

DIMENSIONADO DE BOMBAS CENTRIFUGAS

(Del Manual de Bombas y Válvulas KSB)

Índice

1.	Signos, unidades y denominaciones	4
2.	Dimensionado	4
2.1.	Caudal de impulsión de la bomba	4
2.2.	Altura de impulsión de la bomba	4
2.3.	Altura de impulsión de la instalación	4
2.4.	Número de revoluciones (rpm)	4
2.5.	Elección del tamaño de bomba	4
2.6.	Determinación de la potencia del motor	6
2.7.	Curva característica de la bomba	6
2.8.	Curva de la tubería (o instalación)	7
2.9.	Punto de funcionamiento	7
2.10.	Funcionamiento de bombas centrífugas en paralelo	7
3.	Condiciones de aspiración y afluencia	8
3.1.	NPSH requerido por la bomba ($= NPSH_{\text{erf}}$)	8
3.2.	NPSH disponible en la instalación ($= NPSH_{\text{vorh}}$)	8
4.	Pérdidas de carga	8
4.1.	Pérdidas de carga H_v en tubería recta	8
4.2.	Pérdidas de carga en válvulas y accesorios	9
4.3.	Pérdidas de carga en tubería recta, con líquidos viscosos	11
5.	Variación de la capacidad de bombeo	11
5.1.	Variación de la velocidad	11
5.2.	Torneo (recorte) de rodetes	11
6.	Impulsión de líquidos viscosos	12
7.	Ejemplo práctico	13
7.1.	Elección del tamaño de bomba	13
7.2.	Determinación de la potencia absorbida	13
7.2.1.	Potencia absorbida por la bomba	13
7.2.2.	Determinación de la potencia del motor	14
7.3.	Determinación del NPSH disponible	14
7.3.1.	Aspiración de depósito abierto / cerrado	14
7.3.2.	Afluencia en carga desde depósito abierto / cerrado	15
7.3.3.	Afluencia en carga desde depósito cerrado, con presión de vapor	15
7.4.	Variación de la velocidad	15
7.5.	Torneo del rodete	15
7.6.	Impulsión de líquidos viscosos	16
7.6.1.	Determinación del punto de servicio	16
7.6.2.	Determinación del tamaño de bomba	16
8.	Miscelánea	17
8.1	Normas nacionales e internacionales para bombas centrífugas	17
8.2	Flecha o comba del eje	17
8.3	Mejora del NPSH de la bomba	18
8.4	Formas del rodete	20
8.4.1	Rodete de alabes	20
8.4.2	Rodetes de canal	20
8.4.3	Rodetes de alabes especiales	20
8.4.4	Rodete estrella	21
8.4.5	Rodete periférico	21
8.5	Variantes constructivas de las bombas	21
8.6	Formas de colocación de bombas	22
8.7	Diseño del pozo para la bomba	23
8.8	Disposición de la tubería de aspiración	23
8.9	Acoplamiento de ejes	25
9	Datos técnicos	

1. Signos, unidades y denominaciones

D	mm	Diámetro del rodete o impulsor
DN	(mm)	Diámetro nominal de la tubería o de la tubuladora de la bomba
f _H	-	Factor de corrección para la altura de impulsión (líquidos viscosos)
f _Q	-	Factor de corrección para el caudal (líquidos viscosos)
f _Q	-	Factor de corrección para el caudal (líquidos viscosos)
f _η	-	Factor de corrección para el rendimiento (líquidos viscosos)
g	m/s ²	Aceleración de gravedad = 9,81 m/s ²
H	m	Altura de impulsión
H _A	m	Altura de impulsión de la instalación
H _{geo}	m	Altura geodésica de impulsión
H ₀	m	Altura de impulsión a caudal = 0
H _{opt}	m	Altura de impulsión en el punto de rendimiento óptimo
H _{s geo}	m	Altura geodésica de aspiración
H _{z geo}	m	Altura geodésica de afluencia (bomba en carga)
H _v	m	Pérdidas de carga
H _{v, s}	m	Pérdidas de carga en la aspiración
ΔH	m	Altura de impulsión diferencial
n	1/min.	Número de revoluciones (rpm)
NPSH _{erf}	m	NPSH requerido por la bomba
NPSH _{vorh}	m	NPSH disponible (en la instalación)
n _q	1/min.	Velocidad específica
P	Kw.	Potencia absorbida
p _a	bar (N/m ²)	Presión en la sección transversal de salida de la instalación
p _b	bar (N/m ²)	Presión atmosférica
p _d	bar (N/m ²)	Presión en la tubuladora de impulsión de la bomba
p _D	bar (N/m ²)	Presión de vapor del medio bombeado
p _e	bar (N/m ²)	Presión en la sección transversal de entrada de la instalación
p _s	bar (N/m ²)	Presión en la tubuladora de aspiración de la bomba
ΔQ	l/s (m ³ /h)	Caudal de impulsión diferencial
Q	l/s (m ³ /h)	Caudal de impulsión
Q _{min}	l/s (m ³ /h)	Caudal mínimo de impulsión
Q _{opt}	l/s (m ³ /h)	Caudal en el punto de rendimiento óptimo
v	m/s	Velocidad del flujo
v _a	m/s	Velocidad del flujo en la sección transversal de salida de la instalación
v _d	m/s	Velocidad de flujo en la tubuladora de impulsión de la bomba
v _e	m/s	Velocidad del flujo en la sección transversal de salida de la instalación
v _s	m/s	Velocidad de flujo en la tubuladora de aspiración de la bomba
Z _{s,d}	m	Diferencia de altura entre tubuladoras de aspiración e impulsión de la bomba
ζ	-	Coeficiente de pérdida de carga
η	-	Rendimiento de la bomba (eficiencia)
λ	-	Coeficiente de fricción de la tubería
ν	m ² /s	Viscosidad cinemática
ρ	Kg./dm ³	Densidad

Índices

W Para el agua

Z Para líquidos viscosos

2. Dimensionado

2.1 Caudal de impulsión de la bomba

Es el volumen útil suministrado por la bomba en la unidad de tiempo en m³/s (son también usuales l/s y m³/h).

El líquido de compensación así como el de goteo no están contenidos en el caudal de la bomba, (es decir, no han de tenerse en cuenta al seleccionarla).

2.2 Altura de impulsión de la bomba

Es el trabajo mecánico utilizable transmitido por la bomba al líquido que impulsa, relacionado con el peso del mismo, expresado en metros.

Dicha altura es independiente de la densidad del producto bombeado, es decir, una bomba centrífuga impulsa el líquido que bombea a una misma altura H, cualquiera que sea la densidad de éste. La densidad ρ determina la presión en la bomba e interviene en la potencia absorbida por la misma.

2.3 Altura de impulsión de la instalación

La altura manométrica de la instalación H_A es el resultado de los siguientes componentes (véanse Fig. 1 y 2)

- H_{geo} , altura geodésica de impulsión = diferencia de altura entre los niveles del líquido en aspiración e impulsión. Si la tubería de impulsión vierte por encima del nivel del líquido, esta altura geodésica estará referida al eje horizontal de la salida.

$$\frac{P_a - P_e}{\rho * g}$$

- $\frac{P_a - P_e}{\rho * g}$, diferencia de presiones entre las superficies del líquido de la aspiración e impulsión, en caso de depósitos cerrados.
- $\sum H_v$, suma de todas las pérdidas de carga del sistema (Resistencias en la tubería, válvulas y demás accesorios, tanto en la línea de aspiración como en la impulsión).

$$\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$$

- $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$, diferencia de altura dinámica entre la salida y entrada de la bomba.

De aquí se obtiene la altura de impulsión de la instalación

$$H_A = H_{geo} + \frac{P_a - P_e}{\rho * g} + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} + \sum H_v$$

En la práctica puede desestimarse la diferencia de alturas dinámicas. De este modo y con depósitos cerrados.

$$H_A \approx H_{geo} + \frac{P_a - P_e}{\rho * g} + \sum H_v$$

Con depósitos abiertos

$$H_A \approx H_{geo} + \sum H_v$$

2.4 Número de revoluciones

Mediante el accionamiento con motores trifásicos (motores asíncronos con rotor de corto circuito) resultan las siguientes velocidades de servicio:

Número de polos	2	4	6	8	10	12	14
Frecuencia							
Con red de 50 Hz Con red de 60 Hz	Número de revoluciones de referencia en la documentación de curvas características, en 1/min. = rpm.						
	2900 3500	1450 1750	960 1160	725 875	580 700	480 580	415 500

No obstante, en la práctica, los motores giran a velocidades ligeramente diferentes, casi siempre superiores a las indicadas, diferencias que pueden ser tenidas en cuenta al dimensionar la bomba. (Véase apartado 7.4)

Mediante transmisión por engranajes o correas trapezoidales etc., son posibles otras velocidades de giro.

2.5 Elección del tamaño de bomba (Véase Cáp. 7.1)

Se conocen los datos necesarios, caudal y altura de impulsión, del punto de servicio deseado, así como la frecuencia de la red. Con ellos el tamaño de bomba y su velocidad de entre el campo de curvas disponibles (denominado también diagrama de conjunto) (véase p. ejemplo Fig. 22). Después se van obteniendo las restantes magnitudes de la bomba elegida como rendimiento o eficiencia η , potencia absorbida P y NPSH, de la curva concreta de la misma. (Véase p. ej. Fig. 3).

En tanto no exista otra razón especial en la elección, se tratará de que el punto de trabajo quede situado tan próximo como sea posible al de rendimiento óptimo de la bomba.

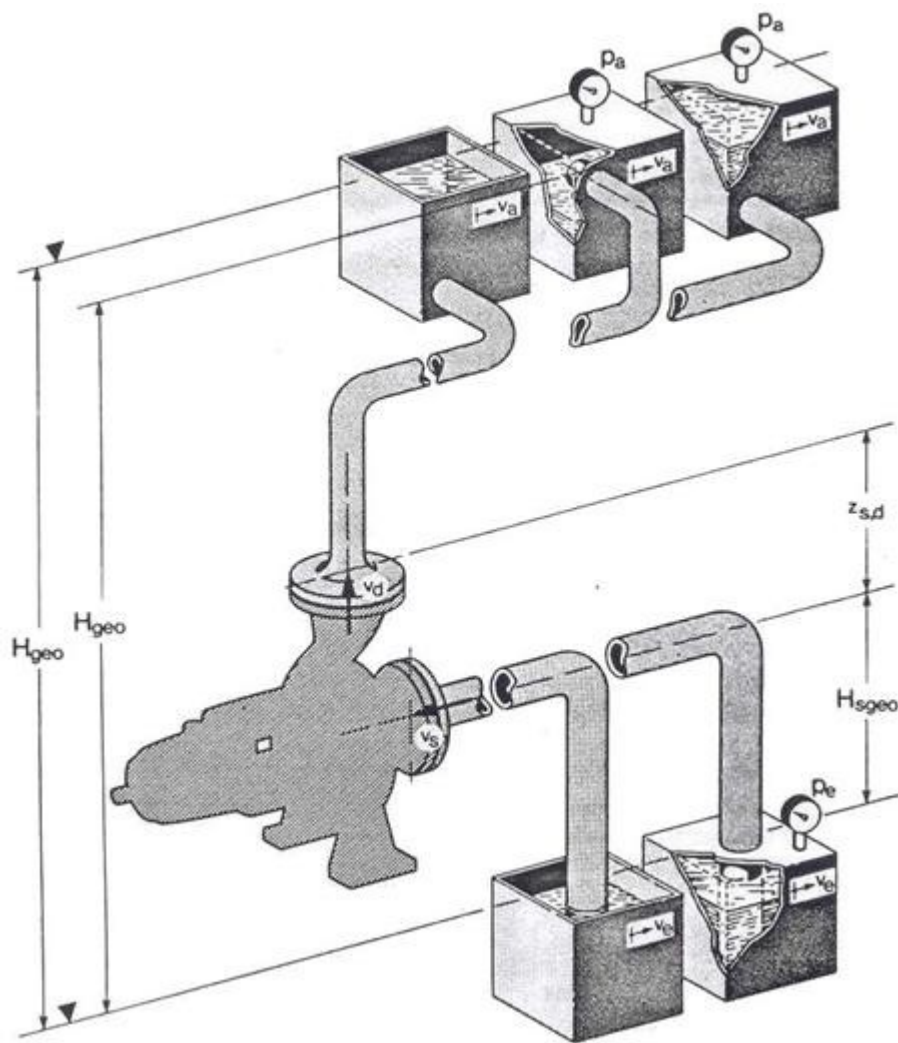


Fig. 1 Instalación de bomba en aspiración

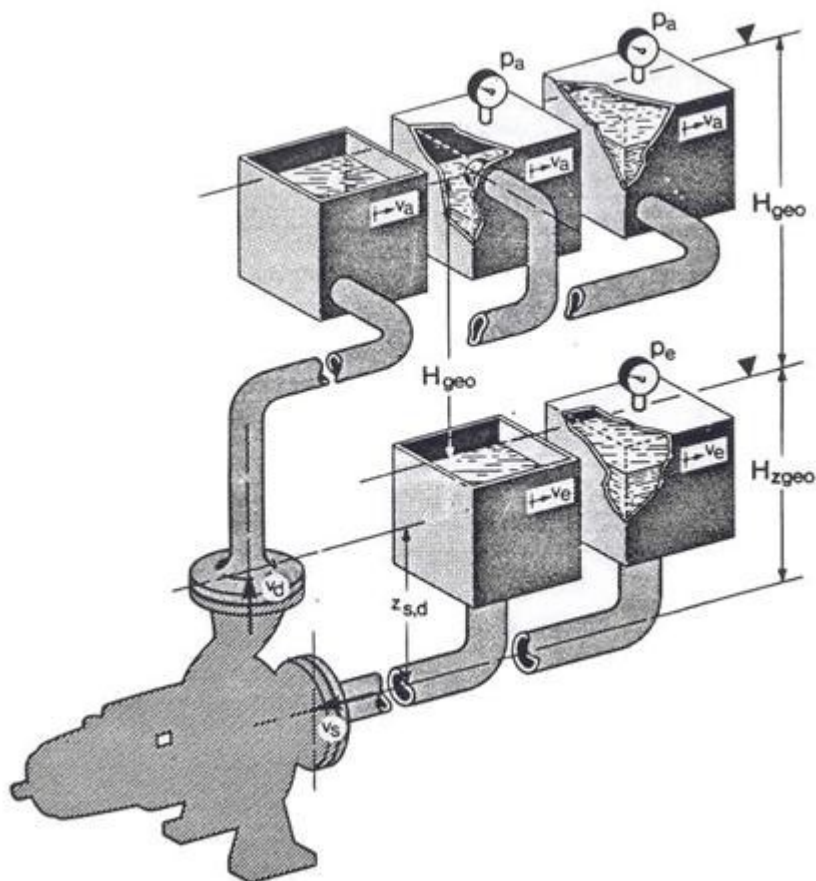


Fig. 2 Instalación de bomba en carga

2.6 Determinación de la potencia absorbida

2.6.1 Potencia absorbida por la bomba (véase ejemplo del Cáp. 7.2.1)

La potencia absorbida por una bomba centrífuga es la requerida por esta en su acoplamiento o al eje de la máquina de accionamiento, potencia mecánica que se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$P = \frac{\rho * g * Q * H}{1000 * \eta} \text{ en KW}$$

con ρ en Kg/dm³
 g en m/s²
 Q en l/s
 H en m

O también como en la práctica se hace:

$$P = \frac{\rho * Q * H}{367 * \eta} \text{ en KW}$$

con ρ en Kg/dm³
 Q en m³/h
 H en m
367 constante

La potencia absorbida por la bomba P puede obtenerse también, con bastante exactitud, de la curva característica de la bomba (véase Cáp. 2.7) para una densidad $\rho = 1.0 \text{ Kg. /dm}^3$. Si la densidad ρ fuera otra, se modifica la potencia resultante de la curva, según ap. 7.2.1.

2.6.2 Determinación de la potencia del motor (véase ap. 7.2.2)

Debido a las fluctuaciones de flujo previsibles en la instalación, fluctúa también el punto de trabajo de la bomba que, en determinadas circunstancias implica el aumento de la potencia absorbida por la bomba, en la práctica y salvo que existan otras prescripciones por parte del cliente, al seleccionar la potencia nominal del motor se prevén los incrementos siguientes:

Hasta 7,5 Kw., aprox. 20%
Desde 7,5 hasta 40 Kw., aprox. 15%
Desde 40 Kw., aprox. 10% incremento de potencia.

Ante la posibilidad de extremas variaciones de volumen, ha de elegirse la potencia del motor con arreglo al caudal máximo posible de la curva, teniendo en cuenta:

- El diámetro de rodete necesario
- La condición $NPSH_{\text{vorh}} \geq NPSH_{\text{erf}}$ (véase ap. 3.2)
- El valor P/n permisible por el soporte cojinete.

Para la impulsión de líquidos con alto contenido de sólidos así como de medios espesos, es necesario recurrir a bombas especiales, con rodets también especiales.

2.7 Curva característica de la bomba

Contrariamente a las bombas de desplazamiento positivo, Ej. Bomba de pistón, el caudal Q que suministra una bomba centrífuga a velocidad constante ($n = \text{constante}$) aumenta cuando disminuye la altura H de impulsión. Es decir, tiene capacidad de autorregulación. Así mismo, del caudal dependen la potencia absorbida P, el rendimiento η y el NPSH requerido de la bomba. El desarrollo conjunto de estos parámetros queda representado en la curva característica de la bomba (véase Fig. 3), el cual caracteriza el comportamiento de la bomba centrífuga.

Salvo que se indique otra cosa, las curvas características se refieren a la densidad ρ y viscosidad cinemática ν del agua.

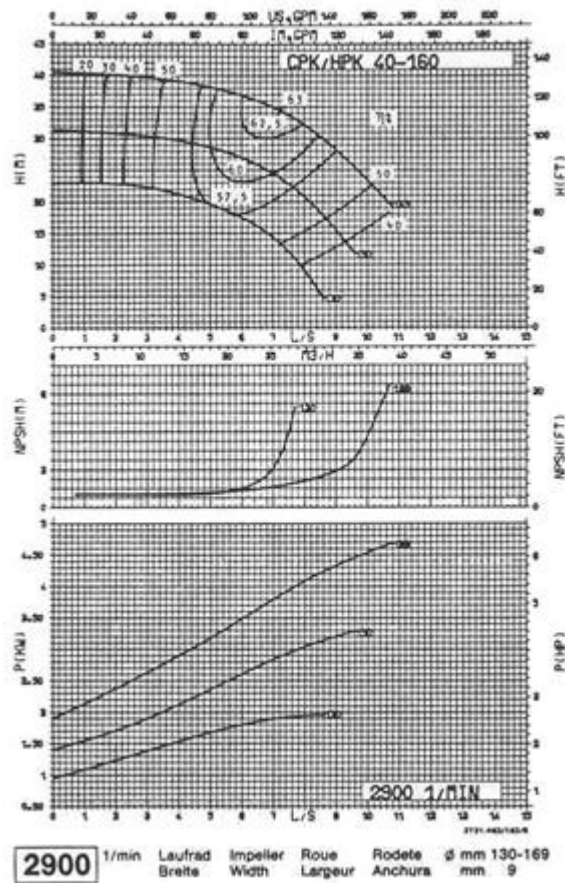


Fig.3 Curva característica de una bomba centrífuga

Según las condiciones de servicio puede ser conveniente una curva plana o pendiente. Con una curva característica de pendiente. Con una curva característica pendiente y para una misma variación de la altura, el caudal varía en menor cuantía que con una curva plana. Por consiguiente, una curva pendiente ofrece mejores posibilidades de regulación que una curva plana.

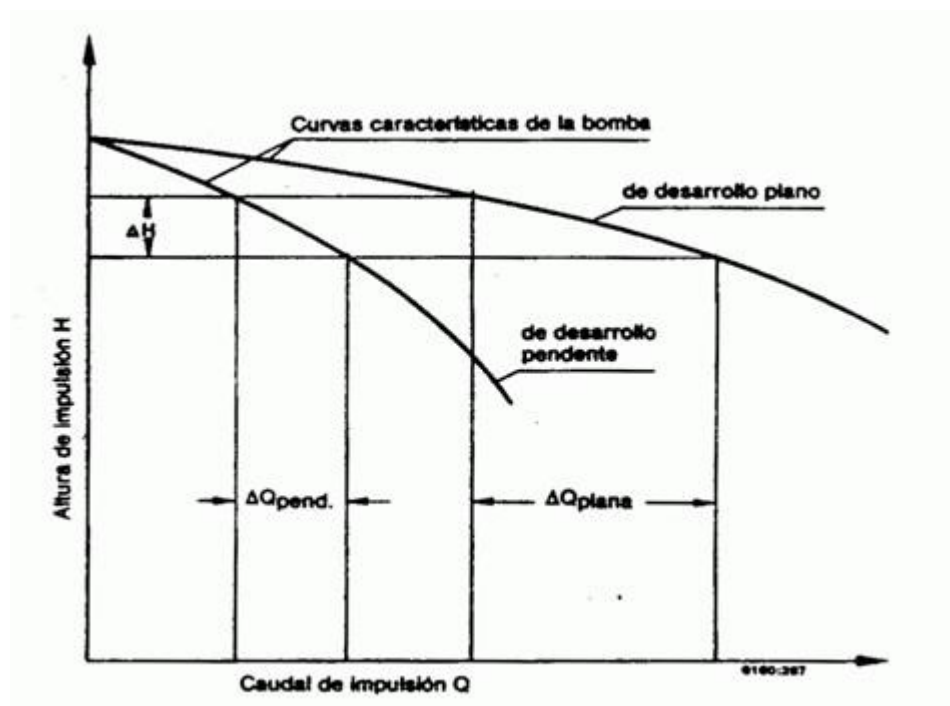


Fig.4 Curvas características de desarrollo plano/pendiente

2.8 Curva de la tubería (curva de la instalación)

La altura de la impulsión necesaria en la instalación H_A , representada por la curva correspondiente (curva de la instalación), ha sido trasladada a la Fig.5. Esta curva nominal está formada por las componentes estática y dinámica de la instalación.

La componente estática del caudal, consiste en la altura geodésica H_{geo} más la diferencia de presiones $\frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g}$ entre las secciones transversales de salida y entrada de la instalación. En caso de depósitos abiertos, según Fig.1, no existe este último sumando.

La componente dinámica es suma de la pérdida de carga, función cuadrada del caudal, H_v (véase Cáp.4.1) y la diferencia de alturas dinámicas $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ entre las secciones transversales de salida y entrada de la instalación.

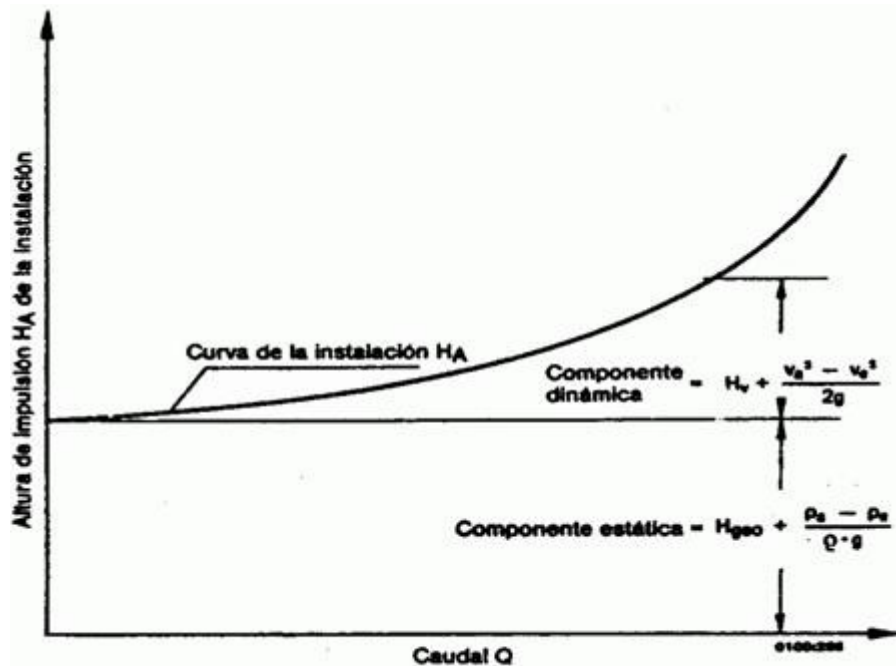


Fig. 5 Curva de la tubería o instalación

2.9 Punto de funcionamiento

Toda bomba centrífuga sitúa su punto de funcionamiento B en la intersección de su curva característica (QH-línea) con la tubería H_A . Por consiguiente, modificar el punto de trabajo B (y con ello el caudal Q y la altura de impulsión H), con rodete radial, en general sólo es posible variando el número de revoluciones n (véase Cáp. 5.1), el diámetro del rodete D (véase Cáp.5.2) o la característica de la tubería H_A , dado por supuesto que la bomba funciona libre de cavitación (véase Fig.6 y 7).

Prácticamente con fluidos libres de sólidos y de viscosidad normal, modificar la característica de la instalación solamente será posible abriendo o estrangulando un órgano de regulación, o variando el diámetro de la tubería. Esto último tiene ligar en ocasiones diversas, por incrustaciones, decantaciones, etc.

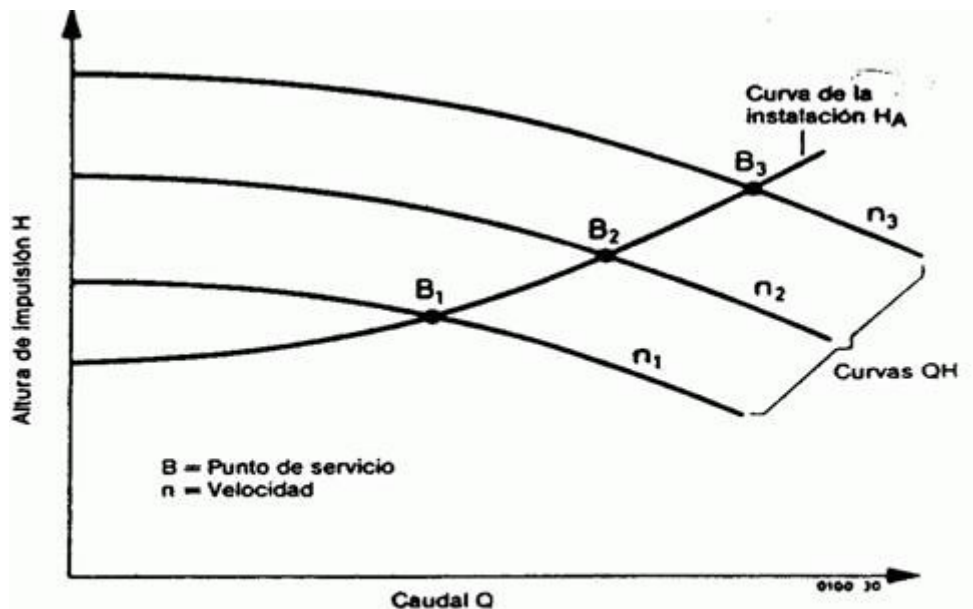


Fig. 6 Desplazamientos del punto de servicio, desde B_1 hacia B_3 , a través de la curva del sistema H_A , debidos a la elevación de la velocidad de régimen desde n_1 hacia n_3 .

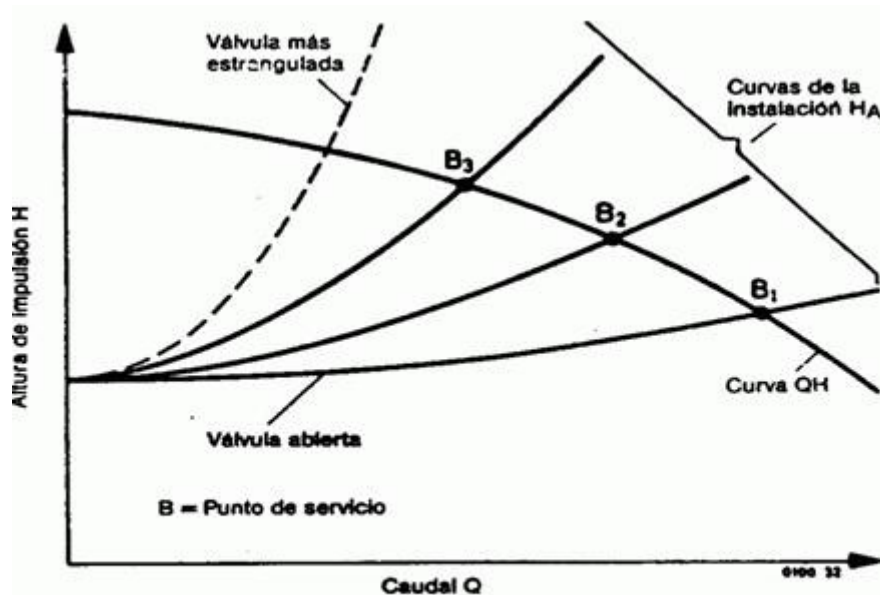


Fig. 7 Desplazamiento del punto de servicio, desde B_1 hacia B_3 , sobre la curva característica de la bomba QH, a medida que se estrangula la válvula.

2.10 Funcionamiento de bombas centrífugas en paralelo

Cuando con una sola bomba no es posible lograr el caudal Q del punto de servicio B deseado, existe la posibilidad de disponer dos o más bombas en paralelo que alimenten a una tubería común. En tal caso, lo mas conveniente (razones económicas) suele ser instalar bombas de la misma clase y tamaño (Formas constructivas de bombas, véase Cáp. 8.5.).

Consecuentemente, en tal caso (véase Fig. 8) cada bomba se dimensionará para el mismo caudal $0,5 \times Q$.

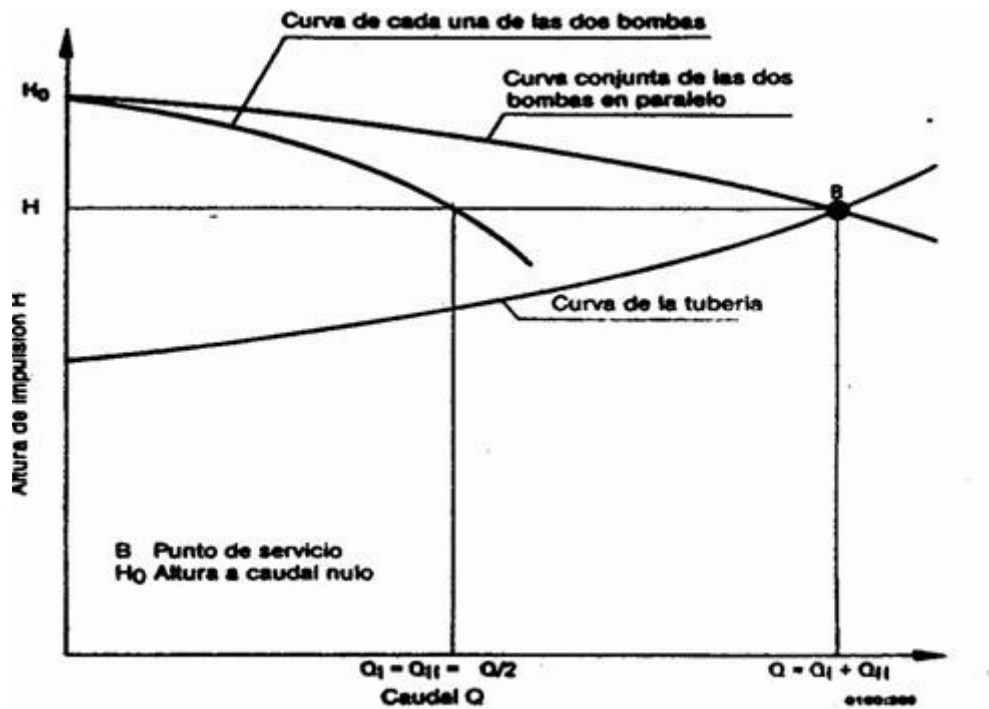


Fig. 8 Servicio en paralelo de dos bombas centrífugas iguales con idéntica altura a caudal nulo H_0 .

En la figura 9 se expone otra posibilidad. Dos bombas con idénticas alturas a caudal nulo H_0 , pero de capacidades diferentes Q_I y Q_{II} , que trabajan en paralelo en un determinado punto de servicio B alimentando una tubería común. En tales condiciones, las caudales Q_I y Q_{II} , de las bombas 1 y 2 respectivamente, se suman resultando un caudal total Q_{I+II} correspondiente a una misma altura manométrica de cada una de ellas.

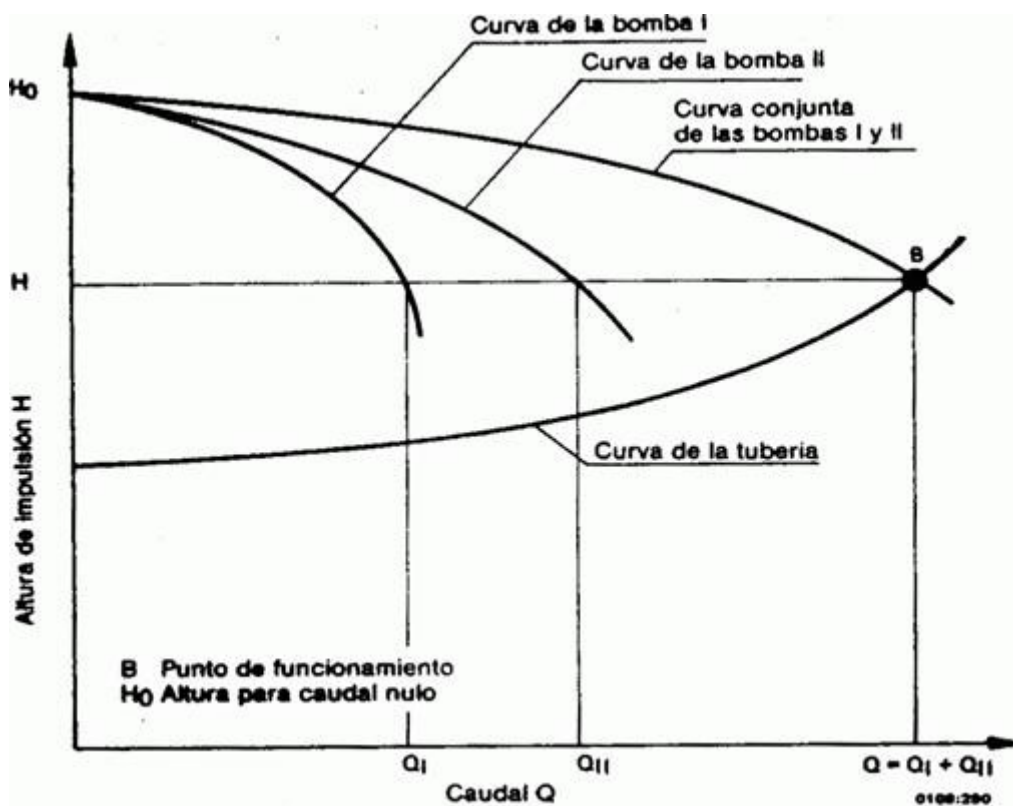


Fig.9 Servicio en paralelo de dos bombas con idéntica altura a caudal H_0

3 Condiciones de aspiración y afluencia en carga

3.1 NPSH requerido por la bomba ($=NPSH_{erf}$) (NPSH=Net Positive Suction Head)

Para el correcto funcionamiento de una bomba centrífuga, es condición imprescindible que no surja formación de vapor alguna en su interior. Por esta razón, en el punto de referencia del vapor NPSH, la

presión ha de ser, al menos, superior a la tensión de vapor del líquido que se bombea. Dicho punto de referencia del NPSH es el centro del rodete, es decir, la intersección de su eje axial con el plano vertical que pasa por el canto exterior del lado de aspiración de sus alabes.

$NPSH_{erf}$ (requerido) es necesario para la bomba y su valor en metros se obtiene en la curva característica de la misma. En la práctica, a este valor se le suma un incremento de seguridad de 0,5 m.

3.2 NPSH disponible en la instalación (=NPSH_{vorh})

Para determinar el valor de NPSH de la instalación, NPSH_{vorh}, el punto de referencia es el centro de la tubuladora de aspiración de la bomba. En bombas normalizadas de carcasa espiral y disposición horizontal, entre el centro de la tubuladora de aspiración y centro del rodete, la altura geodésica es igual a cero (véase Fig.10 y 11). Cualquier desviación con respecto a lo indicado deberá ser tomada en cuenta. NPSH_{vorh} se calcula del modo siguiente:

Caso a) Servicio de aspiración. La bomba está instalada en un nivel superior al del líquido (véase Fig.10).

$$NPSH_{vorh} = \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho * g} + \frac{v_e^2}{2g} - H_{v,s} - H_{s,geo.}$$

Con líquidos fríos como p.ej. el agua y con depósito abierto o sea, con

$$P_b = 1 \text{ bar } (= 10^5 \text{ N/m}^2)$$

$$P_e = 0 \text{ bar}$$

$$\rho = 1000 \text{ Kg./m}^3$$

$$g = 10 \text{ m/s}^2 \text{ (con error del 2\% en lugar de } 9,81 \text{ m/s}^2)$$

$v_e^2/2g$ puede suprimirse, debido a la reducida altura dinámica en la aspiración así como en el depósito.

En la práctica, la fórmula queda reducida a:

$$8 \text{ NPSH}_{vorh} \approx 10 - H_{v,s} - H_{s,geo.}$$

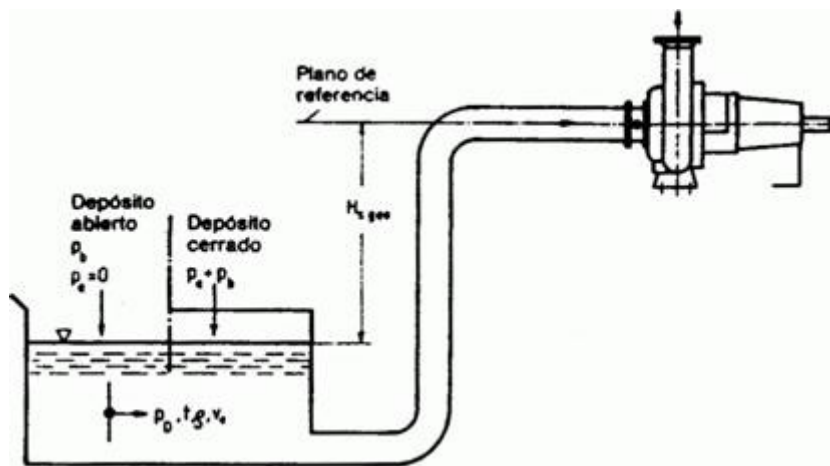


Fig.10 Esquema para determinar el NPSH disponible con servicio en aspiración.

Caso b) Servicio en carga. La bomba está instalada en un nivel inferior al del líquido. (Vease fig.11).

$$NPSH_{vorh} = \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho * g} + \frac{v_e^2}{2g} - H_{v,s} + H_{z,geo.}$$

Simplificada en la práctica, bajo las mismas condiciones del caso a) tendremos:

$$NPSH_{vorh} \approx 10 - H_{v,s} + H_{z,geo.}$$

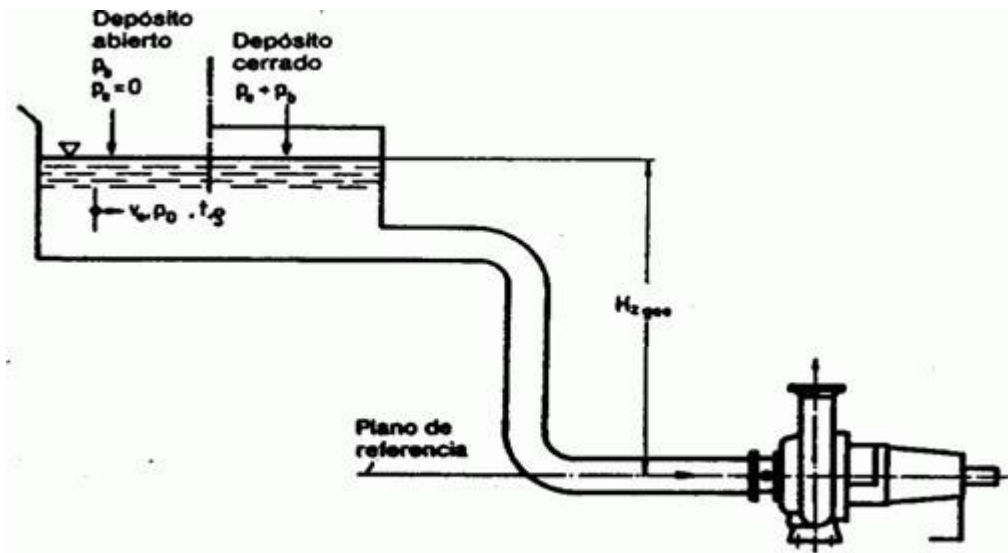


Fig. 11 Esquema para determinar el NPSH disponible, en servicio en carga

4 Pérdidas de carga

4.1 Pérdidas de carga H_v en tubería recta

Mediante el ábaco de la fig.12, en la práctica se obtiene las pérdidas de carga H_v por cada 100 m de tubería recta. No obstante, indicamos a continuación una fórmula para calcular dichas pérdidas de carga H_v en metros

$$H_v = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Los valores del ábaco fig.12 son válidos para agua limpia a 20°C, así como para otros líquidos de su misma viscosidad, cinemática para tubería llena y nueva, de hierro fundido, bituminada interiormente.

En los casos siguientes, las pérdidas de carga resultantes del ábaco fig.12, se multiplican

x 0,8 Para tubería nueva, de acero laminado.

x 1,7 Para tubería con incrustaciones (aquí se ha tenido en cuenta la reducción del diámetro interior debida a dichas incrustaciones)

x 1,25 Para tuberías (de acero)viejas y oxidadas.

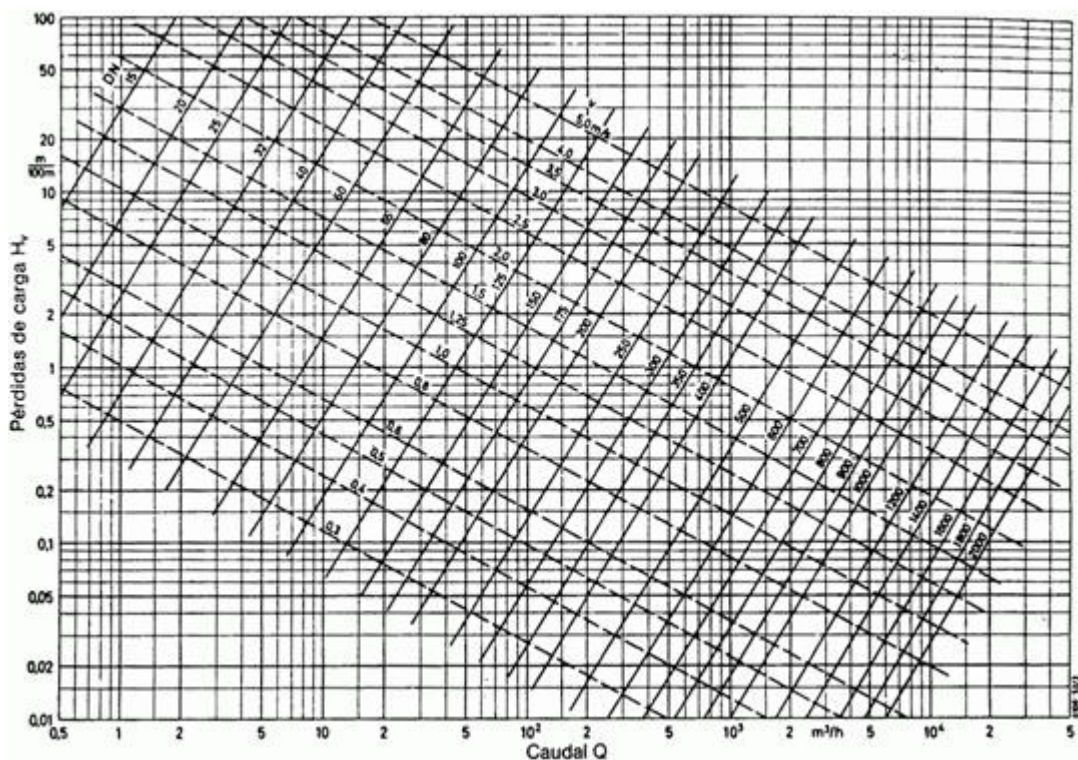


Fig.12 Pérdidas de carga en tubería recta (de hierro fundido, nueva) desde DN 15 hasta DN 2000 y caudal Q desde 0,5 hasta 50.000 m³/h (Velocidad de flujo v en m/s, DN en mm, agua a 20 °C) (Abaco DE Mayor tamaño en cap. 9.9)

4.2 Pérdidas de carga en válvulas y accesorios

Las figuras 13 a 16 y tablas 1 y 2 siguientes, proporcionan la información para obtener las pérdidas de carga individuales, H_v y coeficiente ζ respectivamente, en válvulas y accesorios diversos.

Estas pérdidas de carga se calculan del modo indicado en la ap.4.1.

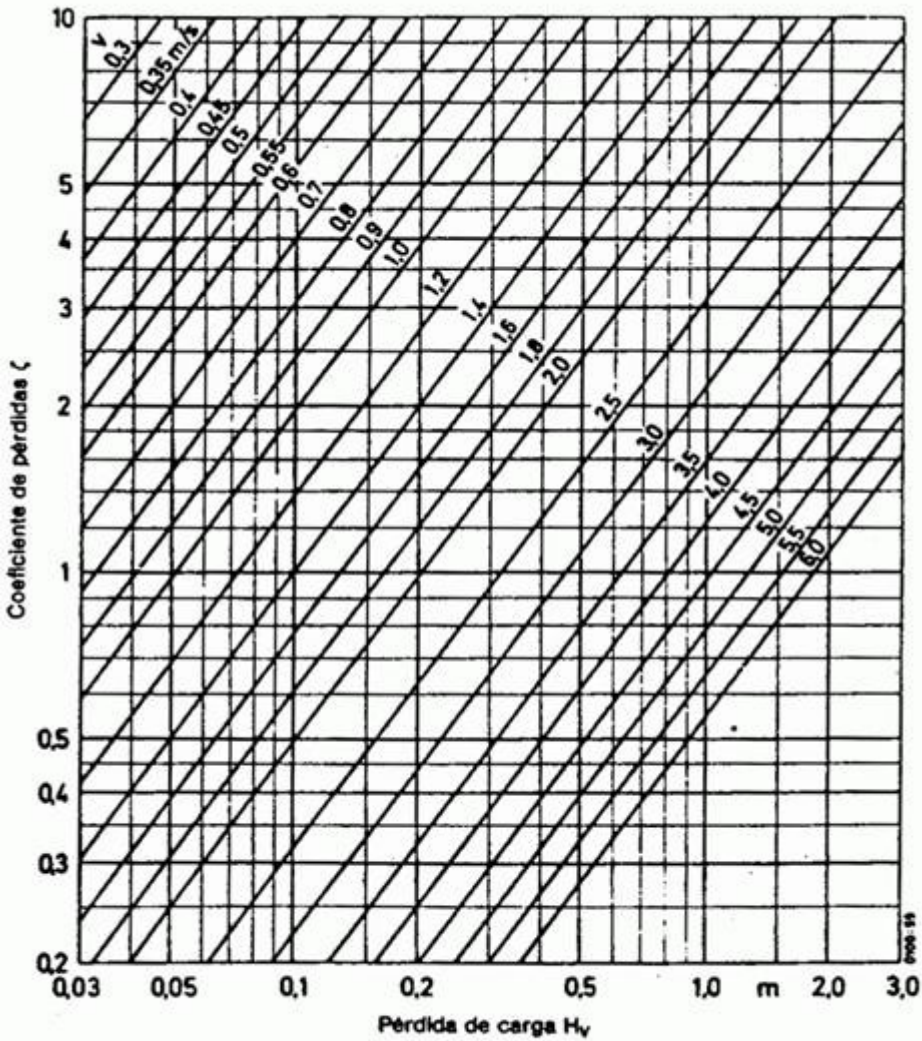
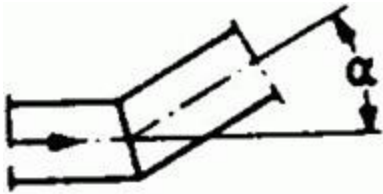


Fig. 13 Para determinar las pérdidas de carga H_v en válvulas y accesorios, la velocidad de flujo está referida a la sección transversal eficaz de la conexión de la pieza.

Codo

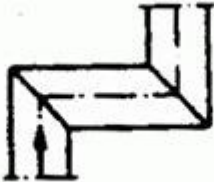
α	45°		60°		90°	
	Superficie		Superficie		Superficie	
	lisa	ásper	lisa	ásper	lisa	ásper
ζ	0,25	0,35a	0,50	0,70a	1,15	1,30a



Combinaciones con codos de 90°



$\zeta = 2,5$

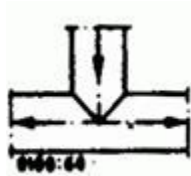


$\zeta = 3$

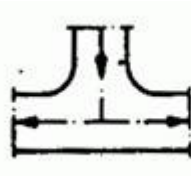


$\zeta = 5$

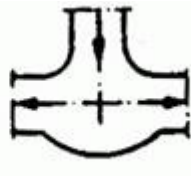
T (bifurcación del flujo)



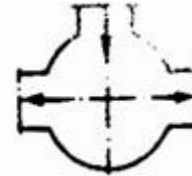
de canto vivo
 $\zeta = 1,3$



Curvado, con fondo
recto.
 $\zeta = 0,7$



Esférico, con cuellos
Curvados hacia
el interior
 $\zeta = 0,9$



Esférico

$\zeta = 2,5$ a

4,9

Fig. 14 Exposición de accesorios diversos con sus respectivos coeficientes de pérdidas ζ .

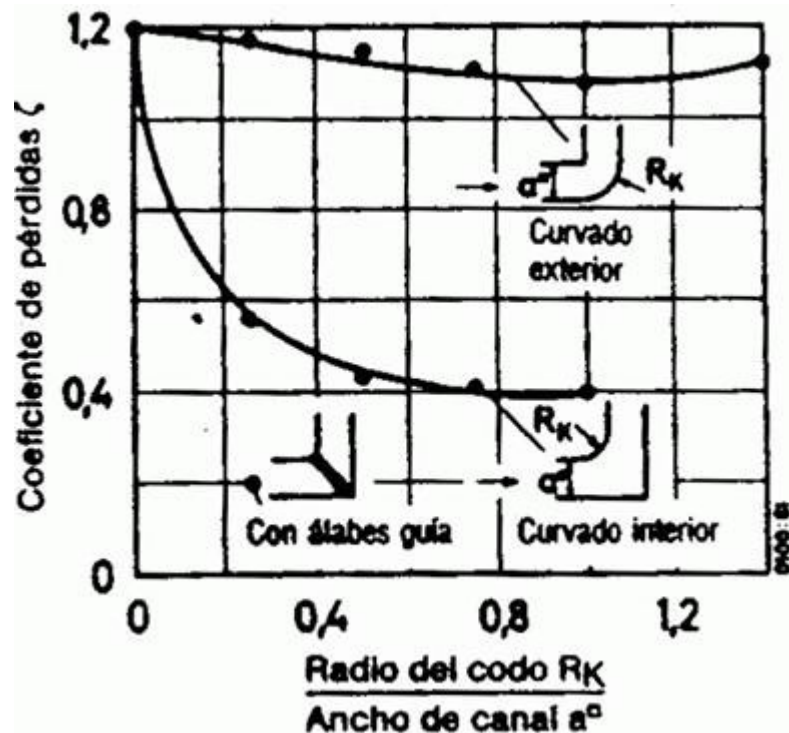


Fig. 15 Influencia del curvado del lado cóncavo o convexo del codo, en el coeficiente de pérdidas ζ

Tabla 1: **COEFICIENTE DE PERDIDA EN VALVULAS**

Los coeficientes que se dan a continuación son valores tipo, aptos para válvulas totalmente abiertas y con flujo uniforme. Las pérdidas que se generan en el tramo de tubería posterior a la válvula, en aprox. Una longitud de $12 \times \text{DN}$ (diámetro nominal) debido a la homogeneización del flujo, perturbado a su paso a través de la válvula, han sido previstas en los coeficientes dados. (Véase la norma VDI/VDE 2173). Dependiendo De las condiciones de afluencia y salida y variantes en las ejecuciones, pueden presentarse desviaciones.

Tipo de válvula	DN	ζ
Compuertas		
De paso recto		
con tubo aleteado	todos	0,1 a 0,15
sin tubo aleteado	todos	0,2 a 0,3
Compuertas reforzadas de alta presión (coeficiente de estrangulación)		
1:0,45 hasta 0,74	65 hasta 500	0,3 hasta 0,6
Grifos		
de paso recto	todos	0,1 hasta 0,15
Válvulas de asiento (llamadas también válvula de globo, de paso recto)		

BOA-H (de junta metálica)	10 hasta 300	3,0 hasta 6,0
BOA-W(de junta elástica)	10 hasta 200	3,0 hasta 5,5
Reforzada de paso libre	25 hasta 200	1,0 hasta 1,5
Reforzada, de acero forjado	25 hasta 50	6,0
Reforzada, de acero fundido	65 hasta 200	3,0 hasta 4,0

Válvulas de paso angular

BOA- R (de junta metálica)	10 hasta 150	4,5
	200 hasta 300	6,0

Válvulas de retención

De paso libre		
(asiento inclinado)	20 hasta 300	3,0
BOA-R (de paso recto)	10 hasta 300	5,5

Coladores de aspiración

con válvula retención de pie		
de ejecución normal		2,2 hasta 2,5
KSB,de eje hueco		1,1 hasta 1,9

Separador de agua

con/sin pared	4	hasta	7
---------------	---	-------	---

Retenciones a clapeta (o clapetas de retención)

Los coeficientes ζ de las retenciones a claveta dependen de la velocidad del flujo en la tubería y de la posición de esta, horizontal o vertical. A una determinada velocidad, v_H (horizontal) o v_V (vertical), la clapeta alcanza su apertura máxima a la que corresponde el valor mínimo de ζ , valor que prevalece para velocidades de flujo superiores. Pero al disminuir v_H o v_V aumenta el valor ζ . Las magnitudes ζ de la siguiente tabla son válidas para retenciones sin palanca y contrapeso, para el 100%, 50% y 25% de las velocidades v_H y v_V

Ø nominal		40	50	65	80	100	125	150	175
Vh	m/s	4,4	3,1	3,9	2,3	1,6	2,8	1,6	2,2
Vv	m/s	4,1	2,8	2,1	2,0	1,6	2,8	1,6	2,2
para Vh	100%	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	1,0	0,9	0,5
	50%	0,7	0,9	0,6	1,1	1,2	1,3	1,5	1,5
	25%		1,2	2,5	1,4	3,5	4,0	2,3	-
para Vv	100%	0,5	0,4	0,3	0,7	0,6	1,0	0,9	0,5
	50%	0,6	0,6	0,8	1,1	1,2	1,3	1,5	1,5
	25%	0,8	2,0	10,0	12,0	6,0	3,5	-	-

En retenciones con palanca y contrapeso, dependiendo del grado de ζ contrapeso, los valores ζ pueden resultar múltiplos de los de la tabla anterior.

Tabla 2: **COEFICIENTES DE PERDIDAS EN ACCESORIOS**

Codos: Codos de fundición, 90° R = D + 100 mm.

Para todos los diámetros, ζ aprox. 0,5

Tubo curvado 90° R = 2 hasta 4 x D						
Ø nominal DN		50	100	200	300	500
	ζ	0,26	0,23	0,21	0,19	0,18

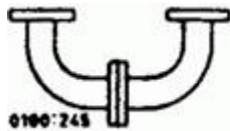
Si el ángulo de desviación fuera de solo	60°	45°	30	15°
los valores ζ se multiplican por	0,85	0,7	0,45	0,3

Codos:

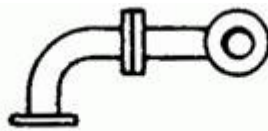
Angulo de desviación	90°	60°	45°	30°	15°
ζ	1,3	0,7	0,35	0,2	0,1

Empalme de codos o curvas entre sí:

La unión inmediata de dos codos de 90° no duplica el valor de ζ , sino que a cada diferente combinación de estos accesorios le corresponde su factor respectivo, tal como se indica a continuación.



1,4



1,6



1,8

Compensadores de dilatación:

Tubo compensador ondulado

con/sin directriz

$$\zeta = 0,3/2,0$$

Codo compensador liso

$$\zeta = 0,6 \text{ a } 0,8$$

Tubo fuelle - codo compensador

$$\zeta = 1,3 \text{ a } 1,6$$

Tubo ondulado - codo compensador

$$\zeta = 3,2 \text{ a } 4$$

Bifurcaciones:

(bifurcación con idéntica sección)

Los coeficientes de pérdidas ζ_a para el caudal Q_a desviado y ζ_d para el caudal $Q - Q_a$ no desviado, se refieren a la velocidad del flujo total Q en la tubuladora.

$a/Q =$		0,2	0,4	0,6	0,8	1
	$\zeta_a \approx$	-0,4	0,08	0,47	0,72	0,9
	$\zeta_d \approx$	0,17	0,30	0,41	0,51	-
	$\zeta_a \approx$	0,88	0,89	0,95	1,10	1,2
	$\zeta_d \approx$	-0,08	-0,05	0,07	0,21	-
	$\zeta_a \approx$	-0,38	0	0,22	0,37	0,3
	$\zeta_d \approx$	0,17	0,19	0,09	-0,17	-
	$\zeta_a \approx$	0,68	0,50	0,38	0,35	0,4
	$\zeta_d \approx$	-0,06	-0,04	0,07	0,20	-

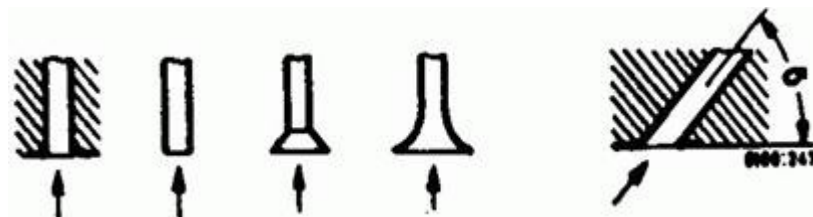
Los valores negativos de ζ representan elevación de la presión

T esférica:

(Tubuladoras con idéntico paso)

ζ aprox. 2,5 hasta 4,5 referido a la velocidad de flujo del caudal total.

Piezas de afluencia:



Borde de la Entrada

Cortante	ζ aprox.	0,5	3			con "alfa" = 75°	60°	45°
Achaflanado	ζ aprox.	0,25	0,55	0,20	0,05	$\zeta = 0,6$	0,7	0,8

Desembocaduras:

ζ aprox. 1 Tras un tramo recto suficientemente largo y con velocidad uniforme en su sección de salida,

ζ aprox. 2 con velocidad notablemente irregular en la sección de salida, como por ejemplo en salidas inmediatas a codos, válvulas, etc.

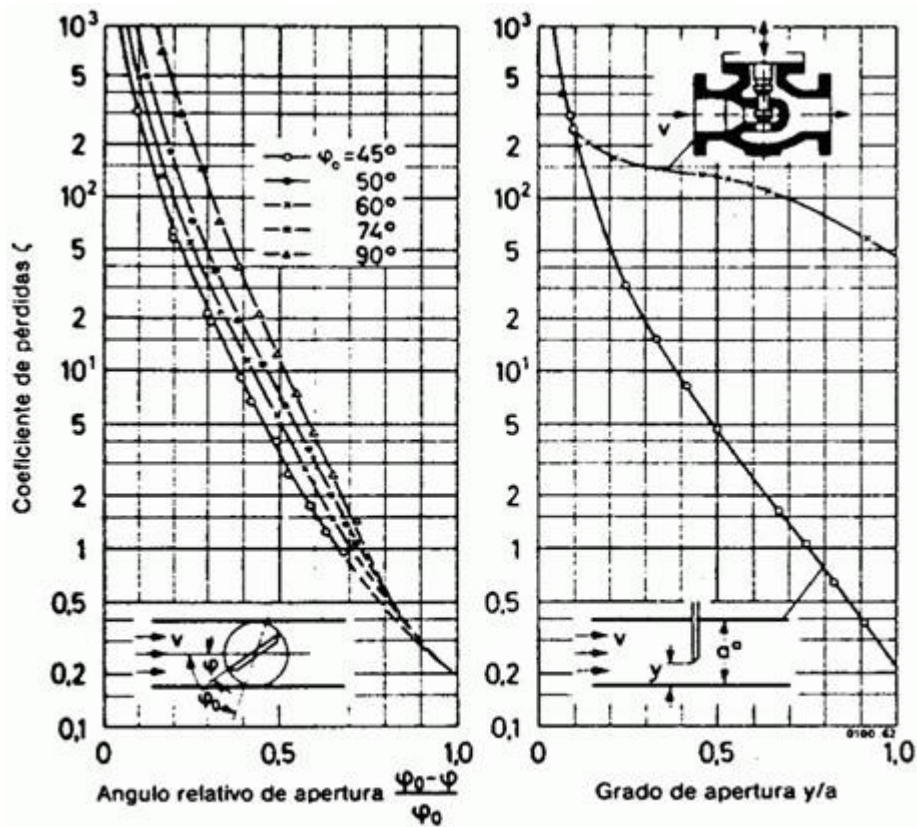


Fig. 16 Coeficiente de pérdidas de clapetas de estrangulación, válvulas y compuertas, dependiendo del ángulo y grado de apertura respectivamente

4.3 Pérdidas d carga en tubería recta, con líquidos viscosos.

Para calcular las pérdidas de carga de un líquido viscoso (aquí subíndice FI), es de uso práctico aplicar el ábaco de la fig.17 a las pérdidas obtenidas en el de la figura 12 para agua fría (20°C , $\nu = 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$) subíndice W):

$$H_{vFI} = \frac{\lambda_{FI} \cdot H_{vW}}{\lambda_W}$$

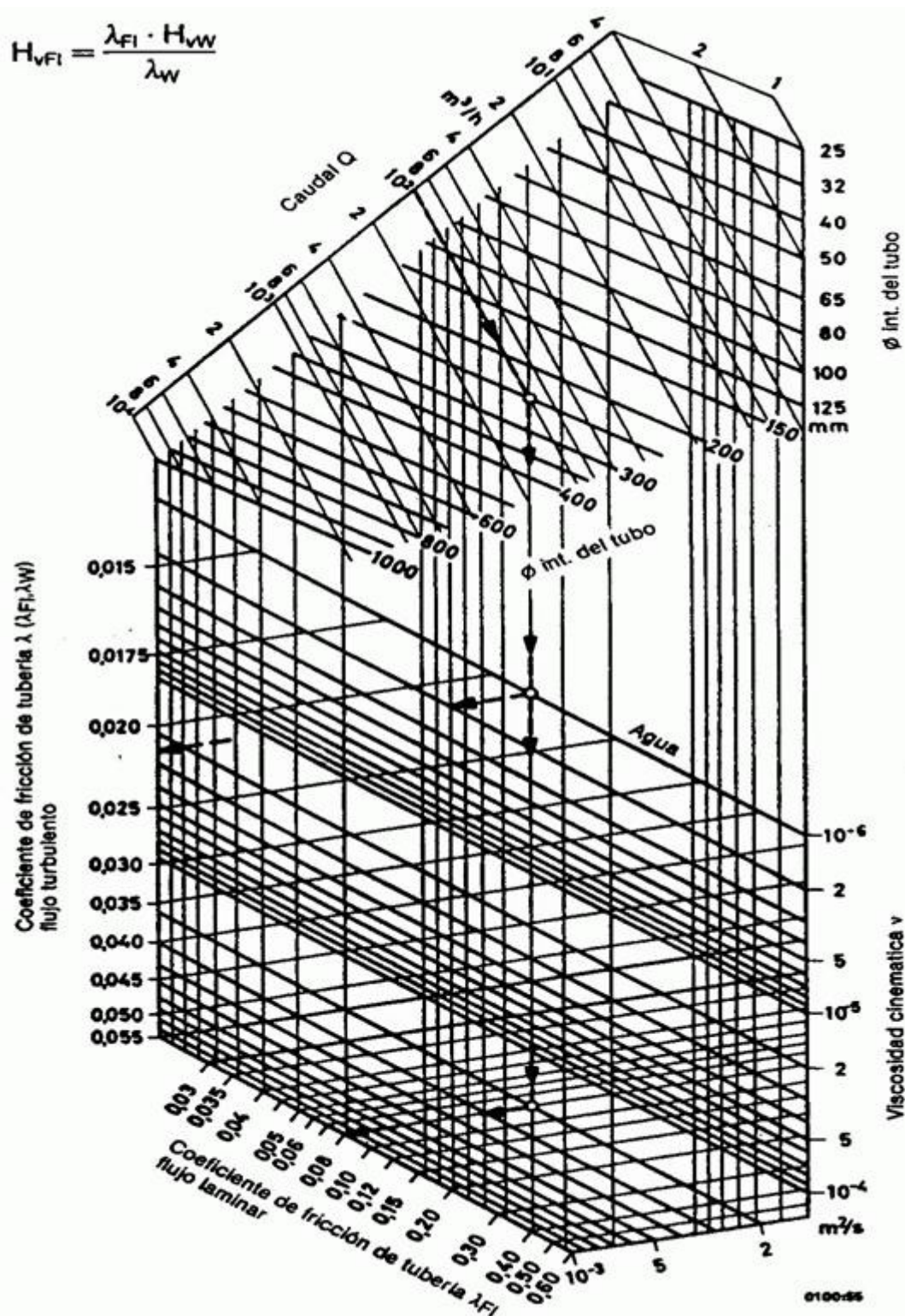


Fig. 17 Coeficiente de fricción λ para líquidos viscosos en tubería recta

5 Variación de la capacidad de bombeo

5.1 Variación de la velocidad

A diferentes revoluciones, una misma bomba centrífuga ofrece diferentes curvas características que están relacionadas entre sí por la ley de semejanza. Conociendo los valores Q_1, H_1 y P_1 correspondientes a la velocidad n_1 , los nuevos valores para n_2 serán:

$$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} \cdot Q_1,$$

$$H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \cdot P_1$$

$$P_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \cdot P_1.$$

Variando las revoluciones de la bomba se desplaza pues su punto de funcionamiento (véase cap.2.9) En la fig. 18 se representan las curvas QH a las velocidades n_1 , n_2 , y n_3 , a cada una de las cuales corresponde un determinado punto de servicio, B_1 , B_2 , B_3 , siendo H_A la curva del sistema en que trabajan.

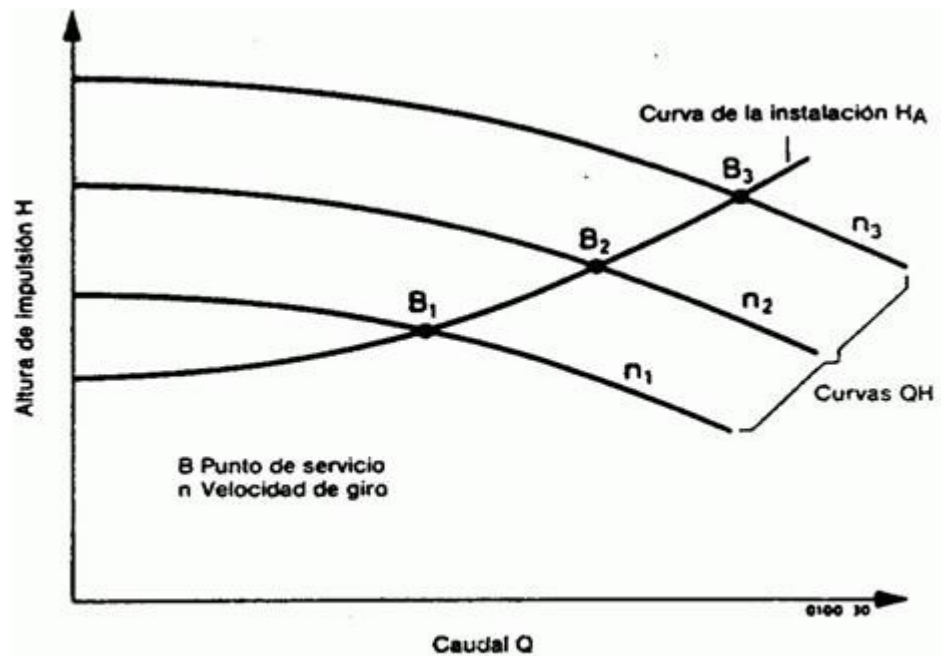


Fig. 18 Influencia del cambio de la velocidad

5.2 Torneo de rodetes

Cuando sea preciso reducir la capacidad de una bomba centrífuga manteniendo constante su velocidad n (véase fig.19), se reducirá el diámetro D del rodete. En los cuadernos de curvas se representan las correspondientes a distintos diámetros D de rodete para cada bomba.

Para el torneo de rodetes del tipo radial (véase cap.8.4) es aplicable (el torneo no causa una reducción semejante geoméricamente pues el paso permanece casi siempre constante) la siguiente relación entre Q , H y diámetro del rodete D :

$$\left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \approx \frac{Q_1}{Q_2} \approx \frac{H_1}{H_2};$$

$$D_2 \approx D_1 \cdot \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} \approx D_1 \cdot \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}.$$

Del modo siguiente puede determinarse el diámetro del rodete o impulsor (véase fig. 19):

En el diagrama QH (parte lineal) se traza una recta, con origen en el ángulo formado por las dos coordenadas, (cuando en la curva característica se haya suprimido dicho origen, rogamos nos consulten) que pase por el punto de servicio deseado B_2 y corte la curva característica del rodete entero D_1 , resultando el punto B_1 . Así habremos obtenido el par de valores Q y H de subíndice 1 y aplicando la fórmula dada podremos determinar el diámetro de torneo D_2 .

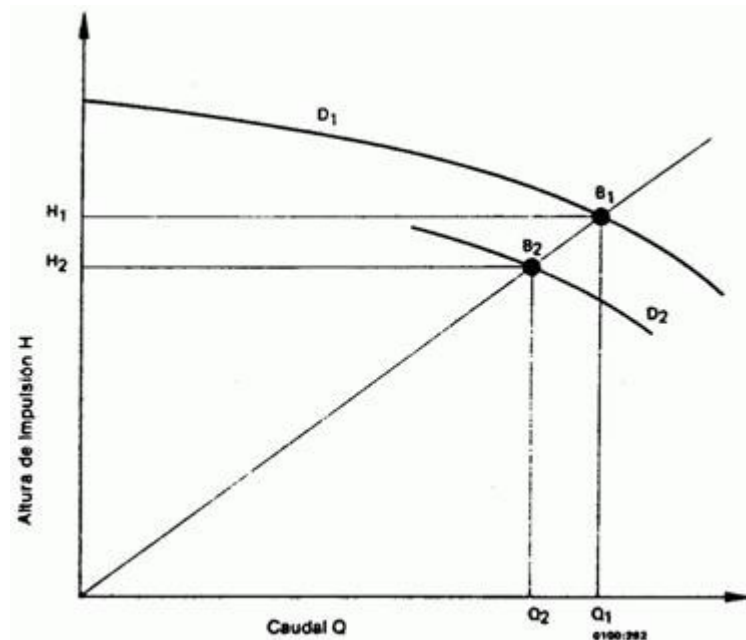


Fig. 19 influencia del diámetro del rodete

6 Impulsión de líquidos viscosos

A medida que aumenta la viscosidad ν del líquido bombeado, siendo $n = \text{constante}$, disminuyen el caudal Q , la altura manométrica H y el rendimiento o eficiencia η ; al mismo tiempo aumenta la potencia absorbida por la bomba P . El punto de óptimo rendimiento se desplaza hacia caudales inferiores. El punto de servicio B_w desciende hacia B_z (véase fig.20).

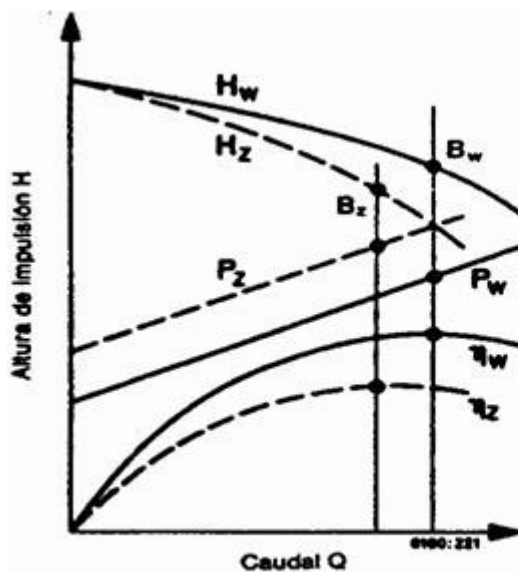


Fig. 20 Variación del punto de servicio en el bombeo de un líquido viscoso (subíndice Z) con respecto al agua (subíndice W)

El punto de servicio con agua B_w determinado por Q_w , H_w , y η_w ($W = \text{subíndice para el agua}$), aplicando los factores de corrección para líquido viscoso f_Q , f_H y f_η (véase fig.21a y 21b) se convierte en el correspondiente B_z , determinado por Q_z , H_z y η_z ($Z = \text{subíndice para líquidos viscosos}$), para dicho líquido viscoso.

Con este procedimiento de transformación es posible:

- Dado el punto de funcionamiento B_w , obtener el correspondiente B_z , valiéndose de I diagrama fig. 21a (véase cap.7.6.1).
- Dado el punto de funcionamiento B_z , valiéndose del diagrama fig. 21b, determinar el tamaño de bomba adecuado, basándose en el correspondiente punto B_w (véase cap. 7.6.2).

La conversión es válida para:

- Bomba de cáscara espiral, de una etapa y con rodete radial (véase cap. 8.4).

- Velocidades específicas desde $n_q = 6$ hasta 45 rpm (véanse cap. 7.6.1 y 9.12)
- Viscosidad cinemática desde $\nu_z = 1$ hasta $3900 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (viscosidades cinemáticas inferiores a $22 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, en la mayoría de los casos prácticos, no se tienen en cuenta).

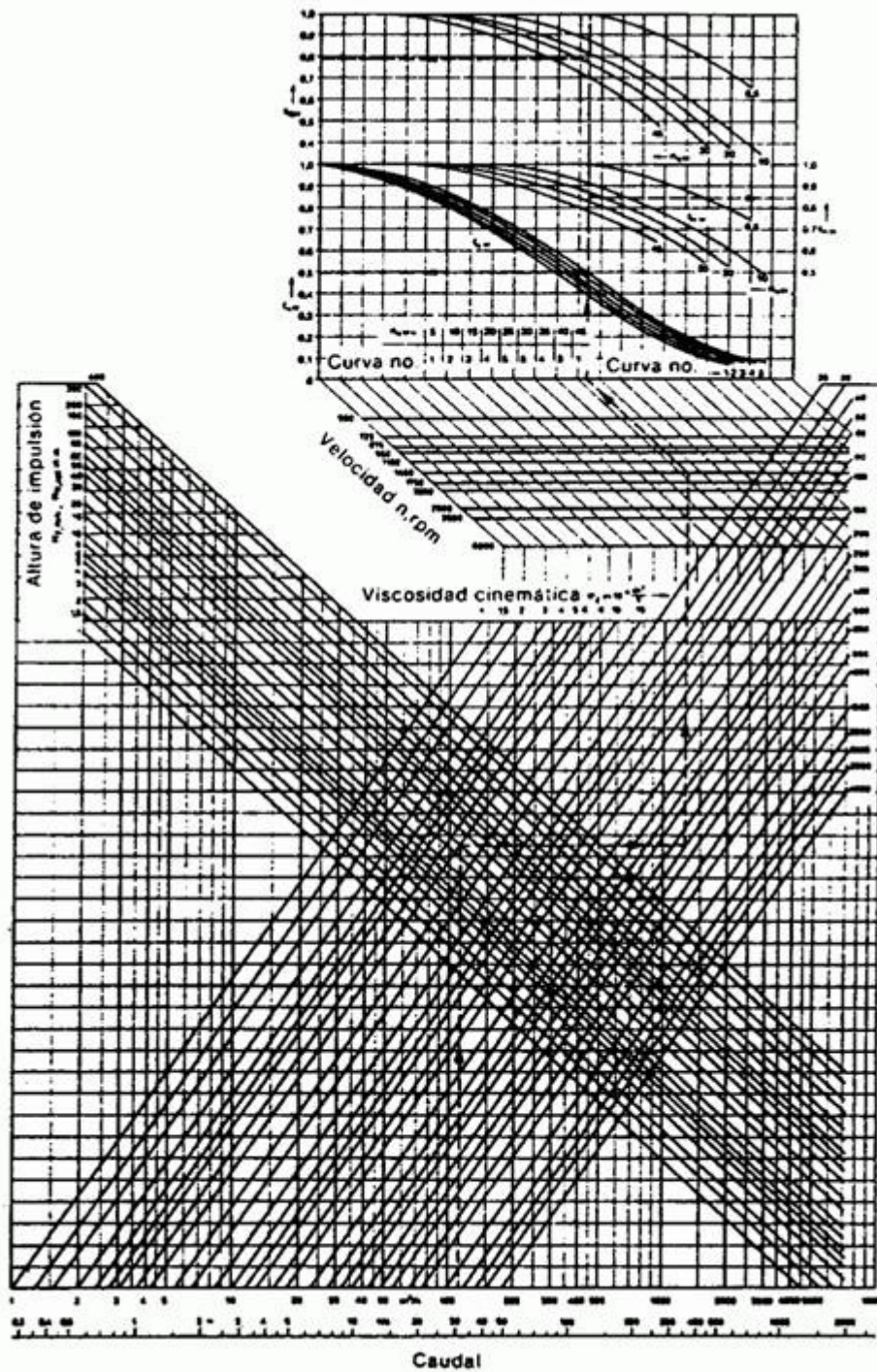


Fig. 21a Obtención de los factores de conversión $f_{Q,W}$, $f_{H,W}$ y $f_{\eta,W}$ para la impulsión de líquidos viscosos (véase fig. aumentada en cap. 9.10)

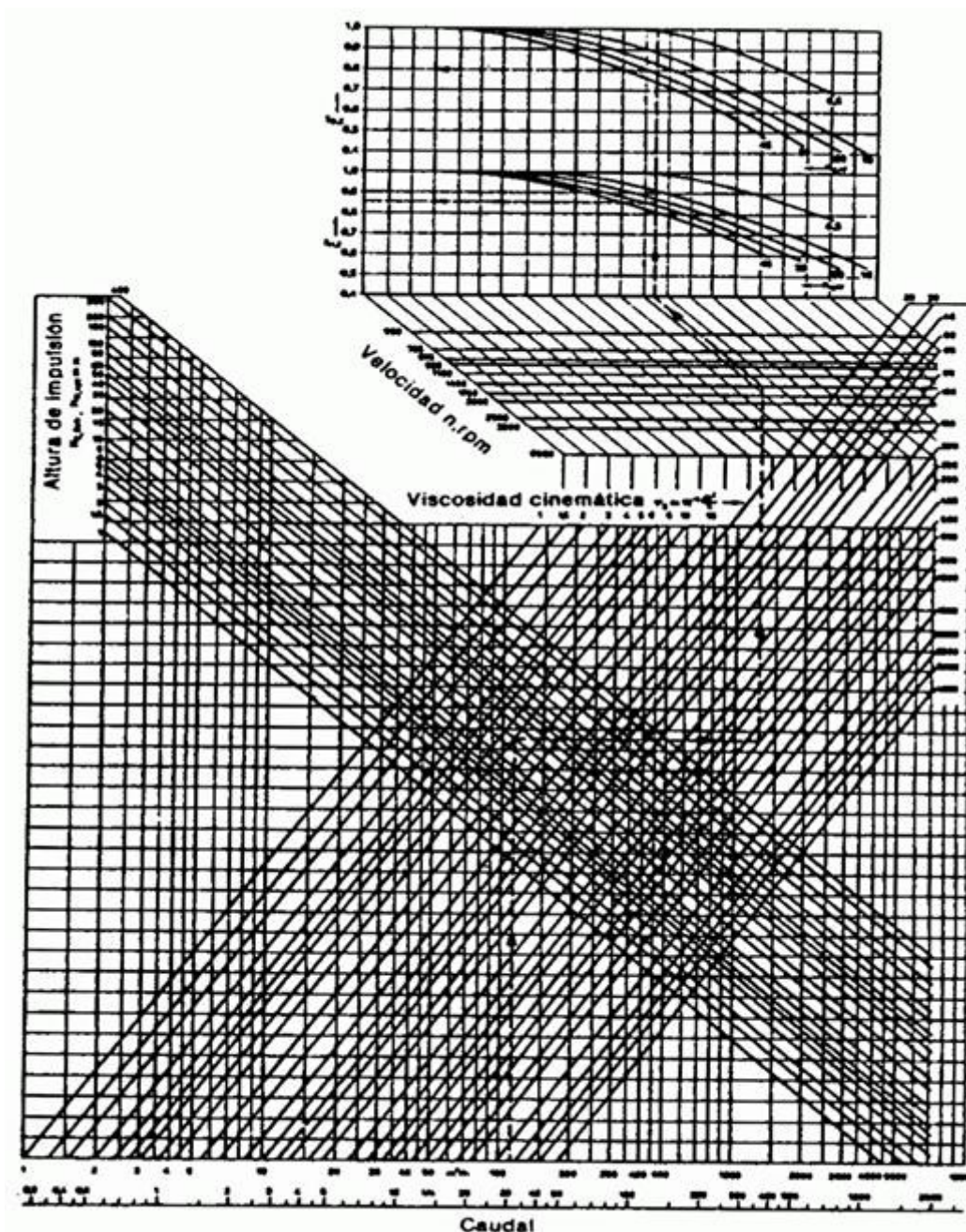


Fig. 21b Obtención de los factores de conversión $f_{Q,Z}$ y $f_{H,Z}$ para la impulsión de líquidos viscosos (véase fig. aumentada en cap. 9.11)

7 Ejemplo práctico

7.1 Elección del tamaño de bomba (véase cap. 2.5)

- Datos conocidos:

$$Q = 25 \text{ l/s } (= 90 \text{ m}^3/\text{h})$$

$$H = 80 \text{ m}$$

Frecuencia 50 Hz

Líquido a bombear: ácido sulfúrico al 60% de

$$\text{Densidad} \quad \rho_s = 1,5 \text{ kg/dm}^3$$

$$\text{Temperatura} \quad t_s = 20^\circ\text{C}$$

$$\text{Viscosidad cinemática} \quad \nu_s = 3,8 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (se desestima, véase cap.6)}$$

Para la impulsión del fluido indicado ha de utilizarse una bomba química normalizada del modelo CPK.

Los datos técnicos y curvas características de la CPK están contenidos en los respectivos cuadernos de selección y curvas (véase un resumen en las fig. 22 y 23).

- Elección del tamaño de bomba:

De los diagramas de conjunto de la página 3 del cuaderno de curvas correspondiente a las CPK/HPK para 50 Hz (2721.54 M), para los valores dados resultan apropiados los tamaños.

CPK 65-250, á n = 2900 rpm y CPK 150-250, á n = 1450 rpm

Por razones económicas se elige el tamaño CPK 65-250.

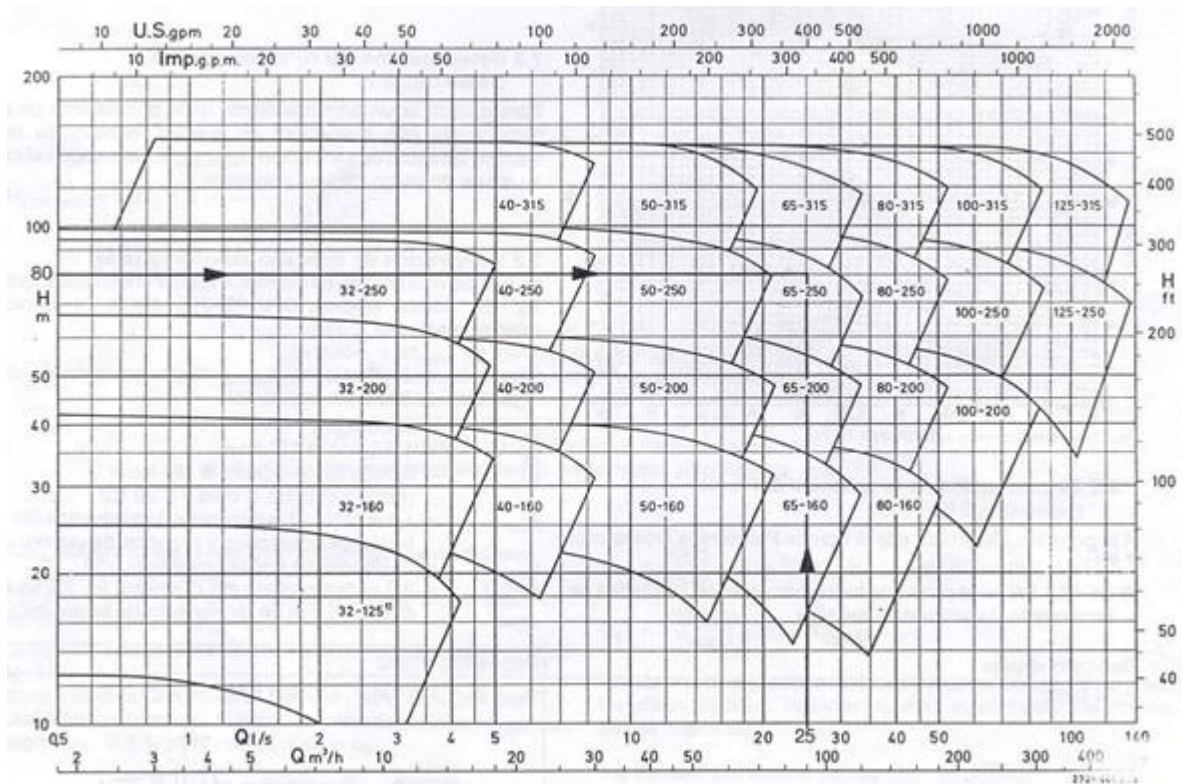


Fig. 22 Diagrama de conjunto de los modelos CPK/HPK a 2900 rpm

7.2 Determinación de la potencia absorbida

7.2.1 Potencia absorbida por la bomba

Con los datos dados en 7.1 y la bomba ya seleccionada podemos calcular la potencia absorbida por la misma:

$$P = \frac{\rho_s \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} = \frac{1,5 \cdot 9,81 \cdot 25 \cdot 80}{1000 \cdot 0,681} = 43,3 \text{ kW}$$

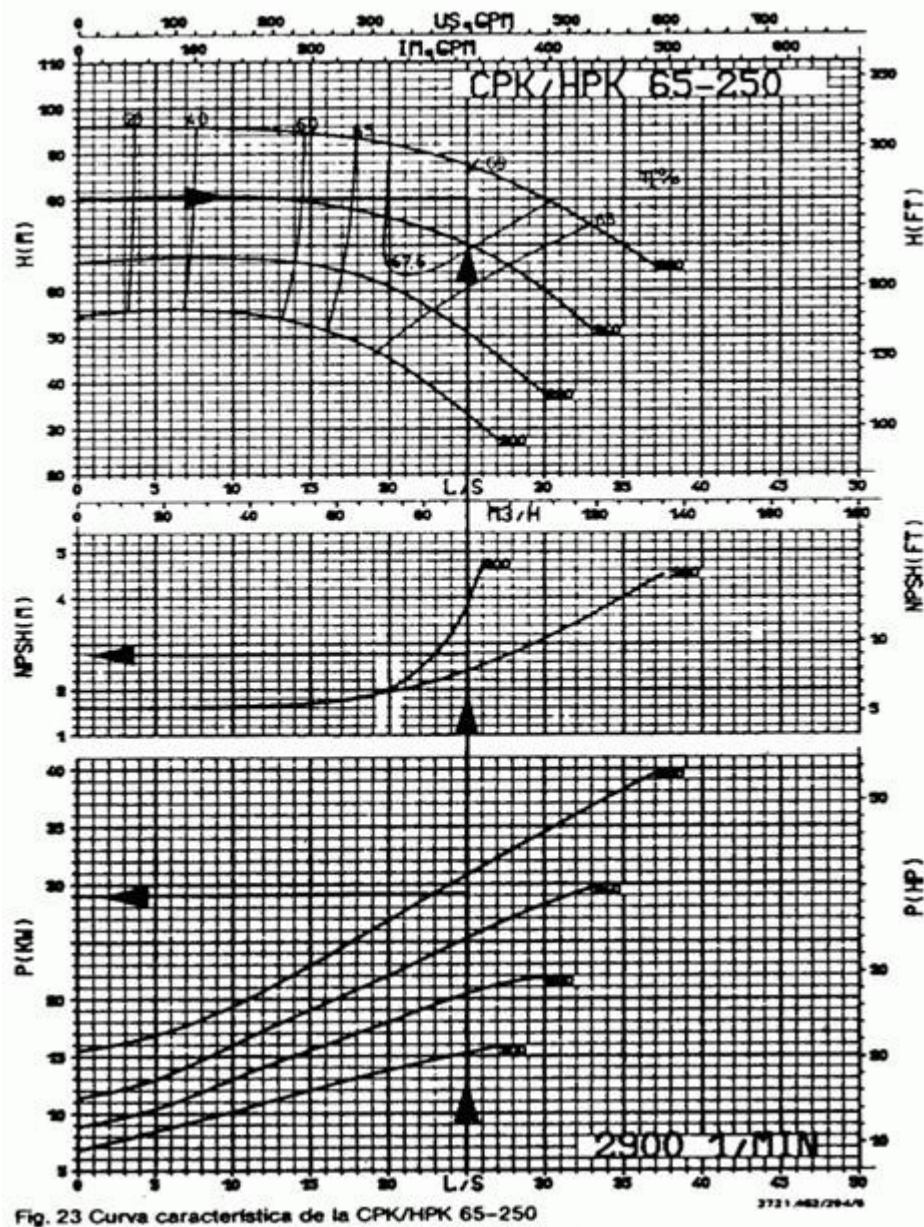
con ρ_s en kg/dm^3
 g en m/s^2
 Q en l/s
 H en m
 P en Kw

o bien, tal como en en la práctica aun es frecuente:

$$P = \frac{\rho_s \cdot Q \cdot H}{367 \cdot \eta} = \frac{1,5 \cdot 90 \cdot 80}{367 \cdot 0,681} = 43,3 \text{ kW}$$

La potencia absorbida puede obtenerse también, con suficiente exactitud, de la fig. 23. Interpolando, puede leerse $P \approx 29 \text{ Kw}$ para agua. Para el ácido sulfúrico dado será

$$P \approx 29 \cdot \frac{\rho_s}{\rho_{\text{agua}}} = \frac{1,5}{1} = 43,5 \text{ kW}.$$



7.2.2 Determinación de la potencia del motor (véase cap. 2.6.2)

A la potencia absorbida por la bomba P obtenida (véase cap. 7.2.1)

- de 43.3 Kw en el punto de funcionamiento se le añadirá un incremento de seguridad de 10%.

De modo que la mínima potencia del motor a utilizar será de 47,6 Kw; en consecuencia

- el motor normalizado elegido es de 55 Kw, 2 polos, protección IP 54/IP 44, forma constructiva B 3.
- Es preciso verificar la aptitud del valor P/n (véase el capítulo de datos técnicos del cuaderno de selección).

Cuando sean previsibles variaciones temporales del punto de funcionamiento inicial, pasando a caudales superiores, habrá de instalarse un motor de mayor potencia, eventualmente, un motor cuya potencia cubra la máxima posible absorbida por la bomba.

Es importante verificar de nuevo la aptitud del portacojinetes de la bomba para el nuevo valor P/n.

7.3 Determinación del NPSH disponible (véase cap. 3.2)

Para garantizar un funcionamiento de la bomba libre de perturbaciones (sin cavitación) es preciso respetar su límite máximo de altura de aspiración $H_{s \text{ geo, max.}}$ o bien, según el caso, su altura de carga mínima necesaria $H_{z \text{ geo, min.}}$.

7.3.1 Aspiración de depósitos abierto/cerrado

La bomba está situada en un nivel superior al del líquido (véase fig.10). Bomba elegida, CPK 65-250. Datos de funcionamiento, véase cap. 7.1.

Para determinar el valor $H_{s\text{ geo, max}}$. Disponemos de los datos siguientes de bomba e instalación:

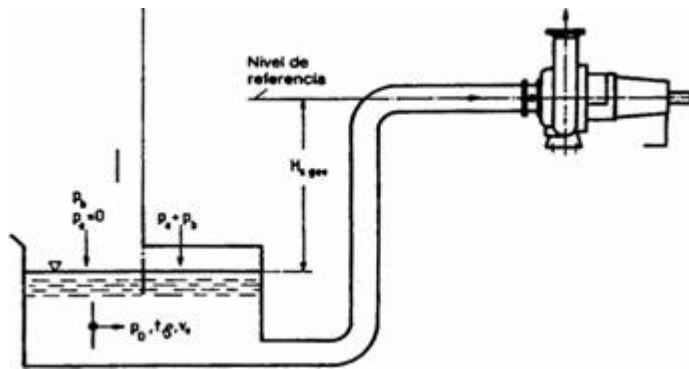
ρ	$= 1500 \text{ kg/m}^3$
p_b	$= 1 \text{ bar} = 1 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$
p_D	$= 0,0038 \text{ bar} = 0,0038 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ (Ácido sulfúrico al 60% y a 20°C)
$H_{v,s}$	$= 1,5 \text{ m}$ (para 10m de tubería de aspiración DN 100, incluidos accesorios y órganos de cierre)
V_e	$=$ se desestima por ser muy pequeño
$NPSH_{\text{eff}}$	$= 3,3 \text{ m}$ (interpolado del diagrama fig.23, ya incluidos 0,5 m de incremento de seguridad)

Depósito abierto

$$p_e = 0 \text{ bar}$$

Depósito cerrado

$$p_e + p_b = 1,5 \text{ bar} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$



$$H_{s\text{ geo, max}} = \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho \cdot g} - H_{v,s} - NPSH_{\text{eff}}$$

$$H_{s\text{ geo, max}} = \frac{0 + 1 \cdot 10^5 - 0,0038 \cdot 10^5}{1500 \cdot 9,81} - 1,5 - 3,3 \quad H_{s\text{ geo, max}} = \frac{1,5 \cdot 10^5 - 0,0038 \cdot 10^5}{1500 \cdot 9,81} - 1,5 - 3,3$$

$$= 6,77 - 1,5 - 3,3 = 1,97 \text{ m.} \quad = 10,17 - 1,5 - 3,3 = 5,37 \text{ m}$$

Con $H_{s\text{ geo, max}} = 1,97 \text{ m}$ el $NPSH_{\text{vorh}}$ será $= 3,3 \text{ m}$.

De este modo se cumple la condición $NPSH_{\text{vorh}} \geq NPSH_{\text{eff}}$.

Con $H_{s\text{ geo, max}} = 5,37 \text{ m}$ el $NPSH_{\text{vorh}}$ será $= 3,3 \text{ m}$.

De este modo se cumple la condición $NPSH_{\text{vorh}} \geq NPSH_{\text{eff}}$.

7.3.2 Afluencia en carga desde depósito abierto/cerrado

La bomba está situada en un nivel inferior al del líquido (véase fig.11).

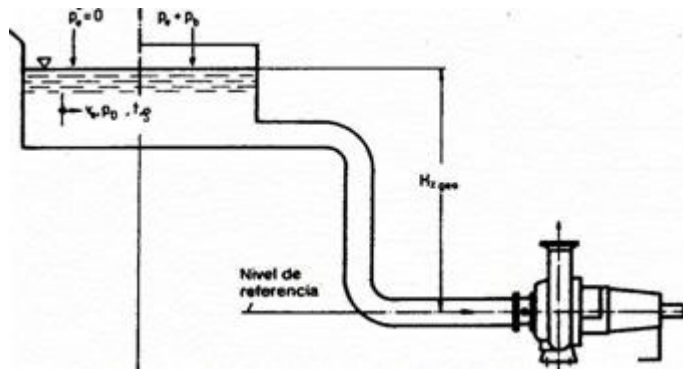
Bomba elegida, CPK 65-250, datos de servicio, de instalación y bomba, según cap. 7.1 al 7.3.1.

Depósito abierto

$$p_e = 0 \text{ bar}$$

Depósito cerrado

$$p_e + p_b = 1,5 \text{ bar} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$



$$H_{z\text{ geo, min}} = NPSH_{\text{erf}} + H_{v,s} - \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho \cdot g}$$

$$H_{z\text{ geo, min}} = 3,3 + 1,5 - \frac{1 \cdot 10^5 - 0,0038 \cdot 10^5}{1500 \cdot 9,81} \quad H_{z\text{ geo, min}} = 3,3 + 1,5 - \frac{1,5 \cdot 10^5 - 0,0038 \cdot 10^5}{1500 \cdot 9,81}$$

$$1,97 \text{ m.} \quad = 3,3 + 1,5 - 6,77 \quad = 3,3 + 1,5 - 10,17 \quad = -$$

$$\quad \quad \quad = -5,37 \text{ m.}$$

Alturas de carga negativas - $H_{z\text{ geo}}$ equivalen a alturas de impulsión + $H_{s\text{ geo}}$. El resultado **negativo** significa que la bomba, tanto si se alimenta de depósito abierto como cerrado, puede aspirar con absoluta garantía, como en el ejemplo 7.3.1, donde se cumplía la condición $NPSH_{\text{vorh}} \geq NPSH_{\text{erf}}$. En el caso 7.3.2, con una altura geodésica de carga **positiva** (como se representa en el esquema), se satisface ampliamente este requerimiento.

7.3.3 Afluencia encarga desde depósito cerrado, con presión de vapor

(Presión interna final en el depósito = Presión de vapor del líquido es decir $p_e + p_b = p_D$.)

La bomba está situada en nivel inferior al del líquido (según fig. 11).

Bomba elegida CPK 65-250. Datos De servicio según cap. 7.1.

Los datos de bomba e instalación para determinar $H_{z\text{ geo, min}}$, según cap. 7.3.1, pero con $p_e + p_b = p_D$.

$$H_{z\text{ geo, min}} = \frac{NPSH_{\text{erf}} + H_{v,s} - \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho \cdot g}}$$

$$= 3,3 + 1,5 - 0$$

$$= 4,8 \text{ m.}$$

Siendo $H_{z\text{ geo, min}} = 4,8 \text{ m}$, queda satisfecha la necesidad de que $NPSH_{\text{vorh}} \geq NPSH_{\text{erf}}$.

7.4 Variación la velocidad (véase cap.5.1)

La bomba CPK 65-250 determinada en el cap.7.1(datos iniciales con subíndice 1, datos buscados con subíndice 2) de los datos siguientes:

$$\begin{aligned} Q_1 &= 25 \text{ l/s } (= 90 \text{ m}^3/\text{h}) \\ H_1 &= 70 \text{ m} \\ \text{con } n_1 &= 2900 \text{ rpm} \\ \text{y } D_1 &= 240 \text{ mm } (\varnothing \text{ del rodete}) \end{aligned}$$

Será accionada por un motor trifásico $P = 55 \text{ Kw}$, con una velocidad de giro $n_2 = 2965 \text{ rpm}$. Debido a esta velocidad superior, sin tener en cuenta ahora la característica de la tubería H_A , el punto de funcionamiento se desplazará al de los parámetros siguientes:

$$Q_2 = \frac{2965}{2900} \cdot 25 = 25,56 \text{ l/s} \quad (= 92,02 \text{ m}^3/\text{h})$$

$$H_2 = \left(\frac{2965}{2900} \right)^2 \cdot 70 = 73,2 \text{ m}$$

Si esta mayor capacidad no fuera deseada, pueden obtenerse los datos iniciales reduciendo mas el diámetro del rodete (véase cap. 7.5).

7.5 Torneo del rodete (véase cap. 5.2)

La no deseada sobrecapacidad de la bomba, debida a una mayor velocidad real del motor (véase cap. 7.4), se corrige con el torneo del rodete del modo que indica después (datos de partida con subíndice 1, datos buscados con subíndice 2).

Los datos iniciales ahora son:

$$\begin{aligned} Q_1 &= 25,56 \text{ l/s} \\ H_1 &= 73,2 \text{ m} \\ D_1 &= 240 \text{ mm} \end{aligned}$$

Datos deseados:

$$\begin{aligned} Q_2 &= 25 \text{ l/s} \\ H_2 &= 70 \text{ m} \end{aligned}$$

Así pues

$$D_2 \approx D_1 \cdot \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} = 240 \cdot \sqrt{\frac{25}{25,56}} = 237 \text{ mm}$$

Con el rodete $D_1 = 240 \text{ mm}$ torneado a $D_2 = 237 \text{ mm}$, se lograrán los datos de partida del cap. 7.4.

En la práctica, ante variaciones insignificantes como la del caso expuesto (reducción menor de 5 mm), se prescinde de modificar el rodete.

7.6 Impulsión de líquidos viscosos (Véase cap. 6)

Hoja de cálculo en pag. 39.

7.6.1 Determinación del punto de servicio

Ha de bombearse aceite mineral cuya viscosidad cinemática es $\nu_z 500 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ y su densidad $\rho_z = 0,897 \text{ kg/dm}^3$.

Son conocidas característica y los datos de servicio de la bomba impulsando agua

$$\begin{aligned} Q_w &= 34 \text{ l/s} (= 122,4 \text{ m}^3/\text{h}) \\ H_w &= 18 \text{ m} \\ N &= 1450 \text{ rpm} \end{aligned}$$

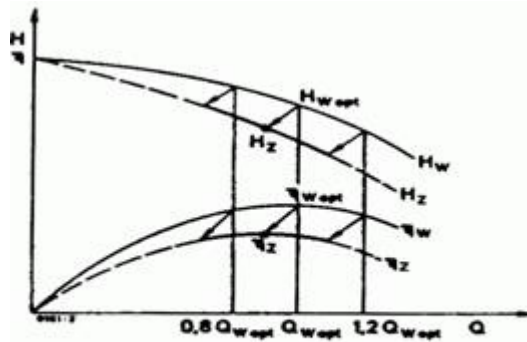
Para conocer los nuevos datos de servicio bombeado el aceite mineral, hemos de determinar datos adicionales correspondientes al punto óptimo de la curva característica, valores conocidos que se indican a continuación:

Caudal	$Q_{w,opt}$	$31 \text{ }^1)$	l/s
Altura	$H_{w,opt}$	$20 \text{ }^1)$	m
Rendimiento	$\eta_{w,opt}$	$0,78 \text{ }^1)$	-
Velocidad	n	1450	rpm
Viscosidad cinemática	ν_z	$500 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Densidad	ρ_z	0,897	Kg/dm^3
Aceleración de la gravedad	g	9,81	m/s^2

Mediante el siguiente esquema de cálculo se obtendrá 4 puntos de la nueva curva característica.

N _{q,w} del ábaco 9.12		27				rpm
f _{Q,w}	De fig. 21 a o del ábaco 9.10 de la pág. 36	0.78				-
F _{H,w}		0.83				-
f _{η,w}		0.49				-
Q/Q _{opt}		0	0.8	1.0	1.2	-
Q _w	De la curva característica, 4 puntos de la misma	0	24.8	31	37.2	l/s
H _w		25	21.6	20	18.2	m
η _w		0	0.74	0.78	0.73	-
Q _z = Q _w * f _{Q,w}		0	19.3	24.2	29	l/s
H _z =		= H _w	= H _w *f _{H,w} *1.03	= H _w *f _{H,w}	H _w *f _{H,w}	m
		25	²⁾ 18.5	16.6	15.1	
η _z = η _w * f _{η,w}		0	0.36	0.38	0.36	-
$P_z = \frac{P_z * g * H_z * Q_z}{\eta_z * 1000}$			8.7	9.3	10.7	kw

2) Si H_z resulta superior a H_w, se considera H_z = H_w



Representación gráfica del procedimiento de cálculo

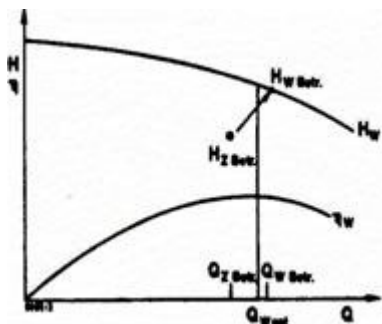
7.6.2 Determinación del tamaño de bomba

Para bombear aceite mineral, hemos de buscar el tamaño de bomba adecuado con el que se obtengan los siguientes datos de servicio.

Caudal	Q _{Z,Betr}	.31	l/s
Altura de impulsión	H _{Z,Betr}	20	m
Viscosidad cinemática	ν _z	500·10 ⁻⁶	m ² /s
Densidad	P _z	0,897	Kg/dm ³

Con el esquema de cálculo siguiente obtendremos los datos equivalentes para agua con los cuales podremos elegir el tamaño de bomba apropiado.

n elegida		145 0	rpm
n _{q,W³}) del ábaco 9.12		27	rpm
f _{Q,Z}	De fig. 21b o Del ábaco 9.11 Pag.37	0.8	-
F _{H,Z}		0.86	-
$Q_{W,Betr} = \frac{Q_{Z,Betr}}{f_{Q,Z}}$		38.8	l/s
$H_{W,Betr} = \frac{H_{Z,Betr}}{f_{H,Z}}$		23.3	m



Representación Gráfica del procedimiento de cálculo

3) con $Q_{Z,Betr} = Q_{opt}$
 $H_{Z,Betr} = H_{opt}$ aproximadamente

Los datos de servicio finales para el bombeo de agua serán por tanto:

$$Q_{W,Betr} = Q_W = 38.8 \text{ l/s } (= 139,7 \text{ m}^3/\text{h})$$

$$H_{W,Betr} = H_W = 23.3 \text{ m.}$$

Con estos datos de impulsión elegiremos la bomba adecuada de entre el campo de curvas de la información técnica. De la curva de la bomba conocida ahora, siguiendo el procedimiento expuesto en 7.6.1, tomaremos 4 puntos determinados.

Con los puntos resultantes del proceso de cálculo, podremos determinar la curva característica deseada para el bombeo del aceite mineral, véase fig. 24.

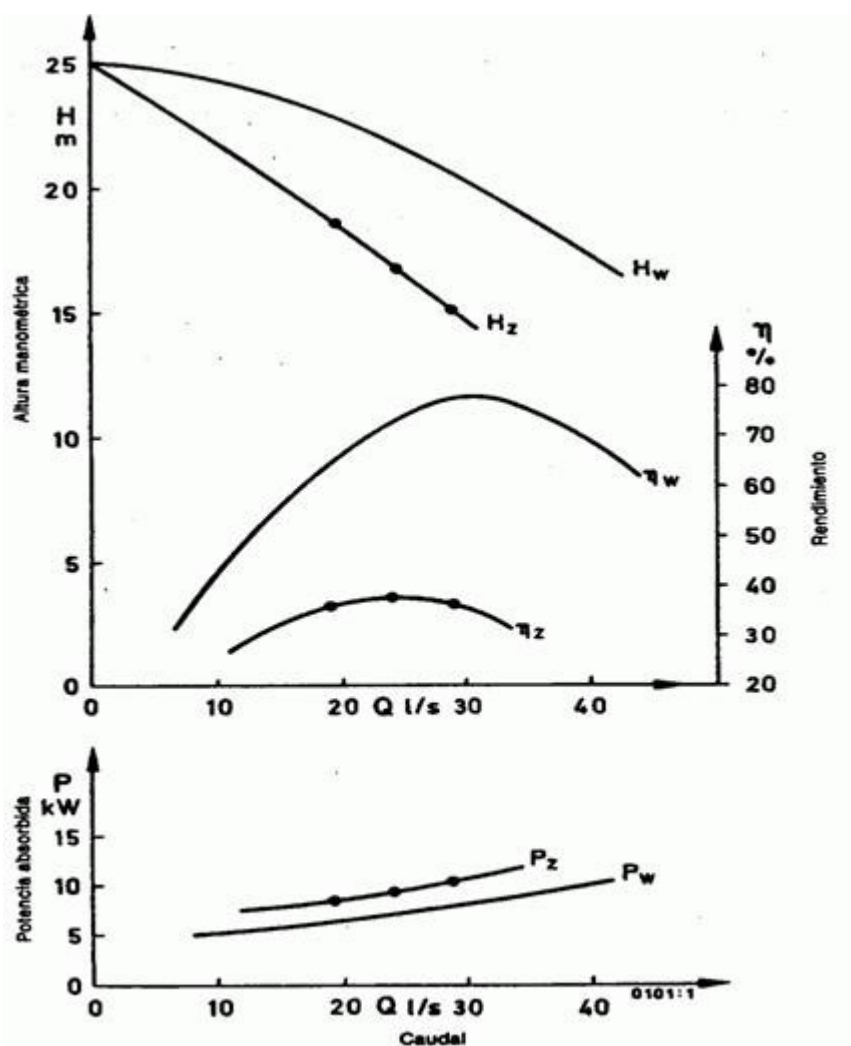


Fig. 24 Curvas características para el bombeo con agua (subind. W) y fluido viscoso (subind. Z) respectivamente (véase cap. 7.6.1)

8.1 Normas nacionales e internacionales para bombas centrífugas

Desde comienzos de los años 60, han surgido en la Rep. Federal de Alemania una línea de normas nacionales por las que se rigen fabricación, diseño, suministro y aplicación de bombas centrífugas.

Estas normas han sido elaboradas conjuntamente por usuarios y fabricantes y, hoy día, están establecidas en casi todos los medios de aplicación e industria productora de bombas centrífugas (véase fig. 25, pag. 19).

Esto se cumple especialmente en las normas DIN 24256 "Bombas centrífugas de carcasa espiral PN 16 (bombas químicas)", que ya desde su primera versión eran casi idénticas a las internacionales ISO 2858 "End-suction centrifugal pumps (rating 16 bar) - Designation, nominal duty point and dimensions".

Ambas directrices ostentan una posición central. Pues en la práctica sirven de base para la línea de normas existentes en preparación, acerca de bombas centrífugas, accesorios, prescripciones y especificaciones.

La amplia concordancia entre DIN 24256 e ISO 2858 tiene como consecuencia, que una serie de normas y preformas nacionales como

DIN 24259 "Bancadas para máquinas"

DIN 24960 "Cierres mecánicos", "Cierres mecánicos aisladamente considerados", medidas principales de montaje, cámaras o recinto de cierre del eje".

VDMA 24297 "Bombas centrífugas, requerimientos técnicos" no presentan variaciones, o éstas son irrelevantes, en cuanto al contenido de las correspondientes normas ISO ya publicadas.

8.2 Flecha o comba del eje

La causa principal de la flexión del eje es la fuerza radial. Esta fuerza radial hidráulica, consecuencia del efecto recíproco entre rodete y carcasa (o difusor), surge en el plano del rodete. Varían en magnitud y dirección con el caudal y actúa sobre el eje y cojinetes.

El fabricante de bombas puede influir la evolución de la fuerza radial de modo favorable por medio de la forma de carcasa (véanse fig

Por un lado eso garantiza el cumplimiento con los valores máximos admisibles de la flexión del eje requeridos por especificaciones aplicables (p.ej. API 610 o ISO) y, por otro lado, significa un dimensionado económico de ejes, sobre todo en cuanto a las juntas de eje y los cojinetes.

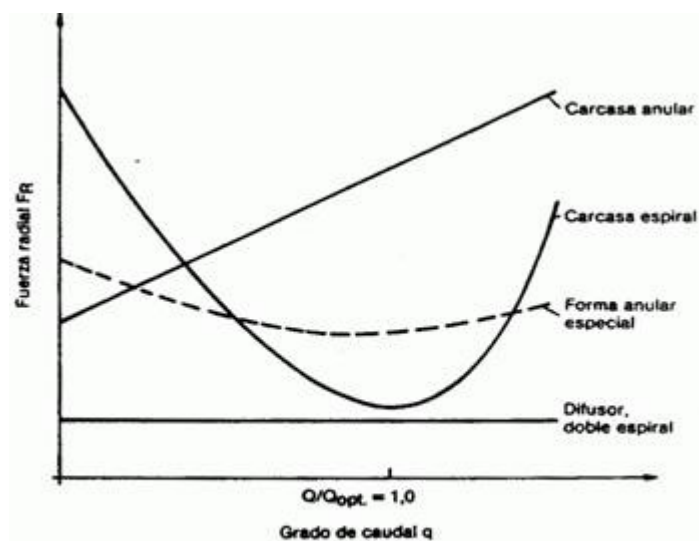
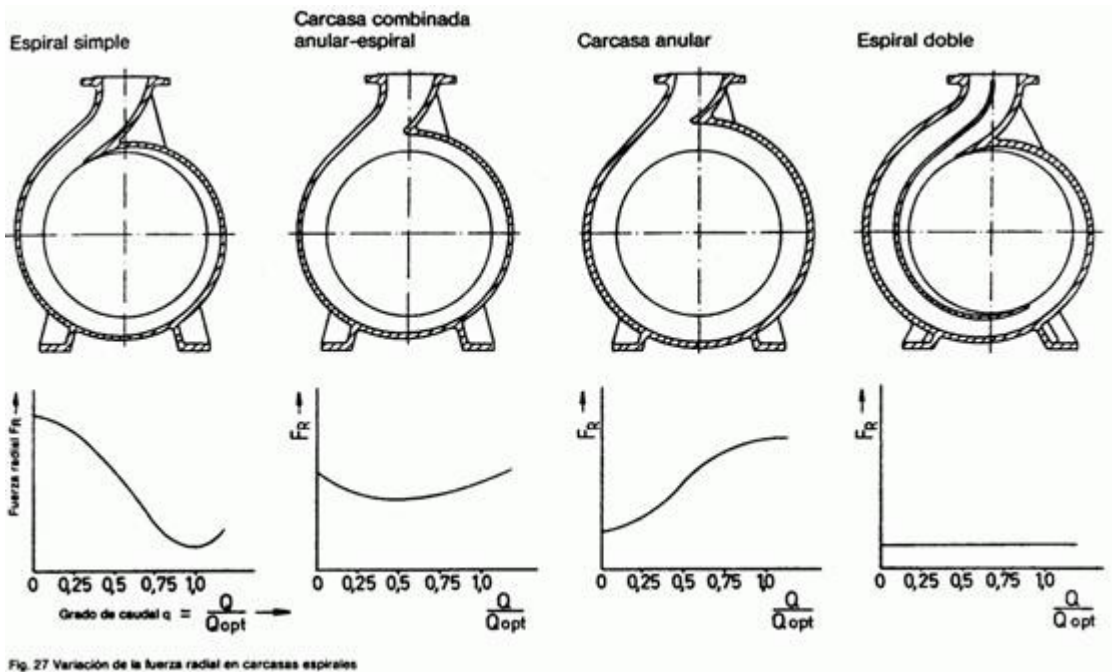


Fig. 26 Evolución de la fuerza radial en bombas centrífugas con diferentes formas de carcasa



8.3 Mejora del NPSH de la bomba

En casos especiales cabe la posibilidad de acoplar un rodete auxiliar previo (inductor) delante de l rodete propio de la bomba centrífuga, con el cual se reduce el NPSH requerido en aproximadamente un 50 o 60% de su valor inicial. Por ejemplo cuando necesidades de última hora obligan a ampliaciones en la instalación que reducen el valor disponible inicialmente con resultado de un NPSH insuficiente, o que razones de tipo económico no permiten ampliar el NPSH de la instalación. (Eleva el nivel del depósito de alimentación) o utilizar una bomba de tamaño superior a velocidad inferior (con su correspondiente menor NPSH requerido).

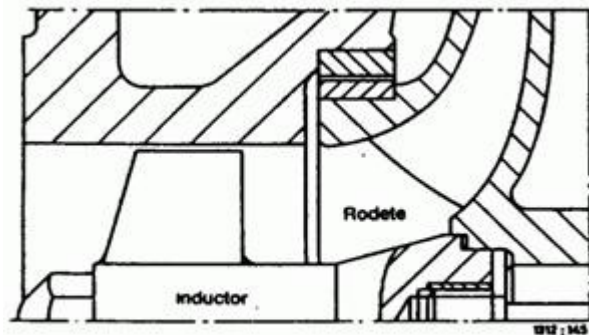
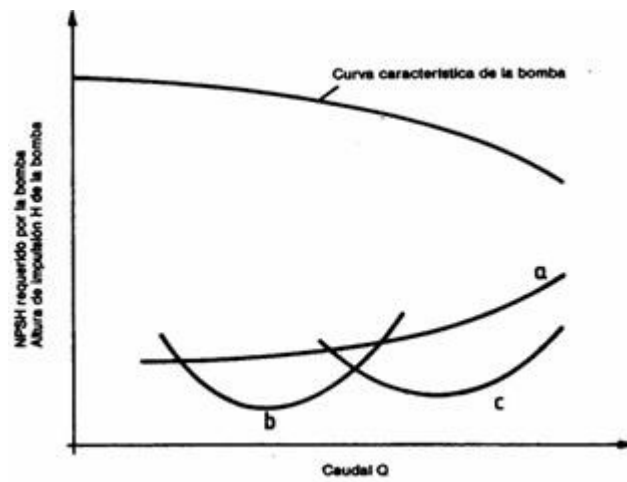


Fig. 28 Bomba centrífuga con inductor (rodete auxiliar previo)

Hay que indicar no obstante, que la disminución del NPSH requerido, mediante el citado inductor, no es válida para toda la gama de caudales de la bomba sino que afecta unicamente a una determinada parte de un campo de caudales, tal como se representa en la fig. 29.



a = NPSH requerido, sin inductor
b = NPSH requerido, con inductor A
c = NPSH requerido, con inductor B
A y B = Ejecución con diferentes inductores

Fig.29 Variación del $NPSH_{\text{erf}}$ sin y con inductor (rodete auxiliar previo) en función del caudal

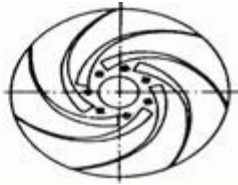
Ambito de aplicación y competencia		Bombas de dimensiones normalizadas					Accesorios			Directrices y especificaciones		
República Federal de Alemania	VDMA Unión alemana de fabricantes de máquinas Gremio de bombas									VDMA 24 231 Bombas centrífugas, denominación según modo de funcionamiento y características constructivas	VDMA 24 273 Directrices para la adquisición de bombas, hojas de datos para pruebas de materiales constructivos	
	DIN Instituto Alemán de Normalización e.V. Comité de normas para fabricación de máquinas, especificidad de bombas	DIN 24 251 Bombas de achique, altura de impulsión de hasta 1000 m	DIN 24 252 Bombas centrífugas con placas de desgaste PN 10, capacidades, dimensiones principales	DIN 24 254 Bombas de canal lateral PN 40, denominación, capacidad nominal, dimensiones principales	DIN 24 255 Bombas centrífugas con entrada axial PN 10 con soporte de cojinetes, denominación, capacidad nominal, dimensiones principales	DIN 24 256 Bombas centrífugas con entrada axial PN 16 con soporte de cojinetes, denominación, capacidad nominal, dimensiones principales	DIN 24 259 T.2 Bancadas para máquinas, serie de selección para bombas centrífugas según DIN 24 256 dimensiones, disposición	DIN 24 299 Chapa de características del fabricante para las bombas, directrices	DIN 24 990 Cierres mecánicos, dimensiones principales, denominación y llave de materiales	DIN 1944 Ensayos de recepción de bombas centrífugas	DIN 24 280 Bombas centrífugas e instalaciones de bombas centrífugas, conceptos, símbolos, unidades	DIN 24 250 Bombas centrífugas, denominación y enumeración de piezas de recambio
Internacional	EO Comité europeo de coordinación de normas											
	ISO Organización Internacional para la estandarización TC 115/ Bombas					ISO 2858 Bombas centrífugas con la aspiración en un extremo "End suction centrifugal pumps" (Presión de diseño 16 bar) Designación punto de servicio y dimensiones	ISO 3661 Dimensiones de bancadas e instalación de bombas centrífugas con la aspiración en un extremo "End suction centrifugal pumps"		ISO 3069 Dimensiones de cavidades para cierres mecánicos y empaquetadura blanda de bombas centrífugas con la aspiración en un extremo	ISO 2548 Bombas centrífugas de flujo mixto y axial. Códigos de pruebas de recepción, clase C	ISO 3555 Bombas centrífugas de flujo axial. Códigos de pruebas de recepción, clase B	ISO 5198 En preparación, clase A

Fig. 25 Resumen de normas alemanas e internacionales, sobre bombas centrífugas, accesorios, reglas y especificaciones (en Febrero 1983)

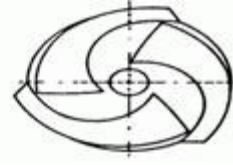
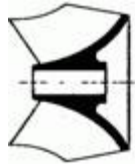
8.4 Formas del rodete

8.4.1 Rodete de álabes

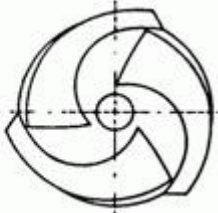
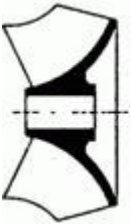
Para la impulsión de medios limpios se utilizan bombas centrífugas equipadas con rodete normal. Comenzando con el de tipo radial y según aumenta el caudal deseado, pasando por el tipo radial y según aumenta el caudal deseado, pasando por el campo del rodete semiaxial, se llega hasta la aplicación del rodete axial para grandes caudales con pequeñas alturas de impulsión.



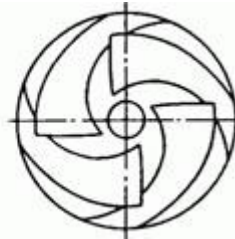
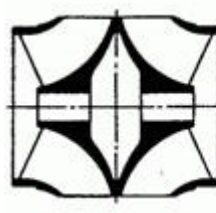
Rodete *) radial



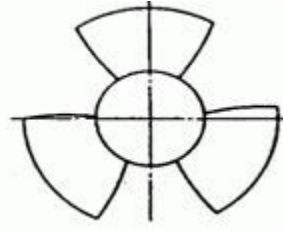
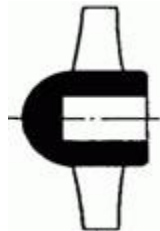
Rodete semiaxial *) cerrado



Rodete semiaxial abierto



Rodete semiaxial *) cerrado, de doble entrada



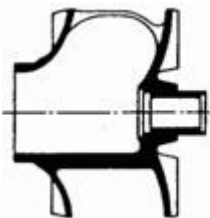
Rodete axial

*) No se representa el corte del álabe.

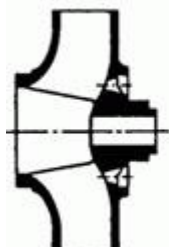
**) Es posible también emplear rodete monocanal con estrechamiento mínimo, para mejorar el rendimiento de la bomba.

8.4.2 Rodetes de canal

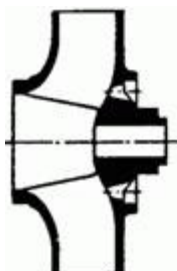
Para impulsar medios contaminados acompañados de sólidos se utilizan rodetes de paso amplio como el de tipo monocanal que no presenta estrechamiento alguno desde la entrada hasta la salida (llamado de paso esferoidal)



Rodete monocanal *) cerrado



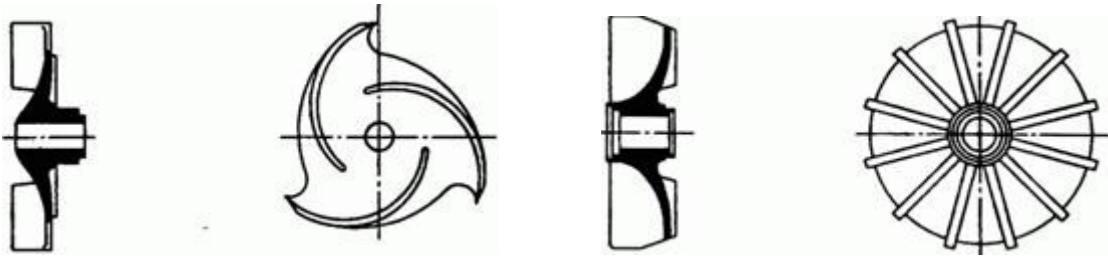
Rodete bicanal *) cerrado



Rodete tricanal *) cerrado

8.4.3 Rodetes de álabes especiales

Para líquidos contaminados con contenido de gas

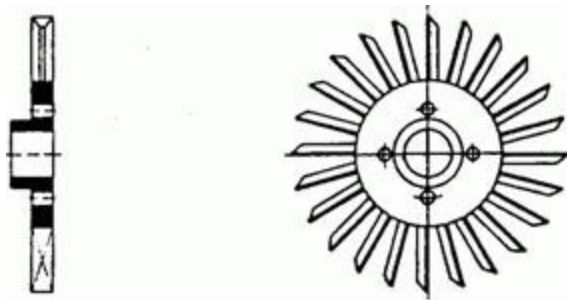


Rodete abierto de tres álabes

Rodete de paso integral, también llamado rodete desplazado o retraído.

8.4.4 Rodete estrella

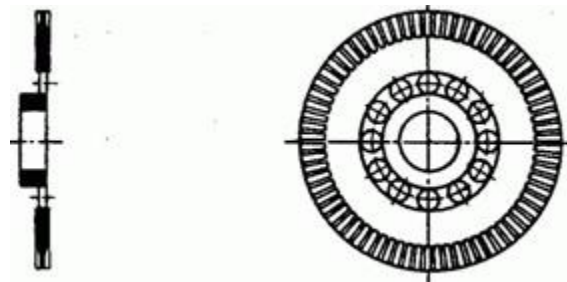
De modo predominante en bombas centrífugas autoaspirantes para líquidos limpios.



Rodete estrella para bomba de canal lateral

8.4.5 Rodete periférico

Para medios limpios, pequeños caudales y elevadas alturas de impulsión.



Rodete periférico

8.5 Variantes constructivas de las bombas

(ejemplos de selección)

Se diferencian en base a las siguientes principales características, según se expresa en las Fig. 30 a

35.

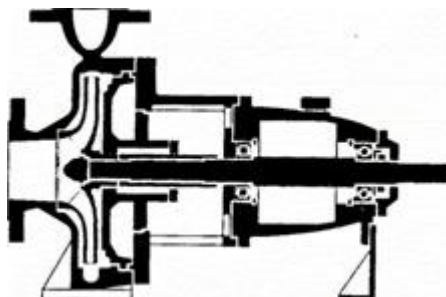


Fig.30 De flujo simple, monocelular, rodete en voladizo, p.ej. bomba química normalizada

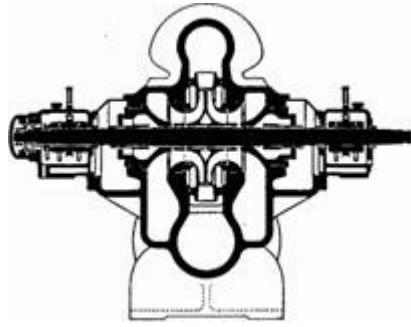


Fig.31 De doble flujo, rodete soportado en ambos extremos, p.ej. bomba para acueductos, oleoductos etc.

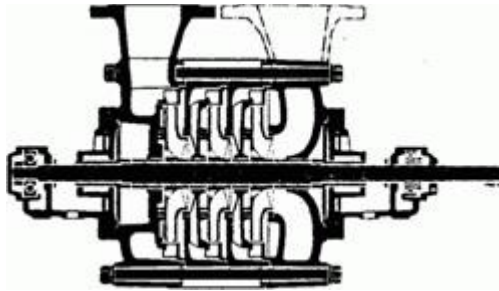


Fig.32 Multicelular, rodete soportado en ambos extremos, p.ej. bomba centrífuga de alta presión de montaje escalonado



Fig.33 Bomba monobloque

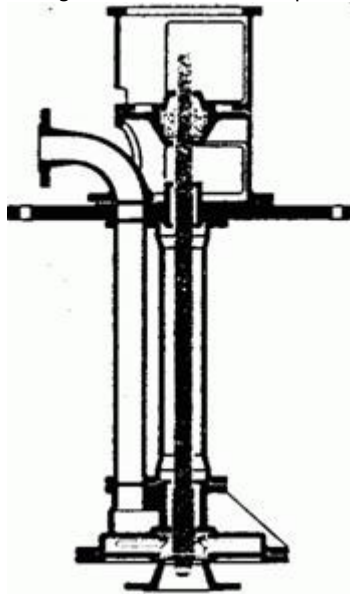


Fig. 34 Bomba vertical de eje sumergido, p. ej. bomba química tipo sumidero

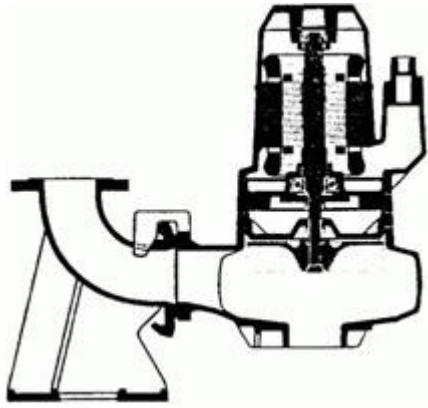


Fig. 35 Motobomba sumergible, p.ej. motobomba sumergible para aguas residuales

8.6 Formas de colocación de las bombas

El modo de montaje de una bomba se determina por la posición de su eje

- Dirección del eje, horizontal o vertical, la posición de
- sus patas, abajo o a la altura del eje, la posición de la
- máquina de accionamiento la distribución de
- pesos de bomba y máquina de accionamiento (véase fig. 36 y 37)

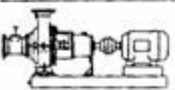
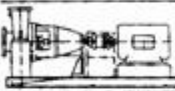
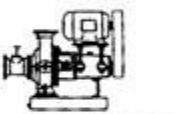
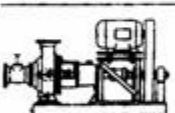
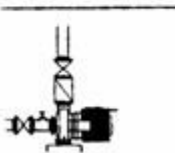
	Línea del eje	Patas	Máquina de accionamiento	Observaciones
	horizontal	abajo	coaxial con acoplamiento o engranaje	bancada común
	horizontal	a la altura del eje	coaxial con acoplamiento o engranaje	bancada común
	horizontal	abajo	eje paralelo sobre la bomba, con poleas y correas trapezoidales	economía de espacio fácil acomodo de la velocidad de giro
	horizontal	abajo	eje paralelo sobre la bomba, accionamiento con poleas y correas y eje de bomba prolongado	economía de espacio fácil acomodo de la velocidad de giro
	horizontal	abajo	grupo monobloque bomba y motor encapsulados herméticamente	inundable en su totalidad

Fig. 36 Ejemplos de montaje horizontal

Ejemplos de montaje			Dirección del eje	Patas	Máquina de accionamiento	Observaciones
a	b	c				
			vertical	—	sobre linterna soporte a nivel superior	disposición húmeda a) tubería de impulsión ascendente
			vertical	placa de asiento debajo de la tubuladura de impulsión	a) sobre linterna soporte a nivel superior b) sobre linterna soporte a nivel superior y mediante eje articulado c) sobre linterna soporte a nivel inferior	disposición en seco
			vertical	a) en codo soporte de acople automático b) pata de apoyo	grupo sumergible	disposición húmeda a) estacionaria b) portátil

8.7 Diseño del pozo para la bomba

Estos pozos se diseñan para la acumulación y bombeo discontinuo de líquidos. Su tamaño depende del caudal de impulsión Q y la frecuencia admisible de conexión Z que permite el grupo motobomba, es decir del motor eléctrico. Esta frecuencia de conexión Z para motores instalados en seco es:

Potencia del motor
Hasta 7,5 Kw
Hasta 30 Kw
Mas de 30 kw

Frecuencia de conexiones Z/h
máximo 15
máximo 12
máximo 10

La frecuencia de arranques se calcula según:

$$Z = \frac{3600 \cdot Q_{ZU} (Q_m - Q_{ZU})}{V_N \cdot Q_m}$$

siendo Z Número de arranques por hora
 Q_{ZU} Caudal de afluencia en l/s
 Q_e Caudal de impulsión a la presión de arranque en l/s

Q_a Caudal de impulsión a la presión de parada en l/s
 V_N Volumen útil del pozo de bombeo incluido un eventual volumen de remanso en l

$$Q_m = \frac{Q_e + Q_a}{2}$$

La máxima frecuencia de conexión tiene lugar cuando $Q_m = 2 \times Q_{zu}$, es decir, cuando el caudal medio de impulsión es igual a dos veces el de aportación Q_{zu} . Así, el máximo número de conexiones se determina según:

$$Z_{max} = \frac{900 \cdot Q_m}{V_N}$$

Con líquidos sucios habrá de evitarse que se depositen sólidos en zonas muertas del fondo del pozo donde pueden quedar estancados. Ayuda a impedirlo la forma parcialmente biselada de la solera, con una pendiente mínima de 45° , mejor aun de 60° , tal como se da a entender en la fig. 38.



Fig. 38 Bisel del fondo del pozo de bombas contra depósito y acumulación de sólidos.

8.8 Disposición de la tubería de aspiración

La tubería de aspiración ha de ser tan corta como sea posible y ligeramente ascendente hacia la bomba. Las tuberías de aspiración y de aporte deberán Quedar suficientemente distanciadas en el depósito o pozo de bombas, para evitar la entrada de aire en la bomba a través de la primera. Así mismo, la tubería de aporte desembocará siempre por debajo del nivel del líquido en el depósito o pozo, véase fig. 39.

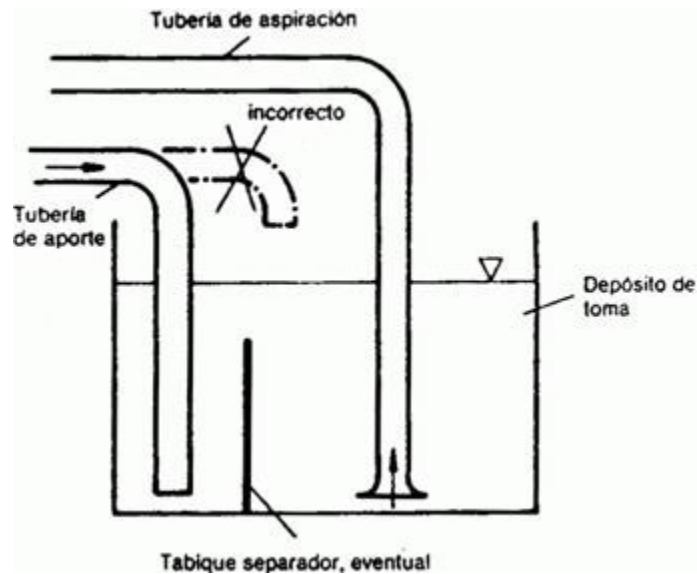


Fig. 39 Disposición de tuberías en el depósito, para evitar la entrada de aire en la bomba

Cuando la tubería de aspiración no está suficientemente inmersa en el depósito o pozo de bombas, puede tener lugar la entrada de aire en la bomba debido a la rotación del medio con formación de torbellinos (vórtice). Comenzando con la formación de una cavidad en forma de embudo a nivel superficial, surge bruscamente como un canal de aire desde la misma superficie hasta la embocadura de la tubería de aspiración.

Con una suficiente inmersión (véase fig. 40) o tomando las medidas necesarias, puede evitarse esta formación de vórtice, la cual se hace más considerable cuanto mayor sea el caudal bombeado Q .



Fig. 40 Disposición de la tubería de aspiración en el depósito receptor (pozo de bombas) para evitar la formación de vórtice.

La inmersión (o sumergencia) mínima $S_{\min}$ en m ha de ser la equivalente a la altura dinámica más 0,1 m de incremento de seguridad para compensar una irregular distribución de la velocidad. La velocidad máxima del flujo v_s en la tubería de aspiración, y en su caso, en la tubería de aporte a la bomba, no debe rebasar los 3m/s. Recomendamos, no obstante de 1 hasta 2 m/s.

$$S_{\min} = \frac{v_s^2}{2g} + 0,1$$

con v en m/s
 $S_{\min}$ en m

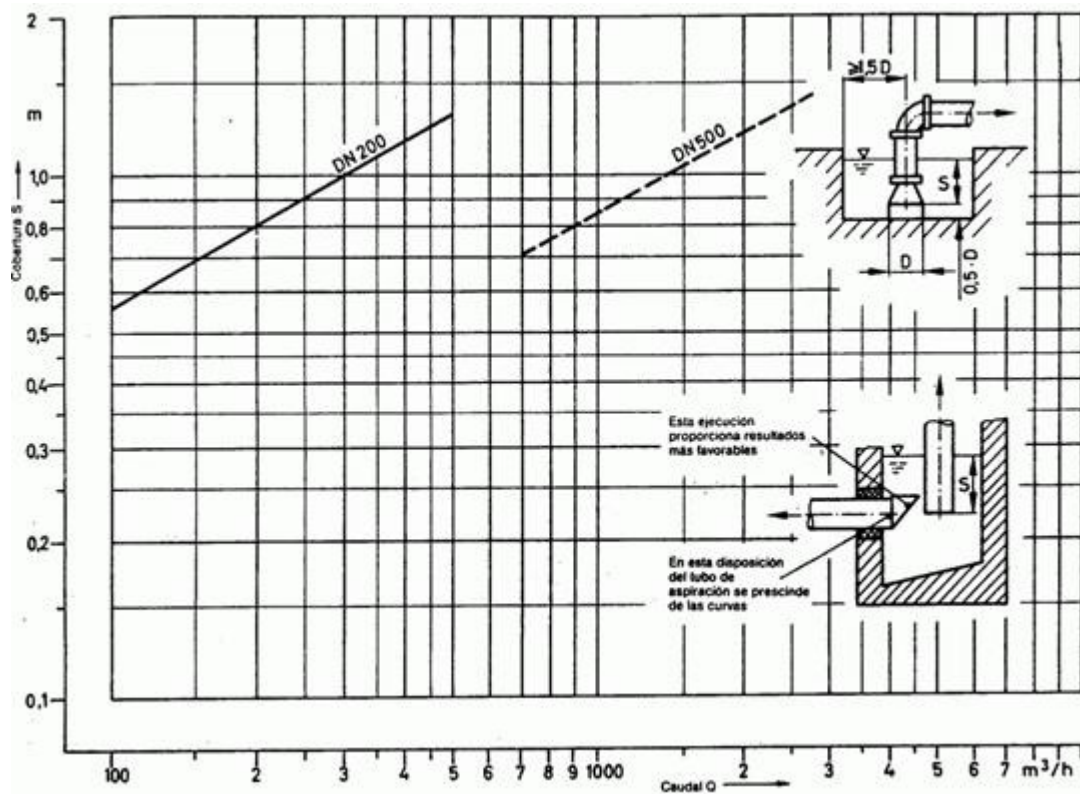


Fig. 41 Cobertura S en función del diámetro del tubo DN y del caudal Q

La figura 41 muestra la dependencia del nivel S con respecto al diámetro DN y el caudal Q. Los valores que de este ábaco se obtienen tienen amplia garantía de seguridad contra la formación de vórtice. Es válido para una disposición de la tubería de aspiración tal como se representa en esta figura.

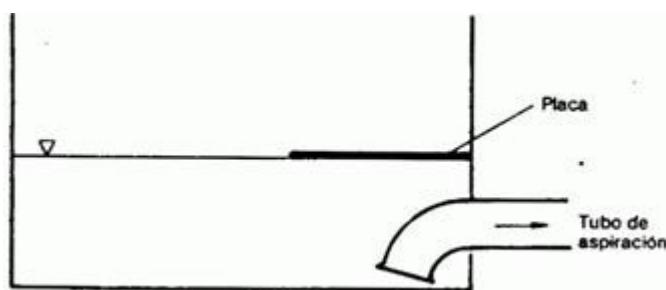


Fig. 42 Placa para evitar la formación de vórtice en la superficie del líquido

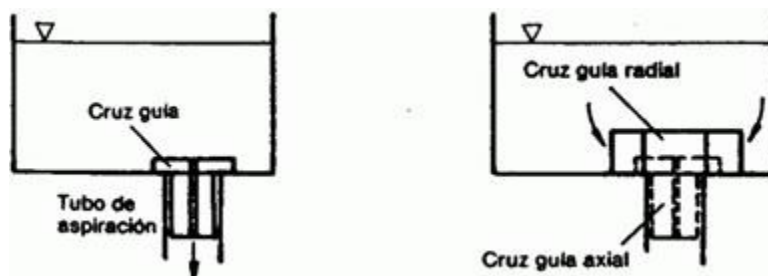


Fig. 43 Montaje de superficies guía para impedir la torsión del flujo y evitar así la succión de aire por vórtice

Cuando no sea posible conseguir, temporal o permanentemente, de la altura de líquido necesaria, se recurre a dispositivos como los representados en las fig. 42 y 43, para evitar la succión de aire por vórtice.

Un caso especial, pero frecuente, son los depósitos circulares con entrada tangencial que crea una rotación del líquido que contienen (véase fig. 44).

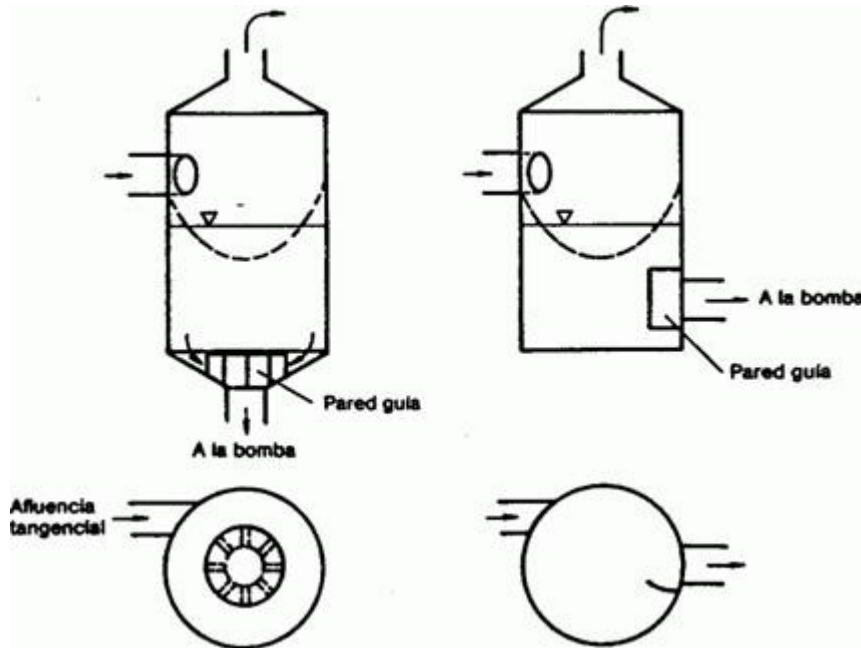


Fig. 44 Montaje de dispositivos guía en depósitos para evitar dificultades de afluencia del flujo hacia la bomba

8.9 Acoplamiento de ejes

Los acoplamientos utilizados en la táctica de bombas centrífugas pueden agruparse en rígidos y flexibles o elásticos. Los acoplamientos rígidos sirven, ante todo, para la unión de ejes perfectamente alineados. Desviaciones mínimas originan esfuerzos adicionales considerables en el acoplamiento así en los ejes. Se diferencian:

- Acoplamientos de casquillos
- Acoplamientos de manguito
- Acoplamientos dentados
- Acoplamientos de disco (DIN 758, DIN 759)
- Acoplamientos de brida (DIN 760)

El acoplamiento flexible según DIN 740 es un acoplamiento elástico cuyos elementos de unión están exentos de deslizamiento entre accionamiento y máquina accionada, que compensa las deficiencias de alineación radial y angular así como las demandas de esfuerzos bruscos (fig. 45). La flexibilidad se logra de diversas maneras, mediante deformaciones amortiguadoras y elementos elásticos de goma, cuya duración depende, en buena medida, de una correcta alineación. En la figura 46 se representan los tipos de acoplamiento elástico de uso frecuente. A modo de ejemplo, en la figura 47 se expone un acoplamiento de casquillo espaciador que permite extraer el rotor de la bomba, sin necesidad de desmontar su carcasa ni el motor de accionamiento (ejecución de proceso).

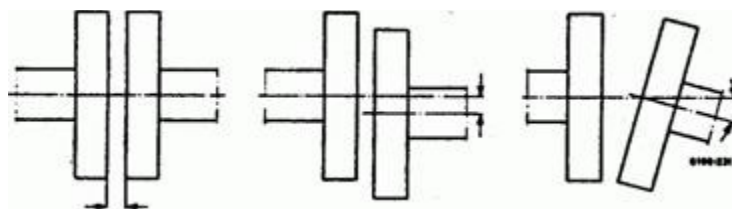


Fig. 45 Defectos de alineación

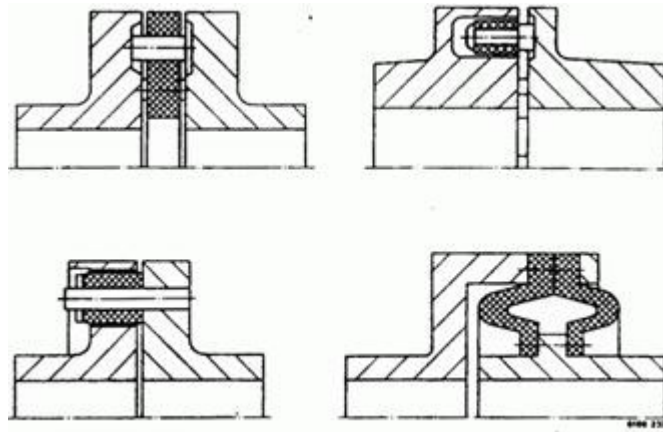


Fig. 46 Tipos de acoplamiento (ejemplo)

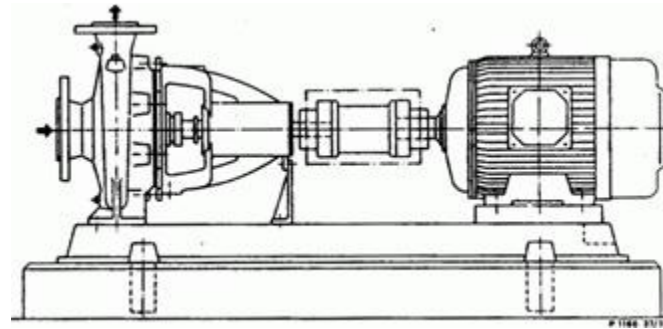


Fig. 47 Bomba con acoplamiento de casquillo espaciador

9 Datos técnicos

9.1 Presión de vapor p_v y densidad ρ del agua

t °C	T K	p ₀ bar	ρ kg/dm³	t °C	T K	p ₀ bar	ρ kg/dm³	t °C	T K	p ₀ bar	ρ kg/dm³
0	273,15	0,00611	0,9998	61	334,15	0,2086	0,9826	138	411,15	3,414	0,9276
1	274,15	0,00657	0,9999	62	335,15	0,2184	0,9821	140	413,15	3,614	0,9258
2	275,15	0,00706	0,9999	63	336,15	0,2286	0,9816	145	418,15	4,155	0,9214
3	276,15	0,00758	0,9999	64	337,15	0,2391	0,9811	150	423,15	4,760	0,9168
4	277,15	0,00813	1,0000	65	338,15	0,2501	0,9805	155	428,15	5,433	0,9121
5	278,15	0,00872	1,0000	66	339,15	0,2615	0,9799	160	433,15	6,181	0,9073
6	279,15	0,00935	1,0000	67	340,15	0,2733	0,9793	165	438,15	7,008	0,9024
7	280,15	0,01001	0,9999	68	341,15	0,2856	0,9788	170	443,15	7,920	0,8973
8	281,15	0,01072	0,9999	69	342,15	0,2984	0,9782	175	448,15	8,924	0,8921
9	282,15	0,01147	0,9998	70	343,15	0,3116	0,9777	180	453,15	10,027	0,8869
10	283,15	0,01227	0,9997	71	344,15	0,3253	0,9770	185	458,15	11,233	0,8815
11	284,15	0,01312	0,9997	72	345,15	0,3396	0,9765	190	463,15	12,551	0,8760
12	285,15	0,01401	0,9996	73	346,15	0,3543	0,9760	195	468,15	13,987	0,8704
13	286,15	0,01497	0,9994	74	347,15	0,3696	0,9753	200	473,15	15,55	0,8647
14	287,15	0,01597	0,9993	75	348,15	0,3855	0,9748	205	478,15	17,243	0,8588
15	288,15	0,01704	0,9992	76	349,15	0,4019	0,9741	210	483,15	19,077	0,8528
16	289,15	0,01817	0,9990	77	350,15	0,4189	0,9735	215	488,15	21,060	0,8467
17	290,15	0,01936	0,9988	78	351,15	0,4365	0,9729	220	493,15	23,198	0,8403
18	291,15	0,02062	0,9987	79	352,15	0,4547	0,9723	225	498,15	25,501	0,8339
19	292,15	0,02196	0,9985	80	353,15	0,4736	0,9716	230	503,15	27,976	0,8273
20	293,15	0,02337	0,9983	81	354,15	0,4931	0,9710	235	508,15	30,632	0,8205
21	294,15	0,02485	0,9981	82	355,15	0,5133	0,9704	240	513,15	33,478	0,8136
22	295,15	0,02642	0,9978	83	356,15	0,5342	0,9697	245	518,15	36,523	0,8065
23	296,15	0,02808	0,9976	84	357,15	0,5557	0,9691	250	523,15	39,776	0,7992
24	297,15	0,02982	0,9974	85	358,15	0,5780	0,9684	255	528,15	43,246	0,7916
25	298,15	0,03166	0,9971	86	359,15	0,6011	0,9678	260	533,15	46,943	0,7839
26	299,15	0,03360	0,9968	87	360,15	0,6249	0,9671	265	538,15	50,877	0,7759
27	300,15	0,03564	0,9966	88	361,15	0,6495	0,9665	270	543,15	55,058	0,7678
28	301,15	0,03778	0,9963	89	362,15	0,6749	0,9658	275	548,15	59,496	0,7593
29	302,15	0,04004	0,9960	90	363,15	0,7011	0,9652	280	553,15	64,202	0,7505
30	303,15	0,04241	0,9957	91	364,15	0,7281	0,9644	285	558,15	69,186	0,7415
31	304,15	0,04491	0,9954	92	365,15	0,7561	0,9638	290	563,15	74,461	0,7321
32	305,15	0,04753	0,9951	93	366,15	0,7849	0,9630	295	568,15	80,037	0,7223
33	306,15	0,05029	0,9947	94	367,15	0,8146	0,9624	300	573,15	85,927	0,7122
34	307,15	0,05318	0,9944	95	368,15	0,8453	0,9616	305	578,15	92,144	0,7017
35	308,15	0,05622	0,9940	96	369,15	0,8769	0,9610	310	583,15	98,700	0,6906
36	309,15	0,05940	0,9937	97	370,15	0,9094	0,9602	315	588,15	105,61	0,6791
37	310,15	0,06274	0,9933	98	371,15	0,9430	0,9596	320	593,15	112,89	0,6669
38	311,15	0,06624	0,9930	99	372,15	0,9776	0,9586	325	598,15	120,56	0,6541
39	312,15	0,06991	0,9927	100	373,15	1,0133	0,9581	330	603,15	128,63	0,6404
40	313,15	0,07375	0,9923	102	375,15	1,0878	0,9567	340	613,15	146,05	0,6102
41	314,15	0,07777	0,9919	104	377,15	1,1668	0,9552	350	623,15	165,35	0,5743
42	315,15	0,08198	0,9915	106	379,15	1,2504	0,9537	360	633,15	186,75	0,5275
43	316,15	0,08639	0,9911	108	381,15	1,3390	0,9522	370	643,15	210,54	0,4518
44	317,15	0,09100	0,9907	110	383,15	1,4327	0,9507	374,15	647,30	221,2	0,3154
45	318,15	0,09582	0,9902	112	385,15	1,5316	0,9491				
46	319,15	0,10086	0,9898	114	387,15	1,6362	0,9476				
47	320,15	0,10612	0,9894	116	389,15	1,7465	0,9460				
48	321,15	0,11162	0,9889	118	391,15	1,8628	0,9445				
49	322,15	0,11736	0,9884	120	393,15	1,9854	0,9429				
50	323,15	0,12335	0,9880	122	395,15	2,1145	0,9412				
51	324,15	0,12961	0,9876	124	397,15	2,2504	0,9396				
52	325,15	0,13613	0,9871	126	399,15	2,3933	0,9379				
53	326,15	0,14293	0,9866	128	401,15	2,5435	0,9362				
54	327,15	0,15002	0,9862	130	403,15	2,7013	0,9346				
55	328,15	0,15741	0,9857	132	405,15	2,8670	0,9328				
56	329,15	0,16511	0,9852	134	407,15	3,041	0,9311				
57	330,15	0,17313	0,9846	136	409,15	3,223	0,9294				
58	331,15	0,18147	0,9842								
59	332,15	0,19016	0,9837								
60	333,15	0,19920	0,9832								