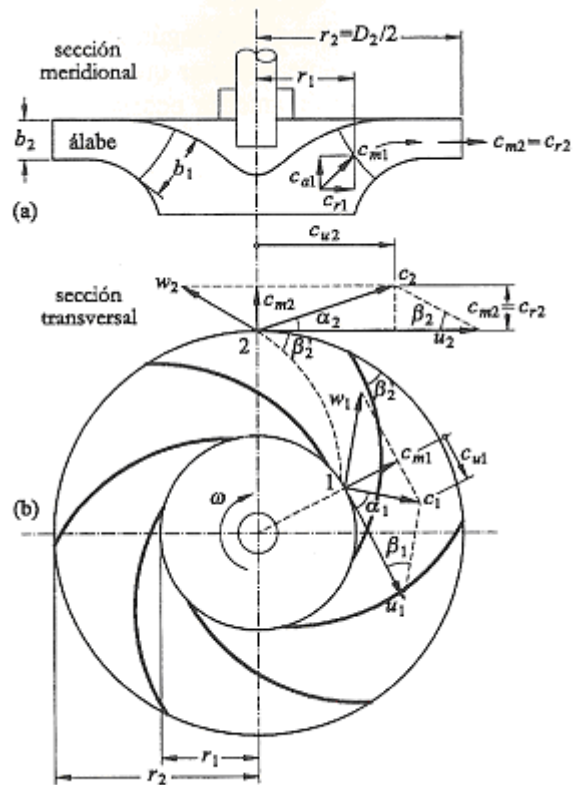


BOMBAS CENTRÍFUGAS



DESCRIPCIÓN Y FUNCIONAMIENTO

ÍNDICE

1. PRÓLOGO
2. TERMINOLOGÍA BÁSICA
3. SELECCIÓN DE BOMBAS CENTRÍFUGAS
4. ALTURA DE ELEVACIÓN. CONCEPTO DE ALTURA MANOMÉTRICA
5. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS
6. FUNCIONAMIENTO
7. ECUACIÓN DE EULER
8. CURVA MOTRIZ TEÓRICA H-Q
9. CURVAS CARACTERÍSTICAS REALES
10. CURVAS DE POTENCIA Y DE RENDIMIENTO GLOBAL
11. FUNCIONAMIENTO A VELOCIDAD ANGULAR VARIABLE
12. RENDIMIENTO DE LAS BOMBAS SEGÚN SU VELOCIDAD ESPECÍFICA Y SU TAMAÑO
13. PROPORCIONES Y FACTORES DE DISEÑO
14. CAVITACIÓN EN BOMBAS
15. ALTURA NETA DE ENTRADA
16. ALTURA DE ASPIRACIÓN
17. ACOPLAMIENTO DE BOMBAS A LA RED
18. ANÁLISIS DIMENSIONAL DE UNA BOMBA. VELOCIDAD ESPECÍFICA
19. BIBLIOGRAFÍA

1. PRÓLOGO

Las bombas y compresores cumplen la función de generar el movimiento de los fluidos des de un punto a otro de algún proceso.

La bomba hidráulica es posiblemente la máquina más antigua que se conoce. Las norias ya existían hace 3000 años y el tornillo de Arquímedes 250 a.C, este último sigue usándose con gran eficacia para bombear mezclas de sólidos con líquidos.

En este trabajo no se ha seguido punto por punto el índice dado en clase, debido a la gran diversidad de libros sobre la materia consultados. Los conceptos están aquí pero el título y el orden varían.

2. TERMINOLOGÍA BÁSICA

En este apartado, se hace referencia a algunos de los conocimientos y definiciones saldrán a lo largo del trabajo.

Altura geométrica. Es la altura vertical comprendida desde el nivel del líquido a elevar hasta el punto más alto.

Altura de aspiración. Comprende la distancia desde el nivel del líquido hasta el eje de la bomba.

Altura de impulsión. Se mide desde el eje de la bomba hasta el punto de máxima elevación.

Altura manométrica. Es la suma de la geométrica más las pérdidas de carga.

Pérdida de carga. Son las pérdidas debidas al rozamiento del líquido con las paredes de la tubería y sus accesorios (válvulas, codos,...).

Caudal o capacidad. Es el volumen o masa de líquido elevado por unidad de tiempo.

Curva característica. Una bomba no tiene un único punto de funcionamiento, sino una infinidad de ellos. La curva que une todos los puntos de funcionamiento posibles de una bomba, acoplada a un motor concreto, recibe el nombre de curva característica o curvas de la bomba, siendo los fabricante los que suministran tal información.

NPSH (Altura neta positiva de aspiración). Del inglés *Net Positive Suction Head*, es la diferencia entre la presión del líquido a bombear referida al eje del impulsor y la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, referida en metros. Hay que distinguir entre el *NPSH* disponible y el *NPSH* requerido. El disponible depende del conjunto de la instalación elegida para la bomba y es una particularidad independiente del tipo de bomba. Es por tanto calculable. El requerido, sin embargo, es un dato básico peculiar de cada tipo de bomba, variable según el modelo, tamaño y condiciones de servicio, que se determina por prueba o cálculo, siendo un dato a facilitar por el fabricante el cual lo ha obtenido a través de ensayos.

BOMBAS CENTRÍFUGAS

Para que una bomba funcione correctamente sin cavitación, ha de cumplirse que el *NPSH* disponible en la instalación sea igual o mayor que el *NPSH* requerido por la bomba.

Cavitación. Aunque es un fenómeno complejo, se puede resumir en aquel que produce un ruido en el interior de la bomba causado por la explosión de las burbujas de vapor cuando la bomba opera con una aspiración excesiva. En general la cavitación indica un *NPSH* disponible insuficiente.

Número de revoluciones. En las bombas centrífugas la relación de caudal suministrado a la altura de impulsión hace que el rodete tenga una forma determinada. Esta relación se expresa por el número específico de revoluciones (velocidad específica) N_s o también n_q dependiendo de la bibliografía.

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

En donde N es la velocidad de rotación, H la altura total en (ft) y Q el caudal en (gpm) en el punto de máximo funcionamiento.

Potencia hidráulica. Es la potencia precisada por la bomba exclusivamente para bombear el líquido.

Potencia absorbida o potencia de freno. Es la potencia en el eje de la bomba y equivale a la potencia hidráulica más la potencia consumida en compensar los distintos tipos de pérdidas que se ocasionan en la bomba. Por consiguiente es mayor que la hidráulica.

Potencia absorbida por el motor. Es mayor que la potencia absorbida por la bomba, pues hay que añadirle las pérdidas internas del motor eléctrico.

Rendimiento mecánico o rendimiento de la bomba. Es un concepto equivalente al cociente de dividir la potencia hidráulica y la potencia absorbida. Se expresa en porcentaje y siempre es menor a la unidad.

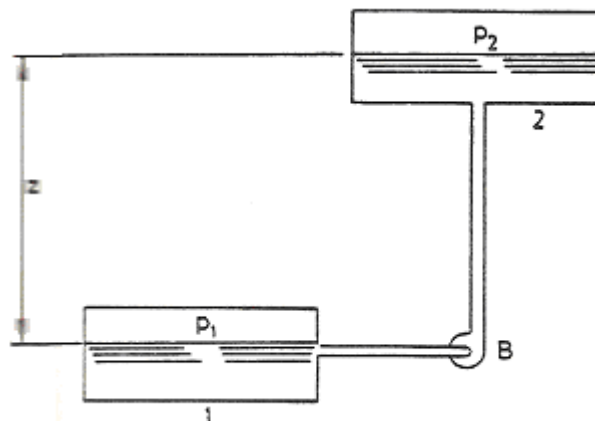
3. SELECCIÓN DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

Los criterios más importantes en la selección de bombas incluyen:

1. Condiciones de operación (temperatura y presión)
2. Características del fluido (viscosidad, densidad, presión de vapor o ebullición, propiedades corrosivas, toxicidad, inflamabilidad, limpieza, otras.)
3. Rango de capacidad (caudal normal y máximo)
4. Condiciones de aspiración (presión de aspiración, *NPSH*)
5. Presión de descarga (simple o múltiple etapa)
6. Prácticas operatorias (continuo, intermitente)

4. ALTURA DE ELEVACIÓN. CONCEPTO DE ALTURA MANOMÉTRICA

En el siguiente circuito la bomba B eleva líquido de peso específico γ , desde el tanque 1 al 2, comunicándole una energía H_B , por cada unidad de peso que circula. En el recorrido, el líquido pierde por fricciones y turbulencias una energía, cuyo valor por unidad de peso es H_p sean p_1 y p_2 las presiones en las superficies libres de ambos tanques, y consideremos el sistema en régimen permanente.



La expresión de la conservación de la energía al transportar la unidad de peso del líquido desde la superficie libre del tanque 1, hasta la del tanque 2.

BOMBAS CENTRÍFUGAS

$$H_B = Z + H_P + \left[\frac{p_2 - p_1}{\gamma} \right] + \left[\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \right]$$

Si las presiones son iguales a la atmosférica y las velocidades son pequeñas, entonces:

$$H_B = Z + H_P$$

En estos casos, la altura de elevación es la altura geométrica entre superficies libres del líquido bombeado, más la altura debida a las pérdidas hidráulicas.

La altura de elevación, representa la energía comunicada por la bomba a la unidad de peso del líquido, es por tanto un valor característico de la bomba que conviene expresar en una unidad fija en lugar de hacer referencia a los metros de columna de líquido bombeado. La unidad elegida ha sido el metro de columna de agua a 4°C y un peso específico de una tonelada por metro cúbico. A la altura de elevación expresada en *m.c.a.* se llama altura manométrica *H*.

$$H = H_B \cdot \frac{\gamma}{1000} \text{ (m.c.a)}$$

5. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS

En cuanto a la base de funcionamiento las bombas se clasifican en:

1. Bombas de desplazamiento
2. Bombas de intercambio de cantidad de movimiento

Las primeras tienen un contorno móvil de volumen variable, que obligan al fluido a avanzar a través de la máquina. Un sistema consigue en colocar en el contorno dos válvulas, una de entrada y otra de salida, que cierran y abren alternativamente; la primera permite la entrada de fluido al recinto y la segunda permite la salida (el corazón de los mamíferos es una bomba de estas características).

Las bombas de intercambio de cantidad de movimiento, forman parte de las turbomáquinas. Atendiendo a la dirección del flujo a la salida del rodete, pueden subdividirse en los siguientes grupos:

1. Bombas centrífugas (Salida perpendicular al eje)
2. Bombas hélice (Flujo paralelo al eje)
3. Bombas heliocentrífugas (Flujo mixto)

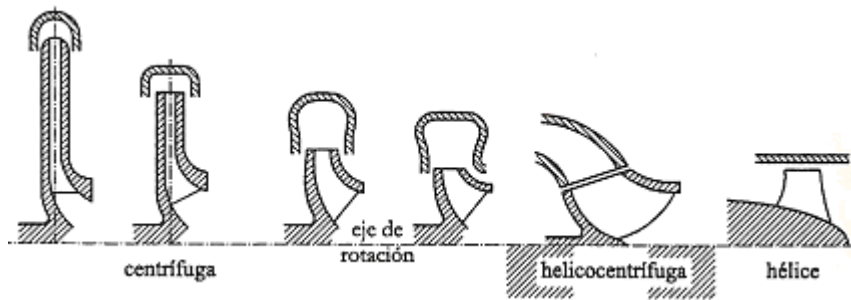
Atendiendo a la velocidad específica N_s (o también n_q dependiendo de la bibliografía):

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Se comprende que en instalaciones de mucha altura y poco caudal se necesitan bombas con pequeños valores de n_q , que exigen rodetes con mayores diámetros para que u_2 resulte mayor,

$$H_1 = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}$$

BOMBAS CENTRÍFUGAS



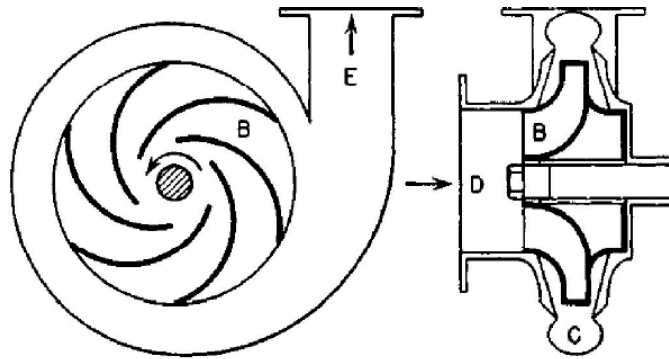
y pequeñas anchuras de salida ajustadas a esos menores caudales. A medida que n_q va aumentando, la forma del rodete deriva hacia mayores anchuras de salida y menores diámetros, con ello, se evoluciona primero a rodetes mixtos con componente axial cada vez más marcada, terminando totalmente axial (hélice, último rodete). Los valores orientativos de n_q son (n_q en r.p.m, Q en metros cúbicos por segundo y H en metros).

- Bombas centrífugas: $n_q = 10 \div 100$ (el mejor rendimiento se consigue en la bomba de $n_q \approx 50$)
- Bombas mixtas: $n_q = 75 \div 200$ (el mejor rendimiento se consigue en la bomba de $n_q \approx 130$)
- Bombas hélice: $n_q = 200 \div 320$ (el mejor rendimiento se consigue en la bomba de $n_q \approx 250$)

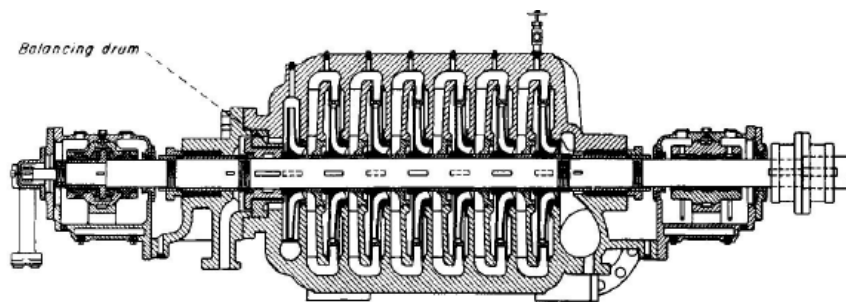
Valores inferiores de n_q a 10 o 15 se recurre a bombas centrífugas multicelulares o con varios rodetes en serie. Entre las multicelulares es interesante mencionar las bombas de pozo profundo. En ellas, el motor eléctrico va sumergido y por tanto ha de fabricarse estanco. El pozo es de poco diámetro (del orden de 15 a 30 cm), por lo que los rodetes resultan también de diámetro pequeño, lo que disminuye su capacidad para suministrar presión. Esto hay que compensarlo instalando varios rodetes que proporcionen escalonadamente la presión necesaria.

6. FUNCIONAMIENTO

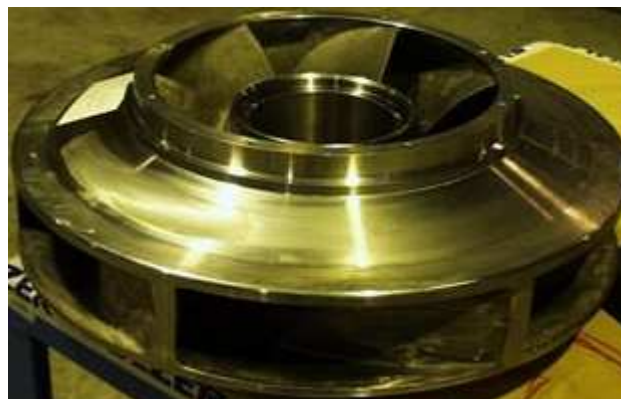
Las bombas centrífugas consisten en un rodete montado sobre una carcasa o voluta. El líquido entra en el centro del rodete y es acelerado por el giro de este, la energía cinética del fluido se transforma en energía potencial a la salida. Generalmente los materiales de construcción son de fundición de hierro o acero al carbono.



Esquema de una bomba centrífuga



Bomba centrífuga multietapa



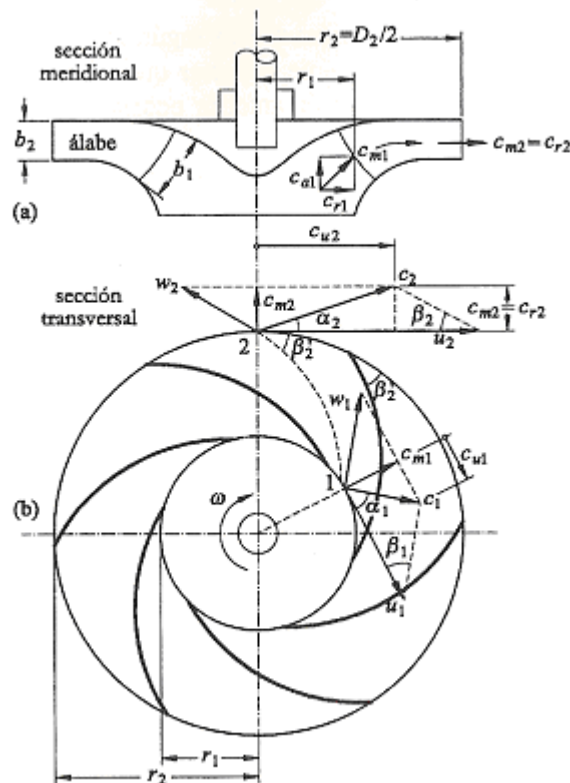
Rodete centrífugo

BOMBAS CENTRÍFUGAS

Las bombas centrífugas y heliocentrífugas son las más usuales, y conceptualmente las más simples. La siguiente figura muestra la vista esquemática de una bomba centrífuga típica. El flujo llega al rodete o impulsor a través de un conducto perpendicular a él. Entra con una velocidad absoluta c_1 que puede tener componente axial c_{a1} , componente radial c_{r1} y cuando hay rotación del flujo en el conducto de acceso, también hay una componente tangencial c_{u1} . A la salida sólo tienen en éste caso (bomba centrífuga) componente radial c_{r2} y tangencial c_{u2} . A la resultante de las componentes c_a y c_r se le llama meridiana c_m .

$$c_m^2 = c_a^2 + c_r^2 \quad (1)$$

Si no hay componente axial entonces $c_m = c_r$, y si no hay componente radial $c_m = c_a$.



El flujo a su paso por el rodete gana energía tanto en presión como en velocidad. Sale pues del mismo y descarga en la cámara espiral, llamada también voluta o caracol, con una presión p_2 y una velocidad c_2 mayores que a la entrada. Ésta velocidad c_2 se ha de transformar también en presión a lo largo de la voluta y del difusor, y si es elevada,

puesto que los canales del flujo en bombas son divergentes (propensión al desprendimiento de la capa límite), esta transformación origina pérdidas de cierta importancia. Conviene pues que la energía recibida por el flujo del rodete sea fundamentalmente de presión, o no que es lo mismo que la velocidad de salida c_2 resulte pequeña.

Triángulos de velocidades

El caudal

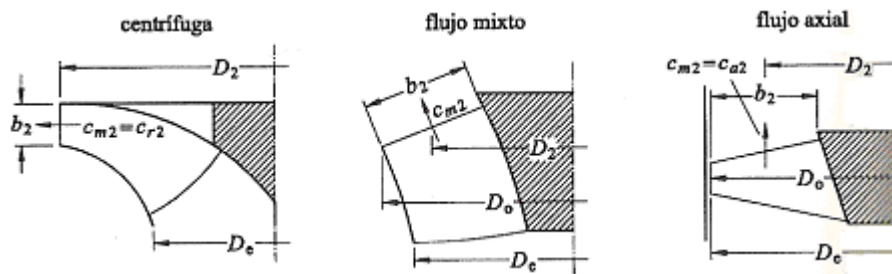
El caudal Q_r que atraviesa el rodete puede valorarse a la entrada y/o a la salida del mismo. En ambos casos, se obtiene multiplicando el área de corona de paso por la velocidad meridiana c_m correspondiente:

$$Q_r = S_1 \cdot c_{m1} = S_2 \cdot c_{m2} \quad (2)$$

Si D_2 es el diámetro medio según los casos representados en la siguiente figura, de la corona de salida, y k un coeficiente reductor que tiene en cuenta el espesor de los alabes y de aproximadamente 0.95, la expresión anterior se puede escribir como:

$$Q_r = S_2 \cdot c_{m2} = k \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{m2} \quad (3)$$

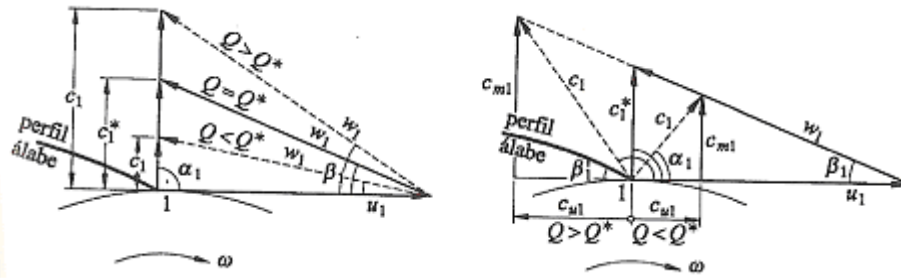
1. En las bombas centrífugas, $c_{m2} = c_{r2}$
2. En las bombas axiales, $c_{m2} = c_{a2}$



Triángulo de entrada. Prerrotación

Las bombas centrífugas se proyectan generalmente para que, con el caudal de diseño Q^* , el líquido no rote en el conducto de acceso al rodete, es decir, que la entrada de éste, $c_{u1} = 0$ y/o $\alpha_1 \approx 90^\circ$ y/o $c_1 = c_{m1}$. Lógicamente, para un caudal mayor que el diseño la componente c_{m1} tiene que aumentar ($Q_r = S_1 \cdot c_{m1}$) y en caso contrario disminuir. Cuando esto ocurre, podemos imaginar las siguientes hipótesis:

1. El líquido sigue sin rotar en el conducto de acceso ($\alpha_1 \approx 90^\circ$), en cuyo caso el ángulo β_1 puede variar mucho respecto del ángulo β'_1 que tienen los alabes del rodete a la entrada. Con esta hipótesis, las pérdidas por choque serían elevadas en el mismo tangente a los alabes.



2. El líquido busca entrar en el rodete de una manera tangente a los alabes ($\beta_1 \approx \beta'_1$), en cuyo caso, el ángulo α_1 puede variar mucho respecto de los 90° de diseño. Con esta hipótesis no hay choques, pero el flujo tiene que sufrir una rotación previa en la tubería de acceso ($c_1 \neq 0$), en el sentido de la velocidad tangencial \vec{u} cuando $Q < Q^*$ y en sentido contrario cuando $Q > Q^*$.

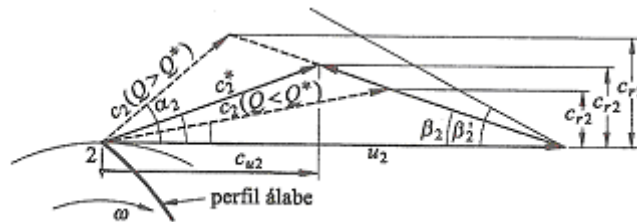
Ahora bien, en cualquier instalación el flujo busca siempre la trayectoria de mínima resistencia. Como las pérdidas que originan los choques son muy superiores a las causadas por la prerrotación, la situación real, estando entremedias, coincide prácticamente con la hipótesis b) de la prerrotación.

El ángulo β'_1 que tiene el álabe a la entrada del impulsor varía de unos modelos a otros entre 15° y 50° usualmente.

Triángulo de salida

El triángulo de velocidades a la salida del impulsor queda definido por los siguientes parámetros.

1. La velocidad tangencial \bar{u}_2 no varía, para una velocidad de giro concreta, cuando varía el caudal.
2. El ángulo β_2 que prácticamente tampoco varía cuando varía el caudal. Éste ángulo β_2 coincide con el de β'_2 que tiene el álabe a la salida del rodete en el supuesto de infinitos álaves de espesor inmaterial, pero que en realidad, a causa de la desigual distribución del flujo en los canes entre álaves, resulta inferior ($\beta_2 < \beta'_2$). El ángulo β'_2 es el mismo en todo el ancho b_2 de salida del rodete cuando se trata de una bomba centrífuga como la que estamos analizando, y es diferente cuando se trata de una bomba hélice o de una bomba heliocentrífuga.



3. La velocidad c_2 de descarga, junto con su correspondiente ángulo α_2 , varían cuando varía el caudal. Lógicamente, la voluta, y en su caso la corona difusora, ha de proyectarse para que, con el caudal Q^* de diseño, la dirección de \bar{c}_2 no provoque choques; cualquier otro caudal de trabajo los provocará.

7. ECUACIÓN DE EULER

Aplicando la ecuación de Euler al impulsor de una bomba hidráulica con infinitos álabes de espesor inmaterial, se tiene:

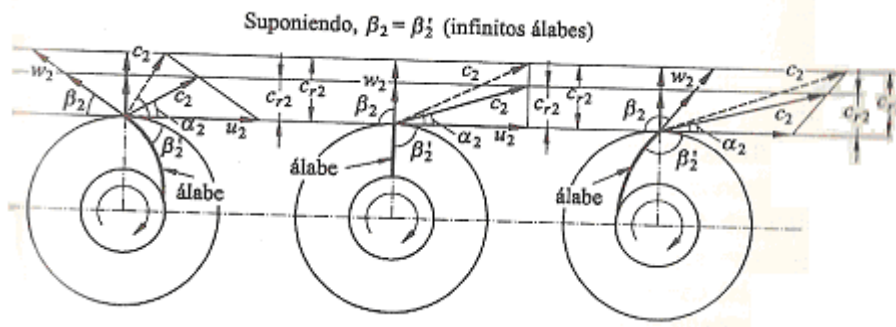
$$g \cdot H_{t,\infty} = u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (4)$$

Algunas bombas, en particular las de flujo axial, tienen paletas guía antes del impulsor para aumentar c_{m1} ($\alpha_1^* > 90^\circ$) y con ello conseguir mayores caudales con la misma sección de entrada en el mismo ($Q_r = S_1 \cdot c_{m1}$). Estas paletas están específicamente diseñadas para alterar convenientemente la velocidad de entrada del flujo en el impulsor respecto a la que correspondería a una entrada natural. En los canales entre paletas, el flujo varía pues su cantidad de movimiento, lo que provoca el momento M_1 a la entrada del rodete. En tal caso, la ecuación anterior habría que utilizarla tal cual; es decir, intervienen tanto el triángulo de entrada como el de salida.

Si no hay paletas guía, que es lo más frecuente, no aparece el momento M_1 a la entrada del rodete, haya o no prerrotación, en cuyo caso, desaparece el segundo término de la ecuación:

$$g \cdot H_{t,\infty} = u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2 \cdot c_{u2} \quad (5)$$

Analizando una bomba centrífuga ($c_{m2} = c_{r1}$) cómo varían la velocidad absoluta de salida c_2 (c_{r2} y c_{u2}) y la energía H_t suministrada al flujo en el rodete cuando aumentamos el caudal ($Q_r = S_2 \cdot c_{r2}$), en los tres supuestos casos: $\beta'_2 < 90^\circ$ (álabe curvado hacia atrás), $\beta'_2 = 0$ (álabe radial) y $\beta'_2 > 90^\circ$ (álabe curvado hacia delante). Se puede observar en la misma que el tercer diseño de álabe no interesa pues origina velocidades c_2 más elevadas, que hay que transformar en presión fuera del rodete con las consiguientes mayores pérdidas, aparte de otro inconveniente que señalaré más adelante.



8. CURVA MOTRIZ TEÓRICA H-Q

Quizás la curva más característica de una bomba hidráulica sea la curva motriz, la que relaciona, para un régimen de giro concreto, la altura H con el caudal Q que suministra: $H = H(Q)$. En el supuesto teórico que vamos a analizar en este epígrafe se prescinde de pérdidas internas, en cuyo caso, los rendimientos hidráulicos y volumétricos son la unidad: ($H = H_r$) y ($Q = Q_r$), es decir, el aumento de energía H del flujo coincide con la H_r suministrada al mismo, y el caudal que atraviesa la máquina coincide con el que pasa por el rodete. El análisis de las bombas que se rigen por la ecuación ($g \cdot H_{t,\infty} = u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2 \cdot c_{u2}$) sin paletas guía, nos da una idea general bastante acertada para cualquier otra.

Curva teórica $H_{t,\infty} = H(Q)$

Al prescindir de rozamientos, $H = H_t$ y si además se supone que hay infinitos álabes de espesor inmaterial $\beta = \beta_2'$ y/o $H = H_{t,\infty}$ la curva resultaría doblemente teórica, así podríamos escribir:

$$H = H_{t,\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g} \quad (6)$$

En el triángulo de salida se cumple la siguiente relación trigonométrica:

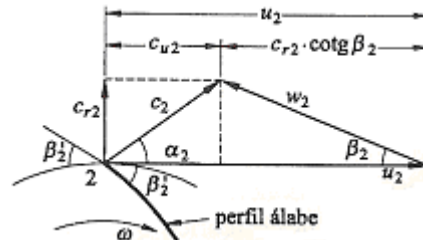
$$c_{u2} = u_2 - c_{r2} \cdot \cotg \beta_2 \quad (7)$$

despejando la c_{r2} de la ec. 6:

$$Q_r = S_2 \cdot c_{r2} = k \cdot \pi \cdot D_2 \cdot c_{r2} \cdot b_2 \quad (8)$$

y sustituyéndolo en la anterior, se obtiene:

$$c_{u2} = u_2 - \frac{Q_r}{k \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot \cotg \beta_2 \quad (9)$$



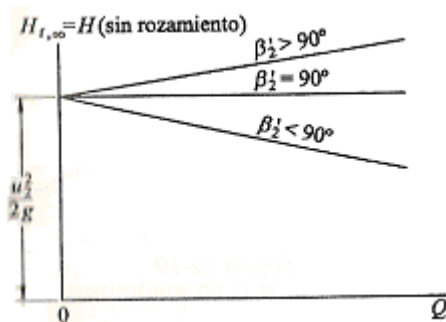
Y sustituyendo ésta ($Q = Q_r$) en la ec. 6, encontramos, en función del caudal, de la velocidad de giro $u_2 = \omega \cdot D_2 / 2$ y de la geometría del rodete $\beta = \beta'_2$, entonces la curva teórica que buscamos:

$$H = H_{t,\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot \cotg \beta'_2}{g \cdot k \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot Q \quad (10)$$

Que para un régimen de giro concreto $u_2 = \omega \cdot D_2 / 2 = cte.$, es la ecuación de una recta:

$$H = c + a \cdot Q \quad (11)$$

Si $\beta'_2 < 90^\circ$ (álabe curvado hacia atrás), $\cot \beta'_2 > 0$ la pendiente de la recta es negativa; si $\beta'_2 = 90^\circ$ (álabe radial), $\cot \beta'_2 = 0$ la recta queda horizontal; y si $\beta'_2 > 90^\circ$ (álabe curvado hacia delante), $\cot \beta'_2 < 0$, la pendiente resulta positiva.



A la vista de la siguiente figura encontramos un nuevo argumento que desaconseja la última solución de álabes curvados hacia delante $\beta'_2 > 90^\circ$. En efecto, al ser creciente la curva motriz de la bomba, al igual que la curva resistente de la conducción, pudiera haber dos puntos de

intersección, lo que originaría oscilaciones de bombeo (el punto de funcionamiento de la bomba persigue al punto de funcionamiento de la instalación sin encontrarlo), que son muy inadmisibles. Tampoco es muy infrecuente la solución de álabe radial. En la práctica, el ángulo β'_2 varía habitualmente entre 15° y 35° , y más frecuentemente entre 20° y 25° .

Curva teórica $H_{t,z} = H(Q)$

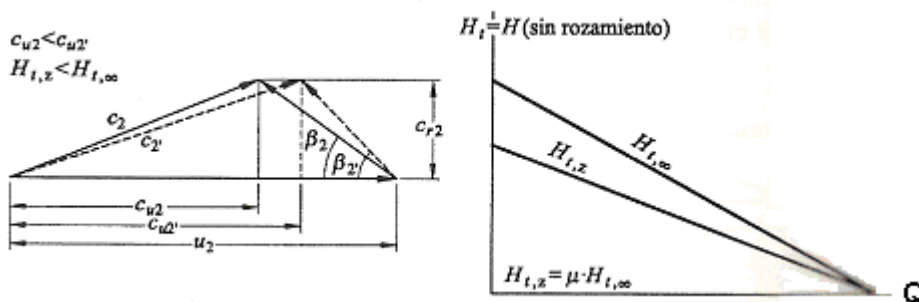
Al ser finito el número z de álabes, $\beta_2 < \beta'_2$ como ya se ha indicado en la anterior figura. Esto se traduce en un menor valor de c_{u2} ($c_{u2} < c'_{u2}$) i consecuentemente en una menor altura $H_{t,z} < H_{t,\infty}$.

$$H_{t,z} = \mu \cdot H_{t,\infty} \quad (12)$$

Hay mucha bibliografía sobre bombas, y en esta aparece ciertas relaciones empíricas entre ambas alturas. Una muy utilizada es la de *Pfleiderer*, la cual se escribe como:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1.2 \cdot (1 + \sin \beta'_2)}{z \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad (13)$$

Es importante señalar que la menor altura de elevación $H_{t,z}$ con relación a $H_{t,\infty}$, no es en realidad una pérdida, pues aun no se han considerado rozamientos y choques, se trata simplemente de prestaciones diferentes.



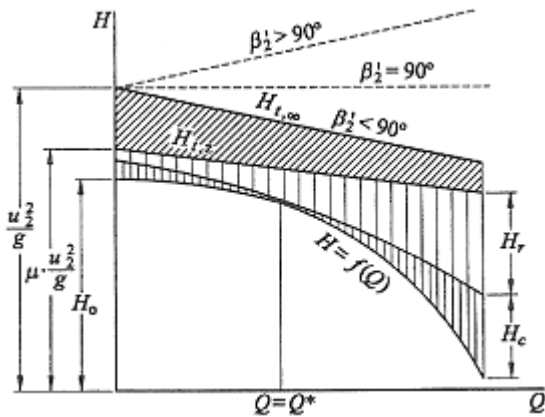
9. CURVAS CARACTERÍSTICAS REALES

Curva motriz H-Q

Si analizamos la altura H_0 que da la bomba, con un determinado régimen de giro, a válvula cerrada ($Q = 0$). Teóricamente, para z álabes;

$$H = \mu \cdot \left(\frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot \cotg \beta_2'}{g \cdot k \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cdot Q \right) = \mu \cdot \frac{u_2^2}{g} \quad (14)$$

Sin embargo, aunque la válvula esté cerrada, circula por el impulsor el caudal q correspondiente a las pérdidas volumétricas interiores ($Q_r = Q + q$), incluso éstas son ahora mayores por existir mayores presiones a la salida del impulsor. Estas mayores presiones se deben a dos motivos: el primero porque la altura H_0 suele ser la mayor que da la bomba y el segundo porque está casi toda ella en forma de presión a la salida del impulsor ya que el caudal Q_r que lo atraviesa es muy pequeño y en consecuencia la velocidad del flujo también.



A parte de las pérdidas volumétricas q , se ha comprobado que existe además un reflujó tanto en el tubo de acceso como en el impulsor, por lo que aún será mayor el caudal Q_r que circula por éste ($Q_r > q$). Existen pues unas pérdidas por rozamiento y sobretodo por choques, que provocan un valor H_0 real menor que los teóricos.

A válvula abierta ($Q > 0$), la curva real $H = H(Q)$ está afectada lógicamente por las pérdidas hidráulicas. Estas son;

1. Las pérdidas por rozamiento:

$$H_r = K_r \cdot Q^2 \quad (15)$$

2. Las pérdidas por choques que se producen a la entrada y a la salida del impulsor cuando la bomba trabaja en condiciones fuera de diseño;

$$H_C = K_C \cdot (Q - Q^*)^2 \quad (16)$$

Las pérdidas H_r por rozamiento aumentan con el caudal Q y las pérdidas H_C por choques, que son teóricamente nulas en condiciones de diseño $Q = Q^*$, aumentan con menores y con mayores caudales tanto más cuanto más difieran de Q^* . Des de luego no es posible ni teórica ni prácticamente computar por separado estas pérdidas. En consecuencia:

$$H = H_{t,z} - H_r - H_C$$

$$H = (c' + a' \cdot Q) - K_r \cdot Q^2 - K_C \cdot (Q - Q^*)^2$$

$$H = c + b \cdot Q + a \cdot Q^2$$

Así pues el rozamiento que acabamos de hacer nos lleva a la curva característica real $H = H(Q)$ es una función parabólica, en lugar de la función lineal de las curvas teóricas, lo que se ajusta bastante a la realidad.

Mediante un análisis puramente teórico, no puede obtenerse la expresión matemática que en cada caso satisface. En general, se determina la curva por vía experimental en un banco de ensayos, y ésta será la que el fabricante de la bomba subministre al usuario. Para obtener el modelo matemático de la misma, lo que es imprescindible en procedimientos de cálculo informático, tomamos sobre ella una serie de puntos a los que ajustamos la función mediante el método de los mínimos cuadrados.

Si sólo necesitamos ajustar el trozo de curva $H = H(Q)$ en el que nos vayamos a mover en cada caso, es suficiente, aproximar la curva real a la expresión:

$$H = c + a \cdot Q^2 \quad (17)$$

10. CURVAS DE POTENCIA Y DE RENDIMIENTO GLOBAL

Este apartado explica cómo se obtienen mediante ensayo las potencias y el rendimiento global.

Potencia útil

La potencia útil, o potencia ganada por el líquido sería:

$$P = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (18)$$

El caudal Q que pasa por la bomba se mide con un caudalímetro y la altura H con dos manómetros colocados a la entrada y a la salida: $H = (p_S - p_E) / \gamma$.

Potencia exterior en el eje

La potencia exterior en el eje, o potencia al freno, viene dada por la expresión:

$$P_e = M \cdot \omega \quad (19)$$

El par motor M se mide con un freno dinamométrico (freno de Prony, por ejemplo) y la velocidad angular ω con un cuenta vueltas, o tacómetro.

El rendimiento global

El rendimiento global se obtiene lógicamente mediante el cociente:

$$\eta = \frac{P}{P_e} \quad (20)$$

Para dibujar las curvas características, correspondientes a un régimen de giro ω concreto, medimos el caudal Q , la altura H y el par motor M en varios puntos de funcionamiento. Con los dos primeros parámetros obtenemos la curva $H = H(Q)$; y mediante las fórmulas anteriores obtenemos las demás: $P = P(Q)$, $P_e = P_e(Q)$, $\eta = \eta(Q)$.

BOMBAS CENTRÍFUGAS

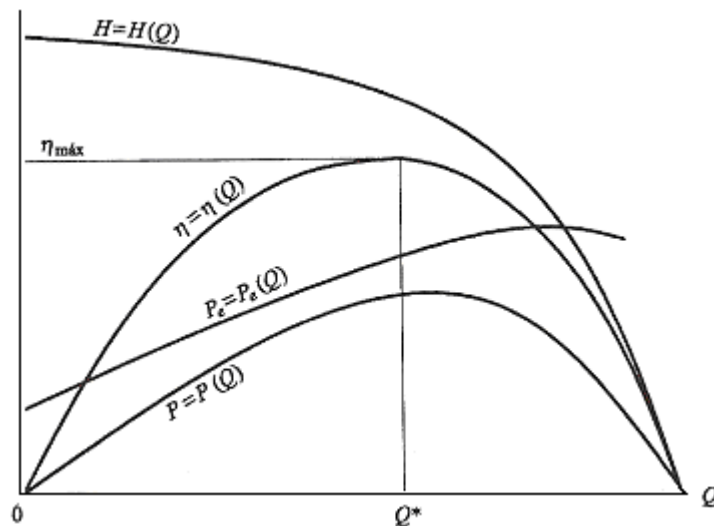
Las curvas que más usualmente da el fabricante son; $H = H(Q)$ y $P_e = P_e(Q)$. Si no nos dieran la curva del rendimiento $\eta = \eta(Q)$, podemos obtenerla con la ayuda de las otras dos:

$$\eta = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{P_e} \quad (21)$$

En general, la curva del rendimiento $\eta = \eta(Q)$ podrá ajustarse, si interesa una expresión del tipo:

$$\eta = d \cdot Q + e \cdot Q^2 \quad (22)$$

El ajuste puede hacerse como antes por el método de los mínimos cuadrados. En la siguiente figura puede observarse que a la válvula cerrada $Q = 0$, la potencia P ganada por el flujo y en consecuencia el rendimiento η es nulo; en cambio, la potencia al freno P_e tiene lógicamente un valor: el correspondiente a las pérdidas interiores y exteriores. Donde mejor trabaja la bomba es con su potencia normal (la correspondiente al caudal Q^* de diseño), y también en una banda de caudales próximos a Q^* , a un lado y a otro del mismo, en la que el rendimiento resulta satisfactorio.



11. FUNCIONAMIENTO A VELOCIDAD ANGULAR VARIABLE

Aunque lo frecuente es que la bomba ya venga con su motor eléctrico incorporado y en consecuencia con su velocidad de giro prevista, resulta interesante analizar como varían sus características si la hicieramos funcionar a otras velocidades. Esto tiene especial interés, por ejemplo:

1. Cuando la bomba es arrastrada por un motor térmico y su velocidad pueda cambiarse según su necesidad.
2. Cuando el caudal de la instalación es variable (subministro a una pequeña población, por ejemplo) y queremos mantener las presiones dentro de unos límites, puede resultar interesante colocarle al motor eléctrico un variador de frecuencia, con objeto de buscar en todo momento el punto de funcionamiento más conveniente.
3. una misma bomba suministrada con motores de diferentes revoluciones da prestaciones también diferentes, como si fuera otra bomba.

Ahora explicaré como varían las características de una bomba al cambiar su velocidad de giro. Si en las leyes de semejanza para bombas sustituimos $\lambda = 1$, estaríamos comparando la bomba consigo misma:

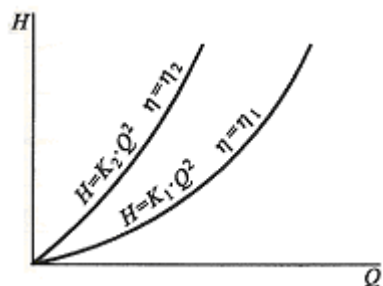
$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1} \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2 \quad \frac{P_e}{P_{e1}} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3$$

Las tres han de cumplirse simultáneamente y sólo serán válidas para comparar situaciones análogas, o de igual rendimiento.

Si eliminamos n/n_1 entre las dos primeras ecuaciones, obtenemos la relación entre H y Q para situaciones de igual rendimiento a diferentes velocidades, sería pues el lugar geométrico de puntos con el mismo rendimiento (curvas isorrendimiento).

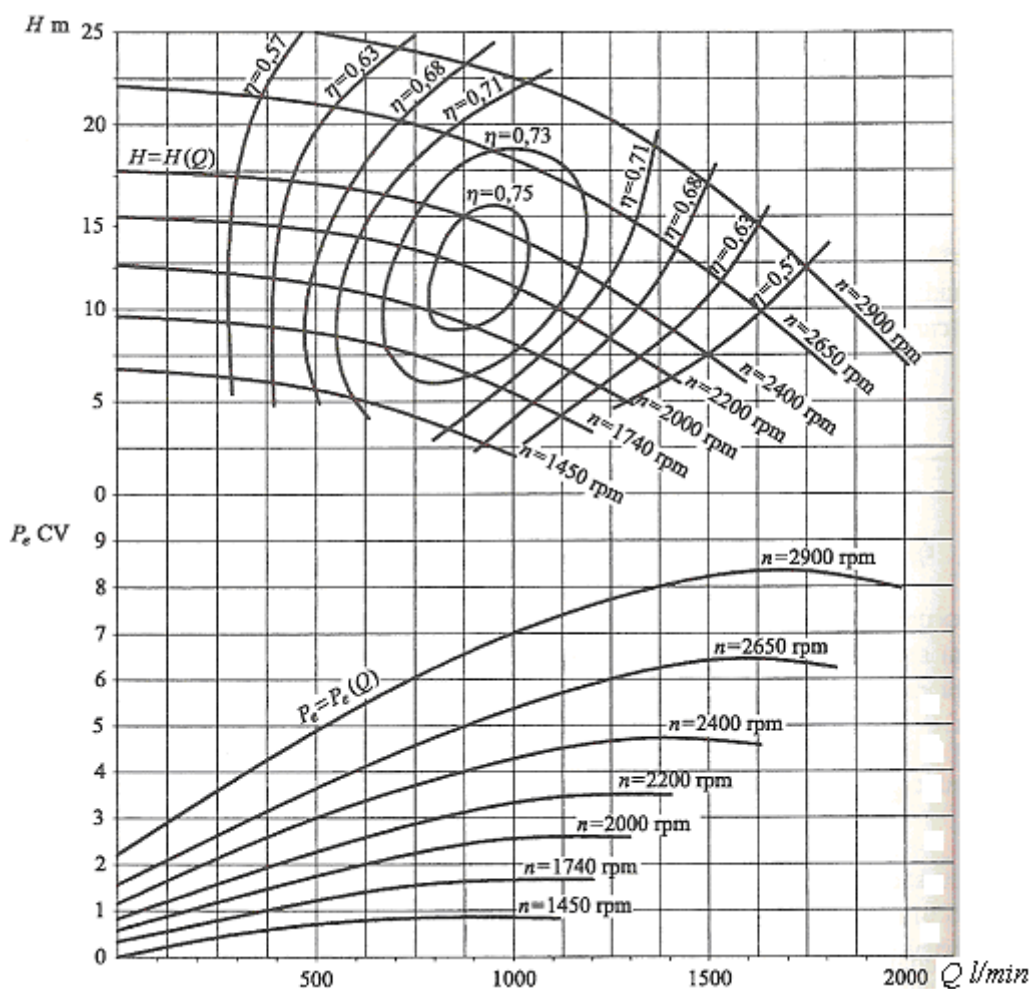
$$\frac{H}{H_1} = \left(\frac{Q}{Q_1}\right)^2 \quad H = \frac{H_1}{Q_1^2} \cdot Q^2 = K_1 \cdot Q^2$$

BOMBAS CENTRÍFUGAS



En general; $H = K_1 \cdot Q^2$. La cual representa la familia de curvas isorrendimiento de la bomba en cuestión; son parábolas que pasan por el origen. Cada valor de K da lugar a una curva isorrendimiento diferente.

En la práctica las leyes de semejanza no se cumplen para caudales pequeños (en las proximidades del origen) a causa de la desigual intervención de las pérdidas. Es por ello que las curvas isorrendimiento deben obtenerse mediante ensayos, y son más bien elipses, y desde luego no pasan por el origen. En la siguiente figura se puede ver una colina de rendimientos.



Funcionamiento con líquidos viscosos

Por lo general, las curvas características de una bomba vienen referidas a su funcionamiento con agua, pero muchas veces interesa conocer el comportamiento de la bomba cuando va a trabajar con un fluido de una determinada viscosidad.

No existe un procedimiento teórico que permita pasar de una condición a otra, por lo que se utilizan los resultados experimentales del Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos que se muestra en la siguiente figura. En esta figura pueden existir dos casos:

1. Conociendo las condiciones que ha de tener la bomba trabajando con el fluido viscoso, determinar las características trabajando con agua, para poderla elegir.

Se entra en la figura con Q_v y H_v , se traza una horizontal hasta la línea de viscosidad, y des de allí una vertical que corte a f_H , f_Q y f_η . Las características con agua serán,

$\frac{Q_v}{f_Q}$ y $\frac{H_v}{f_H}$. Con ellas se puede elegir una bomba de rendimiento en ese punto η .

2. Conocidas las características de una bomba trabajando con agua, determinar su comportamiento con un fluido viscoso.

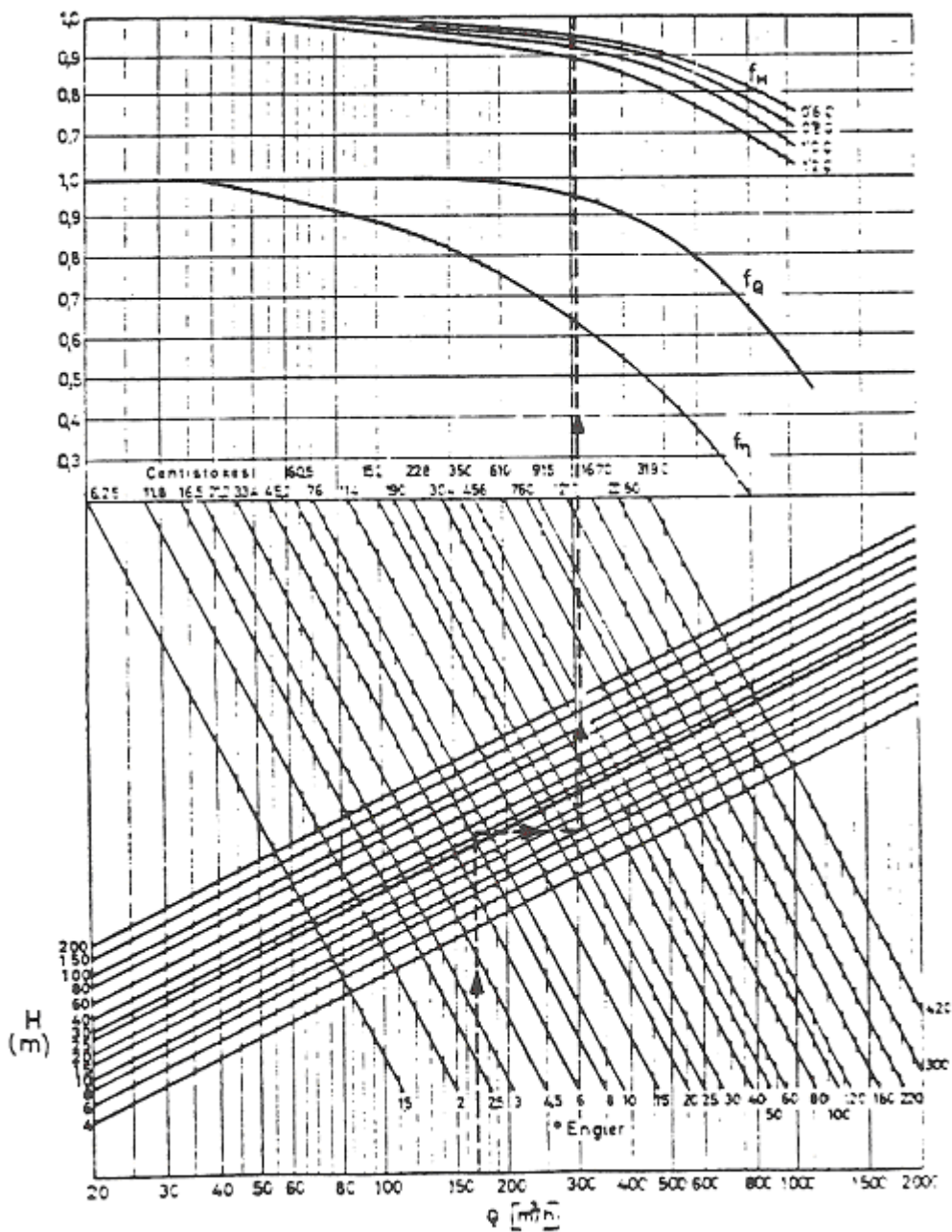
La potencia trabajando con un fluido viscoso se obtendrá haciendo:

$$N_v = \frac{\gamma_v \cdot Q_v \cdot H_v}{75 \cdot f_Q \cdot \eta} \quad (23)$$

Llamando Q al caudal correspondiente al punto de máxima rendimiento, se determinan los valores de $0.6 \cdot Q$, $0.8 \cdot Q$ y $1.2 \cdot Q$. Entrando con Q y H se traza una horizontal hasta la línea de viscosidad, y des de allí una vertical de corte a f_H , f_Q y f_η , este último para los cuatro caudales. Las características para un fluido viscoso serán:

$$Q_v = Q \cdot f_a, \quad H_v = H \cdot f_H \quad \text{y} \quad \eta_v = \eta \cdot f_\eta$$

BOMBAS CENTRÍFUGAS

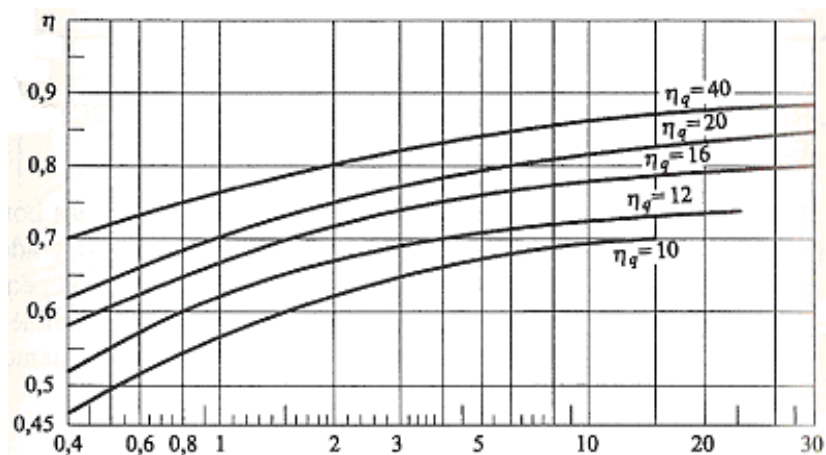
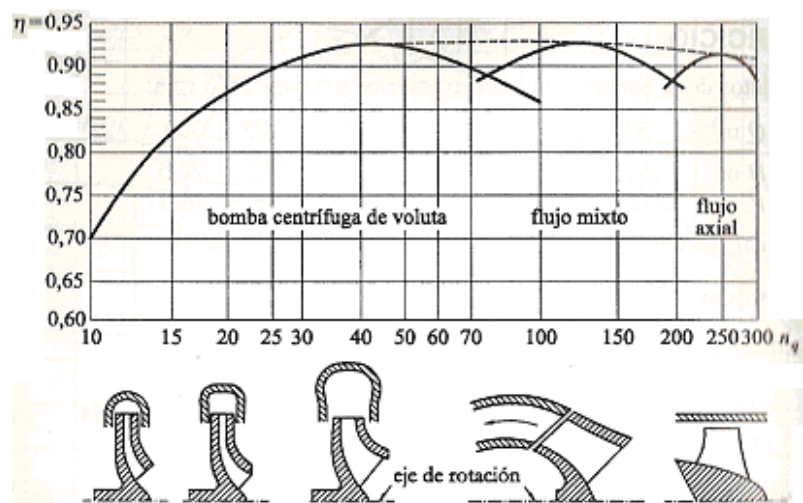


12. RENDIMIENTO DE LAS BOMBAS SEGÚN SU VELOCIDAD ESPECÍFICA Y SU TAMAÑO

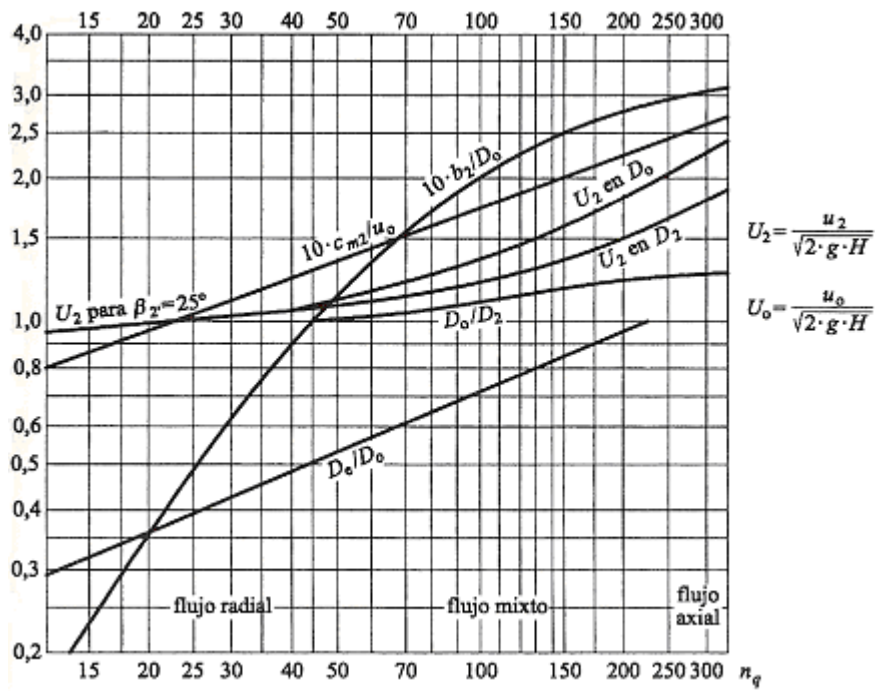
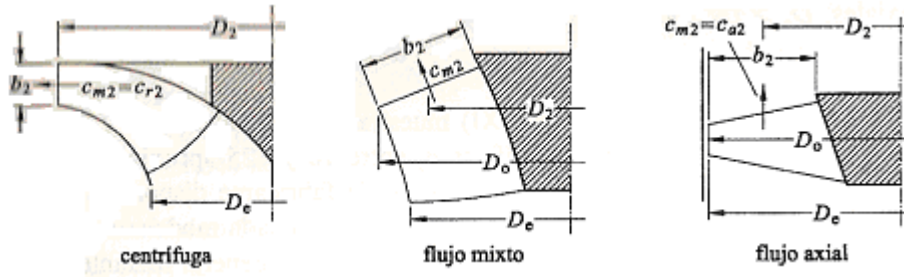
La siguiente figura nos da una idea de los rendimientos máximos de las bombas según su velocidad específica. Son des de luego valores de diseño y a demás corresponden a bombas de gran tamaño; una bomba semejante más pequeña tiene peor rendimiento, como se viene indicando. Los máximos rendimientos se consiguen con las velocidades específicas siguientes:

- En las bombas centrífugas cuando $n_p \approx 50$
- En las bombas heliocentrífugas cuando $n_p \approx 130$
- En las bombas hélice cuando $n_p \approx 250$

Para una familia concreta de bombas, el rendimiento aumenta con el tamaño (mayor caudal).

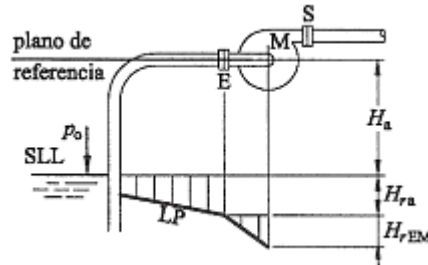


13. PROPORCIONES Y FACTORES DE DISEÑO



14. CAVITACIÓN EN BOMBAS

La altura de aspiración H_a , está limitada por el fenómeno de la cavitación, su máximo valor habrá que determinarlo en cada caso y va a depender del tipo de bomba.



Si la bomba está situada por encima de la *SLL*, caso frecuente, la presión a la entrada de la misma resulta negativa. En cualquier caso, la presión disminuye desde dicha entrada *E* hasta un punto *M* en su interior, a partir del cual el flujo comienza a recibir energía. Este punto *M* de mínima presión se encuentra inmediatamente después de la entrada al impulsor, en la parte cóncava de los álabes. El flujo ha entrado ya en el impulsor y, respecto del mismo, su velocidad de entrada sería la relativa ω_1 . La caída de presión entre la entrada *E* y el punto *M* es debida a la pérdida de carga H_{rEM} y al aumento de energía cinética entre dichos puntos:

$$\frac{p_e - p_M}{\gamma} = \frac{\omega_1^2}{2g} - \frac{V_E^2}{2g} + H_{rEM} \quad (24)$$

15. ALTURA NETA DE ENTRADA

De la energía a la entrada de la bomba:

$$\frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_E^2}{2g} \quad (25)$$

sólo podemos utilizar, entre E y M, hasta la presión de saturación p_s (mínima presión en M), por debajo de la cual aparecería la cavitación. A esta parte utilizable se le denomina altura neta de entrada, y se simboliza frecuentemente en catálogos y literatura sobre el tema de NPSH (*net positive suction head*).

$$NPSH = \frac{p_e}{\gamma} + \frac{V_E^2}{2g} - \frac{p_s}{\gamma} \quad (26)$$

Altura neta de entrada disponible $NPSH_d$

Si comparamos la energía de entrada con la de la SLL:

$$\frac{V_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} - H_a - H_{ra} \quad (27)$$

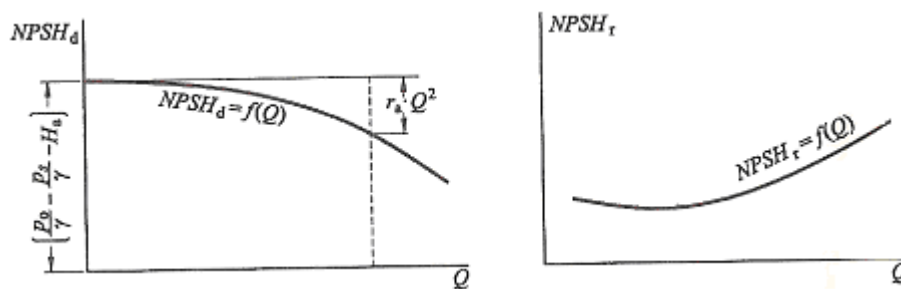
y sustituimos en la ecuación de la $NPSH$ obtenemos la altura neta de entrada disponible:

$$NPSH_d = \frac{p_0}{\gamma} - H_a - H_{ra} - \frac{p_s}{\gamma} \quad (28)$$

que depende principalmente de la altura H_a a la que situemos la bomba. Lo más frecuente, sobretodo en hidráulica, es que la presión en la SLL del depósito de aspiración sea la atmosférica p_a . Sin embargo, no siempre es así, como por ejemplo en las bombas de agua de alimentación en las centrales térmicas. Escribiremos pues p_0 para hacer más general el estudio. Expresando la pérdida de carga en función de la resistencia hidráulica $H_{ra} = r \cdot Q^2$, la última ecuación la podemos escribir en la siguiente forma:

$$NPSH_d = \left(\frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_s}{\gamma} - H_a \right) - r \cdot Q^2 \quad (29)$$

Que representa una familia de parábolas, una por cada valor de H_a , simétricas respecto al eje de ordenadas. Corta a dicho eje a la distancia correspondiente al paréntesis, que es constante para un valor concreto de H_a . La anterior ecuación es una curva característica de la instalación; sólo afecta ala tubería de aspiración y es independiente de la bomba que se instale.



Altura neta de entrada requerida $NPSH_r$

La bomba requiere que haya disponible a la entrada E un mínimo de energía, para hacer el recorrido des de dicha entrada hasta el punto M de mínima presión sin que aparezca la cavitación.

$$NPSH_r = (NPSH_d)_{mín} = \left(\frac{V_E^2}{2g} + \frac{p_E}{\gamma} + \frac{p_s}{\gamma} \right)_{mín} \quad (30)$$

Que depende en cada bomba del caudal con que trabaje, ya que tanto V_E como p_E varían con el:

$$NPSH_r = f(Q)$$

es pues una curva característica de la bomba en cuestión, y la tendrá que suministrar el fabricante. Hay que determinarla experimentalmente en un banco de pruebas midiendo distintos puntos de funcionamiento. Para ello, variamos la presión p_0 y/o la altura H_a de aspiración, y, para cada punto ensayado, ajustamos con una válvula el caudal hasta que aparezca la cavitación. Calculamos entonces los valores de V_E y p_E , para obtener

con la anterior expresión el $NPSH_r$ del punto que corresponda. Para los ensayos se dispondrá de:

1. Un manómetro a la entrada para medir p_E
2. Una válvula a la salida de la bomba para poder variar Q .
3. Un caudalímetro para medir Q y $V_E(Q/S_E)$.

La curva $NPSH_r = f(Q)$ resulta de tipo parabólico, primero decreciente y después creciente y puede diferir mucho de unas bombas a otras. A falta de otra información podemos estimar que la $NPSH_r$ de las bombas satisface la expresión:

$$\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{NPSH^{3/4}} \geq 157 \quad (31)$$

Utilizando las unidades siguientes. Q en metros cúbicos por segundo, n en revoluciones por minuto y $NPSH$ en metros.

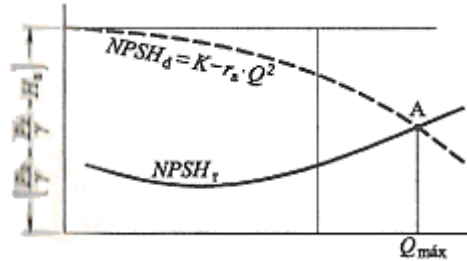
16. ALTURA DE ASPIRACIÓN

Para determinar la altura de aspiración en una impulsión, fijamos el caudal máximo previsto $Q_{máx}$ (que es con el más riesgo de cavitación hay) sobre el eje de caudales del gráfico suministrado por el fabricante de la bomba. Por ahí trazamos una perpendicular a dicho eje que cortará en A. De la infinitas curvas $NPSH_d$ que pueden obtenerse en una instalación (dependiendo de la altura de aspiración escogida H_a), una ha de pasar por A línea de puntos.

$$NPSH_d = \left(\frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_s}{\gamma} - H_a \right) - H_{ra} \quad (32)$$

Despejando H_a , obtendríamos su valor en el límite de la cavitación. Para asegurarnos de que ésta no aparezca, no es aconsejable disminuir dicha altura en 0.5 metros, en consecuencia, la fórmula ha utilizar para fijar la máxima altura de aspiración sería la siguiente:

$$H_a \leq \left(\frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_s}{\gamma} - H_a \right) - H_{ra} - NPSH_r - 0.5 \quad (33)$$



17. ACOPLAMIENTO DE BOMBAS A LA RED

En las instalaciones importantes en las que se prevé una significativa fluctuación de caudal, para una ciudad, una comunidad de regantes o un buque por ejemplo, resulta interesante repartir la demanda máxima de caudal entre varias bombas iguales acopladas en paralelo; todas ellas descargarán en un colector común, que va aumentando de sección hasta quedar conectado a la tubería de impulsión.

Es conveniente que haya una bomba más de reserva para posibles averías. A veces conviene instalar además 1 o 2 bombas auxiliares de menor potencia, también en paralelo con las principales, para mantener la red en carga y cubrir demandas pequeñas. Comenzaríamos con las auxiliares, y luego irían entrando una a una en funcionamiento las principales a medida que aumenta la demanda de la red. Entre cada bomba y el colector común ha de colocarse, además de una válvula convencional, otra de retención para evitar que el flujo se invirtiera cuando no funciona.

Lo normal es que la puesta en marcha y la parada de las sucesivas bombas se haga automáticamente. Al principio, con poca demanda, la curva motriz correspondiente puede resultar pronunciadamente decreciente, en cuyo caso quizás sea la presión el parámetro más indicado como señal al autómatas pues varía rápidamente que el caudal. En cambio, a medida que van entrando bombas, la curva motriz queda más horizontal y el parámetro indicado será el caudal pues varía más rápidamente que la presión y tanto más cuanto más bombas están en funcionamiento.

Bombas iguales

Dispondremos de varias curvas características de la bomba, entre las que ha de estar la curva motriz $H = H(Q)$. Para dibujar la curva motriz de n bombas iguales acopladas en paralelo, se multiplica por n el caudal correspondiente a una de ellas; así por cada presión que arbitrariamente elijamos encontraremos el punto de la misma.

Para un procedimiento analítico, ajustaríamos las curvas de la bomba a las expresiones,

$$H = c + a \cdot Q^2$$

$$\eta = d \cdot Q + e \cdot Q^2$$

Al acoplar en paralelo n bombas, el caudal total Q demandado se reparte por igual entre ellas. Las expresiones matemáticas de las curvas resultantes serían:

$$H = c + a \cdot \left(\frac{Q}{n}\right)^2$$

$$\eta = d \cdot \frac{Q}{n} + e \cdot \left(\frac{Q}{n}\right)^2$$

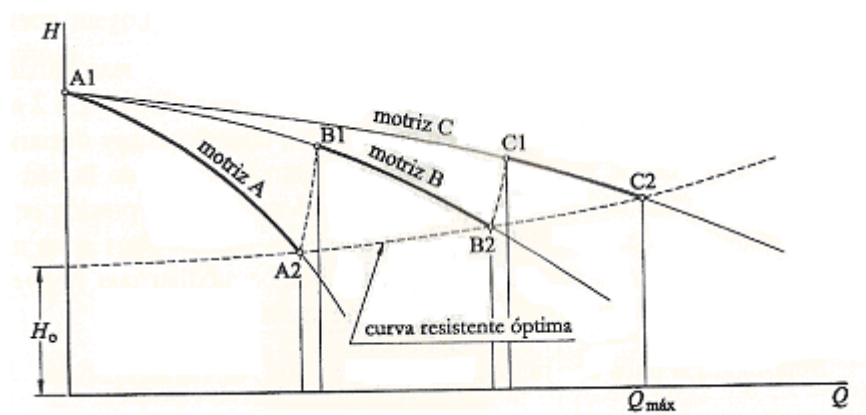
Supongamos una instalación con tres bombas iguales en paralelo: la línea A es la curva motriz cuando funciona sólo una bomba, la B es la curva motriz cuando funcionan las dos y la curva C cuando funcionan las tres. La curva resistente mínima (y óptima) responderá como sabemos a la ecuación:

$$H = H_0 + r \cdot Q^2$$

Para los distintos caudales demandados, sus respectivos puntos de funcionamiento han de estar necesariamente en algún punto de las tres curvas motrices. En consecuencia, son infinitas las curvas resistentes que pueden aparecer, una para punto de funcionamiento, todas ellas con igual resistencia hidráulica r : H y H_0 sufren el mismo incremento. Si por el punto B1 B1-B2 cruza una a una las infinitas curvas resistentes comprendidas entre ambas. Cada vez que conecta una nueva bomba, el punto de funcionamiento da un salto brusco a los correspondientes puntos 1 de la siguiente curva

motriz. Los sucesivos puntos de funcionamiento estarían pues sobre la línea en diente de sierra A1-A2, B1-B2, C1-C2.

Es obvio que interesa aproximar los puntos reales de funcionamiento a la curva resistente óptima, es decir, los puntos 2 deben estar en ella. Trabajar con puntos superiores tiene el doble inconveniente de que las presiones en la red resultan innecesariamente elevadas y de que el coste de funcionamiento es mayor toda vez que la potencia consumida es proporcional a la presión suministrada.



El caudal y la altura de los puntos 2 (A2, B2, C2,...) se determinan resolviendo el sistema de ecuaciones, curva resistente y curva motriz correspondiente, A, B, C, ... Los caudales correspondientes a los puntos 1 (B1, C1, ...) se calculan a partir de los puntos 2 ya determinados. Cuando se conecta una nueva bomba, las presiones en la red aumentan y por tanto los caudales también $Q_{B1} > Q_{A2}$: en una red de riego por ejemplo saldría más agua por los aspersores que en ese momento estén funcionando. Des de luego, ambos caudales están muy próximos (incluso podría resolverse el problema suponiendo $Q_{B1} = Q_{A2}$, luego las pérdidas de carga en las tuberías serán muy parecidas. Vamos a suponer entonces que las alturas de dos puntos consecutivos 2 y 1 (A2 y B1, por ejemplo) son aproximadamente proporcionales al cuadrado de sus correspondientes caudales:

$$\frac{H_{B1}}{H_{A2}} \approx \frac{Q_{B1}^2}{Q_{A2}^2}$$

En la que sustituimos la ecuación de la curva motriz que pasa por los diferentes puntos 1:

$$\frac{c + a \cdot Q_{B1}^2}{H_{A2}} \approx \frac{Q_{B1}^2}{Q_{A2}^2} \Rightarrow Q_{B1} \approx \sqrt{\frac{c}{\frac{H_{A2}}{Q_{A2}^2} - a_B}}$$

Bombas diferentes

Lo más frecuente y deseable es que las bombas a acoplar sean iguales, aunque también, como ya se ha indicado, es bueno instalar 1 o 2 auxiliares más pequeñas para mantener en carga la red cuando no hay demanda y para cubrir pequeños caudales. El mantenimiento en carga de la red se consigue con la ayuda de un depósito hidroneumático: si baja la presión en la red, baja también la presión del aire del depósito y cuando se llega a un nivel mínimo previsto, se conecta automáticamente una bomba auxiliar que vuelve a pararse cuando la presión sube a un máximo también previsto. Supongamos pues dos bombas diferentes 1 y 2, de características,

$$H = c_1 + a_1 \cdot Q^2 \qquad \eta = d_1 \cdot Q + e_1 \cdot Q^2$$

$$H = c_2 + a_2 \cdot Q^2 \qquad \eta = d_2 \cdot Q + e_2 \cdot Q^2$$

Cuando trabajen ambas bombas a la vez, el caudal total Q requerido por la instalación lo suministran entre las dos: $Q = Q_1 + Q_2$. Los caudales Q_1 y Q_2 de cada una de las bombas se ajustarán automáticamente de forma que la presión de servicio que den sea lógicamente la misma. Dejando pues Q de las curvas características $H = H(Q)$ arriba indicada, se obtiene respectivamente para cada bomba:

$$Q_1 = Q_1(H)$$

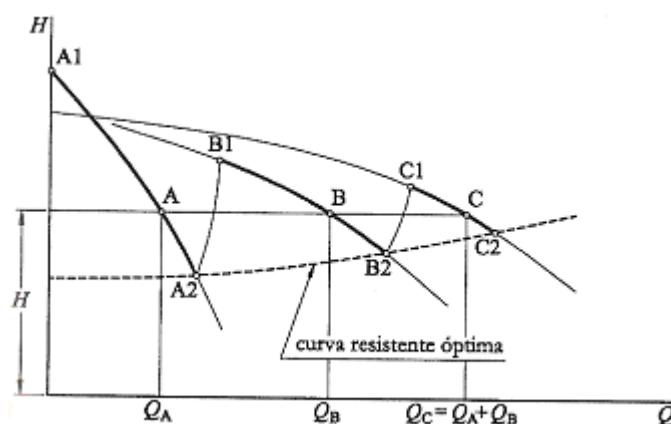
$$Q_2 = Q_2(H)$$

con lo que la curva característica conjunta sería:

$$Q = Q_1(H) + Q_2(H)$$

La siguiente figura muestra las curvas motrices $H = H(Q)$ de una bomba auxiliar A, de una principal B y de la combinación en paralela de ambas, C: la curva motriz A1-A2

corresponde a la bomba auxiliar, la B1-B2 corresponde a la bomba principal y la suma C1-C2 a la suma de ambas. En un punto C cualquiera de funcionamiento situado en la curva C, las dos bombas suministrarían la misma presión H aunque caudales diferentes; $Q_C = Q_A + Q_B$. Para conocer el rendimiento con que trabaja cada bomba para un caudal total Q_C , se calcula el punto de funcionamiento $A(H, Q_A)$ y $B(H, Q_B)$ de cada una y se mira luego su valor en las respectivas curvas de rendimiento. Des de luego, al ser distintas trabajarán ambas en condiciones óptimas.



Bombas en serie

Cuando dos o más bombas se acoplan en serie, el caudal va sufriendo sucesivas elevaciones cuando se instalan a distinto nivel o sucesivos aumentos de presión cuando una está inmediatamente después de otra. Pueden ser diferentes en lo que se refiere a la altura que suministran, aunque como el caudal es el mismo, las características de cada una deben de ser las adecuadas para ese caudal y esas alturas. Es mejor desde luego que sean iguales.

Este tipo de instalaciones es poco frecuente, aunque puede tener interés cuando se desea suministrar más presión a una fracción relativamente pequeña de una red, con ello, el resto de la misma puede proyectarse para presiones más bajas que las requeridas sin el citado rebombeo, con el consiguiente ahorro en la instalación y en la explotación.

El acoplamiento en serie resulta más interesante cuando se necesitan grandes aumentos de presión, y mucho más cuando hay limitación de diámetro como ocurre en bombas de pozo profundo. Si las curvas características de una bomba son:

BOMBAS CENTRÍFUGAS

$$H = c + a \cdot Q^2$$

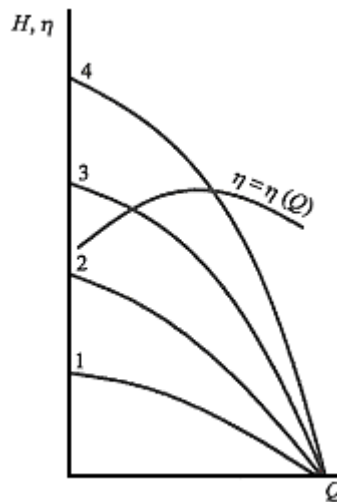
$$\eta = d \cdot Q + e \cdot Q^2$$

Las curvas resultantes de n bombas montadas en serie serían:

$$H = n \cdot (c + a \cdot Q^2)$$

$$\eta = d \cdot Q + e \cdot Q^2$$

La siguiente figura muestra las curvas características $H = H(Q)$ y $\eta = \eta(Q)$ de una bomba, y las curvas resultantes para 2, 3, 4,....., iguales montadas en serie.



18. ANÁLISIS DIMENSIONAL DE UNA BOMBA. VELOCIDAD ESPECÍFICA

Las leyes de semejanza son una buena herramienta para analizar el comportamiento de las turbomáquinas, ya sea para comparar entre sí las de una misma familia geoméricamente semejante o para analizar una de ellas cuando se la hace funcionar en condiciones diferentes. Además, el ensayo con modelos sigue siendo el procedimiento habitual para el diseño definitivo de las turbomáquinas.

Aunque las mismas relaciones podrían servir para turbinas y para bombas, es usual tomar como variable independiente, aparte de la escala λ , la altura del salto H en turbinas (λ, H) y el número de revoluciones n en bombas (λ, n). Ello es debido a que una turbina mantiene constante su número de revoluciones n , con independencia de que puedan variar sus condiciones de funcionamiento (la altura H por ejemplo), en cambio,

una bomba puede funcionar con distintas revoluciones n , dando con ello prestaciones diferentes.

1. Relación de alturas: $H = H(\lambda, n)$
2. Relación de caudales: $Q = Q(\lambda, n)$
3. Relación de potencias: $P_e = P_e(\lambda, n)$

1. Relación de alturas:

$$\frac{H_p}{H_m} = \lambda^2 \cdot \left(\frac{n_p}{n_m} \right)^2 \quad (34)$$

2. Relación de caudales:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{S_p}{S_m} \cdot \frac{c_p}{c_m} = \frac{S_p}{S_m} \cdot \lambda^3 \cdot \frac{n_p}{n_m}$$

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \lambda^3 \cdot \frac{n_p}{n_m} \quad (35)$$

3. Relación de potencias:

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \frac{\gamma_p \cdot Q_p \cdot H_p / \eta_p}{\gamma_m \cdot Q_m \cdot H_m / \eta_m}$$

Dónde finalmente nos queda:

$$\frac{P_{ep}}{P_{em}} = \frac{\eta_m \cdot \gamma_p}{\eta_p \cdot \gamma_m} \cdot \lambda^5 \cdot \left(\frac{n_p}{n_m} \right)^3 \quad (36)$$

Lo más frecuente es que $\gamma_p = \gamma_m$. Igual que antes, las anteriores relaciones tienen validez conjuntamente, pero pierden su significado en cuanto una de ellas no se cumple. Se podrían aplicar a una misma bomba $\gamma_p = 1$ y $\eta_p = \eta_m$, si queremos ver cómo se comporta con diferentes velocidades de giro en condiciones análogas de funcionamiento.

Cuando la viscosidad cinemática del fluido a bombear es similar o inferior a la del agua, los números de Reynolds resultan muy grandes y las leyes de semejanza anteriores se

cumplen. En tales casos, la densidad sólo afecta a la potencia; por ejemplo, para el mercurio, cuya viscosidad cinemática es inferior a la del agua, una misma bomba suministraría el mismo caudal Q y la misma altura H pero necesitaría una potencia 13.6 veces mayor que para el agua.

Cuando la viscosidad cinemática del fluido a bombear es marcadamente superior a la del agua, los números de Reynolds resultan más pequeños y la situación pudiera depender de ellos, en tal caso las leyes de semejanza estudiadas no se cumplirían.

Bombas hidráulicas

Para seleccionar una bomba hidráulica, los datos son la altura manométrica H y el caudal Q de la instalación en cuestión. Es por ello que la velocidad específica de las bombas n_q se suele expresar en función de dichos parámetros. Eliminando λ de la relación de alturas y caudales, se obtiene, ya para condiciones de diseño;

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q^*}}{H^{*3/4}} \quad (37)$$

Las unidades más frecuentes para medir n_q son, n en r.p.m, Q en metros cúbicos por segundo, H en metros. Jugando con las revoluciones si el motor es eléctrico podemos resolver una misma ecuación (H y Q datos) con distintas familias y/o distinto valor de n_q . La forma adimensional de n_q es la siguiente:

$$n_{qo} = \frac{\omega \cdot \sqrt{Q^*}}{(g \cdot H^*)^{3/4}} \quad (38)$$

19. BIBLIOGRAFÍA

Apuntes de la asignatura de **SISTEMAS AUXILIARES DEL BUQUE** del departamento de Tecnología Naval por el Profesor D. José Estevan Otón Tortosa.

MECÁNICA DE FLUIDOS INCOMPRESIBLES Y TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS. 5ª Edición. José Agüera Soriano. Editorial Ciencia 3, S.L.

BOMBAS CENTRÍFUGAS. HIDROCOMPRESORES. FONTANERÍA Tema V. Departamento de construcción arquitectónica de la Escuela Técnica Superior de Arquitectura de Las Palmas de Gran Canaria. Manuel Roca Suárez, Juan Carratalá Fuentes y Javier Solís Robaina.

MÁQUINAS AUXILIARES. BOMBAS CENTRÍFUGAS. Capítulo 6. Editorial ETSIN sección de publicaciones de la UPM. Por el profesor Jesús Panadero Pastrana.