III.- BOMBAS CENTRÍFUGAS
NÚMERO DE ÁLABES, GRADO DE REACCIÓN Y CAVITACIÓN

pfernandezdiez.es

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 $4 \div 16$; 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 ∞ álabes, resultando por lo tanto, una distribución de velocidades irregular; 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. 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 ∞ 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 $\vec{w}_{2z}$ 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 β_{2z} menor que el correspondiente a un número ∞ de álabes β_2, es decir, la corriente experimenta un deslizamiento por el que pasa de la velocidad correspondiente a ∞ número de álabes $\vec{c}_{2n}$ a la correspondiente a un número finito $\vec{c}_{2nz}$, fenómeno que viene representado por un coeficiente de influencia μ que depende del número de álabes.

En consecuencia, al pasar a un número finito de álabes *z,* la velocidad $\vec{c}_{2n}$ disminuye, lo cual se explica por el movimiento de rotación complementario citado. El ángulo β_2 correspondiente a ∞ álabes, es el ángulo constructivo del álabe, mientras que β_{2z} es el ángulo con el que el líquido sale de la bomba, que no es tangente al álabe.

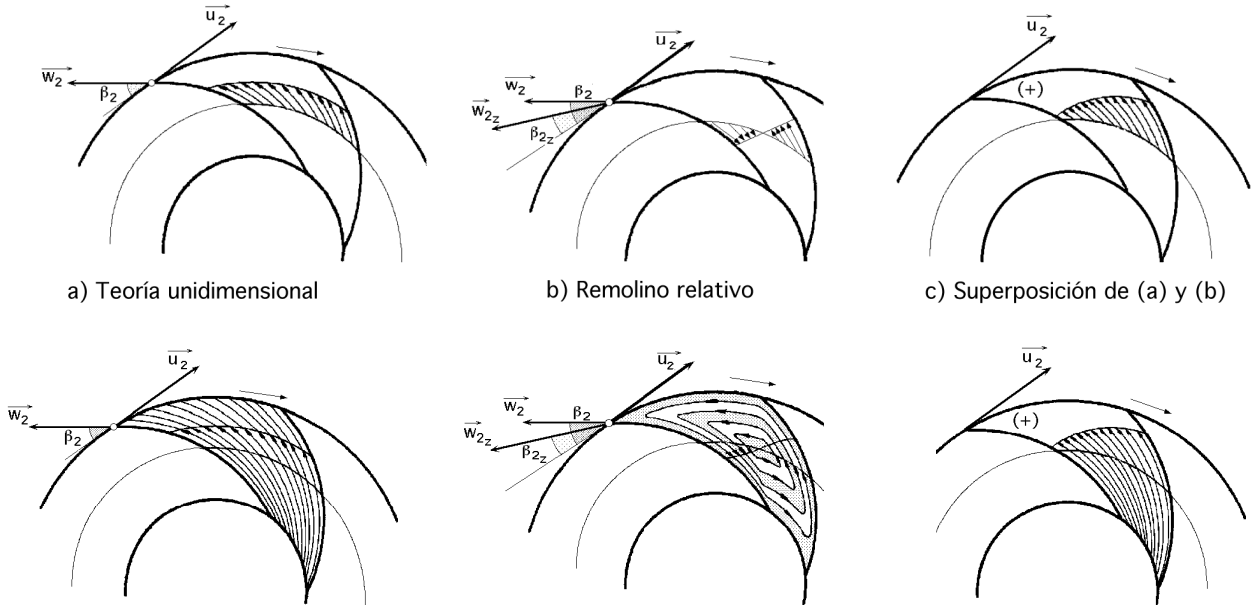

Fig III.1.- Flujo entre álabes y distribución de velocidades a la salida como suma de dos flujos

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 velocidad $\vec{c}_{2n}$ a la salida del rodete, que interviene en la determinación de la altura total creada por la bomba; el fenómeno provoca una velocidad absoluta complementaria $\Delta\vec{c}_{2n}$ dirigida en sentido contrario a $\vec{c}_{2n}$, modificándose así el triángulo de velocidades a la salida correspondiente a un número ∞ de álabes; en la Fig III.3 se observan los triángulos de velocidades para un número ∞ de álabes y para un número finito, construidos ambos para valores iguales de $\vec{u}_2$ y $\vec{c}_{2r}$ lo que implica iguales velocidades periféricas de rotación y caudales también iguales.

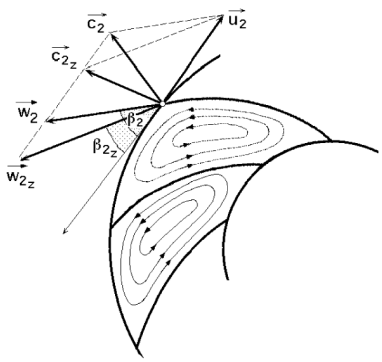

Fig III.2.-Torbellino potencial en el rodete

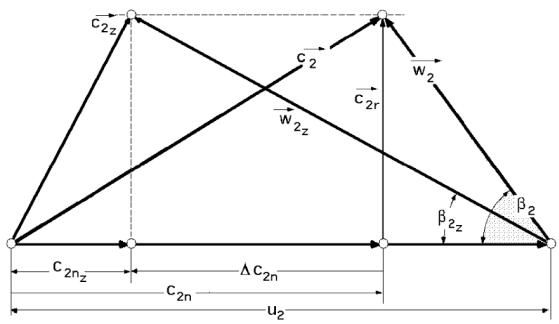

Fig III.3.- Triángulos de velocidades para un número finito e infinito de álabes

El ángulo β_2 es el ángulo constructivo del álabe a la salida, mientras que β_{2z} es el ángulo de salida del líquido para un número finito de álabes, que recordamos no es tangente al álabe y, por lo tanto, menor que β_2 . *La disminución de la componente tangencial c_{2n} al pasar a un número finito de álabes, implica un descenso en la altura total creada por la bomba.*

MÉTODOS DE CÁLCULO DEL Nº DE ÁLABES.- Para determinar el número de álabes existen varios métodos, algunos de los cuales exponemos a continuación:

a) El valor de $\Delta\vec{c}_{2n}$ de la Fig III.3, viene dado por la expresión de Stodola:

$$\Delta c_{2n} = c_{2n} - c_{2n_z} = k_R \frac{\pi \ sen\beta_2}{z} \ u_2$$

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

β_2		*10º*	*20º*	*30º*	*40º*	*50º*	*60º*
z	*4-8*	*1,4*	*1,1*	*0,9*	*0,75*	*0,6*	*0,55*
z	*8-16*	*1,4*	*1,15*	*1*	*0,85*	*0,7*	*0,65*

b) *Coeficiente de influencia del número de álabes*.- Si se supone que la bomba trabaja en condiciones de rendimiento máximo y $H_{t(z)}$ es la altura total máxima correspondiente a z álabes, se tiene:

$$H_{t_z} = \frac{u_2 \ c_{2n_z}}{g} = \left| H_t = \frac{u_2 \ c_{2n}}{g} \quad \Rightarrow \quad \frac{u_2}{g} = \frac{H_t}{c_{2n}} \right| = H_t \ \frac{c_{2n_z}}{c_{2n}} = H_t \ \mu$$

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

$$\mu = \frac{H_{t_z}}{H_t} = \frac{\frac{H_{man_z}}{\eta_{man_z}}}{H_t} = \frac{H_{man_z}}{\eta_{man_z} \ H_t} \qquad \Rightarrow \qquad H_t = \frac{H_{man_z}}{\mu \ \eta_{man_z}} \qquad ó \qquad \eta_{man_z} = \frac{H_{man_z}}{H_{t_z}} = \frac{H_{man_z}}{\mu \ H_t}$$

$$\mu = \frac{H_{t_z}}{H_t} = \frac{c_{2n_z} \frac{u_2}{g}}{c_{2n} \frac{u_2}{g}} = \frac{c_{2n_z}}{c_{2n}}$$

en la que μ se determina en función del número de álabes z, y de la longitud del álabe que depende de la relación $\frac{r_2}{r_1}$ y de los ángulos β_1 y β_2 .

Comparando las curvas características con z y con ∞ álabes se observa que, en la zona de funcio-

namiento óptimo, coinciden las alturas manométricas $H_{man(z)}= H_{man}$, y los caudales, Fig III.4, y es en esta zona donde se puede pasar de z álabes a la teoría de ∞ álabes desarrollada; en las demás zonas de las curvas no hay ningún tipo de coincidencia y no sería aplicable el coeficiente de influencia.

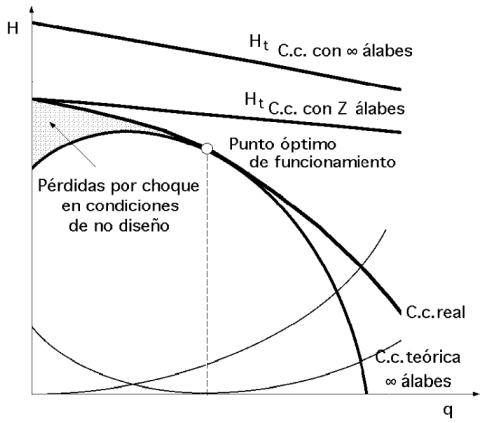

Fig III.4
Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga

Es por ésto por lo que en:

$$H_{man} = A - B\,q - C\,q^2$$

los valores de A y B no dependen más que de u_2, β_2 y Ω_2 , que son comunes a las dos situaciones, es decir, el punto de funcionamiento es único en la zona de tangencia de las curvas características real e ideal, pudiendo distinguir dos tipos de rendimiento manométrico, dado que en esta zona las alturas totales son distintas, uno correspondiente a un número infinito de álabes (teórico) y otro el de la bomba correspondiente a z álabes (real), por lo que:

$$\mu = \frac{H_{máx}}{H_{t(máx)}} = \frac{\dfrac{H_{man_z}}{\eta_{man_z}}}{\dfrac{H_{man}}{\eta_{man}}} = \frac{\eta_{man}}{\eta_{man_z}} \qquad \Rightarrow \qquad \eta_{man} = \mu\ \eta_{man_z}$$

El coeficiente μ 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 μ (teniendo en cuenta el influjo de la fuerza centrífuga mediante la relación $\frac{r_1}{r_2}$), la siguiente ecuación:

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{\psi\ r_2^2}{z\ S}} = \left| \psi = 0{,}6\ (1 + sen\ \beta_2) \right| = \frac{1}{1 + \dfrac{0{,}6\ (1 + sen\ \beta_2)\ r_2^2}{z\ S}}$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \dfrac{\psi\ r_2^2}{z\ S}} = \left| \text{Para rodetes radiales: } S = \int_{r_1}^{r_2} r\ dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \right| = \frac{1}{1 + \dfrac{2\ \psi}{z\ \{1 - (\frac{r_1}{r_2})^2\}}}$$

Eckert desarrolla una expresión (experimental), Fig III.5, de la forma $\mu = \dfrac{1}{1 + \dfrac{\pi\ sen\ \beta_2}{2\ z\ (1 - \frac{r_1}{r_2})}}$

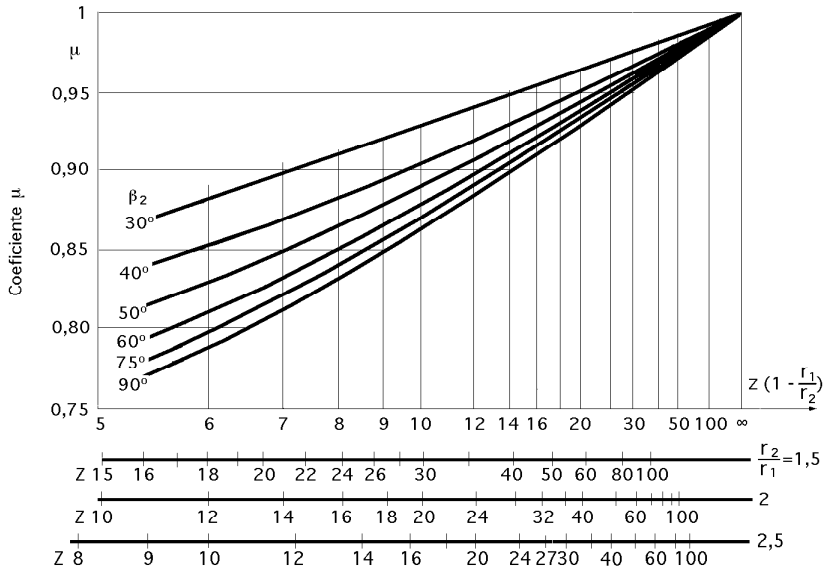

Fig III.5.- Abaco para el cálculo del coeficiente μ

Conocido el valor de μ el nº de álabes del rodete impulsor z se puede tomar de la Tabla III.2.

Tabla III.2.- Relación entre el coeficiente de influencia y el nº de álabes para $r_1/r_2 = 0,5$

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

Eckert recomienda:

$$\begin{cases} \text{Para valores pequeños de } \dfrac{r_1}{r_2} \quad \Rightarrow \quad \mu = 1 - \pi \dfrac{\operatorname{sen}\beta_2}{z} \\ \text{Para valores de } \dfrac{r_1}{r_2} = 0,5 \quad \Rightarrow \quad \mu = \dfrac{1}{1 + \dfrac{4\pi}{3}\dfrac{\operatorname{sen}\beta_2}{z}} \end{cases}$$

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 Ω_m, es decir:

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

A su vez, se puede suponer que los ángulos β de los álabes varían linealmente a lo largo del álabe, desde β_1 para r_1, hasta β_2 para r_2; para la circunferencia media de radio r_m el paso entre álabes es t_m, por lo que:

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

y despejando z resulta una expresión que ha sido comprobada experimentalmente en el intervalo $60^o < \beta_2 < 90^o$:

$$z = \frac{2\,\pi\,r_m}{\Omega_m}\,sen\,\beta_m = 2\,\pi\,r_m k\,sen\,\beta_m = \pi\,k\,\frac{r_1 + r_2}{2}\,\,sen\,\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

III.2.- GRADO DE REACCIÓN DE UN RODETE IMPULSOR; ALTURAS

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 es de acción.

Si toda la energía suministrada por los álabes al líquido incrementa la energía de presión H_p, (aumento de ésta *a velocidad constante*), la bomba es 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 altura dinámica; por lo tanto, se puede definir el grado de reacción σ de un rodete como la relación entre la energía o altura de presión H_p y la total H_t ganada por el líquido.

La altura total, la altura dinámica, la altura de presión y el grado de reacción se pueden definir en función de $\vec{c}_{2n}$ y $\vec{u}_2$ en la forma:

$$\text{Altura total: } H_t = \frac{u_2\,c_{2n}}{g}$$

$$\text{Altura dinámica: } H_d = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g} = \left| \begin{array}{l} c_{1m} = c_{2m} \\ c_{1n} = 0 \end{array} \right| = \frac{c_{2n}^2}{2\,g}$$

$$\text{Altura de presión: } H_p = H_t - H_d = \frac{u_2\,c_{2n}}{g} - \frac{c_{2n}^2}{2\,g} = \frac{2\,u_2\,c_{2n} - c_{2n}^2}{2\,g}$$

$$\text{Grado de reacción: } \sigma = \frac{H_p}{H_t} = \frac{2\,u_2\,c_{2n} - c_{2n}^2}{2\,g\,\frac{u_2\,c_{2n}}{g}} = 1 - \frac{c_{2n}}{2\,u_2}$$

Para $\sigma = 1 \Rightarrow c_{2n} \to 0\ ;\ \beta_2 \to 0\ ;\ w_2 = u_2\ ;\ c_2 = 0 \Rightarrow$ *impulsor de reacción pura,* $H_t = H_p = H_d = 0$

Para: $\sigma = 0{,}5 \Rightarrow c_{2n} = u_2\ ;\ \beta_2 = 90^o\ ;\ w_2 = c_{2m} \Rightarrow H_t = \frac{u_2^2}{g} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} H_{presión} = u_2^2 / 2g \\ H_{dinámica} = u_2^2 / 2g \end{array} \right.$

Para: $\sigma = 0 \Rightarrow c_{2n} = 2\,u_2$, $\beta_2 \to 180^o$, *impulsor de acción pura,* $H_t = \frac{2\,u_2^2}{g} = H_d$

La altura total, dinámica, de presión y el grado de reacción se pueden definir también en función de β_2, teniendo en cuenta que $c_{2n} = u_2 - c_{2m} cotg\,\beta_2$, en la forma:

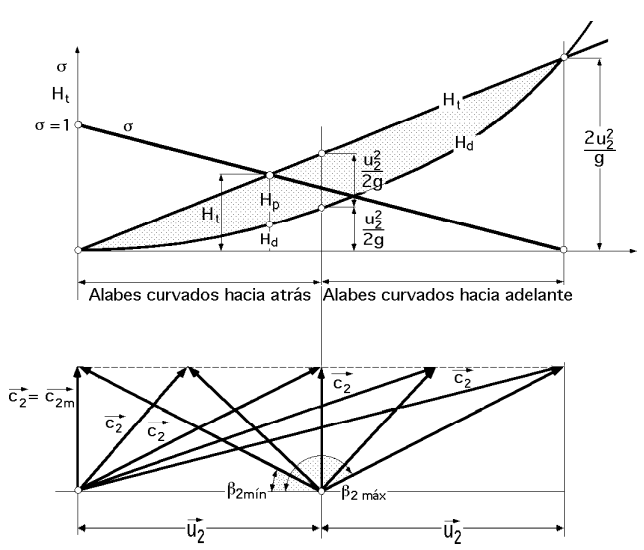

Fig III.6.- Relaciones en función de c_{2n}

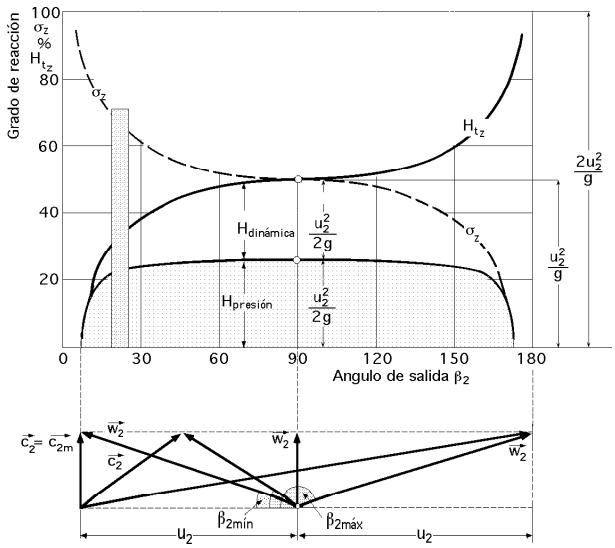

Fig III.7.- Relaciones en función de β_2

Altura total: $H_t = \dfrac{u_2\, c_{2n}}{g} = \dfrac{u_2}{g}\,(u_2 - c_{2m}\, cotg\, \beta_2)$

Altura dinámica: $H_d = \dfrac{c_{2n}^2}{2\,g} = \dfrac{(u_2 - c_{2m}\, cotg\, \beta_2)^2}{2\,g}$

Altura de presión: $H_p = \dfrac{2\,u_2\, c_{2n} - c_{2n}^2}{2\,g} = \dfrac{2\,u_2\,(u_2 - c_{2m}\, cotg\, \beta_2) - (u_2 - c_{2m}\, cotg\, \beta_2)^2}{2\,g} = \dfrac{u_2^2 - c_{2m}^2\, cotg^2 \beta_2}{2\,g}$

Grado de reacción: $\sigma = 1 - \dfrac{c_{2n}}{2\,u_2} = 1 - \dfrac{u_2 - c_{2m}\, cotg\, \beta_2}{2\,u_2} = \dfrac{1}{2} + \dfrac{c_{2m}\, cotg\, \beta_2}{2\,u_2}$

De lo anterior se deduce que el valor del grado de reacción depende, fundamentalmente, del ángulo de salida β_2 de los álabes, decreciendo de uno a cero al aumentar éste, Fig III.7. 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 conviene transformar el exceso de energía dinámica, mediante un proceso de difusión en un divergente, (cámara espiral y difusor), en energía de presión, 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 rodete sea lo mayor posible, es decir β_2 pequeño, para que la energía dinámica a transformar y, por lo tanto, las pérdidas consiguientes tengan un valor mínimo. Sin embargo no se puede llegar a $\sigma = 1$ o valores muy bajos de β_2, ya que al decrecer β_2 lo hace también la altura o energía total H_t cedida al líquido, por lo que existe un valor de $20^o < \beta_2 < 25^o$, de forma que al disminuir β_2 la combinación del grado de reacción σ creciente, con la altura total decreciente, resulta óptima, por lo que una parte de la altura dinámica creada en el rodete se deberá transformar en altura de presión en la voluta.

III.3.- 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, y sus 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*
- *Perturban 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 III.8.

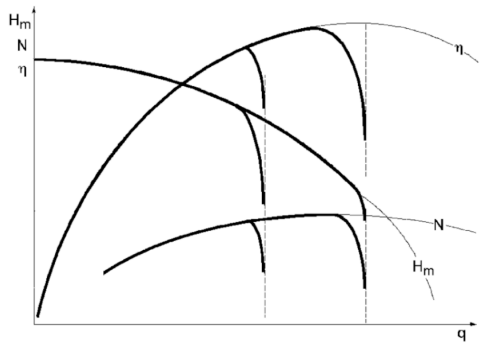

Fig III.8.- Disminución brusca de las curvas características por el efecto de la cavitación en una bomba centrífuga

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 III.8.

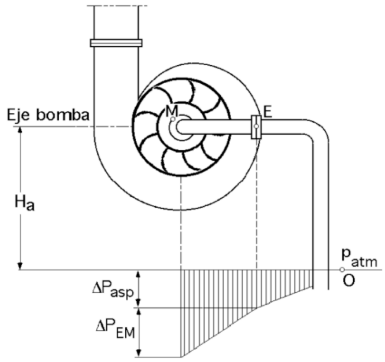

Fig III.9.- Campo de presiones en la aspiración

La presión mínima tiene lugar en el punto M, cerca de la entrada del rodete Fig III.9, 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, en la brida de aspiración E, exista una depresión y que la presión siga disminuyendo desde E hasta el rodete, punto M (presión mínima), zona que se encuentra a la entrada al mismo siendo ΔP_{EM} la pérdida de carga correspondiente entre E y M.

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

En condiciones de rendimiento máximo, *la altura específica del líquido entre el final del tubo de aspiración (brida de aspiración E) y entrada en el rodete impulsor, también llamada energía o altura bruta disponible, es:*

$$\textit{Altura bruta disponible: } \frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2\,g} = \frac{p_M}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2\,g} + \Delta P_{EM} \quad \Rightarrow \quad \frac{p_E - p_M}{\gamma} = \frac{c_1^2 - c_E^2}{2\,g} + \Delta P_{EM}$$

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, $NPSH_d$.- Afecta al tubo de aspiración y para su cálculo se parte de 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 del tubo de aspiración, punto O (nivel inferior del líquido), y el final del mismo, punto E, en la forma:

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2\,g} = \frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2\,g} + H_a + \Delta P_{asp}$$

La altura bruta disponible en la brida de aspiración (entrada de la bomba), en función de los parámetros del tubo de aspiración es:

$$\frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2\,g} = \frac{p_0}{\gamma} - H_a - \Delta P_{asp} = \left| \, Si,\, p_0 = p_{atm} \, \right| = \frac{p_{atm}}{\gamma} - H_a - \Delta P_{asp}$$

en la que se ha supuesto que la variación del nivel del líquido es nulo, por lo que $c_0 = 0$, 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:

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

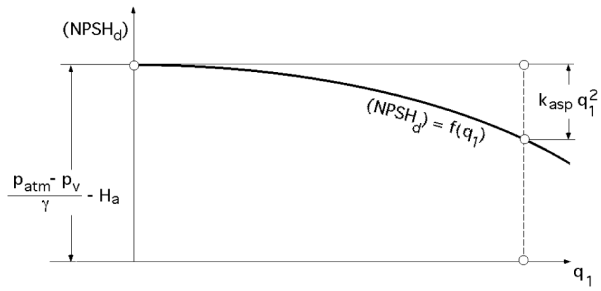

Fig III.10.- Altura neta de entrada disponible

que representa una familia de parábolas, Fig III.10, al ser $\Delta P_{asp} = k_{asp}\ q_1^2$, y que no es más que la c.c. del tubo de aspiración, siendo independiente del tipo de bomba instalada. En depósitos a presión se sustituye p_{atm} por p_0, valor que hay que interpretar según el tipo de gas o vapor en contacto con el líquido.

Altura neta de entrada requerida, NPSH$_r$.- La bomba necesita que el líquido disponga en la posición E, (brida de aspiración), de un mínimo de energía que le permita hacer el recorrido de E a M sin que aparezca cavitación; esta presión mínima, *cuyo límite es* p_v, es la que se tiene a la entrada del rodete, en el momento en que éste comienza a comunicar al líquido la presión p_1. 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 en la brida de aspiración (entrada de la bomba), en función de los parámetros a la entrada del rodete* es:

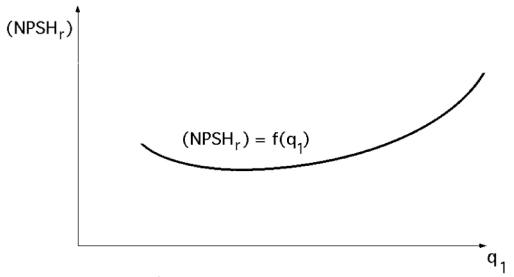

Fig III.11.- Altura neta de entrada requerida

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

La altura neta requerida a la entrada del rodete, Fig III.11, es la diferencia entre la altura manométrica de aspiración en la brida de aspiración y la presión de vapor del líquido en ese mismo punto, a la temperatura de succión, en la forma:

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

La altura bruta disponible se puede poner en la forma:

$$\frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2\,g} = \frac{p_v}{\gamma} + NPSH_r$$

Es conveniente que el $NPSH_r$ sea lo menor posible, es decir, que $c_1 \to 0$, para que la longitud del tubo de aspiración sea mayor, mientras que el $NPSH_d$ tiene que ser lo mayor posible.

Altura de aspiración H$_a$.- *Si el NPSH$_r$ tiene que ser pequeño y el NPSH$_d$ grande, su punto de intersección proporciona la altura de aspiración máxima* H_a. Para su determinación se toma el caudal máximo previsto $q_{máx}$ (que es con el que más riesgo de cavitación existe) sobre el eje de caudales del gráfico suministrado por el fabricante de la bomba.

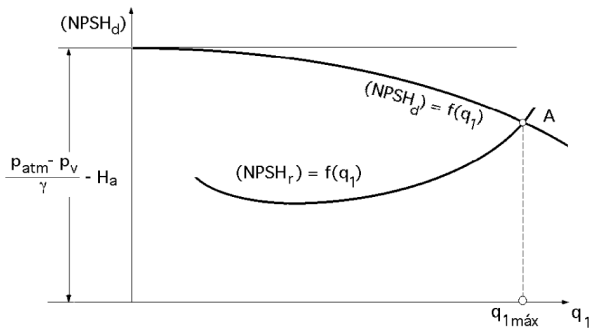

Fig III.12.- Altura de aspiración máxima

De las infinitas curvas $NPSH_d$ que se pueden disponer en una instalación, función de la altura de aspiración H_a, sólo una pasa por el punto A en donde $NPSH_d = NPSH_r$, Fig III.12, verificándose:

$$NPSH_r = NPSH_d = \frac{p_{atm} - p_v}{\gamma} - H_a - \Delta P_{asp\ máx}$$

$$H_a = \frac{p_{atm} - p_v}{\gamma} - \Delta P_{asp\ máx} - NPSH_r$$

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

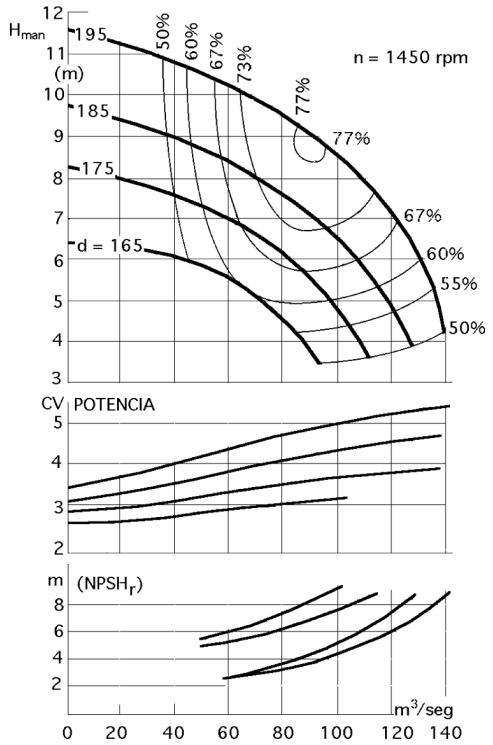

Fig III.13.- Datos de curvas de colina de rendimientos, potencia y $NPSH_r$ de una bomba centrífuga

$$H_a = \frac{p_{atm} - p_v}{\gamma} - \Delta P_{asp\ máx} - NPSH_r - 0{,}5$$

valor que no superará los 6,5 m pudiendo resultar mucho más pequeña e incluso negativa, por encima del eje de la bomba.

Para evitar la cavitación es necesario que:

$$\frac{p_E}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} \geq NPSR_r$$

por lo que $NPSH_d \geq NPSH_r$; ésta comenzará a manifestarse cuando sean iguales. Cuanto más pequeño sea el $NPSH_r$, tanto más estable será la bomba en lo que respecta a la cavitación.

III.4.- COEFICIENTE DE THOMA

Se define el coeficiente σ de cavitación de Thoma como la relación entre el $NPSH_r$ y la altura manométrica $H_{man(máx)}$ correspondiente al rendimiento manométrico máximo $\sigma = \frac{NPSH_r}{H_m}\rangle_{\eta_{máx}}$

La altura del tubo de espiración es:

$$H_a = \frac{p_{atm} - p_v}{\gamma} - \Delta P_{asp} - \sigma\ H_{man_{máx}}$$

El coeficiente de Thoma se puede calcular, aproximadamente, por la expresión de Stepanoff

$$\sigma \simeq 2{,}14.10^{-4}\ n_s^{4/3}$$

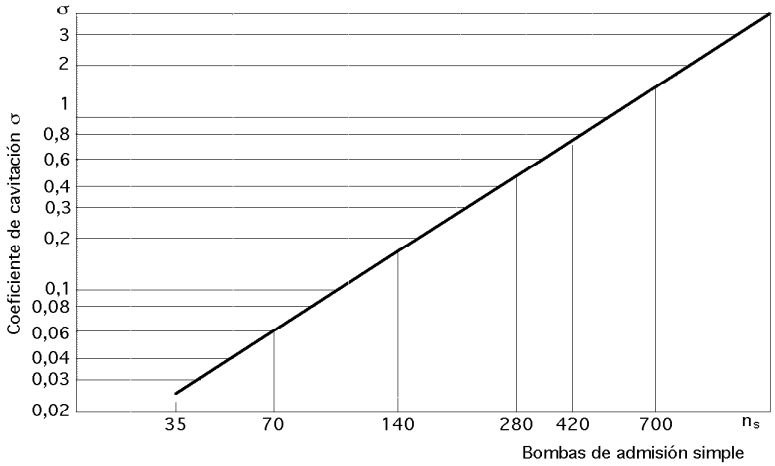

Fig III.14.- Coeficiente de cavitación de las bombas centrífugas en función del nº específico de revoluciones

La semejanza dinámica queda garantizada si el coeficiente de Thoma es el mismo en el modelo y en el prototipo, es decir, en toda la serie de bombas geométricamente semejantes entre sí.

III.5.- INFLUENCIA DE LA CAVITACIÓN EN LOS PARÁMETROS DE ENTRADA

El valor del $NPSH_r$ se puede obtener en función de algunos parámetros de entrada, como el caudal q_1 y diámetro D_1, en condiciones de rendimiento máximo, en la forma:

$$NPSH_r = \frac{c_1^2}{2\,g} + \Delta P_{EM} = \left| \Delta P_{EM} = k\, q_1^2 = \alpha\, \frac{w_1^2}{2\,g} \right| = \frac{c_1^2}{2\,g} + \alpha\, \frac{w_1^2}{2\,g} = \left| \begin{array}{c} \alpha_1 = 90^o \\ c_1 = c_{1m} \;\; ; \;\; w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 \end{array} \right| =$$

$$= \frac{c_1^2}{2\,g} + \alpha\, \frac{c_1^2 + u_1^2}{2\,g} = \frac{c_1^2\,(1+\alpha) + \alpha\, u_1^2}{2\,g} = \left| \begin{array}{l} c_1 = \dfrac{q_1}{\Omega_1} = \dfrac{4\,q_1}{\pi\, D_1^2} \\ u_1 = R_1\, w = \dfrac{\pi\, n\, D_1}{60} \end{array} \right| = \frac{1}{2\,g} \left\{ \frac{16\, q_1^2\,(1+\alpha)}{\pi^2\, D_1^4} + \frac{\alpha\, \pi^2\, D_1^2\, n^2}{3600} \right\}$$

en las que α es un coeficiente que depende de la forma del álabe y de las condiciones inherentes al paso del líquido del tubo al rodete, (α = 0,25 en los rodetes corrientes).

El aumento del número de revoluciones de la bomba implica un aumento del caudal, lo que lleva implícito un aumento de la velocidad $\vec{c}_1$ del líquido, (aumento de la $NPSH_r$), con la consiguiente caída de presión absoluta a la entrada M de los álabes 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 ΔP_{EM} entre la entrada E y el punto M y la velocidad $\vec{c}_1$ 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 varia-

ción de volumen y, por tanto, golpeteo.

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 $\vec{c}_1$ y $\vec{u}_1$, 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 $D_{1(óptimo)}$ correspondiente a un $NPSH_r$ crítico mínimo, en la forma:

$$\frac{d(NPSH_r)}{dD_1} = \frac{1}{2\,g}\,\frac{d}{dD_1}\left\{\frac{16\,q_1^2\,(1+\alpha)}{\pi^2\,D_1^4} + \frac{\alpha\,\pi^2\,D_1^2\,n^2}{3600}\right\} = \frac{1}{2\,g}\left\{\frac{-\,64\,q_1^2\,(1+\alpha)}{\pi^2\,D_1^5} + \frac{\alpha\,\pi^2\,D_1\,n^2}{1800}\right\}_{D_1 = D_{1\,óptimo}} = 0$$

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

en la que $k_0 = 4{,}4$, 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 $NPSH_{r(mínimo)}$:

$$(NPSH_r)_{mín} = \frac{D_{1óptimo}^2}{2\,g}\left\{\frac{16\,q_1^2\,(1+\alpha)}{\pi^2\,D_{1óptimo}^6} + \frac{\alpha\,\pi^2 n^2}{3600}\right\} =$$

$$= \frac{k_0^2}{2\,g}\,\sqrt[3]{\left(\frac{q_1}{n}\right)^2}\left\{\frac{16\,n^2\,(1+\alpha)}{\pi^2 k_0^6} + \frac{\alpha\,\pi^2 n^2}{3600}\right\} = \frac{k_0^2}{2\,g}\,\sqrt[3]{q_1^2\,n^4}\left\{\frac{16\,(1+\alpha)}{\pi^2 k_0^6} + \frac{\alpha\,\pi^2}{3600}\right\} = s\,\frac{(q_1\,n^2)^{2/3}}{2\,g}$$

siendo s un coeficiente que depende de α y k_0 de valor (s = 0,02 con α = 0,25), que se puede aplicar a los rodetes corrientes. Un aumento de la anchura b_1 a la entrada del rodete, hace que el valor de s disminuya hasta s = 0,0125.

Presión absoluta de entrada.- La presión absoluta de entrada mínima en la bomba p_E es:

$$\frac{p_{E\,mínima}}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2\,g} = NPSH_{r\,(mínimo)} + \frac{p_v}{\gamma}$$

$$\frac{p_{E\,mínima}}{\gamma} = NPSH_{r(mínimo)} + \frac{p_v}{\gamma} - \frac{c_E^2}{2\,g} = s\,\frac{\sqrt[3]{(q_1\,n^2)^2}}{2\,g} + \frac{p_v}{\gamma} - \frac{c_E^2}{2\,g}$$

Número de revoluciones admisible máximo.- Si el diámetro D_1 es el óptimo, la condición para que no haya cavitación en la bomba es:

$$NPSH_r \geq s\,\frac{\sqrt[3]{(q_1\ n^2\ )^2}}{2\,g} \quad \Rightarrow \quad n_{admisión\ máx.} = \frac{\sqrt[4]{\{\frac{2\,g\,(NPSH_r\,)}{s}\}^3}}{\sqrt{q_1}} = \sqrt[4]{(\frac{2\,g}{s})^3}\ \frac{\sqrt[4]{(NPSH_r\,)^3}}{\sqrt{q_1}} =$$

$$= \frac{\sqrt[4]{(\frac{2\,g}{s})^3}}{\sqrt{q_1}}\ \sqrt[4]{(\frac{p_E - p_v}{\gamma} + \frac{c_E^2}{2\,g})^3} \ \simeq\ \frac{k_C}{\sqrt{q_1}}\ \sqrt[4]{(\frac{p_E - p_v}{\gamma})^3}$$

en la que: $\begin{cases} q_1 \text{ viene dado en } m^3/seg,\ NPSH_r \text{ en metros, p en } kg/cm^2 \text{ y } \gamma \text{ en } kg/dm^3 \\ k_C = \sqrt[4]{(\frac{20\,g}{s})^3} = \{s = 0{,}02\} = 985, \text{ es el coeficiente crítico de cavitación} \end{cases}$

siendo k_C una constante propia de cada bomba 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.

A mayores valores de k_C (menores de s), y tanto menor será la posibilidad de que la bomba entre en cavitación

Para las bombas centrífugas corrientes $\begin{cases} 800 < k_C < 1200 \\ 0{,}025 > s > 0{,}015 \end{cases}$ según la forma que tenga a la entrada mayor en las bombas axiales (hélice), y disminuyendo con el número específico de revoluciones.

Para rodetes especiales, que poseen altas cualidades de anticavitación con ensanchamiento de la parte de entrada del rodete, se tiene que $\begin{cases} 2000 < k_C < 2200 \\ 0{,}008 > s > 0{,}007 \end{cases}$

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

III.6.- 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:

$$n_a = \frac{n\sqrt{q}}{\sqrt[4]{(\,NPSH_r\,)^3}}\rangle_{\eta_{máx}}$$

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

Existen gráficos como el indicado en la Fig III.15, en los que se relacionan la velocidad específica de aspiración (abscisas) y el porcentaje del caudal de máximo rendimiento para el que aparece recir-

culación en la aspiración (ordenadas), frente a distintos tipos de rodetes. Se observa, por ejemplo, que en bombas de simple aspiración, el campo de velocidades específicas de aspiración está comprendido entre 8000 (valor conservador) y 16000 (caudales elevados); algunos fabricantes trabajan con 10.000.

La velocidad específica de aspiración indica el grado de inestabilidad potencial de la bomba a cargas reducidas

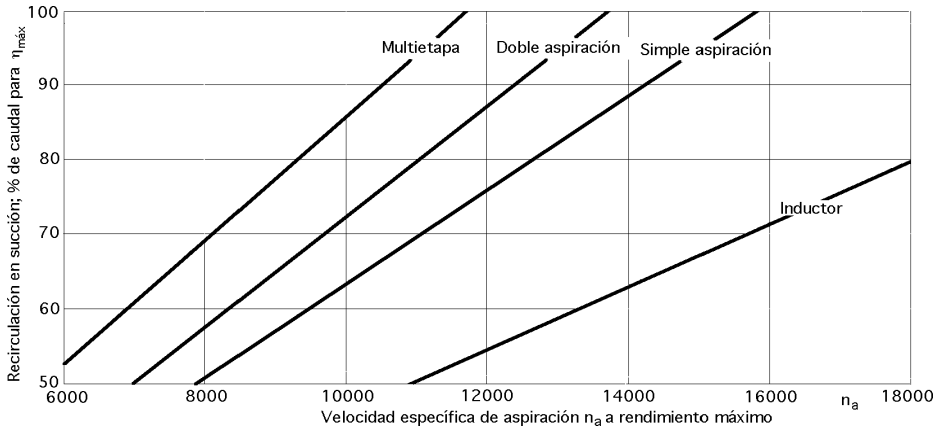

Fig III.15.- Velocidad específica de succión y caudal frente a diversas configuraciones del rodete

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 de diseño (máximo rendimiento) aparecen fenómenos de recirculación en el ojo del rodete que conllevan una cavitación incipiente que pueden originar daños en el mismo.

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 óptimo 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 el $NPSH_d > NPSH_r$.

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 diseño y el caudal mínimo no inferior al 70% del de diseño, según la gráfica esta bomba sería totalmente válida para el servicio que se persigue, por lo que en el análisis del parámetro* n_a *hay que tener en cuenta otros factores propios de la bomba y de la regulación del sistema; en la Fig III.8 se observa cómo las características de estabilidad mejoran sensiblemente para bombas a las que se les instala un inductor en la aspiración, Fig III.16.*

III.7.- DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL $NPSH_r$

La determinación de la $NPSH_r$ de una bomba se lleva a cabo en un banco de ensayos con instalación de agua en circuito cerrado; 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 en la brida de impulsión de la bomba para variar el régimen y un caudalímetro para medir el caudal y la velocidad de entrada $c_E = \frac{q_1}{\Omega_E}$

Para una cierta altura de aspiración H_a se maniobra gradualmente la válvula hasta que aparezca la cavitación; en ese momento se miden el caudal y la presión p_E y se obtiene el $NPSH_r$ correspondiente. Repitiendo el ensayo con otras alturas de aspiración H_a se obtienen una serie de puntos $(NPSH_r, q)$ de la curva característica Fig III.11, 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 cavitar por falta de $NPSH_d$ en la tubería; en ese instante el $NPSH_r = NPSH_d$.

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.

III.8.- 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 la 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 $NPSH_d$ será inferior. El caudal mínimo se obtiene cuando el $NPSH_d$ disminuido a causa del aumento de temperatura, sea igual al $NPSH_r$.

Temperatura del líquido.- El incremento de temperatura ΔT del líquido que circula por 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 de cierre.

Este incremento de temperatura es de la forma:

$$\Delta T = \frac{H_{man}}{427\, c_{pF}} \left(\frac{100}{\eta_{man}} - 1 \right)$$, en la que $\begin{cases} c_{pF} \text{ es el calor específico del líquido bombeado en Kcal/kg°C} \\ H_{man} \text{ viene dada en m} \end{cases}$

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 8ºC 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 con la válvula cerrada (caudal cero).

En bombas de flujo mixto y axiales *($n_a > 4.500$)*, 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.

III.9.- CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO EN LA ASPIRACIÓN

Una bomba centrífuga puede tener 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 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 posibilidades que ofrezca el sistema de trabajo, el cual se puede realizar de varias formas, mediante:

- Un llenado directo a través de manguera, caldera, etc

- Un depósito auxiliar de carga, que sólo se utilizará para realizar el cebado

- Una 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)

- 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

Un cebado adecuado previo a la puesta en marcha es esencial, ya que sin él la bomba no solamente no funcionará, sino que además puede llegar a sufrir averías al girar en vacío y no existir 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 (altura geométrica), se deben restar las pérdidas por rozamiento en tuberías y válvulas que haya entre el depósito y la bomba, cuando la carga sea positiva (nivel de aspiración de la bomba por encima de ella) o sumarlas cuando la carga sea negativa (nivel de aspiración de la bomba por debajo de ella). Como sabemos, la $NPSH_r$ en m.c. 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 métodos para aumentar o reducir la $NPSH_r$, o ambas cosas a la vez.

Aumento de la $NPSH_d$.- Se puede mejorar en las siguientes situaciones:

- Si el líquido está caliente, se puede enfriar 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. En algunos casos se dispone en la línea de aspiración de una inyección de líquido frío con el único objeto de reducir la temperatura.

- Aumentando la altura mínima del líquido en la aspiración, que en principio parece la solución más sencilla, (salvo que no resulte posible porque este nivel del líquido sea fijo, como en un río, estanque o lago, o por-

que la altura a la que hay que subir el nivel del líquido aspirado sea totalmente impracticable, o porque el coste sea excesivo). A menudo el elevar el nivel del líquido en la aspiración unos pocos metros permite seleccionar una bomba menos costosa y más eficiente, (ahorro tanto en el coste inicial, como en el consumo de energía y mantenimiento), que compensan los costes adicionales.

- El bajar el nivel de la bomba permite seleccionar una de velocidad específica más alta, menos costosa y más eficiente. Una variante sería emplear una bomba vertical con el rodete impulsor bajo el nivel del suelo.

- Aumentando el diámetro de la tubería de aspiración, ya que se reducen las pérdidas de carga.

- Reduciendo las pérdidas por fricción en la tubería de aspiración, que se recomienda en todos los casos; su costo se recupera por las mejoras introducidas en la succión y el ahorro de energía

- Si entre el nivel inferior de aspiración y la bomba se intercala otra bomba que trasiegue el caudal aspirado al tiempo que proporciona una altura diferencial pequeña, (justo la necesaria para aumentar el $NPSH_d$ en la brida de aspiración de la bomba principal), y que tenga un $NPSH_r$ bajo, (inferior al $NPSH_d$), el $NPSH_d$ de la tubería de aspiración de la bomba principal se mejora; a la bomba intercalada se la denomina bomba booster. Esta solución es muy eficiente en las bombas en servicio de alta presión, en donde las velocidades permisibles, más altas, producen 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.

Reducción de la $NPSH_r$.- Se puede reducir:

- Verificando un pulido en el ojo del rodete

- Mediante la utilización de inductores Fig III.16, (no aconsejables cuando se trasvasan líquidos que transportan sólidos erosivos, slurry, etc.).

- Se puede elegir una bomba sobredimensionada a un régimen bajo de revoluciones, dado que la $NPSH_r$ (proporcional a c_1^2) se reduce, a medida que el caudal disminuye; esta solución tiene sus riesgos y puede ocasionar resultados indeseables, ya que la cavitación produce unas oscilaciones de presión que si no se evitan dañarán la bomba. El líquido debe entrar en la bomba en condiciones lo más alejadas posibles de su presión de vapor. La entrada al ojo del rodete fuerza la velocidad del líquido, lo que origina una depresión (torbellino), y si se está cerca de la vaporización, la caída de presión produce burbujas de vapor que al entrar en el rodete originan cavitación; en estas circunstancias el rodete se ve sometido a una intensa vibración que lo destruirá si no se para.

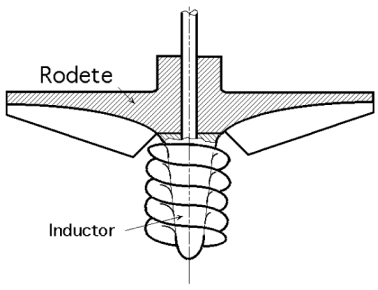

Fig III.16.- Inductor

- En bombas de velocidad específica alta se puede aumentar el diámetro del rodete, solución que reduce la $NPSH_r$ porque disminuye la velocidad $\vec{c}_1$ del impulsor.

Una velocidad baja puede tener muy poca influencia en el rendimiento de la bomba, (el rendimiento máximo se tiene para $\vec{c}_1$ mínima), o cerca del mismo, pero al funcionar con capacidad parcial puede ocasionar

$\begin{cases} \textit{un funcionamiento ruidoso} \\ \textit{borboteos hidráulicos} \\ \textit{desgastes prematuros} \end{cases}$

- En aquellas situaciones en que el tubo de aspiración sea demasiado largo, se recurre a 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.*

- Empleando velocidades de la bomba más bajas, ya que una vez que se ha seleccionado un valor razonable de la velocidad específica de aspiración, 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 la más económica.*

- Empleando un impulsor de doble succión, solución que es la más deseable, en particular para grandes caudales.