BOMBAS CENTRÍFUGAS

Y

VOLUMÉTRICAS

Pedro Fernández Díez

pfernandezdiez.es

I.- BOMBAS CENTRÍFUGAS

pfernandezdiez.es

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 de que consta una instalación son:

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

- *El impulsor o rodete*, formado por un conjunto de álabes que pueden adoptar diversas formas, según la misión a que vaya a ser destinada la bomba, los cuales giran dentro de una carcasa circular. El rodete, accionado por un motor, va unido solidariamente al eje, siendo la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta la entrada del rodete, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales), acelerándose 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, creando una altura dinámica de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando también 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.

- *La voluta* es un órgano fijo que está dispuesta en forma de caracol alrededor del rodete, a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión. Su misión es la de recoger el líquido que abandona el rodete a gran velocidad, 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 frena la velocidad del líquido, transformando parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medi-

da que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete. En algunas bombas existe, a la salida del rodete, una *corona directriz de álabes* que guía el líquido antes de introducirlo en la voluta.

d) Una tubería de impulsión, instalada a la salida de la voluta, por la que el líquido es evacuado a la presión y velocidad creadas en la bomba.

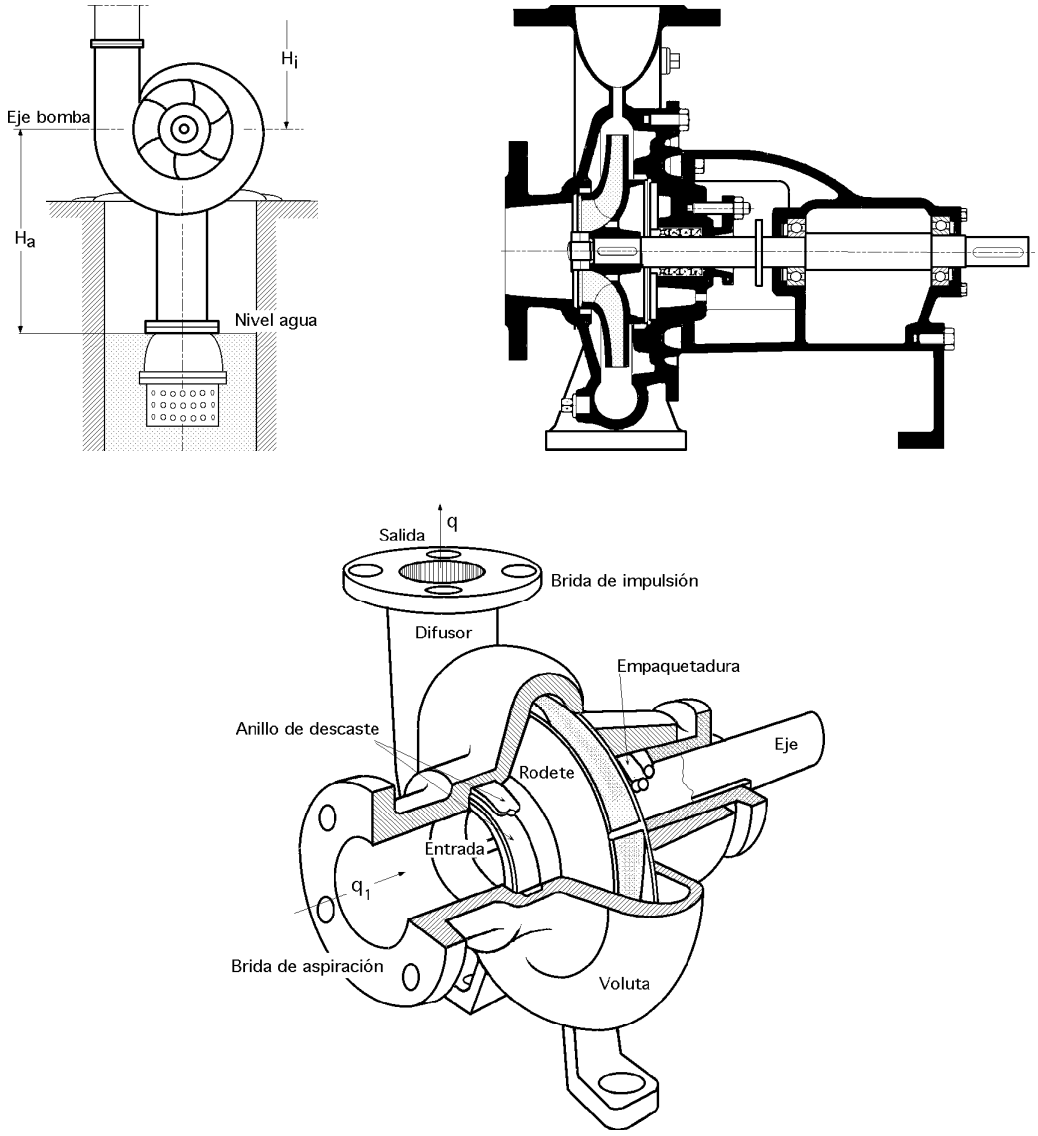


Fig I.1.- Bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva

Estos son, en general, los componentes 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.- TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES, ALTURAS Y PAR MOTOR 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.

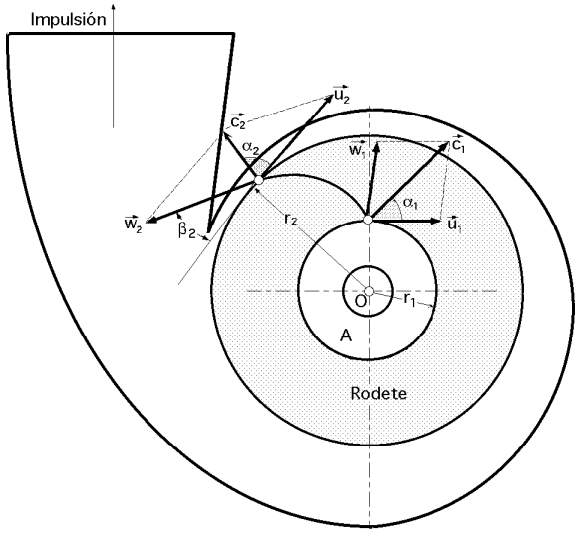


Fig I.2.- Triángulos de velocidades de una bomba centrífuga

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.

$$\left.\begin{array}{l} \textit{Velocidad relativa, } \vec{w}_1 \\ \textit{Velocidad tangencial, } \vec{u}_1 \\ \textit{Velocidad absoluta, } \vec{c}_1 \end{array}\right\} \Rightarrow \begin{cases} \alpha_1 \textit{ es el ángulo formado por } \vec{c}_1 \textit{ y } \vec{u}_1 \\ \beta_1 \textit{ es el ángulo formado por } \vec{w}_1 \textit{ y } \vec{u}_1 \end{cases}$$

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

$$\left.\begin{array}{l} \textit{Velocidad relativa, } \vec{w}_2 \\ \textit{Velocidad tangencial, } \vec{u}_2 \\ \textit{Velocidad absoluta, } \vec{c}_2 \end{array}\right\} \Rightarrow \begin{cases} \alpha_2 \textit{ es el ángulo formado por } \vec{c}_2 \textit{ y } \vec{u}_2 \\ \beta_2 \textit{ es el ángulo formado por } \vec{w}_2 \textit{ y } \vec{u}_2 \end{cases}$$

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), trabajando la bomba en condiciones ideales, 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 m; sin embargo, esta altura es siempre menor, pues hay que tener en cuenta:

- *Las pérdidas de carga en la tubería*
- *El rozamiento a la entrada del rodete*
- *La temperatura del líquido a elevar*
- *El fenómeno de la cavitación*

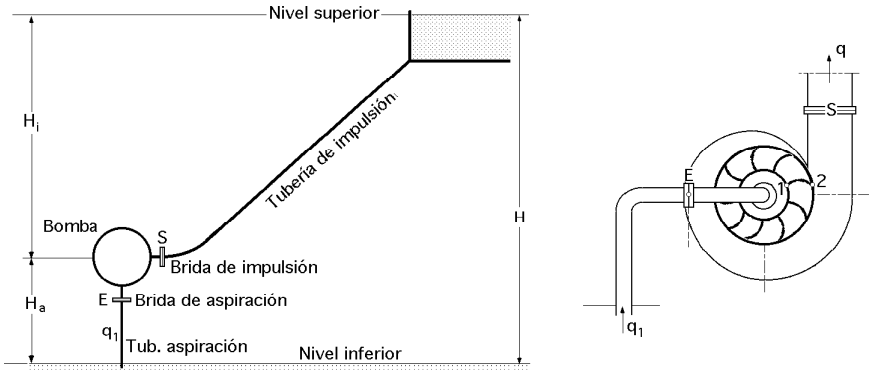


Fig I.3.- Alturas a considerar en una instalación con bomba centrífuga

por lo que el límite máximo para la altura de aspiración se puede fijar entre 5 y 7 metros.

El Bernoulli de impulsión es: $\frac{c_S^2}{2g} + \frac{p_S}{\gamma} + z_S$

El Bernoulli de aspiración es: $\frac{c_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\gamma} + z_E$

Las alturas a considerar, aparte de la geométrica, son $\begin{cases} H_t = \textit{altura total creada por la bomba} \\ H_m = \textit{altura manométrica de la bomba} \end{cases}$

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

Δ_i = *Pérdidas de carga internas de la bomba* = $\Delta_{roz} + \Delta_{choque}$ =

= *Pérdidas* h_r *en el rodete + Pérdidas en la directriz* $h_{cor.\ dir.}$ *(si la tiene) + Pérdidas en la voluta* h_{vol}

Δ_e = *Pérdidas de carga en las tuberías de aspiración e impulsión*

por lo que: $H_t = \Delta_i + \Delta_e + H \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} H_m = H + \Delta_e \ \ (Tubería) \\ H_m = H_t - \Delta_i \ \ (Bomba) \end{cases}$

El rendimiento manométrico se define en la forma: $\eta_{man} = \dfrac{H_m}{H_t}$

La altura manométrica creada por la bomba tiene por expresión:

$$H_{man} = \left(\frac{c_S^2}{2\,g} + \frac{p_S}{\gamma} + z_S\right) - \left(\frac{c_E^2}{2\,g} + \frac{p_E}{\gamma} + z_E\right) = H_t \;\; \eta_{man} = H_t - \Delta i \quad ; \quad \eta_{man} = 1 - \frac{\Delta i}{H_t}$$

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

La altura manométrica de la bomba se puede poner también en función de los puntos 1 y 2, de entrada y salida del impulsor, en la forma:

$$H_{man} = \left(\frac{c_S^2}{2\,g} + \frac{p_S}{\gamma} + z_S\right) - \left(\frac{c_E^2}{2\,g} + \frac{p_E}{\gamma} + z_E\right) = \left| \begin{array}{l} \dfrac{c_E^2}{2\,g} + \dfrac{p_E}{\gamma} + z_E = \dfrac{c_1^2}{2\,g} + \dfrac{p_1}{\gamma} + r_1 + Pnrd_{E1} \\ \dfrac{c_2^2}{2\,g} + \dfrac{p_2}{\gamma} + r_2 = \dfrac{c_S^2}{2\,g} + \dfrac{p_S}{\gamma} + z_S + Pnrd_{2S} \end{array} \right| =$$

$$= \left(\frac{c_2^2}{2\,g} + \frac{p_2}{\gamma} + r_2 - Pérd_{2S}\right) - \left(\frac{c_1^2}{2\,g} + \frac{p_1}{\gamma} + r_1 + Pérd_{E1}\right) =$$

$$= \left(\frac{c_2^2}{2\,g} + \frac{p_2}{\gamma} + r_2\right) - \left(\frac{c_1^2}{2\,g} + \frac{p_1}{\gamma} + r_1\right) - (Pérd_{2S} + Pérd_{E1}) = H_t - \Delta i$$

$$\left(\frac{c_2^2}{2\,g} + \frac{p_2}{\gamma} + r_2\right) - \left(\frac{c_1^2}{2\,g} + \frac{p_1}{\gamma} + r_1\right) = H_t - (\Delta i - Pérd_{2S} - Pérd_{E1}) = H_t - \{\Delta i - (h_{vol} + h_{cor.\,directriz})\} = H_t - h_r$$

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

Altura dinámica creada en el rodete: $H_d = \dfrac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g}$

$$Para \begin{cases} c_{1m} = c_{2m} \\ condición\ de\ rendimiento\ máximo\ c_{1n} = 0 \end{cases} \quad \Rightarrow \quad \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g} = \frac{(c_{2m}^2 + c_{2n}^2) - (c_{1m}^2 + c_{1n}^2)}{2\,g} = \frac{c_{2n}^2}{2\,g}$$

$$Para\ c_{1m} = c_{2m} \ \Rightarrow \ \begin{cases} c_{1m} = \dfrac{q_1}{\Omega_1} = \dfrac{q_1}{\pi\, r_1^2} \\ c_{2m} = \dfrac{q_1}{k_2\,\Omega_2} = \dfrac{q_1}{2\,\pi\, r_2\, b_2\, k_2} \end{cases} \quad \Rightarrow \quad r_1 = \sqrt{2\; r_2\; b_2\; k_2}$$

Altura de presión creada en el rodete: $H_p = \dfrac{p_2 - p_1}{\gamma}$

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:

$$H_m = \frac{p_S - p_E}{\gamma} = \frac{H_{p(rodete)} + H_{p(cor.\ dir.)} + H_{p(voluta)}}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{H_{p(cor.\ directriz)} + H_{p(voluta)}}{\gamma}$$

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, 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:

$$C = G\,(c_{2n}\ r_2 - c_{1n}\ r_1) = \frac{\gamma\ q_1}{g}\,(c_2\ r_2\ \cos\alpha_2 - c_1\ r_1\ \cos\alpha_1)$$

I.3.- ECUACIÓN GENERAL DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Si N es la potencia aplicada por el motor al eje de la bomba, se puede poner en función del par motor C y de la velocidad angular ϖ de la bomba, en la forma:

$$N = C\ w = \frac{\gamma\ q_1}{g}\ w\,(c_2\ r_2\ \cos\alpha_2 - c_1\ r_1\ \cos\alpha_1) = \frac{\gamma\ q_1}{g}\ \{c_2\,(w\,r_2)\cos\alpha_2 - c_1\,(w\,r_1)\cos\alpha_1\} =$$

$$= \left| \begin{array}{l} u_1 = r_1\ w \\ u_2 = r_2\ w \end{array} \right| = \frac{\gamma\ q_1}{g}\,(c_2\ u_2\ \cos\alpha_2 - c_1\ u_1\ \cos\alpha_1) = \frac{\gamma\ q_1}{g}\,(c_{2n}\ u_2 - c_{1n}\ u_1) = \frac{\gamma\ q_1\ H_t}{\eta_{mec}}$$

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

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

$$H_m = H_t\ \eta_{man} = \frac{c_2\ u_2\ \cos\alpha_2 - c_1\ u_1\ \cos\alpha_1}{g}\ \eta_{man}$$

Se observa que para un rodete dado y una velocidad angular de rotación ϖ 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 influye y modifica la presión en la brida de impulsión, así como la potencia a aplicar a la bomba.

ALTURA TOTAL MÁXIMA.- Para hallar la condición de altura total máxima es necesario que:

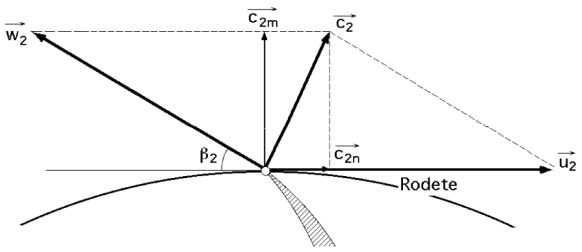


Fig I.4.- Triángulo de velocidades a la salida

$$c_1\ u_1\ \cos\alpha_1 = 0 \ \Rightarrow\ \cos\alpha_1 = 0 \ ;\ \ \alpha_1 = 90^o$$

$$\vec{u}_1 \perp \vec{c}_1 \ \Rightarrow\ \begin{cases} c_{1m} = c_1 \\ c_{1n} = 0 \end{cases}$$

quedando la ecuación general, teniendo en cuenta el triángulo de velocidades a la salida del rodete, Fig I.4, en la forma:

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

$$= \left| c_{2n} = u_2 - w_2\ \cos\beta_2 = u_2 - c_{2m}\ cotg\ \beta_2 = \left\{ c_{2m} = \frac{q}{k_2\ \Omega_2} \right\} = u_2 - \frac{q}{k_2\ \Omega_2}\ cotg\ \beta_2 \right| =$$

$$= \frac{u_2\,(u_2 - c_{2m}\ cotg\ \beta_2)}{g} = \frac{u_2^2}{g} - c_{2m}\frac{u_2}{g}\ cotg\ \beta_2 = \frac{u_2^2}{g} - \left(\frac{u_2}{g\ k_2\ \Omega_2}\ cotg\ \beta_2\right) q = A - B\ q$$

siendo: Ω_2 *la sección media de salida del rodete y* c_{2m} *la velocidad meridiana a la salida del mismo*; k_2 *una constante que depende del espesor del álabe a la salida*; *El rendimiento volumétrico = 1*

ecuación que 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 $u_2 = \frac{\pi\ D_2\ n}{60} = Cte$, por serlo el número n de revoluciones por minuto y ser la sección media de salida del rodete $\Omega_2 = Cte$, junto con $\beta_2 = Cte$ y $k_2 = Cte$ (datos constructivos), se puede considerar que:

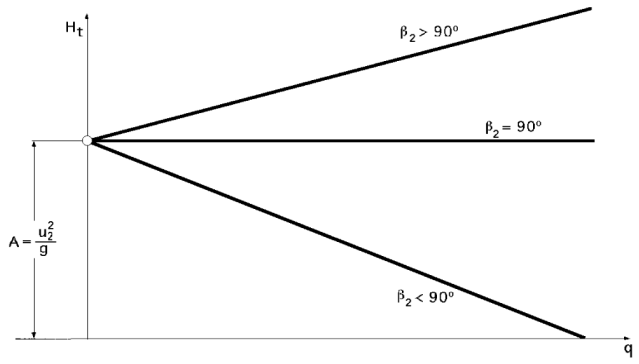


Fig I.5.- Altura total

$$A = \frac{u_2^2}{g} \ ;\ \ B = \frac{u_2}{k_2\ g\ \Omega_2}\ cotg\ \beta_2$$

son dos constantes que dependen de los parámetros antes citados.

La ecuación $H_t = f(q) = A - B\ q$ es una recta, de la que únicamente se conoce su ordenada en el origen A, ya que su coeficiente angular B depende del ángulo β_2.

a) Para $\beta_2 > 90°$, $B < 0$ $\Rightarrow$ *que el coeficiente angular de la ecuación* $H_t = f(q)$ *es positivo*

b) Para $\beta_2 = 90°$, $B = 0$ $\Rightarrow$ *que el coeficiente angular de la ecuación* $H_t = f(q)$ *es cero, recta paralela al eje q*

c) Para $\beta_2 < 90°$, $B > 0$ $\Rightarrow$ *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 $\beta_2 < 90°$, de forma que

una parte de la altura de presión se crea en el rodete y otra parte se origina en la voluta por transformación de parte de la energía dinámica creada en el rodete; sin embargo existen bombas centrífugas con $\beta_2 \geq 90°$, 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.

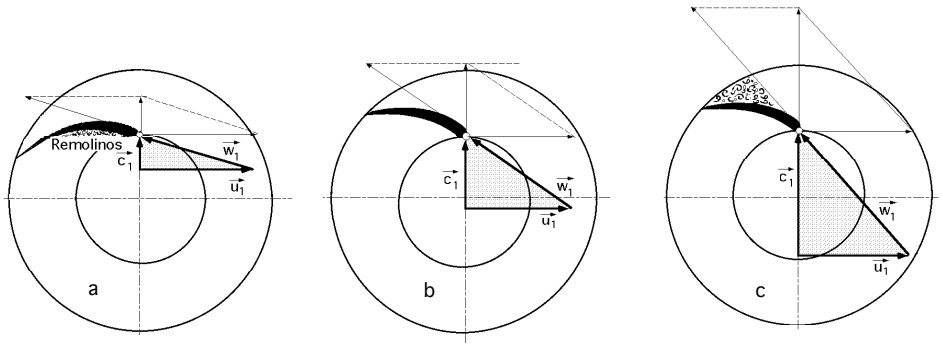


Fig I.6.- Triángulo de velocidades a la entrada con a_1=90° y desprendimientos de la corriente líquida
a) Flujo menor que el nominal; b) Flujo igual al nominal; c) Flujo mayor que el nominal

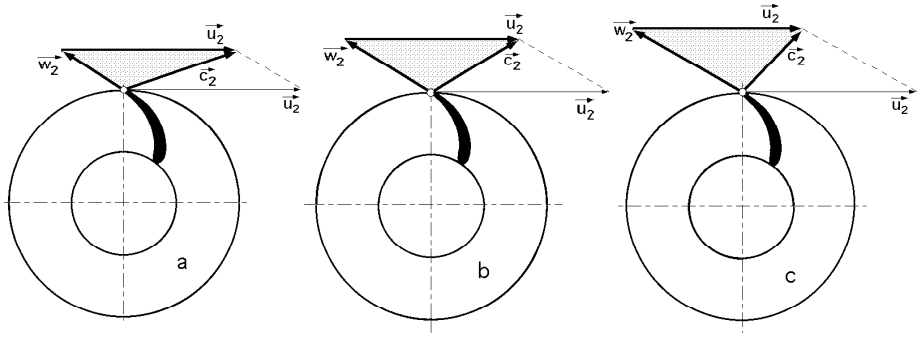


Fig I.7.- Modificación del triángulo de velocidades a la salida al variar el flujo
a) Flujo menor que el nominal; b) Flujo igual al nominal; c) Flujo mayor que el nominal

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:

$$H_m = H_t - \Delta i = A - B\ q - \Delta i$$

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

Las pérdidas de carga internas de la bomba Δ_i son de dos tipos:

- Las debidas al rozamiento del líquido $\Delta_{roz} = k\ q^2$, que son proporcionales al caudal circulante q, en donde k es una constante de rozamiento que depende de las dimensiones del rodete, del estado superficial de los álabes, de la voluta, etc

- Las debidas a las componentes de choque, Fig I.8, que se producen cuando el caudal que circula q es diferente del caudal de diseño q_t, de la forma $\Delta_{choque} = k^* (q - q_t)^2$

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

En consecuencia las pérdidas de carga internas de la bomba son:

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

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

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

que es menor que el caudal de diseño q_t.

Si se representan las pérdidas de carga internas de la bomba Δi 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 internas Δi al que corresponde un caudal q_r.

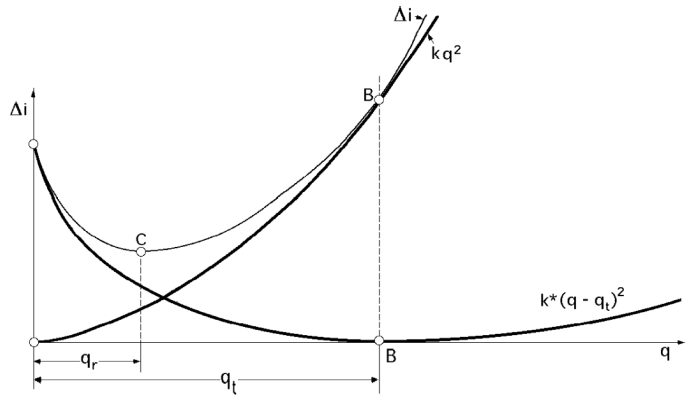


Fig I.8.- Pérdidas en una bomba

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

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

y, por lo tanto, su representación gráfica se obtiene restando de la altura total H_t las pérdidas internas para cada caudal q, Fig I.9.

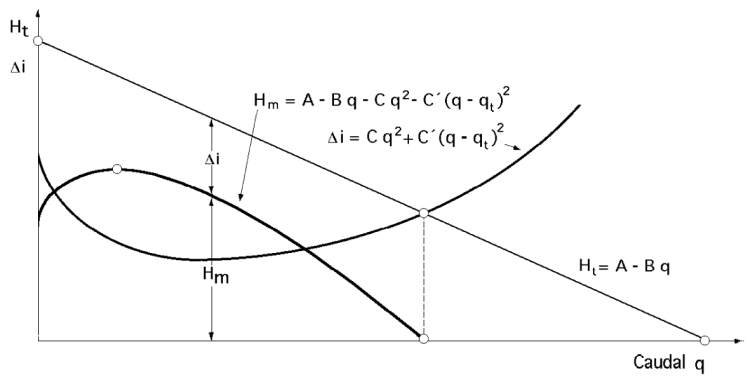


Fig I.9.- Curva característica de una bomba centrífuga y pérdidas correspondientes

Hay que tener presente que para $q = 0$ las pérdidas de carga internas Δi 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.

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

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

Para pasar de un nº n de r.p.m., a otro n^*, la relación existente entre los parámetros de las curvas características es:

$$\frac{n^2}{n^{*2}} = \frac{A}{A^*} = \frac{B^2}{B^{*2}} \quad ; \quad \frac{C}{C^*} = 1$$

Curvas características según el ángulo del álabe a la salida β_2 **.-** Si se supone entrada radial $c_{1n} = 0$, rendimiento máximo, la altura manométrica de la bomba es:

$$H_m = \rho\, u_2^2\, (1 - \frac{c_{2m}}{u_2\, tg\, \beta_2})$$

- Si $\beta_2 > 90^o$ (álabes curvados hacia adelante), H_m aumenta al aumentar c_{2m} y por tanto, aumenta al aumentar el caudal

- Si $\beta_2 = 90^o$ (álabes de salida radial), H_m no depende del caudal, ya que $H_m = \rho\, u_2^2$

- Si $\beta_2 < 90^o$ (álabes curvados hacia atrás), H_m disminuye al aumentar el caudal; este caso se ha representado en la Fig I.10, observándose que $H_m = f(q)$, es una recta de pendiente negativa, para un número infinito de álabes, (teoría unidimensional), (curva 1)

La H_m teórica para un número finito de álabes, es menor (curva 2).

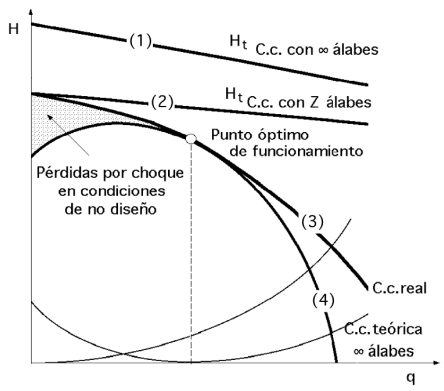


Fig I.10.- Deducción de la c.c de una bomba con $\beta_2 < 90^o$

En una bomba real, la H_m alcanzada es aún menor porque parte del trabajo comunicado al rodete se invierte en vencer el rozamiento, y así se compensan las pérdidas de carga causadas por desprendimientos de la corriente, que varían aproximadamente con la segunda potencia de q. Restando estas pérdidas y las debidas al choque de la corriente con los álabes del rodete y de la corona fija (si la hubiere), pérdidas que se pueden calcular teóricamente, se obtiene la curva 3. A partir de aquí:

- Se puede trabajar con la curva 4 (c.c. teórica para ∞ álabes) deducida anteriormente, y que con la ayuda

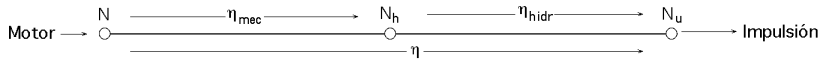
de un factor de influencia del n° de álabes (ver Cap III) permite pasar de ∞ álabes a un número finito. Este será el procedimiento que seguiremos

- Se pueden buscar ecuaciones semiempíricas que sirvan para predecir las pérdidas en función de los parámetros conocidos de la bomba, y deducir la curva característica, que estará muy próxima a la (4) y que no se ha representado en la Fig I.10

I.5.- POTENCIAS Y RENDIMIENTOS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Llamaremos: $\begin{cases} N \text{ a la potencia aplicada al eje de la bomba} \\ N_h \text{ a la potencia cedida al líquido} \\ N_u \text{ a la potencia útil o disponible en la bomba} \\ \eta \text{ al rendimiento global, } \eta_{vol} \text{ al volumétrico y } \eta_{mec} \text{ al mecánico} \\ \eta_{hid} = \eta_{vol}\ \eta_{man} \text{ al rendimiento hidráulico} \end{cases}$

La relación entre estas potencias y rendimientos se expresa 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 impulsado q sea menor que el aspirado q_1, 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 se corresponde con la carga total H_t y la potencia hidráulica N_h cedida al líquido es:

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

Si las tuberías de aspiración e impulsión tienen el mismo diámetro y las bridas de aspiración e impulsión están a la misma cota, en estas condiciones, la potencia útil y la potencia hidráulica necesarias para impulsar el caudal q son:

$$N_u = \gamma\ q\ H_m = \left| \Delta p = \gamma\ H_m \right| = q\ \Delta p = q\ (p_S - p_E)$$

$$N_h = \frac{q\ (p_S - p_E)}{\eta_h}$$

siendo $\frac{\Delta p}{\gamma}$ la altura de presión creada en la bomba entre las bridas de entrada y salida.

Potencia aplicada al eje de la bomba.- La potencia N aplicada al eje de la bomba para im-

pulsar el caudal q a la altura H_{man} es:

$$N = \frac{N_h}{\eta_{mec}} = \frac{\gamma\ q_1 H_t}{\eta_{mec}} = \frac{\gamma\ q\ H_m}{\eta_{mec}\ \eta_{man}\ \eta_{vol}} = \frac{\gamma\ q\ H_m}{\eta} = \frac{\gamma\ q\ (H + \Delta e)}{\eta} = \frac{\gamma\ q_1}{g}\ (c_{2n}\ u_2 - c_{1n}\ u_1)$$

Las pérdidas de carga Δe en las tuberías de aspiración e impulsión son:

$$\Delta e = \frac{\lambda}{D}\ \frac{u_F^2}{2\ g}\ L^*\gamma = \frac{8\ \lambda\ L^*\gamma}{\pi^2 g\ D^5}\ q^2 = \left| k = \frac{8\ \lambda\ L^*\gamma}{\pi^2 g\ D^5} \right| = k\ q^2$$

siendo k una constante que depende: del coeficiente de rozamiento λ, del diámetro de la tubería D, de la longitud equivalente de las tuberías de aspiración e impulsión L^*, en la que se han incluido las pérdidas de carga accidentales.

Las unidades de Δe para el agua, en función de γ es: $\begin{cases} \gamma = 1\ ;\ \Delta e, \text{ en } (m) \\ \gamma = 1000\ (kg/m^3)\ ;\ \Delta e, \text{ en } (kg/m^2) \end{cases}$

Para otros fluidos se hace en la misma forma, p.e. para el mercurio γ = 13,6 ó 13600 kg/m^3, etc.

El rendimiento global de la bomba es $\eta = \frac{N_u}{N} = \eta_{mec}\ \eta_{man}\ \eta_{vol}$

Potencia hidráulica total cedida al líquido bombeado.- La potencia hidráulica total cedida al líquido por la bomba, tiene por expresión:

$$N_h = \frac{\gamma\ q\ H_t}{\eta_{vol}} = \frac{\gamma\ q\ (A - B\ q)}{\eta_{vol}} = \left| A_1 = \frac{\gamma\ A}{\eta_{vol}}\ ;\ B_1 = \frac{\gamma\ B}{\eta_{vol}} \right| = A_1\ q - B_1\ q^2$$

que es la ecuación de una parábola.

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 β_2 a la salida del rodete; la parábola $N_h = \varphi(q)$ pasa por el origen para cualquier valor de β_2.

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 $\beta_2 > 90° \Rightarrow cotg\ \beta_2 < 0 \Rightarrow B_1 < 0$ *; la parábola tiene la convexidad hacia abajo:* $N_h = A_1\ q - B_1\ q^2$

Para $\beta_2 = 90° \Rightarrow cotg\ \beta_2 = 0 \Rightarrow B_1 = 0$ *; la función* $N_h = \varphi(q)$ *se reduce a una recta:* $N_h = A_1\ q$

Para $\beta_2 < 90° \Rightarrow cotg\ \beta_2 > 0 \Rightarrow B_1 > 0$ *; la parábola tiene la convexidad hacia arriba:* $N_h = A_1\ q - B_1\ q^2$

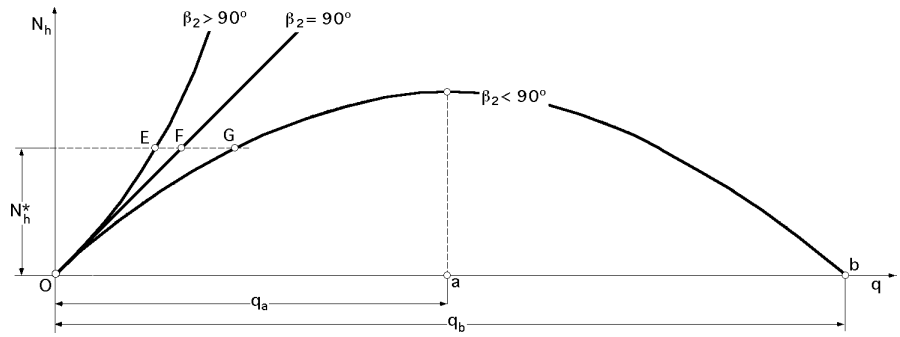


Fig I.11.- Curvas características ideales de potencia hidráulica

La parábola corta al eje de abscisas para $\begin{cases} q = 0 \\ q = q_b = A_1 / B_1 \end{cases}$ y es un valor doble del $q_a = \dfrac{A_1}{2\,B_1}$, correspondiente al máximo de N_h.

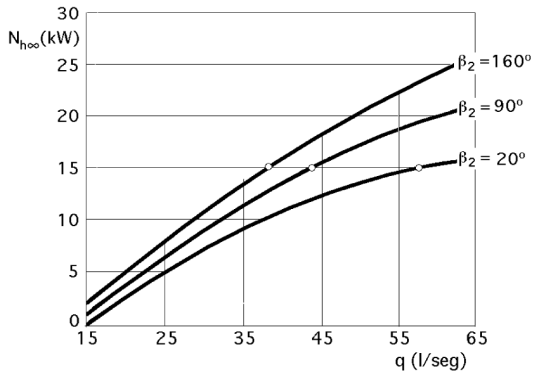


Fig I.12.- Curvas características ideales de potencia

Analizando la curva $N_h = \varphi(q)$, Fig I.11, y por lo que al punto b se refiere, parece a primera vista 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:

$$H_t = A - B\,q = A - B\,\frac{A_1}{B_1} = A - B\,\frac{\dfrac{\gamma}{\eta_{vol}}\,A}{\dfrac{\gamma}{\eta_{vol}}\,B} = A - B\,\frac{A}{B} = 0$$

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.

Comparando los tres casos se observa que para una misma potencia hidráulica N_h impulsarán mayores caudales las bombas cuyos ángulos de álabe a la salida del rodete sean $\beta_2 < 90^o$, Fig I.12.