloci-

dad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que disminuye la velocidad (transforma parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión), aumentando la presión del líquido a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta.

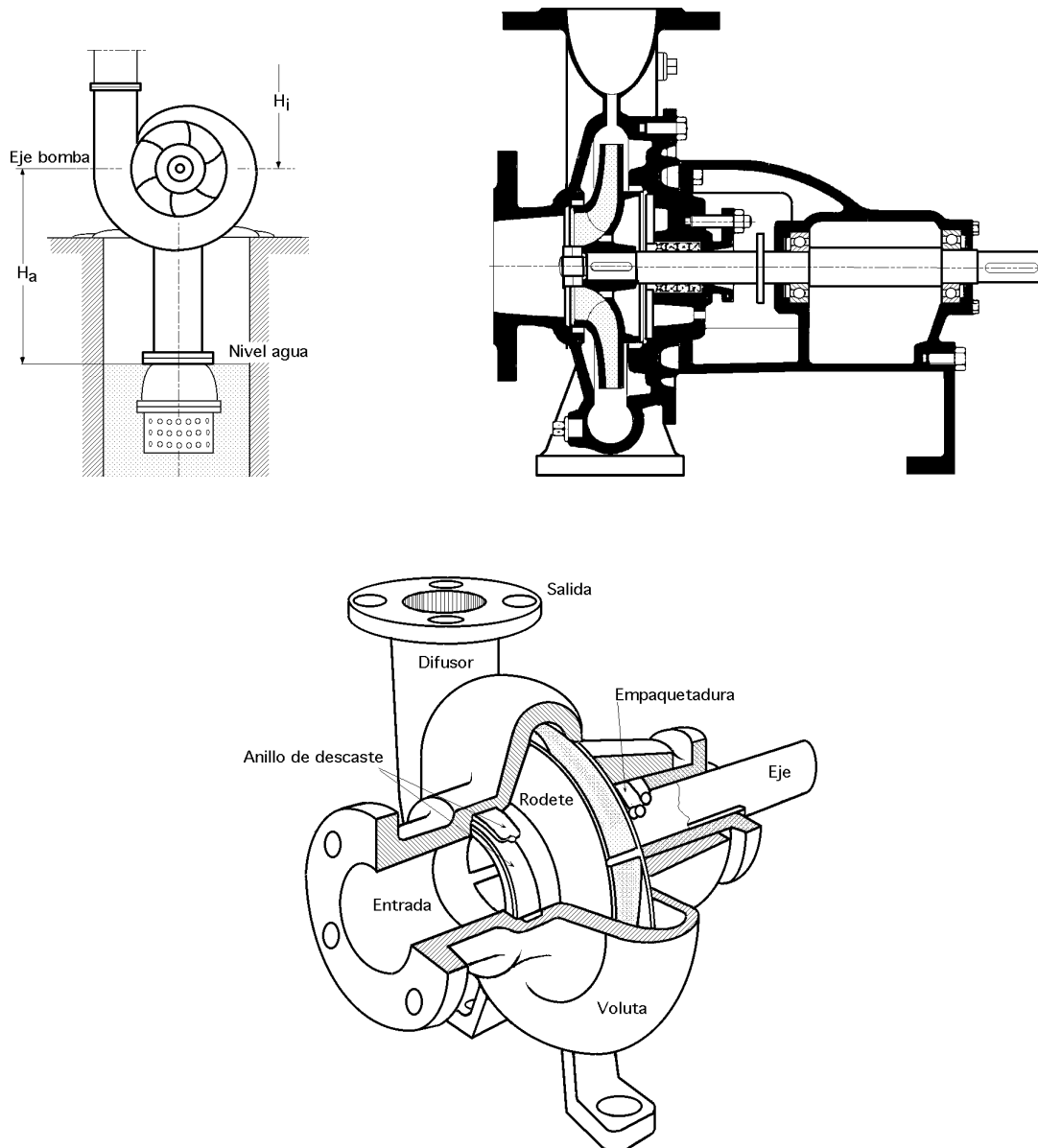


Fig I.1.- Bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva

Este es, en general, el funcionamiento de una bomba centrífuga aunque existen distintos tipos y variantes.

La estructura de las bombas centrífugas es análoga a la de las turbinas hidráulicas, salvo que el proceso energético es inverso; en las turbinas se aprovecha la altura de un salto hidráulico para generar una velocidad de rotación en la rueda, mientras que en las bombas centrífugas la velocidad comunicada por el rodete al líquido se transforma, en parte, en presión, lográndose así su desplazamiento y posterior elevación.

## I.2.- ALTURAS A CONSIDERAR EN LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

El órgano principal de una bomba centrífuga es el rodete que, en la Fig I.2, se puede ver con los álabes dispuestos según una sección perpendicular al eje de la bomba; el líquido llega a la entrada del rodete en dirección normal al plano de la figura, (dirección axial), y cambia a dirección radial recorriendo el espacio o canal delimitado entre los álabes.

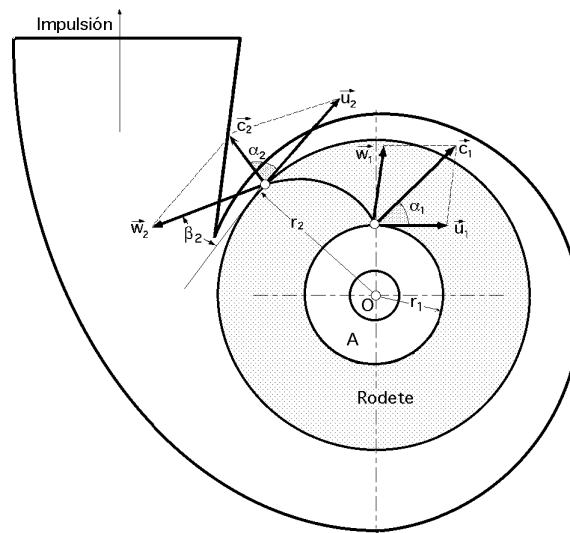


Fig I.2.- Triángulos de velocidades de una bomba centrífuga

El líquido queda sometido a una velocidad relativa  $\vec{w}$  a su paso por el espacio entre álabes entre la entrada y la salida, y a una velocidad de arrastre  $\vec{u}$  debida a la rotación del rodete alrededor del eje. La suma vectorial de estas velocidades proporciona la velocidad absoluta  $\vec{c}$ .

Si llamamos  $\vec{w}_1$  a la velocidad relativa del líquido a la entrada en la cámara delimitada por un par de álabes,  $\vec{u}_1$  a la velocidad tangencial, y  $\vec{c}_1$  a la velocidad absoluta, se obtiene el triángulo de velocidades a la entrada.

Velocidad relativa,  $\vec{w}_1$

Velocidad tangencial,  $\vec{u}_1$

Velocidad absoluta,  $\vec{c}_1$

$\alpha_1$  es el ángulo formado por  $\vec{c}_1$  y  $\vec{u}_1$

$\beta_1$  es el ángulo formado por  $\vec{w}_1$  y  $\vec{u}_1$

A la salida del rodete se tiene otro triángulo de velocidades determinado por las siguientes velocidades y ángulos:

Velocidad relativa,  $\vec{w}_2$

Velocidad tangencial,  $\vec{u}_2$

Velocidad absoluta,  $\vec{c}_2$

$\alpha_2$  es el ángulo formado por  $\vec{c}_2$  y  $\vec{u}_2$

$\beta_2$  es el ángulo formado por  $\vec{w}_2$  y  $\vec{u}_2$

Si se designa por H el desnivel o altura geométrica existente entre los niveles mínimo y máximo del líquido, por  $H_a$  la altura o nivel de aspiración, (altura existente entre el eje de la

bomba y el nivel inferior del líquido), y por  $H_i$  la altura de impulsión, (altura existente entre el eje del rodete y el nivel superior del líquido), se tiene que:

$$H = H_a + H_i$$

Para el caso del agua, *la altura teórica de aspiración* para un nº infinito de álabes (teoría unidimensional), sería la equivalente a la columna de agua correspondiente a la presión a que se encontrase el nivel inferior; si éste está sometido únicamente a la presión atmosférica, la altura teórica de aspiración sería de 10,33 metros; sin embargo, esta altura es siempre menor, pues hay que tener en cuenta las pérdidas de carga en la tubería, rozamientos a la entrada del rodete, temperatura del líquido a elevar, y sobre todo, el fenómeno de la cavitación, por lo que el límite máximo para la altura de aspiración se puede fijar entre 5 y 7 metros, según el tipo de instalación.

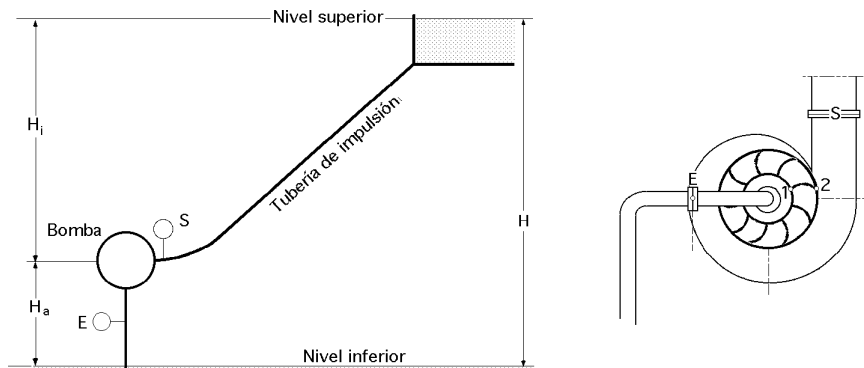


Fig 1.3.- Alturas a considerar en una instalación con bomba centrífuga

La carga o Bernoulli de impulsión es:  $H_i = \frac{c_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\rho} + z_s$

La carga o Bernoulli de aspiración es:  $H_a = \frac{c_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\rho} + z_E$

Las alturas a considerar, aparte de la geométrica ya definida, son:

$H_t$  = Altura total creada por la bomba

$H_m$  = Altura manométrica de la bomba

Las pérdidas de carga que pueden aparecer en la instalación, (bomba + tuberías), son:

$$\begin{aligned} i &= \text{Pérdidas de carga internas de la bomba} = \text{roz} + \text{choque} = \\ &= \text{Pérdidas en el impulsor} + \text{Pérdidas en la directriz (si la tiene)} + \text{Pérdidas en la voluta} \\ e &= \text{Pérdidas de carga en las tuberías de aspiración e impulsión} \end{aligned}$$

por lo que:

$$H_t = i + e + H \quad H_m = e + H = H_t - i$$

El rendimiento manométrico se define en la forma,  $\eta_{\text{man}} = \frac{H_m}{H_t}$

La altura manométrica creada por la bomba tiene por expresión:

$$H_{\text{man}} = \left( \frac{c_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\rho} + z_s \right) - \left( \frac{c_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\rho} + z_e \right) = H_t \quad \eta_{\text{man}} = \frac{H_m}{H_t} \quad i$$

es decir, la diferencia entre el Bernoulli entre las bridas de impulsión y de aspiración.

El rendimiento manométrico de la bomba se puede poner también en función de los puntos 1 y 2, de entrada y salida del impulsor, en la forma:

$$\begin{aligned} H_{\text{man}} &= \left( \frac{c_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\rho} + z_s \right) - \left( \frac{c_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\rho} + z_e \right) = \left[ \begin{aligned} \frac{c_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\rho} + z_e &= \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + r_1 + \text{Pérd}_{E1} \\ \frac{c_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\rho} + z_s &= \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + r_2 + \text{Pérd}_{2S} \end{aligned} \right] = \\ &= \left( \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + r_2 - \text{Pérd}_{2S} \right) - \left( \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + r_1 + \text{Pérd}_{E1} \right) = \\ &= \left( \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + r_2 \right) - \left( \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + r_1 \right) - (\text{Pérd}_{2S} + \text{Pérd}_{E1}) = H_t - i \end{aligned}$$

$$\left( \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + r_2 \right) - \left( \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + r_1 \right) = H_t - (i - \text{Pérd}_{2S} - \text{Pérd}_{E1}) = H_t - h_r$$

siendo las pérdidas (E1) en la tubería de aspiración despreciables frente a las totales de la bomba;  $h_r$  son las pérdidas en el rodete, igual a las pérdidas totales, menos las pérdidas (2S) en la voluta y corona directriz.

La altura dinámica es:  $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$

Si se supone que las tuberías de aspiración e impulsión tienen el mismo diámetro,  $c_s = c_e$ , y que las bridas de aspiración e impulsión están a la misma cota, se tiene:

$$H_m = \frac{p_s - p_e}{\rho} = \frac{H_{p \text{ Rodete}} + H_{p \text{ Corona directriz}} + H_{p \text{ Voluta}}}{\rho}$$

**PAR MOTOR.-** Aplicando el Segundo Teorema de Euler, que dice que el incremento del momento de la cantidad de movimiento del líquido contenido entre los álabes, para un caudal  $q$  impulsado, con relación al eje de giro O, tiene que ser igual al momento con relación a dicho eje O, de las fuerzas ejercidas por los álabes sobre el líquido, se tiene:

$$C = G(c_{2n} r_2 - c_{1n} r_1) = \frac{q}{g} (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1)$$

### 1.3.- ECUACIÓN GENERAL DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Si  $N$  es la potencia aplicada al eje de la bomba, (que suponemos de  $n^\circ$  de álabes, teoría unidimensional, y en principio sin pérdidas volumétricas ni mecánicas), se tiene:

$$N = q H_t$$

que se puede poner en función del par motor  $C$  y de la velocidad angular  $w$  de la bomba en la forma:

$$\begin{aligned} N = C w &= \frac{q}{g} w (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1) = \\ &= \frac{q}{g} \{c_2 (w r_2) \cos \alpha_2 - c_1 (w r_1) \cos \alpha_1\} = \begin{vmatrix} u_1 = r_1 w \\ u_2 = r_2 w \end{vmatrix} = \\ &= \frac{q}{g} (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1) = \begin{vmatrix} c_{2n} = c_2 \cos \alpha_2 \\ c_{1n} = c_1 \cos \alpha_1 \end{vmatrix} = \frac{q}{g} (c_{2n} u_2 - c_{1n} u_1) = q H_t \end{aligned}$$

Despejando  $H_t$  se obtiene la ecuación general de las bombas centrífugas:

$$H_t = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{c_{2n} u_2 - c_{1n} u_1}{g}$$

$$H_m = H_{t \text{ man}} = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} \text{ man}$$

Se observa que para un rodete dado y una velocidad angular de rotación  $w$  dada, la altura de elevación conseguida por la bomba es independiente del líquido bombeado, es decir, una bomba con un determinado rodete y girando a una velocidad de rotación prefijada conseguiría igual elevación tanto bombeando mercurio como agua, aunque en el caso del mercurio la presión en la brida de impulsión sería 13,6 veces superior a la que se tendría con el agua.

Si se tiene en cuenta que de las dos columnas de igual altura de líquido pesa más la correspondiente al más denso, la presión a la salida de la bomba (brida de impulsión) será mayor, por lo que el elevar una misma cantidad de líquido a una misma altura exigirá un mayor consumo de energía cuanto más pesado sea éste. Por lo tanto, una variación de la densidad del líquido a bombear modifica la presión en la brida de impulsión, así como la potencia a aplicar a la bomba.

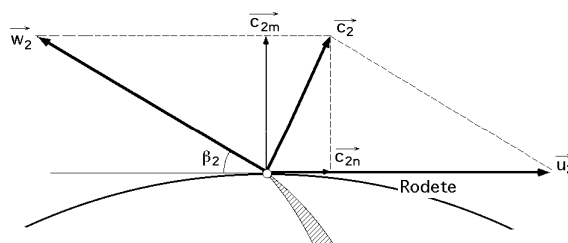


Fig 1.4.- Triángulo de velocidades a la salida



**SALTO TOTAL MÁXIMO.-** Para hallar la condición de salto total máximo es necesario que:

$$c_1 u_1 \cos \alpha_1 = 0 \quad \cos \alpha_1 = 0 \quad ; \quad \alpha_1 = 90^\circ, \quad \bar{u}_1 = \bar{c}_1 \quad c_{1m} = c_1$$

$$c_{1n} = 0$$

quedando la ecuación general en la forma:

$$H_{t(\text{máx})} = \frac{c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{c_{2n} u_2}{g}$$

Si en el impulsor se cumple que,  $c_{1m} = c_{2m}$ , se tiene:

$$\text{Altura dinámica} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{(c_{2m}^2 + c_{2n}^2) - (c_{1m}^2 + c_{1n}^2)}{2g} = \frac{c_{2n}^2}{2g}$$

Teniendo en cuenta el triángulo de velocidades a la salida de la bomba Fig I.5, en el que:

$$c_{2n} = u_2 - w_2 \cos \alpha_2 = u_2 - c_{2m} \cotg \alpha_2 = \left| c_{2m} = \frac{q}{k_2 \alpha_2} \right| = u_2 - \frac{q}{k_2 \alpha_2} \cotg \alpha_2$$

el salto total máximo queda en la forma:

$$H_{t(\text{máx})} = \frac{u_2(u_2 - c_{2m} \cotg \alpha_2)}{g} = \frac{u_2^2}{g} - c_{2m} \frac{u_2}{g} \cotg \alpha_2 = \frac{u_2^2}{g} - \left( \frac{u_2}{g k_2 \alpha_2} \cotg \alpha_2 \right) q$$

siendo  $\alpha_2$  la sección media de salida del rodete,  $c_{2m}$  la velocidad meridiana a la salida del mismo normal a  $u_2$ , y  $k_2$  una constante que depende del espesor de las paredes de los álabes a la salida. Esta ecuación se corresponde con un número infinito de álabes, y permite trazar la curva característica de la bomba centrífuga ideal, es decir, la gráfica de la función de la altura creada por la bomba según el caudal, para cada número de revoluciones del rodete, que es una recta Fig I.5.

A su vez, como la velocidad tangencial,  $u_2 = \frac{D_2 n}{60} = \text{Cte}$ , por serlo el número de revoluciones por minuto  $n$ , (revoluciones del motor), y ser además la sección media de salida del rodete  $\alpha_2 = \text{Cte}$ ,  $\alpha_2 = \text{Cte}$ , y  $k_2 = \text{Cte}$ , (datos constructivos), se puede considerar que:

$$A = \frac{u_2^2}{g} \quad ; \quad B = \frac{u_2}{k_2 g \alpha_2} \cotg \alpha_2$$

son dos constantes que dependen de los parámetros antes citados, por lo que la expresión de la altura total queda en la forma:

$$H_t = A - B q = f(q)$$

Dicha ecuación es una recta de la que únicamente se conoce su ordenada en el origen A, ya que su coeficiente angular B dependerá del ángulo  $\alpha_2$ .

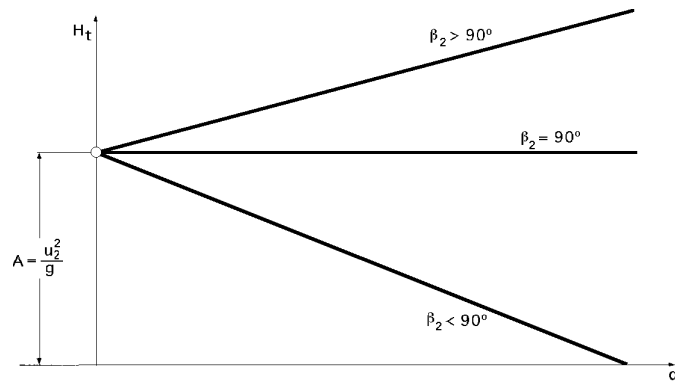


Fig I.5.- Altura total

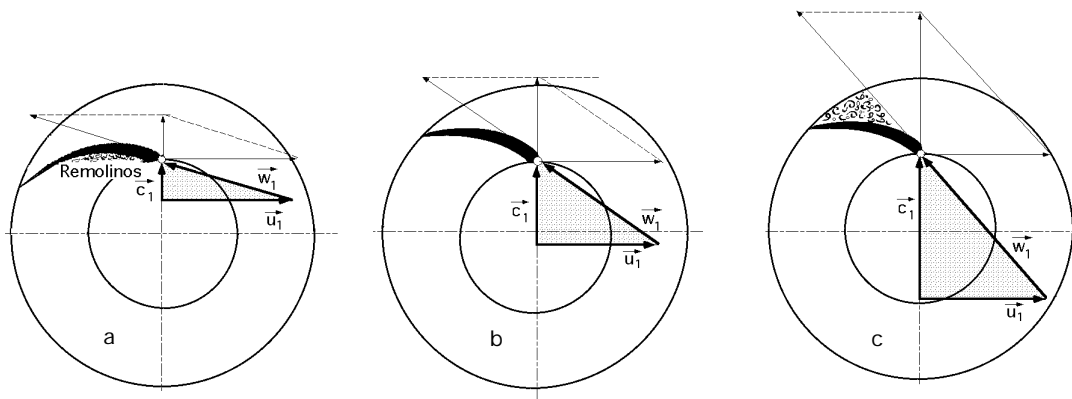


Fig I.6.- Triángulo de velocidades a la entrada con  $\beta_1 = 90^\circ$  y desprendimientos de la corriente líquida  
a) Flujo menor que el nominal; b) Flujo igual al nominal; c) Flujo mayor que el nominal

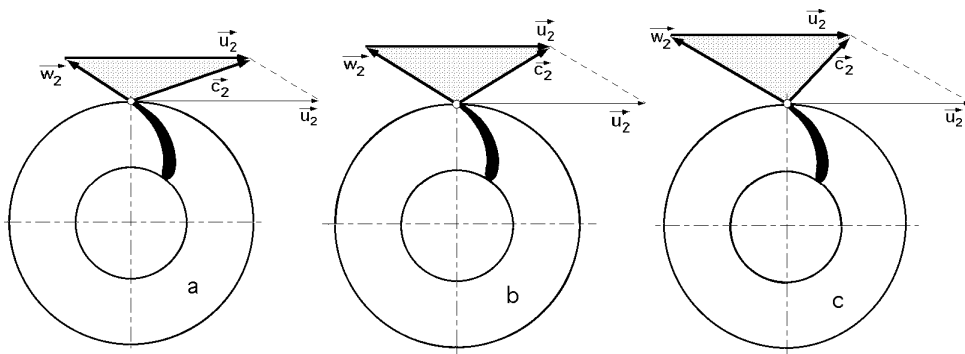


Fig I.7.- Modificación del triángulo de velocidades a la salida al variar el flujo  
a) Flujo menor que el nominal; b) Flujo igual al nominal; c) Flujo mayor que el nominal

- a) Para  $\beta_2 > 90^\circ$ ,  $B < 0$  que el coeficiente angular de la ecuación  $H_t = f(q)$  es positivo  
b) Para  $\beta_2 = 90^\circ$ ,  $B = 0$  que el coeficiente angular de la ecuación  $H_t = f(q)$  es cero, recta paralela al eje  $q$   
c) Para  $\beta_2 < 90^\circ$ ,  $B > 0$  que el coeficiente angular de la ecuación  $H_t = f(q)$  es negativo.

En las bombas centrífugas destinadas a crear alturas de presión se tiene  $\beta_2 < 90^\circ$ , de forma que una parte de la presión la crea el rodete y otra parte se origina en la voluta por transformación de la energía dinámica en energía de presión; sin embargo existen bombas centrífugas con

$2 \rightarrow 90^\circ$ , en las que se dota al líquido de una cierta velocidad, sin que en la voluta exista apenas transformación de energía dinámica en energía de presión.

#### I.4.- CURVAS CARACTERÍSTICAS

La curva característica de una bomba centrífuga es una ecuación de la forma,  $H_m = F(q)$ , que relaciona el caudal con la altura manométrica, Fig I.8. La relación entre la altura manométrica y la total es:

$$H_m = H_t - i$$

por lo que si a la altura total, para cada caudal  $q$ , se le resta las pérdidas de carga interiores  $i$ , se obtienen las alturas manométricas relativas a cada uno de los caudales  $q$ .

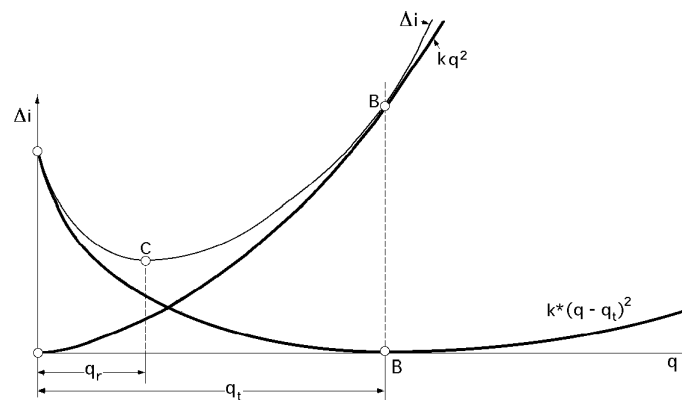


Fig I.8.- Pérdidas en una bomba

Las *pérdidas internas*  $i$  son de dos tipos:

a) Las debidas al *rozamiento del líquido*, que son proporcionales al caudal circulante  $q$  de la forma:

$$_{roz} = k q^2$$

en donde  $k$  es una constante que depende de las dimensiones del rodete, del estado superficial de los álabes y de la voluta, etc.

b) Las debidas a las *componentes de choque* que se producen cuando el caudal que circula  $q$  es diferente del caudal de diseño  $q_t$  de la forma, Fig I.8:

$$_{choque} = k^* (q - q_t)^2$$

Se observa que para  $q = q_t$  son nulas;  $k^*$  es otra constante que también depende de las dimensiones del rodete, voluta, etc.

En consecuencia las pérdidas de carga interiores son:

$$i = _{roz} + _{choque} = k q^2 + k^* (q - q_t)^2 = h_{rodete} + h_{corona} + h_{voluta} = h_r + h_{cd} + h_v$$

Las pérdidas  $i$  tienen un valor mínimo para un caudal  $q_r$  distinto del  $q_t$  en la forma:

$$\frac{d i}{d q} = 2 k q + 2 k^* (q - q_t) = 0 \quad ; \quad q_r = \frac{k^*}{k + k^*} q_t < q_t$$

que es menor que  $q_t$ .

Si se representan las pérdidas de carga interiores de la bomba  $i$  en función de los caudales  $q$ , se observa que el punto B, Fig I.8, se corresponde con el caudal nominal o de diseño  $q_t$  mientras que el punto C representa el mínimo de pérdidas de carga interiores  $i$  al que corresponde un caudal  $q_r$ .

De todo lo visto, la ecuación de la curva característica es:

$$H_m = A - B q - i = A - B q - k q^2 - k^* (q - q_t)^2 = A - B q - C q^2$$

y, por lo tanto, su representación gráfica se obtiene, como sabemos, restando las pérdidas internas de la altura total para cada caudal  $q$ .

Hay que tener presente que para  $q = 0$  las pérdidas de carga internas  $i$  no son nulas, pues aunque la tubería de impulsión esté cerrada, caudal nulo, los álabes seguirán girando y en consecuencia produciendo rozamientos que implican pérdidas de carga.

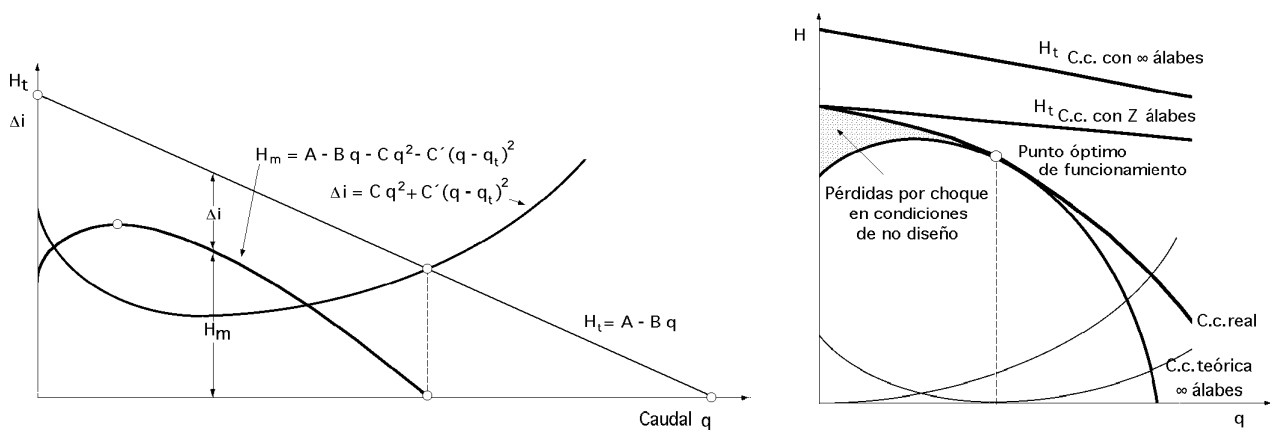


Fig I.9.- Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga y pérdidas correspondientes

## I.5.- POTENCIA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Llamaremos:

$N$  a la potencia aplicada al eje de la bomba

$N_h$  a la potencia cedida al líquido

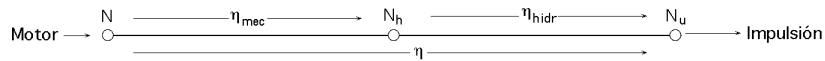
$N_u$  a la potencia útil o disponible en la bomba  
al rendimiento global

$\text{vol}$  al rendimiento volumétrico

$\text{org}$  al rendimiento orgánico o mecánico,  $\text{mec}$

$\text{hid}$  al rendimiento hidráulico =  $\text{vol} + \text{man}$

La relación entre estas potencias y rendimientos se puede establecer mediante el siguiente esquema:



Se puede considerar que las pérdidas de caudal  $q^*$  en los intersticios de la bomba a través de los diversos órganos de cierre, hacen que el caudal aspirado  $q_1$  sea mayor que el impulsado  $q$ , es decir:

$$q_1 = q + q^*$$

lo cual implica la aparición de un rendimiento volumétrico de la forma:

$$\eta_{vol} = \frac{q_1 - q^*}{q_1} = \frac{q}{q_1} \quad ; \quad q_1 = \frac{q}{\eta_{vol}}$$

El caudal aspirado tiene una carga total  $H_t$  por lo que la potencia hidráulica  $N_h$  cedida al líquido es:

$$N_h = q_1 H_t = \left| q_1 = \frac{q}{\eta_{vol}} \quad ; \quad \frac{H_m}{H_t} = \eta_{man} \right| = \frac{q}{\eta_{vol}} \frac{H_m}{\eta_{man}} = \frac{q H_m}{\eta_{hidr}}$$

El rendimiento manométrico se puede definir, en función de la ecuación de la curva característica, en la forma:

$$\eta_{man} = \frac{H_m}{H_t} = \frac{A - B q - C q^2}{A - B q} = 1 - \frac{C q^2}{A - B q}$$

La potencia disponible en la bomba o potencia útil para impulsar el caudal  $q$  es:

$$N_u = q H_m = q p$$

y la potencia  $N$  aplicada al eje de la bomba para impulsar el caudal  $q$  a una altura manométrica  $H_m$ :

$$N = \frac{N_h}{\eta_{org}} = \frac{q_1 H_t}{\eta_{org}} = \frac{q H_m}{\eta_{org} \eta_{man} \eta_{vol}} = \frac{q H_m}{\eta_{org}} = \frac{q (H + e)}{\eta_{org}}$$

El rendimiento global de la bomba es:

$$\eta = \frac{N_u}{N} = \eta_{org} \eta_{man} \eta_{vol}$$

en la que las pérdidas de carga en las tuberías de aspiración e impulsión son:  $e = k q^2$ , siendo  $k$  una constante que se puede obtener, si se conoce el coeficiente de rozamiento, en la forma:

$$k = \frac{8}{2} \frac{L^*}{g D^5}$$

siendo D el diámetro de la tubería y L\* la longitud equivalente de tubería, en la que se han incluido las pérdidas de carga accidentales como metros de longitud de tubería.

**POTENCIA HIDRÁULICA TOTAL CEDIDA AL LÍQUIDO BOMBEADO.-** La potencia hidráulica total cedida al líquido por la bomba, tiene por expresión:

$$N_h = \frac{q H_t}{vol} = \frac{q (A - B q)}{vol} = A_1 q - B_1 q^2$$

que es la ecuación de una parábola en la que,

$$A_1 = \frac{A}{vol}$$

$$B_1 = \frac{B}{vol}$$

Análogamente al análisis realizado para la altura total  $H_t$  en el estudio de la potencia hidráulica  $N_h$  cedida al líquido se pueden considerar tres casos según los distintos valores que tome el ángulo  $\alpha$  a la salida del rodete; la parábola,  $N_h = f(q)$ , pasa por el origen para cualquier valor de  $\alpha$ ; la tangente en un punto cualquiera de  $N_h$  es:

$$\frac{dN_h}{dq} = A_1 - 2 B_1 q$$

y como en el origen  $q = 0$ , resulta que  $A_1 > 0$ , lo que demuestra que la parábola es creciente en el origen, siendo la inclinación de su tangente en dicho punto igual a  $A_1$ , Fig I.10.

Para:  $\alpha > 90^\circ$ ,  $\cotg \alpha < 0$   $B_1 < 0$ , y la parábola presenta la convexidad hacia abajo:

$$N_h = A_1 q - B_1 q^2$$

Para:  $\alpha = 90^\circ$ ,  $\cotg \alpha = 0$   $B_1 = 0$ , por lo que la función,  $N_h = f(q)$ , se reduce a una recta:

$$N_h = A_1 q$$

Para:  $\alpha < 90^\circ$ ,  $\cotg \alpha > 0$   $B_1 > 0$ , por lo que la parábola presenta la convexidad hacia arriba, siendo:

$$N_h = A_1 q - B_1 q^2$$

$$q = 0$$

$$\text{que corta al eje de abscisas para, } q = q_b = \frac{A_1}{B_1}$$

que es un valor doble del  $q_a = \frac{A_1}{2 B_1}$  correspondiente al máximo de  $N_h$ .

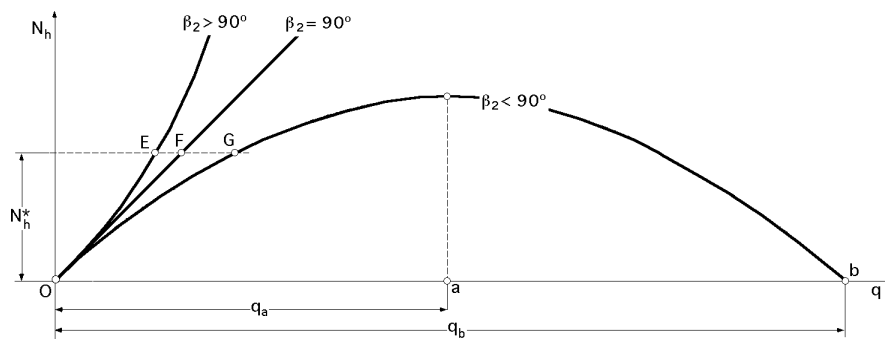


Fig I.10.- Curvas características ideales de potencia hidráulica

Analizando la curva,  $N_h = (q)$ , Fig I.10, y por lo que al punto  $b$  se refiere, puede sorprender a primera vista que parece como si el caudal  $q_b$  se pudiese elevar con una cesión de potencia hidráulica nula, según se deduce de la propia posición del punto  $b$ , pero hay que tener en cuenta que para dicho caudal  $q_b$  la altura total  $H_t$  creada por la bomba es:

$$H_t = A - B q = A - B \frac{\frac{A}{B_1}}{\frac{A}{B}} = A - B \frac{A}{B} = 0$$

es decir, en el punto  $b$  la altura total es nula y al llegar el caudal al valor,  $q = q_b$ , no habrá elevación de caudal.

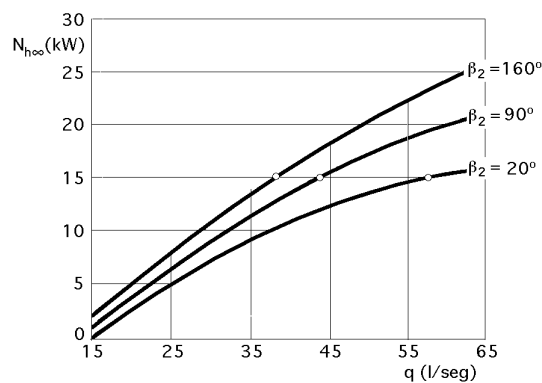


Fig I.11.- Curvas características ideales de potencia

Comparando los tres casos, se observa que para una misma potencia hidráulica  $N_h$  impulsarán mayores caudales aquellas bombas que tengan los ángulos de los álabes a la salida del rodete  $\beta_2 < 90^\circ$ .

## I.6.- TIEMPO DE ARRANQUE DE UNA BOMBA

En el arranque, una bomba pasa desde su posición de reposo a la de velocidad máxima; según el teorema del momento cinético, el par motor  $C$  es:

$$C = I \frac{dw}{dt} = C_m - C_r$$

siendo:  $I$  el momento de inercia,  $w$  la velocidad angular y  $t$  el tiempo.

*El momento de inercia total es:*

$$I = I_B + I_m + I_A$$

siendo:  $I_B$  el momento de inercia de la bomba

$I_m$  el momento de inercia del motor

$I_A$  el momento de inercia del acoplamiento.

*El par motor resultante es:*

$$C = C_m - C_r$$

siendo  $C_m$  el par del motor y  $C_r$  el par resistente de la bomba.

Por lo tanto:

$$\int_{w_1}^{w_2} I dw = \int_{t_1}^{t_2} (C_m - C_r) dt = A \quad t \quad ; \quad t = \frac{I w}{A}$$

siendo  $A$  el área comprendida entre las curvas de par motor y par resistente,  $t$  el tiempo total de arranque y  $w$  la velocidad angular a pleno régimen.

El tiempo de arranque juega un papel importante ya que si éste es largo puede incidir sobre el incremento de temperatura del motor, provocando el disparo del térmico.

Asimismo, grandes masas en rotación provocan también un tiempo de arranque largo que habrá que compensar con un par de arranque del motor grande.



## II.- BOMBAS CENTRÍFUGAS

### SEMEJANZA Y CLASIFICACIÓN

#### II.1.- RELACIONES DE SEMEJANZA

Si llamamos  $n$ ,  $q$ ,  $N$  y  $C$  al número de revoluciones por minuto, al caudal, a la potencia y al par motor de una bomba prototipo, y  $n'$ ,  $q'$ ,  $N'$  y  $C'$ , las correspondientes características de su modelo, para una relación de semejanza geométrica  $= D/D'$ , las ecuaciones generales de semejanza de las bombas son:

*a) Para el n° de rpm y la altura manométrica:*

$$\begin{aligned} \text{Prototipo, } u &= \sqrt{2 g H_m} = \frac{D_2 n}{60} & \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} &= \frac{D_2 n}{D_{2'} n'} ; \quad \frac{n}{n'} = \frac{D_{2'}}{D_2} \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} =^{-1} \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} \\ \text{Modelo, } u' &= \sqrt{2 g H_{m'}} = \frac{D_{2'} n'}{60} \end{aligned}$$

*b) Para los caudales y la altura manométrica:*

$$\begin{aligned} \text{Prototipo, } q &= k_2 \quad {}^2 \quad c_{2m} = k_2 \quad {}^2 \quad k_{2m} \sqrt{2 g H_m} & \frac{q}{q'} &= \frac{{}^2}{{}^2'} \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} = {}^2 \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} \\ \text{Modelo, } q' &= k_2 \quad {}^2 \quad c_{2m'} = k_2 \quad {}^2 \quad k_{2m'} \sqrt{2 g H_{m'}} \end{aligned}$$

*c) Para las potencias y la altura manométrica:*

$$\begin{aligned} \text{Prototipo, } N &= \frac{q H_m}{{}^2} & \frac{N}{N'} &= \frac{q}{q'} \frac{H_m}{H_{m'}} = {}^2 \frac{H_m}{H_{m'}} \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} = {}^2 \left( \frac{H_m}{H_{m'}} \right)^{3/2} \\ \text{Modelo, } N' &= \frac{q' H_{m'}}{{}^2} \end{aligned}$$

**d) Para el par motor y la altura manométrica:**

$$\begin{aligned} \text{Prototipo, } N &= C \, w = C \frac{n}{30} \\ \text{Modelo, } N' &= C' \, w' = C' \frac{n'}{30} \end{aligned} \quad \frac{C}{C'} = \frac{N}{N'} \frac{n'}{n} = \frac{1}{2} \left( \frac{H_m}{H_{m'}} \right)^{3/2} \quad \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} = \frac{1}{3} \frac{H_m}{H_{m'}}$$

Si se considera a una bomba como semejante a sí misma  $\lambda = 1$ , las relaciones anteriores se transforman en:

$$\frac{n}{n'} = \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} \quad ; \quad \frac{Q}{Q'} = \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} \quad ; \quad \frac{N}{N'} = \sqrt{\left( \frac{H_m}{H_{m'}} \right)^3} \quad ; \quad \frac{C}{C'} = \frac{H_m}{H_{m'}}$$

ecuaciones que ligan en una misma bomba, revoluciones por minuto, caudales, potencias y alturas manométricas; en consecuencia:

$$\frac{n}{n'} = \frac{Q}{Q'} = \sqrt[3]{\frac{N}{N'}} = \sqrt{\frac{C}{C'}} = \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} \quad \text{en la que:} \quad \frac{N}{N'} = \frac{Q \, H_m}{Q' \, H_{m'}} = \frac{n^3}{n'^3}$$

En resumen se puede decir que el número de revoluciones es proporcional al caudal impulsado, a la raíz cuadrada de las alturas manométricas y del par motor, y a la raíz cúbica de la potencia.

## II.2.- NÚMERO DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO

El número de revoluciones específico de una bomba geoméricamente semejante a la que se considera como prototipo, que impulse un caudal de 1 m<sup>3</sup>/seg, creando una altura manométrica de 1 metro, se utiliza mucho en los países de habla inglesa, y se representa por  $n_q$ ; para determinar este número de revoluciones específico, se parte de las ecuaciones de semejanza de bombas que reproducimos a continuación:

$$\frac{n}{n'} = \sqrt[3]{\frac{H_m}{H_{m'}}} \quad ; \quad \frac{Q}{Q'} = \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} \quad ; \quad \frac{N}{N'} = \sqrt{\left( \frac{H_m}{H_{m'}} \right)^3}$$

*Si se supone una bomba funcionando a  $n$  rpm, impulsando un caudal de  $q$  m<sup>3</sup>/seg, y desarrollando una altura manométrica de  $H_m$  metros, y un modelo geoméricamente semejante a la anterior que funcione a  $n' = n_q$  revoluciones por minuto, desarrollando una altura manométrica  $H_{m'} = 1$  metro, e impulsando un caudal  $q' = 1$  m<sup>3</sup>/seg, para una relación de semejanza geométrica  $\lambda = 1$ , se tiene:*

$$\begin{aligned} \frac{n}{n_q} &= \sqrt[3]{\frac{H_m}{H_{m'}}} \\ Q &= \sqrt{\frac{H_m}{H_{m'}}} \end{aligned} \quad n_q = n \frac{Q^{1/2}}{H_m^{3/4}}$$

que es el número de revoluciones específico (americano) de una bomba centrífuga en función del

número de revoluciones por minuto  $n$ , del caudal impulsado  $q$ , y de la altura manométrica  $H_m$  en condiciones de rendimiento máximo.

Si se define el número específico de revoluciones de otra forma tal que sea, *el número de revoluciones  $n_s$  de una bomba modelo que desarrolle una potencia de 1 CV y una altura manométrica  $H_m$  de 1 metro geoméricamente semejante al prototipo considerado*, al que se comunica una potencia de  $N$  (CV), para desarrollar una altura manométrica de  $H_m$  metros, a una velocidad de  $n$  rpm, siendo la relación de semejanza geométrica, se tiene:

$$\frac{n}{n_s} = \sqrt[3]{\frac{H_m}{H_{m_s}}} \quad n_s = n \frac{N^{1/2}}{H_m^{5/4}}$$

Para hallar la relación existente entre  $n_s$  y  $n_q$  se sustituye la expresión de la potencia  $N$  de la bomba en  $n_s$ , resultando:

$$n_s = n \frac{N^{1/2}}{H_m^{5/4}} = \frac{n \sqrt{q H_m}}{\sqrt{75} H_m^{5/4}} = \sqrt{\frac{q}{75}} \frac{n}{H_m^{3/4}} = \sqrt{\frac{q}{75}} n_q$$

Para el caso de ser agua el líquido bombeado,  $\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{q}}{\sqrt{H_m^{3/4}}} = \frac{3,65}{\sqrt{H_m^{3/4}}} n_q$$

observándose que para un caudal y una velocidad de giro determinados, la velocidad específica  $n_s$  es función de la altura manométrica  $H_m$ .

### II.3.- NÚMERO DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA

Si en el esquema de rodete de bomba centrífuga de la Fig II.1,  $D_1$  es el diámetro a la entrada,  $D_2$  es el diámetro a la salida,  $b_2$  es la anchura del rodete a la salida,  $H_m$  es la altura manométrica desarrollada y  $c_{2r}$  es la componente radial de la velocidad absoluta del líquido a la salida del rodete Fig II.2, el caudal  $q$  impulsado por la bomba es:

$$q = D_2 b_2 c_{2r}$$

Si llamamos  $\bar{c}_2$  a la velocidad absoluta a la salida del rodete,  $\bar{c}_{2n}$  será la componente rotatoria,  $\bar{c}_{2z}$  la componente axial,  $\bar{c}_{2r}$  la componente radial y  $\bar{c}_{2m}$  componente meridiana y por lo tanto:

$$c_2^2 = c_{2n}^2 + c_{2z}^2 + c_{2r}^2 \quad ; \quad c_{2m}^2 = c_{2z}^2 + c_{2r}^2$$

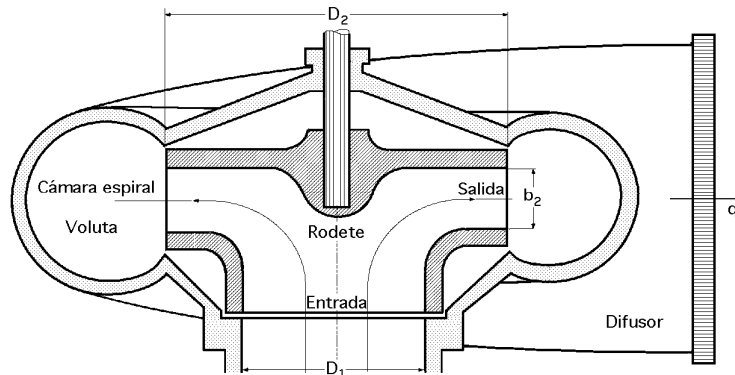


Fig II.1

A la salida del rodete se tiene, inmediatamente antes de la salida del líquido a la cámara espiral, que:

$$c_{2n} = 0 ; c_{2z} = 0$$

y, por lo tanto, a la salida del rodete:  $c_{2r} = c_{2m}$ , es decir, la velocidad radial a la salida del rodete es igual a la velocidad meridiana a la salida del rodete; llamando,  $k_{2m} = f(q)$ , al coeficiente de velocidad óptimo de la velocidad meridiana  $\bar{c}_{2m}$  a la salida, se tiene:

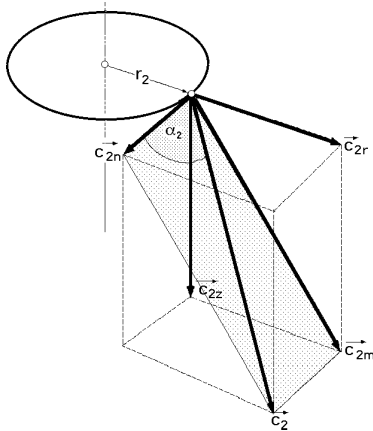


Fig II.2.- Velocidades a la salida en la cámara espiral

$$c_{2r} = c_{2m} = k_{2m} \sqrt{2 g H_m} ; k_{2m} = f(q)$$

que sustituido en el valor de  $q$  proporciona la ecuación:

$$q = D_2 b_2 k_{2m} \sqrt{2 g H_m} = 13,88 D_2 b_2 k_{2m} \sqrt{H_m}$$

Por otra parte si,  $k_2 = f(n)$  es el coeficiente óptimo de velocidad para la velocidad tangencial  $u_2$  a la salida del rodete, se

puede poner:

$$u_2 = k_2 \sqrt{2 g H_m} = \frac{D_2 n}{60} ; n = 84,46 \frac{\sqrt{H_m}}{D_2} ; k_2 = f(n)$$

Sustituyendo los valores de  $n$  y  $q$  en  $n_q$  y en  $n_s$  se obtiene:

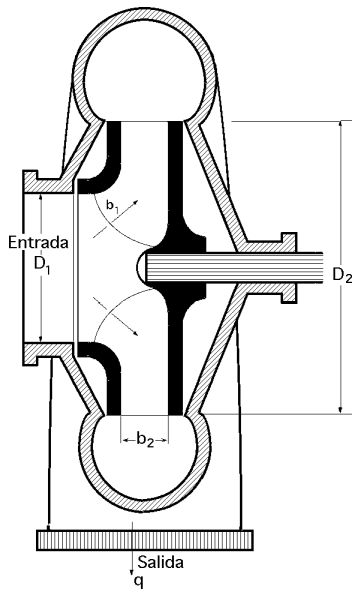
$$n_q = n \frac{\sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = 315 k_{2m} \sqrt{\frac{b_2}{D_2}} \quad (\text{Es independiente del líquido})$$

$$n_s = \sqrt{\frac{1}{75}} n_q = 36,4 \sqrt{k_{2m}} \sqrt{\frac{b_2}{D_2}} ; n_{s(\text{agua})} = 1150 \sqrt{k_{2m}} \sqrt{\frac{b_2}{D_2}}$$

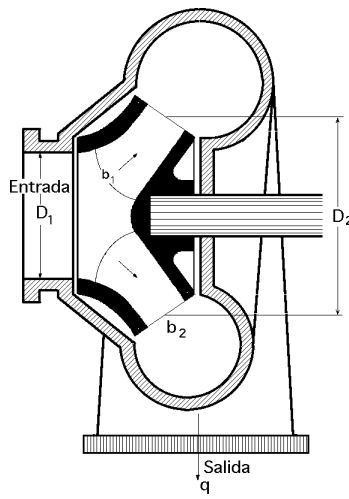
Estas fórmulas limitan el número de revoluciones específico  $n_s$ ; en efecto, el coeficiente

óptimo  $n_2$  viene impuesto por la velocidad de giro del motor que acciona la bomba, implicando velocidades tangenciales a la salida del rodete muy altas. El coeficiente óptimo  $k_{2m}$  de la velocidad meridiana a la salida del rodete tiene también un valor mínimo, que no se puede reducir, por cuanto viene impuesto por el caudal circulante.

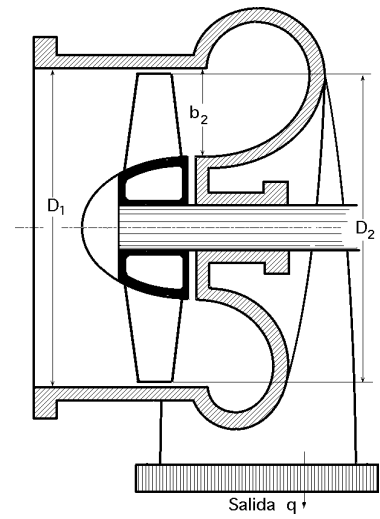
En consecuencia, para ir a números de revoluciones específicos bajos, habrá que reducir la relación  $\frac{b_2}{D_2}$ , lo cual conduce a un diseño de rodets con forma de platillos, muy aplanados, que tienen grandes diámetros  $D_2$  y pequeñas alturas de salida  $b_2$ .



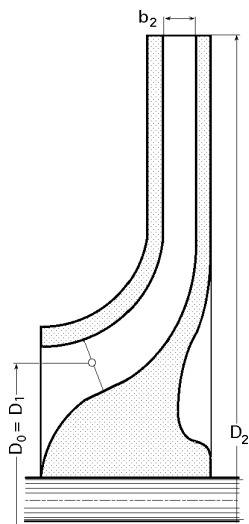
{20 < n<sub>q</sub> < 100}, {73 < n<sub>s</sub> < 365} Fig II.3a.- Bomba centrífuga



{100 < n<sub>q</sub> < 150}, {365 < n<sub>s</sub> < 547,5} Fig II.3b.- Bomba helicocentrífuga

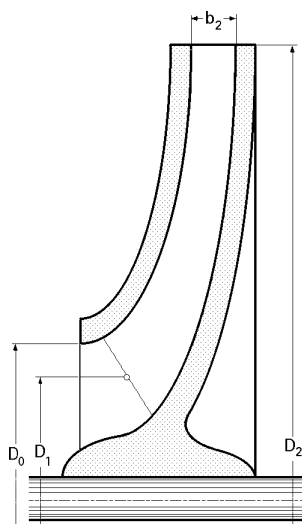


{150 < n<sub>q</sub> < 300}, {547,5 < n<sub>s</sub> < 1095} Fig II.3c.- Bomba hélice



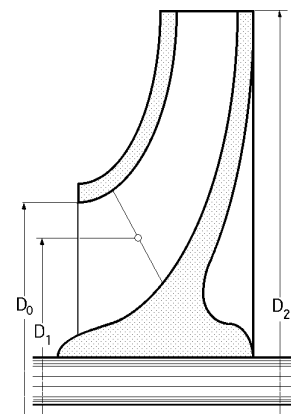
a) Lenta

$$n_s = 80 ; \frac{D_2}{D_1} = 2,2 \div 3,5$$



b) Normal

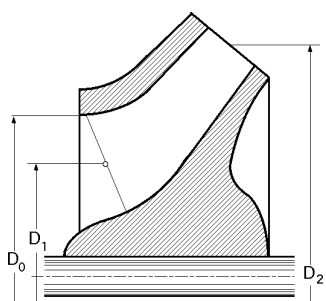
$$n_s = 80 \div 150 ; \frac{D_2}{D_1} = 1,8 \div 2,2$$



c) Rápida

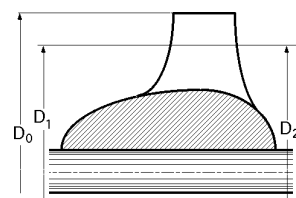
$$n_s = 150 \div 365 ; \frac{D_2}{D_1} = 1,3 \div 1,8$$

Fig II.4.- Bombas centrífugas



$$n_s = 365 \div 547,5 \quad ; \quad \frac{D_2}{D_1} = 1,1 \div 1,3$$

Fig II.5.-Bomba helicocentrífuga



$$n_s = 547,5 \div 1095 \quad ; \quad \frac{D_2}{D_1} = 1$$

Fig II.6.- Bomba hélice

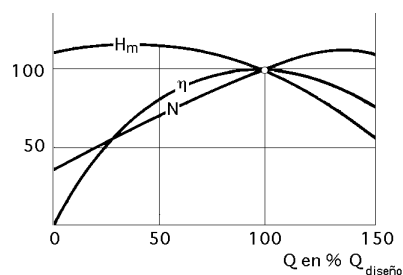
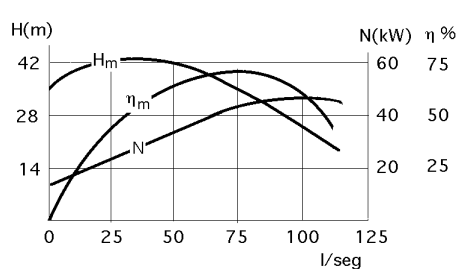


Fig II.7.- a) Curvas características de una bomba radial centrífuga  
b) Relación entre las curvas características con los valores de diseño expresados en %

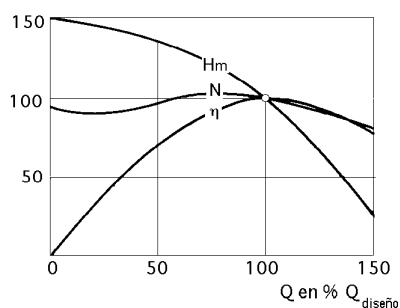
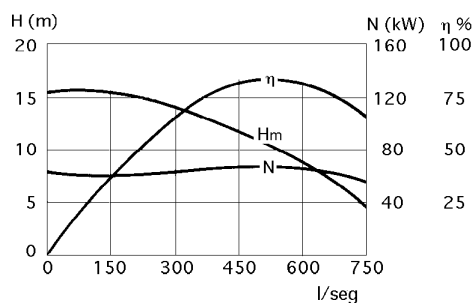


Fig II.8.- a) Curvas características de una bomba helicocentrífuga  
b) Relación entre las curvas características con los valores de diseño expresados en %

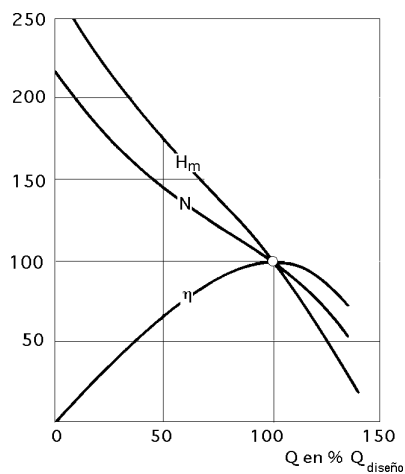
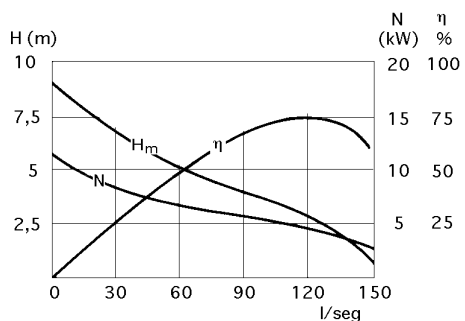


Fig II.9.- a) Curvas características de una bomba hélice  
b) Relación entre las curvas características con los valores de diseño expresados en %

Debido a las limitaciones anteriormente vistas relativas a  $z$ ,  $k_{2m}$  y  $\frac{b_2}{D_2}$ , resulta que en las bombas centrífugas, para un número específico de revoluciones  $n_s$  la altura manométrica máxima creada tiene un valor máximo, que no se puede superar.

En las bombas helicocentrífugas o diagonales, los diámetros de salida  $D_2$  son menores que en las centrífugas por el imperativo de aumentar la relación  $\frac{b_2}{D_2}$ , y conseguir mayores valores de  $n_s$ .

En las bombas hélice la relación  $\frac{b_2}{D_2}$  es mucho mayor que en las anteriores.

## II.4.- CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

En las bombas centrífugas la energía se comunica al líquido por medio de álabes en movimiento de rotación, a diferencia de las de desplazamiento volumétrico o positivo, rotativas (de engranajes, tornillos, lóbulos, levas, etc. y alternativas de pistón, de vapor de acción directa o mecánicas.

Las *ventajas* principales de las bombas centrífugas son:

Caudal constante, presión uniforme, sencillez de construcción, tamaño reducido, bajo mantenimiento y flexibilidad de regulación.

Uno de sus pocos *inconvenientes* es la necesidad de cebado previo al funcionamiento, ya que las bombas centrífugas, al contrario que las de desplazamiento positivo, no son autoaspirantes.

Consideraremos los siguientes tipos de bombas centrífugas:

- a) *Radiales, axiales y diagonales.*
- b) *De impulsor abierto, semiabierto y cerrado*
- c) *Horizontales y verticales.*

De cada uno se tratarán brevemente sus características constructivas, exigencias a las que responden, ventajas, desventajas y aplicaciones específicas.

**Factores de selección de las bombas.-** En la selección de bombas hay que tener en cuenta los siguientes factores:

*Las propiedades físicas del líquido, como el peso específico, tensión de vapor, viscosidad, temperatura, sólidos en suspensión, etc;*

*El NPSH<sub>d</sub>, presión de aspiración e impulsión de la máquina*

*Disponibilidades de la planta (agua limpia a temperatura ambiente, agua caliente, vapor a baja presión, inyección de fuente externa, metanol, etc.)*

*Tipo y dimensiones de la bomba, velocidad, diámetro del eje y/o camisa del eje, diámetro interior de la cámara del cierre, longitud de la cámara del cierre, distancia entre la cámara del cierre y el primer apoyo, cliente final, lugar de instalación de la planta, etc.*

### BOMBAS RADIALES, AXIALES Y DIAGONALES

Hemos considerado como bombas centrífugas al conjunto de las propiamente centrífugas o

radiales, en las que la energía se cede al líquido esencialmente mediante la acción de la fuerza centrífuga, hasta las axiales, en las que la energía se cede al líquido por la impulsión ejercida por los álabes sobre el mismo.

En las bombas centrífugas radiales la corriente líquida se verifica en planos radiales, en las axiales en superficies cilíndricas alrededor del eje de rotación y en las diagonales se verifica radial y axialmente, denominándose también de flujo mixto.

El *tipo* de una bomba, según esta primera clasificación, que atiende al diseño hidráulico del rodete impulsor, viene indicado por su velocidad específica en el punto de máximo rendimiento de la curva característica.

El *número específico de revoluciones*  $n_q$  no varía para un impulsor determinado, aunque lo haga su velocidad de giro  $n$ , ya que  $q$  y  $H_m$  se modifican también al mismo tiempo.

Cada impulsor tiene una velocidad específica determinada, si bien ésta depende también del sistema difusor. El valor de  $n_q$  tampoco cambia al alterar las dimensiones absolutas de un impulsor; todos los impulsores de rendimiento aceptable que tienen una misma velocidad específica son geoméricamente semejantes, aunque pueden tener ligeras variaciones en el ángulo de salida, forma del álabe, etc.

La *velocidad específica del impulsor* es un índice de su geometría y proporciona una idea de sus dimensiones principales, Fig II.10. La relación entre los diámetros de entrada y salida  $d_1/d_2$ , es (dentro de ciertos límites) directamente proporcional a  $n_q$  y era uno de los índices utilizados antes de que se impusiera el concepto de velocidad específica.

La *forma de los álabes* en los impulsores de flujo radial es, en general, curvada hacia atrás con respecto al sentido de giro,  $\alpha < 90^\circ$ , y con superficies de simple curvatura, siendo la generatriz paralela al eje de rotación; en los impulsores helicoidales, los álabes son de doble curvatura y en los axiales tienen, además, un determinado perfil aerodinámico.

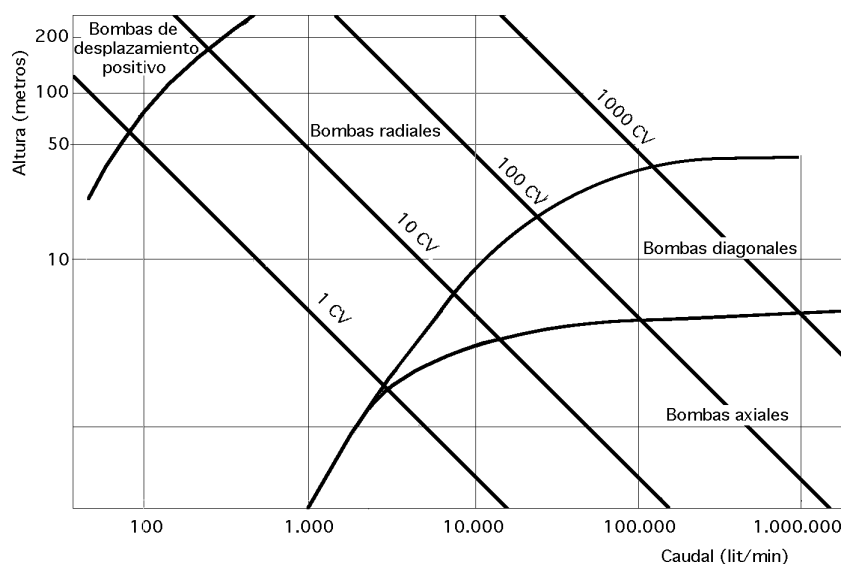


Fig II.10.- Campos de aplicación de los tres tipos de bombas centrífugas



**Rendimiento-velocidad específica.-** En el extremo de las  $n_q$  bajas, las pérdidas por rozamiento son grandes, de la forma:

a) *Pérdidas de carga debidas al más largo recorrido interno*

b) *Pérdidas por rozamiento* de las paredes del rodete impulsor de gran diámetro al girar en el líquido, (rozamiento del disco). Las pérdidas por fugas son también grandes.

Al crecer la velocidad específica  $n_q$  el rendimiento mejora hasta un cierto valor de la misma, por encima del cual, pérdidas superiores de difusión y deficiencia en el guiado del líquido le hacen disminuir de nuevo, aunque de manera más suave.

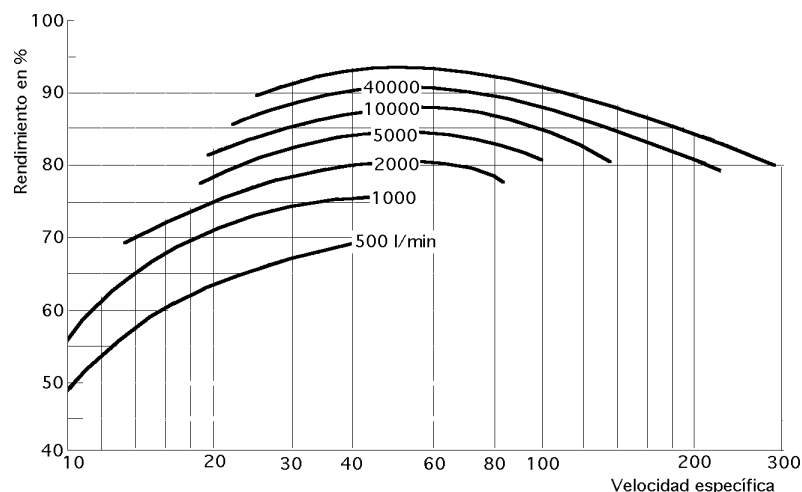


Fig II.11.- Relación entre el rendimiento de diversas bombas centrífugas y su velocidad específica

Los *rendimientos óptimos* se calculan para una velocidad específica  $n_q$  del orden de 50, Fig II.11, en la que la combinación de las pérdidas descritas, unas decrecientes y otras crecientes con  $n_q$ , tiene un efecto mínimo. El que bombas de igual velocidad específica puedan tener rendimientos diferentes, menores para caudales más bajos, se debe a que las leyes de semejanza hidráulica no se cumplen exactamente con tener sólo en cuenta la semejanza geométrica existente.

En la actualidad, *las curvas (rendimiento-velocidad específica)* se van desplazando paulatinamente en sentido ascendente al ir consiguiendo la técnica bombas cada vez más perfeccionadas.

### **BOMBAS DE IMPULSOR ABIERTO, SEMIABIERTO Y CERRADO**

Teniendo en cuenta su diseño mecánico o estructural, se pueden distinguir tres tipos de impulsores:

a) *De álabes aislados (abiertos)*

b) *Con una pared o disco lateral de apoyo (semiabiertos)*

c) *Con ambas paredes laterales (cerrados).*

Esta clasificación es independiente de la más general, que se refiere al tipo de diseño hidráulico, por lo que en esta nueva clasificación puede haber impulsores centrífugos y de flujo mixto, abiertos, semiabiertos o cerrados.

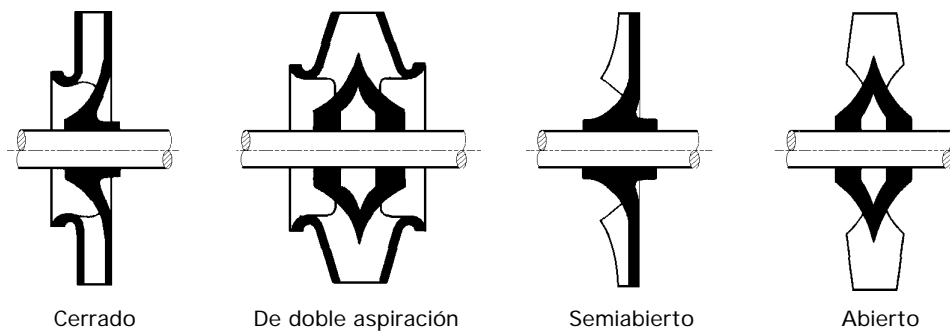


Fig II.12.- Tipos de impulsores

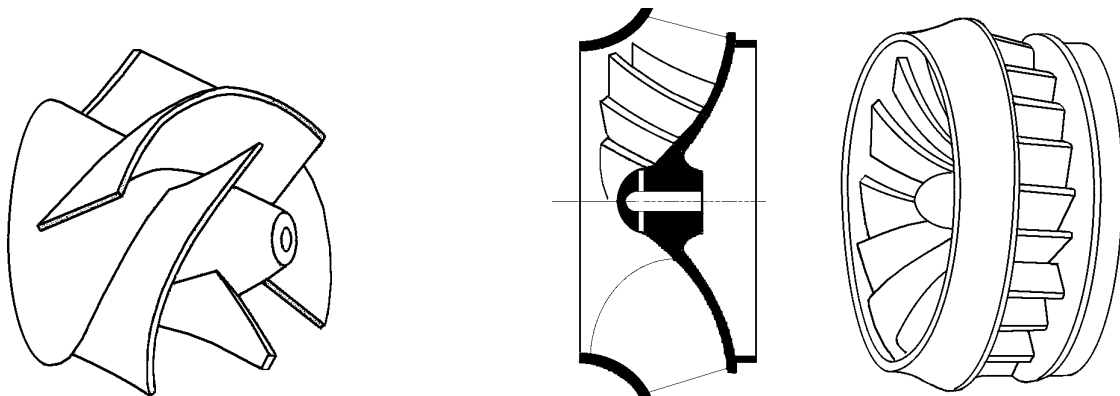


Fig II.13.- Rodete de bomba diagonal abierta y rodete de bomba cerrado tipo Francis

Los impulsores axiales, por su misma estructura, sólo pueden ser semiabiertos o cerrados, ya que sus álabes se pueden considerar como apoyados lateralmente en el eje de rotación, que hace las veces de cubo del impulsor, como si fuese la pared posterior de los radiales y diagonales.

**Impulsores abiertos.**- En un impulsor abierto, los álabes desnudos van unidos únicamente al eje de giro y se mueven entre dos paredes laterales fijas pertenecientes a la carcasa de la bomba, con tolerancias laterales lo más estrechas posibles para evitar fugas.

Esta construcción es mecánicamente débil, por el largo voladizo en que trabajan los álabes, por lo que estos impulsores disponen siempre de una fracción de pared posterior para dar a los álabes la rigidez necesaria, Fig II.14.

En la práctica no se hace distinción entre impulsores abiertos y semiabiertos, designando a ambos como abiertos, en oposición a los cerrados. Los impulsores abiertos se utilizan en algunas bombas radiales pequeñas y para el bombeo de líquidos abrasivos.

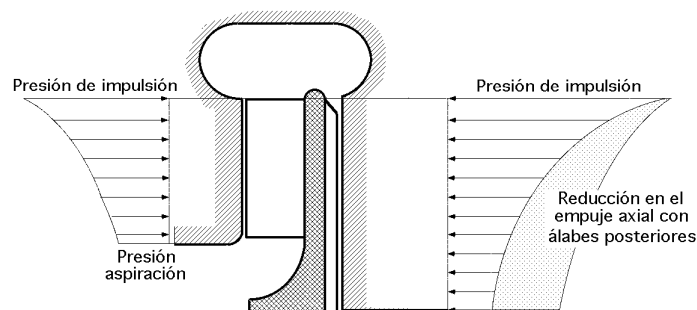


Fig II.14.- Empuje axial en impulsor abierto con álabes posteriores

**Impulsores semiabiertos.-** Los impulsores con una sola pared lateral, que siempre es la posterior, se emplean con cierta frecuencia, destacando las bombas de flujo mixto y todas las axiales. Al igual que en los abiertos, su buen rendimiento está basado en una tolerancia lateral muy estrecha, del orden de 0,3 mm, que evita fugas de la periferia al centro y en los canales del impulsor entre sí. Estas fugas son tanto mayores cuanto menos viscoso es el líquido por lo que con líquidos algo viscosos el caudal y la altura pueden aumentar, a pesar de las mayores pérdidas por rozamiento, lo que les hace más apropiados que los abiertos para trabajar con líquidos a altas temperaturas.

Cuando el juego lateral se hace grande por el desgaste, hay que cambiar el impulsor. El desgaste del impulsor es proporcional a la velocidad relativa del líquido y no es radialmente uniforme, sino algo mayor en la periferia.

Para el servicio con *líquidos abrasivos* algunas veces se disponen placas laterales de desgaste de fácil intercambio, construidas con materiales especiales como el acero inoxidable que tiene mayor dureza, que no resulta costoso, ya que el cuerpo de la bomba sigue siendo de fundición.

La escasa tolerancia lateral del impulsor hace que una posible desviación del eje pueda tener graves consecuencias, al igual que las dilataciones o contracciones anormales, que en esta situación tienen mucha mayor importancia que en los impulsores cerrados.

El *empuje axial en los impulsores abiertos* es mayor que en los cerrados, pues la parte anterior está sometida a una presión media menor; para paliar este defecto se les provee de álabes posteriores Fig II.15, que disminuyen en gran manera la presión media en la cara posterior.

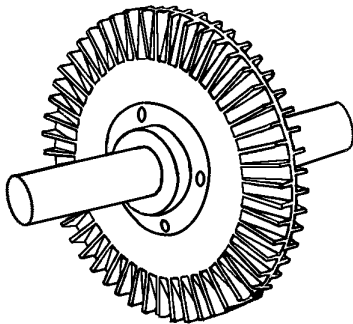


Fig II.15.- Impulsor de una bomba de torbellino con álabes radiales a ambos lados del disco

También sirven para evitar que el líquido quede estancado cerca del eje y empaquetaduras, ya que si aquel fuese abrasivo podría resultar muy perjudicial.

El flujo a través de los agujeros de equilibrio en los impulsores abiertos provistos de álabes posteriores es, a menudo, de sentido contrario al normal en los cerrados, es decir, el líquido entra en ellos del lado de la aspiración.

**Las ventajas del impulsor abierto sobre el cerrado son:**

- a) La menor tendencia a obstruirse que le hace adecuado para líquidos sucios
- b) El menor roce hidráulico del disco, al tener sólo una pared girando, de lo que se deduce un buen rendimiento
- c) Una mayor accesibilidad de los álabes para el mecanizado, lo que permite conseguir mejores acabados
- d) Una mayor facilidad de construcción, con modelos más sencillos, por lo que se puede utilizar una mayor variedad de materiales constructivos con un coste menor de fabricación.

Aunque al principio los impulsores se hacían abiertos, de doble aspiración, hoy en día han caído en desuso por dificultades de ajuste y sólo se fabrican los de aspiración simple.

**Impulsores cerrados.-** Los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior, Fig II.16. El estrecho margen de tolerancias exis-

tente para evitar fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración suele ser axial y está constituida por unas superficies anulares muy próximas, situadas alrededor del orificio de aspiración (oído del impulsor) y formadas por los aros de cierre, uno estacionario montado en el cuerpo y el otro que gira montado en el impulsor.

La principal ventaja de esta solución es que los aros de cierre se pueden cambiar fácilmente cuando se desgastan, recuperando la tolerancia primitiva, evitando así fugas mayores.

Respecto al *desgaste*, se pueden hacer de materiales especiales para condiciones de funcionamiento y servicio particularmente duras.

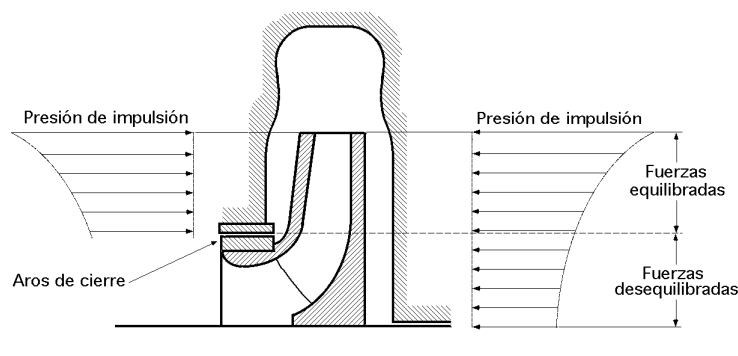


Fig II.16.- Empuje axial en impulsor cerrado

A menudo, en vez de estos aros dobles se utiliza sólo un aro montado en el cuerpo, de forma que la superficie rozante móvil pertenece al propio impulsor; en estos casos, en el impulsor se deja material suficiente para poder rectificar su superficie desgastada, si procede, cambiando el aro del cuerpo por uno nuevo de diámetro ligeramente diferente, de forma que deje el juego conveniente con el impulsor.

Los *impulsores de doble aspiración* llevan aros de cierre en los dos oídos; sus ventajas son, ausencia de empuje axial, una menor  $NPSH_r$  y una mayor capacidad de aspiración. Se pueden considerar como dos impulsores de aspiración simple, opuestos y en paralelo.

Los *impulsores de aspiración simple*, cuando están provistos en la parte posterior de cámara de equilibrado del empuje hidráulico axial en comunicación con la aspiración a través de los agujeros de equilibrio, sólo tienen aros a ambos lados, lo que implica una desventaja para el equilibrado que, hidráulicamente, es bastante eficaz.

Los *impulsores cerrados* pueden resistir mucho mejor cualquier flexión del eje, o contracciones y dilataciones mayores de las previstas, por lo que son más adecuados para servicios de altas temperaturas. Tienen la desventaja de que sus canales son normalmente inaccesibles para cualquier tipo de mecanizado, lo que exige métodos constructivos especiales, más difíciles, con modelos más complicados que en los abiertos. Hidráulicamente, el rozamiento de disco al tener el impulsor dos paredes, es doble que en los abiertos, pero las pérdidas por fugas son menores.

La posibilidad de obstrucción con líquidos sucios es mayor y para ello se diseñan impulsores especiales con oído de gran área, canales lo más amplios posibles, pequeño número de álabes, 2 ó 3, y éstos con los bordes de entrada redondeados.

## **BOMBAS HORIZONTALES Y VERTICALES**

El eje de rotación de una bomba puede ser horizontal o vertical, (rara vez inclinado). De esta disposición se derivan diferencias estructurales en la construcción de la bomba que a veces son importantes, por lo que también las aplicaciones de los dos tipos de construcción suelen ser, a menudo, distintas y bien definidas.

**Bombas horizontales.-** La disposición del eje de giro horizontal presupone que la bomba y el motor se hallan a la misma altura; éste tipo de bombas se utiliza para funcionamiento en seco, exterior al líquido bombeado que llega a la bomba por medio de una tubería de aspiración.

Las bombas centrífugas, sin embargo, no deben rodar en seco, ya que necesitan del líquido bombeado como lubricante entre aros rozantes e impulsor, y entre empaquetadura y eje.

Como no son autoaspirantes requieren, antes de su puesta en marcha, el estar cebadas; ésto no es fácil de conseguir si la bomba no trabaja en carga, estando por encima del nivel del líquido, que es el caso más corriente con bombas horizontales, siendo a menudo necesarias las válvulas de pie, (aspiración), y los distintos sistemas de cebado.

Como ventajas específicas se puede decir que las bombas horizontales, (excepto para grandes tamaños), son de construcción más barata que las verticales y, especialmente, su mantenimiento y conservación es mucho más sencillo y económico; el desmontaje de la bomba se suele hacer sin necesidad de mover el motor y al igual que en las de cámara partida, sin tocar siquiera las conexiones de aspiración e impulsión.

**Bombas verticales.-** Las bombas con eje de giro en posición vertical tienen, casi siempre, el motor a un nivel superior al de la bomba, por lo que es posible, al contrario que en las horizontales, que la bomba trabaje rodeada por el líquido a bombear, estando, sin embargo, el motor por encima de éste.

**Bombas verticales de funcionamiento en seco.-** En las bombas verticales no sumergidas, el motor puede estar inmediatamente sobre la bomba, o muy por encima de ésta. El elevarlo responde a la necesidad de protegerlo de una posible inundación o para hacerlo más accesible si, por ejemplo, la bomba trabaja en un pozo.

El eje alargado puede ser rígido o flexible por medio de juntas universales, lo que simplifica el siempre difícil problema del alineamiento.

Se emplean muy a menudo las mismas bombas horizontales modificadas únicamente en sus cojinetes.

La aspiración es lateral, (horizontal); en las bombas grandes, frecuentemente, es por abajo, aunque a veces se transforma en lateral mediante un simple codo.

La ventaja de las bombas verticales, es que requieren muy poco espacio horizontal que las hace insustituibles en barcos, pozos, etc; sin embargo se necesita un espacio vertical superior suficiente para permitir su cómodo montaje y desmontaje.

Para bombas de gran caudal, la construcción vertical resulta en general más barata que la horizontal. Las bombas verticales se emplean normalmente en aplicaciones marinas, para aguas

sucias, drenajes, irrigación, circulación de condensadores, etc.

**Bombas verticales sumergidas.** - El funcionamiento sumergido de las bombas centrífugas elimina el inconveniente del cebado, por lo que el impulsor se halla continuamente, aún parado, rodeado por el líquido a impulsar y, por lo tanto, la bomba está en disposición de funcionar en cualquier momento. El control de la unidad requiere únicamente la puesta en marcha del motor de accionamiento, sin necesidad de dispositivos adicionales de cebado previo.

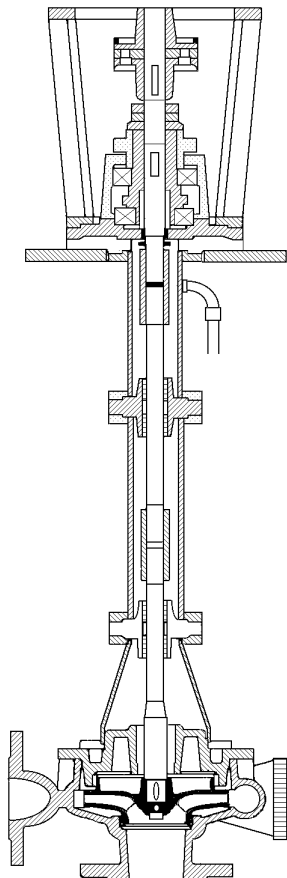


Fig II.17.- Bomba de eje vertical

La aspiración, que es siempre por abajo, Fig II.17, se hace a una cierta profundidad con respecto al nivel libre del líquido. Si esta profundidad es menor de lo debido, 2 ó 3 veces el diámetro del orificio de aspiración, se pueden crear en la superficie vórtices o remolinos por cuyo centro se introduce aire en la bomba, con la consiguiente pérdida de caudal y deficiente funcionamiento.

El eje del que van provistas estas bombas, va guiado normalmente por cojinetes de fricción separados a intervalos regulares (de 1,5 a 3 metros) y lubricados por aceite, grasa, o el mismo líquido bombeado; en este último caso, el eje se suele disponer en el interior de la tubería de impulsión vertical, cerca del motor, en que ésta se desvía horizontalmente mediante un codo adecuado.

En los casos de lubricación por grasa o aceite, el eje va dentro de un tubo portador de los cojinetes, siendo este conjunto, a su vez, exterior o interior a la tubería de impulsión.

La otra solución tiene la ventaja de requerir un menor espacio, siendo en ambos casos innecesaria la empaquetadura, lo que constituye también una circunstancia muy favorable, dados los inconvenientes que ésta lleva a veces consigo.

Las bombas sumergidas tienen la ventaja de ocupar un espacio horizontal mínimo, sólo el necesario para acomodar el motor vertical y la impulsión, siendo incluso ésta a veces subterránea.

Las ventajas hidráulicas son evidentes al desaparecer todos los problemas de aspiración que constituyen el principal inconveniente en el funcionamiento de las bombas centrífugas.

Desde un punto de vista mecánico, esta disposición presenta grandes inconvenientes con respecto a la horizontal. Las bombas son inicialmente más caras y su mantenimiento mucho más elevado, ya que cualquier reparación exige el desmontaje de la bomba para izarla a la superficie.

El eje alargado, somete a los cojinetes a un trabajo duro que sobre todo, si están lubricados por agua o líquidos sin grandes propiedades lubricantes, hace que su vida sea corta e imprevisible.

Los tipos más importantes de bombas verticales sumergidas son, las bombas de turbina verticales o de pozo profundo, las bombas de hélice y las bombas de voluta sumergidas.

**Bombas de turbina verticales.**- Entre las bombas sumergidas, las más importantes son las llamadas de pozo profundo, de sondeo o de turbina vertical, que fueron desarrolladas para la explotación de pozos, perforaciones y sondeos de diámetro reducido. Esta circunstancia limita forzosamente la altura por etapa, lo que conduce al concepto de bombas multicelulares para reducir el espacio.

El impulsor de aspiración simple, puede ser radial o diagonal, según las condiciones de servicio y su construcción cerrada o semiabierta. Los impulsores semiabiertos, sin embargo, aparte de su mayor empuje axial, hasta el 50% mayor, requieren un ajuste vertical más cuidadoso durante el montaje.

El conjunto de difusores del cuerpo de bomba y la tubería de impulsión, cuelgan del cabezal sobre el que va montado el motor, constituyendo el codo de desviación de la impulsión. A veces, los difusores se recubren interiormente de un esmalte especial que disminuye la rugosidad de la fundición y las pérdidas hidráulicas consiguientes, aumentando el rendimiento, dotando de una cierta uniformidad a las distintas unidades, lográndose una mejor resistencia a la corrosión y a la abrasión.

La construcción de estas bombas permite montar el número de etapas deseado, que puede llegar a 20 o más, añadiendo simplemente difusores e impulsores semejantes uno sobre otro, lo que dota de cierta elasticidad a las aplicaciones, con las consiguientes ventajas de estandarización, disponibilidad de repuestos, etc; no obstante, estas bombas participan de las desventajas mencionadas para las bombas verticales sumergidas, de ser caras y exigir unos costes de mantenimiento elevados.

Las bombas verticales de turbina han llegado a un grado de perfección notable con rendimientos altos y determinadas ventajas hidráulicas; aunque empezaron siendo empleadas exclusivamente para riegos en pozos y perforaciones, sus aplicaciones industriales aumentan cada vez más, siendo en la actualidad más numerosas que las agrícolas, por lo que la denominación de bombas de pozo profundo va desapareciendo para adaptarse a la de bombas de turbina vertical.

Dentro de este tipo se pueden distinguir las bombas provistas de eje alargado y accionadas por motor sumergible dispuesto inmediatamente por debajo de la bomba o bombas buzo.

**Bombas de turbina verticales de motor normal superior.**- En estas bombas, el eje va por el interior de la tubería de impulsión, desnudo si la lubricación es por aceite, o dentro de un tubo protector si la lubricación es por agua de una fuente externa.

El conjunto de impulsores y eje soportado por los cojinetes de empuje están colocados en el mismo cabezal o en la parte superior del motor, si su eje y el de la bomba están rígidamente acoplados (motores de eje hueco).

Con estas bombas se pueden alcanzar unos 200 m.c.a., pero los problemas que ocasiona cualquier imperfección en la rectitud del eje, que influye en gran manera en la vida de los cojinetes y en la vibración del funcionamiento, crecen enormemente con la longitud del eje. Se puede considerar que la seguridad del eje es proporcional a su rigidez o resistencia a la flexión viniendo dada por el factor  $\frac{D^4}{L^3}$ , siendo D el diámetro del eje y L su longitud.

**Bombas de turbina verticales de motor sumergido.**- Con objeto de evitar las desventajas que se

derivan de la excesiva longitud del eje, en las bombas sumergidas se han desarrollado motores eléctricos capaces de funcionar a su vez rodeados de líquido y de dimensiones tales que les permite ir montados en el interior del pozo.

De esta forma, colocando los motores inmediatamente por debajo de la bomba, desaparece la necesidad del eje, cojinetes y tubo protector, por lo que la columna puede ser de menor diámetro para pérdidas de carga semejantes.

Los motores pueden ser de funcionamiento en seco con cierre hermético, o inundados, en cuyo caso los aislamientos han de tener características muy especiales. Las ventajas del motor sumergido se hacen apreciables, sobre todo, en pozos muy profundos de más de 30 m, o bien inclinados o curvados. El espacio requerido en la superficie es, evidentemente mínimo e incluso nulo con descarga subterránea.

Las desventajas son un menor rendimiento y menor vida del motor y la necesidad ineludible del desmontaje total para cualquier revisión o reparación de la bomba o del motor.

*Bombas verticales de hélice.*- Para manejar grandes caudales con pequeñas alturas se usan, a menudo, bombas hélice en posición vertical y funcionamiento sumergido. La simplicidad de estas bombas llega algunas veces a ser máxima, consistiendo sólo en el impulsor axial abierto provisto de un eje vertical, que gira dentro de la columna o tubería de impulsión.

A veces pueden llevar un difusor o algunos álabes directores; a la entrada se pueden disponer también álabes directores, en alguna de estas bombas, con objeto de evitar o aminorar una prerrotación excesiva de la vena líquida en la aspiración, que puede dar lugar a remolinos o vórtices en la superficie del líquido.

El eje puede estar lubricado por aceite, en cuyo caso va dispuesto dentro del correspondiente tubo protector con los cojinetes de apoyo.

El impulsor puede ir en voladizo o bien tener cojinete inferior, que aunque constituye un pequeño estorbo para la aspiración, tiene un papel importante dada la estrecha tolerancia radial entre el impulsor y la tubería que le rodea.

En ciertas bombas de este tipo es posible desmontar desde arriba el eje y el impulsor, sin necesidad de retirar la columna, facilitándose algo la accesibilidad y el mantenimiento, lo que es posiblemente el más grave inconveniente de las bombas sumergidas.

## **II.5.- SEMEJANZA EN BOMBAS PARA CAMPOS GRAVITATORIOS DIFERENTES**

Los actuales aplicaciones de dispositivos hidráulicos especiales que se producen en el mundo de la Astronáutica, justifican la necesidad de ampliar las fórmulas de semejanza a diversos campos gravitatorios, de intensidades  $g$  y  $g'$ .

Si se tienen dos bombas geométricamente semejantes, de relación de semejanza  $l$ , situadas en campos gravitatorios  $g$  y  $g'$ , funcionando a las velocidades  $n$  y  $n'$ , con alturas manométricas  $H_m$  y  $H_m'$ , caudales  $q$  y  $q'$ , potencias  $N$  y  $N'$  y velocidades tangenciales  $u$  y  $u_1$ , correspondientes a diámetros  $D$  y  $D'$ , respectivamente, resultará, que si  $\phi$  es el coeficiente óptimo de velocidad, igual para cada serie de bombas semejantes, las velocidades tangenciales correspondientes serán:



$$\frac{u}{u'} = \frac{\sqrt{2 g H_m}}{\sqrt{2 g' H_{m'}}} = \frac{D n}{D' n'} ; \quad \frac{D n}{D' n'} = \frac{\sqrt{g H_m}}{\sqrt{g' H_{m'}}} ; \quad \frac{n}{n'} = \sqrt[3]{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}}$$

Asimismo si  $c$  y  $c'$  son dos velocidades absolutas, y  $\gamma$  y  $\gamma'$  dos secciones homólogas y  $q$  y  $q'$  los caudales correspondientes a un par de bombas semejantes en campos gravitatorios distintos,  $g$  y  $g'$ , para un coeficiente óptimo de velocidad común a ambas máquinas se obtiene:

$$\frac{q}{q'} = \frac{c}{c'} = \sqrt[3]{\frac{2 g H_m}{2 g' H_{m'}}} = \sqrt[3]{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}}$$

Si se considera que las bombas impulsan el mismo líquido, siendo  $\gamma$  y  $\gamma'$  los pesos específicos del líquido, en los campos gravitatorios  $g$  y  $g'$ , la relación de potencias será:

$$\frac{N}{N'} = \frac{q H_m}{q' H_{m'}} = \frac{g q H_m}{g' q' H_{m'}} = \sqrt[3]{\left(\frac{g H_m}{g' H_{m'}}\right)^3}$$

y si se trata de líquidos diferentes de densidades  $\gamma$  y  $\gamma'$ , se tendrá para los caudales, lo mismo que para el caso anterior:

$$\frac{q}{q'} = \frac{c}{c'} = \sqrt[3]{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}}$$

y para las potencias:

$$\frac{N}{N'} = \frac{q H_m}{q' H_{m'}} = \frac{g q H_m}{g' q' H_{m'}} = \sqrt[3]{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}} \frac{q}{q'} = \sqrt[3]{\left(\frac{g H_m}{g' H_{m'}}\right)^3}$$

**Características de una bomba en dos campos gravitatorios diferentes.-** En este caso se puede considerar que la bomba es semejante a sí misma, es decir,  $\lambda = 1$ , por lo que:

$$\frac{n}{n'} = \sqrt{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}} ; \quad \frac{q}{q'} = \sqrt[3]{\frac{g H_m}{g' H_{m'}}} ; \quad \frac{N}{N'} = \sqrt[3]{\left(\frac{g H_m}{g' H_{m'}}\right)^3} = \left(\frac{q}{q'}\right)^3 = \left(\frac{n}{n'}\right)^3$$

$$\frac{q}{q'} = \frac{n}{n'} ; \quad \frac{H_m}{H_{m'}} = \frac{g' n^2}{g n'^2} ; \quad \frac{N}{N'} = \frac{g q H_m}{g' q' H_{m'}} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3$$

que permiten hallar la relación entre caudales, potencias, número de rpm, alturas manométricas, etc, para una misma bomba funcionando en dos campos gravitatorios distintos.

## II.6.- APLICACIÓN DEL ANÁLISIS DIMENSIONAL A LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Las variables que intervienen en el movimiento de un líquido, a través de los álabes de una bomba centrífuga, pueden relacionarse mediante la siguiente ecuación:

$$f(E, D, q, \mu, \eta, n) = 0$$

en la que,  $E = g H_m$  es la energía específica,  $D$  el diámetro,  $q$  el caudal bombeado,  $\mu$  la densidad del líquido utilizado,  $\eta$  la viscosidad dinámica del líquido y  $n$  el número de revoluciones por minuto de la bomba. Como estas seis variables dependen total o parcialmente de las dimensiones (M, L, t), se pueden obtener,  $6 - 3 = 3$ , parámetros adimensionales.

La matriz correspondiente a estas variables es de la forma:

	E	D	q	$\mu$	$\eta$	n
M	0	0	0	1	1	0
L	2	1	3	-3	-1	0
t	-2	0	-1	0	-1	-1

Podemos tomar, por ejemplo, E, D y  $\mu$ , como variables independientes por cuanto su determinante es distinto de cero:

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 2 & 1 & -3 \\ -2 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 2$$

pudiéndose poner que:

$$\begin{aligned} 1 = E^{x_1} D^{y_1} \mu^{z_1} \quad q &= L^{2x_1+y_1-3z_1+3} T^{-2x_1-1} M^{z_1} \\ 2 = E^{x_2} D^{y_2} \mu^{z_2} \quad \eta &= L^{2x_2+y_2-3z_2} T^{-2x_2-1} M^{z_2} \\ 3 = E^{x_3} D^{y_3} \mu^{z_3} \quad n &= L^{2x_3+y_3-3z_3-1} T^{-2x_3-1} M^{z_3+1} \end{aligned}$$

de las que se deducen los siguientes sistemas de ecuaciones:

$$\begin{aligned} 2x_1 + y_1 - 3z_1 + 3 &= 0 \\ -2x_1 - 1 &= 0 \\ z_1 &= 0 \end{aligned} \quad x_1 = -\frac{1}{2}; \quad y_1 = -2$$

$$\begin{aligned} 2x_2 + y_2 - 3z_2 &= 0 \\ -2x_2 - 1 &= 0 \\ z_2 &= 0 \end{aligned} \quad x_2 = -\frac{1}{2}; \quad y_2 = 1$$

$$\begin{aligned} 2x_3 + y_3 - 3z_3 - 1 &= 0 \\ -2x_3 - 1 &= 0 \\ z_3 + 1 &= 0 \end{aligned} \quad x_3 = -\frac{1}{2}; \quad y_3 = -1; \quad z_3 = -1$$

obteniéndose:

$$1 = \frac{q}{\sqrt{E} D^2} = \frac{q}{\sqrt{g H_m} D^2}$$

$$2 = \frac{n D}{\sqrt{E}} = \frac{n D}{\sqrt{g H_m}}$$

$$3 = \frac{1}{D \sqrt{E}} = \frac{1}{D \sqrt{g H_m}} = \frac{1}{D \sqrt{g H_m}}$$

Los parámetros adimensionales  $1$ ,  $2$  y  $3$  permanecen constantes para cada serie de bombas semejantes, funcionando en condiciones dinámicas semejantes.

En consecuencia, a partir de ellos, se pueden obtener otros factores adimensionales comunes a dichas series, mediante los productos de  $1$ ,  $2$  y  $3$  o cualquier otra combinación de productos de sus potencias, sean estas enteras o fraccionarias, positivas o negativas; así se pueden obtener:

$$4 = \frac{1}{3} = \frac{q}{D^2 \sqrt{q H_m}} \frac{D \sqrt{q H_m}}{1} = \frac{q}{D} \quad (\text{N}^\circ \text{ de Re para bombas})$$

$$5 = 2 \sqrt{1} = \frac{\sqrt{q}}{D \sqrt[4]{q H_m}} \frac{n D}{\sqrt{q H_m}} = \frac{n \sqrt{q}}{(q H_m)^{3/4}} \quad (\text{Velocidad específica})$$

$$6 = \frac{1}{2} = \frac{q}{D^2 \sqrt{q H_m}} \frac{\sqrt{q H_m}}{n D} = \frac{q}{n D^3} = q_s \quad (\text{Caudal específico})$$

### III.- BOMBAS CENTRÍFUGAS

#### ÁLABES Y GRADO DE REACCIÓN

##### III.1.- CÁLCULO DEL NÚMERO DE ÁLABES

Cuando a la bomba centrífuga se la supone trabajando en condiciones ideales, el número de álabes se considera infinito. Para acercarnos al proceso de trabajo de una bomba centrífuga real, el número de álabes tiene que ser finito, estando este número comprendido entre 4 y 16; en este caso, el movimiento relativo del líquido entre los álabes del rodete impulsor ya no tiene carácter de chorro, como se supone tiene para infinitos álabes, resultando por lo tanto, una distribución de velocidades irregular; así se tiene que en la zona del intradós entre álabes, indicada en la Fig III.1a con el signo (+), la presión es bastante elevada lo que implica velocidades pequeñas.

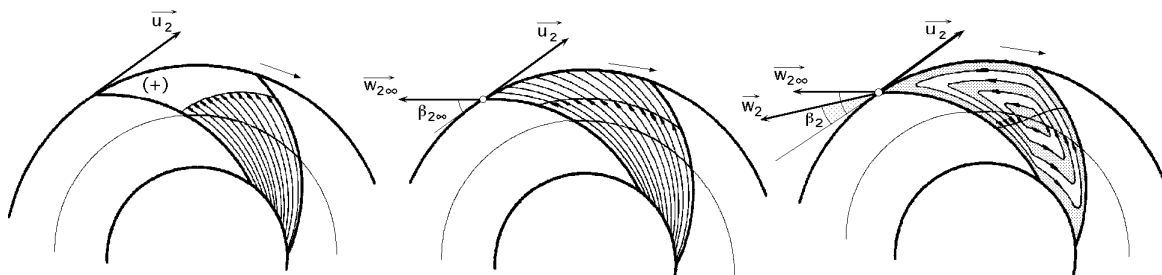


Fig III.1.- Distribución de velocidades a la salida con un número finito de álabes

Esto es debido a que la distribución de velocidades se puede interpretar como la suma de dos flujos:

- El flujo correspondiente a una distribución uniforme de la velocidad, idéntica a la existente para un número infinito de álabes.
- El flujo correspondiente al movimiento de rotación del líquido entre los álabes, en sentido opuesto a la rotación del rodete impulsor.

En este tipo de movimiento, al girar el eje de la bomba se engendra en el espacio entre álabes

un torbellino relativo en sentido opuesto al del giro del rodete, que sumado al desplazamiento de la velocidad relativa  $w_2$  en la periferia del mismo, hace que ésta se desvíe a la salida, Fig III.2, disminuyendo el ángulo efectivo de salida de la corriente hasta un valor  $\beta_2$  menor que el correspondiente a un número infinito de álabes, es decir, la corriente experimenta un deslizamiento por el que pasa de la velocidad,  $c_{2n}$  a la  $c_{2nz} = c_{2n}$ , fenómeno que viene representado por un coeficiente de influencia  $\mu$  que depende del número de álabes. En consecuencia, al pasar a un número finito de álabes  $z$  la velocidad  $c_{2n}$  disminuye, lo cual se explica por el movimiento de rotación complementario citado. El ángulo  $\beta_2$  es el ángulo constructivo del álabe, mientras que  $\beta_{2\infty}$  es el ángulo con el que el líquido sale de la bomba, que no es tangente al álabe.

Debido a estas irregularidades en la distribución de velocidades, tanto absolutas como relativas, para un número finito de álabes  $z$  se introduce el concepto de valor medio de la componente tangencial  $c_{2n}$  a la salida del rodete, ya que interviene en la determinación de la altura total creada por la bomba.

Para un número finito de álabes, la componente  $c_2$  es menor que para un número infinito  $c_{2\infty}$ , por cuanto al ser menor el número de álabes, tanto más pequeña será la probabilidad de que surjan remolinos en el flujo formado en el rodete impulsor; si no existiesen álabes, no existirían remolinos por lo que,  $c_{2n} = 0$ , y el líquido ideal saldría del rodete radialmente con  $c_{2r}$ .

En la circunferencia a la salida del rodete, este fenómeno hace surgir una velocidad absoluta complementaria  $c_{2n}$  dirigida en sentido contrario a  $c_{2n}$  modificándose así el triángulo de velocidades correspondiente a un número infinito de álabes a la salida; en la Fig III.3 se observa el triángulo de velocidades para un número infinito de álabes y el correspondiente a un número finito, contruidos ambos para valores iguales de  $u_2$  y  $c_{2r}$  lo cual implica iguales velocidades periféricas de rotación y caudales también iguales.

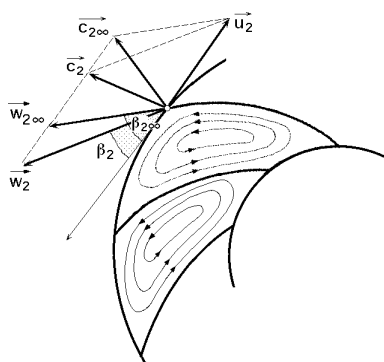


Fig III.2.-Torbellino potencial en el rodete

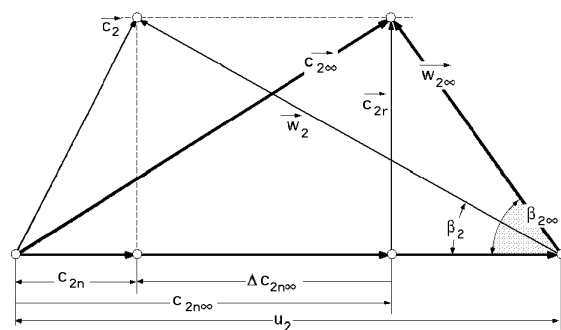


Fig III.3.- Triángulos de velocidades para un número finito e infinito de álabes

El ángulo  $\beta_2$  es el ángulo constructivo del álabe a la salida, mientras que  $\beta_{2\infty}$  es el ángulo de salida del líquido, para un número finito de álabes, que no es tangente al álabe, y por lo tanto,

menor que  $z \rightarrow \infty$ . La disminución de la componente tangencial  $c_{2n}$  al pasar a un número finito de álabes, implica un descenso en la altura creada por la bomba.

Para determinar el número de álabes existen varios métodos, algunos de los cuales expone-mos a continuación:

a) El valor de  $c_{2n}$  de la Fig III.3, viene dado por la expresión de Stodola:

$$c_{2n} = k_R \frac{\sin \frac{2\pi}{z}}{z} u_2$$

en la que el factor de corrección  $k_R$  se determina con ayuda de la Tabla III.1.

Tabla III.1.- Valores de  $k_R$

$z$	$10^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$40^\circ$	$50^\circ$	$60^\circ$
4-8	1,4	1,1	0,9	0,75	0,6	0,55
8-16	1,4	1,15	1	0,85	0,7	0,65

b) Si se supone que la bomba trabaja en condiciones de rendimiento máximo y  $H_{t(m\acute{a}x)z}$  es la altura total máxima correspondiente a  $z$  álabes, se tiene:

$$H_{t(m\acute{a}x)z} = \frac{u_2 c_{2n_z}}{g} = \frac{u_2 (c_{2n} - c_{2n_z})}{g} = \left| H_{t(m\acute{a}x)} = \frac{u_2 c_{2n}}{g} \quad \frac{u_2}{g} = \frac{H_{t(m\acute{a}x)}}{c_{2n}} \right| =$$

$$= \frac{H_{t(m\acute{a}x)} (c_{2n} - c_{2n_z})}{c_{2n}} = H_{t(m\acute{a}x)} \mu$$

en la que  $\mu$  es *el coeficiente de influencia del número de álabes* (o factor de disminución de trabajo) que permite aplicar la formulación desarrollada para un número infinito de álabes, a un número  $z$  finito de álabes.

$$\mu = \frac{H_{t(m\acute{a}x)z}}{H_{t(m\acute{a}x)}} = \frac{c_{2n_z} \frac{u_2}{g}}{c_{2n} \frac{u_2}{g}} = \frac{c_{2n_z}}{c_{2n}} = \frac{H_{m_z}}{H_{t(m\acute{a}x)}} \quad H_{t(m\acute{a}x)z} = \mu H_{t(m\acute{a}x)} = \mu \frac{u_2 c_{2n}}{g}$$

$$H_{t(m\acute{a}x)} = \frac{H_{man_z}}{\mu_{man_z}} \quad ; \quad \mu_{man_z} = \frac{H_{man_z}}{H_{t_z}} = \frac{H_{man_z}}{\mu H_{t_z}}$$

en la que  $\mu$  se determina en función del número de álabes  $z$  pero en su valor influyen también la longitud del álabe, que depende de la relación  $\frac{r_2}{r_1}$ , y de los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$ .

El valor de:  $H_{man(z)} = H_{man(\infty)}$ , por cuanto en la expresión:  $H_{man} = A - B q - C q^2$ , los valores de  $A$  y  $B$  no dependen más que de  $u_2$ ,  $\beta_2$  y  $\beta_1$ , que son comunes a las dos situaciones, es decir, el punto de funcionamiento es único, pudiendo distinguir dos tipos de rendimiento manométrico, uno teórico correspondiente a un número infinito de álabes y otro real, el de la bomba, correspon-

diente a  $z$  álabes.

En consecuencia se puede poner:

$$\mu = \frac{H_{t(\text{máx})_z}}{H_{t(\text{máx})}} = \frac{\frac{H_{\text{man}_z}}{z}}{\frac{H_{\text{man}}}{z}} = \frac{\text{man}_z}{\text{man}} \quad \text{man} = \mu \text{ man}_z$$

El coeficiente  $\mu$  no depende del régimen de trabajo de la bomba (punto de funcionamiento), es decir, del caudal  $q$ , de la altura manométrica  $H_m$  y del n° de rpm  $n$ , sino de la geometría del rodete impulsor, por lo que es constante para un determinado rodete.

*Pfleiderer* propuso para el valor del coeficiente de influencia del número de álabes  $\mu$  (introduciendo el influjo de la fuerza centrífuga mediante la relación  $r_1/r_2$ ), la siguiente relación:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{r_2^2}{z S}} \quad ; \quad S = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \text{ sen } \alpha_2 \quad 0,6 (1 + \text{sen } \alpha_2)$$

Para rodetes radiales:

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r \, dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \quad \mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{z \left\{ 1 - \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right\}}}$$

*Eckert* desarrolla otra expresión para calcular  $\mu$  que concuerda más con la experiencia, de la forma:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\text{sen } \alpha_2}{2 z \left( 1 - \frac{r_1}{r_2} \right)}}$$

que está representada en la Fig III.4 por una familia de curvas, muy útiles para el diseño.

Conocido el valor de  $\mu$  el número de álabes del rodete impulsor  $z$  se puede tomar también de la Tabla III.2.

Tabla III.2.- Relación entre el coeficiente de influencia y el n° de álabes

$z$	4	6	8	10	12	16	24
$\mu$	0,624	0,714	0,768	0,806	0,834	0,87	0,908

Para valores pequeños de  $\frac{r_1}{r_2}$ ,  $\mu = 1 - \frac{\text{sen } \alpha_2}{z}$

Eckert recomienda: Para valores pequeños de  $\frac{r_1}{r_2} = 0,5$ ,  $\mu = \frac{1}{1 + \frac{4}{3} \frac{\text{sen } \alpha_2}{z}}$

c) Para determinar de otra forma el número de álabes  $z$  del rodete impulsor, se puede partir

del hecho de considerar una longitud unidad del filete líquido medio situado en la sección meridiana, que tiene que estar en una cierta relación respecto a la anchura media del canal entre álabes  $t_m$ , es decir:

$$\frac{\text{Longitud unidad del filete líquido medio en la sección meridiana}}{t_m} = \frac{1}{t_m} = k \quad ; \quad 2 < k < 3 \quad (\text{Pfleiderer})$$

A su vez, se puede suponer que los ángulos  $\beta$  de los álabes varían linealmente a lo largo del álabe, desde  $\beta_1$  para  $r_1$ , hasta  $\beta_2$  para  $r_2$ ; para la circunferencia media de radio  $r_m$  el paso entre álabes es  $t_m$ , por lo que:

$$t_m = t_m \sin \beta_m = \frac{D_m}{z} \sin \beta_m = \frac{2 r_m}{z} \sin \beta_m = \left| \begin{array}{l} \beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ r_m = \frac{r_1 + r_2}{2} \end{array} \right| = \frac{(r_1 + r_2)}{z} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

y despejando  $z$  resulta:

$$z = \frac{2 r_m}{t_m \sin \beta_m} = 2 r_m k \sin \beta_m = k \frac{r_1 + r_2}{2} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

expresión que ha sido comprobada experimentalmente en el intervalo:  $60^\circ < \beta_2 < 90^\circ$ .

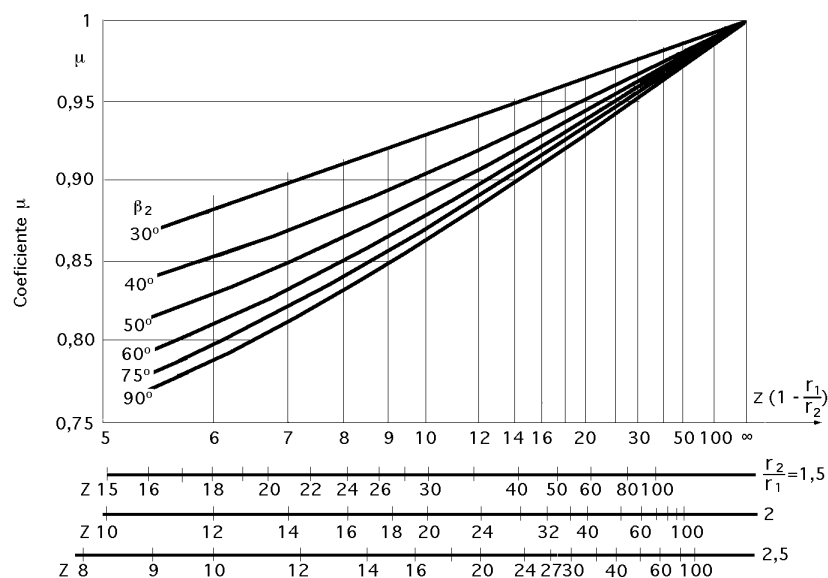


Fig III.4.- Abaco para el cálculo del coeficiente  $\mu$

### III.2.- GRADO DE REACCIÓN DE UN IMPULSOR

Si toda la energía suministrada por los álabes al líquido se transforma en energía dinámica  $H_d$ , (aumento de la velocidad *a presión constante*), la bomba sería de acción.

Si en cambio toda la energía suministrada por los álabes al líquido incrementa la energía de presión  $H_p$ , (aumento de ésta *a velocidad constante*), la bomba sería de reacción.



En la práctica, se tienen tipos intermedios en los que la energía se comunica al líquido, parte como aumento de la altura de presión y parte como aumento de la velocidad, altura dinámica.

La altura dinámica es:  $H_{din} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$

Por lo tanto, se puede hablar del grado de reacción de un impulsor Fig III.5, como la relación entre la energía o altura de presión y la total ganada por el líquido.

Para,  $\sigma = 1$ ,  $\alpha_2 = 0$ ,  $c_2 = u_2$ ,  $w_2 = u_2$ ;  $c_{2n} = 0$  impulsores de reacción pura,  $H_t = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = 0$

Para,  $\sigma = 0,5$ ,  $\alpha_2 = 90^\circ$   
 $w_2 = c_{2m}$   $c_{2n} = u_2$   $H_t = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \frac{u_2^2}{g}$   $H_{presión} = \frac{u_2^2}{2g}$   
 $H_{dinámica} = \frac{u_2^2}{2g}$

Para,  $\sigma = 0$ ,  $\alpha_2 = 180^\circ$ ,  $c_{2n} = 2u_2$ , impulsores de acción pura,  $H_t = \frac{2u_2^2}{g} = H_{dinámica}$

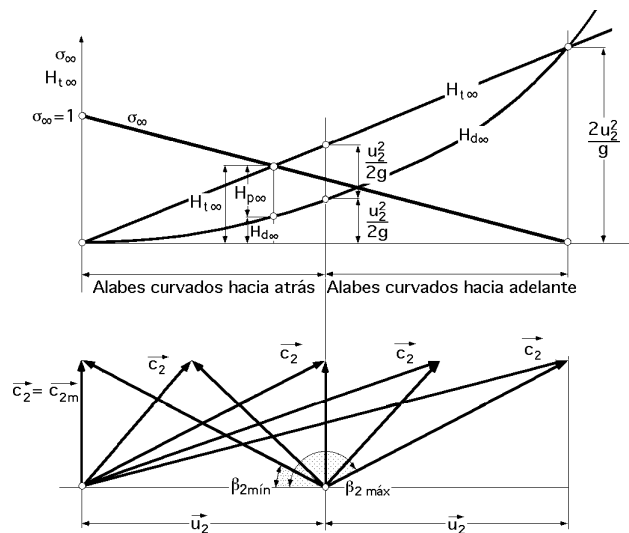


Fig III.5.- Relación, para álabes, entre el grado de reacción de un impulsor, la altura manométrica y el ángulo de salida  $\alpha_2$

De lo anterior se deduce que el valor del grado de reacción depende, fundamentalmente, del ángulo de salida  $\alpha_2$  de los álabes, decreciendo de uno a cero al aumentar éste, Fig III.6.

Como la velocidad del líquido va asociada a pérdidas por rozamiento (que crecen con el cuadrado de la velocidad), en general no conviene que la velocidad en la tubería de impulsión sea mayor que la que tiene en la tubería de aspiración, por lo que el exceso hay que transformarla en energía de presión, mediante un proceso de difusión en un divergente, (cámara espiral y difusor), proceso que siempre es de bajo rendimiento.

Para evitar estas pérdidas en la conversión de altura de velocidad en altura de presión, es

conveniente que el grado de reacción del impulsor sea lo mayor posible, es decir  $\sigma_2$  pequeño, para que la energía dinámica a transformar y, por lo tanto, las pérdidas consiguientes tengan un valor mínimo.

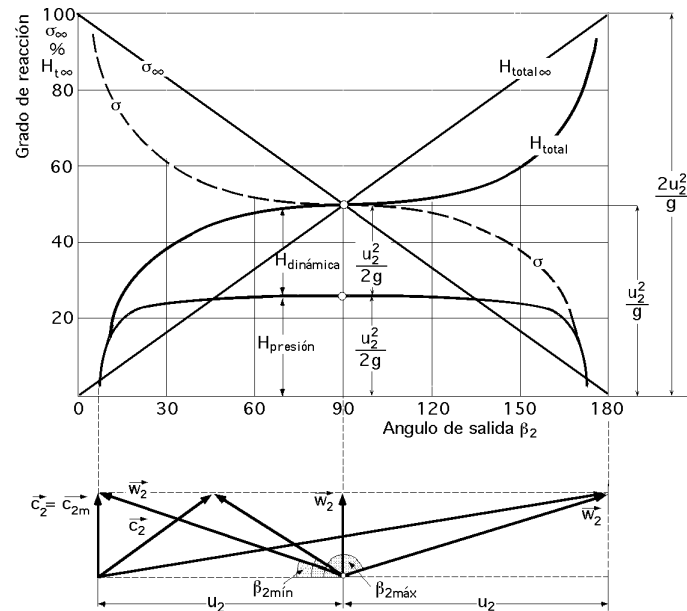


Fig III.6.- Relación entre el grado de reacción de un impulsor, la altura manométrica y el ángulo de salida, para  $z$  álaves. Se comparan las gráficas entre  $z$  álaves y  $z$  álaves

Sin embargo no se puede llegar a  $\sigma = 1$ , o valores muy bajos de  $\sigma_2$ , ya que al decrecer  $\sigma_2$  lo hace también la altura o energía total cedida al líquido, por lo que existe un valor medio de  $\sigma_2$ , del orden de  $20^\circ \div 25^\circ$ , en que la combinación del grado de reacción creciente, con la altura total decreciente, por disminuir  $\sigma_2$ , resulta óptima, por lo que una parte de la altura creada la cede el impulsor para aumentar la velocidad del líquido, que se deberá transformar en altura de presión.

## IV.- BOMBAS CENTRÍFUGAS

### CAVITACIÓN

#### IV.1.- CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las bombas centrífugas funcionan con normalidad si la presión absoluta a la entrada del rodete no está por debajo de un determinado valor; cuando el líquido a bombear se mueve en una región donde la presión es menor que su presión de vapor, vaporiza en forma de burbujas en su seno, las cuales son arrastradas junto con el líquido hasta una región donde se alcanza una presión más elevada y allí desaparecen; a este fenómeno se le conoce como cavitación, cuyas consecuencias se describen a continuación.

Si a la entrada del rodete la presión es inferior a la presión parcial del vapor  $p_v$ , se forman las burbujas de vapor que disminuyen el espacio utilizable para el paso del líquido, se perturba la continuidad del flujo debido al desprendimiento de gases y vapores disueltos, *disminuyendo el caudal, la altura manométrica, el rendimiento de la bomba*, etc, Fig IV.1; en su recorrido dañan los conductos de paso del líquido en el tubo de aspiración y llegan a una zona en el rodete, de presión superior a la presión de vapor, en la que, instantáneamente, toda la fase de vapor pasa a líquido, de forma que el volumen de las burbujas pasa a ser ocupado por el líquido, en forma violenta, que se acompaña de ruidos y vibraciones, lo cual se traduce en un golpeteo sobre los álabes, que se transmite al eje, cojinetes, cierres mecánicos, etc.

Si la bomba funciona en estas condiciones durante cierto tiempo se puede dañar; la intensidad del golpeteo a medida que disminuye la presión absoluta a la entrada del rodete, se aprecia claramente en las curvas características de la bomba, Fig IV.1.

La presión mínima tiene lugar en el punto M, cerca de la entrada del rodete Fig IV.2, por lo que la altura del tubo de aspiración  $H_a$  de la bomba centrífuga viene limitada por la cavitación.

Lo más frecuente es que al final del tubo de aspiración exista una depresión, punto E, y que la presión siga disminuyendo desde E hasta el interior del rodete, punto M (presión mínima), zona que se encuentra inmediatamente después de la entrada al mismo, siendo  $P_{EM}$  la pérdida

de carga correspondiente entre E y M.

A partir de M el fluido comienza a notar la influencia del rodete que le comunica una energía cinética relativa,  $\frac{w_1^2}{2g}$ , aumentando bruscamente su presión, originándose el fenómeno del golpe de ariete y vibraciones.

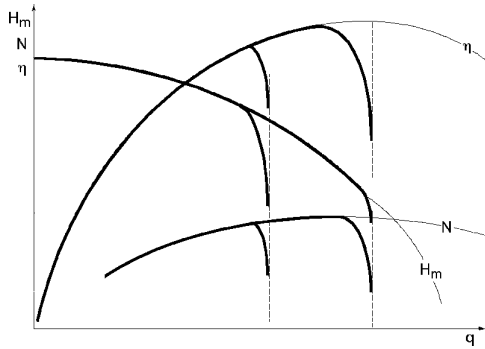


Fig IV.1.- Disminución brusca de las curvas características por el efecto de la cavitación en una bomba centrífuga

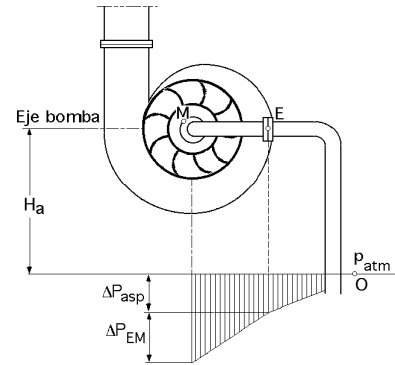


Fig IV.2.- Campo de presiones en la aspiración

**La energía o altura específica del líquido al final del tubo de aspiración y entrada en el rodete impulsor, también llamada energía o altura bruta disponible, en condiciones de rendimiento máximo, es:**

$$\text{Altura bruta disponible} = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_M}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + p_{EM}$$

$$\frac{p_E - p_M}{\rho g} = \frac{c_1^2 - v_E^2}{2g} + p_{EM}$$

Para que a la entrada del rodete se presente la cavitación es necesario que la presión  $p_M = p_1$ , sea igual o menor que la presión parcial de vapor del líquido  $p_v$  a la temperatura correspondiente. Para cada caudal, en el tubo de aspiración existe una presión mínima por encima de la presión de vapor  $p_v$ ; por debajo de este valor de  $p_v$  la bomba cavitará; ésta presión se puede expresar en metros de columna de líquido (altura neta de entrada en la bomba) y se denomina **altura neta de succión positiva NPSH**, Net Positive Suction Head que, teóricamente, *para una bomba dada y un caudal dado, es constante*.

**ALTURA NETA DE ENTRADA DISPONIBLE, NPSH<sub>d</sub>.**- Para definir esta altura hay que determinar la energía bruta disponible que tiene el flujo a la entrada de la bomba, que se obtiene aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada al tubo de aspiración, punto O (nivel inferior del líquido), y el final del mismo, punto E, en la forma:

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} + H_a + P_{asp}$$

$$\text{La altura bruta disponible a la entrada de la bomba es} = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} - H_a - P_{asp} =$$

$$= \frac{p_{atm}}{\gamma} - H_a - P_{asp}$$

en la que se ha supuesto que la variación del nivel del líquido es nulo, por lo que,  $v_0 = 0$ , siendo en general,  $p_0 = p_{atm}$

Como el líquido a bombear tiene una determinada presión de vapor  $p_v$ , la energía bruta anterior sólo es utilizable hasta dicha presión  $p_v$ , a partir de la cual aparece la cavitación, por lo que se define la *altura neta disponible a la entrada de la bomba*  $NPSH_d$  de la forma:

$$NPSH_d = \text{Altura bruta} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - H_a - P_{asp} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{p_{atm} - p_v}{\gamma} - H_a - k_{asp} q_1^2$$

que representa una familia de parábolas, Fig IV.3, al ser,  $P_{asp} = k_{asp} q_1^2$ , y que no es más que la curva característica de la instalación que sólo afecta al tubo de aspiración, siendo independiente del tipo de bomba instalada.

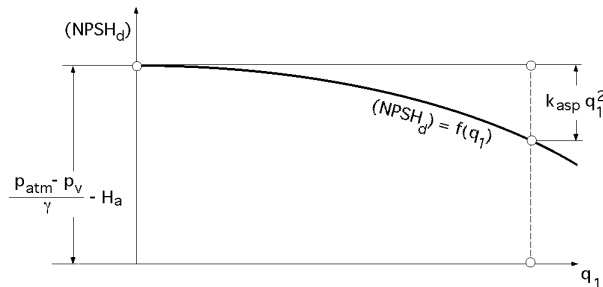


Fig IV.3.- Altura neta de entrada disponible

**ALTURA NETA DE ENTRADA REQUERIDA,  $NPSH_r$ .** La bomba necesita que el flujo disponga en la posición E de un mínimo de energía para hacer el recorrido, sin que aparezca cavitación, desde dicha entrada E hasta el punto M de mínima presión en el interior del rodete Fig IV.2, en el que comienza a recibir energía; *el límite de esta presión mínima es  $p_v$ .*

Si se supone que los puntos E y M están al mismo nivel y teniendo en cuenta que  $p_v$  es la presión mínima que se puede tener en el punto 1, *la altura bruta a la entrada de la bomba es:*

$$\text{Altura bruta disponible} = \frac{p_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + P_{EM} = \frac{p_v}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + P_{EM}$$

*La altura neta requerida a la entrada del rodete es, Fig IV.4:*

$$NPSH_r = \text{Altura bruta} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{p_E - p_v}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_v}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + P_{EM} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{c_1^2}{2g} + P_{EM}$$

**ALTURA DE ASPIRACIÓN  $H_a$ .** Para determinar la altura de aspiración  $H_a$  se toma el caudal

máximo previsto  $q_{\text{máx}}$  (que es con el que más riesgo de cavitación existe) sobre el eje de caudales del gráfico suministrado por el fabricante de la bomba, Fig IV.6.

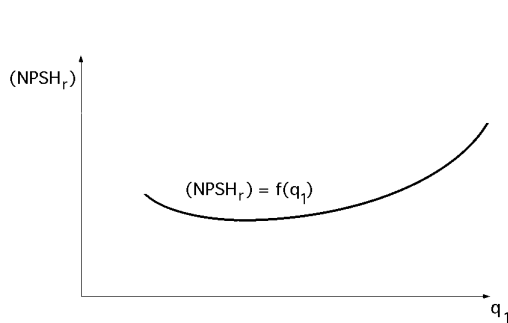


Fig IV.4.- Altura neta de entrada requerida

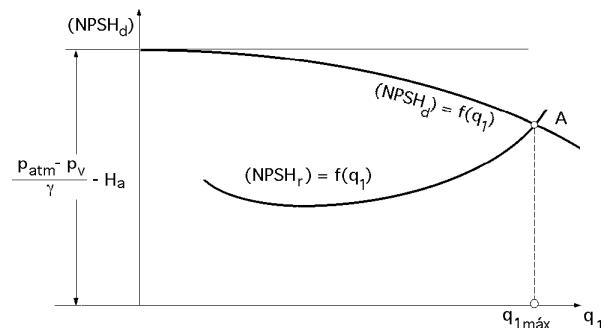


Fig IV.5.- Altura de aspiración máxima

De las infinitas curvas  $NPSH_d$  que se tienen en una instalación, función de la altura de aspiración  $H_a$ , sólo una pasa por el punto A, Fig IV.5, verificándose:

$$NPSH_r = NPSH_d = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{\gamma} - H_a - P_{\text{asp máx}}$$

$$H_a = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{\gamma} - P_{\text{asp máx}} - NPSH_r$$

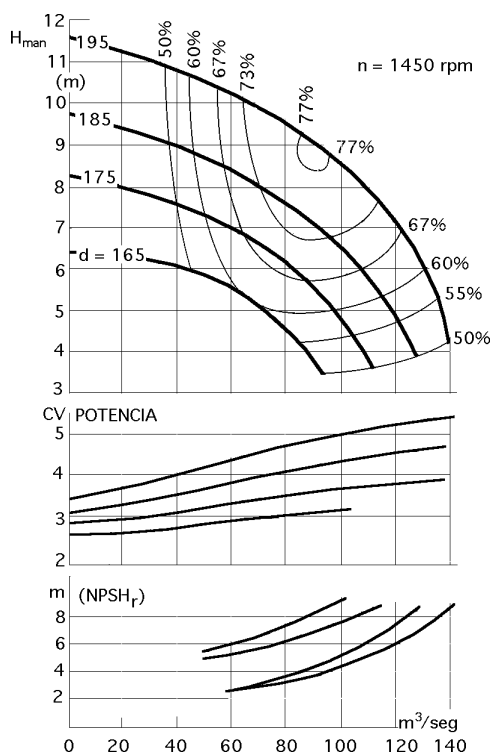


Fig IV.6.- Datos de curvas de colina de rendimientos, potencia y  $NPSH_r$  de una bomba centrífuga

que es la máxima altura de aspiración teniendo en cuenta la cavitación, siendo aconsejable disminuir dicha altura en 0,5 m para asegurarnos de que ésta no se produzca:

$$H_a = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{\gamma} - P_{\text{asp máx}} - NPSH_r - 0,5$$

que no superará los 6,5 m pudiendo resultar mucho más pequeña e incluso negativa.

Es conveniente que el  $NPSH_r$  sea lo menor posible, para que la longitud del tubo de aspiración sea mayor, ya que cuanto más pequeño sea el  $NPSH_r$ , tanto más estable será la bomba en lo que respecta a la cavitación

## IV.2.- INFLUENCIA DE LA CAVITACIÓN EN LOS PARÁMETROS DE ENTRADA

El valor del  $NPSH_r$  se puede obtener en función de los parámetros de entrada, en condiciones de rendimiento máximo, haciendo la siguiente sustitución:

$$P_{EM} = k q_1^2 = \frac{w_1^2}{2g}$$

por lo que:

$$NPSH_r = \frac{c_1^2}{2g} + P_{EM} = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2}{2g} = \left[ \begin{array}{l} \text{Para, } \alpha_1 = 90^\circ ; c_1 = c_{1m} ; w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 \\ c_1 = \frac{q_1}{1} = \frac{4 q_1}{D_1^2} \\ u_1 = R_1 \omega = \frac{n D_1}{60} \end{array} \right] =$$

$$= \frac{c_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 + u_1^2}{2g} = \frac{c_1^2 (1 + )}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left\{ \frac{16 q_1^2 (1 + )}{D_1^4} + \frac{D_1^2 n^2}{3600} \right\}$$

en las que es un coeficiente que depende de la forma del álabe y de las condiciones inherentes al paso del líquido del tubo al rodete,

*El aumento del número de revoluciones de la bomba implica un aumento del caudal, lo que lleva implícito un aumento de la velocidad  $c_1$  del líquido, con la consiguiente caída de presión absoluta a la entrada M de los álaves del rodete impulsor, contribuyendo todo ello a la aparición de la cavitación, por lo que a veces es necesario limitar el caudal y el número de revoluciones de la bomba.*

En estas circunstancias, la pérdida de carga  $P_{EM}$  entre la entrada E y el punto M y la velocidad  $c_1$  de entrada en el rodete varían, ya que la altura neta de entrada requerida  $NPSH_r$  depende del caudal.

*Para el caso extremo de bombeo de líquidos a su temperatura crítica, el  $NPSH_r$  es nulo, ya que el volumen ocupado por la fase líquida y el vapor saturado sería el mismo y al pasar de una fase a otra no existirá variación de volumen y, por tanto, golpeo.*

**DIÁMETRO ÓPTIMO A LA ENTRADA DEL RODETE.-** Si se conocen las condiciones de cavitación, se puede estudiar la corriente fluida a la entrada del rodete y calcular el diámetro  $D_1$ , ya que el  $NPSH_r$  depende de las velocidades  $c_1$  y  $u_1$ , que a su vez, para  $q_1$  y  $n$  dados, dependen del diámetro  $D_1$ . Para calcular el valor óptimo de  $D_1$  en estas condiciones, se diferencia la ecuación anterior respecto a  $D_1$ , se iguala a cero, y se obtiene el diámetro óptimo  $D_{1(\text{óptimo})}$  correspondiente a un  $NPSH_r$  crítico mínimo, en la forma:

$$\frac{d(NPSH_r)}{dD_1} = \frac{1}{2g} \frac{d}{dD_1} \left\{ \frac{16 q_1^2 (1 + )}{D_1^4} + \frac{D_1^2 n^2}{3600} \right\} =$$

$$= \frac{1}{2g} \left\{ \frac{-64 q_1^2 (1 + )}{D_1^5} + \frac{2 D_1 n^2}{1800} \right\}_{D_1 = D_{1(\text{óptimo})}} = 0$$

$$D_{1(\text{óptimo})} = 3,2519 \sqrt[6]{1 + } \sqrt[3]{\frac{q_1}{n}} = k_0 \sqrt[3]{\frac{q_1}{n}} = 4,95 \sqrt[3]{\frac{q_1}{n}}$$

en la que  $k_0$  tiene un valor medio igual a 4,4 aunque en cálculos prácticos se recomienda, por posibles sobrecargas de las bombas un valor,  $k_0 = 4,95$ .

Si se introduce este valor en el  $NPSH_r$  se obtiene el  $NPSH_{r(\text{mínimo})}$ :

$$\begin{aligned} (NPSH_r)_{\text{mín}} &= \frac{D_1^2(\text{óptimo})}{2g} \left\{ \frac{16 q_1^2 (1 + )}{2 D_1^6(\text{óptimo})} + \frac{2 n^2}{3600} \right\} = \frac{k_0^2}{2g} \left( \frac{q_1}{n} \right)^{2/3} \left\{ \frac{16 n^2 (1 + )}{2 k_0^6} + \frac{2 n^2}{3600} \right\} = \\ &= \frac{k_0^2}{2g} \sqrt[3]{q_1^2 n^4} \left\{ \frac{16 (1 + )}{2 k_0^6} + \frac{2}{3600} \right\} = s \frac{(q_1 n^2)^{2/3}}{2g} \\ (NPSH_r)_{\text{mín}} &= s \frac{(q_1 n^2)^{2/3}}{2g} \end{aligned}$$

siendo  $s$  un coeficiente que depende de  $y$  y  $k_0$  de valor  $s = 0,02$ , para  $y = 0,25$ , que se puede aplicar a los rodets corrientes. Cuando aumenta la anchura  $b_1$  a la entrada del rodete, el valor de  $s$  disminuye hasta,  $s = 0,0125$

**PRESIÓN ABSOLUTA DE ENTRADA.-** La presión absoluta de entrada mínima en la bomba  $p_E$  es:

$$\begin{aligned} \frac{p_{E(\text{mínima})}}{\rho} + \frac{v_E^2}{2g} &= NPSH_r + \frac{p_v}{\rho} \\ \frac{p_{E(\text{mínima})}}{\rho} &= NPSH_r + \frac{p_v}{\rho} - \frac{v_E^2}{2g} = s \frac{(q_1 n^2)^{2/3}}{2g} + \frac{p_v}{\rho} - \frac{v_E^2}{2g} \end{aligned}$$

**NÚMERO DE REVOLUCIONES ADMISIBLE MÁXIMO.-** Si el diámetro  $D_1$  es el óptimo, la condición para que no haya cavitación en la bomba es:

$$\begin{aligned} NPSH_r &= s \frac{\sqrt[3]{(q_1 n^2)^2}}{2g} \\ n_{\text{admisible máximo}} &= \frac{\sqrt[4]{\left\{ \frac{2g (NPSH_r)}{s} \right\}^3}}{\sqrt{q_1}} = \sqrt[4]{\left( \frac{2g}{s} \right)^3} \frac{\sqrt[4]{(NPSH_r)^3}}{\sqrt{q_1}} = \\ &= \sqrt[4]{\left( \frac{2g}{s} \right)^3} \sqrt[4]{\left( \frac{p_E - p_v}{\rho} + \frac{v_E^2}{2g} \right)^3} \frac{k_c}{\sqrt{q_1}} \sqrt[4]{\left( \frac{p_E - p_v}{\rho} \right)^3} \end{aligned}$$

en la que:

$q_1$  viene dado en  $m^3/\text{seg}$ ,  $NPSH_r$  en metros,  $p$  en  $kg/cm^2$  y  $g$  en  $kg/dm^3$

y  $k_c$  una constante característica de cada bomba, o coeficiente crítico de cavitación,  $k_c = \sqrt[4]{\left( \frac{20g}{s} \right)^3}$

que junto con  $s$  caracterizan las cualidades de cavitación de la bomba, es decir, el grado de predisposición de la misma cuando disminuye la presión absoluta a la entrada.



Cuanto mayor sea el valor de  $k_C$  y menor el de  $s$ , tanto menor será la posibilidad de que la bomba entre en cavitación. Para las bombas centrífugas corrientes, el coeficiente  $k_C$  oscila entre  $800 \div 1200$  según la forma que tenga la entrada, mayor en las bombas axiales (hélices), y disminuyendo con el número específico de revoluciones, mientras que  $s$  toma valores comprendidos entre,  $0,025 \div 0,015$ .

Para rodetes especiales, que poseen altas cualidades de anticavitación con ensanchamiento de la parte de entrada del rodete, el coeficiente  $k_C$  alcanza valores entre  $2000 \div 2200$  mientras que los de  $s$  están entre,  $0,008 \div 0,007$ .

La exactitud de los cálculos de la cavitación, es decir, el cálculo de  $n_{\text{máx}}$  ó  $p_{E(\text{mínima})}$  depende de la precisión en la selección de los valores numéricos de  $k_C$  y  $s$ .

#### IV.3.- COEFICIENTE DE THOMA

Se define el coeficiente de cavitación de Thoma a la relación entre la energía dinámica disponible al final del tubo de aspiración  $\frac{v_E^2}{2g}$ , (entrada del rodete) y la altura manométrica máxima  $H_{m(\text{máx})}$  correspondiente al rendimiento manométrico máximo, tomando el  $NPSH_r$  y la altura manométrica de la bomba  $H_m$  en condiciones de máximo rendimiento.

$$\begin{aligned}
 \sigma &= \frac{\frac{v_E^2}{2g}}{H_{m(\text{máx})}} = \left| \begin{array}{l} \text{Altura bruta disponible} \\ \frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_{\text{atm}}}{\rho g} - H_a - \frac{p_{\text{asp}}}{\rho g} \\ \frac{v_E^2}{2g} = \frac{p_{\text{atm}} - p_E}{\rho g} - H_a - \frac{p_{\text{asp}}}{\rho g} \end{array} \right| = \frac{\frac{p_{\text{atm}} - p_E}{\rho g} - H_a - \frac{p_{\text{asp}}}{\rho g}}{H_{m(\text{máx})}} = \left| p_E = p_v \right| = \\
 &= \frac{\frac{p_{\text{atm}} - p_v}{\rho g} - H_a - \frac{p_{\text{asp}}}{\rho g}}{H_{m(\text{máx})}} = \frac{NPSH_r}{H_m} \quad \text{máx} \quad NPSH_r(\text{máx}) = H_{m(\text{máx})}
 \end{aligned}$$

La altura del tubo de aspiración es:

$$H_a = \frac{p_{\text{atm}} - p_v}{\rho g} - \frac{p_{\text{asp}}}{\rho g} - H_{m(\text{máx})}$$

#### IV.4.- VELOCIDAD ESPECÍFICA DE ASPIRACIÓN $n_a$

De igual forma que la velocidad específica  $n_q$  de una bomba indica el tipo de bomba (forma del rodete) la velocidad específica de succión  $n_a$  proporciona una idea de las características de aspiración del rodete, definiéndose en la forma:

$$n_a = \frac{n \sqrt{q}}{\sqrt[4]{(NPSH_r)^3}} \quad \text{máx}$$

Para el caso particular de un rodete de doble aspiración, el valor del caudal  $q$  a considerar es la mitad del total.

Un valor conservador de la velocidad específica de aspiración es 8.000; sin embargo, para caudales elevados se suele tomar un valor no superior a 6.000, aunque algunos fabricantes americanos sitúan este valor en 10.000.

*La velocidad específica de aspiración indica el grado de inestabilidad potencial de la bomba a cargas reducidas.* En el punto de rendimiento máximo de la bomba no existe ningún fenómeno de recirculación a la entrada del rodete y el  $NPSH_r$  de la bomba se mantiene invariable. Sin embargo, a medida que el caudal de la bomba se reduce, y nos alejamos de las condiciones de funcionamiento óptimo (punto de máximo rendimiento) aparecen fenómenos de recirculación en el ojo del rodete que conllevan una cavitación incipiente que pueden originar daños en la bomba.

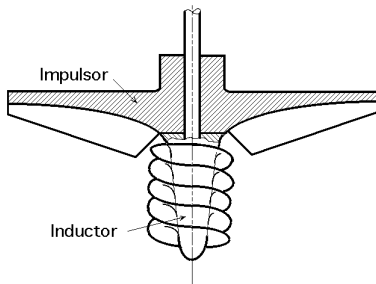


Fig IV.7.- Inductor

A la hora de analizar una bomba es preciso ver la posición del punto de funcionamiento respecto al punto de máximo rendimiento y qué tipo de campo de regulación de caudal se ha de exigir. En el caso hipotético de que el caudal coincida prácticamente con el caudal de máximo rendimiento y permanezca invariable, el valor de la velocidad específica de succión de esta bomba carecería de importancia, ya que en estas condiciones de funcionamiento nunca aparecerán problemas de cavitación siempre que se mantenga que el  $NPSH_d$  sea superior al  $NPSH_r$  de la bomba.

En el caso hipotético de que el caudal coincida prácticamente con el caudal de máximo rendimiento y permanezca invariable, el valor de la velocidad específica de succión de esta bomba carecería de importancia, ya que en estas condiciones de funcionamiento nunca aparecerán problemas de cavitación siempre que se mantenga que el  $NPSH_d$  sea superior al  $NPSH_r$  de la bomba.

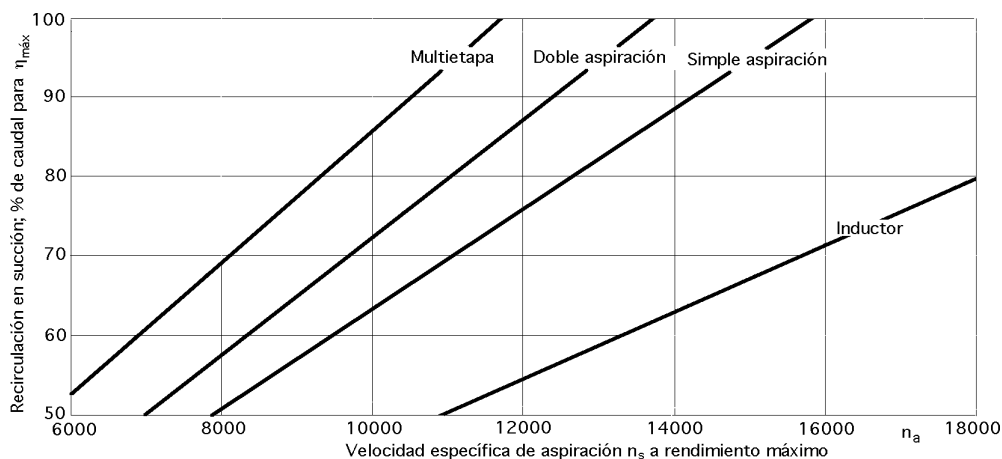


Fig IV.8.- Velocidad específica de succión y caudal frente a diversas configuraciones del rodete

Existen gráficos como el indicado en la Fig IV.8, en los que se relacionan la velocidad específica de aspiración (abscisas) y el porcentaje del caudal de máximo rendimiento para el que aparece recirculación en la aspiración (ordenadas), frente a distintos tipos de rodetes.

Así, por ejemplo, si se dispone de una bomba de simple aspiración de  $n_a = 11.000$  que sobrepasa los límites menos conservadores, no se dudaría en rechazarla; pero suponiendo que el caudal de funcionamiento fuese el 85% del de máximo rendimiento y el caudal mínimo no inferior al 70% del de máximo rendimiento, según la gráfica, esta bomba sería totalmente válida para el servicio que se persigue, por lo que el análisis del parámetro  $n_a$  no se debe realizar de forma aislada sino

*teniendo en cuenta otros factores propios de la bomba y de la regulación del sistema; en la Fig IV.8 se observa cómo las características de estabilidad mejoran sensiblemente para bombas a las que se les instala un inductor en la aspiración.*

#### **IV.5.- DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL NPSH<sub>r</sub>**

La determinación de la altura neta de succión positiva requerida NPSH<sub>r</sub> de una bomba se lleva a cabo en un banco de ensayos con instalación de agua en circuito cerrado, ya que la relación {volumen de vapor saturado/volumen de líquido} es muy alta; para el caudal y altura de prueba se somete a la aspiración de la bomba a una reducción paulatina de la presión.

Para ello se coloca un vacuómetro a la entrada para medir  $p_E$ , una válvula a la salida de la bomba para variar el régimen y un caudalímetro para medir el caudal y la velocidad de entrada:

$$v_E = \frac{Q_1}{E}$$

Para una cierta altura de aspiración  $H_a$  se maniobra gradualmente la válvula hasta que aparezca la cavitación; en ese momento se mide el caudal y la presión  $p_E$  y se obtiene el NPSH<sub>r</sub> correspondiente.

Repitiendo el ensayo con otras alturas de aspiración  $H_a$  se obtienen una serie de puntos (NPSH<sub>r</sub>,  $q$ ) de la curva característica Fig IV.4, que primero es decreciente y después creciente, variando mucho estas circunstancias de unas bombas a otras.

En el momento en que la altura diferencial o el rendimiento de la bomba cae en un 3% de su valor, se considera que la bomba comienza a cavitarse por falta de NPSH<sub>d</sub> en la tubería; en ese instante el NPSH<sub>r</sub> iguala al disponible NPSH<sub>d</sub>.

En algunas circunstancias la bomba no presenta señales anómalas de funcionamiento y sin embargo se puede encontrar bajo condiciones de cavitación; la única forma de saberlo es el estudio estroboscópico de la formación de burbujas a la entrada del rodete, que se lleva a cabo observando por una mirilla el borde de ataque de un álabe, mientras que por otra mirilla entra la luz estroboscópica controlada por el número de revoluciones de la bomba, determinándose la magnitud de las burbujas y de ahí la existencia o no de cavitación, ya que en la práctica no existen funcionamientos exentos de burbujas, por lo que éstas siempre estarán presentes, dependiendo de su tamaño la existencia o no de la cavitación.

#### **IV.6.- CAUDAL MÍNIMO IMPULSADO POR UNA BOMBA CENTRÍFUGA**

El caudal mínimo de funcionamiento continuo de la bomba viene prefijado por el constructor, por debajo del cual la máquina no debe operar; es función de los NPSH disponible y requerido, de la presión de vapor del líquido y de los esfuerzos que aparecen sobre el impulsor debido a una asimétrica distribución de presiones.

*A medida que el caudal disminuye, el rendimiento de la bomba también disminuye, lo que se traduce en un aumento de la temperatura del líquido por refrigeración insuficiente y, por lo tanto, de su presión de vapor, por lo que el NPSH<sub>d</sub> será inferior. El caudal mínimo es aquel para el que*

el  $NPSH_d$  disminuido a causa del aumento de temperatura, sea igual al  $NPSH_r$  por la bomba.

**Temperatura del líquido.-** El incremento de temperatura  $T$  del líquido que atraviesa la bomba se determina por la diferencia entre la potencia absorbida en el eje de la bomba y la potencia hidráulica, despreciando las pérdidas por rozamiento en cojinetes y órganos del cierre, que se transforma en calor que es absorbido por el líquido que circula por la bomba.

El incremento de temperatura es:

$$T = \frac{H_{\text{man}}}{427 \, c_{pF}} \left( \frac{100}{\text{man}} - 1 \right)$$

en la que  $c_{pF}$  es el calor específico del líquido bombeado en Kcal/kg°C, y  $H_{\text{man}}$  en m.

El incremento de temperatura depende de las condiciones de aspiración y se determina por el incremento máximo admisible de la presión de vapor antes de la evaporación del líquido; el límite de esta condición se verifica, como sabemos, cuando hay equilibrio entre la presión de vapor  $p_v$  y la presión de aspiración  $p_E$ .

Si la diferencia entre la presión de vapor y la presión de aspiración diese lugar a un incremento de temperatura superior a 8°C se recomienda considerar este valor.

Si no se conoce el valor exacto de la altura manométrica correspondiente al caudal mínimo, se toma en primera aproximación la altura total (a válvula cerrada).

En bombas de flujo mixto y axiales (velocidad específica  $n_a$  superior a 4.500), la potencia aumenta a medida que se cierra la válvula de descarga, todo lo contrario a lo que ocurre con las bombas centrífugas normales en las que el motor, diseñado para trabajar en condiciones normales, se puede enfrentar con una carga de hasta dos veces la nominal cuando se arranca la bomba a válvula cerrada, por lo que siempre este tipo de bombas se arranca a válvula parcialmente abierta.

#### IV.7.- CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO EN LA ASPIRACIÓN

Una bomba centrífuga puede dar una presión en la brida de impulsión considerable pero apenas es capaz de producir una succión en la brida de aspiración, por lo que es necesario hacer llegar previamente líquido hasta la brida de entrada y además inundarla para que pueda empezar a trabajar. El *cebado* de la bomba es el llenado completo de la misma con el líquido que se va a bombear, operación previa a la puesta en marcha del motor.

Si la bomba está siempre sumergida en el líquido (caso de una bomba vertical sumergida), estará siempre cebada y lista para entrar en funcionamiento.

Si el líquido es capaz de llegar a la brida de aspiración por su propio peso, debido a que el depósito de alimentación está a más altura que la bomba, el cebado es sencillo puesto que bastará con abrir la válvula de aspiración y la válvula de una pequeña línea de purga en la impulsión, que deje escapar el aire que va siendo empujado por el líquido entrante. Cuando el líquido comienza a salir por la línea de purga, la bomba estará cebada y se cierra esta válvula.

Para el caso en que el depósito se encuentre por debajo del eje de la bomba, conseguir el cebado puede ser complicado, por lo que el llevar a cabo una solución dependerá de las posibilida-

des que ofrezca el sistema de trabajo, el cual se puede realizar de varias formas, como:

- a) *Mediante un llenado directo a través de manguera, caldera, etc.*
- b) *Mediante un depósito auxiliar de carga, que sólo se utilizará para realizar el cebado.*
- c) *Mediante conexión directa desde el tanque de impulsión, solución que sólo será satisfactoria para los casos en los que el depósito de impulsión contenga algo de líquido (by-pass).*
- d) *Mediante el uso de un eyector que cree vacío en el interior de la bomba, con lo que el líquido se verá atraído hacia la brida de aspiración por una diferencia de presiones.*

El cebado adecuado previo a la puesta en marcha es esencial, ya que sin el cebado la bomba no solamente no funcionará, sino que además puede llegar a sufrir averías al girar en vacío y no existirá líquido a impulsar, puesto que es éste mismo el que refrigera y lubrica el rodete.

Una vez arrancada la bomba, ésta puede trabajar en carga o en aspiración según que el nivel del depósito de aspiración esté por encima o por debajo de la misma. Esta diferencia de niveles representa la altura manométrica de aspiración que puede ser positiva o negativa.

A la diferencia de niveles neta se deben restar las pérdidas por rozamiento en tuberías y válvulas que haya entre depósito y bomba cuando la carga es positiva o sumarmas cuando la carga sea negativa.

La NPSH en metros de líquido, es la diferencia entre la altura manométrica de aspiración en la brida de aspiración y la presión de vapor del líquido que se está bombeando en ese mismo punto a la temperatura de succión. Este concepto es de gran importancia a la hora de elegir una bomba para que pueda manejar líquidos en ebullición o próximos a ella, así como líquidos altamente volátiles.

Una NPSH inadecuada (carga de succión demasiado baja) conduce a la aparición de bolsas de líquido vaporizado que ocasionan el fenómeno de la cavitación, influyendo en la buena marcha de la bomba. Cuando una tubería de aspiración tiene insuficiente  $NPSH_d$ , para una selección óptima de la bomba existen algunos metodos para aumentarla, o reducir la  $NPSH_r$ , o ambas cosas a la vez.

**AUMENTO DE LA  $NPSH_d$ .**- Se puede mejorar en las siguientes situaciones:

a) *Si el líquido está caliente, se enfría intercalando un refrigerante en la tubería, con lo que la presión de vapor del líquido disminuye. También se puede conseguir aspirando el líquido en algún punto de la corriente, en que esté a temperatura más baja.*

b) *Aumentando la altura mínima del líquido en el tanque o elevando éste.* En principio parece la solución más sencilla, salvo que no resulte posible porque el nivel del líquido sea fijo, como en un río, un estanque o un lago, o porque la altura a la que hay que subir el nivel del líquido sea totalmente impracticable, o porque el costo sea excesivo. A menudo se encuentra que elevar el nivel del líquido unos pocos metros permite seleccionar una bomba menos costosa o más eficiente y el ahorro tanto en el coste inicial, como en el consumo de energía y mantenimiento compensarán los costes adicionales.

c) *Bajando la bomba.*- El costo de poner la bomba más abajo no es prohibitivo como se podría

crear, porque permitiría seleccionar una bomba de velocidad más alta, menos costosa y más eficiente. Un método alternativo sería emplear una bomba vertical con el impulsor debajo del nivel del suelo.

d) *Aumentando el diámetro de la tubería de aspiración* ya que se reducen las pérdidas de carga.

e) *Si entre el tanque y la bomba se intercala otra bomba* que trasiega el caudal en cuestión, que a su vez proporciona una altura diferencial pequeña (justo la necesaria para aumentar el  $NPSH_d$  en la brida de aspiración de la bomba problema) y que tenga un  $NPSH_r$  requerido bajo (inferior al disponible), se mejora el  $NPSH_d$  disponible en la tubería de aspiración de la bomba principal; a la bomba intercalada se la denomina bomba booster. Esta solución es muy eficaz para las bombas en servicio de alta presión, en donde las velocidades permisibles más altas producirán ahorros en el costo inicial de la bomba principal, así como una mayor eficiencia y, a menudo, un menor número de etapas, que dan mayor fiabilidad. La bomba booster puede ser de una etapa, de baja velocidad y baja carga.

f) *Reduciendo las pérdidas por fricción en los tubos de succión.*- Esto se recomienda en todos los casos; su costo se recupera por las mejoras introducidas en la succión y el ahorro de energía.

**REDUCCIÓN DE LA  $NPSH_r$ .**- Se puede reducir:

a) *Verificando un pulido en el tubo de aspiración*, así como en el ojo del rodete

b) *Mediante la utilización de inductores*, Fig IV.8, (no aconsejable cuando se usan líquidos que transportan sólidos erosivos, "slurry", etc.).

c) *Eligiendo una bomba sobredimensionada a la que se somete a un régimen bajo de revoluciones*, siendo el  $NPSH_r$  proporcional al cuadrado de la velocidad. Debido a que la  $NPSH_r$  requerida por la bomba se reduce conforme disminuye la capacidad, es posible seleccionar una bomba más grande de lo necesario para ese servicio, método que tiene sus riesgos y puede ocasionar resultados indeseables, ya que la cavitación produce unas oscilaciones de presión que si no se cortan dañarán la bomba.

El líquido debe entrar en la bomba en condiciones lo más alejadas posibles de su punto de ebullición. La entrada al ojo del rodete fuerza la velocidad del líquido lo que ocasiona un descenso de presión. Si se está cerca del punto de ebullición, al caer la presión se producirán burbujas de vapor que al entrar en el rodete producen cavitación; en estas circunstancias el rodete se ve sometido a una intensa vibración que lo destruirá si no se para.

Para evitar la cavitación hay que disponer siempre de una línea de aspiración amplia, evitando los codos y válvulas innecesarias, vigilando la temperatura de entrada a la bomba del líquido. En algunos casos se dispone en la línea de aspiración de una inyección de líquido frío con el único objeto de rebajar la temperatura.

d) *En bombas de velocidad específica alta, aumentando el diámetro del rodete.*- Esta solución reduce la  $NPSH_r$  porque disminuye la velocidad de entrada al impulsor. Una velocidad baja puede tener muy poco efecto en el rendimiento de la bomba, en su punto de máxima eficiencia o cerca del mismo, pero al funcionar con capacidad parcial puede ocasionar un funcionamiento ruidoso, borbotos hidráulicos y desgastes prematuros.

e) *En aquellas situaciones en que el tubo de aspiración fuese demasiado largo*, se recurre a tipos de

rodetes en los que mediante un *by-pass* se produce una recirculación del líquido a bombear, que permite trabajar con valores del  $NPSH_r$  relativamente pequeños.

f) *Empleando velocidades más bajas.*- Una vez que se ha seleccionado un valor razonable de la velocidad específica de succión, cuanto más baja sea la velocidad de la bomba, menor será la  $NPSH_r$ . El problema es que, para el mismo servicio, una bomba de baja velocidad es más costosa y menos eficiente que otra de alta velocidad, por lo que la baja velocidad de la bomba rara vez es más económica.

g) *Empleando un impulsor de doble succión*, solución que es la más deseable, en particular para grandes capacidades.

## V.- BOMBAS CENTRIFUGAS

### CURVAS CARACTERÍSTICAS

#### V.1.- VARIACIÓN DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS CON LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN

La altura manométrica y el caudal de una bomba varían según la velocidad de rotación, dependiendo esta variación de las leyes de semejanza:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad ; \quad \frac{H_m}{H'_m} = \frac{n^2}{n'^2}$$

La ley de variación de  $H_m$ ,  $Q$  y  $n$ , viene a su vez definida por la ecuación de las curvas características, de la forma:

$$H_m = A - B Q - C Q^2$$

en la que los valores de A y B son los ya conocidos:

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \left| u_2 = \frac{D_2 n}{60} \right| = \frac{1}{g} \left( \frac{D_2 n}{60} \right)^2 = C_1 n^2 \quad ; \quad C_1 = \frac{D_2^2}{3600 g} = 2,7975 \cdot 10^{-4} D_2^2$$

$$B = \frac{\cotg \alpha}{g k_2} \frac{D_2 n}{60} = C_2 n \quad ; \quad C_2 = \frac{D_2 \cotg \alpha}{60 g k_2} = 5,3428 \frac{D_2 \cotg \alpha}{k_2}$$

por lo que el valor de  $H_m$  será:

$$H_m = C_1 n^2 - C_2 n Q - C Q^2$$

que es la ecuación de las curvas características, en la que  $C_1$  y  $C_2$  son constantes para cada bomba y C es otra constante propia de la bomba e independiente de la velocidad de giro.



## V.2.- SUPERFICIE CARACTERÍSTICA

Si la ecuación anterior se representa en el espacio tomando como ejes ortogonales  $H_m$ ,  $q$  y  $n$ , resulta una superficie que es la característica de la bomba centrífuga, *paraboloide hiperbólico*; si en dicha superficie se considera la intersección con la familia de planos paralelos al  $(H_m, q)$ , es decir, planos de ecuación,  $n = \text{Cte}$ , se obtiene una familia de parábolas que constituyen las curvas características de la bomba, a diversas velocidades de rotación, cuyas ecuaciones se deducen dando a  $n$  diversos valores, Fig V.1, parábolas que vienen determinadas por un parámetro de la forma  $p = C/2$ , que para una bomba dada es constante para toda la familia de curvas características, ya que  $C$  es independiente de la velocidad de rotación  $n$ .

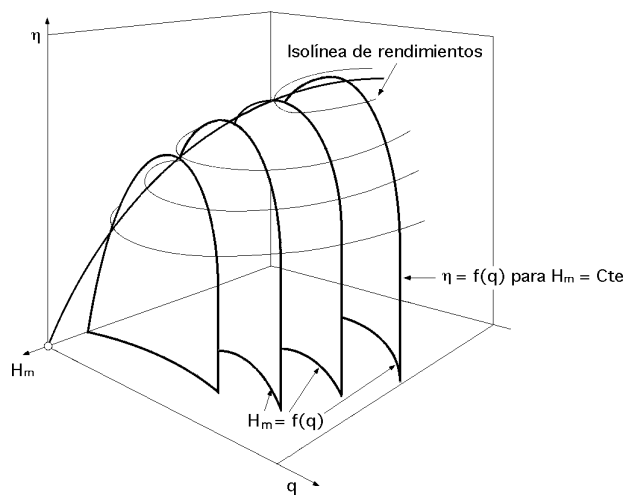


Fig V.1.- Representación espacial de las curvas características de una bomba

De ello se deduce que *las curvas características de una bomba dada correspondientes a distintas velocidades de rotación  $n$  son congruentes*.

Si estas curvas características se proyectan sobre un plano paralelo al  $(H_m, q)$ , Fig V.2, se obtiene una familia de parábolas congruentes, de forma que sus máximos  $A_1, A_2, A_3 \dots$  están a su vez sobre otra parábola (OA); asimismo, cada serie de puntos homólogos  $B_1, B_2, B_3 \dots, C_1, C_2, C_3 \dots$ , estarán sobre otras tantas parábolas (OB), (OC), .... respectivamente.

En efecto, dadas una serie de curvas características de una bomba, correspondientes a velocidades de giro  $n_1, n_2, n_3 \dots$ , y si en dichas curvas se consideran los máximos  $A_1, A_2, A_3 \dots$ , que corresponden a puntos homólogos  $(H_{mA1}, q_{A1}), (H_{mA2}, q_{A2}), (H_{mA3}, q_{A3}) \dots$ , respectivamente, las ecuaciones de semejanza quedarán en la forma:

$$\frac{q_{A1}}{q_{A2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad ; \quad \frac{q_{A1}}{q_{A3}} = \frac{n_1}{n_3} \quad \dots \text{ etc}$$

$$\frac{H_{mA1}}{H_{mA2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \quad ; \quad \frac{H_{mA1}}{H_{mA3}} = \frac{n_1^2}{n_3^2} \quad \dots \text{ etc}$$

y eliminando  $n$  entre ellas, resulta el sistema:

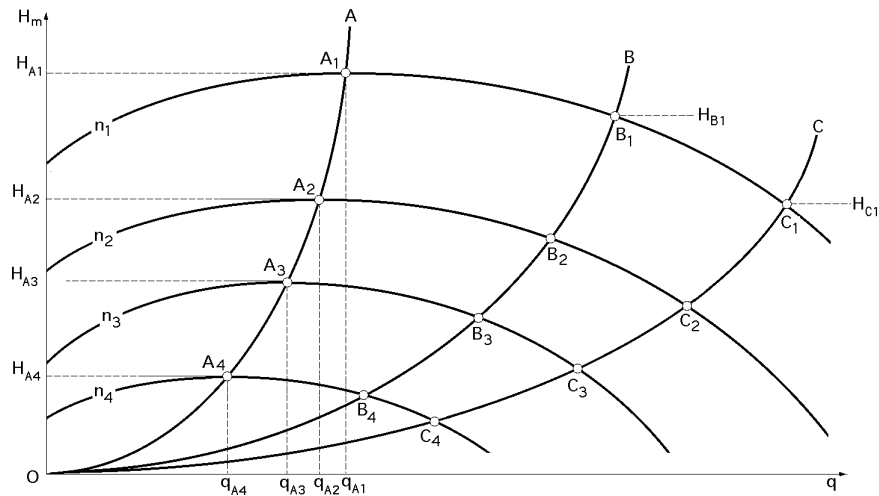


Fig V.2.- Proyección sobre el plano (Hm,q) de las curvas características de una bomba

$$\frac{H_{mA1}}{H_{mA2}} = \frac{q_{A1}^2}{q_{A2}^2}$$

$$\frac{H_{mA1}}{H_{mA3}} = \frac{q_{A1}^2}{q_{A3}^2}$$

$$\frac{H_{mA1}}{H_{mAi}} = \frac{q_{A1}^2}{q_{Ai}^2}$$

$$\frac{H_{mA1}}{q_{A1}^2} = \frac{H_{mA2}}{q_{A2}^2} = \frac{H_{mA3}}{q_{A3}^2} = \dots = \frac{H_{mA}}{q_A^2} = k_A$$

en donde  $k_A$  es una constante para todos los puntos homólogos  $A_1, A_2, A_3 \dots$ , por lo que todos estarán sobre una parábola (OA) de regímenes semejantes, (igual rendimiento), de ecuación:

$$H_{mA} = k_A q_A^2$$

en la que la constante  $k_A$  se deduce conociendo uno cualquiera de estos puntos, dividiendo la altura manométrica del mismo por el cuadrado del caudal correspondiente.

Asimismo, en cualquier otra serie de puntos homólogos que no sean los máximos, las leyes de semejanza son de la forma:

$$\frac{H_{mB1}}{q_{B1}^2} = \frac{H_{mB2}}{q_{B2}^2} = \frac{H_{mB3}}{q_{B3}^2} = \dots = \frac{H_{mB}}{q_B^2} = k_B$$

$$\frac{H_{mC1}}{q_{C1}^2} = \frac{H_{mC2}}{q_{C2}^2} = \frac{H_{mC3}}{q_{C3}^2} = \dots = \frac{H_{mC}}{q_C^2} = k_C$$

$$\begin{aligned} H_{mA} &= k_A q_A^2 \\ \text{es decir, } H_{mB} &= k_B q_B^2 \\ H_{mC} &= k_C q_C^2 \end{aligned}$$

que dicen que, los puntos homólogos de las series A, B, C ..., están sobre otras tantas parábolas cuyas ecuaciones son las indicadas en dicho sistema.

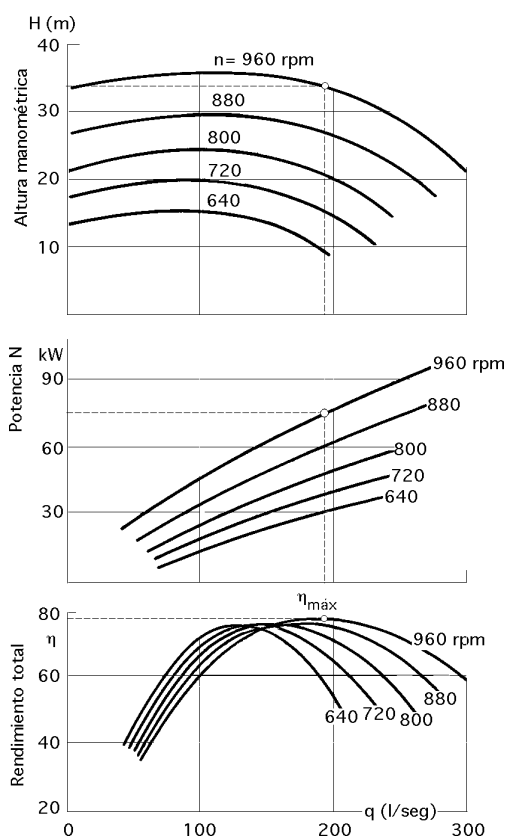


Fig V.3.- Ensayo completo de una bomba centrífuga a diferente n° de rpm.  
Curvas,  $H_m = f(q)$  ;  $N = f(q)$  ;  $\eta = f(q)$

Estas parábolas se conocen como *parábolas de regímenes semejantes*.

De todo ello se deduce que si se conoce la curva característica correspondiente a un número de revoluciones  $n$ , se conocen todas las curvas características para un número de revoluciones cualquiera.

Si por ejemplo se conoce la curva característica correspondiente a  $n_1$  rpm y el punto de funcionamiento dado por el caudal  $q_{A1}$  y la altura manométrica  $H_{mA1}$  del punto  $A_1$  de dicha curva característica, se determina la constante  $k_A$  en la forma:

$$k_A = \frac{H_{mA1}}{q_{A1}^2}$$

y, en consecuencia, se podrá construir la parábola de regímenes semejantes (OA) de ecuación:

$$H_{mA} = k_A q_A^2$$

que en la posición  $A_2$ , (dado que  $A_1$  y  $A_2$  tienen el mismo rendimiento por estar en la misma parábola

de regímenes semejantes), permite determinar el caudal  $q_{A2}$  o la altura  $H_{mA2}$  si se conoce  $n_2$ , es decir:

$$q_{A2} = q_{A1} \frac{n_2}{n_1}$$

$$H_{mA2} = H_{mA1} \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 = H_{mA1} \left( \frac{q_{A2}}{q_{A1}} \right)^2$$

de forma que la característica desplazada desde  $A_1$  correspondiente a  $n_1$  revoluciones, será de esta manera la curva característica de la bomba que con vértice  $A_2$  corresponderá a  $n_2$  rpm.

En general, la curva característica suele aparecer con una ligera caída hacia la derecha; en principio podría parecer que mejor hubiera sido horizontal, pues permitiría regular la bomba en amplios intervalos de caudales, dando siempre la misma presión o altura de impulsión; sin embargo, el caudal se puede regular simplemente mediante un pequeño accionamiento de la válvula de impulsión, de forma que la variación de presión que con ésto se provoca, permite ajustar el caudal al valor deseado.

### V.3.- COLINA DE RENDIMIENTOS

Una propiedad muy importante que liga los puntos  $A_1, A_2, A_3 \dots, B_1, B_2, B_3 \dots$ , es que el rendi-

miento manométrico es constante para cada parábola de regímenes semejantes, pero distinto de una serie de puntos a otra sobre la curva característica; conviene indicar asimismo que entre los distintos puntos de una misma curva característica de una bomba, no se verifican las relaciones de semejanza, pues, aunque se cumple la condición de semejanza geométrica por tratarse del mismo rodete, no se cumple la semejanza cinemática, por cuanto los triángulos de velocidades no son semejantes, ya que aunque el ángulo  $\alpha_2$  del rodete es fijo para un rodete determinado, así como la velocidad periférica  $u_2$ , resulta que al ser los caudales  $q_A, q_B, q_C, \dots$  distintos, las velocidades absolutas de salida  $c_2$  también serán distintas con ángulos  $\alpha_2$  diferentes. Los puntos de rendimiento manométrico máximo  $M_1, M_2, \dots$ , serán, por lo tanto, puntos de una parábola de regímenes semejantes, tal, que la tangente en estos puntos a las curvas características correspondientes, pasan todas por los puntos  $b$  de la Fig V.4, intersección de las rectas,  $H_t = A - B q$ , con el eje de caudales  $q$ .

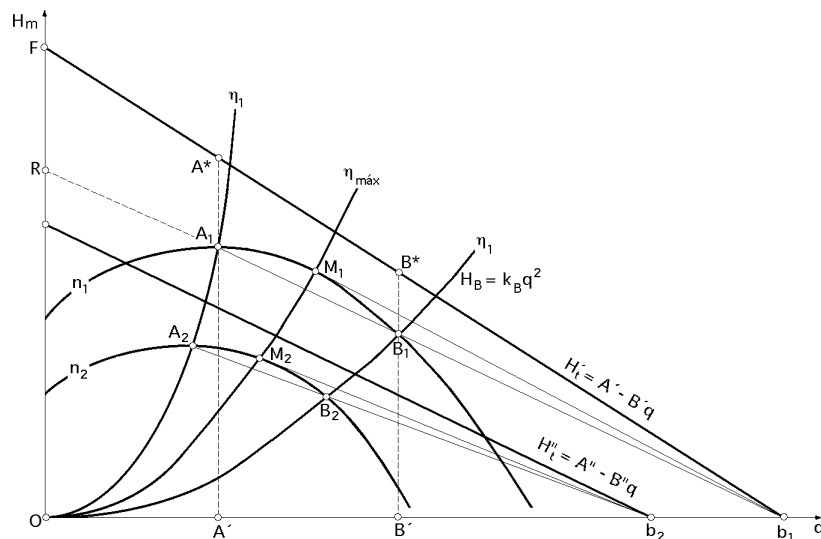


Fig V.4.- Determinación de los rendimientos en bombas centrífugas

En efecto, si por el punto  $b_1$  se traza una recta cualquiera arbitraria que corte a la curva característica en dos puntos,  $A_1$  y  $B_1$ , las paralelas al eje de alturas manométricas  $H_m$  trazadas por estos puntos, determinarán en la recta,  $H_t = f(q)$ , los puntos  $A^*$  y  $B^*$ , y en el eje  $q$ , los  $A'$  y  $B'$  verificándose que:

$$\frac{\overline{RO}}{\overline{FO}} = \frac{\overline{A_1 A'}}{\overline{A^* A'}} = \frac{\overline{B_1 B'}}{\overline{B^* B'}} = \frac{H_m}{H_t} = \eta_{man}$$

por lo que los puntos  $A_1$  y  $B_1$  son de igual rendimiento manométrico, de valor:

$$\eta_{man} = \eta_{man A_1} = \eta_{man B_1} = \frac{\overline{RO}}{\overline{FO}}$$

y, por lo tanto, para cada valor del rendimiento manométrico existen, para cada curva característica, dos parábolas de regímenes semejantes que lo tienen, las cuales se encuentran a uno y otro

lado de la parábola de regímenes semejantes de máximo rendimiento manométrico.

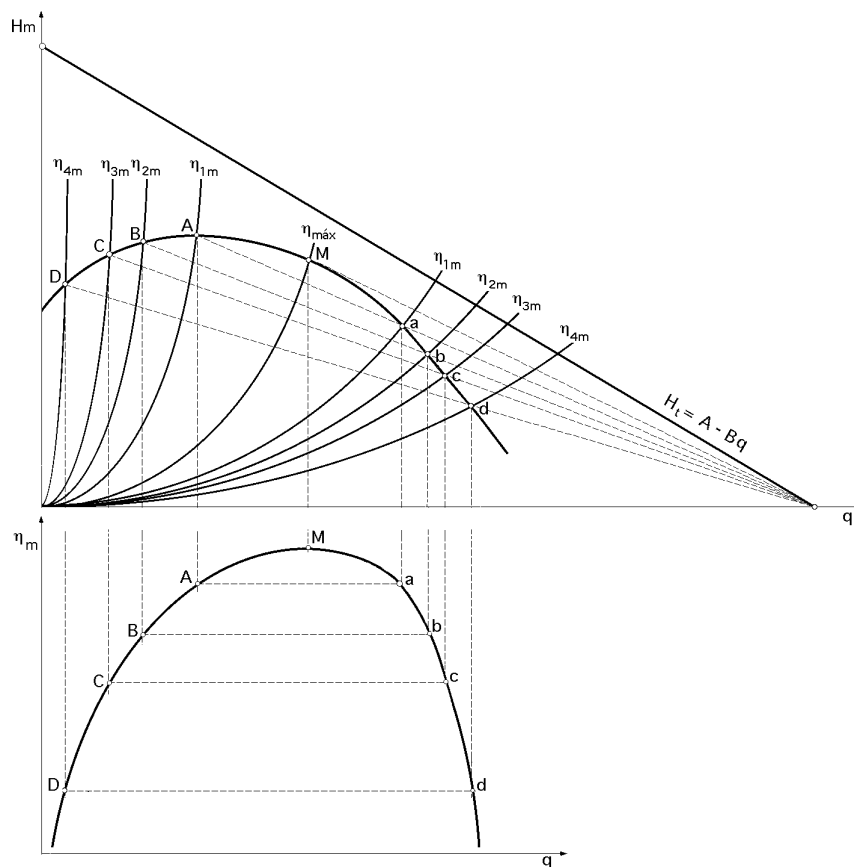


Fig V.5.- Curva de rendimiento manométrico perteneciente a una curva característica determinada

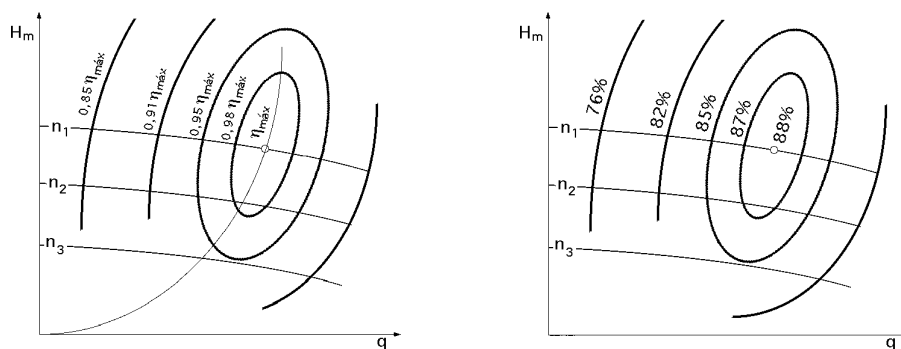


Fig V.6.- Colinas de rendimientos

Aunque teóricamente para un número infinito de álabes las curvas de igual rendimiento pasarían por el origen O, lo cierto es que para un número finito de álabes, se unen tanto por la parte inferior para pequeños caudales, como por la parte superior para grandes caudales, dando origen a unas curvas cerradas cuyo conjunto forma lo que se denomina *colina de rendimientos*. La justificación de este hecho radica en que cada rodete proporciona el máximo rendimiento para una determinada velocidad de giro y, en consecuencia, los rendimientos reales ( $z$  álabes) serán tanto más pequeños que los correspondientes teóricos ( $\infty$  álabes) cuanto más se aleje la velocidad de giro de la óptima de funcionamiento.

Hay que tener en cuenta que los gráficos de la colina de rendimientos, dan las alturas manométricas y los rendimientos en función de los caudales, para todas las posibilidades de funcionamiento de la bomba centrífuga, con velocidades de giro variables; sin embargo la bomba tiene que girar a la velocidad que proporcione el motor al que está acoplada por lo que sus posibilidades de funcionamiento se tendrán que adaptar a las de la curva característica correspondiente a dicha velocidad de giro.

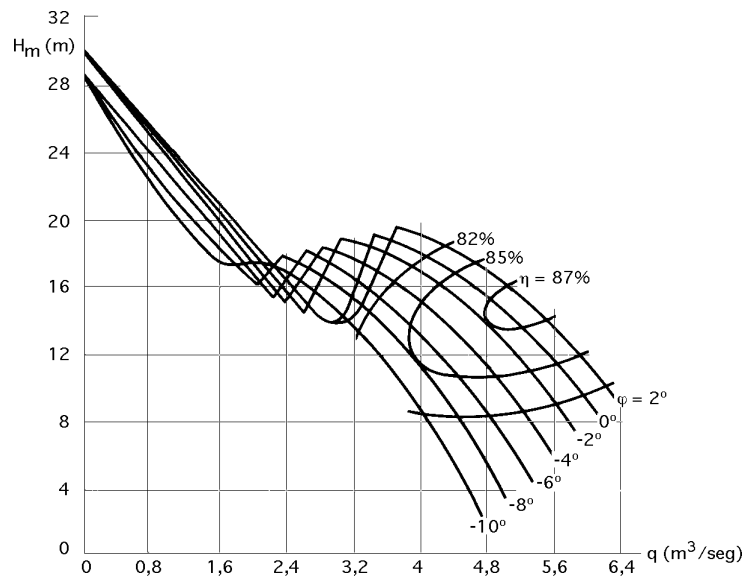


Fig V.7.- Curvas características de una bomba hélice y colina de rendimientos

#### V.4.- PUNTO DE FUNCIONAMIENTO

El régimen de trabajo de una bomba centrífuga se determina, siempre, por el punto de intersección de las características de la bomba y de la tubería, y por éso, al ser la característica de la tubería invariable, salvo que se actúe sobre la válvula de impulsión, el cambio del número de revoluciones de la bomba provocará el desplazamiento del punto de trabajo a lo largo de la característica de la tubería. Si ésta corta a una parábola de regímenes semejantes, al cambiar el número de revoluciones y pasar a otra curva característica, la semejanza se conservará, pudiéndose considerar en este caso que el cambio del número de revoluciones de la bomba no alterará la semejanza de los regímenes de trabajo.

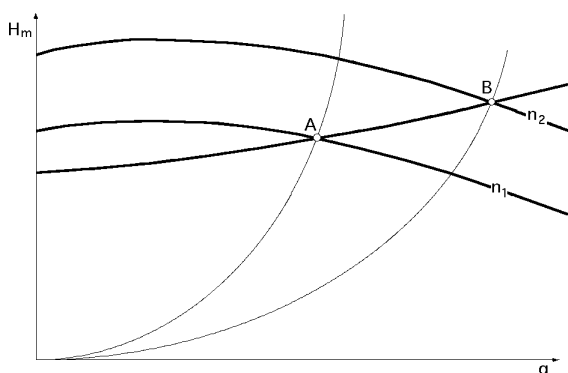


Fig V.8.- Puntos de funcionamiento

Pero si por la tubería se trasiega el líquido de un nivel inferior a otro superior, la característica de la tubería tendrá la forma indicada en la Fig V.8, y el cambio de revoluciones de la bomba, de  $n_1$  a  $n_2$ , provocará el desplazamiento del punto de trabajo de A a B, que pertenecen a distintas parábolas de regímenes semejantes, alterándose así la semejanza de los regímenes.

Como parece natural, las bombas centrífugas se construyen para que funcionen en condiciones de

rendimiento máximo y, por lo tanto, en su elección parece lógico pensar que para una tubería de impulsión determinada, no sirva cualquier bomba, sino aquella que cumpla precisamente con la premisa de que su zona de máximo rendimiento, coincida con la inmediata al punto de funcionamiento.

**SITUACIÓN DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO SOBRE LA CURVA CARACTERÍSTICA DE LA BOMBA.-** La Fig V.9 representa una curva típica de una bomba centrífuga donde se observan las características ( $H_m$ ,  $q$ ) para diversos diámetros de algunos rodets, en la que se presentan cinco casos de bombas para un caudal y altura manométrica determinados.

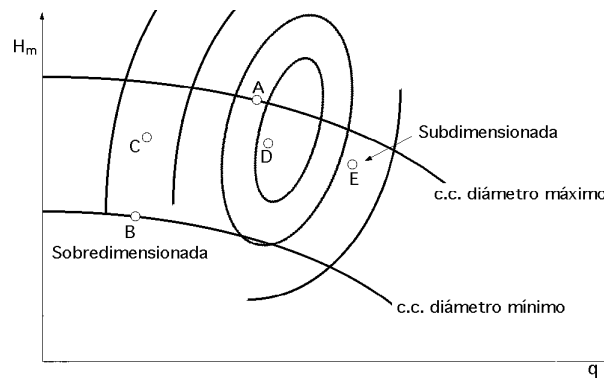


Fig V.9

**A.- Punto de funcionamiento situado sobre la curva de diámetro máximo del rodete impulsor.-** Esta bomba no tiene posibilidades de aumentar su caudal y altura para el caso de verificarse una alteración en las pérdidas de carga de la tubería o se requiera una ampliación de capacidad de la planta.

**B.- Punto de funcionamiento situado sobre la curva de diámetro mínimo del rodete impulsor.-** Esta bomba está muy sobredimensionada para las condiciones de operación exigidas; su precio no será muy competitivo.

**C.- Punto de funcionamiento muy a la izquierda de la línea de máximo rendimiento.-** La bomba está sobredimensionada, ya que si la bomba genera una carga hidráulica alta, la pérdida de energía será sensible (bajo rendimiento).

**Velocidad específica alta.-** Para bombas de alta velocidad específica  $n_q$  y gran caudal, un alto desplazamiento a la izquierda del punto de funcionamiento respecto del de máximo rendimiento *implica un alto esfuerzo radial* que puede provocar el contacto entre partes móviles y fijas de la bomba con el consecuente deterioro de la misma; también se puede provocar un alto calentamiento en el líquido (por bajo rendimiento), que implicaría un aumento de su tensión de vapor y, por lo tanto, una disminución del  $NPSH_d$  en la aspiración de la bomba con la posible cavitación.

**Velocidad específica baja.-** Si la bomba genera una energía hidráulica muy baja, siendo pequeña su velocidad específica, se pueden aplicar a la tubería las condiciones de operación requeridas siempre que se intercale entre la aspiración y la impulsión de la bomba un by-pass que recirculará la diferencia entre el caudal mínimo impulsado por la bomba y el requerido por el proceso. Esto se

puede llevar a cabo siempre que no se encuentre en el mercado una bomba competitiva que alcance el caudal de operación sin requerir intercalar el by-pass.

*D.-Punto de funcionamiento situado ligeramente a la izquierda de la línea de máximo rendimiento.-* Curva de funcionamiento por debajo de la correspondiente a diámetro máximo; cuando se requiera un cierto aumento en la altura de la bomba como consecuencia de un incremento en la pérdida de carga de la tubería, se instala un rodete de diámetro mayor y así se podrían alcanzar las nuevas condiciones de operación. Un aumento del caudal desplazaría el punto a la derecha por lo que el rendimiento se incrementaría. Punto de funcionamiento óptimo.

*E.- Punto de funcionamiento a la derecha de máximo rendimiento.-* Bombas subdimensionadas, ya que al incrementar la capacidad disminuye el rendimiento. Para bombas de alta velocidad específica y gran caudal, un alto desplazamiento del punto de funcionamiento a la derecha de la zona de máximo rendimiento implica un alto esfuerzo radial que puede provocar el contacto entre partes móviles y fijas de la bomba con su consecuente deterioro.

## **V.5.- ZONAS DE INESTABILIDAD DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS**

Las curvas características,  $H_m = A - Bq - Cq^2$ , tienen un máximo de  $H_m$  para un caudal  $q = 0$ .

Las pérdidas de carga internas, que son proporcionales al cuadrado del caudal, no se anulan para,  $q = 0$ , y tienen un valor mínimo para el caudal de trazado  $q_t$ , Fig V.11, lo cual permite concebir que, cuando la curva de pérdidas internas  $i$  presente una fuerte curvatura, el máximo de las curvas características se desplazará hacia la derecha del punto correspondiente al caudal nulo, pudiéndose comprobar que la altura manométrica proporcionada por un caudal nulo  $H_0$  es inferior a la altura manométrica  $H_{mC}$  que define un punto C de la curva característica, que representa el máximo de la curva.

En ciertas condiciones de funcionamiento, la zona situada a la izquierda del punto máximo de la curva característica es inestable, provocándose para puntos de funcionamiento comprendidos en esta zona fluctuaciones del caudal y de la altura manométrica que pueden motivar, incluso, la imposibilidad de bombeo.

En principio, una bomba cuya curva característica presente un máximo, puede cumplir perfectamente con las condiciones de operación y regulación impuestas, que se efectúan, generalmente, mediante estrangulación sobre una válvula, *lo que permite modificar la curva característica de la tubería por variación del caudal.*

Cuando la carga de la tubería tenga una alta componente estática, el punto de arranque podría estar muy cerca del punto de corte o parada.

Si la curva de la bomba presenta un máximo, pueden ocurrir dos fenómenos.

a) A la izquierda del máximo Fig V.10.a, la intersección de la curva característica de la tubería S con la de la bomba queda muy indefinida, lo que puede originar una fluctuación del caudal y altura del sistema entre los valores  $(q_2 - q_1)$  y  $(H_{m2} - H_{m1})$  que se puede traducir en fuertes golpes sobre la máquina con su consiguiente deterioro.

b) En las Fig V.10.b.c se observa que la curva característica de la tubería se puede modificar actuando sobre la altura geométrica (nivel del depósito variable), o actuando sobre la válvula de impulsión de la tube-



ría variando las pérdidas de carga de la misma. Si la perturbación se produce, por ejemplo, porque el depósito se está llenando, una vez que la bomba está actuando, se pueden originar dos puntos de funcionamiento  $A_1$  y  $A_2$ , de los que sólo el  $A_2$  tiene sentido ya que como el depósito se está llenando, su altura va aumentando, por lo que vamos de  $A_2$  hacia arriba.

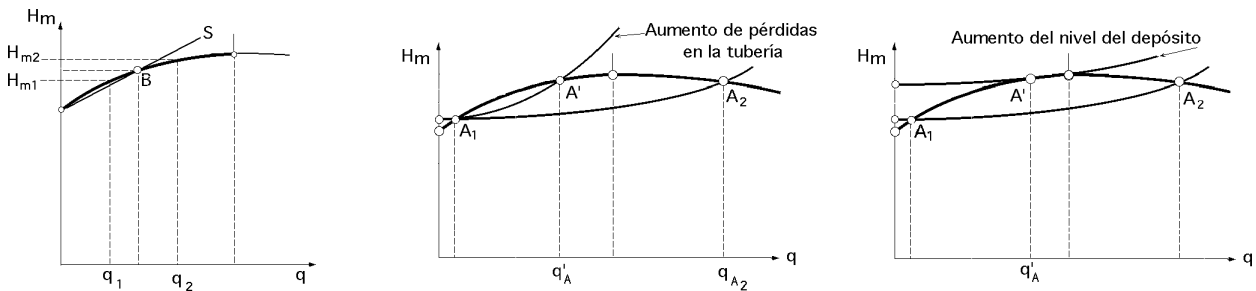


Fig V.10.- Zona inestable con fluctuaciones

Si se actúa sobre la válvula de impulsión, cerrándola paulatinamente, el caudal disminuye, por lo que *aumentan las pérdidas de carga en la tubería manteniendo la misma  $H$* . Se observa que, cuando el caudal sea  $q_A$ , si se cierra algo más la válvula la bomba dejará de impulsar, ya que la altura manométrica de la tubería sería superior a la que la bomba puede generar, no impulsándose ningún caudal por cuanto no se cortan las curvas características de la tubería y de la bomba.

**CASOS PARTICULARES.-** Los inconvenientes de la presencia del máximo de la curva característica de la bomba, o lo que es lo mismo, del intervalo inestable, se pueden resumir en las siguientes situaciones

**a) Rápido crecimiento del consumo.-** Si se considera que la bomba alimenta un depósito elevado a nivel constante, siendo B el punto de funcionamiento, proporciona un caudal  $q_B$  a una altura manométrica  $H_{mB}$ . Si en un instante dado se produce un crecimiento rápido del consumo de forma que éste supera el caudal  $q_B$  suministrado por la bomba a  $n$  constante, la altura manométrica correspondiente al nivel del depósito decrecerá desde  $H_{mB}$  hasta  $H_{mB'}$ , y en esta nueva situación de equilibrio dinámico, la bomba suministrará un caudal  $q_{B'}$  inferior al primitivo  $q_B$ ; de esta forma, al mantener un consumo superior al caudal impulsado por la bomba, y suministrar ésta un caudal inferior  $q_{B'}$ , el nivel del depósito seguirá descendiendo a ritmo cada vez más acelerado, de forma que, cuando su altura manométrica llegue al valor  $H_0$ , la bomba dejará de suministrar caudal.

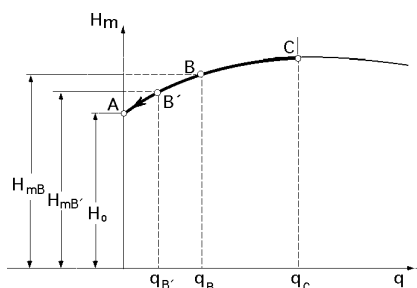


Fig V.11.- Rápido crecimiento del consumo

**b) Disminución rápida del caudal suministrado por la bomba.-** Si por cualquier circunstancia, cuando la bomba esté funcionando en el punto B, disminuye repentinamente el caudal impulsado por la misma, por ejemplo, a consecuencia de una irregularidad en la alimentación eléctrica del

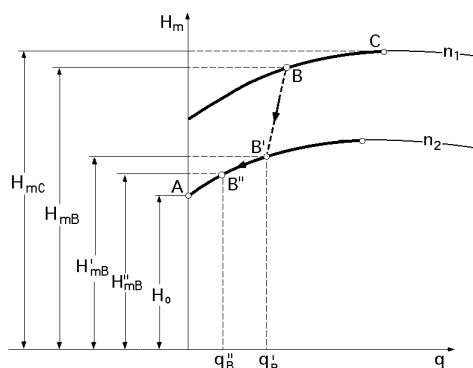


Fig V.12

Disminución rápida del caudal suministrado por la bomba

funcionar, Fig V.12.

**c) Disminución rápida del consumo.**- Si cuando la bomba está funcionando en el punto B, disminuye rápidamente el consumo, al ser éste inferior al caudal enviado por la bomba, el nivel del depósito se elevará, y por lo tanto, la altura manométrica que tiene que vencer la bomba que será mayor que  $H_{mB}$ .

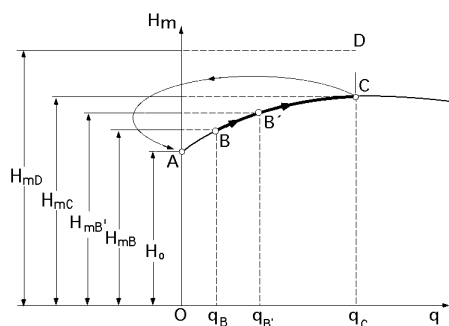


Fig V.13.- Disminución rápida del consumo

Al crecer la altura manométrica aumenta el caudal enviado por la bomba; el nivel del depósito asciende a un ritmo cada vez más acelerado, al ser cada vez mayor la diferencia entre el caudal suministrado y el consumo, llegándose así a una altura manométrica  $H_{mC}$ , correspondiente al máximo de la curva característica, pero el nivel del depósito, y por lo tanto la altura manométrica, seguirán creciendo por encima de la altura manométrica máxima  $H_{mC}$  que puede suministrar la bomba, Fig V.13.

En el momento en que la altura manométrica correspondiente al depósito sea superior a la altura manométrica máxima proporcionada por la bomba  $H_{mC}$ , ésta dejará de suministrar caudal, y pasará al punto A de la curva característica correspondiente a caudal nulo; como la altura  $H_0$  es inferior a la  $H_{mC}$ , y ésta a la del depósito, se invertirá el sentido de la circulación, descargándose el depósito a través de la bomba, hasta que su altura manométrica descienda hasta el valor  $H_0$  en cuyo instante la bomba dejará de funcionar.

**d) Incremento rápido del caudal proporcionado por la bomba.**- Supongamos que la bomba está trabajando en el punto B; si por una anomalía aumentan las rpm del motor que la acciona, se pasará a otra curva característica, creciendo la altura manométrica y el caudal suministrado por la bomba, y en el supuesto de que el consumo se mantenga constante, se elevará el nivel del depósito, lo que a su vez motiva en la bomba nuevos puntos de funcionamiento con alturas manométricas cada vez mayores que, a su vez, implican una elevación del nivel del depósito, hasta alcanzar el correspondiente a la altura manométrica máxima  $H'_{mC'}$  que podría alcanzar la bomba para el nuevo número de revoluciones.

Pero como en el caso anterior, el nivel del depósito seguirá creciendo proporcionando alturas

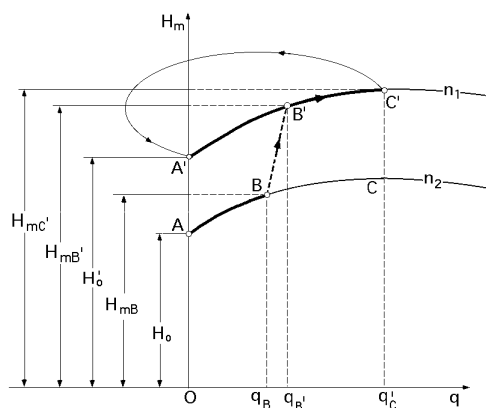


Fig V.14

Incremento rápido del caudal proporcionado por la bomba

la bomba son planas en la zona inestable, o que presentan un máximo, se puede aumentar su inclinación en la zona estable por motivos de regulación, mediante la instalación de un diafragma en la brida de impulsión, lo que provoca una pérdida de carga en la bomba, que si bien por un lado cumple con el objetivo de conseguir una inclinación óptima de la curva característica, por otro acarrea las siguientes desventajas,

- a) Caída de rendimiento de la bomba que supone una pérdida de potencia
- b) Si el líquido lleva en suspensión partículas abrasivas, éstas irán aumentando el diámetro interno del diafragma disminuyéndose con el tiempo el efecto perseguido.
- c) En el caso de líquidos corrosivos, el diafragma se fabrica con aleaciones especiales, lo que puede encarecer considerablemente la bomba.
- d) La instalación de un diafragma requiere montar un rodete impulsor de diámetro superior al que correspondería sin que se colocase el mencionado diafragma.

El punto a de la Fig V.15 corresponde a las condiciones de caudal  $q_a$  y altura  $H_{ma}$  requeridos. La

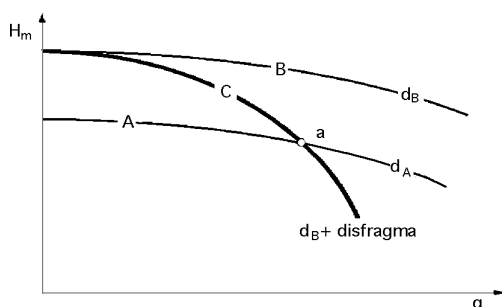


Fig V.15

c.c. A es la correspondiente a un diámetro del rodete impulsor  $d_A$  que cumple con las condiciones del punto de funcionamiento a pero a la que hay que aumentar la inclinación; para lograrlo se fija un diámetro del rodete impulsor  $d_B$  superior, que genere la c.c. B de forma que al instalar en la bomba un diafragma, la c.c. B pase a ser la c.c. C, ( $d_e$  + diafragma)

Por lo que respecta al caudal no es conveniente hacer funcionar una bomba con un caudal muy bajo,

ya que como el mismo líquido actúa de refrigerante, si el caudal no es suficiente hay peligro de calentamiento. Si el caudal es muy grande las pérdidas de presión a lo largo de la tubería de aspiración pueden ser elevadas, llegando un momento en que la presión a la entrada se hace igual a la presión de vapor del líquido y la  $NPSH_d$  se hace igual a cero; a partir de ese punto se produce cavitación al existir burbujas de vapor dentro de la bomba; por lo tanto, existe otro límite en cuanto al caudal máximo, por encima del cual la bomba no puede operar.

En la curva de potencia aplicada a la bomba se observa que ésta aumenta con el caudal, por lo

que a caudales grandes se puede llegar a sobrecargar el motor, si éste no está suficientemente sobredimensionado. Todo esto delimita la *zona de operación* de la bomba.

**Influencia de la densidad-** La capacidad y la altura de impulsión, en metros de columna de líquido, que puede desarrollar una bomba centrífuga vienen dadas por la curva característica de la misma. Ambas magnitudes son invariables mientras se mantenga constante la velocidad de giro del rodete; por lo tanto, si varía la densidad del líquido a bombear, las dos se mantendrán constantes, es decir, la altura manométrica conseguida sería la misma para los dos líquidos.

De las dos columnas de igual altura de líquido, la correspondiente al más denso ejerce una mayor presión sobre la brida de impulsión; si tenemos que impulsar una misma cantidad de líquido a una misma altura, la energía necesaria será tanto mayor cuanto más pesado sea éste, por lo que una variación de la densidad del líquido a bombear hará variar la presión en la brida de impulsión y la potencia a aplicar a la bomba.

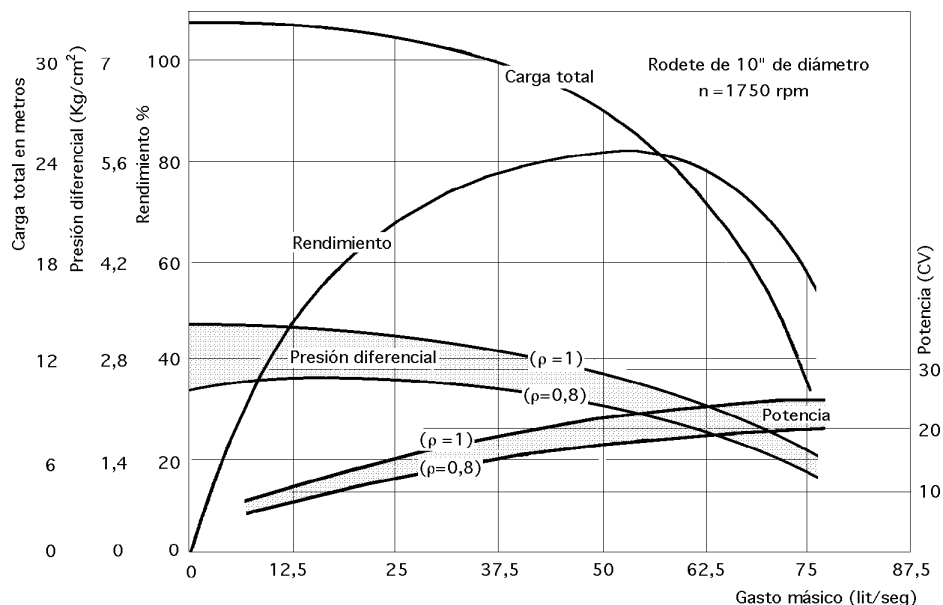


Fig V.16.- Curvas características para densidades distintas

Si se observan la curva característica ( $H_m - q$ ), la curva de rendimiento y la curva de potencia, las dos primeras son comunes, independientemente de la densidad del líquido, pero la curva de potencia varía desplazándose hacia abajo puesto que al disminuir la densidad se necesita menor potencia; lo mismo ocurre con las curvas de presión.

**RELACIONES ENTRE LAS VARIABLES DE FUNCIONAMIENTO.-** Si se supone una bomba que alimenta un depósito superior; y se abre la válvula de impulsión, la presión disminuye y la altura manométrica también, aumentando el caudal, por lo que al ser la presión en la brida de aspiración de la bomba la misma, la presión diferencial,  $p_{\text{imp}} - p_{\text{asp}}$ , será menor.

Si se abre la válvula de aspiración aumentará la presión en la brida de aspiración de la bomba, disminuyendo la presión diferencial y la altura manométrica, aumentando el caudal; regulando la presión en la brida de impulsión de la bomba por medio de la válvula, se consigue el caudal deseado.

Si la bomba está accionada por un motor, la velocidad del rodete será siempre la misma. Un aumento del caudal supone un esfuerzo mayor para bombearlo a la misma velocidad y, por lo tanto, un aumento de la potencia.

En el *arranque* la potencia consumida por el motor es muy grande; inicialmente el rendimiento es nulo, y aunque la potencia en el motor sea máxima, la utilizada por la bomba es mínima, siendo el caudal prácticamente nulo.

En cuanto a la bomba hay que tener cuidado de que el caudal no baje del mínimo para evitar calentamientos en el rodete, así como no superar el máximo para evitar la cavitación o se queme el motor. Este aumento de caudal por encima del máximo puede suceder no sólo por una disminución excesiva de la presión de salida de la bomba, sino también por un aumento excesivo de la presión de entrada. Lo que interesa es mantener siempre una presión diferencial correcta buscando el caudal óptimo.

Por lo que respecta a la *densidad*, la curva característica no varía al cambiar la densidad; para una misma posición de las válvulas, si cambiamos un líquido por otro de densidad menor, el caudal va a seguir siendo el mismo, y la presión en la brida de impulsión de la bomba va a ser menor, proporcional a la relación entre las densidades, por lo que la presión diferencial será menor, y la curva de presión diferencial en función del caudal se desplaza hacia abajo.

En cuanto a la potencia, es evidente que para manejar el mismo caudal de un líquido menos denso, la potencia será menor.

## **V.6.- INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA BOMBA, EN LA CORRECCIÓN PARCIAL DE LA ZONA INESTABLE DE SUS CURVAS CARACTERÍSTICAS**

Los ejemplos anteriores ponen de manifiesto algunas de las anomalías en el funcionamiento de una bomba, motivadas por la existencia de un tramo de curva característica creciente (zona inestable). Resulta obvio que, para subsanar estos fallos, es necesario eliminar esta parte de dicha curva característica, o zona inestable, utilizando únicamente la zona decreciente o zona estable.

Un aumento del número de revoluciones de la bomba puede corregir parcialmente el defecto de la presencia de un máximo C de la curva característica, Fig V.17, de forma que se pueda llegar a anular, incluso, la zona inestable.

Sabemos que la ecuación de las curvas características es:

$$H_m = C_1 n^2 - C_2 n q - C q^2$$

en la que tanto  $C_1$  como  $C_2$  son constantes para cada bomba, y  $C$  es otra constante que sabemos depende de las pérdidas de carga internas y es independiente del número de rpm de la bomba.

La altura total  $H_t$  de la bomba es:

$$H_t = A - B q = C_1 n^2 - C_2 n q$$

que sabemos es una recta cuya inclinación aumenta cuando crece el número de revoluciones de la bomba, ya que al ser la ordenada en el origen de la forma,  $A = C_1 n^2$ , *crece con el cuadrado de la velocidad de giro, mientras que la abscisa para  $H_t = 0$  crece solamente con  $n$*  de la forma:

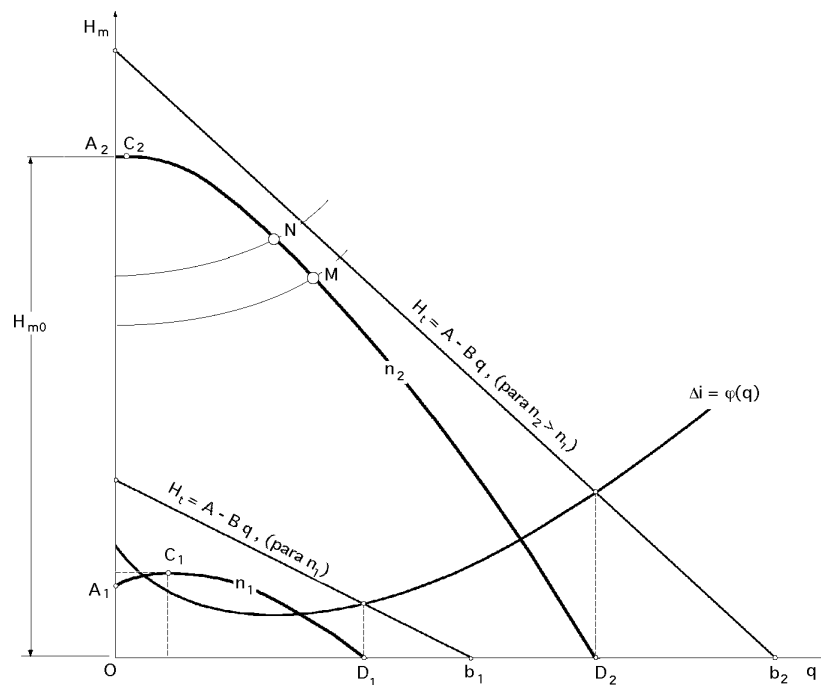


Fig V.17.- Influencia de la velocidad de giro en la corrección parcial de la zona inestable

$$\overline{Ob} = \frac{A}{B} = \frac{C_1 n}{C_2}$$

Ahora bien, cuando la inclinación de la recta  $H_t$  aumenta, (por aumentar  $n$ ), el máximo  $C_1$  de la curva característica para  $n_1$  rpm:

$$H_m = C_1 n^2 - C_2 n q - C q^2$$

se desplazará hacia la izquierda, pudiendo incluso llegar a coincidir con el punto  $A_2$  de caudal nulo, para  $n_2$  rpm mayor que  $n_1$  rpm.

El valor de la altura manométrica  $H_m$  se puede poner en la forma:

$$H_m = H_t - C q^2$$

y al representarla para  $n_1$  y  $n_2$  se han obtenido las curvas características  $(A_1C_1D_1)$  y  $(A_2C_2D_2)$ , respectivamente, observándose que la curva característica  $(A_1C_1D_1)$  correspondiente a  $n_1$  rpm, tiene una zona inestable  $(A_1C_1)$ , mientras que la curva característica  $(A_2C_2D_2)$  correspondiente a  $n_2$  mayor que  $n_1$ , no tiene un máximo de tangente horizontal y, por lo tanto, no existe en ella zona inestable. Cuando no se consiga hacer desaparecer totalmente la zona inestable de la curva característica, lo que normalmente se hace es utilizar la bomba para los puntos de funcionamiento situados a la derecha del máximo, que es donde se tiene el máximo rendimiento; en esta zona estable, los puntos de funcionamiento realizan una autoregulación entre los caudales aportados y consumidos.

Si la curva característica *no tiene zona inestable*, la máxima altura manométrica  $H_{m0}$  se produce para caudal nulo. Para este caso, se pone de manifiesto el papel de la autoregulación, por

cuanto si, repentinamente, se produce una importante disminución del consumo, el nivel del depósito crece rápidamente, llegándose a un punto de equilibrio N, situado a la izquierda del punto de funcionamiento primitivo M; si el depósito llegara a alcanzar un nivel de altura  $H_{m0}$  correspondiente al máximo de la curva característica, el depósito no descargaría nunca a través de la bomba, ya que desde el momento en que la altura del nivel del depósito alcanzase o superase la altura manométrica  $H_{m0}$  el caudal impulsado por la bomba se anularía, de forma que su punto de funcionamiento pasaría rápidamente al punto de caudal nulo y máximo de la curva.

Al cesar el caudal de la bomba, el nivel del depósito comienza a descender, y cuando éste sea inferior a  $H_{m0}$ , la bomba proporcionará caudales crecientes con el descenso del depósito, de forma que se establezca un equilibrio en el que vuelvan a igualarse el caudal aportado y el consumido.

## **VI.- BOMBAS CENTRÍFUGAS**

### **ACOPLAMIENTOS Y EMPUJE AXIAL**

#### **VI.1.- RODETES MÚLTIPLES**

Hemos visto que las bombas centrífugas tienen limitado su número de revoluciones específico, y como la altura manométrica generada por la bomba es función de  $n_s$  se tiene una cota superior de la altura manométrica que no se puede superar; por eso, cuando se requieren alturas manométricas  $H_m$  superiores a las que pueden obtenerse con un solo rodete simple, el problema se resuelve asociando rodetes en serie, en los que el caudal  $q$  que puede bombear el conjunto es el que puede bombear uno solo de los rodetes, es decir, no hay suma de caudales, mientras que, la altura manométrica de dicha serie de rodetes será suma de las alturas manométricas de todos los rodetes acoplados.

Este acoplamiento en serie se puede realizar de dos formas:

*a) Mediante rodetes múltiples*

*b) Colocando en serie las bombas de rodete simple*

sistemas que tienen ventajas e inconvenientes que se analizarán más adelante.

Otro tanto sucede para el caso de bombas o rodetes acoplados en paralelo, que procede cuando se requieren caudales superiores a los que pueden obtenerse con un único rodete simple; el problema se resuelve asociando rodetes en paralelo, en donde la altura manométrica  $H_m$  a que puede bombear el conjunto es la de uno de los rodetes simples, es decir, no hay suma de alturas manométricas, mientras que el caudal de dicho acoplamiento es la suma de los caudales de todos los rodetes asociados.

Dicho acoplamiento en paralelo se puede realizar de dos formas:

*a) Mediante rodetes múltiples*

*b) Colocando en paralelo las bombas de rodete simple*



## VI.2.- N° DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO DE UNA BOMBA MÚLTIPLE CONSTITUIDA POR Z RODETES IGUALES ACOPLADOS EN PARALELO

Para este caso de acoplamiento en paralelo, el caudal circulante  $q$  a través de la bomba múltiple, es la suma de los caudales correspondientes a los  $X$  rodets iguales que la constituyen.

La potencia  $N$  de la bomba múltiple será la suma de las potencias correspondientes a los  $X$  rodets iguales que la integran. La altura manométrica  $H_m$  es única, tanto en la bomba múltiple, como en cada uno de los  $X$  rodets que la integran.

La velocidad de giro  $n$ , es común a la bomba múltiple y a los  $X$  rodets iguales que la constituyen.

Cada uno de los  $X$  rodets iguales acoplados en paralelo, tiene las siguientes características:

$n$  número de rpm

$q'$  caudal circulante

$H_m$  altura manométrica

$N'$  potencia

$n_q$  número de revoluciones específico americano

$n_s$  número de revoluciones específico europeo

Las características de la bomba múltiple, integrada por  $X$  rodets iguales son:

$n$  rpm

$q = X q'$ , es el caudal circulante

$N = X N'$ , es la potencia

$H_m$ , es la altura manométrica

$n_q$ , es el número de revoluciones específico americano

$n_s$ , es el número de revoluciones específico europeo

El número específico de revoluciones  $n_q$  de la bomba múltiple viene dado por,  $n_q = \frac{n \sqrt{q}}{H_m^{3/4}}$

y el de cada uno de los  $X$  rodets iguales acoplados en paralelo por,  $n'_q = \frac{n \sqrt{q'}}{H_m^{3/4}}$

Como se trata de un acoplamiento en paralelo,  $q = X q'$ , por lo que:

$$n_q = \frac{n \sqrt{X q'}}{H_m^{3/4}} = \sqrt{X} n'_q$$

El número específico de revoluciones  $n_s$  de la bomba múltiple viene dado por,  $n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_m^{5/4}}$

y el de cada uno de los  $X$  rodets iguales acoplados en paralelo por,  $n'_s = \frac{n \sqrt{N'}}{H_m^{5/4}}$

Como en los acoplamientos en paralelo se cumple que,  $N = X N'$ , resulta:

$$n_s = \frac{n \sqrt{X N'}}{H_m^{5/4}} = \sqrt{X} n'_s$$

por lo que, una bomba centrífuga múltiple integrada por X rodets iguales, acoplados en paralelo, tiene un número de revoluciones específico igual al número de revoluciones específico de uno de los X rodets iguales que la integran, multiplicado por  $X^{1/2}$ .

**ACOPLAMIENTO DE BOMBAS EN PARALELO.-** Dos o más bombas están en paralelo, cuando sus entradas y salidas estén unidas entre sí, verificándose que:

$$H_m = H_{m1} = H_{m2} = H_{m3} = \dots = H_{mn}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n$$

diferenciándose de los rodets múltiples en que las bombas en paralelo pueden ser iguales o diferentes, funcionando al mismo número de revoluciones o no, mientras que, para el caso de rodets múltiples, todos tienen que ser iguales y funcionar al mismo número de revoluciones, por ir montados sobre el mismo eje.

Para obtener el punto de funcionamiento, se parte de las curvas características de las bombas, que permitirán determinar la del conjunto en paralelo, y cuya intersección con la curva característica de la tubería, darán dicho punto. Para construir la curva característica del conjunto en paralelo, se traza para cualquier altura manométrica, la horizontal correspondiente sobre la que se llevarán los caudales  $q_1$ ,  $q_2$ , etc., cuya suma dará un punto que pertenecerá a la curva característica conjunta, y así sucesivamente.

**a-1) Acoplamiento en paralelo de dos bombas idénticas.-** La curva I es la característica común a cada una de las bombas, Fig VI.1. La característica del conjunto, curva II, se obtiene multiplicando por dos para cada altura manométrica, las abscisas correspondientes a la primera curva.

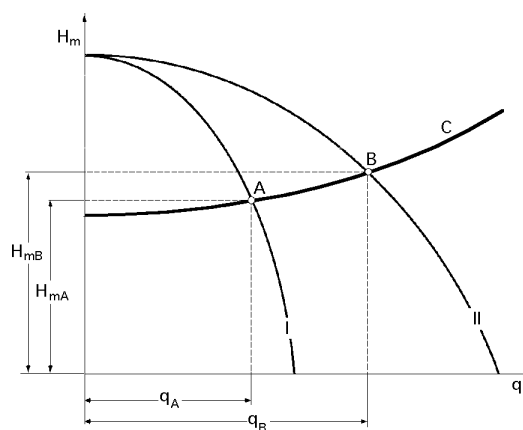


Fig VI.1.- Acoplamiento de bombas idénticas en paralelo

La curva C es la característica de la tubería, en la que se ha tenido en cuenta la altura geométrica a la que se encuentra el depósito, y cuya intersección con la curva característica conjunta II, da el punto de funcionamiento B del conjunto bombas-tubería de impulsión.

Cada bomba funcionará con un caudal  $\frac{Q_B}{2}$  y una misma altura manométrica  $H_{mB}$ .

En el caso de una sola bomba, el punto de funcionamiento estaría en A, y el caudal bombeado sería,  $Q_A > \frac{Q_B}{2}$ , por cuanto,  $H_{mB} > H_{mA}$ .

Para Z bombas iguales acopladas en paralelo la construcción sería idéntica.

*a-2) Acoplamiento de bombas en paralelo con características distintas, con un punto común para,  $q = 0$ .*- El problema es exactamente igual al anterior, Fig VI.2, por cuanto las abscisas de la curva conjunto, son la suma de las correspondientes a las curvas I, II, etc.

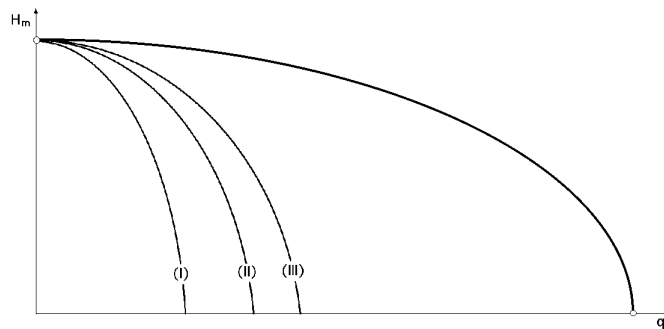


Fig VI.2.- Acoplamiento de bombas con características distintas y un punto común,  $q=0$

*a-3) Acoplamiento de bombas en paralelo con características diferentes, sin puntos comunes.*- El problema es semejante, con la diferencia de que la curva conjunto tiene una parte común con la II, hasta el punto de encuentro K, en la horizontal trazada por  $F_1$ , con la curva II, Fig VI.3.

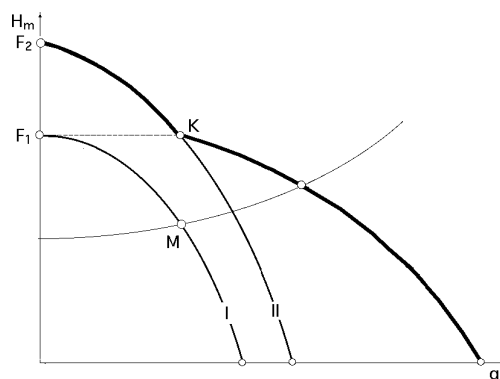


Fig VI.3.- Acoplamiento de bombas con características distintas sin puntos comunes

Además, parte de la curva ( $F_2K$ ) no se puede utilizar por la bomba I, por cuanto en esta zona, la bomba I no puede suministrar alturas manométricas superiores a las correspondientes al punto  $F_1$ , por lo que en la práctica hay que tratar de acoplar preferentemente sólo bombas de características iguales.

Para que una bomba se pueda poner en marcha y acoplarse en paralelo a otra que esté ya funcionando, es preciso que el punto  $F_2$  correspondiente a caudal nulo de la característica de la bomba II que se trata de poner en funcionamiento, tenga una altura manométrica superior a la del punto de funcionamiento M de la bomba en servicio I.

**a-4) Influencia de las pérdidas de carga en la tubería.-** De acuerdo con la Fig VI.4, se observa el poco interés que resulta del acoplamiento de bombas en paralelo sobre una tubería o red de tuberías, en que las pérdidas de carga son importantes.

Sea I la curva característica de la primera bomba, y II la curva característica de las dos bombas idénticas funcionando en paralelo.

Se tiene que, para una determinada tubería con pequeñas pérdidas de carga  $C_1$  el caudal correspondiente al punto de funcionamiento será  $q_D$ , mientras que para otra determinada tubería que presente pérdidas de carga más importantes  $C_2$ , el caudal correspondiente al punto de funcionamiento será  $q_B$ .

El aumento de caudal para el conjunto bombas-tubería  $C_1$  es,  $\frac{q_D - q_C}{q_C}$

mientras que el aumento de caudal para el conjunto bombas-tubería  $C_2$  es,  $\frac{q_B - q_A}{q_A}$

siendo el aumento de caudal correspondiente a la tubería  $C_1$ , de menores pérdidas, bastante superior al correspondiente a la tubería  $C_2$ .

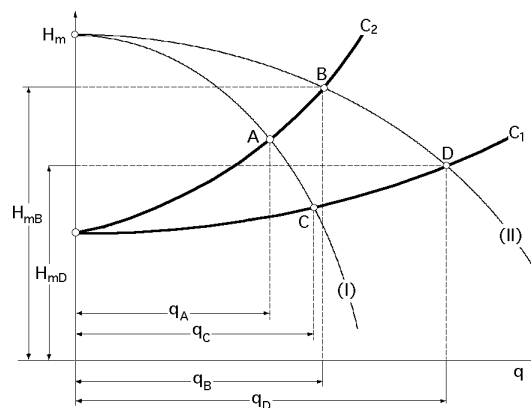


Fig VI.4.- Influencia de las pérdidas de carga de la tubería

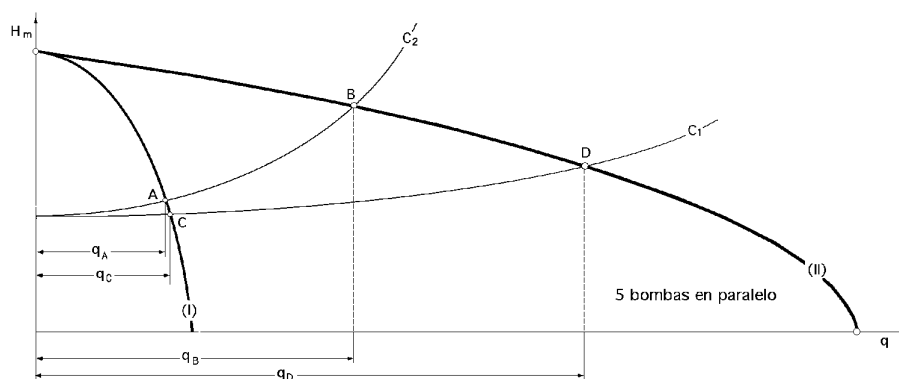


Fig VI.5.- Acoplamiento de cinco bombas en paralelo

*De todas formas, cuando se desee conseguir un caudal menor en una instalación dada, se pueden aumentar las pérdidas de carga en la tubería correspondiente, mediante la colocación de una válvula en la*

*tubería de impulsión, que aumente las pérdidas y que, en consecuencia, reduzca el caudal, Fig VI.4.*

Cuando se estudia un proyecto de acoplamiento de bombas, hay que tener presente las potencias consumidas y los rendimientos correspondientes al punto de funcionamiento considerado, que se procurará sean máximos para cada bomba en particular.

Si se quiere conseguir una mejor regulación en los caudales bombeados, lo más conveniente es disponer de varias bombas en paralelo, utilizando las que se considere necesarias para conseguir el caudal requerido.

### **VI.3.- N° DE REVOLUCIONES ESPECÍFICO DE UNA BOMBA MÚLTIPLE CONSTITUIDA POR Z RODETES IGUALES ACOPLADOS EN SERIE**

Si se supone una bomba múltiple constituida por  $Z$  rodets iguales acoplados en serie, Fig VI.6, que gira a  $n$  rpm, impulsa un caudal  $q$  y desarrolla una altura manométrica  $H_m$  bajo una potencia  $N$ , el caudal circulante  $q$  será único, tanto en la bomba múltiple, como en cada uno de los rodets integrantes de la misma.

Sin embargo, las potencias de los  $Z$  rodets iguales se sumarán dando una potencia, al igual que la altura manométrica de la bomba múltiple, que será la suma de las alturas manométricas desarrolladas por los  $Z$  rodets iguales que constituyen dicha bomba.

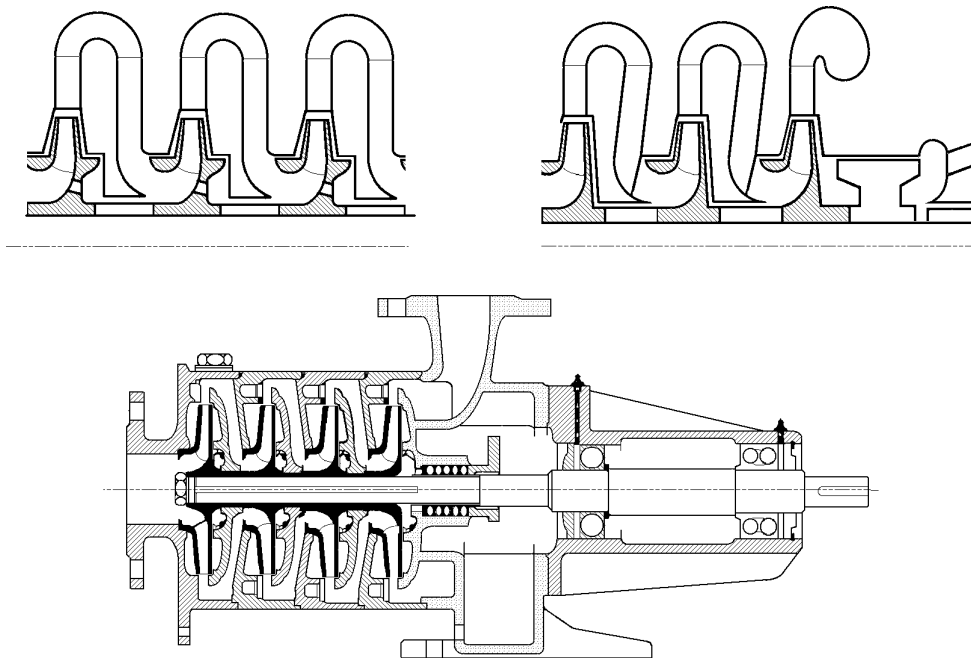


Fig VI.6.- Bomba múltiple constituida por  $Z$  rodets iguales acoplados en serie

Las características de cada uno de los rodets iguales vienen dadas por:

$n$  número de rpm

$q$  caudal circulante

$H'_m$  altura manométrica

$N$  potencia

$n'_q$  número de revoluciones específico americano

$n_s$  número de revoluciones específico europeo

Las características de la bomba múltiple, compuesta por  $Z$  rodets iguales, son:

$n$  en rpm

$q$  es el caudal circulante

$N = Z N'$  es la potencia

$H_m = Z H'_m$  es la altura manométrica

$n_q$  es el número de revoluciones específico americano

$n_s$  es el número de revoluciones específico europeo

**El número de revoluciones específico  $n_q$  de la bomba múltiple con  $Z$  rodets acoplados en serie es:**

$$n_q = \frac{n \sqrt{q}}{H_m^{3/4}}$$

y el de cada uno de los  $Z$  rodets iguales acoplados en serie,  $n'_q = \frac{n \sqrt{q}}{H_m'^{3/4}}$

Como para el acoplamiento en serie se tiene,  $H_m = Z H'_m$ , sustituyendo este valor en el de  $n_q$  correspondiente a la bomba múltiple, se obtiene:

$$n_q = \frac{n \sqrt{q}}{Z^{3/4} H_m'^{3/4}} = \frac{n'_q}{Z^{3/4}}$$

**El número de revoluciones específico  $n_s$  de la bomba múltiple con  $Z$  rodets acoplados en serie es:**

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_m^{5/4}}$$

y el de cada uno de los rodets iguales acoplados en serie,  $n'_s = \frac{n \sqrt{N'}}{H_m'^{5/4}}$

Por tratarse de un acoplamiento en serie,  $N = Z N'$  ;  $H_m = Z H'_m$

Sustituyendo estas expresiones en la de  $n_s$  resulta:

$$n_s = \frac{n \sqrt{Z N'}}{Z^{5/4} H_m'^{5/4}} = \frac{n'_s}{Z^{3/4}}$$

Una bomba centrífuga múltiple, integrada por  $Z$  rodets iguales, acoplados en serie, tiene un número de revoluciones específico igual al número específico de revoluciones de uno de los rodets iguales que la integran, dividido por  $Z^{3/4}$ .

**ACOPLAMIENTO DE BOMBAS EN SERIE.-** Dos o más bombas están acopladas en serie, cuando el tubo de impulsión de una de ellas, está unido al de aspiración de la siguiente, y así sucesivamente.

Las diferentes bombas tendrán el mismo caudal, mientras que la altura manométrica resul-

tante será la suma de las alturas manométricas correspondientes a cada bomba, es decir:

$$Q_A = Q_B = \dots = Q$$

$$H_m = H_{mA} + H_{mB} + \dots$$

Para determinar el punto de funcionamiento conjunto, hay que determinar la curva característica conjunta de las bombas en serie, y hallar su intersección con la curva característica de la conducción.

Para ello se dibujan sobre un mismo gráfico, Fig VI.7, las curvas características de las bombas individuales; a continuación se traza, para un caudal cualquiera  $q_A$ , la vertical correspondiente, y sobre ella se llevan las alturas manométricas correspondientes a cada bomba, que se sumarán, obteniéndose así la altura manométrica total del conjunto para dicho caudal  $q_A$

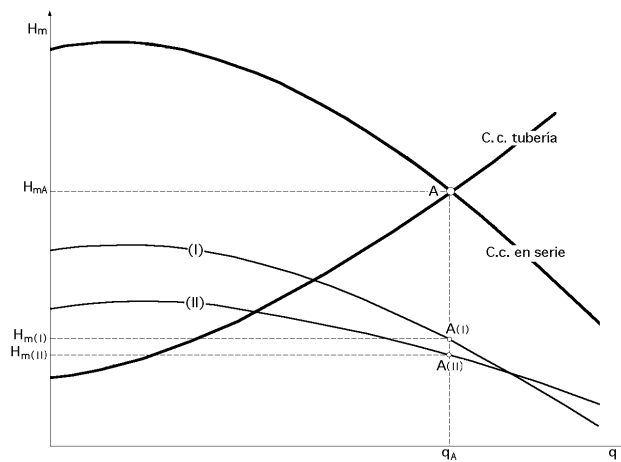
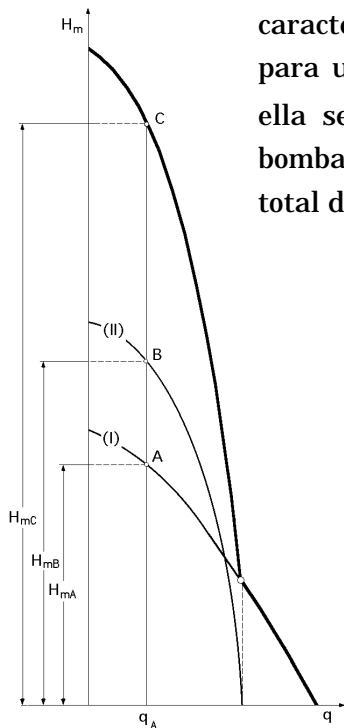


Fig VI.7.- Acoplamiento de bombas en serie

$$H_{mA} = H_{m(I)} - H_{m(II)}$$

y así sucesivamente para los demás caudales, dando ésto lugar a la curva característica conjunta. Para conseguir el punto de funcionamiento, hay que actuar siempre dentro de la zona de rendimientos óptimos, y procurar que en dicha zona se produzca la intersección de las curvas características de la tubería y del conjunto de las bombas.

Si se pretende obtener un aumento de la altura manométrica, manteniendo sensiblemente el caudal constante, el acoplamiento en serie permite obtener, con un rendimiento del orden del de una sola bomba, que la característica de la tubería de impulsión vuelva a cortar a la característica conjunta de las bombas en serie, no lejos de la vertical que pasa por el caudal bombeado por una sola bomba  $q_A$ . Hay que tener presente también que, así como en el acoplamiento en paralelo no se presentan dificultades, en el acoplamiento en serie es preciso tener en cuenta que la presión de aspiración de una bomba cualquiera, se corresponde con la presión de impulsión de la bomba precedente.

**CAMPO DE APLICACIÓN.**- Cuando se tenga que bombear a grandes alturas pequeños caudales, la velocidad específica para un solo rodete puede ser muy baja, lo que implica rendimientos inaceptables; para evitar ésto se puede subdividir la altura total entre varios impulsores acoplados en serie, y así acercarse a velocidades específicas de mejores rendimientos.

Otra circunstancia que induce al empleo de bombas multicelulares es la limitación en el diámetro de los impulsores, como sucede en las bombas verticales empleadas en pozos y perforaciones, ya que al ser la altura desarrollada proporcional al cuadrado de la velocidad tangencial del impulsor y ser éste de poco diámetro, la altura será relativamente pequeña con relación a otras velocidades más usuales. Por lo tanto, la altura total se puede subdividir entre varios impulsores para así conseguir un menor  $NPSH_r$ . En impulsores de igual  $n_q$ , el  $NPSH_r$  varía aproximadamente en proporción directa con la altura, siendo la constante de proporcionalidad el coeficiente de cavitación de Thoma:

$$NPSH_{r(máx)} = H_{m(máx)}$$

El empleo de varias etapas en serie va asociado, normalmente, a la obtención de altas presiones, por lo que se originan una serie de problemas, como:

- a) *Pérdidas ocasionadas en los sucesivos procesos de difusión*
- b) *Aumento de la longitud del eje*
- c) *Elevado empuje axial*
- d) *Alta presión en la empaquetadura de impulsión*

a) Las *pérdidas ocasionadas en los sucesivos procesos de difusión* aconsejan recurrir a difusores de suave divergencia y amplia curvatura, para reducirlas a un mínimo, lo que implica una *longitud del eje mayor*. Una distancia entre apoyos grandes obliga (para conservar las tolerancias radiales) a un aumento del diámetro del eje y como éste atraviesa el oído del impulsor, (entrada de aspiración en la bomba, su diámetro influye sobre las dimensiones a la entrada del tubo de aspiración.

b) Una forma de alcanzar una presión determinada con un menor número de etapas y la misma velocidad específica es utilizar una velocidad de giro mayor. De este modo el eje será mucho más corto y su diámetro más pequeño, no sólo por la menor flexión a que está expuesto, sino también por el menor par que ha de transmitir a igualdad de potencia.

Con altas velocidades no sólo disminuye el número de etapas, sino que los impulsores son también mucho más pequeños para un caudal determinado.

Al ser la presión por etapa mayor, la velocidad relativa del líquido en el impulsor aumenta, lo que obliga al empleo de materiales más resistentes para que el desgaste no sea grande.

La tendencia al uso de velocidades de giro mayores está cada vez más acentuada en las bombas centrífugas, siendo normales las bombas de alimentación de calderas con 6.000 a 9.000 rpm y en instalaciones marinas, donde la reducción de tamaño es muy importante, a 15.000 rpm

En las *bombas de alta velocidad*, la capacidad de aspiración es menor y el  $NPSH_r$  es mayor que en bombas más lentas, con lo que aumenta la necesidad de utilizar bombas *booster* para aumen-



tar el  $NPSH_d$ .

c) Para neutralizar el empuje axial en las bombas multicelulares se recurre a colocar los impulsores en número par en posiciones opuestas y cuando ésto no sea posible, a dispositivos de equilibrado especiales (tambores o discos).

d) Las *altas presiones en la empaquetadura de impulsión* y las grandes velocidades y temperaturas empleadas en las bombas de alimentación de calderas, presentan grandes problemas en el uso de empaquetaduras o cierres mecánicos normales.

En las bombas con impulsores opuestos, el primero y el segundo se suelen disponer en las posiciones extremas, aun a riesgo de alargar algo las conducciones entre etapas. De este modo, las empaquetaduras de la aspiración y de la primera etapa, están sometidas a las mínimas presiones posibles; en los casos más difíciles, con impulsores seguidos, el problema se soluciona con cierres especiales de laberinto conectados a la aspiración (cierres de inyección de condensado).

En las *bombas verticales*, la ventaja de un eje corto no es tan importante como en las horizontales y, por ello, los difusores se pueden hacer con curvatura más suave para así conseguir mejores rendimientos. En las bombas de turbina verticales se puede llegar a 20 etapas o más, con rendimientos especialmente altos.

A velocidades de giro normales, la relación entre el caudal y la altura deseados puede llegar a tener valores tales que el número de etapas exigido sea excesivamente grande, por lo que la bomba centrífuga no será entonces una solución económica y se tiene que recurrir a las de desplazamiento positivo rotativas o alternativas. No obstante, el campo de aplicación de las bombas de desplazamiento positivo alternativas se está reduciendo lentamente por la continua mejora de los rendimientos de las bombas centrífugas, que permite ir bajando el límite de las velocidades específicas admisibles.

Las *bombas multicelulares con rodetes en serie* se utilizan siempre que las condiciones de servicio impliquen grandes alturas de elevación, en alimentación de calderas, pozos de minas, etc.

#### VI.4.- EMPUJE AXIAL

Sobre el impulsor de una bomba centrífuga actúan fuerzas antagónicas sobre ambas caras, como consecuencia de la presión que actúa sobre las mismas.

La presión a cada lado del rodete suele ser diferente, lo que ocasiona un empuje en la dirección del eje que se debe compensar mediante el empleo de cojinetes de empuje. En las bombas de efectos múltiples, estos empujes se contrarrestan, en parte, disponiendo los rodetes en posiciones opuestas.

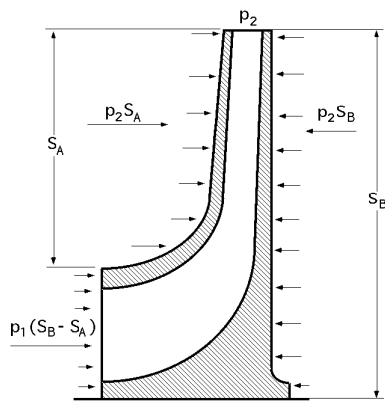


Fig VI.8.- Fuerzas para el cálculo del empuje axial

En la Fig VI.8 se presenta un impulsor con sus dos discos A y B de superficies respectivas  $S_A$  y  $S_B$ . Sobre el disco A actúa la presión  $p_2$  (de descarga) que origina una fuerza (hacia la derecha) igual a,  $S_A p_2$ ; sobre el disco B actúa también la presión  $p_2$  sobre el área  $S_B$  (hacia la izquierda) y la presión  $p_1$ .

La fuerza resultante sobre el disco B es:

$$p_2 S_B - p_1 (S_B - S_A)$$

La fuerza total sobre el impulsor tiene una componente hacia la izquierda, de valor:

$$F = p_2 S_B - p_1 (S_B - S_A) - p_2 S_A = (p_2 - p_1) (S_B - S_A)$$

que depende de las diferencias de presión de aspiración y descarga, así como de la diferencia de áreas de los discos.

Esta fuerza axial tiene que ser absorbida por el cojinete de empuje.

### **SISTEMAS DE COMPENSACIÓN DEL EMPUJE AXIAL SOBRE COJINETES**

**a) Disposición de impulsores seguidos.** - La disposición de los impulsores, uno a continuación de otro, es la más sencilla en lo que se refiere a la conducción del líquido de un impulsor al siguiente.

Permite la construcción de unidades sueltas y semejantes, compuestas de impulsor y difusor, que se acoplan en el montaje en el número necesario para dar la altura de carga deseada.

La desventaja fundamental de esta solución es el gran empuje axial que de ella se deriva y que a veces exige, además de cojinetes o rodamientos de empuje, dispositivos especiales para su neutralización (tambores, discos o cámaras de equilibrio) Fig VI.9.

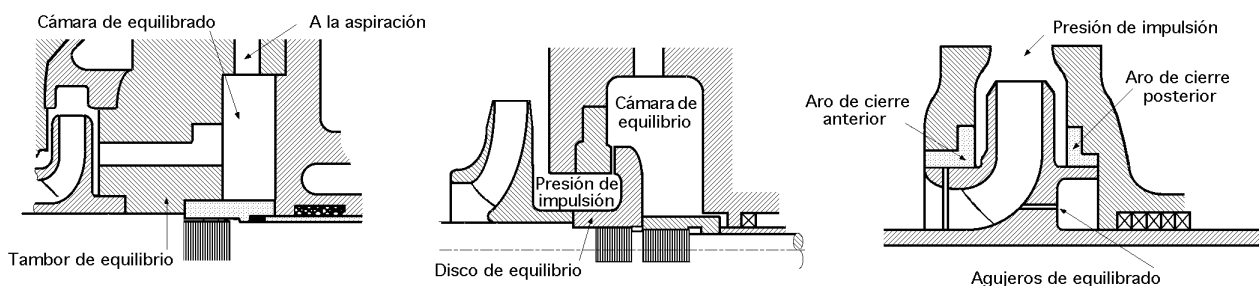


Fig VI.9.- Equilibrado del empuje axial, Tambor, disco y agujeros de equilibrio con aros rozantes posteriores

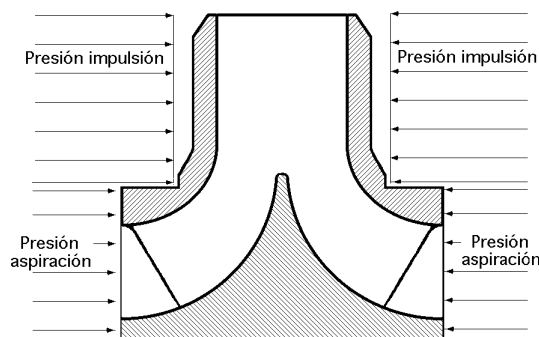


Fig VI.10.- Impulsor de doble aspiración

En bombas verticales de pozo se emplea esta solución casi con exclusividad, absorbiéndose el empuje y el peso total de la bomba con uno o varios rodamientos de contacto angular en la emboadura del pozo.

Si los impulsores dispuestos en serie son de doble aspiración Fig VI.10, no existirá empuje axial, pero, en cambio, la longitud del eje y la complicación en los canales conductores entre fases se hacen grandes, por lo que esta solución no se suele utilizar.

**b) Disposición de impulsores opuestos.-** El empuje axial se puede evitar en gran parte, disponiendo los impulsores opuestos por su cara posterior, de dos en dos, o en números iguales.

Esta solución tiene el inconveniente de hacer más largo y complicado el camino del líquido de un impulsor al siguiente, con las consiguientes pérdidas por rozamiento.

Los canales de conducción entre impulsores pueden ser exteriores, con lo que se aligera algo la construcción, o fundidos en la propia carcasa.

En las posiciones extremas se suelen poner la primera y segunda fase con objeto de disminuir al máximo la presión sobre las empaquetaduras.

La disposición de impulsores opuestos por sus caras anteriores (de entrada) y aspiración central, es poco corriente; se emplea cuando no se quiere someter a la empaquetadura a una presión muy baja de aspiración, por el peligro consiguiente de entrada de aire, como ocurre en las bombas de agua condensada de servicio en condensadores de superficie.

**c) Bombas de varias fases en paralelo.-** De manera análoga a las bombas de varias fases en serie, la disposición de varias fases en paralelo puede ser interesante para grandes caudales y pequeñas alturas, es decir, para velocidades específicas excesivamente altas.

Subdividiendo el caudal se consigue disminuir éstas, acercándose a valores de rendimientos aceptables.

También puede ser necesario subdividir el caudal cuando se desea una gran capacidad de aspiración, es decir, una baja  $NPSH_r$  ya que ésta aumenta mucho para velocidades específicas altas.

Otra razón puede ser el conseguir el equilibrado del empuje axial, disponiendo los impulsores opuestos dos a dos.

Los impulsores de doble aspiración se pueden considerar, en realidad, como dos impulsores en paralelo opuestos por su cara posterior, con la ventaja de mejor capacidad de aspiración y ausencia de empuje axial; se usan para alturas no muy grandes y potencias medias y elevadas. La solución de varias fases en paralelo se emplea mucho menos que la de fases múltiples en serie, debido al desarrollo de bombas de hélice de alta velocidad específica y gran rendimiento y a las ventajas de servicio que se obtienen empleando bombas separadas acopladas en paralelo.

**Empuje residual.-** Si en lugar de un impulsor hay varios Fig VI.11 y los suponemos idénticos, el esfuerzo total hacia la izquierda viene dado por:

$$F = (p_4 - p_1) (S_B - S_A)$$

En estas fórmulas se introduce un coeficiente corrector ya que las presiones en las caras de

los impulsores no son constantes, sino que se distribuyen según como se indica en la Fig VI.8.

Si en la zona próxima al eje de la cara B del impulsor se practican varios orificios, la presión en esa zona tenderá a igualarse con la presión de aspiración y, por lo tanto,  $F_1$  y  $F_2$  serán prácticamente iguales.

Cuando la bomba requiere varios impulsores se pueden colocar opuestos dos a dos, quedando compensados en gran medida los esfuerzos axiales. El orden de circulación sería el 1, 2, 3, 4, Fig VI.12.

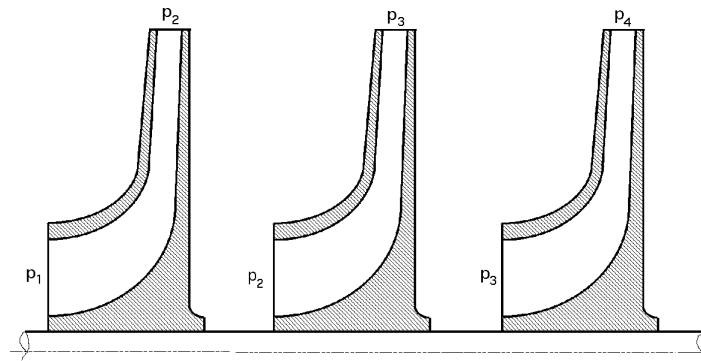


Fig VI.11

Si los impulsores son iguales, las fuerzas que actúan hacia la derecha son:

$$F_{\text{derecha}} = p_2 S_A + p_1 (S_B - S_A) + p_3 S_A + p_2 (S_B - S_A) + p_5 S_B + p_4 S_B = \\ = S_B (p_1 + p_2 + p_4 + p_5) + S_A (p_3 - p_1)$$

Las fuerzas que actúan hacia la izquierda son:

$$F_{\text{izquierda}} = p_2 S_B + p_3 S_B + p_5 S_A + p_4 (S_B - S_A) + p_3 (S_B - S_A) + p_4 S_A = \\ = S_B (p_2 + 2 p_3 + p_4) + S_A (2 p_3 - p_1)$$

La diferencia es la fuerza residual  $F_r$ , de la forma:

$$F_r = S_B (p_1 - 2 p_3 + p_5) + S_A (2 p_3 - p_1)$$

Para bombas con varios impulsores en serie, los esfuerzos axiales se pueden compensar mediante un tambor de equilibrado situado próximo a la última etapa.

En la Fig VI.13, la cara A del tambor está sometida a la presión de la última etapa y la cara B a la presión de aspiración de cualquier etapa intermedia.

Si se supone que la presión de aspiración  $p_1$  no varía y se conecta la cara B del tambor a la descarga de la primera etapa  $p_2$ , la fuerza que los impulsores ejercen hacia la izquierda viene dada por:

$$F_{\text{izd}} = (p_5 - p_1) (S_B + S_A)$$

La fuerza que se ejerce sobre el tambor hacia la derecha es:

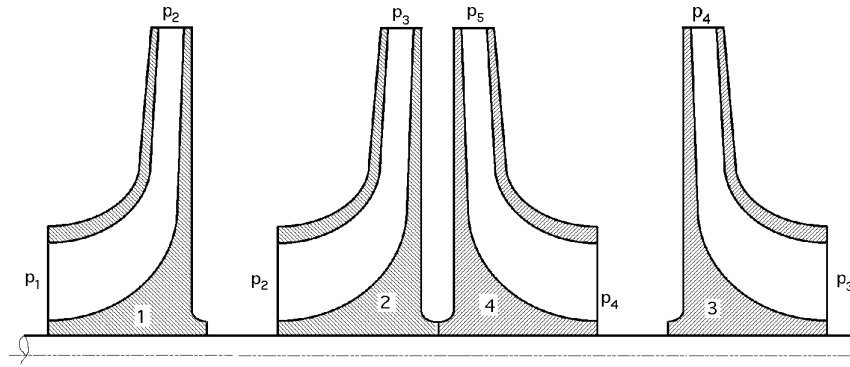


Fig VI.12.- Orden de circulación con varios impulsores

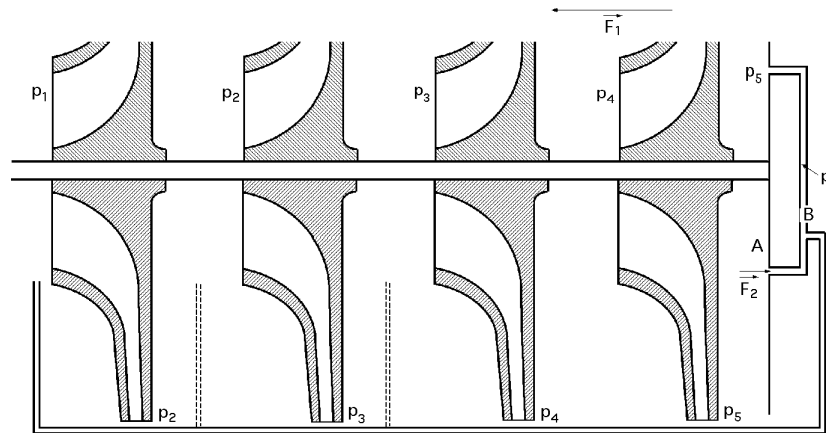


Fig VI.13

$$F_{\text{der}} = p_5 S_{tA} - p_2 S_{tB} = | S_{tA} = S_{tB} - S_e | = (p_5 - p_2) S_{tB} - p_5 S_e$$

siendo  $S_e$  la sección del eje.

El esfuerzo residual  $F_r$  es:

$$\begin{aligned} F_r &= (p_5 - p_1) (S_B - S_A) - (p_5 - p_2) S_{tB} - p_5 S_e = \\ &= p_5 (S_B - S_A - S_e) - p_1 (S_B - S_A) - (p_5 - p_2) S_{tB} = p_5 (S_B - S_A - S_e) - C_1 - C_2 \end{aligned}$$

por lo que la fuerza residual es función de  $p_5$ .

Si aumenta el caudal disminuye  $p_5$ , pudiendo llegar el momento en que  $F_r$  cambie de signo, por lo que el cojinete de empuje invertiría su sentido de empuje, que no interesa; por lo tanto, el tambor se diseñará de forma que a caudal normal de funcionamiento, el esfuerzo residual sea mínimo y que a medida que aumente el caudal, en el límite,  $F_r$  no cambie de signo.

Cuando,  $F_r = 0$ , aparecerán oscilaciones axiales ya que el empuje será inestable.

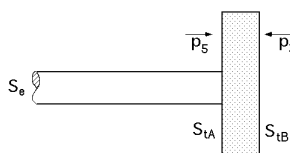


Fig VI.14

El cojinete de empuje se calcula en base al esfuerzo residual máximo, que se corresponde con la presión mínima de aspiración  $p_1$  y con la válvula de descarga cerrada ( $p_5$  máxima).

Si en la cara posterior del impulsor se intercalan unos pequeños álabes radiales, éstos al girar, expulsarán el líquido hacia la periferia,

haciendo de bomba, por lo que en esta cara posterior se puede disminuir considerablemente la presión y, en consecuencia, parte del esfuerzo ejercido. Esta solución se suele utilizar en bombas con un solo impulsor Fig VI.15.

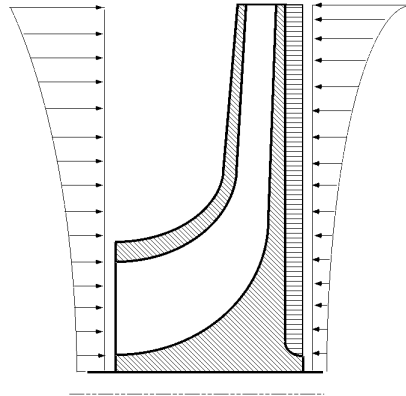


Fig VI.15.- Alabes radiales en la cara posterior del impulsor

**Alta presión en la aspiración.-** Para bombas en voladizo, cuando la presión de aspiración es elevada, los esfuerzos axiales que se generan pueden llegar a ser muy altos, por lo que hay que fortalecer considerablemente el cojinete de empuje.

Supongamos una bomba con un eje de diámetro 50 mm y una presión de aspiración de 40 kg/cm<sup>2</sup>; la fuerza que se ejerce sobre el cojinete de empuje sería:

$$F_{\text{coj}} = p \cdot A = 39 \cdot (2,5)^2 = 765 \text{ Kg}$$

que es un esfuerzo adicional muy elevado.

## VII.- VOLUTAS Y DIFUSORES

### VII.1.- CÁLCULO DE LA VOLUTA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

La voluta de una bomba centrífuga es un dispositivo que capta el líquido lanzado por el rodete impulsor y lo envía a la tubería de impulsión. Su cálculo y diseño se basan en el supuesto de que la componente circunferencial  $c_n$  de la velocidad en la cámara espiral, varía en proporción inversa al radio; la *combinación de una fuente y un vórtice* proporcionan, para un *número finito de álabes*, un perfil de álabe del impulsor en forma de espiral logarítmica, Fig VII.1:

$$r = \exp \frac{q}{2\pi c_n} ; \quad r c_n = \text{Cte}$$

siendo  $q$  la circulación de la velocidad a través del perímetro cerrado que abarca el rodete; es una magnitud constante, como sabemos, para una voluta dada y para el régimen de trabajo con el que funciona la bomba.

Al aumentar el radio la velocidad  $\bar{c}_n$  disminuye y la presión, por lo tanto, crece.

Así, cuando surge la corriente en la espiral (voluta) la energía cinética del líquido comienza a transformarse en energía de presión, continuando este proceso en el difusor que, normalmente, se encuentra a continuación de la cámara espiral.

La circulación  $q$  se puede calcular a partir de la altura manométrica que crea la bomba, por cuanto:

$$r_2 c_{2n} = \left| \begin{array}{l} H_{t(\text{máx})} = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \frac{w r_2}{g} c_{2n} \\ r_2 c_{2n} = \frac{g H_{t(\text{máx})}}{w} \end{array} \right| = 2 \frac{g H_{t(\text{máx})}}{w} = 2 \frac{g H_m}{w_m} = 60 \frac{g H_m}{n_m}$$

A su vez, el gasto  $q$  en cualquier sección de la espiral o voluta, se puede considerar crece proporcionalmente al ángulo de inclinación de la sección, contado a partir de la sección inicial de la espiral, que es a su vez, también, sección final, es decir:

$$q = \frac{\theta}{360} q$$

en la que  $q$  es el caudal de líquido suministrado por la bomba a la tubería de impulsión.

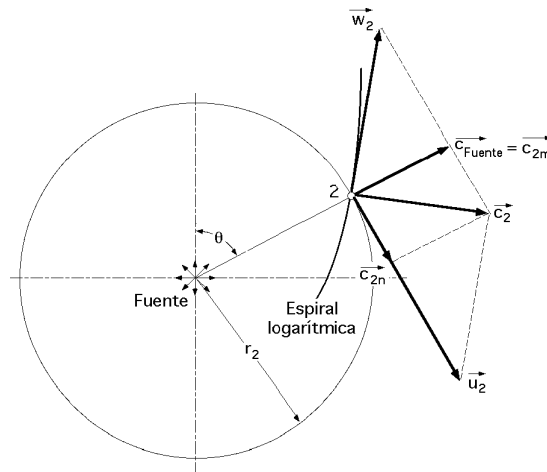


Fig VII.1

Perfil del álabe como combinación de un manantial y un vórtice

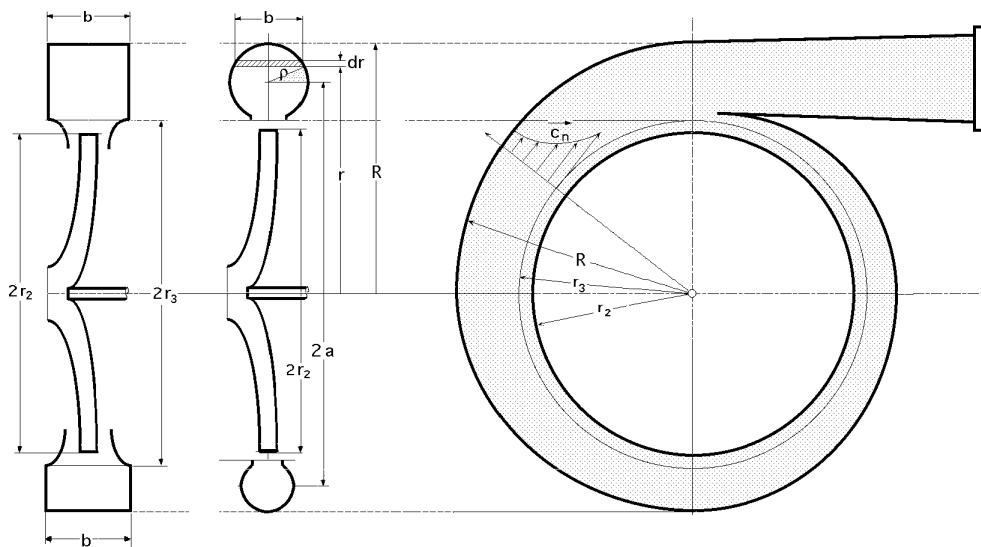


Fig VII.2.- Volutas de una bomba centrífuga

Para el gasto elemental a través de una sección de dimensiones,  $b \, dr$ , tomada en cualquier punto de la espiral sobre el radio  $r$  y ángulo  $\theta$ , Fig VII.2, se tiene:

$$dq = b \, dr \, c_n = b \, dr \, \frac{q}{2\pi r} \quad ; \quad q = \frac{\theta}{360} q = \frac{1}{2\pi} \int_{r=r_3}^{r=R} \frac{b}{r} \, dr$$



en la que,  $r_3 = (1,03 \div 1,05) r_2$ , es el radio de la superficie cilíndrica que abarca el rodete impulsor, la cual es tangente a las secciones de la caja espiral.

Para una voluta de sección rectangular y anchura,  $b = \text{Cte}$ , la expresión anterior toma la forma:

$$\frac{\circ}{360} = \frac{1}{2} \frac{b}{q} \ln \frac{R}{r_3} = \dots = \frac{g H_m b}{q w_m} \ln \frac{R}{r_3} = \frac{30 g H_m b}{q n_m} \ln \frac{R}{r_3} = 93,58 \frac{H_m b}{q n_m} \ln \frac{R}{r_3}$$

y si se dan valores a  $\theta$  desde  $0^\circ$  hasta  $360^\circ$ , por ejemplo a intervalos de  $45^\circ$ , se tendrán varios valores de  $R$ , desde  $r_3$ , hasta  $R_{\text{máx}}$  o lo que es lo mismo, se obtendrá el contorno de la espiral.

Si la sección transversal de la espiral es de forma circular, con radio variable, se tiene:

$$b = 2 \sqrt{r^2 - (r - a)^2}$$

siendo  $a$  la distancia entre el centro de la sección circular de la voluta y el eje del rodete impulsor, por lo que:

$$q = - \frac{a+r}{a-r} \frac{\sqrt{r^2 - (r - a)^2}}{r} dr = \dots = (a - \sqrt{a^2 - r^2})$$

deduciéndose:

$$r^2 - 2 \frac{q}{a} r + \frac{q^2}{a^2} = 0 \quad \left| a = r_3 + \frac{q}{a} \right| = r^2 - 2 \frac{q}{a} r - \frac{q}{a} (2 r_3 - \frac{q}{a}) = 0$$

$$= \frac{q}{a} \pm \frac{\sqrt{2 q r_3}}{a} = \left| q = \frac{q}{360} \right| = \frac{q}{360} \pm \sqrt{\frac{2 q r_3}{360}}$$

que permite calcular todas las dimensiones y contornos de la voluta de sección circular.

## VII.2.- BOMBAS DE VOLUTA

La voluta, cámara espiral o caracol, es un canal de sección creciente que rodea por completo al impulsor y termina en un cono divergente en el que continúa el proceso de difusión. La principal ventaja del difusor de voluta es su sencillez, que permite modelos simples de fácil construcción; sin embargo, la voluta es difícil de mecanizar lo que hace que su acabado no sea muy bueno; la desventaja más importante de la voluta es su tamaño, comparativamente mayor que el tamaño del difusor de álabes y que en las bombas de varias etapas la hace a veces inaplicable.

*La voluta se diseña para trabajar con el caudal de diseño*; con cualquier otro caudal y debido a su disposición asimétrica, la distribución de presiones en la periferia del impulsor deja de ser uniforme, apareciendo sobre éste un empuje radial. La dirección y magnitud del empuje varía con el caudal, siendo máximo para un caudal nulo, (válvula cerrada), decreciendo a continuación casi a cero con el caudal nominal y volviendo a aumentar para caudales mayores.

El *peso del impulsor* suele ser despreciable comparado con el empuje radial, por lo que éste determina el diámetro del eje, función de las variaciones de caudal previstas.

El empuje radial con difusor de voluta suele ser mayor en impulsores de velocidad específica media,  $n_q \approx 50$ , que en los muy lentos o rápidos.

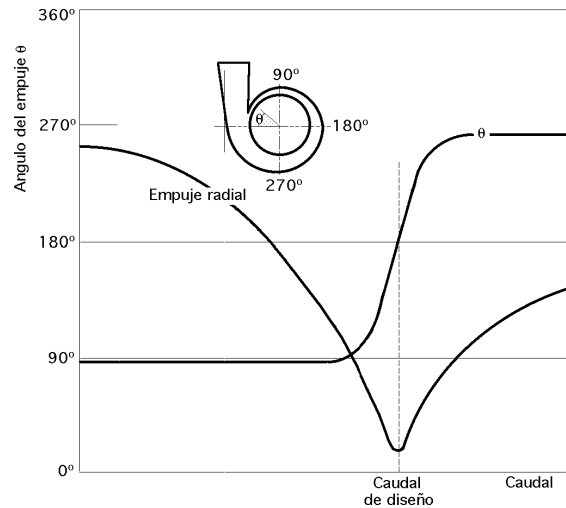


Fig VII.3.- Variación de la magnitud y dirección del empuje radial con el caudal, en un difusor de voluta

En los casos en que se emplea voluta para bombas de varias etapas, el empuje radial se puede anular desfasando las diferentes volutas de manera conveniente.

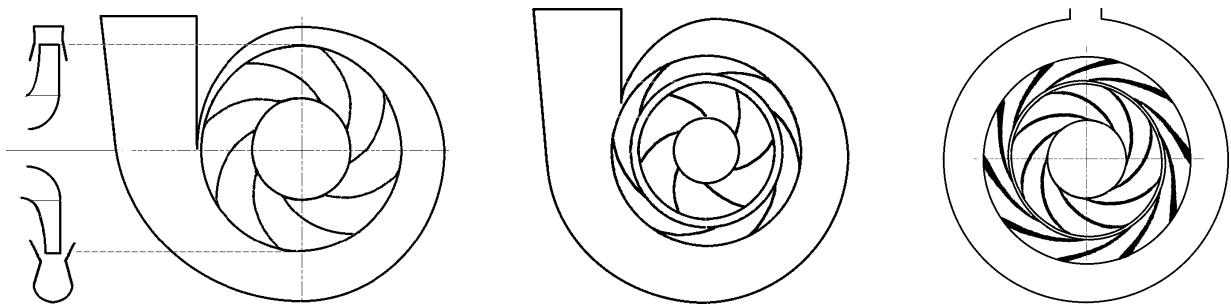


Fig VII.4.- Difusor de voluta simple (a) y difusor de voluta doble (directriz de álabes + difusor) (b y c)

El problema del empuje radial en las bombas monofásicas se soluciona, a veces, con una doble voluta Fig VII.4b.c, que consiste en dos medias volutas desfasadas  $180^\circ$  cuyos empujes son, por lo tanto, contrarios y aproximadamente iguales, anulándose prácticamente para cualquier caudal. En este caso, la voluta pierde simplicidad pero esta solución resulta muchas veces indispensable cuando se requieren amplias variaciones de caudal.

Cuando en una bomba de voluta se recorta el diámetro del impulsor para hacer descender su curva característica, ya que en un impulsor el caudal es proporcional al diámetro  $D$  y la altura a  $D^2$ , se suelen recortar no sólo los álabes, sino también las paredes del impulsor, disminuyendo así las pérdidas por rozamiento del disco, proporcionales a  $D^5$ .

Sin embargo, si la distancia radial entre el impulsor y la voluta es demasiado grande para garantizar una buena conducción del líquido, conviene dejar intactas las paredes y recortar sólo

los álabes, pudiéndose llegar así a reducir el diámetro máximo hasta un 20% sin pérdida importante en el rendimiento.

### VII.3.- BOMBAS DE DIFUSOR

**Difusor de álabes directores.-** El difusor de álabes difusores consiste en una serie de canales difusores separados por álabes y colocados alrededor del impulsor Fig VII.5a, pudiéndose considerar, en cierto modo, como una voluta múltiple, (a la voluta, se la puede considerar también como un difusor de un solo canal).

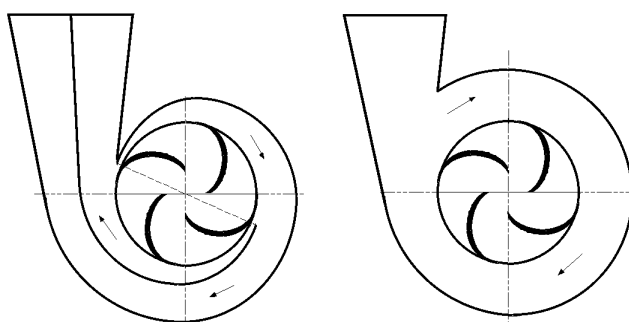


Fig VII.5a.b.- Difusor de álabes directores y difusor de voluta concéntrica

Por su simetría, el difusor de álabes directores no ejerce prácticamente empuje radial sobre el impulsor, lo que constituye una de sus principales ventajas. Su tamaño resulta comparativamente menor que el de la voluta y esto es especialmente importante para bombas multicelulares; en general, su rendimiento es algo superior al de la voluta.

En las bombas con difusor, al recortar el diámetro del impulsor se dejan casi siempre intactas sus paredes, reduciendo únicamente el diámetro de los álabes. Aún así, la reducción máxima no suele ser mayor del 5% al 10% del diámetro primitivo, ya que más allá, el rendimiento baja excesivamente al crecer las pérdidas hidráulicas a la entrada del difusor; lo que hace que el campo cubierto con un solo impulsor sea menor que en las bombas de voluta.

Sin embargo, el difusor tiene una mayor tendencia que la voluta a producir un máximo en la curva característica ( $H_m - q$ ) debido a que las pérdidas por choque son mayores con caudales pequeños, lo que es un inconveniente, ya que la parte creciente de esta curva es de funcionamiento inestable cuando la altura estática del sistema es mayor que la altura con válvula cerrada y, en cualquier caso, el trabajo en esa zona es poco recomendable, resultando la operación con otra bomba acoplada en paralelo, prácticamente imposible.

El difusor se emplea, sobre todo, en bombas de flujo mixto y axiales, en gran número de las multicelulares y en algunas monofásicas grandes.

**Bombas de difusor concéntrico o circular.-** Una solución poco empleada, consiste en una cámara circular de sección constante alrededor del impulsor, provista al igual que la voluta de un cono final tangencial, Fig VII.5b. *En esta solución, ni las velocidades ni las presiones son constantes a lo largo de la periferia del impulsor, por lo que aparece un empuje radial para cada valor del caudal.*

Su ventaja es que el empuje con válvula cerrada (caudal nulo) es bastante menor, hasta un 50%, que con el difusor de voluta y no crece tan rápidamente como en ésta para caudales superiores al nominal, por lo que este tipo de difusores se puede utilizar en algunas bombas en las que las variaciones de caudal previstas sean grandes. El menor rendimiento y mayor tamaño son desventajas que le limitan en gran manera.

#### **VII.4.- BOMBAS DE CÁMARA PARTIDA AXIAL Y RADIALMENTE**

La parte exterior de una bomba está constituida por la carcasa; en ella se hallan el difusor y las conexiones de aspiración e impulsión o descarga. En su interior se alberga el impulsor que ha de ser fácilmente accesible para las necesarias operaciones periódicas de revisión y mantenimiento; normalmente se utilizan dos tipos de carcasa que cumplen este objetivo de manera diferente:

- a) Carcasa partida en dos mitades, según un plano axial, (horizontalmente)*
- b) Carcasa abierta según un plano perpendicular al de giro, radialmente.*

**Bombas de cámara partida horizontalmente.-** En estas bombas, el eje atraviesa el impulsor estando apoyado sobre rodamientos en ambos extremos.

En las bombas de cámara partida axialmente, la aspiración y la impulsión suelen estar siempre en una misma mitad; en las bombas horizontales están en la mitad inferior, consiguiéndose con ésto que al desmontar la bomba no haya que tocar las conexiones de las tuberías, obteniéndose así un máximo de simplicidad y economía en la operación.

Al retirar la mitad superior de la carcasa, todas las partes móviles quedan completamente al aire, como el impulsor, eje, camisas y aros de cierre, empaquetaduras, prensaestopas, etc, por lo que la accesibilidad a las mismas está garantizada. En general la aspiración y la descarga son laterales, es decir, horizontales y opuestas, pero también pueden tomar otras posiciones.

Como contrapartida a la ventaja de ofrecer la máxima accesibilidad a los órganos internos de la bomba, esta disposición tiene la desventaja de ser más cara que la solución de carcasa partida radialmente; además, no se puede utilizar para presiones mayores de 125 kg/cm<sup>2</sup>, ya que entonces la estanqueidad de cierre exigiría espárragos y bridas de unión de excesivo grosor.

Las presiones límites de aplicación dependen del tamaño de la bomba, que se determinan, a igualdad de condiciones de servicio, por la velocidad de giro. En bombas de alta velocidad y, por consiguiente, de tamaño reducido, el campo de presiones en que se aplica la construcción de cámara partida se amplía considerablemente.

Cuando en bombas de varias etapas la presión nominal es alta, las superficies de unión en ambas mitades no se hacen perfectamente planas, sino que se van separando hacia el exterior de las bridas, de tal manera, que el apriete de los espárragos de unión asegura una junta perfectamente estanca.

**La cámara partida horizontalmente** se utiliza en bombas de tamaño medio y grande, de una o varias etapas, verticales y horizontales, y es típica con impulsores de doble aspiración. En este caso, la tubería de aspiración se bifurca a ambos lados del impulsor hasta sus dos oídos u orificios de entrada.

**Bombas de cámara partida radialmente.**- La solución de carcasa partida por un plano perpendicular al de giro, es típica de las bombas de *impulsor en voladizo* y aspiración axial. El plano de la sección es, a menudo, anterior al difusor, por lo que la tapa de aspiración está embridada al cuerpo y el impulsor se desmonta por delante, es decir, por la parte contraria al acoplamiento.

Sin embargo, en las bombas verticales, el impulsor se desmonta por detrás.

En ciertos casos, se disponen a la vez las dos soluciones y, de esta manera, la misma bomba se puede utilizar indistintamente vertical y horizontalmente, pudiéndose elegir su sentido de rotación, por lo que el cuerpo de la bomba se compone de:

- *La tapa posterior*
- *El elemento difusor, normalmente voluta, con la abertura de impulsión*
- *La tapa de aspiración.*

A veces se puede disponer de aspiración superior o inferior final, que es mucho más directa que la lateral de las bombas de cámara partida en las que el líquido ejecuta un giro de 90° para llegar al oído de aspiración, que es mucho más amplio porque al estar el impulsor en voladizo, no está atravesado por el eje. La aspiración se verifica mucho mejor y la  $NPSH_r$  de este tipo de bombas es notablemente baja, por lo que también se suelen utilizar bombas de aspiración final para líquidos sucios y pastosos.

*La construcción de bombas de cámara partida radialmente* se aplica a bombas pequeñas, debido a que es más económica que la solución de cámara partida axialmente y, sobre todo, porque este tipo se adapta muy bien a la construcción de un gran número de bombas de distintos tamaños, formando una serie con elementos intercambiables, con lo que se consiguen bajos costos de fabricación, reducción en los stocks y simplificación en los repuestos.

El cuerpo partido radialmente es también indispensable cuando las presiones son muy altas; en estos casos se recurre, como en las bombas de alimentación de calderas de más de 100 kg/cm<sup>2</sup>, a la doble carcasa, que consiste en un cuerpo interior sometido en su parte exterior a la presión de descarga y encerrado en una segunda carcasa de gran solidez partida radialmente.

## VIII.- LUBRICACIÓN Y EQUILIBRADO

### VIII.1.- CÁLCULO DE LA PRESIÓN MÍNIMA DE PRUEBA HIDROSTÁTICA

*La presión de prueba hidrostática tiene que ser una vez y media la presión de diseño dada por el constructor de la máquina, multiplicada por un coeficiente de corrección de la temperatura  $T$ .*

La presión de prueba hidrostática dada por el suministrador ha de ser superior a la presión mínima  $p_{\min}$  de valor:

$$p_{\min} = 1,5 \cdot T \left\{ p_{\text{dif}} \left( 1 + \frac{b}{100} \right) \left( \frac{n_{\max}}{n} \right)^2 + p_{\max \text{ asp}} \right\}$$

en la que:

$p_{\text{dif}}$  es la presión diferencial a válvula cerrada, considerando el máximo diámetro que puede instalarse en la bomba.

$b$  es un porcentaje (por exceso) permitido por la norma API 610 como tolerancia a válvula cerrada.

$n_{\max}$  es la velocidad máxima que puede alcanzar el motor a válvula cerrada; para accionamiento por turbina se considerará la velocidad de disparo.

$n$  es la velocidad normal de funcionamiento.

$p_{\max \text{ asp}}$  es la máxima presión de aspiración, en atm.

$$T = \frac{\text{Límite elástico del material a la temperatura de prueba}}{\text{Límite elástico del material a la temperatura de operación}}$$

El espesor  $e$  de la carcasa se calcula en base a la presión de prueba hidrostática de la bomba; a este espesor se añadirán 3 mm como sobreespesor de corrosión.

El espesor de la carcasa no será, en ninguna zona, inferior al calculado según la expresión:

$$e = \frac{p_{hid} D_{m\acute{a}x voluta}}{2 ( \sigma_{trab} - 0,6 p_{m\acute{i}n} )}$$

en la que:

$p_{hid}$  es la presión de prueba hidrostática

$D_{(m\acute{a}x voluta)}$  es el diámetro máximo de la voluta

$\sigma_{trab}$  es el coeficiente de fatiga correspondiente a la temperatura de prueba hidrostática

$e$  es un coeficiente de seguridad a aplicar cuando hay partes soldadas; su valor depende del grado de la inspección radiográfica; para carcasas de fundición,  $e = 1$ .

## VIII.2.- ESFUERZOS Y MOMENTOS ADMISIBLES SOBRE BRIDAS

Cuando una bomba está trasegando líquidos a alta o baja temperatura, en que las tuberías a conectar a las bombas van a transmitir esfuerzos sobre éstas debido a las tensiones producidas por los cambios térmicos, hay que limitar estas fuerzas para evitar la rotura de las bridas y para que el momento resultante de los esfuerzos sobre la bomba no produzca un desalineamiento entre cuerpo de bomba y eje.

El constructor proporciona unos esfuerzos admisibles en bridas, así como unos momentos totales máximos referidos a unos ejes principales que pasan por la bomba. Las tuberías a conectar han de tener un diseño de instalación tal que en ningún instante ejerzan sobre bridas y cuerpo de bomba esfuerzos y momentos que superen a los requeridos por el constructor de la máquina.

*Las tuberías en su conexión a la bomba ejercen sobre ésta esfuerzos debidos a las dilataciones de las tuberías como consecuencia de cambios térmicos.*

Cuando se usan juntas de expansión en la tubería, la bomba queda sometida a un esfuerzo, resultante de multiplicar la presión por la sección interna de la brida.

Si los valores de esfuerzos y momentos admisibles sobre las bridas de las bombas son muy altos, los medios a tomar para reducir las fuerzas provocadas por las tuberías serán menores.

*El aplicar a una máquina un esfuerzo superior al admisible implica:*

- Para máquinas con impulsores de tornillo en que las tolerancias de éste con la carcasa son muy estrechas, una pequeña deformación de éste podría dar lugar al roce de parte del rotor con el estator, con la consiguiente destrucción de la máquina.

- En el resto de equipos, un esfuerzo sobre el cuerpo lo desplazará respecto al motor, desalineando los ejes de la máquina motriz y la bomba, que se traduce en una concentración de esfuerzos en el acoplamiento y en los cojinetes, que tendrán una corta vida. Por ello, en muchos casos es interesante la utilización de bombas verticales, por cuanto éstas evitan los problemas de alineamiento en el montaje. Por la configuración de estas bombas se observa cómo cualquier esfuerzo externo se transmite a la cimentación a través del acoplamiento y nunca al accionamiento, lo que se traduce en una larga vida para los cierres y cojinetes, órganos esenciales de la bomba.

### VIII.3.- COJINETES

**EMPUJE RADIAL.-** Cuando una bomba de una sola etapa está operando a alta presión a caudal reducido, desarrolla un fuerte empuje radial en dirección aproximadamente opuesta a la abertura de la impulsión.

La fuerza así desarrollada actúa sobre los cojinetes radiales y puede llegar a romper el eje, por lo que su grosor debe ser suficientemente grande.

Con bombas de etapas múltiples, las volutas están alternadas a 180° para que el empuje radial de un rodete esté compensado con el de otro.

En el caso de bombas con difusores, como el líquido sale por ambos lados del eje los empujes radiales se compensan entre sí.

Los *cojinetes radiales* absorben fuerzas según esta dirección y pueden ser de bolas o rodillos (no hidrodinámicos) y de camisas (hidrodinámicos).

**COJINETES NO HIDRODINÁMICOS.-** Teóricamente no requieren lubricación dado que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista Fig VIII.1.

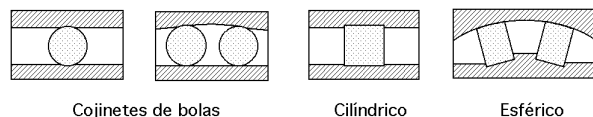


Fig VIII.1.- Tipos de cojinetes utilizados en bombas centrífugas

Pero esto no es así ya que si la velocidad fuese constante se podría pensar en una rodadura sin deslizamiento, pero las pequeñas fluctuaciones de velocidad de giro del eje (debido a variaciones de la corriente, esfuerzos, etc.) hacen que, por inercia, las bolas o rodillos tiendan a desplazarse con la velocidad que poseían antes del cambio por fluctuación, lo que provoca un deslizamiento relativo entre bola y pista.

Este deslizamiento genera calor, por lo que si se desea disminuir esta fricción habrá que lubricar el cojinete creando una delgada película de aceite entre bola y pista.

Si seguimos la trayectoria circular de una bola (o rodillo) se observa que unas veces se halla sometida a carga y otras no.

La carga produce una deformación en la bola, mientras que la descarga lleva la bola a su forma esférica primitiva; esta deformación alternativa provoca un calor de histéresis que habrá que evacuar mediante un refrigerante que puede ser el propio aceite; dependiendo de estas cargas, el cojinete se lubrica con grasa o con baño de aceite, que tiene mayor capacidad de disipación de calor.

**COJINETES DE CAMISA O HIDRODINÁMICOS.-** En este tipo de cojinetes el árbol gira, casi concéntricamente dentro de un cilindro que le sirve de soporte.

Si por su parte superior se deja caer aceite, el eje de la bomba en su giro comunica al aceite una presión Fig VIII.2, que crea un empuje sobre el eje que hace que éste nunca llegue a tocar el cilindro soporte (cojinete).

Estas presiones a que se ve sometido el lubricante hacen que se incremente su temperatura, por lo que es necesario un flujo continuo del mismo para evacuar el calor generado.



Dependiendo de la carga en el eje, potencia a transmitir, etc, se puede utilizar inyección de aceite a presión en el cojinete o simplemente asegurar mediante aros de arrastre de aceite, la llegada de éste a la parte superior del cojinete de donde se introduce en el espacio comprendido entre el eje y el soporte, por gravedad, originándose allí la presión requerida por el efecto de bombeo del eje en su rotación.

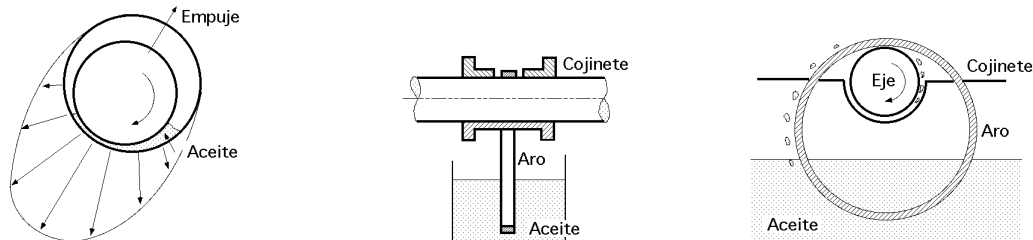


Fig VIII.2

En el primer caso se precisa de todo un sistema de presión (bombas, refrigerantes, filtros, válvulas, etc); en el segundo se insertan unos aros a los que el eje provocará un giro que hará que aquellos eleven el lubricante desde su parte inferior, bañada por el aceite del recipiente, a la superior donde se encuentra el cojinete; este sistema se utiliza para cojinetes de bolas cuando en lugar de grasa y debido a las cargas requiere ser lubricado por aceite en que el arrastre de calor generado es más eficiente.

Existe otro tipo de cojinete que absorbe los empujes axiales y se denomina *cojinete de empuje* o *cojinete pivotante*.

**Límite de velocidad de cojinetes no hidrodinámicos.-** Este límite de velocidad es función de la cantidad de calor que el cojinete sea capaz de generar.

Los cojinetes esféricos generan más calor y, por lo tanto, tienen límites de velocidades inferiores a los de bolas o cilíndricos.

El aceite arrastra el calor y disminuye su generación en mayor medida que la grasa.

Normalmente el *límite de velocidad* de un cojinete queda reducido a un tercio o a la mitad cuando se pasa de lubricación de aceite a grasa.

La *carga* que puede soportar el 90% de un grupo de cojinetes idénticos durante 1 millón de revoluciones, antes de que aparezca el primer signo de fatiga es:

Bola: 6.000 Kg

Carga a soportar, Cilíndrico: 8.400 Kg

Esférico: 14.700 Kg

Bola: 9.260 horas (1 año)

El tiempo de vida es, Cilíndrico: 59.700 horas (7 años)

Esférico: 380.000 horas (43 años)

**Límite de utilización de cojinetes no hidrodinámicos.-** Los cojinetes no hidrodinámicos (bolas, rodi-

llos, esferas, agujas) tienen un límite de utilización en bombas centrífugas que si se rebasa implica el paso a cojinetes hidrodinámicos (en película de aceite).

Este límite viene definido por el producto,  $d_p n \leq 12000$ , siendo  $d_p$  el diámetro primitivo del cojinete en pulgadas y  $n$  las revoluciones por minuto Fig VIII.3.

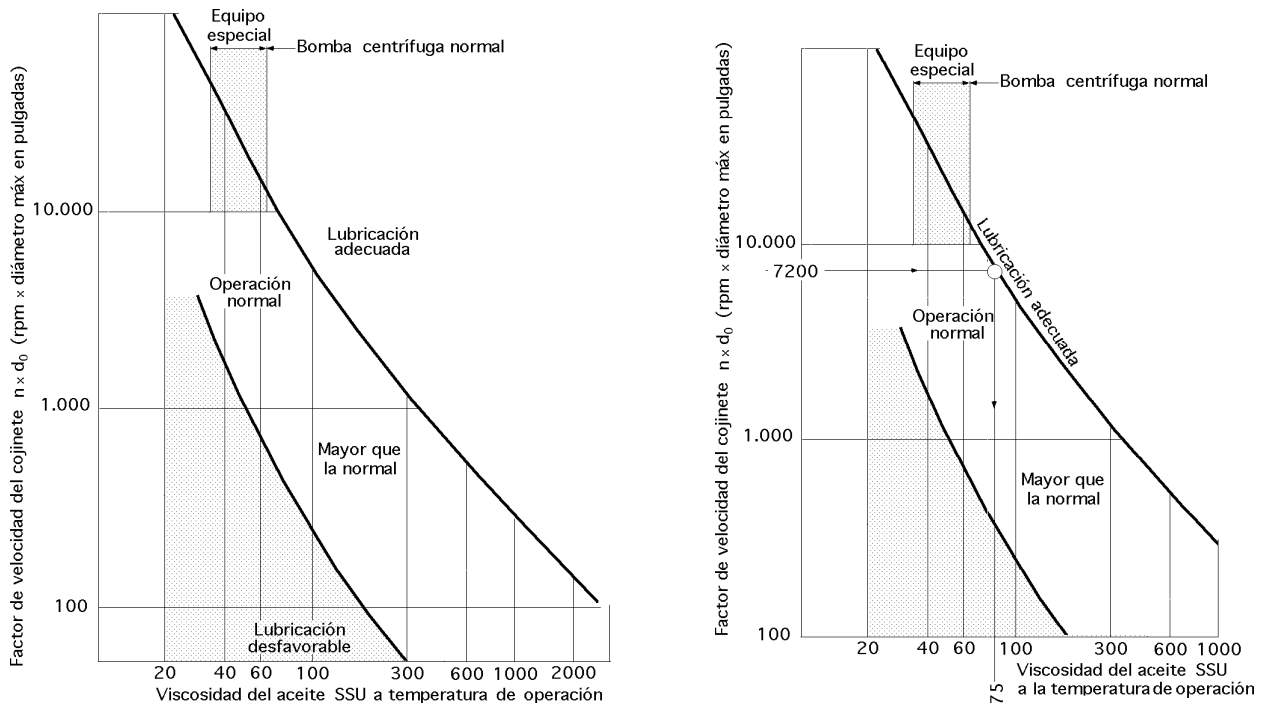


Fig VIII.3.- Viscosidad mínima permitida en los aceites de lubricación a la temperatura de operación

La refrigeración de la caja de aceite de cojinetes puede dar lugar a la condensación de humedades que pueden deteriorar la vida de los cojinetes.

Cuando en las cajas de cojinetes, como consecuencia de la refrigeración se alcanzan altos gradientes de temperatura, las tolerancias de los cojinetes se pueden reducir a valores inaceptablemente bajos; se sugiere que la temperatura en los cojinetes ha de ser lo suficientemente baja que permita conseguir viscosidades mínimas, por debajo de las cuales no se puede funcionar ya que la película de aceite puede no tener suficiente cohesión, resultando un contacto metal-metal.

**Ejemplo.-** Se desea saber si un cojinete de bolas de diámetro primitivo 2 pulgadas que gira a 3.600 rpm, lubricado por un aceite ISO 32, y que refrigerado por agua alcanza una temperatura de 57°C, funciona correctamente.

De la Fig VIII.3 se obtiene que para un factor de velocidad,  $n d_p = 7.200$ , la viscosidad mínima requerida es de unos 75 SSU; como la viscosidad del aceite en cuestión a la temperatura de 57°C es según la Fig VIII.4 de 80 SSU, superior al mínimo requerido de 75 SSU, el cojinete funciona óptimamente.

Si se elimina la refrigeración por agua, y se supone que la temperatura que se puede alcanzar es del orden de 85°C, la viscosidad para el mismo lubricante sería ahora de 49 SSU Fig VIII.4, que es inferior al valor mínimo exigido de 75 SSU. Llevando este valor de la viscosidad al gráfico de la

Fig VIII.3 se observa que la viscosidad es inferior a la mínima permitida según la curva superior para el,  $n_{dp} = 7.200$ .

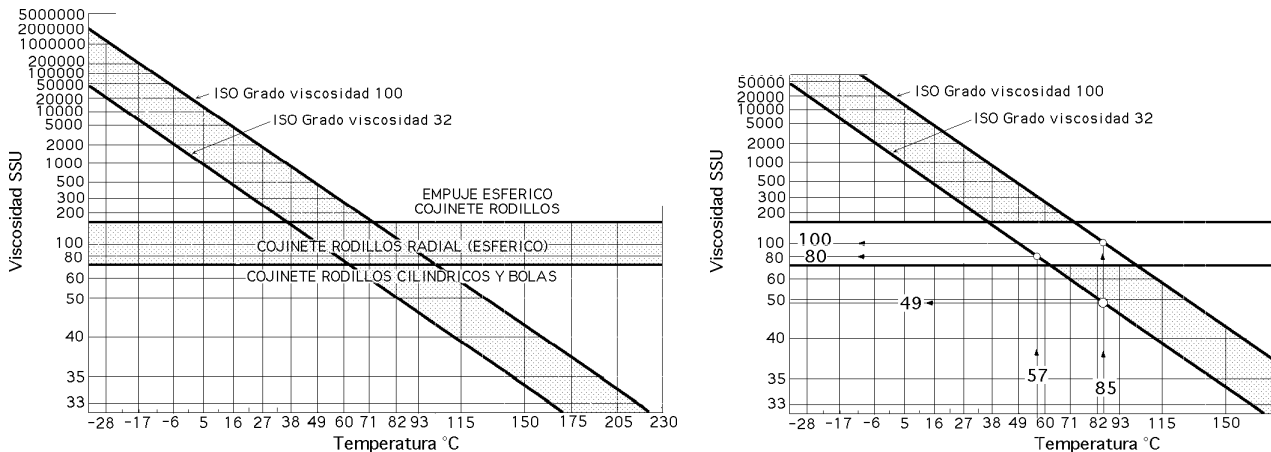


Fig VIII.4.- Viscosidad del aceite en función de la temperatura

La solución radica en cambiar a un aceite ISO 100, suponiendo una temperatura de operación del orden de 85°C; en la Fig VIII.4 se encuentra que corresponde a una viscosidad de 100 SSU, superior a lo exigido en ambos gráficos.

Experimentalmente se ha comprobado que para lograr un amplio funcionamiento de la bomba sin que aparezcan problemas en los cojinetes, éstos y la viscosidad del aceite de lubricación deben cumplir con el criterio expuesto.

#### VIII.4.- REFRIGERACIÓN DE LOS COJINETES HIDRODINÁMICOS

Para grandes bombas que manejen líquidos a temperatura inferior a 120°C y que cumplan con:

*Diámetro del cojinete < 75 mm ; velocidad de rotación, 3.000 ÷ 3.600 r.p.m.*

*Diámetro del cojinete < 150 mm ; velocidad de rotación, 1.500 ÷ 1.800 r.p.m.*

se puede anular el sistema de refrigeración siempre que se haya comprobado, durante cuatro horas, la temperatura del aceite y la idoneidad de la viscosidad del mismo.

**LUBRICACIÓN POR PULVERIZACIÓN DE ACEITE (Niebla).**- Este sistema consiste en suministrar en diferentes puntos una alimentación continua de aceite de lubricación, atomizado mediante un sistema de distribución a baja presión (500 mm. c.a.) utilizando aire comprimido.

Existen dos sistemas de lubricación por pulverización de aceite:

**Sistema Dry Sump Oil Mist.**- Consiste en la eliminación del depósito de aceite en la caja de cojinetes (cárter seco), que se lubrican directamente mediante un suministro continuo de aceite fresco.

La turbulencia generada por la rotación de los cojinetes hace que las partículas de aceite suspendidas en la corriente de la nube de aceite, condensen en los elementos rodantes, mientras la niebla pasa a través de los cojinetes y sale a la atmósfera; esta técnica ofrece una serie de ventajas, como:

a) Las partículas de desgaste de los cojinetes no se reciclan a través de los cojinetes, sino que son arrastradas al exterior.

b) Se elimina el cambio periódico de aceite.

c) No existe el problema de descomposición del aceite, ni la formación de barros, así como la contaminación.

No es efectivo para cojinetes de camisa, ya que se necesitaría una gran cantidad de aceite.

**Sistema Purge Oil Mist.**- Consiste en la inyección de una nube de aceite, para reponer el de la caja de cojinetes.

En este sistema se utiliza un depósito de aceite convencional integral con la caja de cojinetes; la niebla de aceite tiene como misión aportar lubricante para contrarrestar las pérdidas que del mismo se originan; si el aporte es correcto, el sistema suministra la lubricación adecuada cuando por cualquier razón, el nivel de aceite en la caja de cojinetes desciende por debajo del aro de aceite o parte inferior del cojinete.

El aceite se inyecta en la caja de cojinetes a una presión ligeramente superior a la atmosférica; este sistema previene de la entrada de humedad y polvo del aire exterior; sin embargo no evita la contaminación del aceite de la caja, como consecuencia del deterioro del aro de aceite o la pérdida de los aditivos antioxidantes.

## VIII.5.- VELOCIDAD CRÍTICA EN BOMBAS DE ALTA PRESIÓN

El líquido que rodea al eje en rotación ejerce una influencia sobre éste de tal forma que su comportamiento mecánico queda afectado de la siguiente forma:

En los casquillos o aros de desgaste, el líquido se opone al desplazamiento del eje; la relación entre la fuerza resistente y el desplazamiento es la rigidez del aro.

Si el eje gira en unos casquillos de tolerancias muy estrechas, flexa bajo la influencia de un cierto desequilibrio (fuerza centrífuga) y toma una posición excéntrica en el casquillo, el campo de presiones alrededor del casquillo se hace asimétrico, por lo que aparece una fuerza  $F$  que se opone a la deflexión  $r$  proporcional a la misma, así como a la caída de presión a través del casquillo  $p$ .

La fuerza  $F$  es:

$$F = K r p$$

En las bombas centrífugas, la presión es proporcional al cuadrado de la velocidad angular  $w^2$ , por lo que la fuerza  $F$  se puede poner en la forma:

$$F = - \frac{k p_0}{w_0^2} r w^2$$

ecuación análoga a la que define la fuerza centrífuga:

$$F = - \frac{m v^2}{r} = - m r w^2 = - \frac{k p_0}{w_0^2} r w^2 \quad m = - \frac{k p_0}{w_0^2} ; \quad m_L = \frac{k p_0}{w_0^2}$$

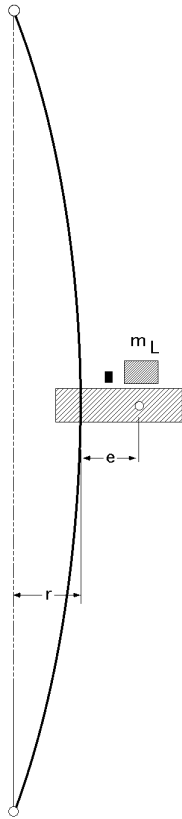


Fig VIII.5

siendo  $p_0$  la caída de presión a la velocidad  $w_0$ ; el valor de  $m_L$  es la *masa de Lomakin*.

La Fig VIII.5 representa un sistema con eje sin masa, que posee una rigidez mecánica  $K_s$  y lleva una masa concentrada  $m$  de excentricidad inicial  $e$ . Si se supone que los aros de desgaste y los casquillos están representados por una masa  $m_L$  de Lomakin, a la velocidad angular  $w_0$  el eje flexa el valor  $r$  para el cual, tanto la fuerza centrífuga como la fuerza elástica, se compensan mutuamente en la forma:

$$m(r + e)w^2 = (K_s + m_L w^2)r \quad ; \quad \frac{r}{e} = \frac{m w^2}{(m - m_L)w^2 - K_s}$$

Cuando se alcanza la velocidad angular crítica, el valor de  $r/e$  tiende a cero, (se ha despreciado el amortiguamiento), por lo que la velocidad crítica es:

$$w_{\text{crít}} = \sqrt{\frac{K_s}{m - m_L}}$$

Si el eje gira en el aire,  $m_L = 0$ , y la velocidad crítica vendría dada por:

$$w_{\text{crít}} = \sqrt{\frac{K_s}{m}}$$

La relación entre las velocidades críticas, considerando el eje inmerso en el líquido y en el aire, es:

$$\frac{w_{\text{crít}}}{w_{\text{seco}}} = \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{m}{m_L}}}$$

Cuando la masa  $m$  coincide con la masa de Lomakin, resulta que no existe velocidad crítica en el rotor; a medida que aumenta la velocidad de rotación, la variación de presión  $p$  a través de los aros de desgaste también aumenta, así como la nueva velocidad crítica.

## VIII.6.- EQUILIBRADO DEL IMPULSOR

**Equilibrado estático.**- Los impulsores tienen que estar equilibrados estática y dinamicamente; un rotor estará desequilibrado estáticamente cuando el centro de gravedad no coincida con el centro de giro.

Si el centro de gravedad se halla desplazado una distancia  $r$  del centro de giro, cuando este impulsor esté girando a una velocidad angular  $w$ , el eje y los cojinetes se hallarán sometidos a una fuerza,  $f = m r w^2$ , siendo  $m$  la masa del impulsor.

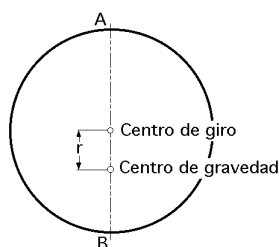


Fig VIII.6

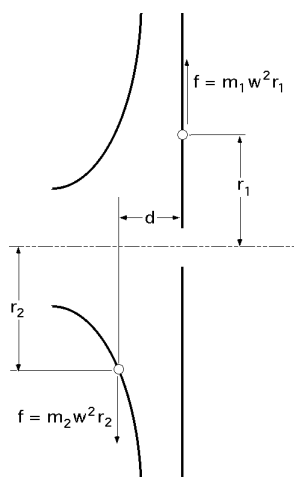


Fig VIII.7

Si,  $r = 0$ ,  $f = 0$ , y el c.d.g. coincide con el centro de giro (rotor equilibrado totalmente); al aumentar el valor de las variables  $m$  y  $r$ ,  $f$  crece linealmente, mientras que un incremento de la velocidad angular  $w$  incide cuadráticamente sobre el valor de  $f$ .

Para efectuar el equilibrado del rotor se ha de pasar de un equilibrio estable a un equilibrio indiferente.

En la Fig VIII.6 se observa que el c.d.g. y el centro de giro están alineados según la vertical; para desplazar el c.d.g. hacia el centro de giro se puede poner una masa  $m_A$  en el punto A de tal forma que:

$$m_A \frac{D}{2} = m_r$$

o bien se quita esta misma masa en el punto B que es lo más normal a realizar.

**Equilibrado dinámico.** - Si se supone que las dos caras del impulsor, (que juntas están equilibradas estáticamente y separadas tienen un desequilibrio estático localizado Fig VIII.7), al girar éste aparecen dos fuerzas iguales y opuestas separadas una distancia  $d$  que generan un par perpendicular al plano de la figura, de forma que el impulsor tiende

a flexar y, por lo tanto, el eje.

Para equilibrar dinámicamente el impulsor hay que contrarrestar estas fuerzas o desequilibrar independiente cada cara del impulsor; para el caso de dos o más impulsores se sigue un tratamiento similar.

## VIII.7.- ACOPLAMIENTOS

La transmisión del movimiento de rotación entre el eje de la máquina conductora y el de la conducida, se realiza por medio de un acoplamiento; si éste es rígido, los errores en la alineación y los desplazamientos debidos a la dilatación por las altas temperaturas del líquido bombeado, originan grandes esfuerzos axiales y radiales que se transmiten a ambas máquinas con el consiguiente deterioro, por lo que es necesario que el acoplamiento tenga la elasticidad suficiente para absorber estos esfuerzos.

Los acoplamientos pueden ser de discos flexibles, de laminillas en forma de resorte o bien de engranajes con dientes abombados para permitir desplazamientos angulares entre ejes.

Cuando el desmontaje de alguna pieza de la bomba requiera un espacio axial sin necesidad de soltar la unión de las bridas de la bomba a sus tuberías, se monta el acoplamiento con una pieza intermedia (espaciador) entre los platos lado bomba y lado motor.

El parámetro básico para la selección de un acoplamiento es el par que ha de transmitirse desde el motor a la bomba, que queda determinado si se conoce la potencia absorbida por la máquina y la velocidad de giro, que se calcula mediante tablas de selección en función de la relación (potencia/ velocidad de giro).

Un dato a tener presente es el máximo par que el acoplamiento ha de transmitir y que se presenta durante la puesta en marcha de la bomba; su valor depende de la curva de arranque del motor eléctrico.

Generalmente, los fabricantes de acoplamientos tienen presente que, durante el arranque, el par es superior al nominal de operación, pero ello no evita el que se deba verificar si el par en exceso considerado por el fabricante, como consecuencia del arranque, es igual o superior al incremento de dicho par de arranque del motor respecto al par nominal.

Cuando los motores eléctricos llevan cojinetes de camisas (generalmente para potencias superiores a 200 CV), es imprescindible limitar el desplazamiento axial del eje del motor (como consecuencia de su dilatación térmica), para evitar que los cojinetes hagan impacto contra los topes.

Los valores límite del juego axial son del orden de  $\pm 3$  mm.

## **IX.- CIERRES Y EMPAQUETADURAS**

### **IX.1.- EMPAQUETADURAS**

Se llaman empaquetaduras o cierres, a ciertos dispositivos cuyo fin es proporcionar un cierre que reduzca la cantidad de líquido que se pierde por fugas entre una parte en movimiento y otra fija de un equipo.

No obstante, y cuando las características del líquido que se bombea lo permitan, esa empaquetadura no está diseñada para crear una total estanqueidad, ya que estas mismas fugas sirven para lubricar las partes móviles y fijas en contacto.

Las formas más simples de empaquetaduras están formadas por varios anillos de un material flexible insertados dentro de una cámara circular que se llama caja de empaquetaduras, Fig IX.1. Un anillo circular que se mantiene mediante pernos ajustables, ejerce presión contra los anillos, apretándolos fuertemente contra el eje.

Si el líquido que se maneja no es apto para la lubricación, ésta se consigue mediante un aceite que se suele introducir hacia la mitad de la caja de prensaestopas o de empaquetaduras y es el que lubrica el eje.

Este aceite cumple uno o más de los siguientes puntos:

- a) Como lubricante cuando el líquido bombeado no puede hacerlo*
- b) Como un medio para limpiar partículas abrasivas.*
- c) Para eliminar líquidos corrosivos que pudieran fugar*
- d) Como refrigerador de las empaquetaduras cuando se manejan líquidos calientes; en este caso el aceite circula y se enfría a fin de ir eliminando calor.*
- e) Evita que el aire o agua pueda entrar en la carcasa si la presión en su interior es inferior a la atmosférica.*

En algunas condiciones, el líquido que escapa a través de los anillos de la empaquetadura, puede hacer las mismas funciones que el aceite de lubricación y luego es devuelto a la línea de aspiración con lo que se reducen las pérdidas y se reduce el empuje axial.



Para productos petrolíferos y agua se usan anillos de asbesto grafitado.

Otras veces se emplean metales blandos como plomo o aluminio, o materiales sintéticos, como plásticos, teflón, caucho.

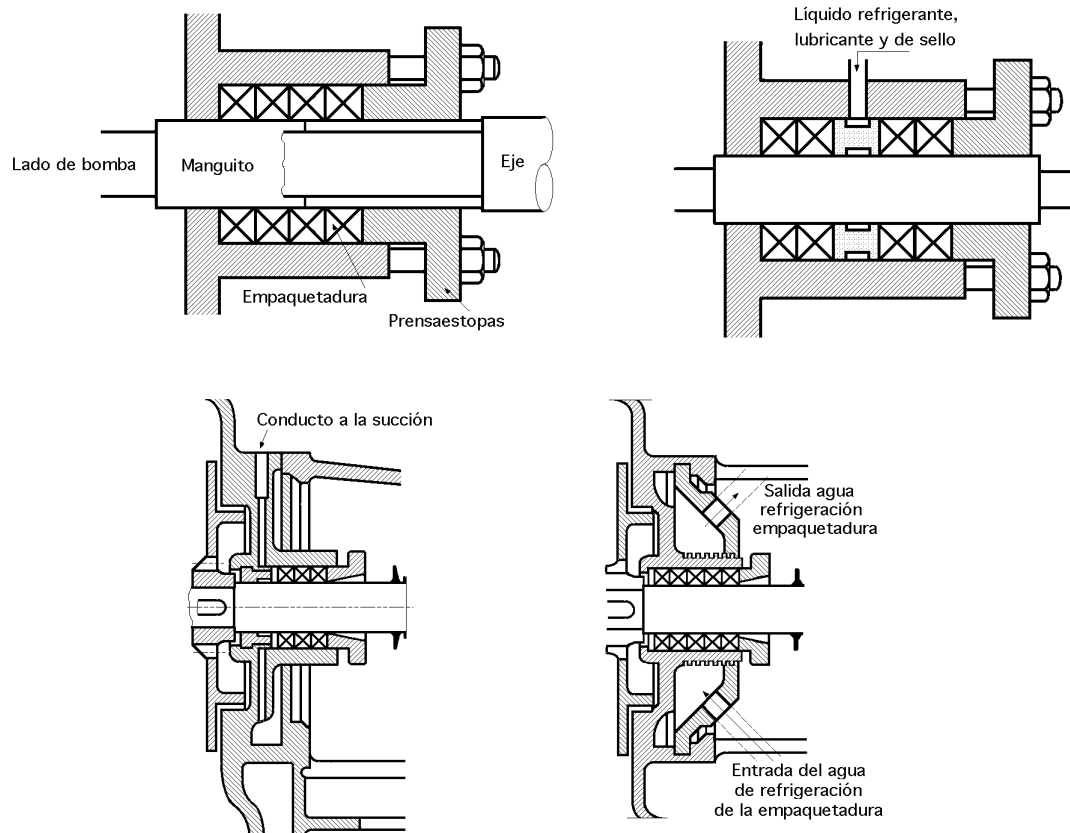


Fig IX.1.- Diferentes tipos de cierre con empaquetadura

*Para controlar las fugas de empaquetaduras hay que tener en cuenta las siguientes reglas:*

*a) Las empaquetaduras nuevas se hinchan cuando su humedecen o calientan, por lo que hay que aflojar el casquillo de cierre para disminuir la presión.*

*b) No incrementar la presión en la empaquetadura bruscamente, apretando los pernos del casquillo por igual.*

En las plantas de refino, en las petroquímicas y en la mayoría de las químicas, las empaquetaduras están prácticamente en desuso y sustituidas por cierres mecánicos.

En las plantas donde los líquidos trasgados contienen gran cantidad de partículas abrasivas (papel, alúmina, etc.) se usan empaquetaduras, ya que bajo estas condiciones operativas, la vida de los cierres mecánicos se acortaría sensiblemente.

Para evitar el derrame del líquido de la bomba a la empaquetadura, se le inyecta un líquido, que puede ser exterior al sistema, o mediante recirculación de la descarga de la bomba, que asegure la refrigeración y lubricación de la empaquetadura en su contacto con la camisa del eje.

A veces no existe aportación de líquido mediante conexión exterior sobre la caja de empaquetaduras y simplemente se aprovecha la sobrepresión de la cámara del impulsor respecto a la atmósfera, dejando escurrir al líquido para que, a través de la empaquetadura, salga al exterior

en forma de gotas, con lo que se restringe el escape de líquido y se asegura la refrigeración y lubricación de las estopas.

Si el líquido a bombear tiene partículas abrasivas que pudieran dañar a la empaquetadura y camisa, se utiliza una recirculación intercalando un separador ciclónico de partículas o se instala una conexión exterior de líquido limpio y compatible con el líquido bombeado.

Cuando la tensión de vapor del líquido bombeado esté próxima a la atmosférica  $0,7 \text{ kg/cm}^2$ , si se utiliza recirculación o salida directa restringida del líquido desde la cámara de la bomba al exterior a través de la empaquetadura, el líquido en su intento de salir a la atmósfera se calentará sensiblemente, debido al roce de la estopa con el eje, lo que se traduce en un aumento de la tensión de vapor del líquido que puede superar a la atmosférica, por lo que el carácter lubricante y refrigerante del líquido quedaría inhibido, ya que pasaría a la fase de vapor; la vida de la empaquetadura se acortaría prematuramente y la camisa de la empaquetadura sería refrigerada mediante inyección de agua.

Para conseguir un escape aceptable de líquido, se pueden seguir dos caminos:

- a) *Instalar pocas estopas y aumentar la tensión sobre el prensaestopas.*
- b) *Instalar un gran número de estopas y someter al prensaestopas a una baja tensión.*

En el primer caso el salto de presión desde la cámara del impulsor a la atmósfera se realiza con poco número de estopas; si se desea restringir el derrame, habrá que aumentar sensiblemente el apriete sobre el prensaestopas, por lo que el rozamiento entre empaquetadura y eje sería muy alto y al cabo de cierto tiempo éste quedaría muy rebajado como consecuencia del desgaste; la vida de la empaquetadura sería muy corta.

En el segundo caso el problema apuntado quedaría solventado, pero la longitud de la caja de empaquetadura sería inviable si el número de estopas es muy elevado, por lo que hay que llegar a una solución de compromiso instalando un máximo de siete estopas.

Cuando el líquido a manejar es tóxico o inflamable, interesa colocar un *quench* (inyección exterior) en la parte exterior de la caja de empaquetadura que sirve para arrastrar a zona segura el líquido de goteo que escurre a través de la empaquetadura.

## **IX.2.- CIERRES MECÁNICOS**

Los cierres mecánicos están sustituyendo paulatinamente a los sistemas de empaquetaduras; su principal ventaja sobre éstas radica en la reducción de las fugas o pérdidas. Su uso por ahora está limitado para bombas en las condiciones de temperatura y presión inferiores a  $250^\circ\text{C}$  y  $35 \text{ kg/cm}^2$ , aún cuando su diseño y duración van mejorando continuamente.

Los anillos de las empaquetaduras se construyen con diferentes tipos de materiales según el servicio que deban prestar.

Cualquier fuga de un producto que hierva por debajo de  $95^\circ\text{C}$  se puede perder.

Los productos pesados pueden ir a un sumidero y ser recuperados, pero la solución más económica es impedir que escapen de la máquina y se pierdan.

Además de las limitaciones de temperatura y presión, los cierres mecánicos solo se pueden emplear en bombas centrífugas y no en las alternativas.

Cuando una bomba que tenga cierres mecánicos está en reserva, conviene mantenerla a su presión de aspiración.

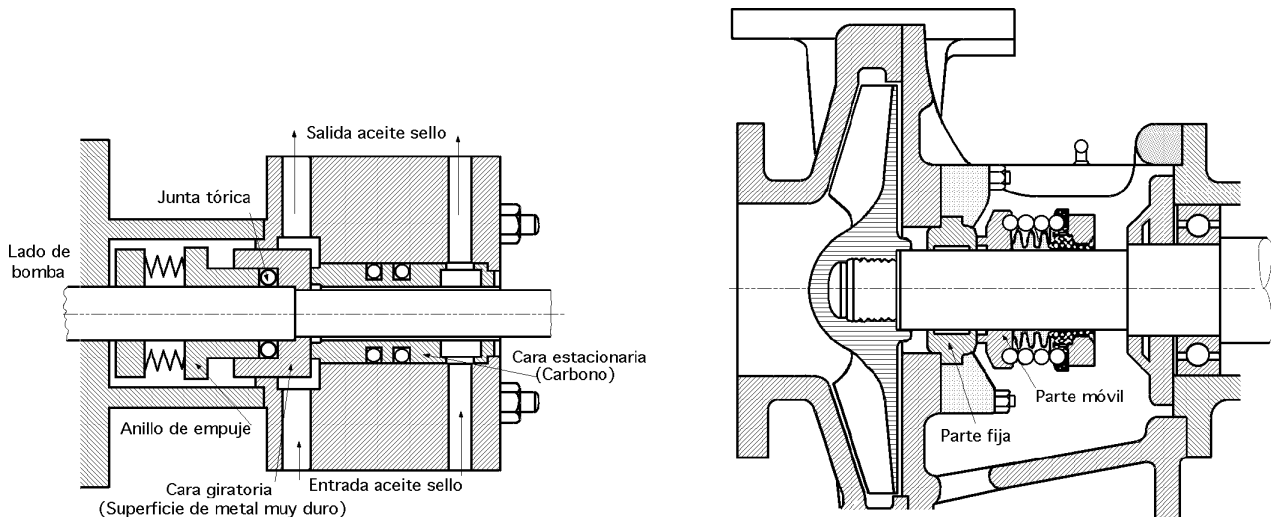


Fig IX.2.- Cierres mecánicos de una superficie de contacto

La principal desventaja de los cierres mecánicos, Fig IX.2, es su mayor coste inicial y el hecho de que una vez que empiezan a perder líquido no hay forma de cortar la fuga.

Para cortarla hay que parar la bomba y la reparación lleva un tiempo mayor que el que se necesitaría para reparar un cierre de empaquetaduras, por lo que el uso de cierres mecánicos está justificado sólo cuando se pretenda una reducción de pérdidas de líquido.

**DISEÑO DE CIERRES MECÁNICOS.-** Un cierre mecánico consta de un anillo que gira con el eje mantenido por la presión de un muelle contra anillo o asiento estacionario que suele ser de carbón.

El eje a la salida precisa de unas ciertas tolerancias para evitar fricciones con la carcasa, por lo que a través del espacio así originado una fracción del líquido bombeado se va a derramar al exterior, siendo necesaria una cierta hermeticidad entre el eje y la carcasa, que se consigue mediante el cierre mecánico o la empaquetadura.

La parte rotatoria del cierre y la estacionaria, tienen unas superficies de contacto perfectamente pulimentadas para que exista una holgura del orden de cien milésimas de milímetro.

La parte giratoria se suele hacer de acero inoxidable.

Las dos partes se deben mantener siempre muy juntas para evitar la acumulación de óxidos, polvo, etc.

El cierre, Fig IX.3, consta de dos partes, una fija, solidaria a la carcasa con juntas de estanqueidad, y otra giratoria solidaria al eje.

Las partes fija y móvil se hallan en contacto, friccionando la cara móvil sobre la fija; este contacto entre caras da lugar a la hermeticidad del sistema.

La fuerza que ejerce la cara móvil sobre la fija viene dada por la presión del líquido en la cámara de cierre. La hermeticidad a bomba parada se consigue mediante uno o varios muelles.

**EQUILIBRADO DE CIERRES MECÁNICOS.-** Sea la cara móvil de un cierre no equilibrado, Fig

IX.4a, en la que la superficie  $S_1$  coincide con la  $S_2$  de contacto, ejerciendo el líquido una fuerza total,  $p S_1$ .

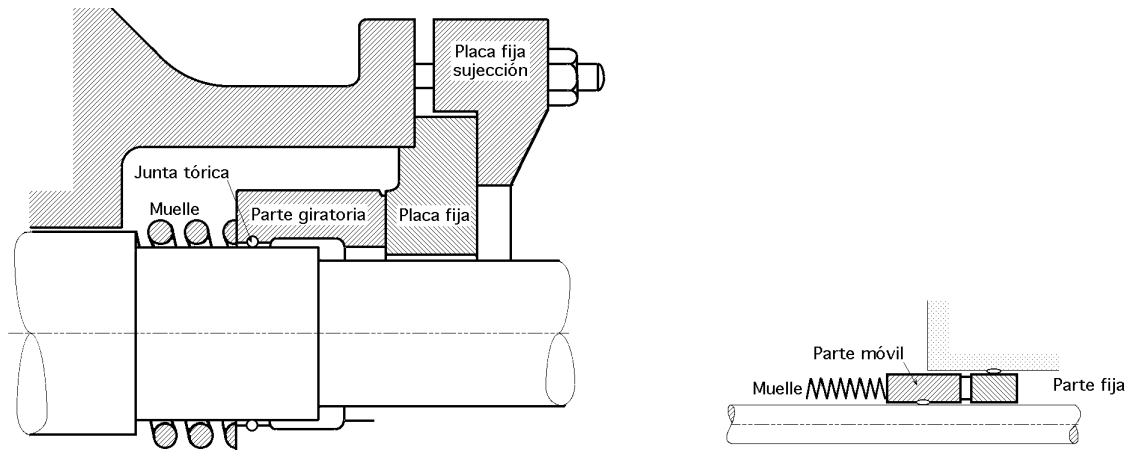


Fig IX.3.- Cámara de cierre

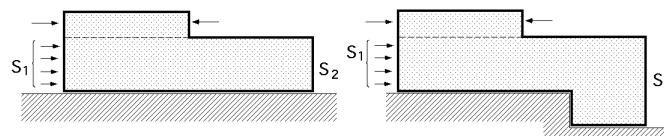


Fig IX.4a.b.- Cara móvil de un cierre

En la cara móvil representada en la Fig IX.4b, la fuerza total que el líquido ejerce sobre la superficie  $S_1$  es,  $p S_1$ , pero aquí,  $S_2 > S_1$ , por lo que éste es un cierre equilibrado.

El grado de equilibrado viene dado por la relación,  $S_1/S_2$ .

El equilibrio de un cierre viene dado por la presión en la caja del cierre. Si la presión es alta, interesa que la sección  $S_1$  sea pequeña para que el producto,  $p S_1$ , disminuya y la fuerza de contacto en la superficie  $S_2$  sea lo suficientemente baja como para no deteriorar el cierre o que se verifique un desgaste prematuro.

Para bajas presiones en la caja del cierre, interesa un cierre no equilibrado.

Las caras del cierre, en su frotamiento, requieren de una cierta refrigeración y lubricación, que se logran mediante la inyección de líquido bombeado, que se recircula tomándolo de la impulsión e inyectándolo en el cierre.

Si el líquido se bombea a alta temperatura, para refrigerarlo se utiliza un intercambiador de calor y si tiene partículas en suspensión, en la recirculación se puede intercalar un separador ciclónico.

Cuando la fuente de inyección es exterior, y si el cierre es simple y no se puede recircular el líquido bombeado (alta temperatura, carácter abrasivo, etc.), se inyecta a las caras del cierre un líquido exterior sellador siempre que éste sea compatible con el líquido que se bombea.

Cuando se bombean líquidos tóxicos o de fácil inflamabilidad, la hermeticidad del cierre se asegura haciendo circular, entre la cara fija del cierre y la tapa, un líquido exterior sellador.

En caso de rotura del cierre, el líquido sellador arrastrará el líquido peligroso sin que exista la posibilidad de que éste se escape a la atmósfera; la hermeticidad se asegura instalando una

empaquetadura en el extremo de la caja del cierre junto a la tapa. El líquido sellador se utiliza en los cierres dobles, Fig IX.5, y cuando exista la posibilidad de que el líquido cristalice en contacto con la atmósfera.

Los líquidos exteriores de vapor, o de agua caliente, se utilizan cuando existe la necesidad de mantener altas temperaturas en la cara del cierre, bien por estar transvasando líquido con posibilidad de cristalización a baja temperatura, o por la necesidad de mantener en las caras del cierre una fase de vapor del líquido bombeado.

**CIERRES MECÁNICOS DOBLES.-** Cuando se bombean líquidos abrasivos, volátiles, fáciles de cristalizar, y a alta temperatura, se provoca una recirculación en el sistema de cierre y se perjudica la vida de las caras del cierre.

Para líquidos muy tóxicos, interesa aumentar el grado de seguridad del cierre en caso de rotura (si es simple), que se soluciona mediante la instalación de un cierre doble, que puede ser de caras opuestas o en tándem, Fig IX.6, y que requiere de una alimentación exterior que sirve para refrigerar y lubricar sus caras, y arrastrar la pequeña cantidad de materia tóxica que haya podido entrar en la cámara del cierre.

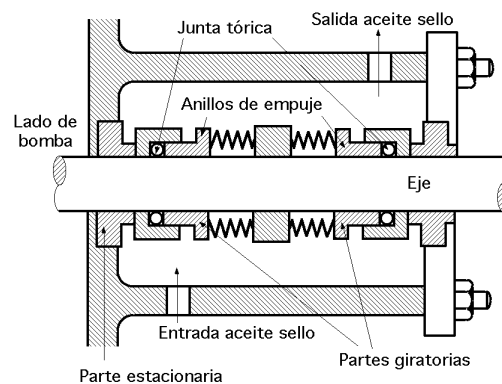


Fig IX.5.- Cierre mecánico (doble) con dos superficies de contacto



Fig IX.6.- Cierres dobles de caras opuestas y en tándem

El líquido sellador puede circular en circuito abierto o cerrado; en circuito cerrado la refrigeración puede ser por sistema termosifónico (variación de la densidad del líquido con la temperatura), o mediante un intercambiador de calor (con una pequeña bomba); el circuito cerrado se utiliza cuando no se requiere un arrastre de la pequeña cantidad del líquido de la bomba que pudiera introducirse en la caja del cierre.

El sistema termosifónico se usa en bombas frías o criogénicas y emplea como líquido de sellado, una disolución de metanol o propanol en agua. La presión en la cámara del cierre tiene que ser, por lo menos, igual a la presión de impulsión de la bomba.

### IX.3.- CLASIFICACIÓN DE LOS CIERRES MECÁNICOS

**Alta velocidad.-** El factor velocidad decide el método en que se debe montar el cierre y a tal objeto se aconseja:

- a) Cabezal rotativo (disposición normal) hasta 3.500 rpm.
- b) Cabezal estacionario (disposición invertida) hasta 10.000 rpm.
- c) Cierres especiales para servicio de gas hasta aproximadamente 7.500 rpm.
- d) Para velocidades aún más altas se aconsejan materiales como el carburo de tungsteno, que tiene la propiedad de ser autopulidor y bajo coeficiente de rozamiento

**Líquidos viscosos.-** Presentan dos problemas:

- a) Dificultades para mantener la película líquida entre las caras que rozan
- b) Atascamiento del o de los muelles.

Para prevenir estos inconvenientes, se aconseja:

- 1) Reducir a la mitad el espesor de la cara de carbón cuando la viscosidad supere los 1.500 segundos Reedwood nº1
- 2) Caras invertidas o cierres especiales para servicios pesados cuando la viscosidad supere los 3.000 segundos Reedwood nº 1.
- 3) Cierres montados externamente y con asientos calentados mediante vapor.
- 4) Cierre de muelle único

**Disoluciones.-** Una disolución lleva consigo tres problemas esenciales:

- a) En el caso de cabezales rotativos (disposición normal), las caras que rozan drenan hacia el exterior
- b) En el caso de cabezales estacionarios (disposición invertida), cristalización entre las caras que rozan
- c) Tendencia al agarrotamiento de las caras

Antes de hacer una recomendación, es importante conocer con exactitud si la disolución es sobresaturada y contiene sólidos en suspensión o si es diluida y el líquido es limpio.

A título indicativo, para soluciones acuosas, se sugiere:

- 1) Cierre simple para concentraciones al 20% y temperaturas de unos 20°C (solución fría) o concentraciones al 10% y temperaturas superiores a 80°C (soluciones calientes).
- 2) Cierre doble para concentraciones superiores al 20%.

**Sólidos en suspensión.-** En estos casos se aconsejan las siguientes soluciones:

- a) Cierres simples con caras de carbón y cerámica, y con recirculación desde la impulsión, cuando se trate de concentraciones inferiores al 5% en peso y solamente cuando la cámara del cierre esté sobredimensionada.
- b) Inyección exterior de líquido entre las caras
- c) Separador ciclónico.
- d) Cierre con muelle único.
- e) Cierre montado externamente en baño de aceite, de agua o bien de líquido compatible.

f) Cierre doble con líquido refrigerante de flushing a una presión de 2 a 3 kg/cm<sup>2</sup> superior a la existente en la cámara del cierre.

Tabla.- IX.1.- Propiedades de algunos materiales

Material	Límite de temp.	Peso esp.	Resist. química	Resist. compresión	Resist. abrasión
Neopreno	-55°C a +425°C	1,25	Pobre	-	Ligera a buena
Buna	-50°C a +150°C	0,98	Pobre	Buena	Ligera a buena
Fluorocarbón du Pont Viton	-25°C a +235°C	1,85	Buena	Excelente	Ligera a buena
Etileno. Propileno EPDM	-50°C a +175°C	0,86	-	-	-
Poliacrilato	-30°C a +175°C	1,09	-	Ligera	-
Silicona	-115°C a +260°C	1,1-1,6	Buena	Buena	Pobre
Uretano	-55°C a +115°C	1,25	Buena	Ligera a buena	Excelente
Perfluorelastomer du Pont Kalrez (ECD-006)	-35°C a +290°C	2,01	Buena	Ligera a buena	Ligera a buena
Goma sintética (interior). Teflón (exterior)	Hasta 205°C	-	Buena	Superior a solo teflón	Ligera
Flúor o silicona	-70°C a +205°C	1,4	Buena	-	Ligera

**Servicios de gas.**- Como no es posible mantener la película líquida entre las caras, se prescriben en estos casos cierres dobles; el creciente empleo de estas aplicaciones ha sugerido la construcción de cierres para gases.

Por tener que funcionar en seco, dichos cierres están diseñados de manera que puedan desprender rápidamente el calor, reduciendo al mínimo el desgaste.

Para valores bajos del factor pV se pueden usar también cierres tipo standard, teniendo además en consideración las siguientes precauciones:

a) Cierres con anillos estacionarios enfriados y cargas de los muelles reducidas hasta aproximadamente la mitad (montados internamente).

b) Cierres equilibrados con carga de los muelles hasta aproximadamente la mitad (montados externamente).

#### IX.4.- CIERRES MECÁNICOS PARA ALTAS Y BAJAS TEMPERATURAS

El problema de los cierres mecánicos son las juntas; el material de la junta que más alta temperatura soporta es el Perfluoroelastomer que llega a 280°C.

Para bajas temperaturas la silicona es el elemento óptimo, pues puede soportar los -120°C.

Trabajar fuera de estos límites de temperaturas implica cierres de ejecución distintos a los convencionales, para evitar la complicación de intercalar circuitos de refrigeración o de calefacción en la línea de recirculación del cierre, o bien cancelar todo tipo de inyección exterior (quench).

Existen cierres especiales que pueden operar a temperaturas del orden de 400°C de máxima y -180°C de mínima, que se construyen eliminando las juntas convencionales. La ventaja de estos cierres es que no requieren líquido sellador, lo que simplifica notablemente la instalación.

En algunos casos se instala un sistema de refrigeración de la caja del cierre por agua, para evitar la formación de la fase de vapor entre las caras del cierre como consecuencia de las altas temperaturas.

Si el producto maneja partículas abrasivas, se puede optar por instalar un sistema de inyección proveniente de la descarga de la bomba, intercalando un separador ciclónico.

Otra solución sería la inyección exterior de un líquido, compatible con el de bombeo.

Para evitar las coquizaciones se puede prever la inyección exterior de un líquido de arrastre.

## **IX.5.- SELECCIÓN DE MATERIALES DE LA CARCASA**

Aunque debido a las características del líquido bombeado, una carcasa de fundición puede cumplir las presiones y temperaturas de operación, las carcasas de acero se utilizan también en las siguientes condiciones:

***Si el líquido es tóxico o inflamable:***

a) Para temperaturas superiores a 177°C.

b) Para líquidos con presión de vapor superior a 1 atm, medida a la temperatura de bombeo o a 38°C, según el valor superior.

c) Para líquidos con pesos específicos menores de 0,825 a temperatura de bombeo, junto con una máxima presión de descarga de 10,5 kg/cm<sup>2</sup>.

d) Cuando la presión de descarga supere los 17,5 kg/cm<sup>2</sup>.

***Para líquidos relacionados con el refino y la petroquímica se utilizan carcasas de:***

a) Hierro fundido

b) Bronce

c) Acero al carbono, apto para soldadura autógena para servicios de alta temperatura, y para aplicaciones relativamente no corrosivas, cuando se precisen cualidades físicas superiores a las del hierro fundido

d) La gama de **aceros al cromo** cubre un rango variable entre el acero al cromo (4% ÷ 6%) apto para trasegar productos de corrosión suave, como agua de alimentación de calderas desaireadas, y el acero al cromo 17% apto para trasegar soluciones oxidantes, como altas concentraciones de ácido nítrico.

El acero al cromo 11,5% ÷ 13% tiene excelente resistencia al agua fresca y ácidos de corrosión suave como el ácido carbónico.

El de mayor contenido en cromo es el más resistente a la corrosión en aquellas aplicaciones para las cuales estén especificados.

El más conocido de los aceros inoxidables, y ampliamente usado, es el acero inoxidable 18-8 (austenítico), siendo su resistencia a la corrosión superior a la de los anteriores.

e) El Alloy 20 es satisfactorio para todas las aplicaciones anteriores y para algunos de los líquidos más corrosivos como los ácidos clorhídrico y sulfúrico caliente de mediana concentración.

f) El Ni-Resist comprende dos tipos de hierro fundido austenítico.

El tipo I tiene buena resistencia a la corrosión para una gran variedad de líquidos; se utiliza en la industria química para bombear pulpas de muchas sales, solamente cuando no se especifica el tipo II que, libre de cobre, se emplea para bombear líquidos altamente alcalinos.

Ambos tipos tienen, comparativamente, un alto coeficiente de dilatación que se debe tener en cuenta cuando se prevean altas temperaturas.



*g) El Monel cubre las aleaciones níquel-cobre, que tienen una excelente resistencia a la corrosión de una gran variedad de líquidos no oxidantes, particularmente agua de mar y otras soluciones cloradas.*

*Dentro de límites restringidos de temperatura y concentración se pueden usar para bombear los ácidos clorhídrico y fluorhídrico.*

*No es adecuado para usar con ácido nítrico y la mayor parte de las aguas ácidas de mina.*

*h) Las fundiciones comerciales de níquel, se usan frecuentemente para manejar álcalis calientes en industrias de detergentes, donde se desean productos puramente blancos.*

*Aunque el níquel tiene excelente resistencia a todos los corrosivos, su fundición presenta grandes problemas, por lo que se prefieren normalmente otras aleaciones comerciales.*

## **IX.6.- MANIOBRAS DE ARRANQUE Y PARADA**

***Puesta en marcha de una bomba centrífuga.-*** Para poner en marcha una bomba centrífuga hay que tener presente las siguientes consideraciones:

a) Comprobar todos los purgadores, bridas, líneas, etc., asegurándose de que no se ha olvidado ninguna junta ciega.

b) Si la bomba está recién instalada, comprobar que puede girar sin dificultad rodándola a mano. Comprobar que el sentido de rotación del motor es el correcto.

c) Comprobar la lubricación de los cojinetes y demás partes móviles.

d) Comprobar los cierres líquidos.

e) Cerrar la válvula de impulsión, abrir la de aspiración plenamente y llenar de líquido la carcasa. Púrguese el aire o vapor por el purgador situado en la parte más alta de la carcasa. Si el líquido que vamos a bombear es caliente déjesele fluir hasta que caliente la carcasa.

f) Si la bomba está accionada por una turbina, hay que purgar la línea de vapor a través de la misma con el fin de calentarla y eliminar condensados. Asegurarse que la válvula de vapor de escape está abierta. Comprobar asimismo la lubricación.

g) Poner en marcha la bomba hasta alcanzar la presión normal y abrir entonces la válvula de impulsión lentamente y asegurarse que la presión se mantiene en su valor. Hay que tener en cuenta que si se abre demasiado rápidamente la válvula de impulsión, se puede originar una pulsación repentina con la pérdida de la succión.

### ***Parada de una bomba centrífuga***

a) Cerrar la válvula de impulsión; esto reduce la carga del motor y evita el retroceso si la válvula de retención no funcionase.

b) Parar el motor o turbina.

c) Dejar la bomba llena de líquido a menos que el producto tenga un alto punto de congelación o viscosidad. En este caso vaciar la bomba cerrando previamente la válvula de aspiración. Abrir la purga de presión de la bomba. Volver a cerrar esta purga. Si la bomba se deja preparada para entrar en servicio, dejar la aspiración abierta.

d) Si existen líneas que lo permiten, mantener calientes las bombas de reserva.

e) Si se va a hacer en la bomba alguna reparación, cerrar todas las válvulas de bloqueo y vaciar la bomba.

#### *Comprobaciones de una bomba centrífuga en funcionamiento*

- a) Comprobar la presión de descarga
- b) Comprobar la empaquetadura. Si tiene anillo empaquetador, comprobar que no está sobrecalentada o comprobar la presión si tiene engrase de anillo. Si el cierre es mecánico no se precisa ajuste.
- c) Comprobar el nivel de aceite lubricante en la envoltura del cojinete.
- d) Comprobar manualmente si existe una excesiva vibración y ruidos.

#### *INCIDENCIAS*

##### *El motor no anda,*

- a) Comprobar el pulsador principal.
- b) Probar a girar el eje manualmente.
- c) Si se nota un zumbido no mantener el botón de arranque impulsado más de dos segundos.

##### *El motor tarda en alcanzar la velocidad*

- a) Tocar los cojinetes.
- b) Probar a mover manualmente y ver si la empaquetadura está demasiado apretada.

##### *El motor se dispara continuamente cuando está andando*

- a) No probar a ponerlo en marcha más de dos o tres veces seguidas.
- b) No utilizar astillas o materiales extraños para ajustar el botón de arranque.

##### *El motor echa humo*

- a) Pararlo inmediatamente.
- b) Si la bomba no impulsa líquido, puede que no esté bien cebada, por lo que es necesario llenarla completamente de líquido, siendo a veces difícil expulsar hasta la última burbuja de aire o vapor.

También puede ser que la velocidad de giro es demasiado baja, con lo que la altura alcanzada no es suficiente para vencer la carga de la bomba.

- c) El rotor o la línea de aspiración pueden estar obstruidos.
- d) Entra aire en la bomba por alguna fuga.
- e) La succión no es suficiente.
- f) La bomba está girando en sentido contrario al debido.

##### *La bomba impulsa líquido pero no el suficiente*

Puede ser debido a alguna de las razones anteriores o a que el rodete esté parcialmente obstruido.

##### *Defectos mecánicos*

Son debidos a desgastes en los anillos de cierre, carcasa, juntas de bridas, etc.

***Presión insuficiente***

a) Velocidad baja; b) Vapor o aire en el líquido; c) Diámetro del rodete demasiado pequeño; d) Sentido de giro invertido; f) Anillos gastados.

***Fallo de la bomba nada más ponerla en marcha***

a) Succión insuficiente; b) Bolsas de aire en la línea de aspiración; c) Empaquetaduras estropeadas y entrada de aire.

***La bomba consume demasiada potencia***

a) Velocidad excesiva; b) Sentido de giro inverso; c) Eje combado, empaquetaduras demasiado apretadas.

***Excesivas fugas de líquido por el prensaestopas***

a) Empaquetaduras estropeadas o lubricación insuficiente; b) Empaquetaduras mal colocadas; c) Manguitos descentrados; d) Eje torcido o doblado.

***Ruidos anormales.***

a) Cavitación; b) Mal alineamiento.

***Fallo repetido de algún cojinete.***

a) Lubricación mala; b) Mala alineación; c) Cavitación; d) Mala instalación.

## X.- BOMBAS VOLUMÉTRICAS

### X.1.- BOMBAS VOLUMÉTRICAS

En la bomba volumétrica el desplazamiento del líquido se realiza mediante un proceso, en el que se verifica el desalojo periódico del líquido contenido en unas cámaras de trabajo, mediante un dispositivo que las desplaza, que es un órgano de trabajo, (pistón, engranaje, etc), con unos espacios que comunican, periódicamente, la cavidad de recepción de la carga o cámara de aspiración, con la de descarga o cámara de impulsión, pudiendo tener una o varias cámaras de trabajo.

El funcionamiento consiste en el paso periódico de determinadas porciones de líquido, desde la cavidad de aspiración, a la de descarga de la bomba, con un aumento de presión; el paso del líquido por la bomba volumétrica, a diferencia del paso por los álabes de una bomba centrífuga, es siempre más o menos irregular, por lo que en general, el caudal se considerará como el valor medio del caudal trasegado.

La cavidad de aspiración tiene que estar, siempre, herméticamente aislada de la de descarga o impulsión; a veces se puede admitir la existencia de pequeñas filtraciones de líquido a través de las holguras, *deslizamiento*, aunque en proporciones muy pequeñas frente al suministro de la bomba.

En general, todas las bombas volumétricas son autoaspirantes, o autocebantes, por lo que si comienzan a funcionar con aire, sin líquido, pueden llegar a crear una rarificación tan grande capaz de succionar al líquido por la tubería de aspiración, con la condición de que la altura geométrica de aspiración no sobrepase un cierto valor, propiedad que se puede perder cuando la hermeticidad o el número de revoluciones son insuficientes.

*El caudal aspirado por la bomba  $q_1$* , (cuando la hermeticidad de la misma es absoluta para un funcionamiento normal y sin cavitación, por lo que se puede asegurar el llenado de las cámaras de trabajo con el líquido a trasvasar, lo que implica la no existencia de fugas ni vaporizaciones), es:

$$q_1 = \frac{W n}{60} = \frac{V z n}{60} \frac{m^3}{seg}$$

en la que:

$W$  es el volumen de trabajo de la bomba, igual al volumen de líquido incompresible suministrado por la misma en una revolución de su árbol propulsor, en condiciones perfectas de funcionamiento.

$V$  es el volumen correspondiente a cada cámara de trabajo en cada vuelta del árbol de la bomba, también conocido como volumen útil de la cámara de trabajo

$z$  es el número de cámaras de trabajo de la bomba

$n$  es el número de rpm del árbol de la bomba

Como el suministro teórico de la bomba volumétrica no depende de la altura de carga creada por ella, su curva característica teórica en un diagrama ( $H_m - q$ ) para,  $n = \text{Cte}$ , es una recta paralela al eje de ordenadas, Fig X.1a.

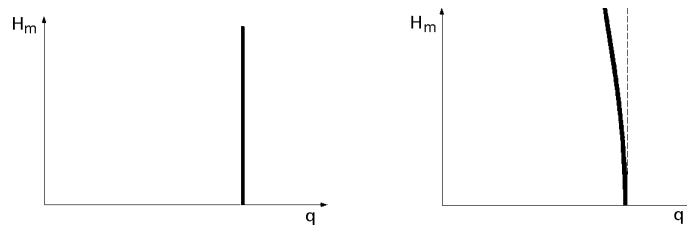


Fig X.1.- Curvas características teórica y real

El caudal  $q$  impulsado por la bomba, teniendo en cuenta las posibles fugas y la cavitación es:

$$q = \frac{V z n}{60} - \text{Pérdidas fugas} = q_t - q^* = \frac{V z n}{60} - \frac{C_s z V p}{2} = \frac{V z n}{60} - k \frac{p}{p}$$

en la que:

$C_s$  es un coeficiente de deslizamiento que aparece como consecuencia de las fugas de líquido, cuando entre las cámaras de aspiración e impulsión existe una diferencia de presión.

es la viscosidad dinámica del líquido

$$p = p_2 - p_1$$

El par motor teórico  $C_t$  del rotor de la bomba es:

$$\text{Trabajo} = 2 \pi F = | \pi F = C_t | = 2 \pi C_t = p V z \quad C_t = \frac{p V z}{2}$$

El par motor real  $C$  teniendo en cuenta las diversas pérdidas debidas a la variación de la presión  $p$ , a la velocidad  $n$  y a la fricción, es:

$$C = C_t + C_{\text{arraastre}} + C_{\text{rozam}} + C' = \frac{p V z}{2} + C_w V z n + \frac{V z p}{2} + C'$$

siendo:

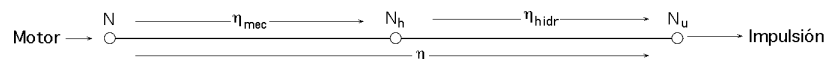
$C_w$  el coeficiente de arrastre

el coeficiente de rozamiento

$C'$  el par motor que aparece debido a la fricción, que es independiente de la velocidad y de la presión

**El rendimiento del par motor es:**

$$\frac{C_t}{C} = \frac{1}{1 + \frac{2 C_w n}{p} + \frac{2 C'}{p V z}}$$



**La potencia hidráulica que la bomba comunica al líquido es:**

$$N_h = q_1 p = \left| \begin{array}{l} p = H_t ; \quad \frac{q}{q_1} = \frac{vol}{vol_{man}} \end{array} \right| = \frac{q H_m}{vol_{man}} = \frac{q H_m}{hid}$$

**La potencia a comunicar al eje de la bomba es:**

$$N = \frac{q_R H_m}{30} = C_R w = C_R \frac{n}{30} = \frac{q H_m}{30}$$

**La potencia útil de la bomba es:**

$$N_u = q H_m = q p = \frac{V z n p}{60}$$

siendo,  $N > N_h > N_u$

**El rendimiento de la bomba es:**

$$= \frac{N_u}{N} = \frac{q p}{2 C_R n} = \frac{1 - \frac{C_s p}{2 n} - \frac{Q_s}{V z n}}{1 + \frac{2 C_w n}{p} + \frac{2 C'}{p V z}}$$

Si en vez de utilizar  $q$  y  $C$  se utilizan  $q_1$  y  $C_t$  se observa que ambos rendimientos serían iguales al 100%.

## X.2.- BOMBAS DE ÉMBOLO

En las bombas de émbolo el líquido es desalojado de las cámaras de trabajo por el movimiento alternativo de un pistón, mediante un mecanismo biela manivela, aunque también se pueden utilizar otros mecanismos, como levas, excéntricas, etc.

En las bombas de émbolo más usuales existen válvulas de aspiración y de impulsión que regulan el movimiento del líquido a través de la cámara de trabajo que, mientras se está llenan-

do, la válvula de aspiración permanece abierta y la de impulsión cerrada, invirtiéndose la posición de las válvulas durante el desalojo o impulsión del líquido; estas válvulas, en general, son de acción, es decir, sólo se abren por la acción del gradiente de presiones, y se cierran por su propio peso o por la acción de algún mecanismo con muelle.

Según el número de cámaras de trabajo se dividen en bombas de simple efecto,  $z = 1$ , y de doble efecto,  $z = 2$ . En la *bomba de simple efecto*, el líquido se impulsa únicamente durante media vuelta de la manivela, por cuanto, en la segunda media vuelta, el líquido se aspira, existiendo en consecuencia una gran irregularidad en el suministro, Fig X.2..

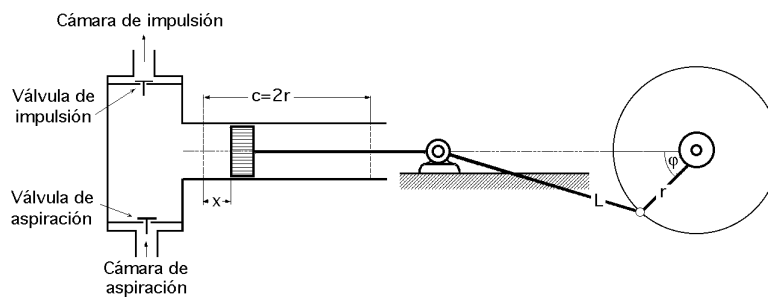


Fig X.2.- Esquema de bomba de émbolo de simple efecto

Para la *bomba de doble efecto*, Fig X.3, el suministro durante una vuelta se reduce por dos veces a cero, y también, por dos veces, alcanza el valor máximo, siendo su irregularidad menor que para el caso de simple efecto, pero aún así es demasiado grande, por cuanto la presión del líquido junto al émbolo varía fuertemente debido a la corriente irregular en las tuberías.

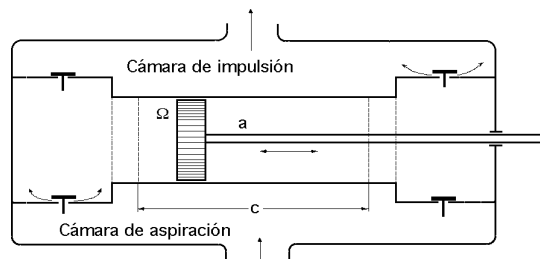


Fig X.3.- Esquema de cuerpo de bomba de émbolo de doble efecto

Durante el movimiento acelerado del émbolo, y en consecuencia, del líquido en la tubería de aspiración, tiene lugar una caída de presión junto al émbolo que puede provocar cavitación, e incluso, separación del líquido de la superficie del émbolo, consumiéndose una potencia suplementaria en el aumento periódico de las pérdidas de carga por rozamiento del líquido contenido en las tuberías de aspiración e impulsión.

*Las bombas de émbolo pueden crear presiones de miles de atmósferas*, siendo de entre todas las bombas existentes, las que poseen mayor impulsión; normalmente funcionan con números de revoluciones bajos, del orden de 300 a 500 rpm, ya que si las revoluciones son más altas, se puede llegar a alterar el funcionamiento normal de las válvulas de aspiración e impulsión, Fig X.5; debido a esta marcha lenta, sus dimensiones resultan bastante mayores que las de una bomba centrífuga que funcione en las mismas condiciones de caudal y altura manométrica.

**CAUDAL.-** Si se supone que la longitud  $L$  de la biela es muy grande en comparación con la longitud de la manivela, se puede considerar que la velocidad de desplazamiento del émbolo varía según una ley senoidal en función del ángulo de giro de la manivela, o del tiempo.

*La velocidad instantánea del émbolo sigue una ley senoidal y se define en la forma:*

$$v = \frac{dx}{dt} = \left| x = r(1 - \cos \theta) \right| = r \sin \theta \quad \frac{d}{dt} = \left| w = \frac{d}{dt} \right| = r w \sin \theta$$

y dado que  $v = 0$ , para  $\theta = 0$  y  $\theta = \pi$ , y existiendo un máximo entre estos valores para  $\theta = \pi/2$ , resulta:

$$v_{\text{máx}} = r w \sin \frac{\pi}{2} = r w = \frac{r n}{30}$$

Para un recorrido infinitesimal del pistón,  $dx = dc$ , se tiene un volumen diferencial de líquido:

$$dW = dc = \left| dc = v dt = r w \sin \theta dt \right| = r w \sin \theta dt = r \sin \theta d\theta$$

siendo el volumen  $W$  impulsado en una revolución del cigüeñal:

$$W = \int_0^{2\pi} r \sin \theta d\theta = 2 r = c$$

El *caudal instantáneo*  $q_i$  no es constante, sino que sigue una ley senoidal, de la forma:

$$q_i = \frac{dW}{dt} = r w \sin \theta$$

*Los caudales aspirado e impulsado en la bomba de simple efecto son:*

$$q_1 = \frac{W n}{60} = \frac{c n}{60} \quad ; \quad q_2 = \frac{c n}{60} \quad \text{vol} \quad \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

mientras que para la de doble efecto:

$$q_1 = \frac{c n}{60} + \frac{(2 - a) c n}{60} = \frac{2 - a}{60} c n \quad ; \quad q_2 = \frac{2 - a}{60} c n \quad \text{vol} \quad \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

siendo:

*$c$  la sección transversal del pistón en  $\text{m}^2$*

*$a$  la carrera, en metros*

*$n$  el número de revoluciones por minuto del cigüeñal*

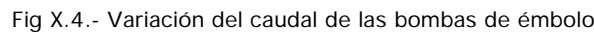
*$W$  el volumen de líquido impulsado en una revolución del cigüeñal*

no dependiendo de la presión creada por la bomba.

Si se desea aumentar el caudal, sin modificar excesivamente las dimensiones de la máquina,



La tendencia actual señala un progreso en el sentido de obtener velocidades medias del abolo mayores que las indicadas, disminuyendo así las dimensiones y el peso de la bomba.



El caudal real  $q$  permite obtener rendimientos volumétricos que oscilan entre el 0,85 y el 0,99, siendo mayor en aquellas bombas cuyo émbolo es de mayor diámetro, y menor cuanto más pequeña sea la viscosidad del líquido.

Las condiciones de diseño de la máquina fijan una velocidad óptima de funcionamiento, de acuerdo con los tamaños de las válvulas, inercia de las mismas y propiedades físicas del líquido a bombear, tales como densidad, viscosidad, presencia de sustancias extrañas en suspensión, etc; en general, para líquidos viscosos la velocidad óptima es de un 30% de la normal de la máquina.

Fig X.5.- Diagrama del indicador de una bomba de émbolo

BV.X.-124

en el diagrama del indicador las líneas (ac) y (bd) que corresponden con el comienzo de la aspiración e impulsión, respectivamente, son verticales, observándose una pequeña elevación de la presión en ambos casos, motivada en el momento de apertura de las válvulas, Fig X.5.

Si las verticales se inclinan quiere decir que las válvulas de aspiración o de impulsión o ambas a la vez, no están sincronizadas con el movimiento del émbolo, o también porque no cierran bien, debido a las impurezas que las obstruyen, o a que no están en condiciones óptimas por haber entrado aire en el cilindro, etc.

El área del diagrama representa, a la escala apropiada, el *trabajo hidráulico* comunicado por el émbolo al líquido en cada revolución del cigüeñal.

*La potencia hidráulica, o potencia indicada, es:*

$$N_h = q_1 \cdot p = q_1 \cdot H_t = \frac{q}{vol} \cdot p = \frac{c \cdot n}{60 \cdot vol} \cdot p = \frac{c \cdot n}{4500 \cdot vol} \cdot p_i \quad (\text{CV})$$

en la que  $p_i$  es la presión media indicada.

*La potencia aplicada por el motor es:*

$$N = \frac{q \cdot H_{man}}{75} = \frac{\frac{c \cdot n}{60} \cdot p}{75} = \frac{c \cdot n \cdot p}{4500} \quad (\text{CV})$$

**CURVA CARACTERÍSTICA.-** La curva característica teórica de una bomba alternativa es una línea vertical, puesto que la bomba dará un caudal fijo a una presión teóricamente ilimitada. No obstante, a medida que aumenta la presión proporcionada por la bomba se producen más fugas, tanto por ejes, como en el mismo cilindro de un lado al otro del pistón, que hacen caer la capacidad de la bomba y, por encima de una cierta presión, la curva se separa de la vertical hacia la izquierda.

La comparación de las dos curvas características, teórica y real, permite apreciar claramente las características de ambos tipos de bombas.

### X.3.- BOMBAS ROTATIVAS

Las bombas rotativas pertenecen a una clase de bombas volumétricas que en la actualidad tienen una amplia gama de aplicaciones en la construcción de maquinaria; las diversas bombas que componen este grupo se diferencian sustancialmente en su diseño y construcción, pero tienen muchas características comunes, como la traslación de las cámaras de trabajo desde la cavidad de admisión de la bomba hasta la de impulsión, o el movimiento absoluto giratorio, o el más complicado de avance y giro de los elementos móviles.

En las bombas rotativas, el líquido se traslada en las cámaras de trabajo, debido al movimiento giratorio, más o menos complejo, de los elementos móviles respecto a la parte fija o estator.

En el *estator* están las cavidades de aspiración y de impulsión; el *rotor* es el órgano de la bomba, solidario con el árbol motriz, que se pone en rotación; además, en la bomba rotativa existen uno o varios elementos móviles, que se desplazan realizando una serie de movimientos cíclicos

respecto al rotor; en las Fig X.6, se exponen algunos ejemplos.

La traslación de las cámaras de trabajo hace inútiles las válvulas de aspiración y de impulsión, no existiendo por lo tanto, distribución de líquido a través de válvulas; debido a esta característica, tienen la particularidad de ser reversibles, pudiendo trabajar también como motores hidráulicos cuando se les suministra un líquido a presión, lo cual asegura su amplio empleo en las llamadas transmisiones hidráulicas. Las bombas rotativas no disponen de mecanismo biela-manivela; son considerablemente más rápidas que las de émbolo, estando su campo de trabajo entre las 3.000 y 5.000 rpm, e incluso más; a su vez disponen de una cierta uniformidad de impulsión, muy superior a la de las bombas de émbolo.

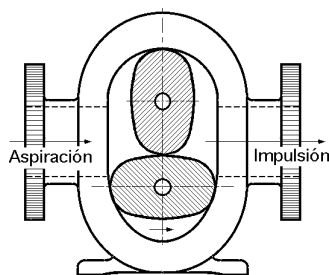


Fig X.6.a  
Bomba de 2 lóbulos

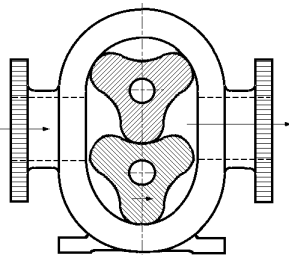


Fig X.6.b  
Bomba de 3 lóbulos

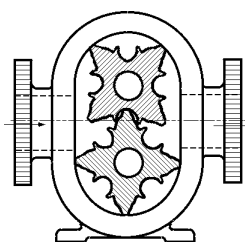


Fig X.6.c  
Bomba de 4 lóbulos

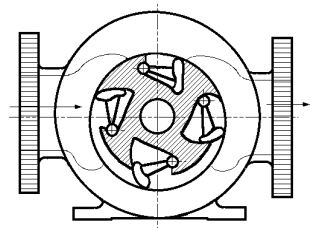


Fig X.6.d  
Bomba de bloques deslizantes

El *caudal aspirado* común al de cualquier bomba volumétrica es:

$$Q_1 = \frac{W n}{60} = \frac{V z n}{60} \quad \frac{m^3}{seg}$$

pero sin embargo, el número  $z$  de volúmenes que se impulsan por cada revolución del rotor es mayor que en las bombas de émbolo, entre 4 y más de 12, con la particularidad de que antes de terminar el suministro completo de una determinada cámara, comienza el de la siguiente, y así sucesivamente, lo que implica el que la impulsión del líquido sea bastante uniforme.

El proceso de trabajo de la bomba rotativa consta fundamentalmente de tres etapas:

- Llenado de las cámaras de trabajo por el líquido*
- Cierre de las cámaras de trabajo, aislándose las cavidades de aspiración y de impulsión, y trasladando el líquido de una a otra.*
- Desalojo del líquido de las cámaras de trabajo*

Las bombas rotativas se pueden clasificar atendiendo a diversas características peculiares de las mismas,

- Según el tipo de movimiento absoluto de los órganos móviles, se dividen en rotatorias y de corredera.*

En las *rotatorias*, los órganos móviles realizan únicamente un movimiento giratorio respecto a sus ejes, teniendo como apoyos los cojinetes fijos.

En las de *corredera*, los órganos móviles giran respecto al eje del estator, al tiempo que realizan un movimiento rectilíneo de vaivén respecto al rotor; según el tipo de cierre de las cámaras

de trabajo y la forma de los elementos móviles, las bombas de corredera se dividen en bombas de aletas, Fig X.9, y en rotativas de émbolo, Fig X.14.

b) *Según la forma conque se trasladan las cámaras de trabajo*, es decir, según el movimiento del líquido desalojado en la bomba, pueden ser planas y helicoidales.

En las *bombas rotatorias planas*, la traslación de las cámaras de trabajo, (y en consecuencia la del propio líquido), se realiza en un plano normal al eje de rotación del rotor, siendo la más interesante la de engranajes, Fig X.7.

En las *bombas rotativas helicoidales*, la traslación de las cámaras de trabajo se realiza a lo largo del eje de rotación del rotor, siendo la más interesante la de tornillos, Fig X.11.

c) *Según la variabilidad del volumen trasegado en cada revolución*, o desplazamiento, pueden ser de desplazamiento fijo y de desplazamiento variable.

En las de desplazamiento variable, lo que se hace es modificar la excentricidad del rotor.

En muchas aplicaciones hay que variar el caudal, lo cual se puede lograr variando  $n$ , que no es recomendable, o variando el desplazamiento, como ya se ha indicado, que es lo más frecuente.

#### X.4.- BOMBA DE ENGRANAJES

La bomba de engranajes consiste en dos ruedas dentadas iguales, ajustadas al cuerpo de la bomba o estator, Fig X.7. El *rotor* es la rueda conductora, mientras que el órgano móvil, o elemento desplazante, es la conducida. Como el espacio entre elementos y la carcasa es extremadamente pequeño y el material que es bombeado actúa como agente lubricante, la bomba nunca girará en seco.

Estas bombas no están diseñadas para transportar sólidos, y por regla general llevan filtros en la línea de succión. Se accionan por un motor eléctrico y giran a elevada velocidad

En la cavidad de aspiración, el líquido llena los espacios entre los dientes de ambas ruedas dentadas, y después, estos volúmenes se aíslan y desplazan por unos arcos de circunferencia a la parte de descarga de la bomba; al engranar los dientes entre sí, cada uno de ellos entra en el que le corresponde, desalojando al mismo tiempo el líquido contenido en el mismo; como el volumen del hueco es mayor que el del diente que engrana, una cierta porción de líquido retornará a la cavidad de aspiración. La misión de desalojar el líquido la cumplen ambos piñones, rotor y elemento desplazante, al mismo tiempo, siendo las cámaras de trabajo, los huecos existentes entre los dientes. El volumen útil  $V$  de una cámara de trabajo, que debe considerarse en la expresión del caudal  $q_1$  es el correspondiente al del diente, y no al del hueco, es decir:

$$V = \text{Volumen del diente} = V_d$$

El número de estos volúmenes, que pasan durante una revolución del árbol de la bomba, será igual al número total de dientes de las dos ruedas dentadas,  $2z$ , por lo que el *caudal promediado aspirado suministrado por la bomba*, por segundo es:

$$q_t = \frac{W n}{60} = \frac{V_d 2 z n}{60} \quad \frac{m^3}{\text{seg}}$$

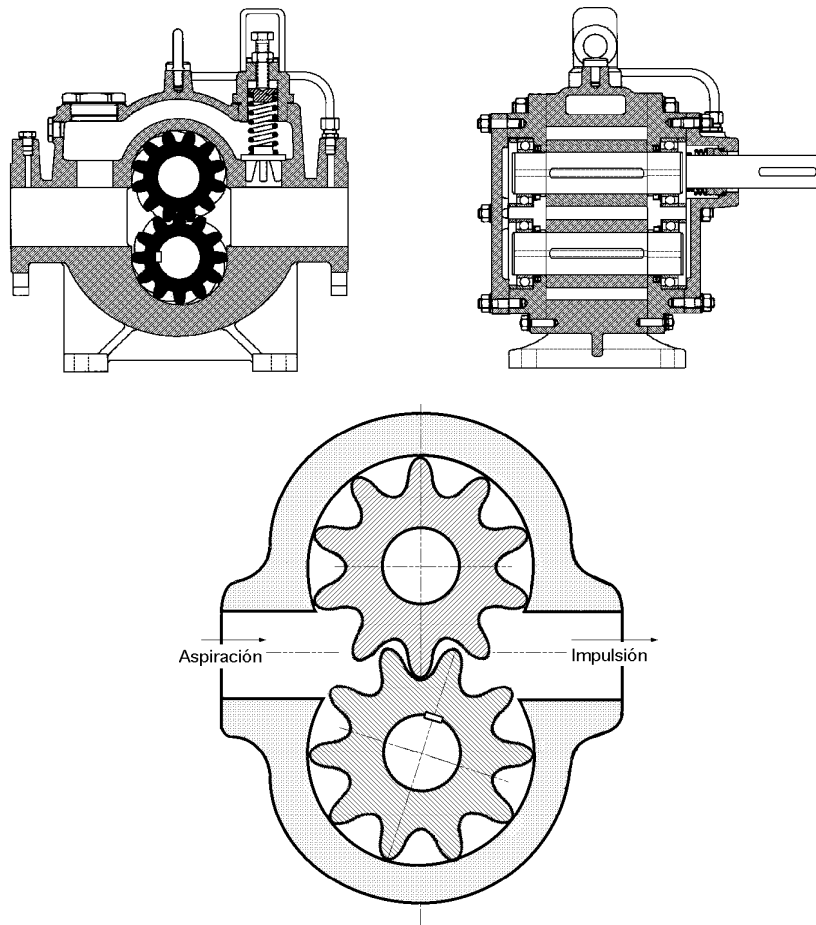


Fig X.7.- Bomba de engranajes exteriores

y como el cálculo del volumen  $V_d$  está directamente ligado a la superficie lateral del diente, se puede utilizar, aproximadamente, la relación:

$$q_t = u S = \frac{R n}{30} 2,16 b h \quad \frac{R n b h}{15} \quad \frac{m^3}{seg}$$

en la que:

$S = 2,16 b h$  es la superficie de la sección transversal de la capa de líquido

$h$  es el módulo, o distancia entre la circunferencia primitiva y la exterior

$u$  es la velocidad tangencial correspondiente al diámetro primitivo  $= 2 R$

$b$  es la longitud axial del diente

Estas bombas pueden crear presiones entre 100 y 150 atm. Para obtener presiones más elevadas, se utilizan a veces bombas de engranajes de etapas múltiples, es decir, se hace un montaje de varias bombas de engranajes acopladas en serie, originándose así una  $H_m$  igual a la suma de las alturas manométricas correspondientes a las diversas etapas; para garantizar el llenado, el suministro de cada etapa anterior debe ser mayor que el caudal impulsado por la siguiente.

Si hay un exceso de suministro, se puede extraer parte de él mediante válvulas de desagüe especiales dispuestas en cada etapa y calculadas para una presión determinada.

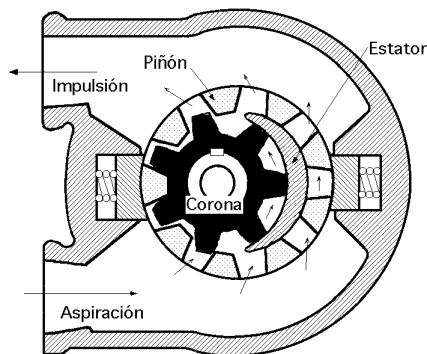


Fig X.8.- Bomba de engranajes interiores

Se emplean en la construcción de maquinaria; su desventaja radica en la imposibilidad de poder regular el volumen de trabajo, por cuanto no se permite ningún desplazamiento de los ejes.

Suelen utilizarse también *bombas de engranajes con engranaje interior*, en las que el rotor es una corona, mientras que el piñón es el órgano que se desplaza, existiendo entre corona y piñón, según se muestra en la Fig X.8, la parte fija del estator de la bomba, en forma de hoz, que asegura el cierre de las cámaras de trabajo, es decir, los

espacios entre los dientes de ambos engranajes.

Por cada vuelta del engranaje conductor se suministra un volumen de líquido igual al correspondiente a dos veces el número de dientes de dicho engranaje, no dependiendo del número de dientes del engranaje conducido.

Estas bombas con engranaje interior disponen de un paso algo mayor que las de engranaje exterior, para las mismas dimensiones; su ventaja consiste en la disposición simétrica del árbol de impulsión respecto al cuerpo; la fabricación de estas bombas es más complicada, y su altura de carga es menor a las de las bombas con engranajes exteriores, hecho que se explica porque en ellas, la vía de traslación de las cámaras de trabajo es mucho más corta que en las bombas con engranaje exterior, y por consiguiente, con menor grado de hermeticidad.

Se emplean en grupos que no precisan de altas presiones.

## X.5.- BOMBAS DE ALETAS

Las bombas de aletas consisten en un conjunto de cuatro o más aletas con cinemática plana (radial), Fig X.10; el rotor es un cilindro hueco con ranuras radiales en las que oscilan o deslizan las aletas, que son los desplazadores.

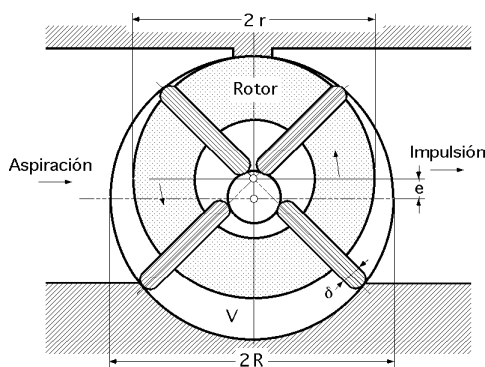


Fig X.9.- Bomba de aletas deslizantes

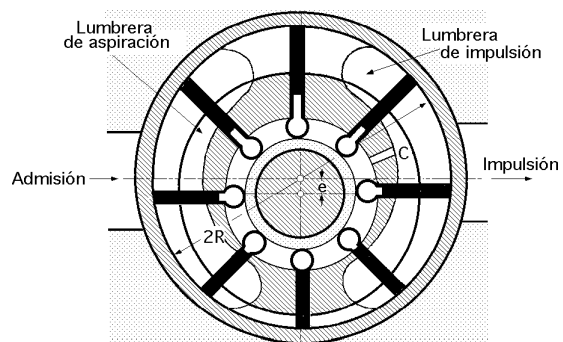


Fig X.10.- Esquema de bomba de aletas con contacto mejorado

El rotor va dispuesto en forma excéntrica respecto a la superficie interior del estator que es cilíndrica, debido a lo cual, las aletas, durante la rotación del rotor, realizan movimientos alternativos o de vaivén respecto al rotor.

Bajo la acción de la fuerza centrífuga, las aletas se aprietan con sus extremos libres a la superficie interior del estator y deslizan por éste, al tiempo que los extremos interiores de dichas aletas se desplazan sobre el eje de giro.

El líquido llena un espacio, que es el comprendido entre dos aletas vecinas y las superficies correspondientes del estator y del rotor. Este espacio es la cámara de trabajo, cuyo volumen crece durante el giro del rotor, hasta alcanzar un valor máximo, y después, se cierra y se traslada a la cavidad de impulsión de la bomba, comenzando al mismo tiempo el desalojo del líquido de la cámara de trabajo en una cantidad igual a su volumen útil  $V$ .

El volumen útil  $V$  de una cámara de trabajo se puede expresar, aproximadamente, en la forma:

$$V = \frac{R^2 b}{z} - \frac{(r - e)^2 b}{z} - 2 b e = \frac{R^2 b}{z} - \frac{(R - 2 e)^2 b}{z} - 2 b e = 2 e b \left\{ \frac{2 (R - e)}{z} - 1 \right\}$$

en la que,

$R$  es el radio de la superficie interior del estator

$e = R - r$ , es la excentricidad, es decir, la distancia entre centros del rotor y del estator

$z$  es el número de aletas o desplazadores, igual al número de cámaras de trabajo de la bomba

$b$  es la dimensión axial de las aletas

es el espesor de cada aleta

El caudal aspirado  $q_1$  es:

$$q_1 = \frac{V z n}{60} = \frac{2 e b \left\{ 2 \frac{(R - e)}{z} - 1 \right\} n}{60} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

observándose que con este mecanismo el grado de hermeticidad no puede ser grande, por cuanto la separación entre las cámaras de aspiración y de impulsión se efectúa sólo por contacto del borde de las aletas con el estator, y esto hace que las presiones creadas por la bomba de aletas sean, en general, inferiores a las creadas por otras bombas rotativas. Se puede aumentar la presión aumentando el número de aletas, o también, mejorando el contacto aletas-estator.

Así, de acuerdo con la Fig X.10, el apriete de las aletas al estator se intensifica porque a la acanaladura anular C en comunicación con la cámara de alta presión, y en consecuencia, a las cabezas internas de las aletas se les suministra líquido a presión, siendo esta presión la correspondiente a la cavidad de impulsión; el suministro de líquido a las cámaras de trabajo y su derivación a éstas, se efectúa a través de las lumbreras de aspiración y de impulsión, que tienen forma de arcos, y están unidas, respectivamente, a las conducciones de aspiración e impulsión de la bomba. Las bombas de aletas admiten la posibilidad de regular su volumen de trabajo, modificando la excentricidad del rotor frente al estator.

Si disminuye la excentricidad, se reduce el suministro de la bomba, manteniendo invariable el número de revoluciones, y a la inversa, pero para eso se requiere que en la construcción de la bomba se prevea esta posibilidad, mediante el dispositivo adecuado.

## X.6.- BOMBAS HELICOIDALES

Las bombas helicoidales pueden ser de uno o varios tornillos, Figs X.11.12. Si se considera una bomba helicoidal de tres tornillos, Fig X.13, de los cuales el central es el conductor y los dos laterales los conducidos, para asegurar un cierre hermético de las cámaras de trabajo y, por lo tanto, la separación de las cavidades de aspiración e impulsión de la bomba, se necesita que los tornillos tengan un perfil cicloidal determinado.

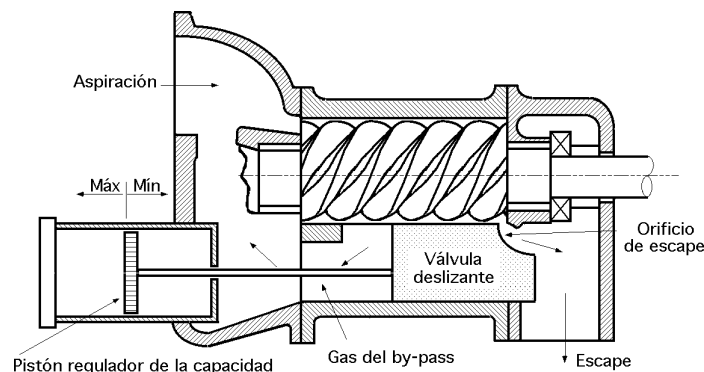


Fig X.11.- Bomba de tornillo simple con regulación de la capacidad de volumen desplazado mediante válvula deslizable

En el tornillo conductor este perfil es convexo, mientras que, en los conducidos, es cóncavo.

Generalmente la rosca es de dos entradas, y la relación de engrane desde el tornillo conductor hasta los conducidos es igual a la unidad.

Las cámaras de trabajo vienen limitadas entre los filetes de los tres tornillos y las superficies internas del estator; durante el giro de los tornillos, las cámaras de trabajo se desplazan, junto con el líquido, a lo largo de los ejes de rotación.

El perfil de los tornillos es tal que los conducidos se descargan completamente, accionados por el conductor que es el que realiza el trabajo de desplazamiento, actuando éste, al mismo tiempo, como rotor y como desplazador. Los tornillos conducidos desempeñan la misión de separar las cavidades de admisión e impulsión, pero sin desalojar al líquido.

El *caudal aspirado medio*  $q_1$  es:

$$q_1 = \frac{t n}{60}$$

en la que  $t$  es la superficie de la sección de las cámaras de trabajo de la bomba, perpendicular a los ejes de rotación, de valor,

$$= 2,4 D_i$$

siendo:

$D_i$  el diámetro interior de la rosca del tornillo conductor, igual al diámetro exterior del tornillo conducido

$t$  el paso de los tornillos igual a  $\frac{10 D_i}{3}$



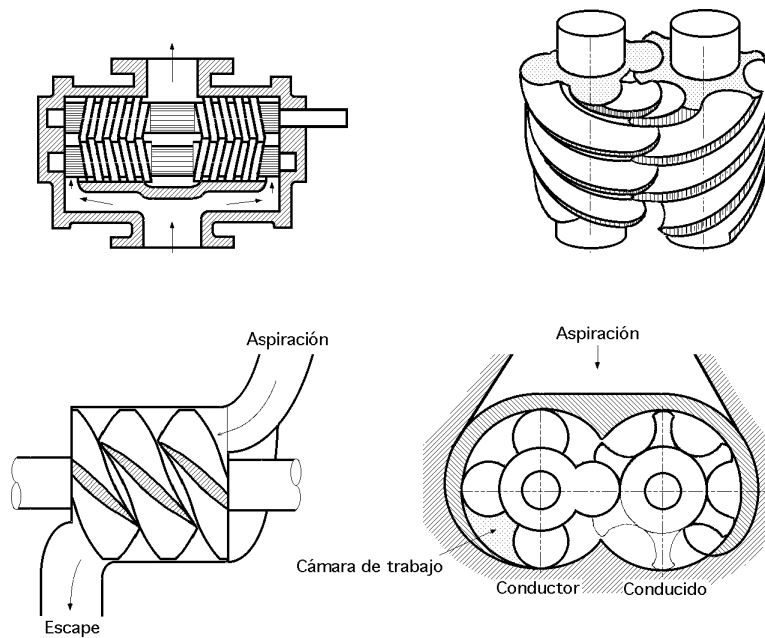


Fig X.12.a.- Bomba de tornillo doble

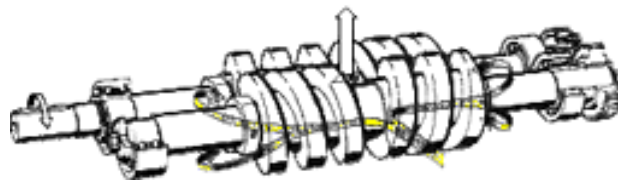


Fig X.12.b.- Bomba de tornillo doble; entrada y salida de líquido

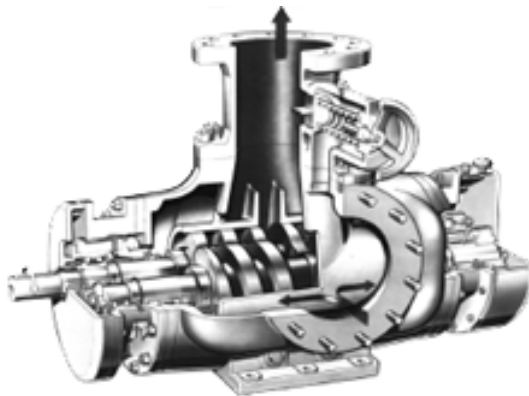


Fig X.12.c.- Bomba de tornillo doble; vista de conjunto

Las bombas de tres tornillos son capaces de crear presiones entre 100 y 200 kg/cm<sup>2</sup>; cuanto mayor sea la presión, tanto más larga tiene que ser la vía de traslación de las cámaras de trabajo y, en consecuencia, más largos deberán ser los tornillos.

La longitud mínima de los tornillos, necesaria para conseguir una hermeticidad estable en la bomba, se considera igual a 1,25 t aunque en la práctica y dependiendo de la presión requerida, esta longitud se elige entre  $1,5 < t < 1,8$ .

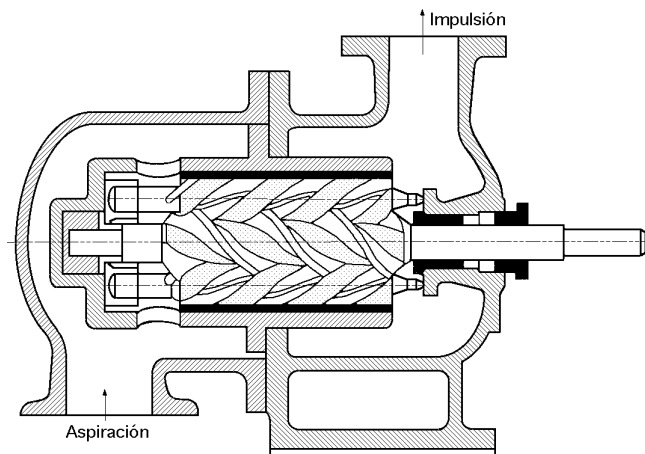


Fig X.13.- Esquema de bomba helicoidal de 3 tornillos

Esta bomba posee unas curvas características de suministro bastante uniformes, siendo capaz de trabajar a altas revoluciones, entre 3.000 y 5.000 rpm, distinguiéndose por un funcionamiento silencioso y seguro, pero tiene problemas parecidos a los planteados en la bomba de engranajes ya que es imposible regular el volumen de trabajo durante el movimiento.

En general, la fabricación de la bomba helicoidal es complicada.

A veces se utilizan bombas de dos tornillos o de un tornillo, pero sus características son inferiores a las de tres tornillos con perfil cicloidal, sobre todo a la hora de conseguir y asegurar un alto grado de hermeticidad.

## X.7.- BOMBAS ROTATIVAS DE ÉMBOLO

Las bombas rotativas de émbolo se utilizan tanto con diseños de cinemática plana, con émbolos radiales, como con cinemática espacial, con émbolos axiales.

**BOMBAS ROTATIVAS DE ÉMBOLOS RADIALES.-** Las primeras, Fig X.14, conocidas como *bombas radiales de émbolo*, constan de un estator 3, y un rotor 1 que lleva una serie de alojamientos radiales cilíndricos, en los que encajan unos émbolos 2 que desempeñan el papel de desplazadores, realizando a medida que gira el rotor, un movimiento de vaivén respecto a éste, al tiempo que sus extremos deslizan sobre la superficie interior del estator; a veces se sustituye el deslizamiento, por un balanceo de rodillos especiales.

Las cámaras de trabajo de aspiración y de impulsión se comunican a través de orificios radiales, alternativamente, con las dos mitades de la cavidad central, que está dividida por un tabique vertical 4. El líquido pasa de la cámara de aspiración, a las cámaras de trabajo y después de que éstas se cierran y trasladan, se expulsa a la cámara de impulsión; las cámaras de trabajo se cierran en el momento en que el orificio radial queda tras el tabique. Por consiguiente, cada cámara se cerrará dos veces por cada vuelta del rotor, la primera, cuando su volumen es máximo y la segunda, cuando su volumen es mínimo, que se corresponde con el espacio nocivo.

El *volumen útil V* de cualquier cámara de trabajo, es igual al desalojado por cada émbolo, es decir:

$$V = \frac{d^2}{4} 2 e$$

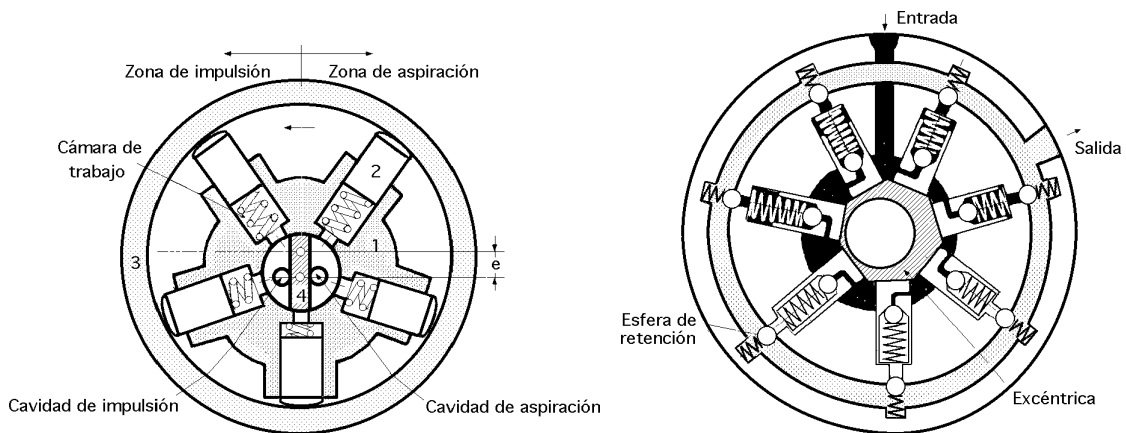


Fig X.14.- Bombas rotativas de émbolo radiales

siendo,  $d$  el diámetro del émbolo,  $e$  la excentricidad, y  $2e$  el recorrido máximo del émbolo.

El caudal teórico medio, para  $z$  émbolos, será:

$$V = \frac{d^2}{4} 2e \frac{z n}{60} = \frac{d^2 e z n}{120} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

Estas bombas se fabrican para presiones del orden de 200 a 300 Atm y se emplean tanto para volúmenes de trabajo constantes, como variables, lo cual se consigue, al igual que en las bombas de aletas, variando la excentricidad.

**BOMBAS ROTATIVAS DE ÉMBOLOS AXIALES.-** En este tipo de bombas, el mecanismo de transmisión del movimiento a los desplazadores tiene una cinemática espacial. Las cámaras de trabajo cilíndricas van dispuestas en el rotor paralelamente al eje de rotación, o con un cierto ángulo respecto a dicho eje. En la Fig X.15 se muestra un esquema sencillo de este tipo de bombas, en el que el rotor 1 tiene los alojamientos para los pistones, paralelos al eje de rotación; los pistones 2 que se desplazan mediante la acción de unos muelles deslizan sus extremos libres por un disco inclinado 3 en forma de arandela, que hace que los pistones ordenados circunferencialmente alrededor del eje, realicen un movimiento de vaivén en los alojamientos correspondientes, produciéndose de esta forma la aspiración e impulsión del líquido.

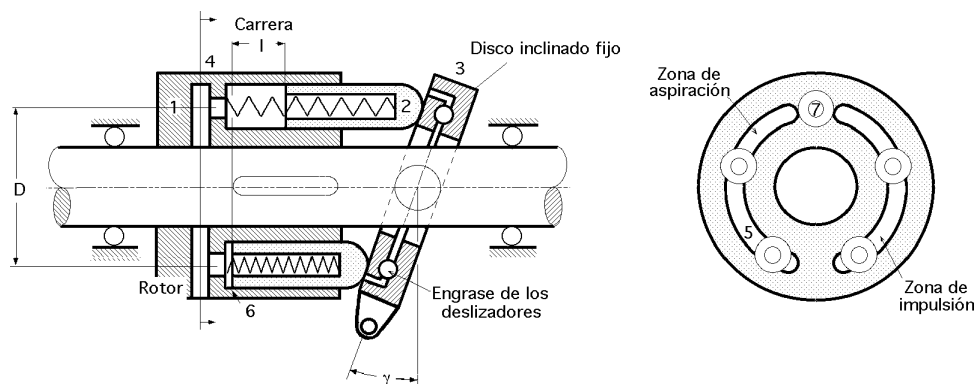


Fig X.15.- Esquema de bomba rotativa con 5 émbolos axiales

En la parte 4 de la bomba, a la que va adherida el rotor, existen dos ranuras anulares, una de las cuales se comunica con la parte de aspiración y la otra con la de impulsión.

Al girar el rotor, los orificios 6 se desplazan por las ranuras 5, y por lo tanto, van uniendo alternativamente los alojamientos con los conductos de aspiración e impulsión; cuando los orificios se encuentren en las posiciones 7, se cierra la cámara de trabajo y se obtiene el volumen máximo en la posición superior y el mínimo en la inferior. El disco inclinado va fijo, mediante una charnela, de modo que puede girar alrededor del eje que intersecta el eje del rotor en ángulo recto y a la vez se modifica el ángulo de inclinación del disco,  $\alpha$ , para regular el suministro.

*El caudal aspirado medio  $q_1$  que puede proporcionar este tipo de bomba es:*

$$q_1 = \frac{d^2 l}{4} \frac{z n}{60} = \frac{d^2 D \operatorname{tg} \alpha}{4} \frac{z n}{60} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

en la que:

$d$  es el diámetro de los émbolos

$D$  es el diámetro de la circunferencia del rotor en la que van dispuestos los ejes de los alojamientos

$z$  es el número de alojamientos

$l$  es el recorrido de un pistón cualquiera  $= D \operatorname{tg} \alpha$

Sin embargo, las tendencias en el diseño y construcción de bombas rotativas axiales de émbolo con disco inclinado, van en el sentido de que los alojamientos no se dispongan paralelamente al eje del rotor, sino formando un cierto ángulo  $\beta$  con el mismo.

En este caso, el desplazamiento de los pistones o émbolos se produce no sólo por la acción de los muelles, sino también por las componentes de la fuerza centrífuga que actúan sobre los pistones al girar el rotor, lo cual permite disminuir las dimensiones de los muelles.

Si el disco inclinado es plano, el recorrido del pistón se puede determinar geométricamente, en el supuesto de que cada émbolo tenga contacto con el disco en un punto que se encuentra en el eje del mismo.

De acuerdo con la Fig X.16, y aplicando el Teorema del seno se tiene:

$$\frac{l_1}{\operatorname{sen} \alpha} = \frac{D_0}{2 \operatorname{sen} \beta} = \frac{D_0}{2} \frac{1}{\operatorname{sen} (90^\circ - \alpha + \beta)} = \frac{D_0}{2} \frac{1}{\cos (\beta - \alpha)}$$

$$\frac{l_2}{\operatorname{sen} \alpha} = \frac{D_0}{2 \operatorname{sen} \beta} = \frac{D_0}{2} \frac{1}{\operatorname{sen} (90^\circ - \alpha - \beta)} = \frac{D_0}{2} \frac{1}{\cos (\alpha + \beta)}$$

en la que  $D_0$  es el diámetro de la circunferencia sobre la que estarían los puntos de contacto de los émbolos con el disco para  $\alpha = 0$ .

*El recorrido de cada émbolo es:*

$$l = l_1 + l_2 = \frac{D_0}{2} \operatorname{sen} \alpha \left\{ \frac{1}{\cos (\beta - \alpha)} + \frac{1}{\cos (\alpha + \beta)} \right\}$$

y el caudal aspirado medio:

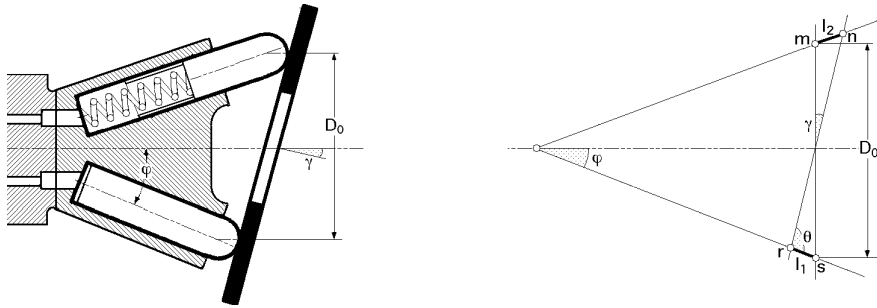


Fig X.16.- Esquema de bomba rotativa de émbolos inclinados un ángulo

$$q_1 = \frac{d^2}{4} \cdot l \cdot \frac{z \cdot n}{60} = \frac{d^2 z n}{480} D_0 \operatorname{sen} \left\{ \frac{1}{\cos(\gamma - \varphi)} + \frac{1}{\cos(\gamma + \varphi)} \right\}$$

que para  $\varphi = 0$ , se convierte en el correspondiente a émbolos con alojamientos paralelos al eje de giro.

A veces se mecaniza el disco dándole una forma cónica con el fin de que para  $\varphi = 0$  los pistones sean perpendiculares a la superficie de apoyo y contacto; el ángulo en el vértice de este cono, tiene por valor:  $\beta = 90^\circ - \gamma$ , Fig X.17.

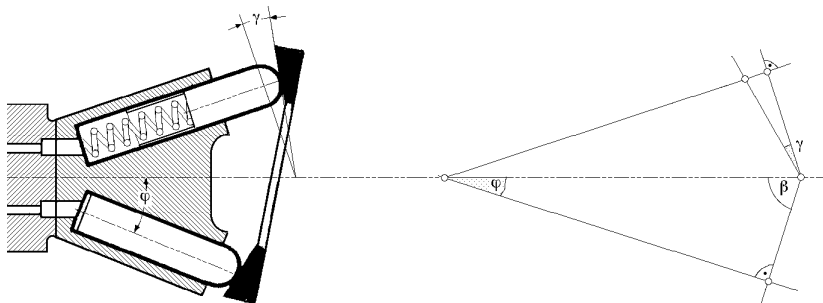


Fig X.17.- Esquema de bomba rotativa de émbolos inclinados, con disco cónico

mediante un desarrollo similar al caso anterior, se obtiene para el recorrido  $l$  del pistón y caudal aspirado:

$$l = D_0 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\cos \beta} \quad ; \quad q_t = \frac{d^2 z n}{480} D_0 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\cos \beta}$$

variando el caudal suministrado por la bomba en función del ángulo  $\beta$ .

En la Fig X.18, se muestra una bomba rotativa de émbolos con rotor de bloque inclinado. La rotación se transmite del árbol motor 1 al rotor 2, a través de una articulación Cardan 3 que permite modificar el ángulo entre los ejes del árbol y del rotor; éste va ubicado en un bloque oscilante 4 en el fondo del cual hay dos ranuras en forma anular, que son la de aspiración 5 y la de impulsión 6, semejantes a las de la bomba de disco inclinado.

En ésta bomba regulable, el bloque oscilante 4 puede girar y modificar el ángulo  $\beta$ ; los émbolos van unidos al disco del árbol motriz mediante vástagos provistos de charnelas.

Si se desprecian los ángulos que forman los ejes de los vástagos de los émbolos con los ejes de los cilindros, el recorrido de los émbolos sería:

$$l = D \sin$$

en la que D viene expresado en la Fig X.18.

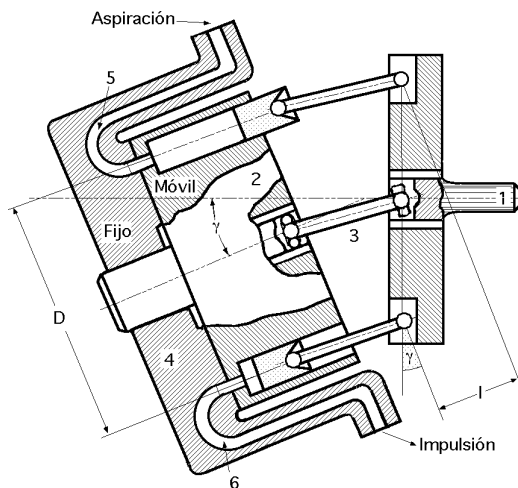


Fig X.18.- Esquema de bomba rotativa de émbolos con bloque de émbolos inclinado

Existen también otras bombas rotativas, de inversión, muy utilizadas en la construcción de maquinaria, en las que el rotor se para y el estator se pone en rotación; con esta inversión, la bomba rotativa de émbolo se convierte en una bomba de émbolo, por cuanto sus cámaras de trabajo se inmovilizan y el movimiento absoluto de los desplazadores adquiere el carácter de vaivén.

Sin embargo, y dependiendo de su estructura y propiedades, estas bombas, si no poseen distribución por válvulas, son muy parecidas a las rotativas.

**IRREGULARIDAD DE SUMINISTRO EN LAS BOMBAS ROTATIVAS.-** Hemos visto que las bombas rotativas suministran el líquido con una cierta regularidad; en el estudio cinemático de los mecanismos de las bombas rotativas de émbolo, se puede observar que, la velocidad de desplazamiento de los émbolos, al igual que en un mecanismo biela-manivela, se puede considerar proporcional al seno del ángulo de giro del rotor.

De acuerdo con la misma ley senoidal, el líquido suministrado por un émbolo se modifica en función del ángulo y del tiempo  $t$ .

El caudal total suministrado por la bomba se calcula sumando las ordenadas de estas funciones senoidales, Fig X.19; se observa que el grado de irregularidad en el suministro disminuye con el aumento del número de desplazadores de la bomba; hay que hacer constar, como se ha comprobado experimentalmente, que desde el punto de vista de mejorar la uniformidad en el suministro de la bomba, es conveniente utilizar un número impar de desplazadores.

El grado de irregularidad puede determinarse mediante las siguientes fórmulas aproximadas:

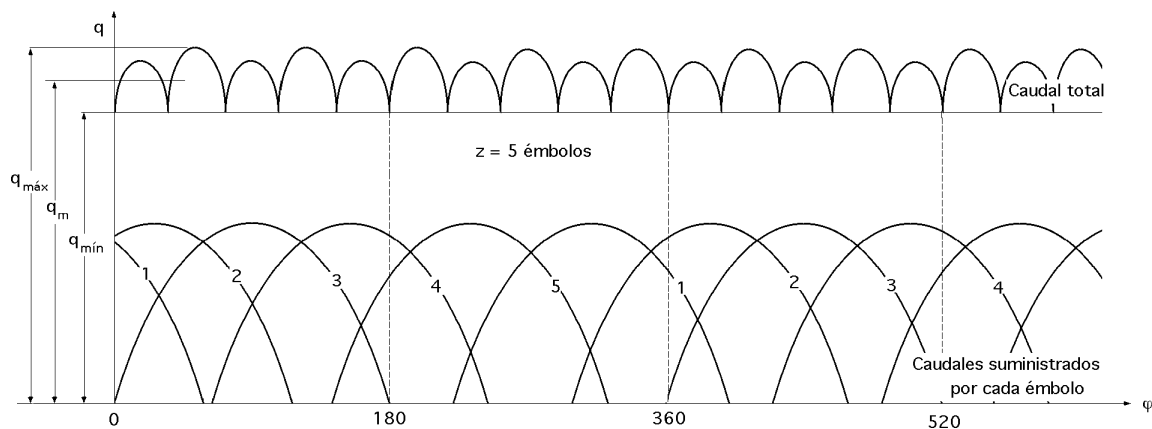


Fig X.19.- Caudal suministrado por una bomba rotativa de 5 émbolos

**a) Para un número impar  $z$  de desplazadores:**

$$\text{Grado de irregularidad:} = \frac{q_{\text{máx}} - q_{\text{mín}}}{q_{\text{medio}}} = \frac{125}{z} \%$$

**b) Para un número par  $z$  de desplazadores:**

$$\text{Grado de irregularidad:} = \frac{500}{z^2} \%$$

lo que conduce a la Tabla X.1 de valores del grado de irregularidad, en función del número  $z$  de desplazadores.

Las bombas rotativas de émbolo llevan un número impar de émbolos, igual a 5, 7, ó 9.

Tabla X.1.- Valores del grado de irregularidad en función del número de émbolos

$z$	5	6	7	8	9	10	11	12
%	5	13,9	2,6	7,8	1,5	5	1	3,5

Las bombas rotativas de émbolo que llevan un número par de émbolos, tienen un grado de irregularidad elevado, que viene motivado porque dos cámaras de trabajo se cierran simultáneamente, reduciéndose el suministro proporcionado por ellas a cero, mientras que con un número impar de desplazadores, sólo se cierra una cámara.

**CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS VOLUMÉTRICAS ROTATIVAS.-** Sabemos que la curva característica de una bomba es la relación existente entre la altura de presión creada por la bomba y el caudal suministrado por la misma, manteniendo constante el número de revoluciones. Una fórmula común del caudal aspirado para todas las bombas volumétricas rotativas es:

$$q_1 = \frac{W n}{60}$$

de la que se deduce que el caudal aspirado, teórico o disponible de la bomba volumétrica rotativa no depende de la presión, siendo su gráfica una recta paralela al eje de presiones o alturas mano-

métricas.

Las curvas características teóricas de estas bombas para dos números de revoluciones  $n_1$  y  $n_2$  distintos, indican que, teóricamente, toda bomba volumétrica es capaz de crear cualquier presión, independientemente del número de revoluciones y del caudal.

Sin embargo las cosas suceden en forma algo distinta, por cuanto aparecen las fugas, debidas a que toda bomba tiene holguras entre las partes móviles y fijas, más o menos apreciables, por lo que bajo el efecto de la presión creada por la bomba, una cierta cantidad de líquido fluirá a través de estas holguras en dirección opuesta a la de descarga, es decir, hacia la aspiración y, en consecuencia, la curva característica real no coincide con la teórica.

Cuando las holguras son pequeñas, el flujo a través de éstas es laminar y, por lo tanto, el caudal que por ellas fluye  $q$  es directamente proporcional a la presión,  $p = p_2 - p_1$ , creada por la bomba e inversamente proporcional a su viscosidad dinámica, pero no a la primera potencia, sino como se ha comprobado experimentalmente, a una cierta potencia  $m$  menor que la unidad.

En general, para las bombas volumétricas el valor de  $m = 0,5$  por lo que:

$$\text{Pérdida de caudal en holguras, } q^* = K \frac{P_{\text{bomba}}}{m} = K \frac{P_{\text{bomba}}}{\sqrt{}}$$

en la que  $K$  es una constante que depende de las características constructivas de la bomba, y de la magnitud de las holguras, siendo independiente del número de revoluciones.

El que  $m$  no sea igual a la unidad se puede explicar por el hecho de que al fluir el líquido a través de las holguras, las pérdidas de energía son bastante considerables, lo cual hace que el líquido a su paso por estas holguras se caliente, disminuyendo su viscosidad frente a la del líquido principal bombeado.

El caudal que pasa a la impulsión es:

$$q = \frac{W n}{60} - K \frac{P_{\text{bomba}}}{m} = \text{vol } q_1$$

de la que se deduce que, las curvas características reales de las bombas volumétricas, son líneas inclinadas que cortan a las teóricas en,  $p = 0$ .

Cuanto mayor es la viscosidad del líquido, tanto menor será la fuga de caudal  $q^*$  por las holguras, y tanto mayor la pendiente de la curva característica.

A veces se observa una cierta curvatura en las curvas características reales, explicándose esta irregularidad por un mal funcionamiento de la bomba, como puede ser un llenado defectuoso de las cámaras de trabajo, o por la aparición de la cavitación, etc.

Cuando se modifican las condiciones de trabajo de la bomba, pasando, por ejemplo de  $(n_1, q_1)$  a  $(n_2, q_2)$ , se puede obtener la nueva curva característica como sigue,

En primer lugar se calculan las abscisas iniciales de las curvas características, correspondientes a los caudales aspirados, en la forma:



$$\frac{q_{t1}}{q_{t2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad ; \quad q_{t2} = q_{t1} \frac{n_2}{n_1}$$

y la relación de caudales de fugas  $\frac{q_1^*}{q_2^*}$  para presiones o alturas manométricas iguales:

$$P_{1(\text{bomba})} = P_{2(\text{bomba})} \quad \frac{q_1^*}{q_2^*} = \left| \begin{array}{l} q_1^* = k \frac{P_1}{\frac{1}{m}} \\ q_2^* = k \frac{P_2}{\frac{1}{m}} \end{array} \right| = \left( \frac{2}{1} \right)^m \quad ; \quad q_2^* = q_1^* \left( \frac{1}{2} \right)^m$$

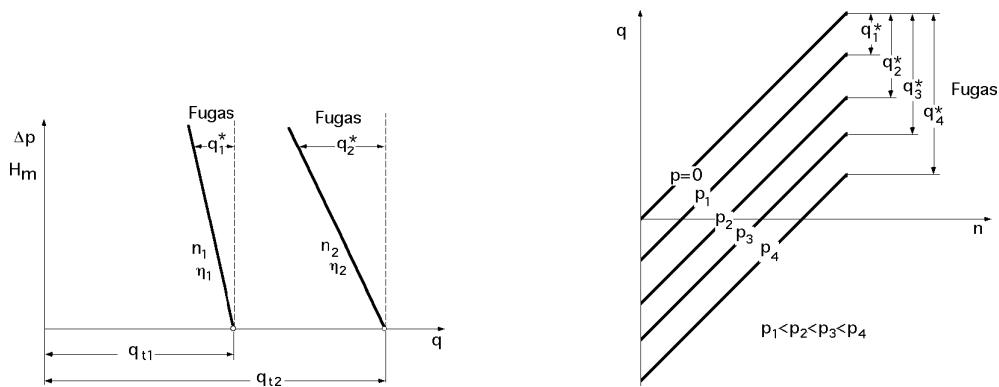


Fig X.20.- Curvas características de bombas volumétricas

De acuerdo con las magnitudes obtenidas para el caudal aspirado  $q_{t2}$  y las fugas  $q_2^*$  se construye una curva característica nueva.

Cuando la viscosidad dinámica del líquido permanezca constante, los resultados obtenidos en los ensayos de las bombas rotativas se presentan generalmente en un diagrama  $(q,n)$  para diversos valores de la presión  $p$  creada por la bomba, obteniéndose así una serie de rectas cuasi paralelas por cuanto los caudales de fugas  $q^*$  no dependen del número de revoluciones  $n$ , para un determinado valor de  $p$ , Fig X.20, por lo que cuanto mayor sea la presión creada por la bomba, tanto más baja estará situada la recta correspondiente, por ser el caudal de fugas  $q$  mayor.

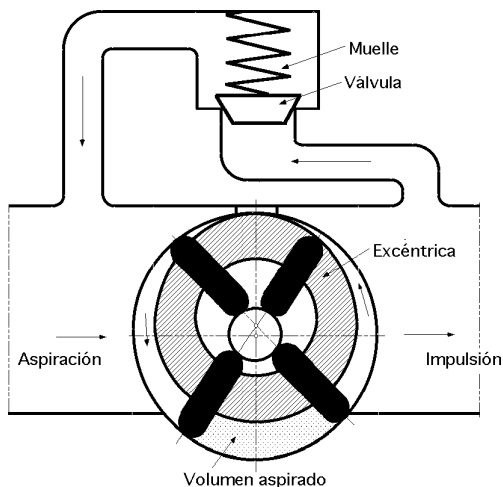


Fig X.21.- Esquema de bomba rotativa con válvula reductora, y curva característica correspondiente

Cuando, por ejemplo, se produzca una disminución en el caudal impulsado, originada por un aumento en la resistencia de la red, se provoca un aumento considerable de la presión, por lo que habrá que proteger a la bomba de esta anomalía mediante un dispositivo especial, que puede ser una válvula reductora, la cual se abrirá cuando la presión en la cámara de impulsión esté por encima de un cierto valor, de forma que a través de ella vuelva a la cámara de aspiración una cierta cantidad de líquido, mediante un by-pass.

En este caso, la curva característica de la bomba se modifica, como se muestra en la Fig X.21; en la zona (AB), la válvula del by-pass está cerrada, por cuanto la presión es pequeña; el punto B indica el comienzo de apertura de la válvula, siendo la presión creada por la bomba igual a la tensión del muelle F dividida por la superficie de la válvula; en la zona (BC), el suministro de líquido a la tubería es:

$$q = q_t - q_{vál} - q^*$$

El punto C se corresponde con el cierre completo de la válvula de la tubería de impulsión, de forma que todo el caudal suministrado por la bomba retrocede a la cámara de aspiración a través de la válvula del by-pass.

Un dispositivo más perfeccionado utiliza un servomotor, compuesto de un cilindro con émbolo y vástago que actúa sobre la bomba regulable.

Al alcanzar la bomba una presión determinada, el émbolo 1 actúa comprimiendo el muelle 2 y hace girar la arandela 3 a un ángulo menor, disminuyendo el suministro por cuanto la presión apenas aumenta; la curva característica de la bomba es la indicada en la Fig X.22.

En la zona (AB) la arandela forma un ángulo máximo; en el punto B, el ángulo comienza a disminuir, y en el punto C es muy pequeño, lo cual es necesario para compensar las fugas.

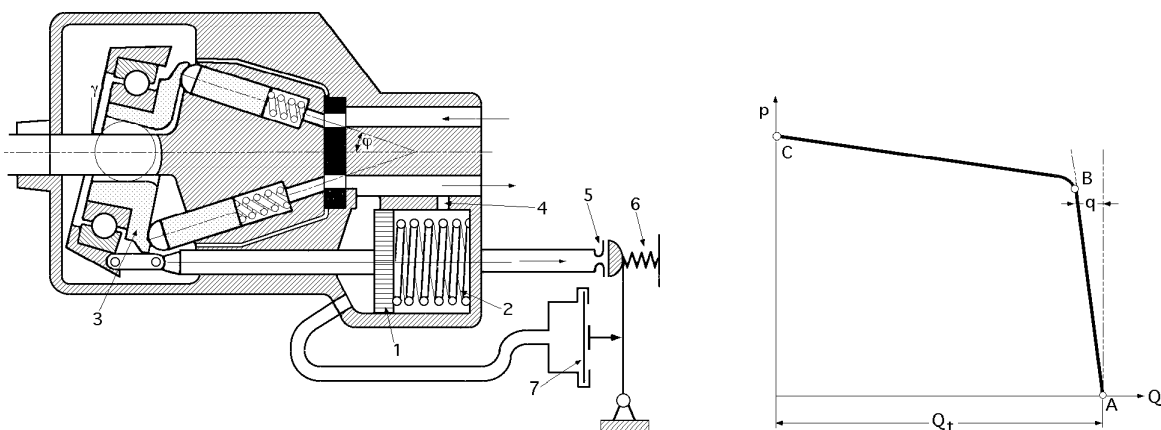


Fig X.22.- Esquema de bomba regulable y variación del caudal impulsado a través de una válvula reductora

Si la presión en la cavidad del servo-cilindro de la bomba que contiene el muelle, fuese constante e igual, por ejemplo, a la atmosférica, la inclinación de la curva característica de la bomba en la zona (BC) se determinaría solamente por la rigidez del muelle; para obtener una curva característica de pendiente suave, hay que utilizar un muelle con poca rigidez, pero que al propio tiempo sea muy potente, es decir, de grandes dimensiones.

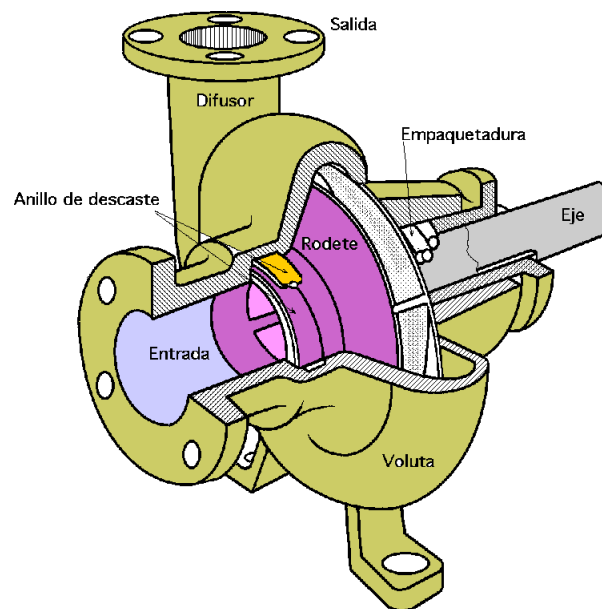
Con el fin de disminuir las dimensiones del muelle, y obtener una curva característica de

pendiente lo más suave posible en la zona (BC), se hace que el líquido penetre en la cavidad del servomotor por el surtidor 4 de la línea de descarga, pasando por la válvula 5, bajo la acción del muelle 6 y la fuerza de la membrana 7, que se encuentra bajo la acción y presión de la cámara de impulsión. Cuando el disco de la bomba tenga una inclinación máxima, la válvula estará cerrada y las presiones por ambas partes del émbolo serán idénticas e iguales a la de impulsión. El disco se mantiene en la posición inclinada, por medio de la presión del muelle y la acción del líquido sobre el émbolo. Al aumentar la presión de descarga, la válvula se abrirá, el líquido comenzará a pasar, y la presión de la cavidad a la que pasa el líquido descenderá; la presión del líquido sobre el émbolo comprimirá el muelle y desplazará el disco a un ángulo menor.

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA  
ELÉCTRICA Y ENERGÉTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

# PROBLEMAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS



***PEDRO FERNANDEZ DIEZ***

1.- Una bomba centrífuga tiene un rodete de dimensiones:

$$r_1 = 75 \text{ mm}; r_2 = 200 \text{ mm}; \alpha_1 = 50^\circ; \alpha_2 = 40^\circ$$

La anchura del rodete a la entrada es,  $b_1 = 40 \text{ mm}$  y a la salida,  $b_2 = 20 \text{ mm}$

Se puede suponer que funciona en condiciones de rendimiento máximo ( $c_{1m} = c_1$ )

Rendimiento manométrico, 0,78

Determinar, para un caudal  $q = 0,1 \text{ m}^3/\text{seg}$  lo siguiente:

a) Los triángulos de velocidades

b) La altura total que se alcanzará a chorro libre

c) El par motor y potencia comunicada al líquido

d) Cálculo de las pérdidas internas y elevación de la presión al pasar el agua por el rodete, en las siguientes situaciones:

- Sabiendo que las pérdidas en el mismo son nulas

- Sabiendo que las pérdidas en el mismo son un 40% de las totales

e) El número de r.p.m. a que girará la bomba.

f) Curva característica

## RESOLUCIÓN

a) Triángulos de velocidades

**Entrada**

Como:  $\vec{c}_1 \perp \vec{u}_1$ , por ser  $c_1 = c_{1m}$ , el agua penetra a  $\vec{u}_1$ ;  $\alpha_1 = 90^\circ$

$$c_1 = c_{1m} = \frac{q}{2 r_1 b_1} = \frac{0,1 \text{ m}^3/\text{seg}}{2 \times 0,075 \text{ m} \times 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 5,305 \text{ m/seg}$$

$$\frac{c_1}{u_1} = \frac{w_1 \sin \alpha_1}{w_1 \cos \alpha_1} = \tan \alpha_1 \quad u_1 = \frac{c_1}{\tan \alpha_1} = \frac{5,305}{\tan 50^\circ} = 4,45 \text{ m/seg}$$

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \alpha_1} = \frac{5,305}{\sin 50^\circ} = 6,925 \text{ m/seg}$$

**Salida**

$$c_{2m} = \frac{q}{2 r_2 b_2} = \frac{0,1}{2 \times 0,2 \times 0,02} = 3,978 \text{ m/seg}$$

$$c_{2n} = u_2 - w_2 \cos \alpha_2 = \left| \begin{array}{l} w_2 = \frac{c_{2m}}{\sin \alpha_2} = \frac{3,978}{\sin 40^\circ} = 6,189 \text{ m/seg} \\ u_2 = u_1 \frac{r_2}{r_1} = 4,45 \frac{200}{75} = 11,87 \text{ m/seg} \end{array} \right| = 11,87 - 6,189 \cos 40^\circ = 7,12 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2n}^2} = \sqrt{3,978^2 + 7,12^2} = 8,156 \text{ m/seg}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{c_{2m}}{c_{2n}} = \frac{3,978}{7,12} = 0,5587 \quad \boxed{\alpha_2 = 29,19^\circ}$$

b) Altura total que se alcanzará a chorro libre

$H_{t(\text{máx})}$  que no hay tubería de impulsión

$$H_{t(\text{máx})} = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \frac{11,87 \times 7,12}{g} = 8,624 \text{ m}$$

c) Par motor y potencia comunicada al líquido

$$C = \frac{q}{g} (r_2 c_{2n} - r_1 c_{1n}) = \left| \begin{array}{l} c_{1n} = 0 \\ \text{dato} \end{array} \right| = \frac{q}{g} r_2 c_{2n} = \frac{1000 \text{ Kg/m}^3 \times 0,1 \text{ m}^3/\text{seg}}{g} 0,2 \text{ m} \times 7,12 \text{ m/seg} = 14,53 \text{ m.Kg}$$

Potencia comunicada por el motor a la bomba:

$$N = C w = 14,53 \frac{u_1}{r_1} = 14,53 \text{ (m.Kg)} \frac{4,45}{0,075} = 862,11 \text{ Kgm/seg} = 11,5 \text{ CV}$$

Potencia comunicada por la bomba al líquido:

$$N_h = q_1 H_t = 1000 \text{ Kg/m}^3 \times 0,1 \text{ m}^3/\text{seg} \times 8,624 \text{ m} = 862,4 \text{ Kgm/seg} = 11,5 \text{ CV}$$

$$\text{Rendimiento mecánico: } \eta_{\text{org}} = \frac{N_h}{N} = \frac{11,5}{11,5} = 1 \text{ ó el } 100\%$$

**d) Pérdidas internas**

$$i = H_{t \text{ máx}} - H_m = 8,624 - 6,727 = 1,897$$

**Elevación de la presión al pasar el agua por el rodete, si las pérdidas en el rodete son nulas**

$$H_m = \left( \frac{c_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\rho} + r_s \right) - \left( \frac{c_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\rho} + r_E \right) = H_{t \text{ máx}} - i = H_{t \text{ máx}} - H_{\text{man}} = 8,624 - 0,78 = 7,842 \text{ m}$$

$$H_{t \text{ máx}} = \left( \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + r_2 \right) - \left( \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + r_1 \right) + h_r = \frac{H_{\text{man}}}{\eta_{\text{man}}}$$

$$\left( \frac{8,156^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + 0,2 \right) - \left( \frac{5,305^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + 0,075 \right) = H_{t \text{ máx}} - h_r = 8,624 - 0 = 8,624 \text{ m}$$

$$\frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} - 2,083 = 8,624 \quad \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} = 6,54 \text{ m}$$

**Elevación de la presión al pasar el agua por el rodete, si las pérdidas en el mismo son un 40% de las totales**

$$\left( \frac{8,156^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + 0,2 \right) - \left( \frac{5,305^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + 0,075 \right) = H_{t \text{ máx}} - h_r = 8,624 - (0,4 \times 1,897) = 7,865 \text{ m}$$

$$\frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} + (3,594 - 1,511) = 7,865 \text{ m} \quad \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} = 5,782 \text{ m.c.a.} \quad ; \quad p = 0,5782 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

**e) Número de r.p.m. a que girará la bomba.**

$$N = C w = C \frac{n}{30} \quad ; \quad n = \frac{30 N}{C} = \frac{30 \times 11,5 \times 75 \text{ Kgm/seg}}{14,53 \text{ m.Kg}} = 566,8 \text{ rpm}$$

**f) Curva característica**

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \frac{11,87^2}{9,8} = 14,42$$

$$B = \frac{u_2 \cotg \alpha}{k_2 g} = \frac{u_2 \cotg \alpha}{k_2 g} = \frac{11,87 \times \cotg 40}{9,8 \times 2 \times 0,2 \times 0,02} = 57,43$$

$$C q^2 = i = 1,897 \text{ m} \quad C = \frac{1,897}{q^2} = \frac{1,897}{0,1^2} = 189,7$$

**Curva característica:**

$$H_m = A - B q - C q^2 = 14,42 - 57,43 q - 189,7 q^2$$

$$\text{Rendimiento manométrico: } \eta_{\text{man}} = \frac{H_m}{H_t} = 1 - \frac{C q^2}{A - B q} = 1 - \frac{1,897}{14,42 - (57,43 \times 0,1)} = 0,78$$

\*\*\*\*\*

2.- Una bomba centrífuga tiene un punto de funcionamiento, en condiciones de rendimiento máximo, dado por un caudal de 2400 litros/minuto y  $H_m = 60$  m; las pérdidas internas de la bomba equivalen a 5 veces la energía cinética relativa, a la salida del agua de la bomba, y las pérdidas en la tubería equivalen a  $15 \text{ q}^2$ . El diámetro a la salida de la bomba es  $d_2 = 0,2$  m, y la sección útil de salida del rodete es  $\sigma_2 = 0,2 d_2^2$ . El rendimiento manométrico es 0,75.

**Determinar:**

- El valor de las pérdidas internas de la bomba
- El valor del ángulo  $\alpha_2$  a la salida
- La velocidad tangencial a la salida y el número de rpm de la bomba
- La potencia útil y el par motor
- El número específico de revoluciones

## RESOLUCIÓN

a) Valor de las pérdidas internas de la bomba

Pérdidas internas de la bomba:  $i = 5 \frac{w_2^2}{2g}$

$$H_{\text{man}} = \frac{H_m}{H_t} = \frac{H_m}{H_m + i} \quad ; \quad i = \frac{H_m}{\frac{H_m}{H_{\text{man}}} - 1} = \frac{60}{\frac{60}{0,75} - 1} = 20 \text{ m}$$

$$i = 5 \frac{w_2^2}{2g} = 20 \quad ; \quad w_2 = 8,85 \text{ m/seg}$$

b) Valor del ángulo  $\alpha_2$  a la salida

La velocidad radial ( $c_{2m}$   $u_2$ ), luego:  $c_{2m} = \frac{q}{\sigma_2} = \frac{2,4}{60} \frac{\text{m}^3/\text{seg}}{0,2 d_2^2} = | d_2 = 0,2 \text{ m} | = 5 \text{ m/seg}$

$$\sin \alpha_2 = \frac{c_{2m}}{w_2} = \frac{5}{8,85} = 0,56 \quad \alpha_2 = 34,4^\circ$$

c) Velocidad tangencial a la salida y número de rpm de la bomba

$$H_t = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{H_m}{\frac{H_m}{H_{\text{man}}}} = \frac{60}{0,75} = 80 \text{ m}$$

Al ser:  $c_1 = u_1$ , por ser:  $\alpha_1 = 90^\circ$ , resulta que:

$$H_{t(\text{máx})} = 80 \text{ m} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = | c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - w_2 \cos \alpha_2 | = \frac{u_2 \{u_2 - w_2 \cos \alpha_2\}}{g}$$

$$u_2^2 - u_2 w_2 \cos \alpha_2 - 80g = 0 \quad ; \quad u_2^2 - u_2 (8,85 \times \cos 34,4^\circ) - 80g = 0 \quad ; \quad u_2^2 - 7,302 u_2 - 784 = 0$$

$$u_2 = 31,88 \text{ m/seg}$$

$$u_2 = \frac{d_2 w}{2} = \frac{d_2 n}{60} \quad n = \frac{60 u_2}{d_2} = \frac{60 \times 31,88}{0,2} = 3044 \text{ rpm}$$

d) Potencia útil

$$N_u = q H_{\text{man}} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \frac{2,4}{60} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} 60 \text{ m} = 2400 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 32 \text{ CV}$$

Potencia aplicada al eje de la bomba:

$$N = \frac{N_h}{\eta_{\text{mec}}} = \frac{N_u}{\eta_{\text{man}}} = | \eta_{\text{mec}} = \eta_{\text{vol}} = 1 | = \frac{N_u}{\eta_{\text{man}}} = \frac{32}{0,75} = 42,67 \text{ CV}$$

Par motor:

$$\text{Par motor: } C = \frac{q}{g} c_{2n} r_2 = \left| c_{2n} = \frac{80 \text{ g}}{u_2} = \frac{80 \text{ g}}{31,88} = 24,59 \right| = \frac{1000 \times \frac{2,4}{60}}{g} \times 24,59 \times 0,1 = 10 \text{ m.Kg}$$

ó también:

$$C = \frac{N}{w} = \frac{30 N}{n} = \frac{30 \times 42,67 \times 75}{3044} = 10 \text{ m.Kg}$$

**e) Número específico de revoluciones**

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_m^{5/4}} = \frac{3044 \sqrt{42,67}}{60^{5/4}} = 119,07 \text{ r.p.m.} ; \quad n_q = \frac{n \sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = 28,25 \text{ r.p.m.}$$

\*\*\*\*\*

**3.- Una bomba centrífuga tiene las siguientes características:**

$q = 50$  litros/seg ;  $H_m = 100$  m ;  $n = 1500$  rpm ;  $m = 0,67$  ;  $N = 100$  CV

Se quiere bajar a una galería de una mina en donde va a funcionar a un mayor número de revoluciones.

El coeficiente de seguridad de la bomba por el aumento de presión se supone es 2,5, y el coeficiente de seguridad del par en el eje igual a 2.

**Determinar:**

a) La altura manométrica que proporcionará la bomba

b) La potencia que consume

c) El caudal que impulsará

## RESOLUCIÓN

Relaciones de semejanza para la misma bomba en superficie y fondo de la mina:

$$\frac{n(\text{superficie})}{n'(\text{mina})} = \frac{q}{q'} = \left\{ \frac{N}{N'} \right\}^{1/3} = \sqrt[3]{\frac{C}{C'}} = \sqrt[3]{\frac{H_m}{H'_m}}$$

Hay que hallar la relación de velocidades en función de  $n_1$  y  $n_2$  y elegir la más conveniente:

$$\text{presión} = \left| \begin{array}{l} p = H_m \\ p' = H'_m \end{array} \right| \quad \frac{p}{p'} = \frac{H_m}{H'_m} = \frac{n^2}{n'^2} = \frac{1}{2,5} = 0,4 ; \quad \boxed{p' = 2,5 p}$$

$$\text{par motor} \quad \frac{C}{C'} = \frac{n^2}{n'^2} = \frac{1}{2} ; \quad \boxed{C' = 2 C}$$

La situación que impone una mayor seguridad es:  $C' = 2 C$ .

**a) Altura manométrica que proporciona la bomba**

$$H'_m = H_m \frac{n^2}{n'^2} = 100 \times 2 = 200 \text{ m}$$

**b) Potencia que consume**

$$N' = N \frac{n^3}{n'^3} = 100 \times 2^{3/2} = 282,8 \text{ CV}$$

**c) Caudal que impulsa**

$$\frac{q}{q'} = \frac{n}{n'} = \frac{1}{\sqrt{2}} ; \quad q' = q \sqrt{2} = 50 \times \sqrt{2} = 70,71 \text{ lit/seg}$$

\*\*\*\*\*

**4.- Dado un modelo de bomba centrífuga de 1.000 CV y  $n = 1200$  r.p.m. cuya curva característica es de la forma,  $H_m = 180 - 375 q^2$ , se acopla a una tubería de impulsión de curva característica  $e = 15 q^2$ .**

**Determinar:**

a) El punto de funcionamiento, para elevar agua a 120 metros de altura

b) El número de revoluciones por minuto necesarias, si las pérdidas de carga en la tubería aumentan a 8



veces la inicial.

c) La nueva curva característica a esta velocidad

d) El radio  $r_2$

e) Triángulos de velocidades a 1200 rpm, sabiendo que:  $\alpha_1 = 90^\circ$  ;  $\alpha_2 = 40^\circ$  ;  $b_2 = 0,05 r_2$  ;  $r_1 = 0,3 r_2$

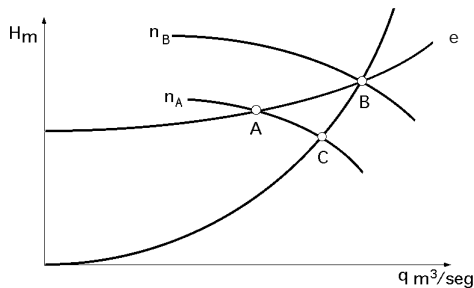
## RESOLUCIÓN

a) Punto de funcionamiento, para elevar agua a 120 metros de altura, a 1200 rpm

$$120 + 15 q^2 = 180 - 375 q^2 \quad q_A = 0,3922 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$H_{mA} = 120 + (15 \times 0,3922^2) = 122,3 \text{ m}$$

$$\text{Pérdida de carga en la tubería: } H_{mA} - H = 122,3 - 120 = 2,3 \text{ m}$$



b) Número de revoluciones por minuto necesarias, si las pérdidas de carga en la tubería aumentan a 8 veces la inicial.

$$\text{Nuevas pérdidas de carga en la tubería: } 2,3 \times 8 = 18,4 \text{ m}$$

$$\text{Nuevo punto de funcionamiento: } 120 + 18,4 = 138,4 \text{ m} = H_{mB}$$

$$\text{Caudal: } 120 + 15 q_B^2 = H_{mB} = 138,4 \quad ; \quad q_B = \sqrt{\frac{138,4 - 120}{15}} = 1,107 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Cálculo de  $n_B$ :

$$\text{Parábola de regímenes semejantes: } H_m = \frac{H_{mB}}{q_B^2} q^2 = \frac{138,4}{1,107^2} q^2 = 112,938 q^2$$

Punto C de intersección con la c.c. de la bomba:

$$112,938 q^2 = 180 - 375 q^2 \quad ; \quad q_C = 0,6073 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$\text{Nº de revoluciones: } \frac{n_B}{n_C} = \frac{q_B}{q_C} \quad ; \quad n_B = n_C \frac{q_B}{q_C} = 1200 \frac{1,107}{0,6073} = 2187 \text{ rpm}$$

c) Nueva curva característica a esta velocidad

$$\left( \begin{array}{l} A_{1200} = \frac{u_2^2}{g} = \frac{r_2^2 \cdot 2 \cdot n^2}{900 g} \\ A_{2167} = \frac{u_{2*}^2}{g} = \frac{r_2^2 \cdot 2 \cdot n^{2*}}{900 g} \end{array} \right) \quad \frac{A}{A^*} = \frac{n^2}{n^{2*}} = \frac{1200^2}{2167^2} = 0,306 \quad ; \quad A^* = \frac{A}{0,306} = \frac{180}{0,306} = 588,23$$

$$\text{La nueva curva característica es: } H_m = 588,23 - 375 q^2$$

d) Radio  $r_2$

$$u_2 = r_2 \omega = r_2 \frac{n}{30} \quad ; \quad r_2 = \frac{30 u_2}{n} = \left| A = \frac{u_2^2}{g} \right| = \frac{30 \sqrt{A g}}{n} = \frac{30 \sqrt{180 g}}{2187} = 0,3342 \text{ m}$$

e) Triángulos de velocidades a 1200 rpm, sabiendo que:  $\alpha_1 = 90^\circ$  ;  $\alpha_2 = 40^\circ$  ;  $b_2 = 0,05 r_2$  ;  $r_1 = 0,3 r_2$

Salida

$$u_2 = r_2 \omega = 0,3342 \frac{n}{30} = 0,3342 \frac{1200}{30} = 42 \text{ m/seg}$$

$$c_{2m} = \frac{q}{2 r_2 b_2} = \frac{0,3922}{2 \times 0,3342^2 b_2} = \frac{0,3922}{2 \times 0,3342^2 \times 0,05} = 11,18 \text{ m/seg}$$

$$c_{2n} = u_2 - w_2 \cos \alpha_2 = \left| w_2 = \frac{c_{2m}}{\sin \alpha_2} = \frac{11,18}{\sin 40^\circ} = 17,4 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right| = 42 - (17,4 \cos 40^\circ) = 28,67 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2n}^2 + c_{2m}^2} = \sqrt{28,67^2 + 11,18^2} = 30,77 \text{ m/seg}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{c_{2m}}{c_2} = \frac{11,18}{30,77} = 0,3633 ; \quad \alpha_2 = 21,3^\circ$$

### Entrada

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

Radio  $r_1$  a la entrada

$$\frac{u_1}{u_2} = \frac{r_1}{r_2} = 0,3 ; \quad u_1 = 0,3 u_2 = 0,3 \times 42 = 12,6 \text{ m/seg}$$

$$c_1 = c_{1m} = \frac{q}{r_1^2} = \left| r_1 = 0,3 r_2 = 0,3 \times 0,3342 = 0,1 \text{ m} \right| = \frac{0,3922}{\times 0,1^2} = 12,48 \text{ m/seg}$$

$$\tan \alpha_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} = \frac{12,48}{12,6} = 0,99 \quad \alpha_1 = 44,7^\circ$$

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \alpha_1} = \frac{12,48}{\sin 44,7^\circ} = 17,74 \text{ m/seg}$$

\*\*\*\*\*

**5.- Una tubería de 250 m de longitud y 20 cm de diámetro, pone en comunicación una bomba centrífuga y un depósito elevado, siendo la altura geométrica de 100 m; la bomba funciona a 1750 rpm, y bombea 0,15 m<sup>3</sup>/seg. Las características técnicas de la bomba son:  $\alpha_2 = 27^\circ$ ;  $d_2 = 0,5 \text{ m}$ ;  $b_2 = 0,030 \text{ m}$ .**

**Determinar**

- La curva característica de la tubería si lleva instaladas 2 válvulas de  $K = 3,75$  (cada una), siendo el coeficiente de rozamiento  $\lambda = 0,023$
- La curva característica de la bomba funcionando a 1750 rpm
- La curva característica de la bomba funcionando a 2000 rpm
- El caudal que impulsará a 2000 rpm
- La potencia de la bomba a  $n = 2000 \text{ rpm}$ , si sus rendimientos mecánico y volumétrico son la unidad

### RESOLUCIÓN

**a) Curva característica de la tubería si lleva instaladas 2 válvulas de  $K = 3,75$  (cada una), siendo el coeficiente de rozamiento  $\lambda = 0,023$**

**Pérdidas en la tubería:**

Hay que tener en cuenta que por desaguar la tubería de impulsión en un gran depósito, por Belanger se tiene un coeficiente de pérdidas  $\lambda = 1$

$$e = K q^2 = \frac{v_t^2}{2g} \left\{ \frac{L}{d} + \lambda \right\} = \frac{v_t^2}{2g} \left\{ \frac{0,023 \times 250}{0,2} + (3,75 \times 2) + 1 \right\} = \left| v_t = \frac{4q}{\pi d^2} = 31,83 q \right| =$$

$$= \frac{(31,83 q)^2}{2g} \{37,25\} = 1925,82 q^2$$

**Curva característica de la tubería:**  $H_{\text{man}} = 100 + 1925,82 q^2$ , con  $q$  en m<sup>3</sup>/seg

**b) Curva característica de la bomba funcionando a 1750 rpm**

$$H_m = A - B q - C q^2$$

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \left| u_2 = \frac{d_2}{60} n = \frac{0,5 \times 1750}{60} = 14,58 \right| = \frac{14,58^2}{g} = 214,18$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 g} \cotg \alpha = \left| \begin{array}{l} k_2 = 1 \text{ (álabes)} \\ \alpha = 27^\circ \\ d_2 = 0,5 \text{ m} \\ b_2 = 0,03 \text{ m} \end{array} \right| = \frac{14,58 \times \cotg 27}{1 \times g \times 0,0471} = 194,7$$

El valor de C se obtiene en el punto de funcionamiento. No depende de las características de la bomba:

$$q_F = 0,15 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$214,18 - (194,7 \times 0,15) - (C \times 0,15^2) = 100 + 1925,82 \times 0,15^2$$

$$C = 1851,2$$

$$H_m (1750 \text{ rpm}) = 214,18 - 194,7 q - 1851,2 q^2$$

**c) Curva característica de la bomba funcionando a 2000 rpm**

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \left| u_2 = \frac{d_2}{60} n = \frac{0,5 \times 2000}{60} = 16,67 \right| = \frac{16,67^2}{g} = 279,75$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 g} \cotg \alpha = \frac{16,67 \times \cotg 27}{1 \times g \times 0,0471} = 222,63$$

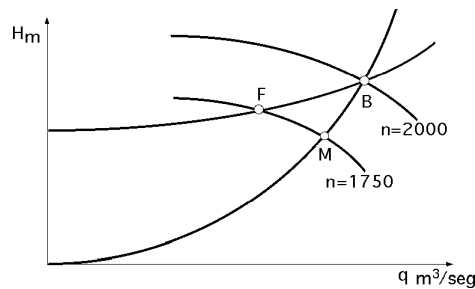
$$C = 1851,2$$

$$H_m (2000 \text{ rpm}) = 279,75 - 222,63 q - 1851,2 q^2$$

De otra forma:

$$\frac{n_B}{n_M} = \frac{q_B}{q_M} = \sqrt{\frac{H_{mB}}{H_{mM}}} = \frac{2000}{1750} = 1,1428$$

$$\frac{q_B}{q_M} = 1,1428 \quad ; \quad \frac{H_{mB}}{H_{mM}} = 1,1428^2 = 1,306$$



$$\text{A } 1750 \text{ rpm tenemos: } H_{mM} = 214,18 - 194,7 q_M - 1851,2 q_M^2$$

A 2000 rpm se tiene,

$$H_{mM} = \frac{H_{mB}}{1,306} = 214,18 - 194,7 \frac{q_B}{1,1428} - 1851,2 \left( \frac{q_B}{1,1428} \right)^2$$

$$H_{mB} = 279,7 - 222,67 q_B - 1851,2 q_B^2$$

**d) Caudal que impulsará a 2000 rpm**

$$279,7 - 222,67 q_B - 1851,2 q_B^2 = 100 + 1925,8 q_B^2$$

$$q_B = 0,1906 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$; H_{mB} = 169,95 \text{ m}$$

**e) Potencia de la bomba a n= 2000 rpm, si sus rendimientos mecánico y volumétrico son la unidad.**

$$\eta_{\text{man}} = 1 - \frac{C q^2}{A - B q} = 1 - \frac{1851,2 \times 0,1906^2}{279,75 - (222,63 \times 0,1906)} = 0,71$$

$$N_{2000 \text{ rpm}} = \frac{1000 \text{ Kg/m}^3 \times 0,1906 \text{ m}^3/\text{seg} \times 169,95 \text{ m}}{75 \times 0,71} = 608,3 \text{ CV} = 447,3 \text{ kW}$$

\*\*\*\*\*

6.- Una bomba centrífuga trabaja a  $n = 1500 \text{ rpm}$ , y trasiega agua de un pozo a un depósito por medio de una tubería, cuya curva característica viene dada por:

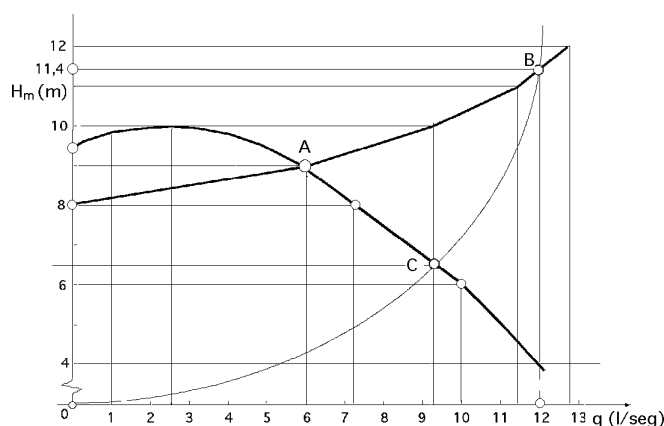
$H_m(\text{metros})$	8	9	10	11	12
$q \text{ (litros/seg)}$	0	6	9,3	11,4	12,8

y la curva característica de la bomba, para las revoluciones de trabajo por:

$H_m(\text{metros})$	0	2	4	6	8	10	9,4
$q \text{ (litros/seg)}$			12	10	7,2	2,5	0

Hallar el número de rpm que hay que comunicar a esta bomba para aumentar el gasto, en la tubería mencionada, al doble.

## RESOLUCIÓN



Punto de funcionamiento para  $n = 1500 \text{ rpm}$ ; gráficamente:  $H_{mA} = 9 \text{ m}$ ;  $q_A = 6 \text{ lit/seg}$

Al aumentar el gasto al doble  $12 \text{ lit/seg}$ , la nueva altura manométrica será:  $H_{mB} = 11,4 \text{ m}$

La parábola de regímenes semejantes es:

$$H_m = k_B q^2 \quad ; \quad H_{mB} = k_B q_B^2 \quad ; \quad k_B = \frac{H_{mB}}{q_B^2} \quad ; \quad H_m = \frac{H_{mB}}{q_B^2} q^2 = \frac{11,4}{12^2} q^2 = 0,0792 q^2$$

Punto de intersección de ésta parábola con la curva característica de la bomba para  $n = 1500 \text{ rpm}$

Punto C;  $q_C = 9,25 \text{ lit/seg}$ ;  $H_{mC} = 6,4 \text{ m}$

Como los puntos B y C son de igual rendimiento, se aplican las fórmulas de semejanza:

$$\frac{n_B^2}{n_C^2} = \frac{H_{mB}}{H_{mC}} \quad ; \quad n_B^2 = n_C^2 \frac{H_{mB}}{H_{mC}} = 1500^2 \times \frac{11,4}{6,4} = 2001 \text{ rpm}$$

\*\*\*\*\*

7.- Una bomba centrífuga tiene, para  $1.500 \text{ rpm}$ , la siguiente curva característica:

$H_m = 150 - 275 q^2$ ;  $q$  en  $\text{m}^3/\text{seg}$ .

y envía agua de un depósito inferior a otro superior colocado a  $125 \text{ m}$  de altura a través de una tubería de impulsión, cuya curva característica es:  $e = 20 q^2$

Determinar:

a) El caudal que se puede enviar de un depósito a otro, y potencia que debe desarrollar la bomba, si su rendimiento es del 75%.

b) Si se desea incrementar el caudal enviado al triple del anteriormente hallado, a través de la misma tubería el  $n^\circ$  de rpm que habrá que aplicar a la bomba.

c) Si se acoplan 3 bombas en serie, trabajando a  $1.500 \text{ rpm}$ , manteniendo la misma tubería de impulsión, entre los depósitos, la nueva curva característica del conjunto, y su punto de funcionamiento.

d) Si de la tubería de impulsión se distribuye el caudal del apartado (b) entre dos tuberías en paralelo, a dos depósitos, uno a  $125 \text{ m}$ . de altura y el otro a  $75 \text{ m}$ . de altura, siendo sus curvas características respectivas

$i_1 = 100 q_1^2$ , y  $i_2 = 150 q_2^2$ , los caudales  $q_1$  y  $q_2$  que van a cada depósito.

### RESOLUCIÓN

a) Caudal que se puede enviar de un depósito a otro

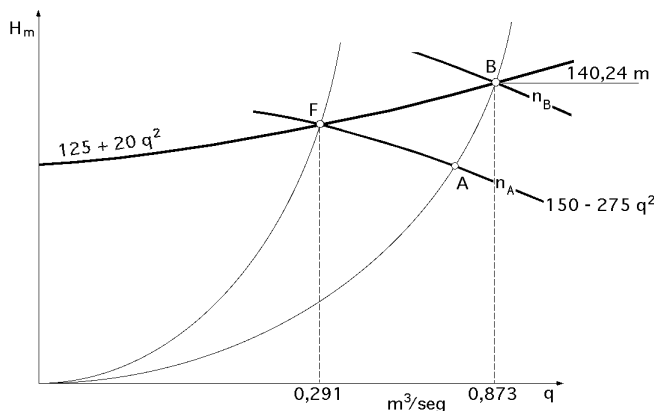
$$\begin{cases} \text{C.c. bomba: } H_m = 150 - 275 q^2 \\ \text{C.c. tubería: } H_{mt} = 125 + 20 q^2 \end{cases} \quad 150 - 275 q^2 = 125 + 20 q^2 \quad ; \quad q_F = 0,291 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

Altura manométrica del punto de funcionamiento:

$$H_m = 150 - 275 \times (0,291)^2 = 126,7 \text{ m}$$

Potencia de la bomba, si su rendimiento es del 75%.

$$N = \frac{q H_{\text{man}}}{75} = \frac{1000 \times 0,291 \times 126,7}{75 \times 0,75} = 655,43 \text{ CV} = 481,9 \text{ kW}$$



b)  $N^\circ$  de rpm a aplicar a la bomba para incrementar el caudal enviado al triple del anteriormente hallado, a través de la misma tubería. .

El caudal incrementado es:

$$3 \times 0,291 = 0,873 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$H_{mB} = 125 + 20 q^2 = 140,24 \text{ m}$$

Parábola de regímenes semejantes:

$$H_m = \frac{H_{mB}}{q_B^2} q^2 = \frac{140,24}{0,873^2} q^2 = 184,01 q^2$$

Punto A de intersección de la parábola de regímenes semejantes con la c.c. de "n" rpm:

$$184,01 q_A^2 = 150 - 275 q_A^2 \quad q_A = \sqrt{\frac{150}{459}} = 0,572 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$H_{mA} = 184,01 \times 0,572^2 = 60,133 \text{ m}$$

$N^\circ$  de rpm buscado:

$$\frac{n_B}{n_A} = \sqrt{\frac{H_{mB}}{H_{mA}}} \quad ; \quad n_B = n_A \sqrt{\frac{H_{mB}}{H_{mA}}} = 1500 \sqrt{\frac{140,24}{60,133}} = 2290 \text{ rpm}$$

c) Se acoplan 3 bombas en serie, trabajando a 1.500 rpm, manteniendo la misma tubería de impulsión, entre los depósitos.

La nueva curva característica del conjunto es:

$$H_m = 150 - 275 q^2$$

$$\frac{H_m^*}{3} = 150 - 275 q^2 \quad ; \quad H_m^* = 450 - 825 q^2$$

y su punto de funcionamiento

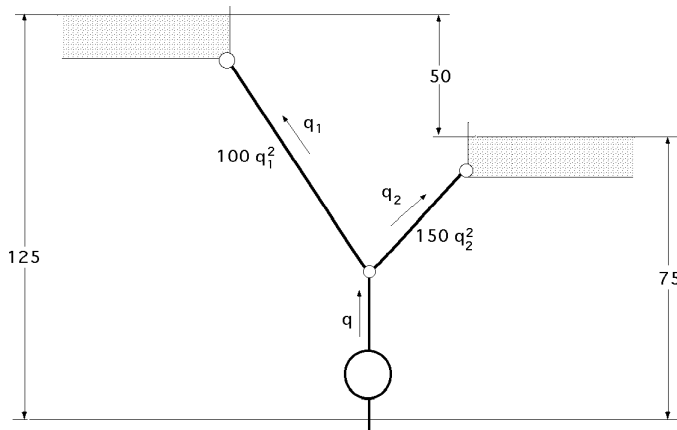
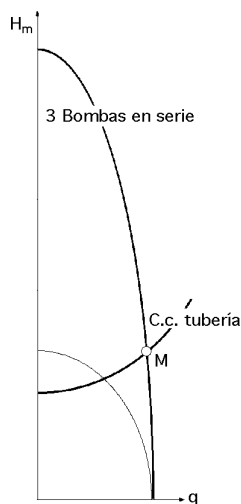
$$450 - 825 q^2 = 125 + 20 q^2 \quad q_M = 0,62 \text{ m}^3/\text{seg} \quad ; \quad H_{mM} = 132,69 \text{ m}$$

d) Si de la tubería de impulsión se distribuye el caudal  $0,873 \text{ m}^3/\text{seg}$  obtenido en el apartado (b), entre dos tuberías en paralelo, a dos depósitos, a 125 m. y a 75 m. de altura, siendo sus curvas características respectivas  $i_1 = 100 q_1^2$ , y  $i_2 = 150 q_2^2$  el valor de los caudales  $q_1$  y  $q_2$  que van a cada depósito es:

$$q = q_1 + q_2 = 0,873 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \quad q_2^2 + 3,492 q_2 - 2,524 = 0$$

$$H_{m1} = H_{m2} \quad 125 + 100 q_1^2 = 75 + 150 q_2^2$$

Resolviendo se obtiene:  $q_2 = 0,615 \text{ m}^3/\text{seg}$   
 $q_1 = 0,873 - 0,615 = 0,258 \text{ m}^3/\text{seg}$



\*\*\*\*\*

8.- En el ensayo de una bomba centrífuga con agua, que tiene iguales las cotas y diámetros de aspiración e impulsión, se tomaron los siguientes resultados:

Presión de impulsión,  $3,5 \text{ Kg/cm}^2$ ; Presión de aspiración,  $294 \text{ mm}$  de columna de mercurio; Caudal,  $q = 6,5$  litros/seg; Par motor,  $C = 4,65 \text{ m.Kg}$ ; Número de revoluciones por minuto,  $n = 800$

Determinar:

- La potencia efectiva en CV
- La potencia consumida y rendimiento de la bomba
- El caudal, potencia, par motor, y altura manométrica que adquirirá la bomba si duplica el  $n^\circ$  de rpm, manteniendo el mismo rendimiento.

## RESOLUCIÓN

a) Potencia efectiva en CV

$$N_e = q H_m$$

Las velocidades en la brida de entrada  $c_E$  y en la brida de salida  $c_S$  son iguales, por cuanto las tuberías de aspiración e impulsión tienen el mismo diámetro; asimismo, la diferencia de cotas entre bridas es cero.

$$H_m = \frac{c_S^2 - c_E^2}{2g} + \frac{p_S - p_E}{\rho g} + (z_S - z_E) = \left| \begin{array}{l} p_S = 3,5 \cdot 10^4 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \\ p_a = \frac{294}{760} \cdot 10^4 = 3868,4 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} \end{array} \right| = \frac{p_S - p_E}{\rho g} = \frac{(3,5 \cdot 10^4 - 3868,4) \text{ Kg/m}^2}{1000 \text{ Kg/m}^3} = 31,13 \text{ m}$$

por lo que:

$$N_e = \frac{q H_m}{75} = \frac{1000 \times 0,0065 \times 31,13}{75} = 2,7 \text{ CV}$$

b) Potencia consumida y rendimiento de la bomba

$$\text{Potencia consumida: } N = C w = C \frac{n}{30} = 4,65 (\text{m.Kg}) \frac{\times 800}{30} \frac{1}{\text{seg}} = 389,5 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 5,2 \text{ CV}$$

$$\text{Rendimiento de la bomba, } = \frac{N_{ef}}{N} = \frac{2,7}{5,2} = 0,52 \quad 52\%$$

c) Caudal, potencia, par motor, y altura manométrica que adquirirá la bomba si duplica el  $n^\circ$  de rpm, manteniendo el mismo rendimiento.

$$\frac{n}{n'} = \frac{q}{q'} = \sqrt[3]{\frac{N}{N'}} = \sqrt{\frac{C}{C'}} = \sqrt{\frac{H_m}{H'_m}}$$

$$q' = q \frac{n'}{n} = 6,5 \times \frac{2}{1} = 13 \text{ lit/seg}$$

$$N' = N \left(\frac{n'}{n}\right)^3 = 5,2 \times \frac{2^3}{1^3} = 41,6 \text{ CV}$$

$$C' = C \left(\frac{n'}{n}\right)^2 = 4,65 \times \frac{2^2}{1^2} = 18,6 \text{ m.Kg}$$

$$H'_m = H_m \left(\frac{n'}{n}\right)^2 = 31,13 \times 4 = 124,5 \text{ m}$$

**Presión en la brida de impulsión si se mantiene la misma presión a la entrada:**

$$H'_m = \frac{p_{S'} - p_E}{1000} = \frac{p_{S'} - 3868,4}{1000} \frac{\text{Kg/m}^2}{\text{Kg/m}^3} = 124,5 \text{ m} \quad p_{S'} = 120.632 \text{ Kg/m}^2 = 12,06 \text{ Kg/cm}^2$$

\*\*\*\*\*

**9.- Una bomba centrífuga tiene un punto de funcionamiento dado por las siguientes condiciones:**

$q = 1,44 \text{ m}^3/\text{minuto}$ ;  $H_m = 27 \text{ metros}$ ;  $\eta_m = 75\%$ ;  $\beta_1 = 90^\circ$ ;  $w_2 = 5,95 \text{ m/seg}$

El diámetro  $d_2 = 0,20 \text{ metros}$  y la sección de salida  $\beta_2 = 0,2 \text{ rad}$

**Determinar**

a) El número de revoluciones por minuto a que está funcionando la bomba en estas condiciones

b) La curva característica para el número de rpm calculado en el apartado (a)

c) El número específico de revoluciones europeo

d) La curva característica para 1500 rpm

e) El punto de funcionamiento y potencia al pasar a 1500 rpm si se mantiene el rendimiento

f) Si se colocan 3 bombas en paralelo a 1500 rpm, la forma de la curva característica conjunta, y el número específico de revoluciones

## RESOLUCIÓN

a) Número de revoluciones por minuto a que está funcionando la bomba:  $\beta_1 = 90^\circ$

$$c_{2m} = w_2 \sin \beta_2 = c_2 \sin \beta_2 \quad ; \quad \sin \beta_2 = \frac{c_{2m}}{w_2} = \frac{q}{w_2} = \frac{1,44}{60} \frac{(\text{m}^3)}{(\text{seg})} = \frac{0,2 d_2^2}{5,95} \frac{(\text{m}^2)}{(\text{seg})} = 0,5099 \quad ; \quad \beta_2 = 30,39^\circ$$

$$c_{2n} = c_2 \cos \beta_2 = u_2 - w_2 \cos \beta_2$$

$$H_t = \frac{u_2 c_2 \cos \beta_2}{g} = \frac{H_m}{\eta_{man}} = \frac{27}{0,75} = 36 \text{ m}$$

$$36 = \frac{u_2 \{u_2 - w_2 \cos \beta_2\}}{g} = \frac{u_2^2 - u_2 w_2 \cos \beta_2}{g} = \frac{u_2^2 - \{u_2 \times 5,95 \times \cos 30,39\}}{g} = \frac{u_2^2 - 5,13 u_2}{g}$$

$$u_2^2 - 5,13 u_2 = 352,8 \quad ; \quad u_2 = 21,51 \text{ m/seg}$$

A su vez, como:

$$u_2 = \frac{d_2 w}{2} = \frac{d_2 n}{60} \quad n = \frac{60 u_2}{d_2} = \frac{60 \times 21,51}{0,2} = 2054 \text{ rpm}$$

b) Curva característica para este número de rpm:

$$H_m = A - B q - C q^2$$

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \frac{21,51^2}{g} = 47,21$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 g} \cotg \alpha = \left| \begin{array}{l} q = k_2 \frac{u_2}{g} \\ k_2 = 1 \end{array} \right| = \frac{21,51 \cotg 30,39}{g \times 0,2 \times 0,2^2} = 467,8$$

El valor de C se obtiene en el punto de funcionamiento:

$$27 \text{ m} = 47,21 - (467,8 \times \frac{1,44}{60}) - C (\frac{1,44}{60})^2 = 47,21 - 11,22 - C \times 5,76 \cdot 10^{-4} ; C = 15607$$

$$H_m = 47,21 - 467,8 q - 15607 q^2, \text{ con } H_m \text{ en (m) y } q \text{ en } (\frac{m^3}{seg})$$

$$N = \frac{1000 \times \frac{1,44}{60} \times 27}{75 \times 0,75} = 11,52 \text{ CV}$$

c) *Número específico de revoluciones europeo y americano*

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H_m^{5/4}} = \frac{2054 \sqrt{11,52}}{27^{5/4}} = 113,27 ; \quad n_q = \frac{n \sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = 2054 \sqrt{\frac{1,44}{27^{3/4}}} = 26,86$$

d) *Curva característica para 1500 rpm*

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \left| u_2 = \frac{d_2 n^*}{60} = \frac{0,2 \times 1500}{60} = 15,7 \text{ m/seg} \right| = \frac{15,7^2}{g} = 25,15$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 g} \cotg \alpha = \frac{15,7 \cotg 30,39}{g \times 0,2 \times 0,2^2} = 341,44$$

C = la misma

$$H_m = 25,15 - 341,44 q - 15607 q^2, \text{ con } H_m \text{ en (m) y } q \text{ en } (\frac{m^3}{seg})$$

e) *Punto de funcionamiento y potencia al pasar a 1500 rpm si se mantiene el rendimiento*

$$N' = N (\frac{n'}{n})^3 = 11,52 \times \frac{1500^3}{2054^3} = 4,48 \text{ CV}$$

A partir del  $n_s$ :

$$H_m^{5/4} = \frac{n \sqrt{N}}{n_s} = \frac{1500 \sqrt{4,48}}{113,33} = 28,014 \quad H_m = 14,385$$

$$14,385 = 25,15 - 341,44 q - 15607 q^2 ; \quad q = 0,0175 \frac{m^3}{seg}$$

f) *Forma de la curva característica conjunta si se colocan 3 bombas en paralelo a 1500 rpm*

$$H_m = 25,15 - 341,44 q - 15607 q^2$$

$$\text{y como: } \left| \begin{array}{l} H_m = H_m^* \\ q^* = 3 q ; \quad q = \frac{q^*}{3} \end{array} \right| \quad H_m^* = 25,15 - 341,44 \frac{q^*}{3} - 15607 \frac{q^{*2}}{3^2} = 25,15 - 113,8 q^* - 1734 q^{*2}$$

*Número específico de revoluciones*

$$n_s^* = \sqrt{3} n_s = \sqrt{3} \times 113,33 = 196,3$$

\*\*\*\*\*



10.- Un cierto tipo de bomba centrífuga tiene, para  $n = 2500$  rpm, la siguiente curva característica:

$$H_m = 180 - 375 q^2$$

a) Se acoplan 3 de estas bombas en serie, y se desea impulsar un cierto caudal de agua a un depósito, cuyo nivel está a 250 m, a través de una tubería de impulsión cuyas pérdidas de carga son,  $e = 25 q^2$

¿Cuál será el punto de funcionamiento, para  $n = 2500$  rpm ?

¿Cuál será el rendimiento del acoplamiento si cada bomba consume 850 CV?

b) Se acoplan 3 de las bombas anteriores en paralelo, para impulsar a través de la misma tubería anterior, también a 2500 rpm. ¿Cuál será el punto de funcionamiento?

c) Al sistema en serie se le reduce el  $n^\circ$  de rpm a  $n = 1800$ , manteniendo la misma tubería, ¿Cuál será ahora el punto de funcionamiento?

d) Si el depósito se conecta con las bombas en serie mediante una tubería nueva, constituida por 3 tramos de características respectivas:  $e_1 = 15 q^2$ ;  $e_2 = 80 q^2$ ;  $e_3 = 110 q^2$

¿Cuál será ahora el punto de funcionamiento trabajando a  $n = 1800$  rpm?

### RESOLUCIÓN

a) Acoplamiento en serie

$$H_m = 180 - 375 q^2$$

$$H_m^* = 3 H_m ; q^* = q$$

$$\frac{H_m^*}{3} = 180 - 375 q^{*2} \quad H_m^* = 3 (180 - 375 q^{*2}) = 540 - 1125 q^{*2}$$

Punto de funcionamiento, para  $n = 2500$  rpm

$$540 - 1125 q^{*2} = 250 + 25 q^{*2} ; q_A = 0,5021 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$H_{mA} = 250 + 25 (0,5021)^2 = 256,3 \text{ m}$$

Rendimiento del acoplamiento si cada bomba consume 850 CV

$$N^* = \frac{q H_m}{75} = \frac{1000 \times 0,5021 \times 256,3}{75} = \frac{1715,84}{75} \text{ CV}$$

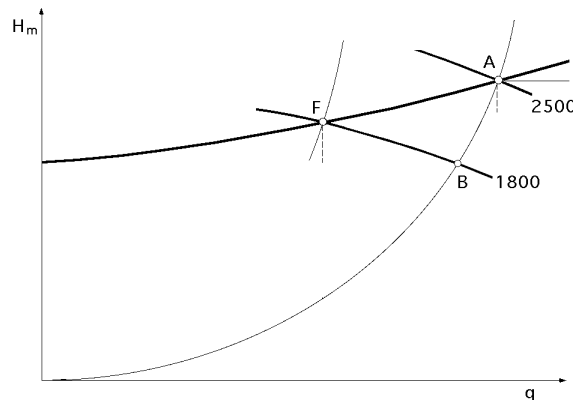
$$= \frac{1715,84}{N^*} = \frac{1715,84}{3 N} = \frac{1715,84}{3 \times 850} = \frac{1715,84}{2550} = 0,6728 = 67,28\%$$

b) Acoplamiento en paralelo de 3 bombas, para impulsar a través de la misma tubería anterior, a 2500 rpm.

$$H_m = 180 - 375 q^2$$

$$H_m^* = H_m ; q^* = 3 q$$

$$H_m^* = 180 - 375 \frac{q^{*2}}{3^2} = 180 - 41,66 q^{*2}$$



Punto de funcionamiento

$$180 - 41,66 q^2 = 250 + 25 q^2 \quad (\text{imposible})$$

c) Al sistema en serie se le reduce el  $n^\circ$  de rpm a  $n = 1800$ , manteniendo la misma tubería

$$1 \text{ bomba a } 2500 \text{ rpm: } H_{mA} = 180 - 375 q_A^2$$

$$3 \text{ bombas en serie a } 2500 \text{ rpm: } H_{m(2500)} = 540 - 1125 q^2$$

**1 bomba a 1800 rpm:**

$$\text{C.característica a } 1800 \text{ rpm: } \left| \begin{array}{l} \frac{q_A}{q_B} = \sqrt{\frac{H_{mA}}{H_{mB}}} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{2500}{1800} = 1,39 \\ \frac{q_A}{q_B} = 1,39 ; \quad \frac{H_{mA}}{H_{mB}} = 1,39^2 = 1,932 \end{array} \right| \quad 1,932 H_{mB} = 180 - (375 \times 1,39^2 q_B^2)$$

$$H_{m(1800)} = 93,16 - 375 q^2$$

$$\text{C.c. de 3 bombas en serie a } 1800 \text{ rpm: } H_m^* = 3 H_{m(1800)} = (3 \times 93,16) - (3 \times 375 q^2) = 279,93 - 1125 q^2$$

De otra forma:

$$\frac{A_{2500}}{A_{1800}} = \left(\frac{n}{n^*}\right)^2 = \left(\frac{2500}{1800}\right)^2 = 1,929 \quad ; \quad A_{2500} = \frac{540}{1,929} = 279,93 \quad H_{mB} = 279,93 - 1125 q_B^2$$

**Nuevo punto de funcionamiento**

$$250 + 25 q^2 = 279,93 - 1125 q^2 \quad q_F = 0,1612 \text{ m}^3/\text{seg} \quad ; \quad H_{mF} = 250,6 \text{ m}$$

d) El depósito se conecta con las bombas en serie mediante una tubería nueva, constituida por 3 tramos de características respectivas,  $e_1 = 15 q^2$ ;  $e_2 = 80 q^2$ ;  $e_3 = 110 q^2$

Para los 3 tramos de la tubería puestos en serie, la nueva c.c. de la tubería es:

$$H_{m(\text{tubería})} = 250 + (15 + 80 + 110) q^2 = 250 + 205 q^2$$

**Punto de funcionamiento trabajando a  $n = 1800$  rpm**

$$250 + 205 q^2 = 279,93 - 1125 q^2 \quad ; \quad q = 0,15 \text{ m}^3/\text{seg} \quad ; \quad H_m = 254,6 \text{ m}$$

\*\*\*\*\*

**11.- Una bomba centrífuga está acoplada a una tubería de impulsión y envía, cuando gira a 1.750 rpm, un caudal de 0,25 m<sup>3</sup>/seg a un depósito situado a 75 m de altura; la longitud de esta tubería es de 450 metros y su diámetro de 0,4 metros. El coeficiente de rozamiento vale  $\lambda = 0,025$ .**

**Los diversos accesorios de la tubería proporcionan unas pérdidas de carga en longitud equivalente de tubería igual a 75 metros.**

**Los datos constructivos de la bomba, (datos de diseño a 1.750 rpm, son:**

$$\alpha = 68^\circ ; d_2 = 0,35 \text{ m} ; b_2 = 0,02 \text{ m} ; k_2 = 0,95$$

**Determinar:**

a) Curva característica de la bomba a 1750 rpm

b) Curva característica de la bomba a 2500 rpm; Potencia y par motor supuesto un rendimiento global del 80%

c) Se acoplan en paralelo 4 de estas bombas, a 1750 rpm, y se impulsa agua a través de la tubería de impulsión indicada. ¿Cuál será la potencia de bombeo para un rendimiento en el acoplamiento del 55%?

## RESOLUCIÓN

a) Curva característica de la bomba a 1750 rpm

$$H_m = A - B q - C q^2$$

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \left| u_2 = r_2 \omega = \frac{0,35}{2} \times \frac{1750}{30} = 32,07 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right| = \frac{32,07^2}{g} = 104,95$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 g} \cotg \alpha = \frac{32,07 \times \cotg 68}{0,95 \times 9,8 \times 0,35 \times 0,02} = 63,28$$

$$H_m = 104,95 - 63,28 q - C q^2$$

Punto de funcionamiento para,  $q_F = 0,25 \text{ m}^3/\text{seg}$

$$\text{C.c tubería: } H_m = 75 + k q^2 = \left| k = \frac{16 L}{2 g^2 d^5} = \frac{16 \times 0,025 \times (450 + 75)}{2 g^2 \times 0,4^5} = 106 \right| = 75 + 106 q^2$$

$$H_m = 75 + (106 \times 0,25^2) = 81,625 \text{ m}$$

luego:

$$81,625 = 104,95 - (63,28 \times 0,25) - (C \times 0,25^2) \quad \boxed{C = 120}$$

$$H_{m(1750)} = 104,95 - 63,28 q - 120 q^2$$

**b) Curva característica de la bomba a 2500 rpm**

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \left| u_2 = r_2 \omega = \frac{0,35}{2} \times \frac{2500}{30} = 45,81 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right| = \frac{45,81^2}{g} = 214,18$$

o también:

$$\frac{A}{A'} = \frac{n^2}{n'^2} = \left( \frac{1750}{2500} \right)^2 = 0,49 ; A' = 104,95 = 214,18$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 g} \cotg \alpha = \frac{45,81 \times \cotg 68}{0,95 \times 9,8 \times 0,35 \times 0,02} = 90,41$$

$$H_{m(2500)} = 214,18 - 90,41 q - 120 q^2$$

$$\text{Punto de funcionamiento: } 214,18 - 90,41 q - 120 q^2 = 75 + 106 q^2$$

$$\boxed{q = 0,61 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} ; H_m = 75 + (106 \times 0,61^2) = 114,45 \text{ m}}$$

**Potencia y par motor supuesto un rendimiento global del 80%**

$$N = \frac{1000 \times 0,61 \times 114,45}{75 \times 0,8} = 1163 \text{ CV}$$

$$C = \frac{N}{\omega} = \frac{1163 \times 75}{\frac{2500}{30}} = 333 \text{ m.Kg}$$

**c) Se acoplan en paralelo 4 de estas bombas, a 1750 rpm, y se impulsa agua a través de la tubería de impulsión indicada.**

Se resuelve como hemos visto en problemas anteriores, dividiendo el coeficiente de  $q$  por  $Z = 4$ , y el de  $q^2$  por 16

$$H_m = 104,95 - \frac{63,28}{4} Q - \frac{120}{16} Q^2 = 104,95 - 15,82 Q - 7,5 Q^2$$

También se puede resolver en la forma:

$$H_{m(1750)} = 104,95 - 63,28 q - 120 q^2 \quad q^2 + 0,5273 q + \frac{H_m - 104,95}{120} = 0$$

$$q = -0,2676 \pm \sqrt{3,778 - 0,03332 H_m}$$

$$Q = 4 q = 4 \{-0,2676 \pm \sqrt{3,778 - 0,03332 H_m}\}$$

$$H_{m(1750) \text{ 4 Bombas en paralelo}} = 104,95 - 15,82 Q - 7,5 Q^2$$

**Punto de funcionamiento**

$$H_m = 104,95 - 15,82 Q - 7,5 Q^2 = 75 + 106 Q^2 ; Q = 0,45 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} ; H_m = 96,465 \text{ m}$$

**Potencia de bombeo para un rendimiento en el acoplamiento del 55%**

$$N_{(4 \text{ B en paralelo a } 1750 \text{ rpm})} = \frac{1000 \times 0,45 \times 96,465}{75 \times 0,55} = 1052,34 \text{ CV}$$

\*\*\*\*\*

**12.- Se proyecta un grupo motobomba para elevar un caudal  $q = 0,7 \text{ m}^3/\text{seg}$ , a una altura de  $88,2 \text{ metros}$ , a través de una tubería de impulsión de característica  $e = 20 q^2$ .**

**Para ello se construye un modelo a escala  $1/5$  de forma que:**

$$q' = 0,014 \text{ m}^3/\text{seg} ; H_m' = 24,5 \text{ m} ; N' = 7 \text{ CV} ; n' = 3.000 \text{ rpm}$$

**Se pide**

**a) Comprobar si es correcta la escala del modelo**

**b) Rendimiento global supuesto igual en el modelo y en el prototipo.**

**c) Potencia a aplicar al eje y número de rpm**

**d) Ecuación de la c.c. del grupo motobomba, sabiendo que la  $H_m$  máxima corresponde al cierre completo, es el  $1,5 H_m$  correspondiente al punto de funcionamiento**

**e) Se colocan dos tuberías en paralelo, cuyas características son:  $H_1 = 73 \text{ m}$  ;  $e_1 = 100 q_1^2$  ;  $H_2 = 92 \text{ m}$  ;**

$$e_2 = 150 q_2^2$$

**Hallar los caudales  $q_1$  y  $q_2$ , sabiendo que la bomba impulsa  $q = 0,7 \text{ m}^3/\text{seg}$**

**f) En el mismo grupo se monta ahora una tubería única con tres tramos, de características:  $e_1 = 50 q^2$  ;**

**$De_2 = 100 q^2$  ;  $De_3 = 150 q^2$ , para elevar a una altura  $H = 47 \text{ metros}$ ; hallar el caudal.**

## RESOLUCIÓN

**a) Comprobar si es correcta la escala del modelo**

$$\frac{q}{q^*} = \sqrt[2]{\frac{H_m}{H_m^*}} \quad \frac{0,014}{0,7} = \sqrt[2]{\frac{24,5}{88,2 + 20 q^2}} = \sqrt[2]{\frac{24,5}{88,2 + 20 \times 0,7^2}} = 5$$

**b) Rendimiento global supuesto igual en el modelo y en el prototipo**

$$= \frac{Q^* H_m^*}{75} = \frac{1000 \times 0,014 \times 24,5}{75 \times 7} = 0,653$$

**c) Potencia a aplicar al eje**

$$\frac{N}{N^*} = \sqrt[2]{\left(\frac{H_m}{H_m^*}\right)^3} = \sqrt[2]{\left(\frac{98}{24,5}\right)^3} \quad \boxed{N = 1400 \text{ CV}}$$

**y número de rpm**

$$\frac{n}{n^*} = \sqrt[2]{\frac{H_m}{H_m^*}} \quad n = 3000 \times 0,2 \times 2 = 1200 \text{ rpm}$$

**d) Ecuación de la c.c. del grupo motobomba, sabiendo que la  $H_m$  máxima corresponde al cierre completo, es el  $1,5 H_m$  correspondiente al punto de funcionamiento**

$$\text{Tubería: } H_m = 88,2 + 20 q^2 = 88,2 + (20 \times 0,7^2) = 98 \text{ m}$$

$$\text{Bomba: } H_m = A - B q - C q^2 \quad ; \quad \frac{dH_m}{dq} = -B - 2 C q = 0 \quad ; \quad B = 0$$

$$H_m = A - C q^2 = \begin{cases} q = 0 & H_m = A = 1,5 \times 98 = 147 \\ 98 = 147 - 0,7^2 C & C = 100 \end{cases} = 147 - 100 q^2$$

**Caudal a chorro libre:**

$$H_m = 0 \quad q = \sqrt{\frac{147}{100}} = 1,21 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

**e) Caudales  $q_1$  y  $q_2$ , para dos tuberías en paralelo, de características:  $H_1 = 73 \text{ m}$  ;  $e_1 = 100 q_1^2$  ;  $H_2 = 92 \text{ m}$  ;**

$e_2 = 150 q_2^2$ , sabiendo que la bomba impulsa  $q = 0,7 \text{ m}^3/\text{seg}$

$$73 + 100 q_1^2 = 92 + 150 q_2^2$$

$$q = q_1 + q_2 = 0,7 \text{ m} \quad q_1 = 0,7 - q_2$$

$$73 + 100 (0,7 - q_2)^2 = 92 + 150 q_2^2$$

$$q_2 = 0,2 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \quad ; \quad q_1 = 0,5 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

f) Hallar el caudal si en el mismo grupo se monta ahora una tubería única con tres tramos, de características:  $e_1 = 50 q^2$ ;  $e_2 = 100 q^2$ ;  $e_3 = 150 q^2$ , para elevar a una altura  $H = 47 \text{ m}$ .

Pérdidas totales en el tramo:  $e = 50 q^2 + 100 q^2 + 150 q^2 = 300 q^2$

$$\begin{cases} H_m = 47 + 300 q^2 \\ H_m = 147 - 100 q^2 \end{cases}$$

$$H_m = 47 + 300 q^2 = 147 - 100 q^2 \quad ;$$

$$q = 0,5 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

\*\*\*\*\*

13.- Una bomba centrífuga tiene una curva característica para  $n = 1200 \text{ rpm}$  definida por:

$$H_m = 180 - 375 q^2, \text{ con } q \text{ dada en } \text{m}^3/\text{seg}$$

Se quiere achicar agua de un pozo, que tiene una profundidad de 250 metros, mediante una tubería cuyas pérdidas vienen dadas por:

$$e = 35 q^2$$

Para la operación hay que aumentar el n° de revoluciones de la bomba y se sabe que el coeficiente de seguridad para la presión no puede ser superior a 3, y para la torsión del eje de la bomba no puede ser superior a 3,5.

Determinar:

a) ¿Es posible bombear a 1200 rpm con una sola bomba el agua del pozo?

b) N° de revoluciones a dar a la bomba para el achique. ¿Donde irá colocada la bomba?

c) Punto de funcionamiento

d) Potencia de la bomba si tiene un rendimiento global del 80%

e) Si se dispone de dos bombas acopladas en serie, del tipo dado en el enunciado, trabajando a 1200 rpm, y se mantiene la misma tubería de impulsión, ¿Cuál será ahora la potencia a aplicar si el rendimiento total del acoplamiento es del 65%?

f) Si con este grupo de dos bombas en serie a 1200 rpm montamos la impulsión con dos tuberías en paralelo distintas, de pérdidas  $25 q^2$  y  $30 q^2$ , de la misma longitud, hallar el valor de los caudales  $q_1$  y  $q_2$

g) Si en el acoplamiento del apartado (e) hacemos funcionar las bombas a 1800 rpm, manteniendo la misma tubería de impulsión, ¿cuál será ahora la potencia del acoplamiento?

## RESOLUCIÓN

a) ¿Es posible bombear a 1200 rpm con una sola bomba el agua del pozo?

$$H_m = 180 - 375 q^2 = 250 + 35 q^2 \quad ; \quad - 410 q^2 = 70 \text{ (imposible)}$$

b) N° de revoluciones a dar a la bomba para el achique

$$\begin{cases} p = H_m \\ p^* = H_m^* \end{cases} \quad \frac{p}{p^*} = \frac{H_m}{H_m^*} = \left(\frac{n}{n^*}\right)^2 = \frac{1}{3} \quad n_{\text{pozo}}^* = \sqrt{3} n$$

$$\begin{cases} C = \frac{30 N}{n} \\ C^* = \frac{30 N^*}{n^*} \end{cases} \quad \frac{C}{C^*} = \frac{N n^*}{N^* n} = \left(\frac{n}{n^*}\right)^2 = \frac{1}{3,5} \quad n_{\text{pozo}}^* = \sqrt{3,5} n$$

Por razones de seguridad se elegirá:

$$\frac{n^*}{n} = \sqrt{3} \quad n^* = \sqrt{3} n = \sqrt{3} \times 1200 = 2078 \text{ rpm}$$

**c) Punto de funcionamiento**

Altura manométrica:  $\frac{H_m}{H_m^*} = \left(\frac{n}{n^*}\right)^2 = \frac{1}{3}$  ;  $H_m^* = 3 H_m$

Caudales:  $\frac{N}{N^*} = \frac{q H_m}{q^* H_m^*} = \frac{q H_m}{q^* H_m^*} = \left(\frac{n}{n^*}\right)^3 = \frac{q}{q^*} \left(\frac{n}{n^*}\right)^2$  ;  $\frac{q}{q^*} = \frac{n}{n^*} = \frac{1}{\sqrt{3}}$  ;  $q^* = \sqrt{3} q$

Curva característica de la bomba para las nuevas rpm,  $n^*$

$H_m = 180 - 375 q^2$  ;  $\frac{H_m^*}{3} = 180 - 375 \frac{q^{*2}}{3}$  ;  $H_m^* = 540 - 375 q^{*2}$

$540 - 375 q^2 = 250 + 35 q^2$  ;  $q = 0,84 \frac{m^3}{seg}$  ;  $H_m = 274,75 m$

**d) Potencia de la bomba si tiene un rendimiento global del 80%**

$N = \frac{q H_m}{75} = \frac{1000 \times 0,84 \times 274,75}{75 \times 0,8} = 3846,5 CV$

**e) Si se dispone de dos bombas acopladas en serie, del tipo dado en el enunciado, trabajando a 1200 rpm, y se mantiene la misma tubería de impulsión, la potencia a aplicar si el rendimiento total del acoplamiento es del 65%, se obtiene en la forma,**

$\frac{H_m'}{2} = 180 - 375 q'^2$  ;  $H_m' = 360 - 750 q'^2$

**Punto de funcionamiento**

$360 - 750 q'^2 = 250 + 35 q'^2$  ;  $q' = 0,3743 \frac{m^3}{seg}$  ;  $H_m' = 255 m$

**Potencia,**

$N = \frac{q' H_m'}{75} = \frac{1000 \times 0,3743 \times 255}{75 \times 0,65} = 1957,8 CV$

**f) Si con este grupo de dos bombas en serie a 1200 rpm montamos la impulsión con dos tuberías en paralelo distintas, de pérdidas 25  $q^2$  y 30  $q^2$ , de la misma longitud, valor de los caudales  $q_1$  y  $q_2$**

$q = q_1 + q_2$  ;  $0,3743 = q_1 + q_2$

$H_{m1} = 250 + 25 q_1^2 = 250 + 30 q_2^2$  ;  $25 q_1^2 = 30 q_2^2$  ;  $q_1 = 1,095 q_2$

$0,3743 = 1,095 q_2 + q_2 = 2,095 q_2$

$q_2 = 0,1786 \frac{m^3}{seg}$  ;  $q_1 = 1,095 \times 0,1786 = 0,1956 \frac{m^3}{seg}$

**g) Si en el acoplamiento del apartado (e) hacemos funcionar las bombas a 1800 rpm, manteniendo la misma tubería de impulsión, ¿cuál será ahora la potencia del acoplamiento?**

$H_{m(1200)}^* = 360 - 750 q^{*2}$

$\frac{n}{n^*} = \frac{q}{q^*} = \sqrt{\frac{H_m}{H_m^*}}$

$\frac{1800}{1200} = \frac{q}{q^*} = \sqrt{\frac{H_m}{H_m^*}}$  ;  $q^* = \frac{1200}{1800} q = 0,666 q$  ;  $H_m^* = \left(\frac{1200}{1800}\right)^2 H_m = 0,444 H_m$

$0,444 H_m = 360 - 750 (0,666 q)^2$  ;  $H_m = 810 - 750 q^2$

**Punto de funcionamiento**

$810 - 750 q^2 = 250 + 35 q^2$  ;  $q = 0,8446 \frac{m^3}{seg}$  ;  $H_m = 810 - 750 (0,8446)^2 = 275 m$

$N = \frac{1000 \times 0,8446 \times 275}{75 \times 0,65} = 4765 CV$

\*\*\*\*\*

**14.- Se precisa una bomba para impulsar 1400 lit/min de agua fría a una altura manométrica de 20 m. Esti-**

mar el tipo de bomba, y sabiendo que  $k_{2m} = 0,95$ , las dimensiones  $D_2$  y  $b_2$  del rodete si la bomba gira a 2900 rpm

### RESOLUCIÓN

$$Q = \frac{1,4}{60} = 0,02333 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$n_s(\text{Agua}) = 3,65 \frac{n q^{1/2}}{H_m^{3/4}} = 3,65 \frac{2900 \sqrt{0,02333}}{20^{3/4}} = 170,8$$

$$u_2 = \sqrt{2 g H_m} = \frac{D_2 n}{60} \quad ; \quad D_2 = \frac{60 \sqrt{2 g H_m}}{n} = \frac{60 \times 0,95 \times \sqrt{2 g \times 20}}{2900} = 0,124 \text{ m}$$

$$q = 13,88 D_2 b_2 k_{2m} \sqrt{H_m} \quad ; \quad b_2 = \frac{q}{13,88 D_2 k_{2m} \sqrt{H_m}} = \frac{0,02333}{13,88 \times 0,124 \times 0,95 \times \sqrt{20}} = 0,00317 \text{ m}$$

\*\*\*\*\*

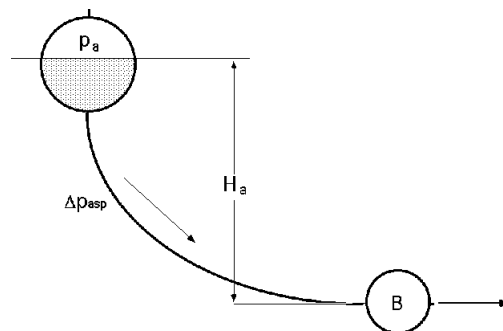
15.- Calcular la altura mínima a que hay que colocar el depósito de condensación para un líquido de  $\rho = 1750 \text{ Kg/m}^3$ , siendo el  $(NPSH)_r = 7,1 \text{ m}$ , la presión de vapor  $p_v = 0,28 \text{ Kg/cm}^2$ , y la presión del depósito de aspiración  $p_a = 10 \text{ m.c.a.}$

### RESOLUCIÓN

La presión  $p_a$  del depósito de aspiración es de 10 m.c.a. =  $10330 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$

$$H_a = \frac{p_a - p_v}{\rho} - (NPSH)_r = \frac{(10330 - 2800) \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}}{1750 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} - 7,1 = -2,79 - P_{asp}$$

es decir, la altura mínima a la que hay que colocar el depósito de condensación es:  $2,79 + P_{asp}$



\*\*\*\*\*

16.- Una bomba está funcionando de manera que un vacuómetro conectado a la entrada de la misma marca una presión de (-4 m. c.a.), e impulsa un caudal de agua de  $270 \text{ m}^3/\text{h}$  a un depósito, cuyo nivel está situado 25 m por encima del pozo de aspiración.

La red consta de los siguientes elementos en serie:

6 m de tubería de aspiración de 300 mm de diámetro;

80 m de tubería de impulsión de 250 mm de diámetro;

La tubería de aspiración tiene válvula de pie y alcachofa, coeficiente global  $\zeta = 2,7$  y un codo

La tubería de impulsión tiene válvula de compuerta abierta  $\zeta = 0,2$  y dos codos.

Para cada codo se estima un coeficiente de pérdida secundaria igual a 0,4 y para toda la tubería un coeficiente de pérdida primaria de  $\zeta = 0,022$ . En estas condiciones de funcionamiento la bomba absorbe una potencia de 27,6 kW

Calcular:

a) La lectura del manómetro situado a la salida de la bomba

**b) El rendimiento total.**

---

**RESOLUCIÓN**

**a) Lectura del manómetro situado a la salida de la bomba**

$$\text{Caudal: } q = \frac{270}{3600} = 0,075 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

Llamando  $c_E$  y  $c_S$  a las velocidades medias en las tuberías de aspiración e impulsión respectivamente, se tendrá,

$$c_E = \frac{4q}{d_E^2} = \frac{4 \times 0,075}{0,3^2} = 1,061 \frac{\text{m}}{\text{seg}} ; \frac{c_E^2}{2g} = \frac{1,061^2}{2 \times 9,81} = 0,05738 \text{ m}$$

$$c_S = \frac{4q}{d_S^2} = \frac{4 \times 0,075}{0,25^2} = 1,061 \frac{\text{m}}{\text{seg}} ; \frac{c_S^2}{2g} = \frac{1,061^2}{2 \times 9,81} = 0,05738 \text{ m}$$

La altura manométrica es:

$$H_m = H + e = 25 + (2,7 + 0,4 + \frac{0,022 \times 6}{0,3}) \frac{c_E^2}{2g} + \{0,2 + (2 \times 4) + \frac{0,022 \times 80}{0,25} + 1\} \frac{c_S^2}{2g} = 26,28 \text{ m}$$

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre las bridas de entrada E y salida S, y despreciando la diferencia de cotas entre ambas, se tiene:

$$H_{\text{man}} = \left( \frac{v_S^2}{2g} + \frac{p_S}{\rho g} + z_S \right) - \left( \frac{v_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\rho g} + z_E \right)$$

$$\frac{p_S}{\rho g} = H_m + \frac{v_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\rho g} - \frac{v_S^2}{2g} = 26,28 + 0,057 + (-4) - 0,119 = 22,22 \text{ m. (relativa)}$$

**b) Rendimiento**

La potencia  $N_e$  que suministra la bomba en las condiciones de funcionamiento del problema es:

$$N_e = q H_{\text{man}} = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,075 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \times 26,28 \text{ m} = 1971 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 19,32 \text{ kW}$$

y el rendimiento total con que está funcionando la bomba:

$$= \frac{19,32}{27,6} = 0,7007 = 70,07\%$$

\*\*\*\*\*

**17.- Una bomba centrífuga de 7 álabes con:  $d_2/d_1 = 2,5$  ;  $\alpha = 30^\circ$   $vol = 0,88$  ;  $org = 0,92$  ;  $man = 0,85$ , bombea un gasto  $G = 56 \text{ Kg/seg}$  de alcohol etílico 75%, de peso específico  $864 \text{ Kg/m}^3$ , y presión de vapor  $44 \text{ mm de Hg}$ .**

**La presión creada por la bomba es de 20,7 atm a 3800 rpm.**

**La velocidad del flujo se mantiene constante a su paso por los álabes.**

**Determinar**

**a) El caudal, altura manométrica y  $n_s$**

**b) La potencia aplicada al eje de la bomba y el caudal aspirado**

**c) El diámetro óptimo del orificio de entrada del rodete**

**d) El coeficiente de influencia del n° de álabes**

**e) La altura teórica máxima creada por un n° de álabes**

**f) La velocidad periférica a la salida y diámetro a la salida**

**g) La anchura del rodete a la salida, si el coeficiente óptimo de reducción de caudal es:  $k_2 = 0,95$**

**h) Ángulo  $\alpha$  de entrada**

**i) Cálculo del caracol ó caja espiral**

**j) Valor del  $NPSH_r$  y altura de carga necesaria a la entrada del rodete**

---

**RESOLUCIÓN**



$$a) \text{ Caudal: } q = \frac{G}{\rho} = \frac{56 \text{ kg/seg}}{864 \text{ kg/m}^3} = 0,065 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$\text{Altura manométrica: } H_{m_z} = \frac{p_{\text{bomba}}}{\rho g} = \frac{20,7 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2}{864 \text{ kg/m}^3} = 240 \text{ m}$$

$$n_s = \sqrt[3]{\frac{q}{75}} \frac{n \sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = | = 0,88 \times 0,92 \times 0,85 = 0,688 | = \sqrt[3]{\frac{864}{75 \times 0,688}} \frac{n \sqrt{q}}{H_m^{3/4}} = 3,4 \frac{3800 \sqrt{0,065}}{\sqrt{0,688} 240^{3/4}} = 65$$

**b) Potencia aplicada al eje de la bomba**

$$N = \frac{q H_m}{75} = \frac{864 \times 0,065 \times 240}{75 \times 0,688} = 261,2 \text{ CV}$$

**Caudal aspirado**

$$q_1 = \frac{q}{\mu} = \frac{0,065}{0,88} = 0,074 \text{ m}^3/\text{seg}$$

**c) Diámetro óptimo del orificio de entrada del rodete**

$$d_{\text{opt}} = k_0 \sqrt[3]{\frac{q_1}{n}} = 4,4 \sqrt[3]{\frac{0,074}{3800}} = 0,118 \text{ m}$$

$$c_{1m} = \frac{4 q_1}{d_1^2} = \frac{4 \times 0,074}{0,118^2} = 6,76 \text{ m/seg} = c_{2m}$$

**d) Coeficiente de influencia del n° de álabes**

Relación entre el coeficiente de influencia y el n° de álabes

z	4	6	8	10	12	16	24
$\mu$	0,624	0,714	0,768	0,806	0,834	0,87	0,908

Para:  $z = 7, \mu = 0,741$

ó también

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{z [1 - (\frac{r_1}{r_2})^2]}} = \left| \begin{array}{l} z = 7 \\ = 0,6 (1 + \sin 2) = 0,6 (1 + \sin 30) = 0,9 \end{array} \right| = \frac{1}{1 + \frac{2 \times 0,9}{7 [1 - (\frac{1}{2,5})^2]}} = 0,765$$

Podemos considerar el valor medio de los dos, 0,753

**e) Altura teórica máxima creada para un n° de álabes:**

$$H_t = \frac{H_{t \text{ máx}_z}}{\mu} = \frac{H_{\text{man}_z}}{\mu_{\text{man}_z}} = \frac{240}{0,753 \times 0,85} = 375 \text{ m}$$

**f) Velocidad  $u_2$  y  $c_2$**

$$H_{t(\text{máx})} = \frac{u_2^2}{g} - c_{2m} \frac{u_2}{g} \cotg 2$$

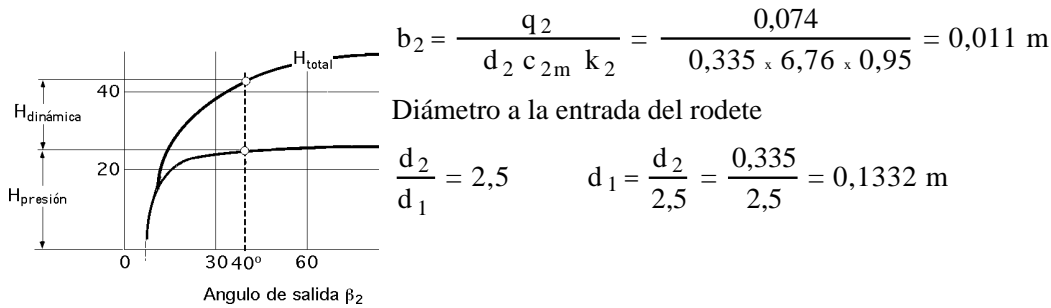
y teniendo en cuenta que,  $c_{2m_z} = c_{2m} = 6,76 \text{ m/seg}$ , se puede poner

$$375 = \frac{u_2^2}{9,8} - 6,76 \frac{u_2}{9,8} \cotg 30^\circ \quad \boxed{u_2^2 - 11,7 u_2 - 3675 = 0} \quad \boxed{u_2 = 66,75 \text{ m/seg}}$$

que es igual para  $z$  álabes que para álabes.

$$u_2 = \frac{d_2}{2} \omega = \frac{d_2}{2} \frac{n}{30} \quad d_2 = \frac{60 u_2}{n} = \frac{60 \times 66,75}{3800} = 0,335 \text{ m}$$

**g) Anchura del rodete a la salida con  $k_2 = 0,95$**



que no coincide con el óptimo calculado anteriormente por cuanto la relación  $\frac{d_2}{d_1}$  tenía que haber sido igual a  $\frac{0,335}{0,118} = 2,84$  para ser coherentes, y no 2,5 como indica el enunciado

**h) Ángulo  $\beta_1$  a la entrada**

$$\frac{c_{1m}}{u_1} = \tan \beta_1 = \frac{6,76}{\frac{n}{60} d_1} = \frac{6,76}{\frac{3800}{60} \times 0,13} = 0,2613 \quad ; \quad \beta_1 = 14,6^\circ$$

Generalmente el ángulo  $\beta_1$  se incrementa en 3 a 5° por consideraciones de cavitación, en caso de sobrecarga en el gasto.

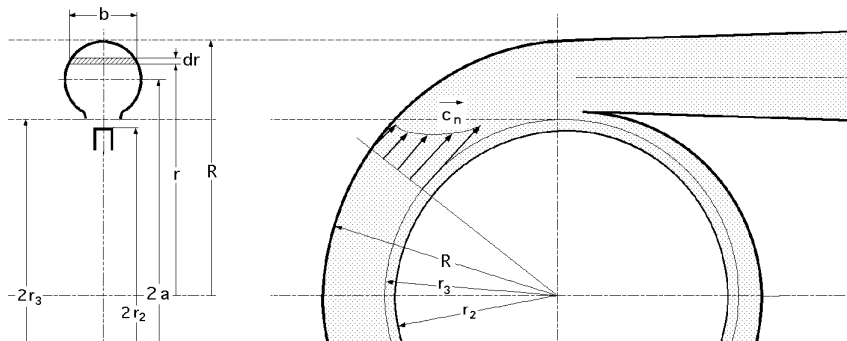
**i) Cálculo del caracol, (caja espiral o voluta)**

$$\begin{aligned} \frac{1}{360} \frac{q}{k} \pm \sqrt{\frac{2}{360} \frac{q r_3}{k}} &= \frac{1}{360} \frac{1}{k} \pm \sqrt{\frac{2}{360} \frac{r_3}{k}} \\ \frac{1}{360} \frac{1}{k} \pm \sqrt{\frac{2}{360} \frac{r_3}{k}} &= \frac{1}{360} \frac{1}{k} \pm \sqrt{\frac{2}{360} \frac{r_3}{k}} \\ \frac{1}{360} \frac{1}{k} \pm \sqrt{\frac{2}{360} \frac{r_3}{k}} &= \frac{1}{360} \frac{1}{k} \pm \sqrt{\frac{2}{360} \frac{r_3}{k}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,04 r_2 = 1,04 \times \frac{0,333}{2} = 0,173 \\ &= 60 g \frac{H_m}{n} = 60 g \frac{240}{3800 \times 0,85} = 43,69 \\ k &= \frac{43,69}{q} = \frac{43,69}{0,064} = 682,65 \end{aligned}$$

$$\frac{1}{24575} \pm \sqrt{1,4 \times 10^{-6}}$$

La dimensión final de la voluta de radio  $r_3$ , ( $\beta = 360^\circ$ ), es:  $(360^\circ) = \frac{1}{682,65} \pm \sqrt{\frac{2 \times 0,173}{682,65}} = 0,024 \text{ m}$



**j) Valor del NPSH<sub>r</sub>**

$$\text{NPSH}_r = \text{Altura bruta} - \frac{p_v}{s} = s \frac{\sqrt{(q_1 n^2)^2}}{2 g} = \left| \frac{p_v}{s} = 0,044 \frac{13600}{864} = 0,693 \text{ m} \right| =$$

$$s = 0,02$$

$$= 0,02 \frac{\sqrt{(0,074 \times 3800^2)^2}}{2 \text{ g}} = 10,66 \text{ m}$$

$$\text{Altura bruta} = H_{\text{ent}} = 10,66 + 0,693 = 11,35 \text{ m}$$

$$p_{\text{ent}} = 11,35 \times 864 \cdot 10^{-4} = 0,9823 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

\*\*\*\*\*

**18.- Una bomba radial centrífuga de eje vertical que consta de boca de admisión, rodete y caja espiral, debe proporcionar un caudal de 180 l/s, a una altura manométrica de 30 m, girando a 970 rpm. El ángulo  $\alpha_2$  de los álabes a la salida del rodete es de  $40^\circ$  y la corriente entra radialmente en los álabes. La velocidad del flujo se puede suponer constante tanto en las tuberías de aspiración e impulsión como a través del rodete, e igual a 2 m/seg. No se considera el efecto de disminución de trabajo por número finito de álabes, ni se tiene en cuenta la obstrucción del flujo debida al espesor de los mismos. Las pérdidas en la boca de admisión pueden despreciarse, el rendimiento hidráulico del rodete se estima en un 85% y el rendimiento volumétrico de la bomba en un 95%.**

Se consideran dos casos:

- Voluta ineficiente, rendimiento 10%
- Voluta más eficiente, rendimiento 50%.

Calcular:

- El diámetro que debe tener el rodete en el primer caso
- El diámetro que debe tener el rodete en el segundo caso
- Ancho del rodete a la salida, en el segundo caso.

### RESOLUCIÓN

Sabemos que en la voluta se transforma en energía de presión parte de la energía dinámica generada en el rodete. En el problema que se plantea se dice que sólo el 10% en el apartado (a), ó el 50% en el apartado (b) de la altura dinámica creada en el rodete se transforma en energía de presión en la voluta.

Como no se considera el efecto de disminución de trabajo por número finito de álabes, el coeficiente de influencia es  $\mu = 1$ , es decir,  $H_{\text{tmáx}}/H_t = 1$ ,

$$c_{1m} = c_{2m} = c_1 = 2 \text{ m/seg}$$

**Altura total para álabes**

$$H_{t(\text{máx})} = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \left| \begin{array}{l} u_2 = \frac{d_2 n}{60} = \frac{d_2 \times 970}{60} = 50,7892 d_2 \\ c_{2n} = u_2 - c_{2m} \cotg \alpha_2 = 50,7892 d_2 - 2 \cotg 40^\circ = 50,7892 d_2 - 2,3835 \end{array} \right| =$$

$$= \frac{50,7892 d_2 \times (50,7892 d_2 - 2,3835)}{g} = 262,95 d_2^2 - 12,35 d_2$$

**Altura dinámica creada por el rodete**

$$H_{d \text{ rodete}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \left| c_2^2 = c_{2m}^2 + c_{2n}^2 = 2^2 + (50,7892 d_2 - 2,3835)^2 = 2579,5 d_2^2 - 242,11 d_2 + 9,68 \right| =$$

$$= \frac{(2579,5 d_2^2 - 242,11 d_2 + 9,68) - 4}{2g} = 131,6 d_2^2 - 12,35 d_2 + 0,289$$

Parte de esta altura dinámica creada en el rodete se va a transformar en la voluta en energía de presión

**Altura de presión creada en la bomba**

$$H_p \text{ bomba} = H_{t(\text{máx})} - H_{d \text{ rodete}} = (262,92 d_2^2 - 12,35 d_2) - (131,6 d_2^2 - 12,35 d_2 + 0,289) = 131,35 d_2^2 - 0,289 = \frac{P_s - P_E}{\rho g}$$

### Altura de presión creada en el rodete

$$h = \frac{H_p(\text{rodete})}{H_p(\text{bomba})} \quad H_p(\text{rodete}) = 0,85 (131,35 d_2^2 - 0,289) = 111,75 d_2^2 - 0,2462 = \frac{P_2 - P_1}{\rho g}$$

La altura de presión creada por la bomba es, en nuestro caso, igual a la altura geométrica, por cuanto no se consideran las pérdidas de carga en la tubería de impulsión,

El enunciado dice que la velocidad del flujo se supone constante tanto en las tuberías de aspiración e impulsión como a través del rodete, e igual a 2 m/seg.

$$H_m = \left( \frac{c_s^2}{2g} + \frac{P_s}{\rho g} + z_s \right) - \left( \frac{c_E^2}{2g} + \frac{P_E}{\rho g} + z_E \right) = \left| \begin{array}{l} \text{Por el enunciado} \\ c_E = c_s = c_{1m} = c_{2m} ; z_s = z_E \end{array} \right| = \frac{P_s - P_E}{\rho g} = \frac{P}{\rho g} = 30 \text{ m}$$

es decir, la altura de presión creada por la bomba es la altura manométrica.

La energía de presión teórica y máxima, (rendimiento de la voluta del 100%), que se podría recuperar en la voluta sería el total de la energía dinámica creada por el rodete, es decir,

$$H_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$$

En nuestro caso:  $c_1 = c_{1m} = 2 \text{ m/seg}$ ;  $c_2 = \sqrt{2579,5 d_2^2 - 242,11 d_2 + 9,68}$

#### a) Diámetro $d_2$ del rodete en el primer caso:

La altura dinámica creada en el rodete se va a transformar parcialmente (un 10%) en altura de presión en la voluta

$$H_{p \text{ voluta}} = \eta_{\text{voluta}} H_{d \text{ rodete}}$$

$$H_{p \text{ voluta}} = 0,10 H_{d \text{ rodete}} = 13,16 d_2^2 - 1,235 d_2 + 0,0289$$

La altura de presión en la bomba es igual a la suma de la altura de presión en el rodete más la altura de presión en la voluta.

$$H_{p(\text{bomba})} = H_{p(\text{rodete})} + H_{p \text{ voluta}}$$

$$30 = (111,75 d_2^2 - 0,2462) + (13,16 d_2^2 - 1,235 d_2 + 0,0289) \quad 124 d_2^2 - 1,234 d_2 - 30,217 = 0 ; \quad \boxed{d_2 = 0,497 \text{ m}}$$

#### b) Diámetro $d_2$ en el segundo caso

$$H_{p \text{ voluta}} = 0,5 H_{d \text{ rodete}} = 65,737 d_2^2 - 6,17 d_2 + 0,1448$$

$$30 = (111,75 d_2^2 - 0,2462) + (65,737 d_2^2 - 6,17 d_2 + 0,1448) \quad 177,49 d_2^2 - 6,17 d_2 - 30,1 = 0 ; \quad \boxed{d_2 = 0,43 \text{ m}}$$

#### c) Ancho del rodete a la salida en el 2º caso

El caudal  $q_1$  que circula por el rodete es:  $q_1 = q + q^* = \text{Caudal impulsado} + \text{Caudal pérdidas} = q / \eta_{\text{vol}}$

$$q_1 = \frac{q}{\eta_{\text{vol}}} = b_2 d_2 c_{2m} \quad b_2 = \frac{q}{\eta_{\text{vol}} d_2 c_{2m}} = \frac{0,18 \text{ m}^3/\text{seg}}{0,95 \times 0,4296 \times 2} = 0,07 \text{ m}$$

\*\*\*\*\*

**19.- Una bomba centrífuga que trasiega agua tiene las siguientes características, diámetro exterior del rodete, 300 mm; área útil a la salida del rodete, 1080 cm<sup>2</sup>; ángulo  $\alpha_2 = 35^\circ$ . El diámetro de la tubería de aspiración es de 300 mm y el de la tubería de impulsión 225 mm. Los manómetros conectados en la tubería de aspiración e impulsión a la entrada y salida de la bomba, ambos a 7,5 m de altura sobre el pozo de aspiración, marcan presiones de 4 m y 18 m por debajo y por encima de la presión atmosférica respectivamente, proporcionando la bomba un caudal de 190 l/seg a 1200 rpm.**

**La potencia en el eje es de 70 kW. La entrada en los álabes es radial.**

**Se pueden suponer iguales los rendimientos hidráulico y manométrico.**

**Las pérdidas por rozamiento de disco se incluyen en el rendimiento mecánico.**

**Calcular:**

- a) El rendimiento total
- b) El rendimiento mecánico
- c) La potencia interna
- d) Potencia del motor

### RESOLUCIÓN

#### a) Rendimiento total

$$= \frac{N_e}{N} ; N_e = q H_m$$

La altura manométrica es:

$$H_m = \left( \frac{v_S^2}{2g} + \frac{p_S}{\rho g} + z_S \right) - \left( \frac{v_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\rho g} + z_E \right) = \left[ \begin{array}{l} \frac{v_S^2}{2g} = \frac{16 q^2}{2g^2 d_S^4} = \frac{16 \times 0,19^2}{2g^2 0,225^4} = 1,165 \text{ m} \\ \frac{v_E^2}{2g} = \frac{16 q^2}{2g^2 d_E^4} = \frac{16 \times 0,19^2}{2g^2 0,3^4} = 0,3683 \text{ m} \end{array} \right] =$$

$$= | z_S - z_E | = (1,165 + 18) - (0,3683 - 4) = 22,77 \text{ m}$$

$$N_e (\text{kW}) = \frac{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,19 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \times 22,77 \text{ m}}{102} = 42,41 \text{ kW}$$

$$= \frac{N_e}{N} = \frac{42,41}{70} = 0,6060 = 60,6\%$$

#### b) Rendimiento mecánico

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{H_m}{H_t} = \left| \frac{H_m}{H_t} \right| = \frac{H_m}{H_t} ; H_t = \frac{u_2 c_{2n}}{g}$$

$$H_t = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \left[ \begin{array}{l} u_2 = \frac{d_2 n}{60} = \frac{0,3 \times 1200}{60} = 18,85 \text{ m/seg} \\ c_{2m} = \frac{Q}{2} = \frac{0,19 \text{ m}^3/\text{seg}}{0,108 \text{ m}^2} = 1,759 \text{ m/seg} \\ c_{2n} = u_2 - c_{2m} \cotg \alpha_2 = 18,85 - 1,759 \cotg 35^\circ = 16,33 \text{ m/seg} \end{array} \right] = \frac{18,85 \times 16,33}{g} = 31,42 \text{ m}$$

$$\eta_{\text{man}} = \frac{H_m}{H_t} = \frac{22,27}{31,42} = 0,725 = 72,5\%$$

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{0,6060}{0,725} = 0,8358 = 83,58\%$$

#### c) La potencia interna es la potencia hidráulica:

$$N_h = N_{\text{mec}} = 70 \times 0,8358 = 58,51 \text{ W}$$

#### d) Potencia útil ó efectiva

$$N_e = N = 0,606 \times 70 = 42,42 \text{ kW}$$

\*\*\*\*\*

20.- Se instala una bomba centrífuga para elevar agua de manera que las bridas de aspiración e impulsión son horizontales y la de impulsión está medio metro más elevada que la de aspiración. Un vacuómetro de mercurio conectado a la aspiración marca una depresión de 300 mm mientras que el manómetro de impulsión marca 19 m. c.a. La tubería de aspiración es de 225 mm, y la de impulsión de 200 mm. El rodete tiene un diámetro exterior de 300 mm y un ancho a la salida de 25 mm;  $\alpha_2 = 22^\circ$ ;  $n = 1.320 \text{ rpm}$ . En los cálculos

se supondrán álabes afilados a la salida;  $hid = man = 0,80$ ;  $mec = 0,85$  y entrada de la corriente en los álabes sin circulación.

Calcular:

- La altura de Euler, o altura total
- La altura efectiva o manométrica
- El caudal
- La potencia efectiva
- La potencia de accionamiento

## RESOLUCIÓN

La entrada de la corriente en los álabes sin circulación supone que  $c_{1n} = 0$ , es decir  $\beta_1 = 90^\circ$

$$H_t = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \left| \begin{array}{l} u_2 = d_2 n = \frac{0,3 \times 1320}{60} = 20,73 \text{ m/seg} \\ c_{2n} = u_2 - c_{2m} \cotg \beta_2 = 20,73 - c_{2m} \cotg 22^\circ \end{array} \right| = 43,81 - 5,231 c_{2m}$$

Expresiones para la altura manométrica  $H_m$ :

$$H_m = man H_t = 0,80 (43,81 - 5,231 c_{2m})$$

$$H_m = \frac{p_s - p_E}{\rho g} + (z_s - z_E) + \frac{v_s^2 - v_E^2}{2g} = \left| \frac{p_E}{\rho g} = \frac{-0,3 \times 13600}{1000} = -0,3 \times 13,6 = -4,08 \text{ m.c.a.} \right| =$$

$$= 19 + 4,08 + 0,5 + \frac{v_s^2 - v_E^2}{2g} = 23,58 + 0,05097 (v_s^2 - v_E^2)$$

Igualándolas se tiene:

$$0,80 (43,81 - 5,231 c_{2m}) = 23,58 + 0,05097 (v_s^2 - v_E^2) \quad ; \quad 11,47 - 4,185 c_{2m} - 0,05097 (v_s^2 - v_E^2) = 0$$

Por la ecuación de continuidad:

$$q = b_2 d_2 c_{2m} = \frac{d_E^2 v_E}{4} = \frac{d_s^2 v_s}{4} \quad \begin{array}{l} v_E = \frac{4 d_2 b_2 c_{2m}}{d_E^2} = \frac{4 \times 0,3 \times 0,025}{0,225^2} c_{2m} = 0,5926 c_{2m} \\ v_s = \frac{4 d_2 b_2 c_{2m}}{d_s^2} = \frac{4 \times 0,3 \times 0,025}{0,2^2} c_{2m} = 0,75 c_{2m} \end{array}$$

por lo que:

$$11,47 - 4,185 c_{2m} - 0,05097 \{(0,5926 c_{2m})^2 - (0,75 c_{2m})^2\} = 0 \quad ; \quad c_{2m}^2 + 388,6 c_{2m} - 1065 = 0$$

$$c_{2m} = 2,7 \text{ m/seg}$$

a) Altura de Euler  $H_t$

$$H_t = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \left| \begin{array}{l} u_2 = 20,73 \text{ m/seg} \\ c_{2n} = u_2 - c_{2m} \cotg \beta_2 = 20,73 - 2,7 \cotg 22^\circ = 14,05 \text{ m/seg} \end{array} \right| = \frac{20,73 \times 14,05}{g} = 29,72 \text{ m}$$

b) Altura manométrica:

$$H_m = man H_t = 0,8 \times 29,72 = 23,78 \text{ m}$$

c) Caudal

$$q = d_2 b_2 c_{2m} = 0,300 \times 0,025 \times 2,7 = 0,06362 \text{ m}^3/\text{seg}$$

d) Potencia efectiva

$$N_e = Q H_m = 1000 \times 0,06362 \times 23,78 = 1511,6 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 14,82 \text{ kW}$$

e) Potencia de accionamiento

$$N = \frac{N_e}{0,85 \times 0,8} = \frac{14,82}{0,85 \times 0,8} = 21,8 \text{ kW}$$

\*\*\*\*\*

**21.- El rodete de una bomba centrífuga para agua tiene  $v_{ol} = 1$  y  $m_{ec} = 0,9$ , diámetro exterior = 250 mm, superficie de salida = 150 cm<sup>2</sup> y gira a 1450 rpm; el ángulo  $\alpha = 30^\circ$ . Entrada en los álabes radial.**

**Diámetro de la tubería de aspiración 150 mm, y de la tubería de impulsión 125 mm.**

**Lectura del vacuómetro = 4 m.c.a. Lectura del manómetro = 14 m.c.a.**

**Los orificios piezométricos de los manómetros están situados a la misma cota.**

**Potencia de accionamiento 8 kW.**

**El coeficiente de influencia por el n° de álabes es 0,8.**

**Se desprecia el espesor de los álabes.**

**Calcular:**

**a) El caudal de la bomba**

**b) La potencia hidráulica de la bomba**

**c) El rendimiento hidráulico**

**d) La curva característica y el rendimiento manométrico teórico**

**e) El grado de reacción teórico.**

## RESOLUCIÓN

**a) Caudal de la bomba con  $z$  álabes**

$$N \text{ (kW)} = \frac{q H_m}{102}$$

$$q = \frac{102 N}{H_{man}} )_z = \frac{102 N}{H_{man}} \frac{m_{an} \cdot v_{ol} \cdot m_{ec}}{1000} )_z = \frac{102 \times 8 \times 0,9}{1000} \frac{m_{an}}{H_{man}} )_z = 0,7339 \frac{m_{an}}{H_{m_z}} =$$

$$= \left| \mu = \frac{H_{t_z}}{H_t} = \frac{H_{m_z}}{H_t} \quad H_{m_z} = \mu \cdot m_{an_z} H_t \right| = 0,7339 \frac{m_{an_z}}{\mu \cdot m_{an_z} H_t} = \frac{0,7339}{\mu H_t} = \frac{0,7339}{0,8 \times H_t} = \frac{0,9174}{H_t}$$

$$H_t = \frac{u_2 \cdot c_{2n}}{g} = \left| \begin{array}{l} u_2 = \frac{0,25 \times 1450}{60} = 18,98 \text{ m/seg} \\ c_{2n} = u_2 - c_{2m} \cotg \alpha = 18,98 - \frac{q \times 10^4}{150} \cotg 30^\circ = 18,98 - 115,5 q \end{array} \right| =$$

$$= \frac{18,98 (18,98 - 115,5 q)}{g} = 36,72 - 223,5 q$$

$$q = \frac{0,9174}{H_t} = \frac{0,9174}{36,72 - 223,5 q} \quad 223,5 q^2 - 36,72 q + 0,9174 = 0$$

$q = 0,1336 \text{ m}^3/\text{seg}$  , (exige  $h_{id} > 1$ , imposible) ;  $q = 0,03074 \text{ m}^3/\text{seg}$  (solución)

como se comprobará a continuación

**b) Potencia hidráulica**

$$N_h = m_{ec} N = 0,9 \times 8 = 7,2 \text{ kW}$$

**c) Rendimiento hidráulico de la bomba con  $z$  álabes**

Como el rendimiento volumétrico es 1, el rendimiento hidráulico es igual al rendimiento manométrico:

$$h_{id} = \frac{N_{e_z}}{N_{h_z}} = \frac{q H_{m_z}}{q H_{t_z}} = \left| \mu = \frac{c_{2n_z}}{c_{2n}} = \frac{H_{t(máx)_z}}{H_t} = 0,8 \quad H_{t_z} = 0,8 H_t \right| = 1,25 \frac{H_{m_z}}{H_t} =$$

$$= 1,25 \frac{\frac{p_s - p_E}{2g} + \frac{v_s^2 - v_E^2}{2g}}{36,72 - 223,5 q} = 1,25 \frac{14 + 4 + \frac{16 q^2}{2g} \left( \frac{1}{d_s^4} - \frac{1}{d_E^4} \right)}{36,72 - 223,5 q} = 1,25 \frac{18 + \frac{16 q^2}{2g} \left( \frac{1}{0,125^4} - \frac{1}{0,15^4} \right)}{36,72 - 223,5 q} =$$

$$= 1,25 \frac{18 + 172,5 q^2}{36,72 - 223,5 q}$$

Para:  $q = 0,1336 \text{ m}^3/\text{seg}$  ;  $h_{id} = 1,25 \frac{18 + 175,2 \times 0,1336^2}{36,72 - 223,5 \times 0,1336} > 100\%$  (imposible)

Para:  $q = 0,03074 \text{ m}^3/\text{seg}$  ;  $h_{id} = 1,25 \frac{18 + 175,2 \times 0,03074^2}{36,72 - 223,5 \times 0,03074} = 76,06\%$

**d) Curva característica:**

$$H_m = A - B q - C q^2$$

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \left| u_2 = d_2 \frac{n}{60} = 0,25 \frac{1450}{60} = 19 \text{ m/seg} \right| = \frac{19^2}{g} = 36,75$$

$$B = \frac{u_2}{g} \cotg \alpha_2 = \left| \alpha_2 = k_2 \quad d_2 b_2 = 150 \text{ cm}^2 \right| = \frac{19 \cotg 30}{g \times 0,015 \text{ m}^2} = 223,6$$

$$H_m = 36,75 - 223,63 q - C q^2 = 18 + 175,2 q^2, \text{ con } q = 0,03074 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$H_m = 36,75 - (223,63 \times 0,03074) - C \times 0,03074^2 = 18 + 175,2 \times 0,03074^2 ; C = 12400$$

$$H_m = 36,75 - 223,63 q - 12400 q^2$$

**Rendimiento manométrico teórico = rendimiento manométrico con álabes**

$$\eta_{man} = 1 - \frac{C q^2}{A - B q} = 1 - \frac{12400 \times 0,0307^2}{36,75 - (223,63 \times 0,0307)} = 0,608 = 60,8\%$$

**De otra forma:**

$$\eta_{man} = \mu_{man_z} = 0,8 \times 0,7606 = 0,608 = 60,8\%$$

**e) Grado de reacción teórico**

$$= 1 - \frac{c_{2n}}{2 u_2} = 1 - \frac{18,98 - (115,5 \times 0,03074)}{2 \times 18,98} = 0,5935$$

\*\*\*\*\*

**22.- En una instalación de bombeo de agua la altura geodésica de impulsión es de 30 m y la de aspiración 5 m. Las tuberías de aspiración e impulsión tienen un diámetro de 150 mm. Las pérdidas de carga en la tubería de aspiración ascienden a 2 m y a 6 m en la de impulsión (Estas pérdidas no incluyen las de entrada del agua en el depósito superior). El diámetro exterior del rodete tiene 390 mm y el ancho del mismo a la salida 25 mm. La bomba gira a 1200 rpm, y el ángulo  $\alpha_2 = 30^\circ$ . El rendimiento manométrico de la bomba es el 80%; el rendimiento total el 70% y el rendimiento volumétrico el 95%; la entrada del agua en los álabes es radial; los álabes están afilados a la salida.**

**Calcular:**

**a) Caudal impulsado por la bomba**

**b) Altura manométrica**



c) *Potencia de accionamiento*

d) *Presión a la entrada de la bomba en mm c.mercurio*

e) *Presión a la salida de la bomba en m c.agua.*

## RESOLUCIÓN

### a) Caudal impulsado por la bomba

Si  $v_t$  es la velocidad del agua en la tubería, la expresión de la altura manométrica es:

$$H_{\text{man}} = H + h_t = 30 + 5 + 2 + 6 + \left(1 \times \frac{v_t^2}{2g}\right) = 43 + \frac{v_t^2}{2g}$$

$$H_{\text{man}} = H_t = 0,8 \times \frac{u_2 \cdot c_{2n}}{g} =$$

$$= \left[ \begin{array}{l} u_2 = \frac{d_2 n}{60} = \frac{0,39 \times 1200}{60} = 24,5 \text{ m/seg} \\ \text{Ec. de continuidad: } q = \frac{v_t \cdot d_t^2}{4} = v \cdot c_{2m} \cdot b_2 \cdot d_2 ; c_{2m} = \frac{0,15^2}{4 \times 0,39 \times 0,025 \times 0,95} v_t = 0,607 v_t \\ c_{2n} = u_2 - c_{2m} \cotg \alpha = 24,5 - 0,607 v_t \cotg 30^\circ = 24,5 - 1,051 v_t \end{array} \right] =$$

$$= 0,80 \times \frac{24,5 (24,5 - 1,051 v_t)}{g} = 48,95 - 2,1 v_t$$

Igualando los valores de las alturas manométricas se obtiene:

$$48,95 - 2,1 v_t = 43 + \frac{v_t^2}{2g} ; v_t = 2,66 \text{ m/seg} = c_{1m} , \text{ por ser } \alpha = 90^\circ ; c_{2m} = 0,607 \times 2,66 = 1,614 \text{ m/seg}$$

$$q = \frac{v_t \cdot d_t^2}{4} = \frac{2,66 \times 0,15^2}{4} = 0,047 \text{ m}^3/\text{seg}$$

### b) Altura manométrica

$$H_{\text{man}} = 43 + \frac{v_t^2}{2g} = 43 + \frac{2,66^2}{2g} = 43,36 \text{ m}$$

### c) Potencia de accionamiento

$$N = \frac{q \cdot H_{\text{man}}}{0,7 \times 102} = \frac{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0,047 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \times 43,36 \text{ m}}{\text{Kg m/seg}} \frac{\text{kW}}{\text{Kg m/seg}} = 28,56 \text{ kW}$$

### d) Presión a la entrada de la bomba $p_E$ :

Aplicando Bernoulli entre el nivel del depósito de aspiración y la entrada de la bomba, se tiene:

$$0 + 0 + 0 = \frac{p_E}{\rho g} + \frac{v_E^2}{2g} + z_E + h_E = 0,3606 + 5 + 2 ; \quad \frac{p_E}{\rho g} = -7,36 \text{ m.c.a.} = -\frac{7,36}{13,5} = -0,545 \text{ m.c.Hg}$$

### e) Presión a la salida de la bomba $p_S$

Aplicando Bernoulli entre la entrada y salida de la bomba, se tiene:

$$H_m = \left( \frac{v_S^2}{2g} + \frac{p_S}{\rho g} + r_S \right) - \left( \frac{v_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\rho g} + r_E \right) = \left| \frac{v_S}{z_S} = \frac{v_E}{z_E} \right| = \frac{p_S}{\rho g} - \frac{p_E}{\rho g}$$

$$\frac{p_S}{\rho g} = \frac{p_E}{\rho g} + H_{\text{man}} = -7,36 + 43,36 = 36 \text{ m.c.a.} ; \quad p_S = 36 \text{ m} \times 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 3,6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

\*\*\*\*\*

23.- Una bomba centrífuga tiene las siguientes características:  $d_1 = 120 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 240 \text{ mm}$ ;  $b_2 = 22 \text{ mm}$ . Diámetro entrada corona directriz,  $d_3 = d_2$ ; diámetro de salida de la misma,  $d_4 = 360 \text{ mm}$ . Ancho de la corona

directriz constante y mayor en un 5% al ancho de salida del rodete,  $b_3 = 1,05 b_2$ ,  $Q = 30 \text{ l/seg}$ ,  $\eta_{vol} = 1$ ,  $H_{man} = 70 \text{ m}$ ,  $n = 2850 \text{ rpm}$ . Se desprecia el efecto debido al espesor de los álabes,  $\eta_{mec} = 1$ ;  $\eta_{man} = 0,85$ ; coeficiente de influencia ó factor de disminución del trabajo  $\mu = 0,87$ , las pérdidas en la corona directriz ascienden al 25% de la energía recuperable en la misma; las pérdidas en el rodete ascienden a un 7% de la altura manométrica. La entrada de los álabes es radial y la velocidad del flujo se mantiene constante a su paso por los álabes.

Calcular:

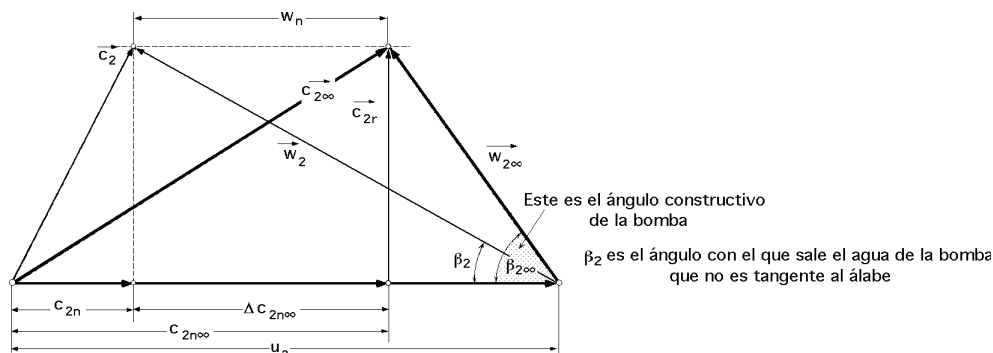
- Las alturas  $H_t$  y  $H_{t(máx)}$
- El ángulo real de la corriente absoluta a su llegada a la corona directriz  $\beta_3$ , y la desviación de la corriente relativa causada por el remolino relativo a la salida del rodete  $\alpha_2$
- La ecuación del perfil de los álabes directrices construidos en forma de espiral logarítmica;
- La altura de presión recuperada en la corona directriz
- El incremento de presión estática real en el rodete

### RESOLUCIÓN

En la teoría unidimensional, el ángulo constructivo del álabe a la salida es el  $\beta_2$ , mientras que  $\beta_2 = \beta_{2z}$  es el ángulo de salida del líquido, que no es tangente al álabe.

- Alturas  $H_t$  y  $H_{t(máx)}$

$$\mu = \frac{H_{t(máx)z}}{H_{t(máx)}} = \frac{c_{2n_z}}{c_{2n}} \quad ; \quad H_{t(máx)} = \frac{H_{t(máx)z}}{\mu} = \frac{H_{man_z}}{\mu \eta_{man_z}} = \frac{70}{0,87 \times 0,85} = 94,65 \text{ m}$$



$$H_{t(máx)z} = \frac{H_{man_z}}{\eta_{man_z}} = \frac{70}{0,85} = 82,35 \text{ m}$$

El rendimiento manométrico teórico es:  $\eta_{man} = \mu \eta_{hid} = 0,87 \times 0,85 = 0,7395 = 74\%$

que se comprueba es igual al hallado a partir de la curva característica, que es de la forma

$$\eta_{man} = 1 - \frac{C q^2}{A - B q} = 1 - \frac{27.277,7 \times 0,03^2}{130,85 - (1210 \times 0,03)} = 0,74 = 74\%$$

- Ángulo constructivo  $\beta_2$  de la bomba, (teoría unidimensional  $\beta_2$ )

$$u_2 = \frac{g H_t}{c_{2n}} = \frac{d_2 n}{60} = \frac{0,24 \times 2850}{60} = 35,81 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \quad c_{2n} = \frac{60 g H_t}{d_2 n} = \frac{60 g \times 94,65}{0,24 \times 2850} = 25,9 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$c_{2m} = c_{2m} = \frac{q}{d_2 b_2} = \frac{0,03}{0,24 \times 0,022} = 1,809 \text{ m/seg}$$

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2n}} = \frac{1,809}{35,81 - 25,9} = 0,182$$

$$\beta_2 = 10,31^\circ \quad (\text{Ángulo constructivo})$$

$$H_{t(\text{máx})_z} = \frac{u_2^2 c_{2n_z}}{g} \quad c_{2n_z} = \frac{g H_{t(\text{máx})_z}}{u_2} = \frac{82,35 \text{ g}}{35,81} = 22,56 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

**Ángulo de la corriente** a la salida del rodete  $2_z$

$$\text{tg } 2_z = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2n_z}} = \frac{1,809}{35,81 - 22,56} = 0,1365 \quad 2_z = 7,77^\circ$$

$$\text{tg } 2_z = \frac{c_{2m}}{c_{2n_z}} = \frac{1,809}{22,56} = 0,0818 \quad 2_z = 4,58^\circ$$

Ángulo de desviación de la corriente relativa =  $2 - 2_z = 10,31^\circ - 7,77^\circ = 2,54^\circ$

$$\text{Velocidad meridiana de entrada en la corona directriz: } c_{3m} = \frac{q}{d_2 b_3} = \frac{0,03}{x \cdot 0,24 \times (1,05 \times 0,022)} = 1,722 \text{ m/seg}$$

Ángulo de entrada en los álabes directrices de la corona,  $3$  (constructivo)

$$\text{tg } 3 = \frac{c_{3m}}{c_{3n}} = \frac{c_{3m}}{c_{2n}} = \frac{1,722}{22,56} = 0,07633 \quad 3 = 4,365^\circ$$

**c) Ecuación de la espiral logarítmica**

$$r = r_3 \exp \frac{q}{q} = \left| \begin{matrix} = 2 & r c_n = \text{Cte} \\ q = 2 & r c_m = \text{Cte}' \end{matrix} \right| = r_3 \exp \frac{c_m}{c_n} = r_3 \exp(\text{tg } 3) = 0,120 e^{0,07633}$$

**d) Altura de presión recuperada en la corona directriz.**

Sean  $c_3$  la velocidad de entrada del agua en la corona directriz y  $c_4$  la velocidad de salida del agua de la corona directriz.

La altura recuperada en la corona es:  $\frac{c_3^2 - c_4^2}{2g}$

$$c_3^2 = c_{3n}^2 + c_{3m}^2 = |c_{3n} = c_{2n}| = 22,56^2 + 1,722^2 = 511,9 \quad ; \quad c_3 = 22,63 \text{ m/seg}$$

$$q = d_4 b_4 c_{4m} \quad c_{4m} = \frac{q}{d_4 b_4} = \frac{0,03}{x \cdot 0,36 \times (1,05 \times 0,022)} = 1,1483 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$= 2 \quad r c_n = 2 \quad r_3 c_{3n} = 2 \quad r_4 c_{4n} = \text{Cte} \quad d_3 c_{3n} = d_4 c_{4n} \quad ; \quad c_{4n} = \frac{d_3 c_{3n}}{d_4} = \frac{0,24 \times 22,56}{0,36} = 15,04 \text{ m/seg}$$

$$c_4 = \sqrt{c_{4m}^2 + c_{4n}^2} = \sqrt{1,1483^2 + 15,04^2} = 15,08 \text{ m/seg}$$

$$\text{Altura recuperada en la corona: } \frac{c_3^2 - c_4^2}{2g} = \frac{22,63^2 - 15,04^2}{2g} = 14,59 \text{ m}$$

**e) Incremento de presión en el rodete.**

Aplicando la ecuación de Bernoulli generalizada entre la entrada y salida de los álabes del rodete:

$$\left( \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho} + r_2 \right) - \left( \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho} + r_1 \right) = H_{t(\text{máx})} - h_r$$

La velocidad del flujo se mantiene constante a su paso por los álabes, por lo que  $c_{1m} = c_{2m}$

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = (H_{t(\text{máx})} - h_r) + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + (r_1 - r_2) = \left| \begin{matrix} c_{1m} = c_{2m} = c_1 = 1,809 \frac{\text{m}}{\text{seg}}, \text{ (por considerar } \alpha_1 = 90^\circ) \\ c_2 = \sqrt{c_{2n}^2 + c_{2m}^2} = \sqrt{22,56^2 + 1,809^2} = 22,63 \text{ m/seg} \\ \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} = \frac{1,809^2 - 22,63^2}{2g} = \frac{(-22,56)^2}{2g} = 25,96 \text{ m} \end{matrix} \right| =$$

$$= 82,35 - (0,07 \times 70) - 25,96 + (0,06 - 0,12) = 51,42 \text{ m}$$

\*\*\*\*\*

**24.- Una bomba radial tiene un diámetro a la entrada de 100 mm. El punto de funcionamiento es,  $q = 1980$  lit/min;  $H_m = 30$  m;  $n = 1500$  rpm. Se ha hecho un ensayo de cavitación aumentando gradualmente la**

altura de aspiración, a la presión atmosférica de 743 mm de columna de mercurio y el agua a 15°C. Cuando la cavitación se inicia, el vacuómetro conectado a la entrada de la bomba indica una presión de (-528 mm de columna de mercurio);  $p_{v(\text{vapor de agua})(T=15^\circ\text{C})} = 0,01707 \text{ Atm}$ .

**Determinar**

a) El coeficiente de cavitación de la bomba

b) La altura de aspiración máxima de la bomba, si bombea el mismo caudal de agua que el del ensayo, en las mismas condiciones de temperatura y presión barométrica, si la tubería de aspiración tiene unas pérdidas totales de 1,2 m

c) Suponiendo la misma pérdida de carga y coeficiente de Thoma, hallar la altura de aspiración máxima para una altura manométrica de 49 m.

## RESOLUCIÓN

a) Coeficiente de cavitación de la bomba

$$\frac{P_{\text{atm}} - P_v - H_a - P_{\text{asp}}}{H_{\text{man(máx)}}} = \left| \frac{P_E}{2g} + \frac{v_E^2}{2g} \right| = \frac{P_{\text{atm}} - H_a - P_{\text{asp}}}{H_{\text{man(máx)}}} = \frac{\frac{P_E}{2g} + \frac{v_E^2}{2g} - P_v}{H_{\text{man(máx)}}}$$

$$P_{\text{atm}} = \frac{743 \times 10330 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}}{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 10,1 \text{ m.c.a.}$$

$$P_E = \frac{-528 \times 10330 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}}{1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = -7,17 \text{ m} = -0,694 \text{ atm} \quad ; \quad P_E = 10,1 - 7,17 = 2,93 \text{ m}$$

$$q = \frac{1,98}{60} \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} = 0,033 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} = v_E \quad E \quad v_E = \frac{0,033}{\frac{\pi \times 0,1^2}{4}} = 4,2 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \quad ; \quad \frac{v_E^2}{2g} = 0,9 \text{ m}$$

$$P_v(T=15^\circ\text{C}) = 0,01707 \text{ atm} \quad ; \quad \frac{P_v}{1000} = \frac{0,01707 \times 10330}{1000} = 0,1763 \text{ m}$$

$$\frac{\frac{P_E}{2g} + \frac{v_E^2}{2g} - P_v}{H_{\text{man(máx)}}} = \frac{2,93 + 0,9 - 0,1763}{30} = 0,1228$$

b) Altura de aspiración máxima de la bomba

$$H_s = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{1000} - P_{\text{asp}} - (\text{NPSHr}) = \frac{P_{\text{atm}} - P_v}{1000} - P_{\text{asp}} - H_{\text{man(máx)}} =$$

$$= 10,1 - 0,1763 - 1,2 - (0,1228 \times 30) = 5,075 \text{ m}$$

c) Altura de aspiración máxima para una altura manométrica de 49 m.

Por ser la bomba geoméricamente semejante a la primera tendrá el mismo coeficiente de Thoma, por lo que:

$$H_a^* = 10,1 - 0,1763 - 1,2 - (0,1228 \times 49) = 2,763 \text{ m}$$

Se observa que la altura de aspiración  $H_a$ , para una misma bomba, depende de la altura manométrica, disminuyendo al aumentar ésta.

\*\*\*\*\*

25.- Una bomba centrífuga tiene 6 álabes; el diámetro exterior del rodete vale  $d_2 = 250 \text{ mm}$ , y el área efectiva del flujo a la salida,  $A_2 = 165 \text{ cm}^2$ .

El ángulo  $\beta_1 = 90^\circ$

El ángulo que forman los álabes a la salida, curvados hacia atrás, con la dirección de la velocidad periférica

a la salida del rodete de  $\alpha = 30^\circ$ .

Cuando la bomba funciona a 1450 rpm, el caudal aspirado es de 0,032 m<sup>3</sup>/seg, siendo el rendimiento volumétrico de la bomba del 88%, por fugas al exterior

En el eje de la bomba se mide un par de 4,75 m.Kg.

Mediante un vacuómetro y un manómetro situados respectivamente a la entrada y salida de la bomba, en puntos situados a la misma cota, se miden las presiones relativas de (-330) mm de columna de mercurio y 12,2 m de columna de agua..

La presión atmosférica es de 750 mm de columna de mercurio

La temperatura del agua a bombear es de 10°C,  $p_v = 0,01227$  atm.

La tubería de aspiración tiene un diámetro de 150 mm y 6 metros de longitud; lleva instalados una válvula de pie de alcachofa, y un codo, con un coeficiente adimensional de pérdida de carga accidental total  $\sum K = 6,5$ , siendo el coeficiente de rozamiento  $\lambda = 0,027$ .

La tubería de impulsión tiene un diámetro de 100 mm.

Determinar

- La altura manométrica y el rendimiento manométrico
- La curva característica de la bomba
- El rendimiento total
- La altura de aspiración máxima admisible ¿Es correcta la longitud del tubo de aspiración?
- El rendimiento mecánico de la bomba

## RESOLUCIÓN

a) Altura manométrica y rendimiento manométrico

$$H_{man_z} = \frac{H_{man_z}}{H_{t(máx)_z}} = \frac{H_{man_z}}{\mu H_{t(máx)}}$$

$$H_{man_z} = \left( \frac{v_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\rho} + z_s \right) - \left( \frac{v_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\rho} + z_E \right)$$

$$q = q_{vol} = 0,88 \times 0,032 = 0,02816 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$\text{Velocidad impulsión: } v_s = \frac{4q}{d_s^2} \quad \frac{v_s^2}{2g} = \frac{16q^2}{2g^2 d_s^4} = \frac{16 \times 0,02816^2}{2 \times 9,81 \times 0,1^4} = 0,6558 \text{ m}$$

$$\text{Velocidad aspiración: } v_E = \frac{4q_1}{d_E^2} \quad \frac{v_E^2}{2g} = \frac{16q_1^2}{2g^2 d_E^4} = \frac{16 \times 0,032^2}{2 \times 9,81 \times 0,15^4} = 0,1673 \text{ m}$$

$$p_s = 12,2 \text{ m.c.a.}$$

$$p_E = (-0,33 \times 13,6) = -4,488 \text{ m.c.a.}$$

$$z_s = z_E$$

por lo que:

$$H_{man_z} = (12,2 + 0,6558) - (-4,488 + 0,1673) = 17,17 \text{ m}$$

$$H_{t(máx)} = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \left| \begin{array}{l} u_2 = d_2 \frac{n}{60} = \frac{0,25 \times 1450}{60} = 18,98 \text{ m/seg} \\ c_{2m} = \frac{q_1}{2} = \frac{0,032 \text{ m}^3/\text{seg}}{0,0165 \text{ m}^2} \\ c_{2n} = u_2 - c_{2m} \cotg \alpha = 18,98 - 1,94 \cotg 30 = 15,62 \text{ m/seg} \\ \text{El ángulo constructivo es } \alpha = 30^\circ \end{array} \right| = 30,25 \text{ m}$$

**Rendimiento manométrico real de la bomba**

$$\eta_{man_z} = \frac{H_{man_z}}{\mu H_{t(m\acute{a}x)}} = \left| \text{Para } z = 6 \quad \mu = 0,714 \right| = \frac{17,17}{0,714 \times 30,25} = 0,795 = 79,5\%$$

**b) Curva característica de la bomba a 1450 rpm**

$$H_m = A - B q - C q^2$$

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \frac{18,98^2}{g} = 36,75$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 g} \cotg \alpha_2 = \frac{18,98}{g \times 0,0165} \cotg 30 = 203,5$$

El valor de C se obtiene en el punto de funcionamiento:  $q = 0,02816 \text{ m}^3/\text{seg}$ ;  $H_m = 17,17 \text{ m}$

$$17,17 = 36,75 - (203,5 \times 0,028) - C (0,028)^2 \quad C = 17700$$

$$H_m = 36,75 - 203,5 q - 17700 q^2$$

**c) Rendimiento total**

$$N = C w = C \frac{n}{30} = 4,75 \text{ m.Kg} \times \frac{1450}{30} = 721,25 \text{ Kg.m/seg}$$

**d) Altura de aspiración máxima admisible**

$$H_s = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} - P_{asp} - (NPSH_r)$$

$$(NPSH_r) = s \frac{(q_1 n^2)^{2/3}}{2 g} = 0,02 \frac{(0,032 \times 1450^2)^{2/3}}{2 g} = 1,69 \text{ m}$$

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} = 0,750 \text{ m.c.Hg} \times \frac{13600 \text{ Kg/m}^3}{1000 \text{ Kg/m}^3} = 10,2 \text{ m.c.a.}$$

$$\frac{P_v}{\rho g} = 0,01227 \times 10,33 = 0,127 \text{ m.c.a.}$$

$$P_{asp} = \frac{v_E^2 L}{2 g d} + \frac{v_E^2}{2 g} = \frac{v_E^2}{2 g} \left( \frac{L}{d} + 1 \right) = 0,1673 \left( \frac{0,027 \times 6}{0,15} + 6,5 \right) = 1,268 \text{ m}$$

$$H_s = (10,2 - 0,127) - 1,268 - 1,69 = 7,15 \text{ m}$$

**¿Es correcta la longitud del tubo de aspiración?:** Sí es correcta ya que la aspiración tiene 6 m y la calculada en el punto de funcionamiento del aspirador 7,15 m

**e) Rendimiento mecánico de la bomba**

$$\eta_{mec} = \frac{q_1 H_t}{N} = \left| \frac{H_{t(6 \text{ álabes})} = \mu H_{t(m\acute{a}x)}}{= 0,714 \times 30,25 = 21,6 \text{ m}} \right| = \frac{1000 \times 0,032 \times 21,6}{721,25} = 0,9582 = 95,82\%$$

El rendimiento total es:  $0,9582 \times 0,7949 \times 0,88 = 67\%$   
que concuerda con el hallado anteriormente

\*\*\*\*\*

**26.- Una bomba centrífuga radial de un solo rodete de eje vertical bombea 7,5 m<sup>3</sup>/min de agua fría, girando a 1000 rpm, trabajando con un  $\eta_{man} = 82\%$  y un  $\eta_{mec} = 97\%$ . Se despreciarán las pérdidas intersticiales, y las de rozamiento de disco se incluyen en las pérdidas mecánicas. Las pérdidas en el rodete se supondrán iguales a la mitad de todas las pérdidas interiores. El diámetro exterior del rodete es de 500 mm, y el ancho del rodete a la salida de 40 mm. El ángulo  $\alpha_2 = 40^\circ$ , y el coeficiente de obstrucción de los álabes a la salida vale 0,9. La entrada en los álabes es radial. La velocidad del flujo se mantiene constante a su paso por los álabes. Las tuberías de aspiración e impulsión tienen el mismo diámetro.**

**Calcular:**

- Altura teórica de la bomba**
- Altura dinámica teórica proporcionada por el rodete**
- Altura de presión teórica proporcionada por el rodete**
- Diferencia de alturas piezométricas reales entre la entrada y salida del rodete**
- Potencia útil de la bomba, Potencia interna de la bomba y Potencia de accionamiento**
- Altura de presión útil que da la bomba**
- Par de accionamiento**
- Si las pérdidas exteriores a la bomba son de 8 m hallar la altura geodésica que podrá vencer la bomba**

### RESOLUCIÓN

**a) Altura teórica de la bomba**

$$H_{t(\text{máx})} = \frac{u_2 c_{2n}}{g} = \left| \begin{array}{l} u_2 = \frac{d_2 n}{60} = \frac{0,5 \times 1000}{60} = 26,18 \text{ m/seg} \\ c_{2m} = \frac{q}{d_2 b_2 k_2} = \frac{7,5/60}{0,5 \times 0,04 \times 0,9} = 2,21 \text{ m/seg} \\ c_{2n} = u_2 - c_{2m} \cotg \alpha_2 = 26,18 - 2,21 \cotg 40^\circ = 23,55 \text{ m/seg} \end{array} \right| = 62,85 \text{ m}$$

**b) Altura dinámica teórica proporcionada por el rodete**

Como:  $c_{1m} = c_{2m}$ , resulta:

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_{2n}^2}{2g} = H_{\text{din}} \quad ; \quad H_{\text{din}} = \frac{23,55^2}{2g} = 28,27 \text{ m}$$

**c) Altura de presión teórica proporcionada por el rodete (al ser teórica no hay pérdidas en el rodete)**

$$H_{\text{pres. (teórica)}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = H_t - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} - h_r = 62,85 - 28,27 - 0 = 34,58 \text{ m}$$

**d) Diferencia de alturas piezométricas reales entre la entrada y salida del rodete**

La altura manométrica es,  $H_m = \eta_{\text{man}} H_{t(\text{máx})} = 0,82 \times 62,85 = 51,54 \text{ m}$

Pérdidas internas :  $i = H_t - H_{\text{man}} = 62,85 - 51,54 = 11,31 \text{ m}$

Pérdidas rodete, según el enunciado :  $h_r = \frac{11,31}{2} \text{ m} = 5,655 \text{ m}$

$$\left( \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + r_2 \right) - \left( \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + r_1 \right) = H_t - h_r$$

La diferencia de alturas piezométricas es:

$$\frac{p_2}{\rho g} + r_2 - \left( \frac{p_1}{\rho g} + r_1 \right) = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + H_t - h_r = -\frac{c_{2n}^2}{2g} + H_t - h_r = -28,27 + 62,85 - 5,655 = 28,93 \text{ m}$$

**e) Potencia  $N_{\text{efec}}$  de la bomba**

$$N_{\text{efec}} = q H_m = 1000 \frac{7,5}{60} 51,54 = 6442 \frac{\text{Kgm}}{\text{seg}} = 63,16 \text{ kW}$$

**Potencia interna de la bomba ó potencia hidráulica**

$$N_h = \frac{N_e}{\eta_{\text{man}}} = \frac{63,16}{0,82} \text{ kW} = 77,016 \text{ kW}$$

**Potencia de accionamiento**

$$N = \frac{N_h}{\eta_{\text{mec}}} = \frac{77,026}{0,97} \text{ kW} = 79,41 \text{ kW}$$

**f) Altura de presión útil que da la bomba**

$$H_{\text{man}} = 51,54 \text{ m}$$

g) Par de accionamiento

$$C = \frac{N}{w} = \frac{30 \text{ N}}{n} = \frac{30 \times 79,41 \times 102}{\times 1000} \text{ m.Kg} = 77,34 \text{ m.Kg} = 758,8 \text{ m.N}$$

h) Si las pérdidas exteriores a la bomba son de 8 m, ¿cuál es el desnivel geodésico que podrá vencer la bomba

$$H = H_{\text{man}} - e = 51,54 - 8 = 43,54 \text{ m}$$

\*\*\*\*\*

27.- Las dimensiones de una bomba centrífuga radial de agua, instalada en carga con el eje de la bomba a 1 m del nivel de agua en el depósito de aspiración son las siguientes:

Rodete:  $d_1 = 90 \text{ mm}$ ;  $b_1 = 60 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 240 \text{ mm}$ ;  $b_2 = 22 \text{ mm}$

Corona de álabes directrices:  $d_3 = 245 \text{ mm}$ ;  $b_3 = b_2$ ;  $d_4 = 360 \text{ mm}$ ;  $b_4 = b_3 = b_2$

Voluta: diámetro de salida = diámetro de salida de la bomba =  $d_s = 180 \text{ mm}$ ; ancho  $b = \text{cte} = b_2$ ;  $\alpha = 9^\circ 45'$ .

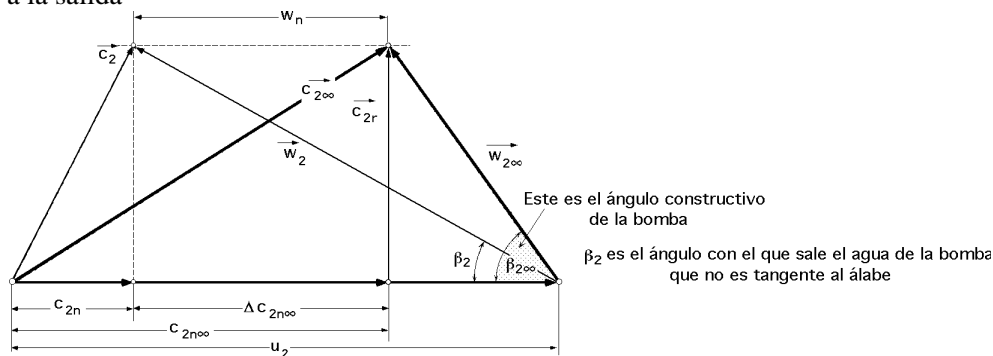
El punto de funcionamiento de la bomba es:  $Q = 1800 \text{ lit/minuto}$ ;  $H_{\text{man}} = 70 \text{ m}$ ;  $n = 2850 \text{ rpm}$ , pérdidas volumétricas despreciables;  $\eta_h = 0,85$ ; entrada en los álabes sin circulación; pérdidas en la corona directriz = 35%; rendimiento en la aspiración de la bomba hasta la entrada en los álabes 70%; pérdidas en los álabes del rodete = 0,07  $H_{\text{man}}$ .

Determinar

- El triángulo de velocidades a la salida
- Desviación de la corriente relativa a la salida del álabe
- Factor de disminución de trabajo
- Ecuación de la espiral logarítmica de los álabes de la corona directriz
- Incremento de altura de presión logrado en la corona directriz y rendimiento de la misma
- Presión absoluta a la entrada de los álabes
- Presión a la salida del rodete
- Incremento de presión logrado en la voluta y pérdida en la misma

## RESOLUCIÓN

a) Triángulo a la salida



$$u_2 = \frac{d_2}{2} \frac{n}{30} = \frac{0,24}{2} \frac{\times 2850}{30} = 35,81 \text{ m/seg}$$

$$H_{t(\text{máx})_z} = \frac{u_2 c_{2n_z}}{g} \quad c_{2n_z} = \frac{g H_{t(\text{máx})_z}}{u_2} \quad \left| H_{t(\text{máx})_z} = \frac{H_{\text{man}_z}}{\eta_{\text{man}_z}} = \frac{70}{0,85} = 82,35 \text{ m} \right| = \frac{82,35 \text{ g}}{35,81} = 22,56 \text{ m/seg}$$

$$c_{2m} = c_{2m} = \frac{Q}{b_2 d_2 k_2} = \left| \frac{Q}{k} = \frac{1,800}{60} = 0,03 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \right| \quad \left| k = 1 \text{ (No obstrucción)} \right| = \frac{0,03}{\times 0,022 \times 0,24} = 1,809 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

en la que se ha despreciado el efecto de obstrucción debido al espesor de los álabes.



De la figura se obtiene:

$$c_{2z} = \sqrt{c_{2nz}^2 + c_{2m}^2} = \sqrt{22,56^2 + 1,809^2} = 22,63 \text{ m/seg}$$

$$c_{2z} \sin \alpha_{2z} = c_{2m} \quad \sin \alpha_{2z} = \frac{c_{2m}}{c_{2z}} = \frac{1,809}{22,63} = 0,07994 \quad \alpha_{2z} = 4,58^\circ$$

$$w_{2z} \sin \alpha_{2z} = c_{2m} \quad \sin \alpha_{2z} = \frac{c_{2m}}{w_{2z}} ; \quad \cos \alpha_{2z} = \frac{u_2 - c_{2nz}}{w_{2z}}$$

Ángulo  $\alpha_2$  de salida del agua:

$$\operatorname{tg} \alpha_{2z} = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2nz}} = \frac{1,809}{35,81 - 22,56} = 0,1365 \quad \alpha_{2z} = 7,77^\circ \text{ (ángulo de salida del agua)}$$

**Para un número infinito de álabes**, el triángulo de velocidades está definido por:

$$u_2 = u_2 ; c_{2m} = c_{2m} ; \alpha_2 = 9^\circ 45' \text{ (dato)}$$

ya que el ángulo constructivo es el  $\alpha_2$  correspondiente a la teoría unidimensional.

Resolviendo el triángulo con estos datos se obtiene:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2n}} = \frac{1,809}{35,81 - c_{2n}} = \operatorname{tg} 9^\circ 45' = 0,1718 ; \quad c_{2n} = 25,28 \text{ m/seg}$$

$$c_2 \sin \alpha_2 = c_{2z} \sin \alpha_{2z} = c_{2m} = 1,809 \text{ m/seg}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{1,809}{25,28} = 0,07155 ; \quad \alpha_2 = 4,09^\circ$$

$$c_2 \cos \alpha_2 = c_{2n} = 25,28 \text{ m/seg}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{2z} = \frac{1,809}{22,56} = 0,0802 ; \quad \alpha_{2z} = 4,58^\circ$$

$$c_{2nz} = 22,56 \text{ m/seg}$$

$$c_2 = \frac{c_{2m}}{\sin \alpha_2} = \frac{1,809}{\sin 4,09^\circ} = 25,34 \text{ m/seg}$$

**b) Ángulo de desviación.**

$$\delta = \alpha_2 - \alpha_{2z} = 9,75 - 7,77 = 1,98^\circ$$

**c) Factor de disminución de trabajo o coeficiente de influencia del n° de álabes**

$$\mu = \frac{H_{t(\text{máx})_z}}{H_{t(\text{máx})}} = \frac{\frac{u_2 c_{2nz}}{g}}{\frac{u_2 c_{2n}}{g}} = \frac{c_{2nz}}{c_{2n}} = \frac{22,56}{25,28} = 0,8224 \quad z = 11$$

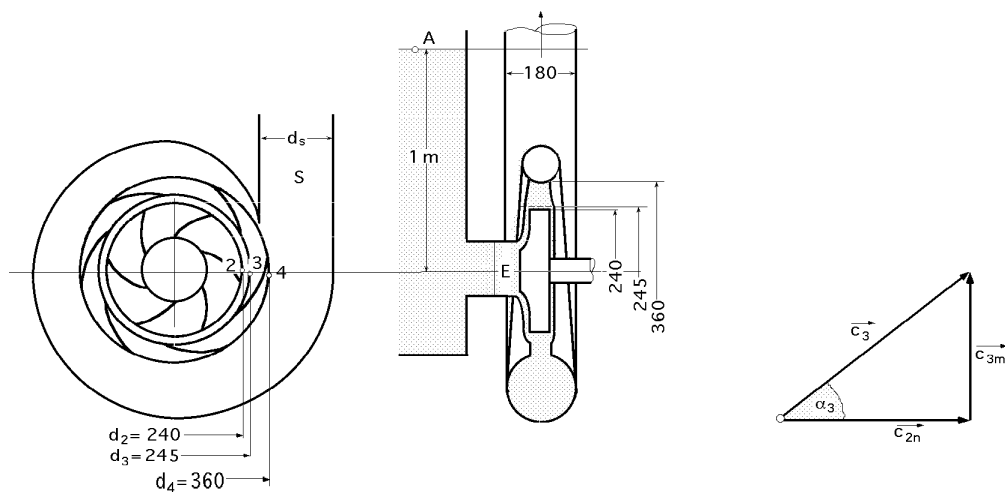
**d) Ecuación de la espiral logarítmica de los álabes directrices.**

La ecuación de estos álabes directrices realizados en forma de espiral logarítmica es:

$$r = \exp \frac{q}{q} = \left| \begin{array}{l} q=2 \quad r c_n = \text{Cte} \\ q=2 \quad r c_m = \text{Cte}' \end{array} \right| = \exp \frac{c_m}{c_n} = \exp(\operatorname{tg} \alpha_3)$$

El ángulo de salida  $\alpha_{2z}$  es el de entrada  $\alpha_3$  en los álabes directrices

$$r = r_2 \exp(\operatorname{tg} \alpha_{2z} \times x) = 120 e^{0,08}$$



**e) Incremento de la altura de presión de la corona directriz.**

Como el ángulo de salida  $\alpha_2$  es el de entrada  $\alpha_3$  en los álabes directrices, resulta que:  $c_{2nz} = c_{3n}$

La altura de presión que teóricamente se puede obtener en la corona directriz es:

$$H_{p \text{ Difusor teórica}} = \frac{c_3^2 - c_4^2}{2g}$$

$$c_3 = \sqrt{c_{3n}^2 + c_{3m}^2} = \left| \begin{array}{l} c_{3m} = \frac{q}{b_3 d_3} = \frac{0,03}{0,022 \times 0,245} = 1,772 \text{ m/seg} \\ \text{ó también, } c_{3m} = c_{2m} \frac{d_2}{d_1} = 1,809 \frac{240}{245} = 1,772 \text{ m/seg} \\ c_{3n} = c_{2nz} = 22,56 \text{ m/seg} \end{array} \right| =$$

$$= \sqrt{22,56^2 + 1,772^2} = 22,63 \text{ m/seg} \quad \frac{c_3^2}{2g} = 26,13 \text{ m.c.a.}$$

En el difusor se cumple la ecuación de continuidad, por lo que:

$$q = c_{3m} d_3 b_3 = c_{4m} d_4 b_4 = \left| \frac{c_m}{c_n} = \frac{c_{3m}}{c_{3n}} = \frac{c_{4m}}{c_{4n}} = \tan \alpha = \text{Cte} \right| = c_{3n} \tan \alpha \quad d_3 b_3 = c_{4n} \tan \alpha \quad d_4 b_4$$

$$c_{3n} d_3 b_3 = c_{4n} d_4 b_4, \text{ y como, } b_3 = b_4 \quad \boxed{c_{3n} d_3 = c_{4n} d_4}$$

$$c_4 = \sqrt{c_{4n}^2 + c_{4m}^2} = \left| \begin{array}{l} c_{4m} = \frac{q}{b_4 d_4} = \frac{0,03}{0,022 \times 0,36} = 1,2057 \text{ m/seg} \\ c_{4n} = c_{3n} \frac{d_3}{d_4} = 22,56 \times \frac{0,245}{0,360} = 15,35 \text{ m/seg} \end{array} \right| =$$

$$= \sqrt{15,35^2 + 1,2057^2} = 15,4 \text{ m/seg}$$

$$H_{p \text{ Difusor teórica}} = \frac{c_3^2 - c_4^2}{2g} = \frac{22,63^2 - 15,4^2}{2g} = 14,03 \text{ m}$$

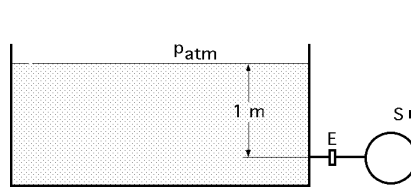
La altura de presión real en el difusor es:

$$H_{p \text{ Difusor real}} = 14,03 \times (1 - 0,35) = 9,11 \text{ m}$$

$$\text{Rendimiento de la corona directriz} = \frac{9,11}{14,03} = 0,65 = 65\%$$

**f) Presión absoluta a la entrada de los álabes del rodete**

El Bernoulli entre el nivel del agua en el depósito de aspiración y la entrada en el rodete, sin pérdidas, es:



$$p_E = p_{atm} + H_a ; \quad \underline{p_E} = \underline{p_{atm}} + H_a \quad \underline{p_E} = 10,33 \text{ mca} + 1 = 11,33 \text{ mca}$$

Como el rendimiento en la aspiración de la bomba hasta la entrada del agua en los álabes es el 70%, resulta que:

$$H_1 = 0,7 \times 11,33 = 7,931 \text{ m} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + z_1, \text{ siendo } z_1 = 0$$

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{\rho g} = 7,931 - \frac{c_1^2}{2g} &= \left| c_1 = c_{1m} = c_{2m} \frac{d_2 b_2}{d_1 b_1} = 1,809 \frac{0,24 \times 0,022}{0,09 \times 0,06} = 1,769 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right| = \\ &= 7,931 - \frac{1,769^2}{2g} = 7,771 \text{ m.c.a. (Presión absoluta)} \end{aligned}$$

#### g) Presión a la salida del rodete

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada y salida del rodete, se obtiene

$$\begin{aligned} H_t = \frac{H_{man}}{\eta_{man}} &= \left( \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 \right) - \left( \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) + \text{Pérdidas rodete} = \\ &= \left( \frac{22,63^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + 0,12 \right) - \left( \frac{1,769^2}{2g} + 7,771 + 0,045 \right) + 0,07 H_{man} = \\ &= (26,248 + \frac{p_2}{\rho g}) - 7,976 + 0,07 H_{man} \end{aligned}$$

$$\frac{p_2}{\rho g} = H_{man} \left( \frac{1}{\eta_{man}} - 0,07 \right) - 26,248 + 7,976 = 70 \left( \frac{1}{0,85} - 0,07 \right) - 18,27 = 59,18 \text{ m.c.a. (Presión absoluta)}$$

#### h) Incremento de presión en la voluta y pérdida en la misma.

Suponiendo que las tuberías de aspiración e impulsión de la bomba tienen el mismo diámetro ( $v_S = v_E$ ) y que los ejes de las tuberías están situados a la misma cota, se tiene que:

$$H_{man} = \frac{p_{salida} - p_{entrada}}{\rho g} = \frac{H_{PRodete} + H_{PCorona directriz} + H_{pVoluta}}{\rho g}$$

$$H_{pVoluta} = H_{man} - \frac{H_{PRodete} + H_{PCorona directriz}}{\rho g} =$$

$$= 70 - \frac{(p_2 - p_1) + H_{PCorona directriz}}{\rho g} = 70 - (59,18 - 7,771 + 9,11) = 9,48 \text{ m}$$

$$\text{La altura de presión recuperada en la voluta es: } \frac{c_4^2 - c_S^2}{2g} - \frac{H_{pVoluta}}{\rho g}$$

$$\frac{c_S^2}{2g} = \frac{\left(\frac{q}{4}\right)^2}{2g} = \frac{q^2}{2g \left(\frac{d_S^2}{4}\right)^2} = \frac{0,03^3}{2g \left(\frac{0,18^2}{4}\right)^2} = 0,07091 \text{ m}$$

por lo que:

$$\frac{c_4^2}{2g} - \frac{c_S^2}{2g} = \frac{15,4^2}{2g} - 0,07091 = 12,03 \text{ m}$$

La altura de presión recuperada en la voluta es:  $12,03 - 9,48 = 2,55 \text{ m}$

\*\*\*\*\*