



DATOS TÉCNICOS DE HIDRÁULICA **BOMBAS**



1905



1922



1930



1950



1961



1969



1970



1979

Bombas Ideal

cuenta con más

de 110 años

de experiencia

en el campo

del diseño

y fabricación de

bombas

hidráulicas



Producto **Bombas Ideal**





Calidad y Servicio

Son las dos constantes que mueven la empresa.

Sintonizar con los deseos de los clientes y anticiparse a ellos nos permite gozar de su confianza, siendo esto el mejor valor de **Bombas Ideal.**



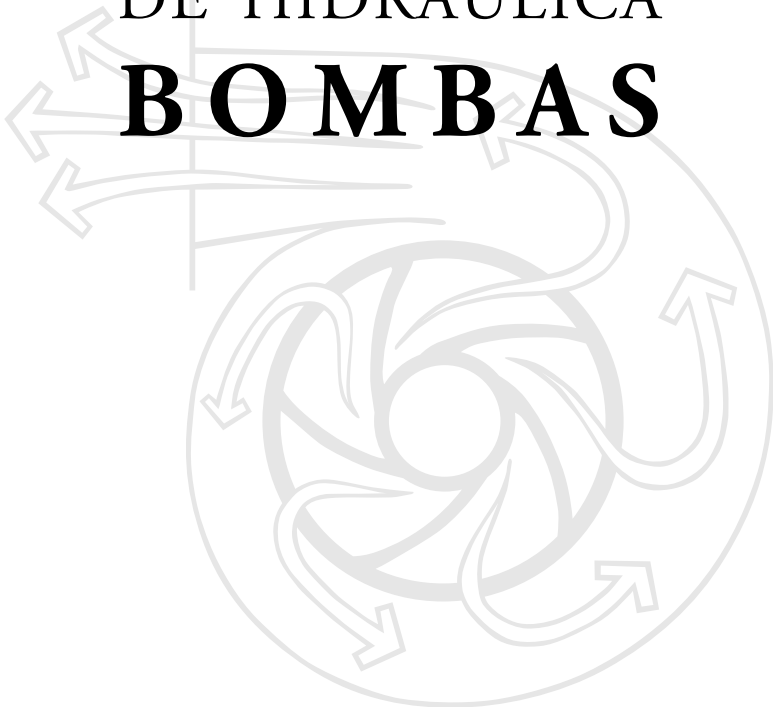


Oficina de Ingeniería
BOMBAS IDEAL, S. A.
VALENCIA





DATOS TÉCNICOS
DE HIDRÁULICA
BOMBAS



Índice	Introducción	005
	Conceptos hidráulicos	006
	Curvas características de una bomba	026
	Determinación del punto de funcionamiento en un sistema	029
	Regulación de las bombas centrífugas	032
	Adaptación de una bomba a las condiciones del sistema. Recorte del rodete	034
	Líquidos espesos	036
	Perdidas de carga en tuberías	040
	Accionamiento de bombas centrífugas	043
	Ensayos de aceptación de bombas centrífugas	055
	Instalación y mantenimiento	059
	Golpe de ariete	061
	Metodos de aforo más usuales	066
	Equipos de presión	073
	Equipos contra incendios	080
	Aguas residuales	087
	Bombas verticales	104
	Selección de materiales	108
	Tablas de conversión de medidas	115

Introducción

En la industria y en la agricultura se presentan con mucha frecuencia problemas de transporte de líquidos a través de sistemas de tuberías, debiendo vencer presiones y desniveles, que hacen necesario el empleo de unas máquinas hidráulicas denominadas bombas. Existen dos grandes grupos fundamentales:

- Las de desplazamiento positivo.
- Las de efecto centrífugo.

Las bombas de desplazamiento positivo basan su funcionamiento en encerrar un volumen de líquido para transportarlo desde la aspiración hasta la impulsión con un aumento de la presión. Hoy en día son utilizadas normalmente para el bombeo de pequeños caudales a grandes alturas.

Las bombas de efecto centrífugo son las que han adquirido mayor relevancia por sus grandes posibilidades y vasto campo de aplicación, habiendo desplazado casi por entero a las de desplazamiento positivo. Su gran velocidad de funcionamiento, que permite su accionamiento directo por motores eléctricos, pequeño tamaño y peso, gran seguridad de marcha y servicio y mínimo número de elementos de desgaste, han sido factores decisivos que se han impuesto para conseguir su gran difusión y empleo. Dada la gran importancia de las bombas de efecto centrífugo nos proponemos en este pequeño manual recopilar conceptos y facilitar datos para ponerlos a disposición de todos aquellos técnicos que de una manera directa o indirecta se dediquen al proyecto de instalaciones de bombeo.

La bomba centrífuga es una máquina hidráulica compuesta en esencia por un impulsor con alabes, que accionado desde el exterior transmite al líquido la energía necesaria para obtener una presión determinada. El cuerpo de bomba o voluta recibe el líquido salido del impulsor y por su construcción especial transforma su energía cinética en presión, dirigiéndolo al mismo tiempo hacia el exterior por la tubuladura de descarga.

Hay gran variedad de bombas en cuanto se refiere a sus formas de construcción, de acuerdo con las aplicaciones particulares o imperativos mecánicos.

Por extensión se denominan bombas centrífugas a las de flujo semiaxial y axial, aunque la acción centrífuga es inadecuada para explicar el funcionamiento de tales bombas.



Conceptos hidraulicos

Caudal

El caudal volumétrico, o simplemente caudal Q , que circula por un determinado sistema es el volumen de líquido trasegado en la unidad de tiempo. Las unidades más comúnmente empleadas son $m^3/hora$, litros/minuto (L/m) y litros/seg (L/s). No obstante en el ámbito de influencia anglosajona lo podemos encontrar expresado tanto en galones Imperiales/minuto ($Igpm$) como galones americanos/minuto ($USgpm$). La equivalencia entre las principales unidades de medida de caudal es la siguiente:

$$1 L/s = 60 L/m = 3,6 m^3/h = 13,148 Igpm = 15,839 USgpm$$

El caudal volumétrico que circula por un determinado sistema se puede obtener multiplicando la velocidad del fluido (v) por el área transversal de paso:

$$Q = v \cdot A$$

El caudal másico Q_m , es la cantidad de masa de fluido que circula en la unidad de tiempo. Se puede obtener multiplicando la densidad del fluido (ρ) por el caudal volumétrico:

$$Q_m = \rho \cdot Q$$

Para el caso del agua la densidad es $1000 \text{ Kg}/m^3$

Presión

Es la fuerza que ejerce un fluido por unidad de superficie. En el *S.I.* se emplea como unidad de medida de presión el Pascal (Pa); $1 Pa = N/m^2$ (Newton / metro cuadrado).

Por ser una unidad demasiado pequeña se emplea habitualmente múltiplos de la misma, KPa , MPa ,...o también el *Bar*, $1 Bar = 10^5 Pa$.



Para el caso de la altura de impulsión, también suele expresarse en metros de columna de líquido (*mcl*), existiendo la relación siguiente:

$$1 \text{ kg / cm}^2 = \frac{10}{\gamma} \text{ (metros columna de líquido)}$$

La equivalencia entre las diferentes unidades de presión empleadas habitualmente es la siguiente:

1 Bar	= 1,02 Kg/cm ²
1 Bar	= 10,2 mca
1 Kg/cm ²	= 0,981 Bar
1 mca	= 0,0981 Bar
1 mca	= 9810 Pascal
1 at (atmosfera técnica)	= 1 Kg/cm ²
1 atm (atmosfera física)	= 1,033 Kg/cm ²

La atmósfera física es equivalente a una columna de mercurio de 760 mm. de altura, que es igual a una columna de agua a 4°C de 10,33 metros de altura de agua.

Presión absoluta: Se llama presión absoluta la medida a partir del cero absoluto.

Presión relativa o manométrica: Presión relativa o manométrica es aquella que se mide a partir de la presión atmosférica local. Cualquier presión inferior a la atmosférica será una presión manométrica negativa, llamándose entonces depresión.

De acuerdo con las anteriores definiciones, se tendrá:

$$\textit{Presión absoluta} = \textit{Presión manométrica} + \textit{Presión atmosférica}.$$



Altura manométrica total H_{man} .

La altura manométrica total (H_{man}) impulsada por una bomba, es el aumento de la energía por unidad de peso que experimenta el fluido desde la entrada hasta la salida de la bomba y se expresa en metros de columna de líquido impulsado.

Se puede calcular la altura manométrica total (H_{man}) impulsada por una bomba, para una instalación típica, según se indica a continuación:

$$H_{man} = H_d - H_s + A + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \quad (1)$$

significando:

H_d = Lectura en manómetro de impulsión (mcl).

H_s = Lectura en vacuómetro de aspiración (mcl).

A = Diferencia de altura entre puntos de lectura (m).

$P1 / \gamma$ = Presión manométrica en el aljibe de aspiración (mcl).

$P2 / \gamma$ = Presión manométrica en el depósito de impulsión (mcl).

Z = Pérdida de carga en todo el circuito.

H_g = Desnivel geométrico total.

γ = Peso específico del líquido a la temperatura de servicio.

$\frac{v^2}{2g}$ = Altura de velocidad (mcl)

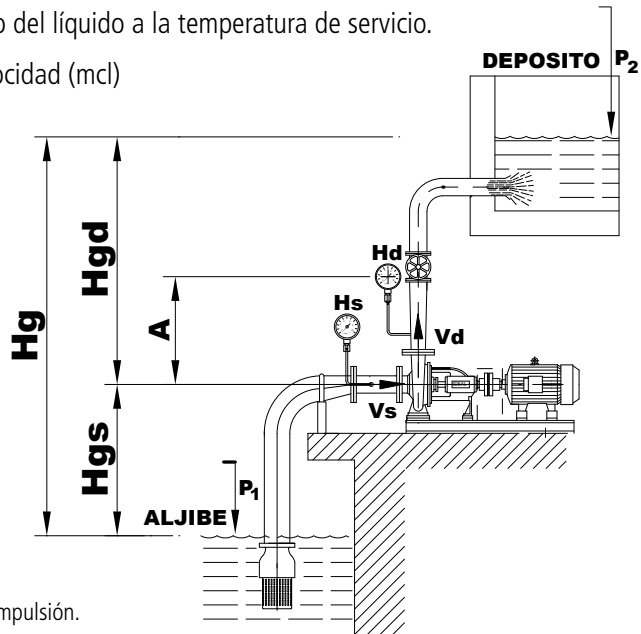


Fig 1. Esquema altura de impulsión.

En las bombas centrífugas la altura manométrica total (H_{man}) viene representada, en función del caudal, por medio de las curvas características de funcionamiento, cuyo empleo es imprescindible para adaptar una bomba a un sistema de bombeo determinado.

La altura manométrica también se puede definir como la altura que deberá vencer la bomba, para elevar un caudal de líquido determinado a través de una tubería desde un nivel inferior a otro superior. Esta altura también puede ser representada mediante la siguiente igualdad:

$$H_{man} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + Hg + Z \quad (2)$$

Que para el caso muy habitual de presiones iguales en aljibe y depósito, normalmente atmosféricas,

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_{atm}}{\gamma} \right) \text{ queda:}$$

$$H_{man} = Hg + Z \quad (3)$$

Mediante el empleo de estas fórmulas pueden resolverse todos los problemas de bombeo que puedan presentarse.

Altura de aspiración manométrica H_s .

Es la altura de presión en la brida de aspiración de una bomba, respecto a la atmósfera libre, expresada en metros de columna de líquido impulsado.

El valor de H_s nos lo dará un vacuómetro (o manómetro cuando la aspiración sea en carga) instalado en la tubería de aspiración, a la altura del eje de la bomba si es de construcción horizontal y a la altura de la parte más alta del borde de entrada de los alabes del impulsor de la primera fase, si es de construcción vertical. Para caso que:

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_{atm}}{\gamma}$$



La altura de aspiración manométrica (en términos de presión absoluta) viene expresada por la siguiente relación (ver fig 1):

$$H_s = \frac{P_{atm}}{\gamma} - H_{gs} - \frac{v_s^2}{2g} - Z_s \quad (4)$$

en ella

H_{gs} = Desnivel geométrico entre el nivel del líquido y el eje de la bomba.

Z_s = pérdidas de carga en la tubería de aspiración, incluyendo sus accesorios.

v_s = velocidad del líquido en la tubería de aspiración.

P_{atm} / γ = Presión manométrica en el aljibe de aspiración, habitualmente presión atmosférica.

Efectivamente tal y como se deduce de la ecuación 4, la depresión generada por la aspiración de la bomba será tanto mayor cuanto mayores sean la altura de aspiración (negativa), las pérdidas de carga y la velocidad del fluido en tramo de aspiración.

Cavitación

La cavitación es uno de los problemas más graves que afectan a las bombas. Cuando no se ha tenido en cuenta durante la fase de diseño de la estación de bombeo nos podemos encontrar con serios problemas, que en el mejor de los casos requieren de costosas reformas en la instalación para solucionarlos. Sin embargo, como veremos más tarde, prevenirla en el momento adecuado es relativamente sencillo.

La cavitación es un fenómeno termodinámico según el cual el agua cambia de estado al reducirse la presión por debajo de un límite: la tensión de vapor del líquido. Este fenómeno es inherente al líquido y puede aparecer en bombas, válvulas, codos, etc, y en general en cualquier punto o situación en la que se supere la condición límite anteriormente expresada.

El problema de la cavitación no está en las burbujas de vapor generadas por la disminución de presión, sino en la implosión de las mismas cuando la presión se recupera y se supera la tensión de vapor. El colapso instantáneo de las burbujas



de vapor genera elevadísimas presiones que erosionan el material llegando a perforarlo e incluso a su desintegración en los casos más severos.

Para el caso de las bombas, según el punto de trabajo y las condiciones de la instalación, se pueden producir presiones suficientemente bajas en la aspiración como para que aparezca la cavitación. Esta depresión en la aspiración de la bomba se puede calcular con la ecuación 4 anteriormente desarrollada. La zona de la bomba con menor presión es el oído del rodete, es decir, la sección de entrada justo antes de los álabes.

Una vez que el fluido llega a los álabes empieza a aumentar su presión a medida que recorre el rodete hasta su salida.

Es por ello que la zona característica para observar la erosión de la cavitación es justo el inicio de los álabes, cuando se empieza a recuperar la presión.

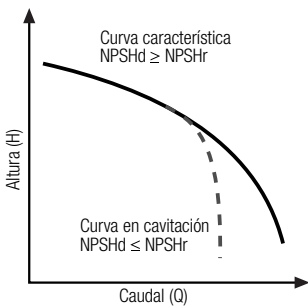


Fig 2 . Curva característica en cavitación

Los problemas mecánicos que conlleva la cavitación en las bombas son enormes ya que además de la erosión aparecen fuertes vibraciones, averías mecánicas, ruido, falta de datos de servicio, .. etc.

Efectivamente, el comportamiento hidráulico de la bomba se ve muy afectado. Cuando se produce la cavitación, es porque la presión ha igualado a la tensión de vapor del líquido, y si se intenta aumentar el caudal abriendo la válvula de impulsión lo que se consigue es generar más vapor, ya que durante el cambio de estado la presión permanecerá constante.

En la gráfica adjunta vemos como cambian la curva $Q-H$ de funcionamiento de una bomba cuando aparece la cavitación.

NPSHr y *NPSHd*

Partiendo de la condición de no cavitación:

$$H_s \geq T_v \quad (5)$$

donde T_v representa la tensión de vapor y sustituyendo el valor de altura de aspiración obtenido en la ecuación (4):

$$H_s = \frac{P_{atm}}{\gamma} - H_{gs} - Z_s - \frac{v_s^2}{2g} \geq T_v \quad (6)$$

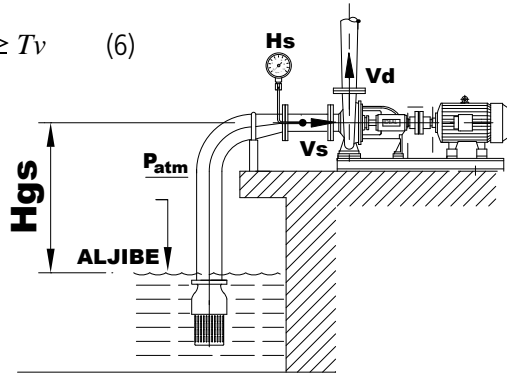


Fig 3 . Esquema cavitación

Donde reagrupando términos y separando los factores que dependen de la instalación y los que dependen de la propia bomba se llega a:

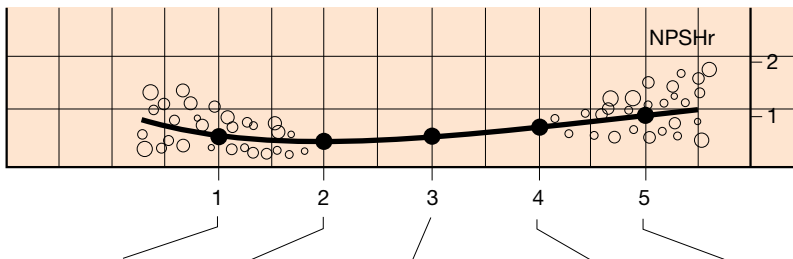
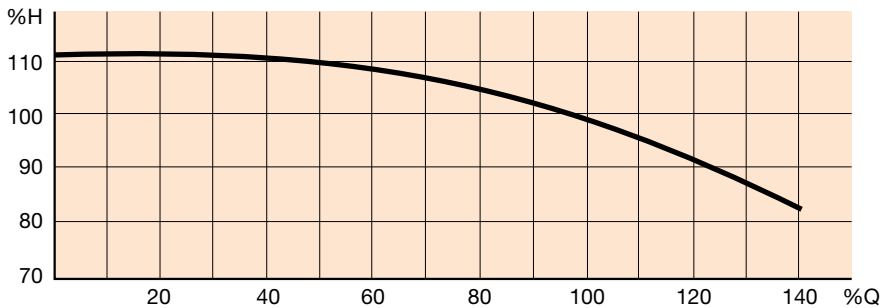
$$\frac{P_{atm}}{\gamma} - H_{gs} - Z_s - T_v \geq \frac{v_s^2}{2g} (1 + \lambda) \quad (7)$$

Y finalmente cambiar a:

$$NPSH_d \geq NPSH_r \quad (8)$$

Mediante esta simplificación se agrupan los términos que dependen de la instalación en un solo parámetro llamado $NPSH$ disponible, quedando como $NPSH$ requerido los que dependen de la bomba.

La presión atmosférica y la tensión de vapor quedan fijadas por la altitud sobre el nivel del mar y la temperatura del agua respectivamente. El $NPSH_r$ será dado por el fabricante de la bomba debiendo entonces el proyectista seleccionar una altura de aspiración y unas pérdidas de carga en la línea de aspiración que verifiquen las ecuaciones (7) y (8) arriba escritas.



En una experiencia visualizada del fenómeno de cavitación en función del caudal elevado e ilustrado en las fotografías, se observa.

- 1º.- Cuando el caudal suministrado por la bomba se reduce al 25% del caudal óptimo ($Q_{op}=100\%$), se produce una elevación del NPSHr (máxima turbulencia). Este valor va disminuyendo hasta alcanzar un mínimo en el punto 1 (40% de Q_{op}).
- 2º.- Entre los puntos 1 y 2 (40 y 60% de Q_{op}) el valor NPSHr se mantiene en su valor mínimo (turbulencia mínima).
- 3º.- A partir del punto 2 (60% Q_{op}), el valor NPSHr, va aumentando progresivamente pasando por los puntos 3 y 4 (Q_{op}) y alcanzando el punto de máximo valor, cuando el caudal elevado es del 130% de Q_{op} (turbulencia máxima).



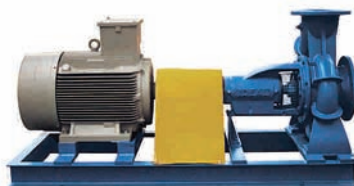
CPH

Bombas centrífugas de cámara partida de una y dos etapas con las bridas de aspiración e impulsión fundidas en su cuerpo inferior para permitir un fácil acceso y desmontaje de las partes móviles evitando la desconexión de las tuberías.



RNI

Bombas adecuadas para elevación y trasiego de líquidos en: Minas, industrias, riego, construcción, instalaciones de calefacción y aire acondicionado, municipios, equipos contra-incendios etc.



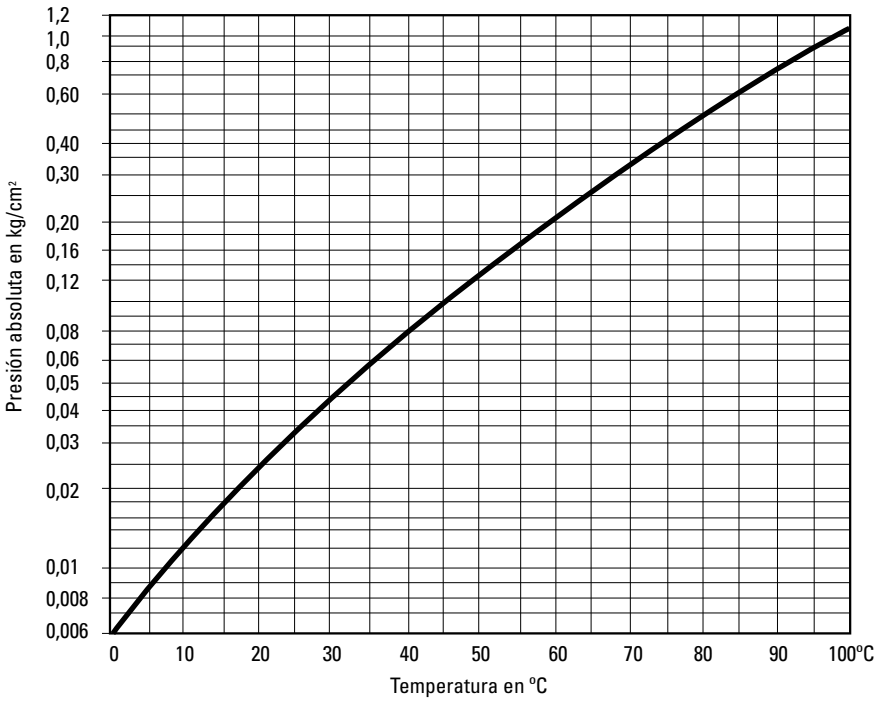


Fig 4. Variación de la tensión de vapor (T_v) en función de la temperatura del agua.

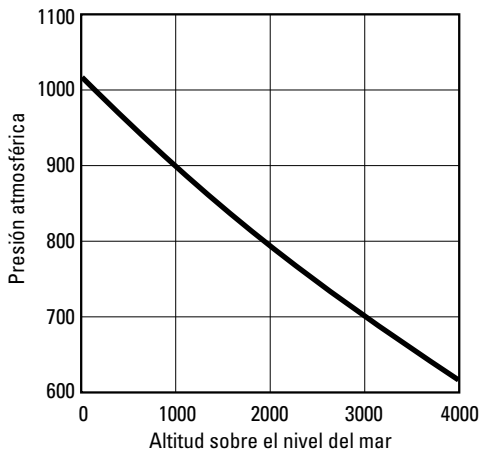


Fig 5. Variación de la presión atmosférica en función de la altitud sobre el nivel del mar.

Como buena práctica se aconseja diseñar aspiraciones en carga, de longitud corta, y pérdidas de carga pequeñas ($v \leq 1$ m/s) . Si la aspiración en negativa (fig 1) es muy importante dar una pendiente ascendente mínima del 2% a la tubería, utilizar conos excéntricos, y evitar posibles bolsas de aire en la tubería.

A medida que aumenta el caudal bombeado, aumenta la velocidad del fluido por la tubería y las pérdidas de carga son mayores, es decir aumenta el *NPSH_r* y disminuye el *NPSH_d*, favoreciendo la aparición de la cavitación.

Es por esto que para detectar si una bomba esta cavitando, conviene cerrar la válvula de impulsión progresivamente para reducir el caudal hasta asegurarse que cesa la vibración y el ruido de la cavitación, verificándose entonces que el funcionamiento de la bomba se corresponde con el de su curva característica. Pero para funcionar en su punto de trabajo original sin tener que sacrificar parte del caudal al estrangular la válvula, será necesario modificar la instalación a fin de reducir las pérdidas de carga en la aspiración, reducir la altura de aspiración,...etc para aumentar el NPSH disponible por encima del requerido.

También es posible diseñar un "inductor" que provoque un aumento local de la presión en la aspiración del rodete, aunque esta solución solo es válida para un rango de caudal limitado, empeorando la situación cuando nos alejamos de su caudal de diseño.

Sumergencia

Es la altura (*S*) de líquido, necesaria sobre la sección de entrada (válvula de pie, campana, tubo, etc.), para evitar la formación de remolinos (vórtices) que pueden afectar al buen funcionamiento de la bomba.

La formación de estos remolinos se deben principalmente a la depresión causada por:

- La succión de la bomba.
- Mala disposición de la misma en la cámara de aspiración.
- Una irregular distribución del flujo.

Como valor indicativo de la sumergencia mínima necesaria, podemos adoptar la que obtendremos por aplicación de la fórmula:

$$S = \frac{v^2}{2g} + 0,5 \text{ (metros)}$$

En ella

v = Velocidad del líquido en m / s.

S = Sumergencia en metros.

g = Aceleración gravedad = 9,81 m / s².

Observaciones por falta de sumergencia:

- Fluctuaciones de caudal, sin merma apreciable en la altura.
- Ruidos y vibraciones, con requerimientos variables de potencia (variación amperímetro).
- Formación de remolinos visibles en la superficie o sumergidos.
- No produce cavitación.

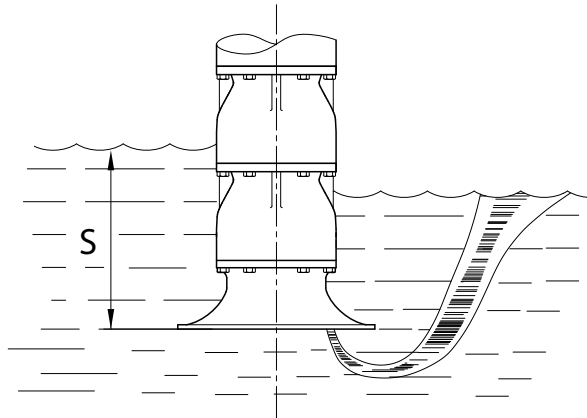


Fig 6 . Sumergencia

Soluciones, para reducir la sumergencia necesaria:

- Aumento de la sección de entrada (colocación de sombrillas, mayor diámetro de la tubería de aspiración, etc.)
- Colocación de tabiques flotantes o sumergidos que eliminen las turbulencias.
- Maderas flotantes, alrededor de la tubería de aspiración, así como pelotas de plástico, y todo aquello que sea capaz de impedir la formación de vórtices o remolinos en la superficie.



- EN GENERAL TODAS AQUELLAS QUE CONLLEVEN UNA REDUCCION EN LA VELOCIDAD DEL AGUA EN LA SECCION DE ENTRADA DE LA BOMBA.

Potencias y Rendimiento

La potencia útil N_u viene expresada por la relación siguiente:

$$N_u = \frac{Q_u \cdot H_{man}}{75} \gamma \text{ (C.V.)}$$

Q_u = Caudal útil expresado en l/seg.

H_{man} = Altura manométrica total en metros.

γ = Peso específico kg/dm³.

Pero si viniera determinado en $Q' m^3 / \text{hora}$, entonces:

$$N_u = \frac{Q' \cdot H_{man}}{270} \gamma \text{ (C.V.)}$$

Si el caudal viene expresado en Q'' (litros /min):

$$N_u = \frac{Q'' \cdot H_{man}}{4.500} \gamma \text{ (C.V.)}$$

Si por el contrario fuera Q''' en m^3 / s :

$$N_u = \frac{Q''' \cdot H_{man}}{0,075} \gamma \text{ (C.V.)}$$

Para Q'''' en $USgpm$:

$$N_u = \frac{Q'''' \cdot H_{man}}{1188} \gamma \text{ (C.V.)}$$

La potencia absorbida N en el eje de la bomba es siempre mayor que N_u , precisamente en la cantidad necesaria para compensar las pérdidas internas (hidráulicas) y externas (mecánicas) de la bomba. Su relación define el rendimiento de la bomba.

$$\eta = \frac{N_u}{N}$$

De las relaciones anteriores se deduce la expresión que determina la potencia absorbida por una bomba:

$$N = \frac{Q \cdot H_{man} \cdot \gamma}{75 \cdot \eta} \text{ (C.V.)}$$

Como se deduce de la fórmula de cálculo de la potencia, cuando el fluido bombeado tenga un peso específico (γ) distinto de la unidad, la potencia absorbida variará también de modo proporcional con este.

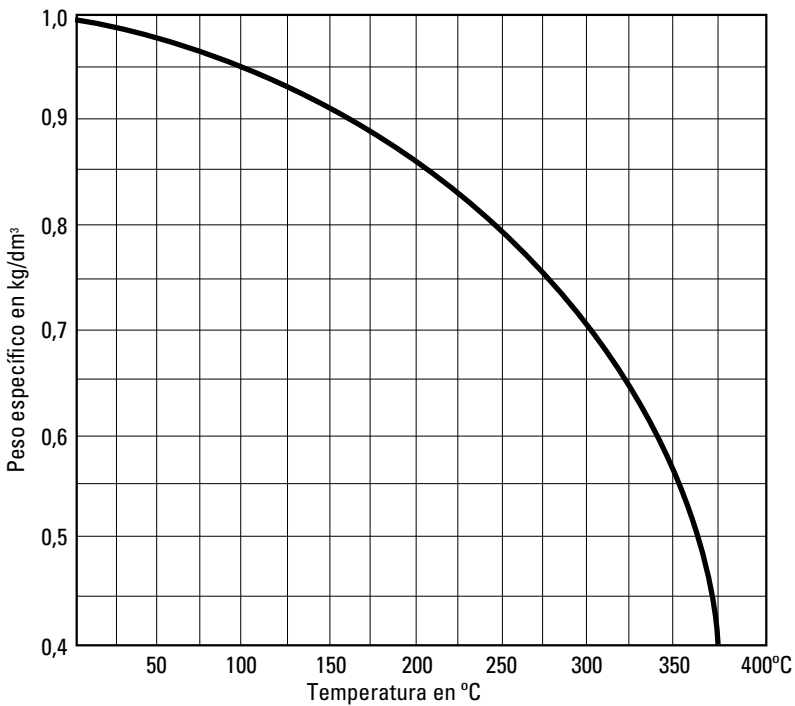


Fig 7 . Variación del peso específico del agua en función de la temperatura.



Cálculo de las pérdidas de carga en la tubería de aspiración

Se denomina pérdida de carga a la disminución de energía específica total en un elemento o conjunto de ellos.

Las pérdida de carga (Z_s) en la tubería de aspiración se calculara como suma de pérdidas parciales producidas en cada uno de los elementos integrantes de la tubería.

Las pérdidas de admisión (h_a) se producen en la válvula de pie, y se pueden deducir de la figura 8) en función de la velocidad de circulación o bien aplicando la fórmula:

$$h_a = k \frac{V_s^2}{2g} \text{ (metros)}$$

en la que $K = 0,8$.



Fig 8. Perdidas de carga en válvulas de pie.

Las pérdidas de fricción en la tubería de aspiración h_f se obtienen de las figuras 9 y 10 en función del diámetro de la misma y del caudal vehiculado.

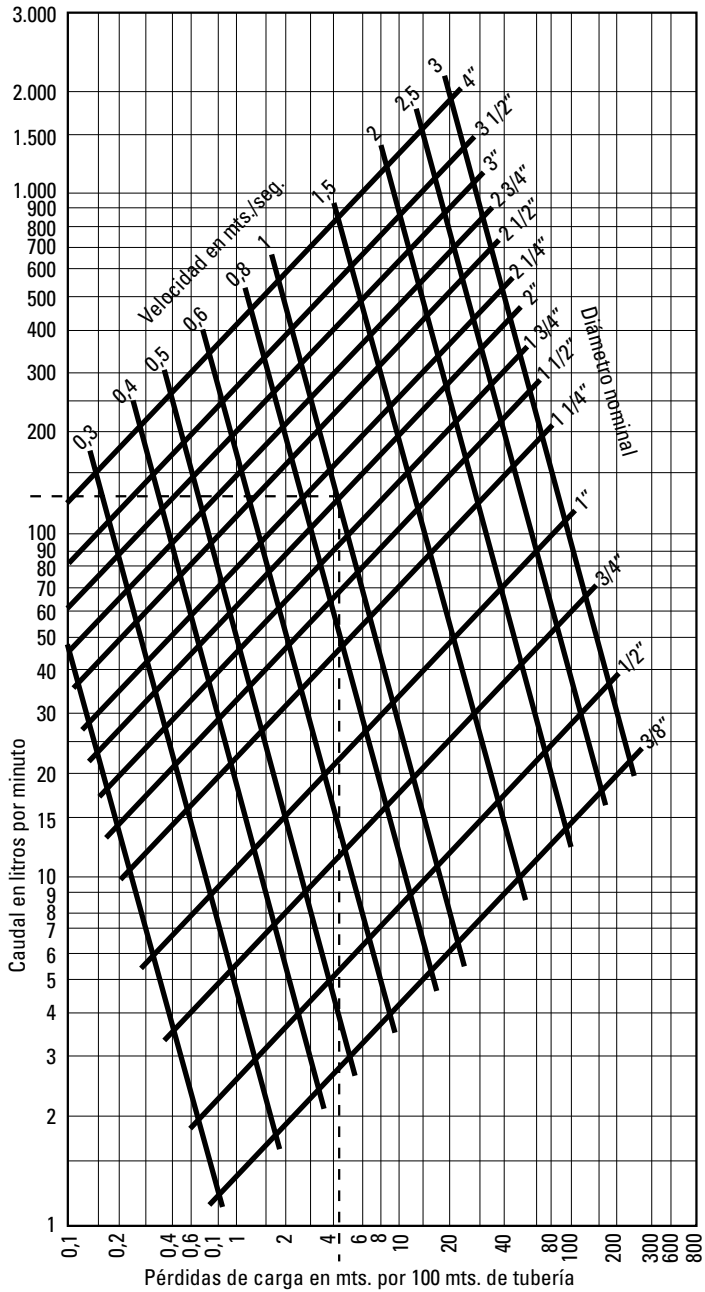


Fig 9. Pérdidas de carga en tuberías rectas. Para tuberías nuevas multiplicar por 0,7.

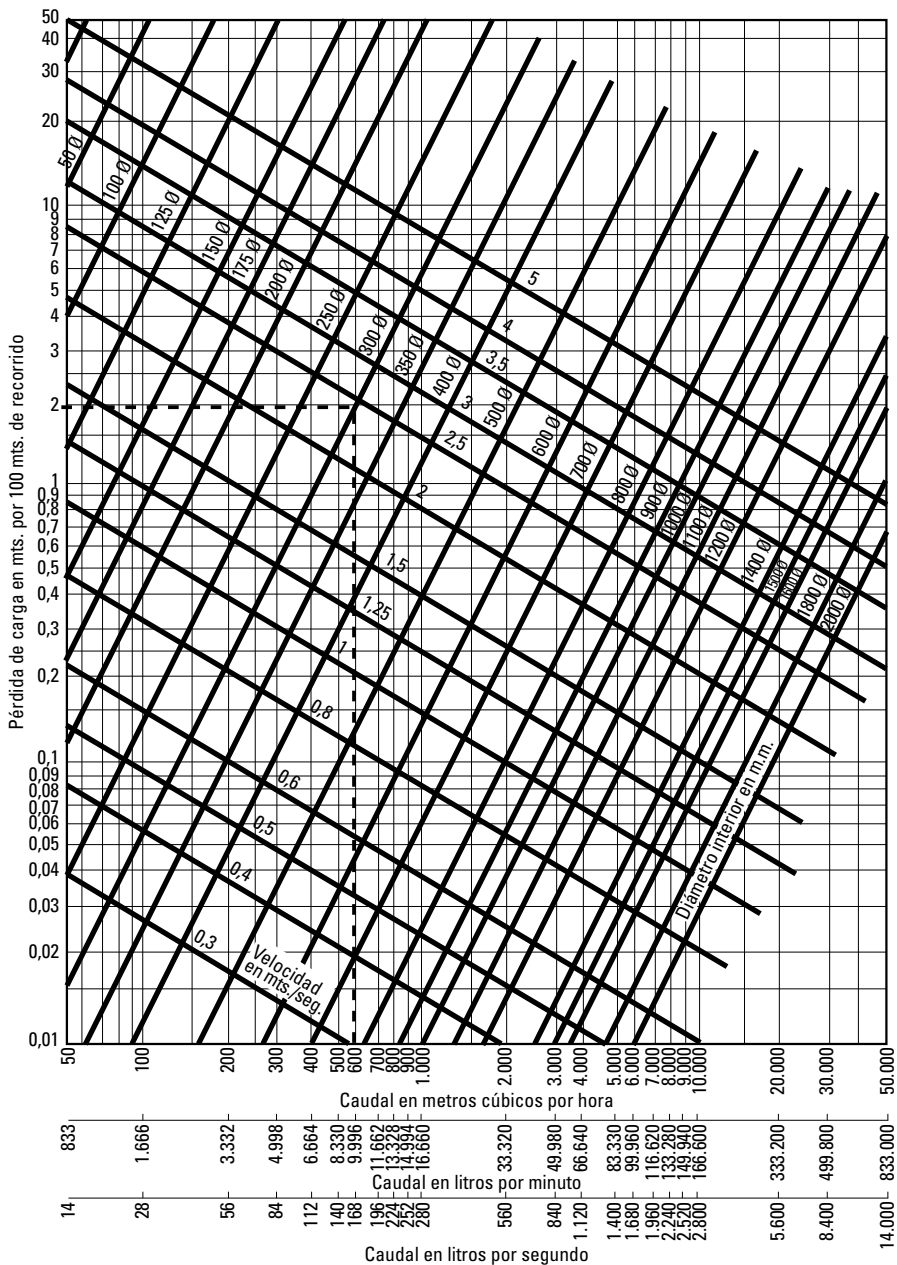


Fig 10. Pérdidas de carga en tuberías rectas.
 Para tuberías nuevas multiplicar por 0,8 y para tuberías incrustadas por 1,2.

Las pérdidas por fricción, producidas por los diversos accesorios, se obtendrán, después de transformadas en longitudes equivalentes de la misma tubería con ayuda de la figura 11, en metros de columna del líquido elevado, empleando igualmente las figuras 9 y 10. Estas pérdidas las representaremos por h_{acc} .

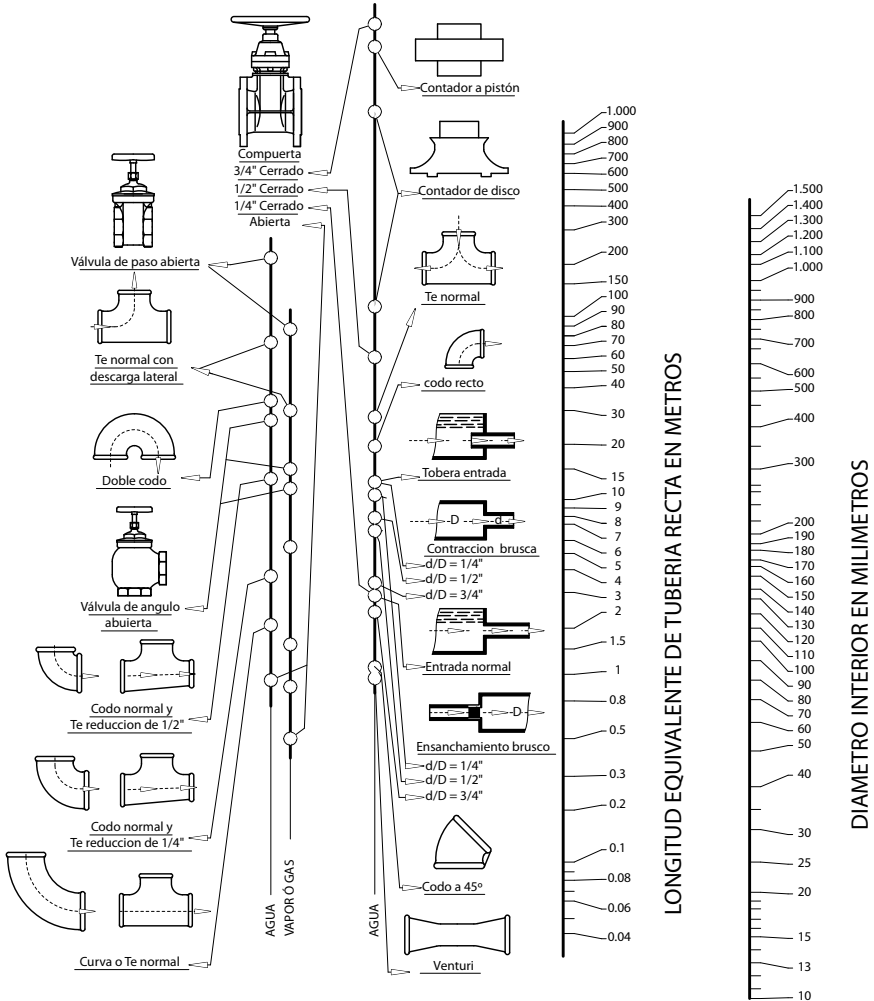


Figura 11. Pérdidas de carga en accesorios

Si en la instalación, como generalmente ocurre, existiesen conos difusores, las pérdidas de presión en ellos producidas, las calcularemos mediante la relación

$$h_c = 0,3 \text{ a } 0,4 \frac{v_{s2}^2 - v_{s1}^2}{2g} \text{ (metros)}$$

En definitiva, las pérdidas totales en la aspiración Z_s será la suma de todas las anteriores:

$$Z_s = h_a + h_t + h_{acc} + h_c$$

Máxima Altura de Aspiración Geométrica

Para obtener en una instalación la máxima altura de aspiración geométrica (H_{gs}) posible, será necesario reducir al mínimo los parámetros que puedan provocar una disminución del valor de $NPSH_d$. Retomando las ecuaciones 7 y 8, se puede escribir:

$$NPSH_d = \frac{P_{atm}}{\gamma} - H_{gs} - Z_s - T_v \geq NPSH_r$$

$$H_{gs} \leq \frac{P_{atm}}{\gamma} - Z_s - T_v - NPSH_r$$

Para maximizar la altura de aspiración geométrica, deberemos cumplir los siguientes requisitos:

- Mantener la temperatura del líquido lo más baja posible (menor T_v).
- La altura de emplazamiento cercana al nivel del mar (mayor P_{atm}/γ).
- Tubería de aspiración corta y de diámetro amplio (menores pérdidas de carga Z_s).
- Codos de gran radio de curvatura (menores pérdidas de carga Z_s).
- Velocidad del líquido comprendida entre 0,5 y 1 m/seg (menores pérdidas de carga Z_s).
- Tubería de aspiración ascendente hacia la bomba desde el nivel del líquido, y si hubiera algún tramo horizontal se instalará con suave pendiente de un 2 por 100 como mínimo.
- El cono de unión entre tubería y brida de aspiración de la bomba será de

construcción excéntrica para evitar la formación de bolsas de aire que traerían consigo un funcionamiento incorrecto de la bomba.

- Tubería de aspiración hermética a la presión atmosférica.
- El valor de $NPSHr$ se deberá tomar de los datos facilitados por el fabricante de la bomba.

Se define la velocidad específica de aspiración como:

$$S_q = n \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{NPSHr_{opt}^{3/4}}$$

Siendo :

n = velocidad en r. p. m. de la bomba.

Q_{opt} = caudal en el punto óptimo expresado en m^3/seg .

$NPSHr_{opt} = NPSHr$ en el punto de caudal óptimo.

Para bombas normalizadas según DIN 24255 y similares, S_q varia entre 150 y 200 RPM en el punto optimo de funcionamiento. El valor promedio se puede considerar como 160 según Ortalama. Utilizando este valor en la definición de S_q se puede aproximar el $NPSHr$:

Se define el coeficiente de cavitación de Thoma (σ) como:

$$\sigma = \frac{NPSHr}{H}$$

Este se puede relacionar con la velocidad específica para predecir las condiciones de cavitación de rodete. El valor del coeficiente a se obtiene mediante la relación aproximada siguiente, debida a Stepanoff.

$$\sigma = 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot n_q^{4/3}$$

En la que el valor de n_q significa la velocidad específica.

También se puede relacionar la velocidad específica con la velocidad especifica de aspiración y el coeficiente de Thoma como:

$$S_q = \frac{n_q}{\sigma^{3/4}}$$



Velocidad específica n_q

Este concepto está definido según DIN-1944 (Ensayo de recepción de bombas centrífugas), como el número de revoluciones de una bomba semejante geométricamente en todas sus partes, y dimensionada de tal manera que cuando trasiegue $1 \text{ m}^3/\text{s}$ lo eleve a 1 metro de altura. Su fórmula general es:

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

n = velocidad en r. p. m. de la bomba.

Q = caudal en el punto óptimo en m^3/seg .

H = altura de elevación en metros.

En ocasiones también se define como el número de revoluciones de una bomba geométricamente semejante en todas sus partes a la bomba ejecutada y que está calculada de modo que para una impulsión de 1 metro resulte una potencia útil de 1 CV y se expresa por:

$$n_s = n_q \sqrt{\gamma/75}$$

Para el caso del agua a $4 \text{ }^\circ\text{C}$ y $\gamma = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3$, tendremos:

$$n_s = n_q \sqrt{\frac{1000}{75}} = 3,65 n_q$$

La velocidad específica es un criterio de semejanza de las bombas centrífugas, relacionándose con ella casi todas las constantes de cálculo de las mismas.

Para calcular la velocidad específica de una bomba centrífuga se debe aplicar la fórmula definida anteriormente en el punto óptimo de la curva característica $Q-H$, es decir, donde el rendimiento es máximo.

Cuando se trate de bombas de varias fases, la velocidad específica se refiere a la de una de sus fases. Si la bomba es de doble aspiración, entonces se obtendrá su valor sobre la altura generada y caudal $Q/2$.

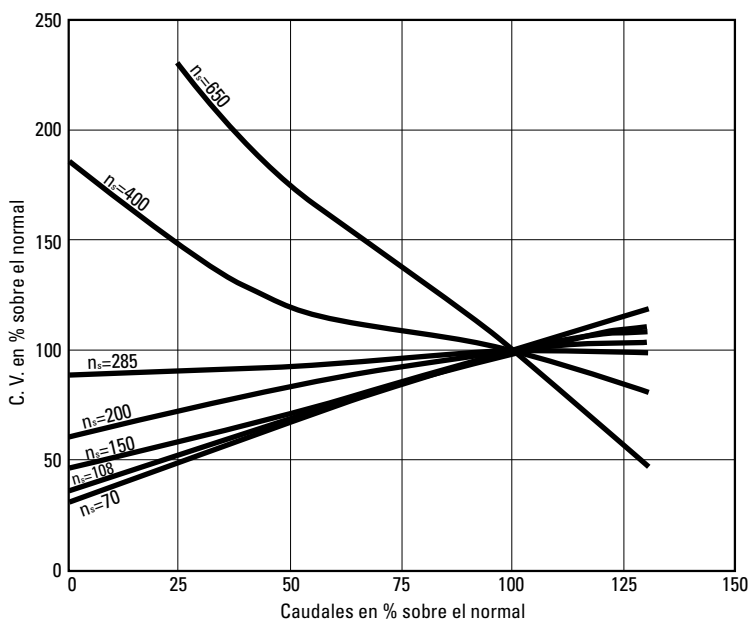


Fig 12. Curvas de variación de las potencias absorbidas en función del caudal suministrado para diferentes velocidades específicas.

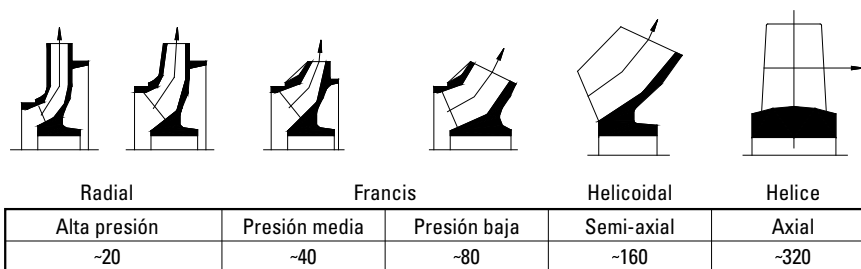


Fig 13. Geometría de los impulsores en función de la velocidad específica.

Los valores pequeños de nq corresponden a impulsores con grandes diámetros y pequeños anchos de salida; son rodetes lentos. A medida que el valor de nq va incrementando su valor, la forma del impulsor va derivando hacia mayores anchos de salida y menores diámetros, hasta llegar en sus valores máximos, a los impulsores helicoidales y de flujo axial, que son los de marcha más rápida.



Curvas características de una bomba

Las curvas de funcionamiento o curvas características, nos señalan gráficamente la dependencia entre caudal y la altura, rendimiento, *NPSH_r*, potencia absorbida en el eje de la bomba, etc.

Indican el comportamiento en condiciones de servicio diverso y son imprescindibles para la elección apropiada de una bomba.

La dependencia entre los anteriores valores, se obtienen en el banco de ensayos mediante toma de datos con diferentes grados de apertura en la válvula de regulación situada en la tubería de impulsión y registradas en un sistema de coordenadas rectangulares.

Estas pruebas se realizan normalmente con la bomba funcionando a velocidad constante.

Para calcular teóricamente las curvas características de una bomba a distintas velocidades de funcionamiento, existe la llamada ley de afinidad (ley de semejanza de Newton), la cual nos dice:

“En el cambio de un número de revoluciones *n₁*, a otro *n₂*, el caudal varía linealmente, la altura *H* varía con el cuadrado, mientras la potencia *N* hace aproximadamente con la tercera potencia de la relación del número de revoluciones.”

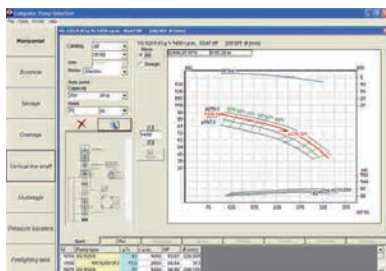
$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad \frac{n_1^2}{n_2^2} = \frac{H_1}{H_2} \quad \frac{n_1^3}{n_2^3} = \frac{N_1}{N_2}$$

Estas relaciones tienen validez conjuntamente y pierden su significado en cuanto una de ellas no se cumple.

De las relaciones anteriores se deduce fácilmente:

$$\frac{Q_1}{\sqrt{H_1}} = \frac{Q_2}{\sqrt{H_2}} = \text{constante}$$

De ello se desprende que en el diagrama *Q-H* todos los puntos que obedecen a la ley de afinidad se encuentran situados sobre una parábola, con el vértice en el origen y el eje de ordenadas como eje principal.

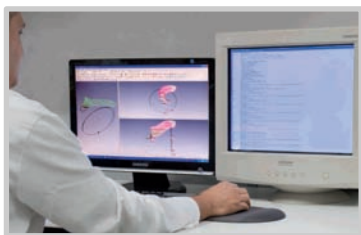


Nuestra clave
es aplicar
en cada momento
la tecnología
más avanzada
tanto en el diseño
como en la fabricación,
ofreciendo
una completa gama
de soluciones.



I+D+i

Investigando continuamente para
reducir costes y optimizar rendimientos



Nuestra clave
es aplicar
en cada momento
la tecnología
más avanzada
tanto en el diseño
como en la fabricación



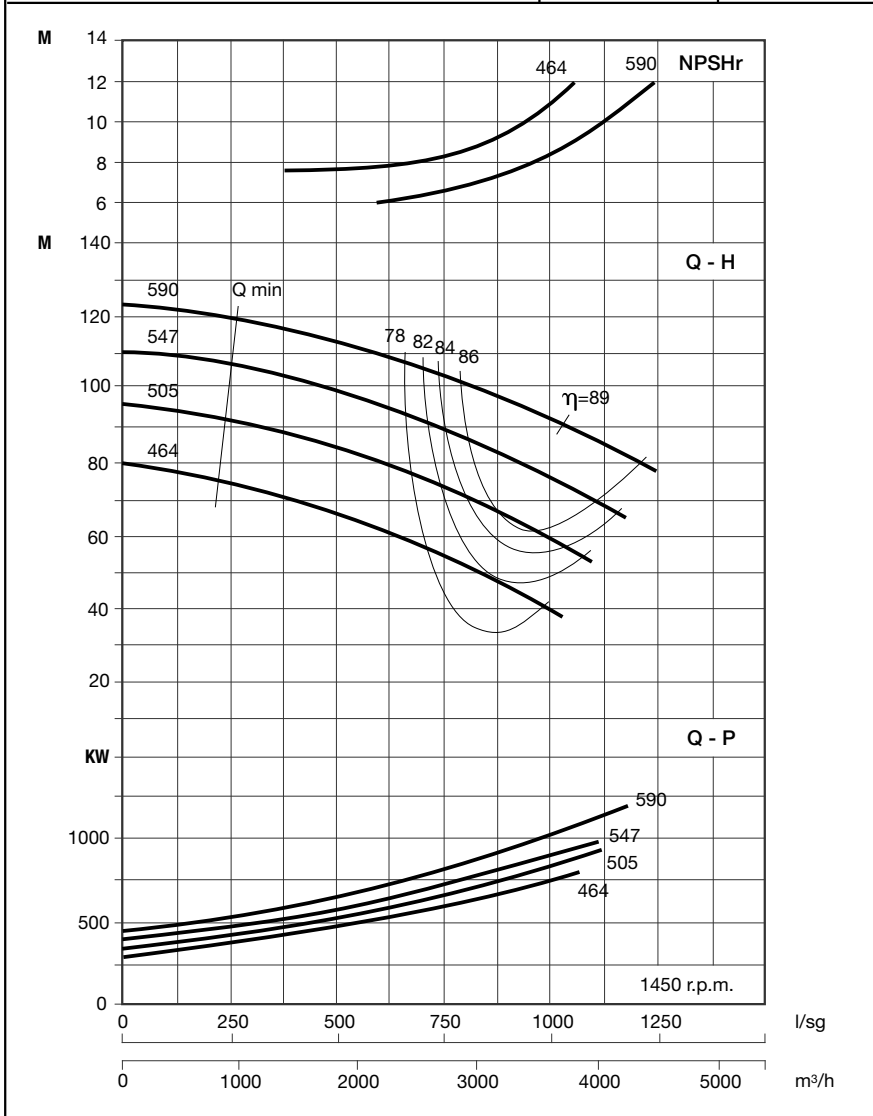


Fig 14. Curvas características de una bomba centrífuga.

Todos los puntos situados sobre una de estas parábolas son puntos semejantes obtenidos a base de modificar la velocidad de accionamiento y por tanto tienen el mismo rendimiento. Debido a esto, a estas parábolas se las denomina también curvas de isorrendimiento.

En las proximidades al origen de coordenadas la formulación teórica planteada anteriormente pierde validez y se separa de la realidad, obtenida mediante ensayos a diferentes velocidades y representada más fielmente por las colinas de isorrendimiento.

No obstante, aprovechándonos de lo que nos enseña la ley de semejanza de Newton y partiendo de una curva característica $Q-H$ conocida, podremos fácilmente determinar con bastante aproximación distintas curvas características a otras velocidades de funcionamiento.



Determinación del punto de funcionamiento en un sistema

Como una bomba, además de una altura geométrica H_g , debe vencer las pérdidas de carga dinámicas de una tubería, la mejor manera de conocer el punto de funcionamiento es emplear el método gráfico.

Para ello llevaremos sobre la curva característica de la bomba la característica resistente de la tubería, trazada a partir de altura H_g y las pérdidas de carga correspondientes para cada caudal.

$$H_{sis} = H_g + Z$$

La curva característica resistente de un sistema no es más que la representación gráfica de la ecuación anterior, en un sistema de coordenadas rectangulares.

La intersección de la curva característica $Q-H$ de la bomba con la correspondiente a la característica resistente del sistema nos dará el punto de funcionamiento buscado.

Cuando la altura total en un sistema esta producida por varias bombas trabajando en serie, la nueva línea $Q-H$ conjunta se obtendrá sumando las alturas de cada una de ellas para un caudal dado. En este caso el punto de funcionamiento del sistema se obtendrá gráficamente en el cruce de la línea característica $Q-H$ obtenida, con la curva resistente del sistema.

Si el caudal total esta suministrado por varias bombas trabajando en paralelo, la nueva característica conjunta se conseguirá sumando los caudales de cada una de ellas para una altura dada. Igualmente el punto de funcionamiento se encontrara gráficamente en el cruce de la nueva línea $Q-H$ conjunta y la correspondiente a la resistente del sistema.

En el caso de dos bombas centrifugas trabajando en paralelo y tubería de impulsión común, el caudal del conjunto no puede ser igual a la suma de los parciales de cada bomba, trabajando por separado sobre la misma tubería, puesto que la curva resistente es mas plana para el caudal suministrado por cada bomba



independientemente y mas empinada para el conjunto de los caudales de las dos bombas trabajando simultáneamente.

En la práctica se presentan las mayores dificultades precisamente en el trazado de la curva característica resistente de una tubería, por ello vamos a estudiar algunos de los casos que con mas frecuencia podemos encontrar en sistemas de bombas.

- a) Si una bomba centrífuga funcionara, venciendo solamente una altura geométrica H_{g1} , la línea característica resistente del sistema estaría representada por una línea paralela a las abscisas Q y a una distancia de H_{g1} , sobre las ordenadas H
- b) Si por el contrario, impulsara el líquido sobre una tubería horizontal situada a nivel de la bomba, no existiendo desnivel geométrico, la altura producida por la bomba se emplearía únicamente en vencer las pérdidas de carga por fricción en la citada tubería. Como estas perdidas aumentan aproximadamente con el cuadrado del caudal, tendremos que la representación grafica correspondiente será una parábola cuyo vértice estará en $H=0$ y cuyo eje principal será la ordenada H . Sobre la figura 15 esta línea estará representada por la curva $R2$ El punto de funcionamiento, en este caso, se situara en el punto $A2$ cruce de las líneas $Q-H$ de la bomba y característica resistente de la tubería $R2$.

Si al mismo tiempo una bomba trabajando en un sistema vence una altura geométrica y la resistencia de una tubería, entonces la curva resistente total se obtendrá sumando la altura geométrica H_{g1} , (Fig. 15) a las pérdidas de carga en la tubería, obteniéndose una característica total del sistema representada por la curva $R1$ y el punto de funcionamiento estará situado en el punto $A1$ sobre la línea $Q-H$.

- c) En el caso de tener la conducción el punto de descarga en un nivel inferior al de toma de la bomba, entonces la altura geométrica H_{g2} que representa ese desnivel ayudara por gravedad al flujo, teniendo que disminuir la altura necesaria para asegurar la corriente impulsada, precisamente en el valor H_{g2} , y entonces la parábola resistente estará representada por la curva $R3$, trazada desde el punto 3 a una distancia H_{g2} del punto 2, sobre la ordenada H . El punto de funcionamiento se encontrara entonces en el punto $A3$

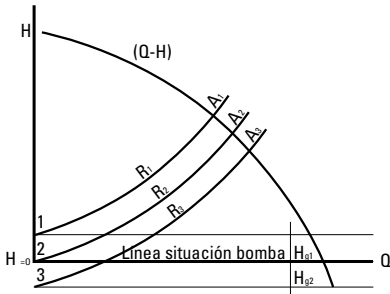


Fig 15
Punto de funcionamiento en un sistema.

característica resistente de la tubería, encontrada mediante la unión de los caudales $Q1$ y $Q2$ de los dos tramos a la altura dada H .

Las curvas $R1$, y $R2$ son las características resistentes de los tramos AB y AC , respectivamente. El punto D deberá encontrarse sobre la curva $Q-H$ de la bomba, la cual estará vertiendo en los tramos un caudal conjunto $Q3$, a una altura H , de tal modo que se cumpla $Q3=Q2+Q1$. Los caudales que circularan por cada

d) Cuando en un sistema de bombeo lo forman dos o más tramos de tubería de diámetros diferentes, la característica total de la conducción se obtiene mediante la suma de las pérdidas respectivas de cada tramo para un caudal dado.

e) Si una bomba centrífuga descarga simultáneamente en dos conducciones AB y AC (Fig. 16), las cuales vierten a un mismo nivel H , el punto de funcionamiento se encuentra en D , intersección de la curva $Q-H$ y la línea

de las curvas resistentes $R1$ y $R2$ con la línea horizontal trazada a una distancia H , es decir, los puntos 1 y 2, respectivamente.

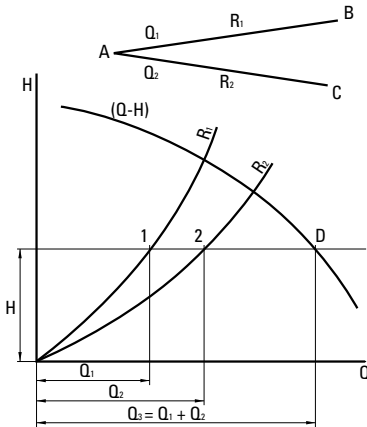


Fig 16
Punto de funcionamiento en un sistema.

f) Si los tramos descargan a distinto nivel, el procedimiento es análogo, con la única diferencia que el arranque de las curvas resistentes del sistema estará situada a una altura sobre el eje de ordenadas igual al desnivel existente en cada caso.

Regulación de Bombas Centrífugas

Es a veces necesario en una instalación variar el caudal de una bomba para adaptarlo a las exigencias de un servicio. Esta regulación de caudal puede realizarse de varias formas.

1. Regulación a velocidad variable.
2. Regulación a velocidad constante.

La regulación de caudal a velocidad variable es la más económica. Con ella adaptamos una bomba centrífuga a unos datos de servicio determinados. Es una de las formas más profusamente adoptada en la práctica, pues el rendimiento apenas sufre modificación al variar la velocidad de funcionamiento.

Un grupo convencional de bombeo controlado por presostatos o fujostatos incrementa la presión hasta situarse en el punto de trabajo (2) cuando la demanda cambia de un caudal inicial $Q1$ a otro $Q2$ funcionando a velocidad nominal.

Con un variador de velocidad se pasa a suministrar el caudal $Q2$ reduciendo la velocidad de la bomba, situándola en el punto de trabajo (2'), manteniendo la presión constante y reduciendo la potencia consumida (fig 17).

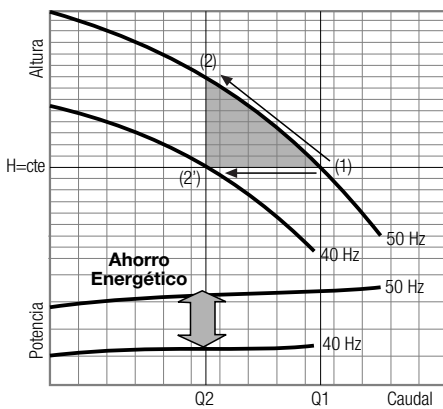


Fig 17. Variación de velocidad

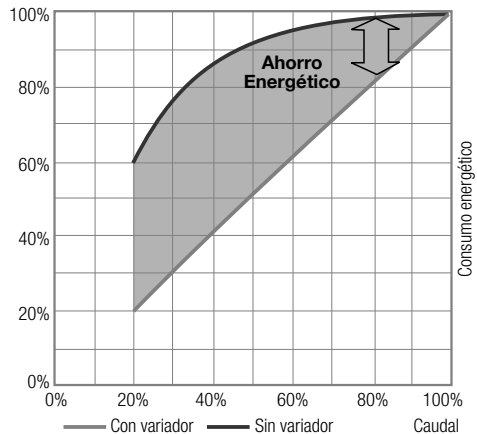


Fig 18. Curva de potencia con variación de velocidad

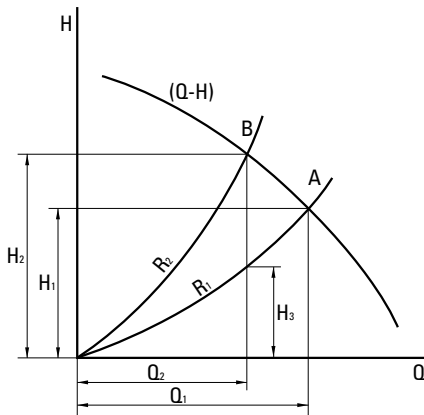
El motor eléctrico alimentado a frecuencia de red gira a su velocidad nominal. Como la relación entre la potencia consumida y la velocidad es cúbica, esto implica un consumo importante.

Ajustando la velocidad mediante un variador de frecuencia, la velocidad se adapta a la demanda, siendo la velocidad promedio menor que la nominal, lo cual se traduce en un ahorro energético fig. 18 muy importante.

Para el empleo de esta forma de regulación se usa el diagrama característico $Q-H$ de la bomba a régimen variable de velocidad de funcionamiento. Además, caso de no disponer del citado diagrama, basta conocer cualquier punto de funcionamiento para, aplicando la ley de afinidad, deducir los datos que buscamos para el nuevo servicio que se exija a la bomba.

En cuanto a la regulación a velocidad constante, consiste en estrangular de la tubería de impulsión para regular el caudal deseado.

Sea una bomba que suministra un caudal Q_1 , a una altura H_1 , vertiendo el líquido a través de una tubería cuya característica resistente esté representada por la curva R_1 (Fig. 19). Si por necesidades particulares de servicio se desea que a esa misma altura H_1 entregue un caudal menor Q_2 , será necesario crear una pérdida adicional que nos haga pasar la curva resistente de la tubería R_1 , a R_2 . Esta pérdida



suplementaria será igual a H_2-H_3 , y la tendrá que producir la válvula de estrangulación, puesto que la tubería instalada para el caudal deseado Q_2 solo puede producir una pérdida equivalente a H_3 , sobre la curva resistente R_1 .

En este procedimiento disminuye notablemente el rendimiento, pero es un método muy simple y por ello fácil de adoptar.

Fig 19. Regulación de bombas centrífugas

Adaptación de una bomba a las condiciones del sistema, recorte del rodete

Cuando la regulación no sea posible realizarla haciendo variar la velocidad de funcionamiento, se recurre a la adaptación de una bomba centrífuga a un sistema, mediante el recorte del diámetro exterior del impulsor.

La figura 20 muestra la curva característica de una bomba dada y el punto de funcionamiento (2) demandado por la instalación. Para calcular el retorneado del rodete adecuado que modifique la curva característica original de la bomba y conseguir que pase por el punto de trabajo deseado 2, se debe trazar una recta que una el origen de coordenadas y por el punto 2. Donde esta recta corte la curva característica de la bomba se sitúa el punto 1 semejante al punto 2.

El diámetro buscado se obtiene a partir del diámetro inicial D_1 correspondiente al punto 1 aplicando las relaciones de semejanza siguientes:

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2} \quad \text{y} \quad \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}$$

De donde,

$$D_2 = D_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$$

$$D_2 = D_1 \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}}$$

Con el empleo de las relaciones anteriores conoceremos el diámetro D_2 , que teóricamente será el necesario para que la curva de funcionamiento de la bomba se adapte a los datos de funcionamiento requeridos por el sistema.

Al cociente D_2/D_1 se le llama recorte y normalmente se expresa como porcentaje del diámetro inicial D_1 . Al efectuar el recorte del rodete los puntos semejantes tendrán por definición el mismo rendimiento, sin embargo no es conveniente reducir el diámetro de un impulsor más allá de un 10-15 por 100. Para recortes elevados nos alejamos cada vez más de las condiciones estipuladas por la teoría de la semejanza y esto tiene como consecuencia una merma progresiva del rendimiento.

Cuando esta merma de rendimiento lo justifica, los fabricantes de bombas diseñan un nuevo modelo para cubrir la zona en cuestión. El desarrollo y la puesta en fabricación de la nueva bomba supondrá un coste inicial mayor, pero con un mejor rendimiento y por tanto un consumo de energía menor pronto se alcanza su amortización.

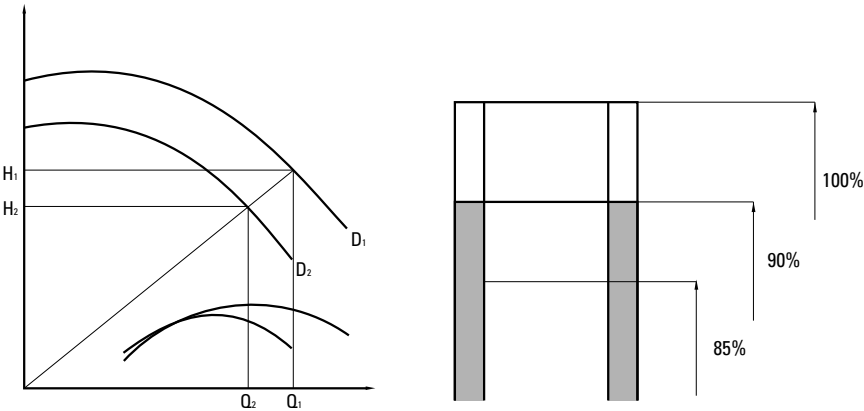


Fig 20. Recorte del rodete



Líquidos espesos

Hasta el presente nos hemos referido a reseñar las tablas de pérdida de carga en tuberías cuando por ellas circulan líquidos de peso específico y viscosidad similares al agua, pero es frecuente el tener que transportar otros fluidos de diferente viscosidad y peso específico. En estos casos es necesario realizar unos cálculos previos para determinar las pérdidas de carga por fricción en los sistemas de bombeo, como asimismo introducir unos factores que corrijan la curva $Q-H$ de la bomba elegida, que normalmente esta obtenida trabajando con agua normal. La potencia absorbida varía directamente con el peso específico del líquido.

Viscosidad: Es la medida de la resistencia a la circulación de un fluido.

La viscosidad absoluta, representada por la letra griega μ , se mide en el sistema C.G.S. por la unidad llamada poise, expresada en $\text{dina} \cdot \text{s} / \text{cm}^2$. El centipoise equivale a la centésima parte de un poise y es la unidad mas corrientemente empleada.

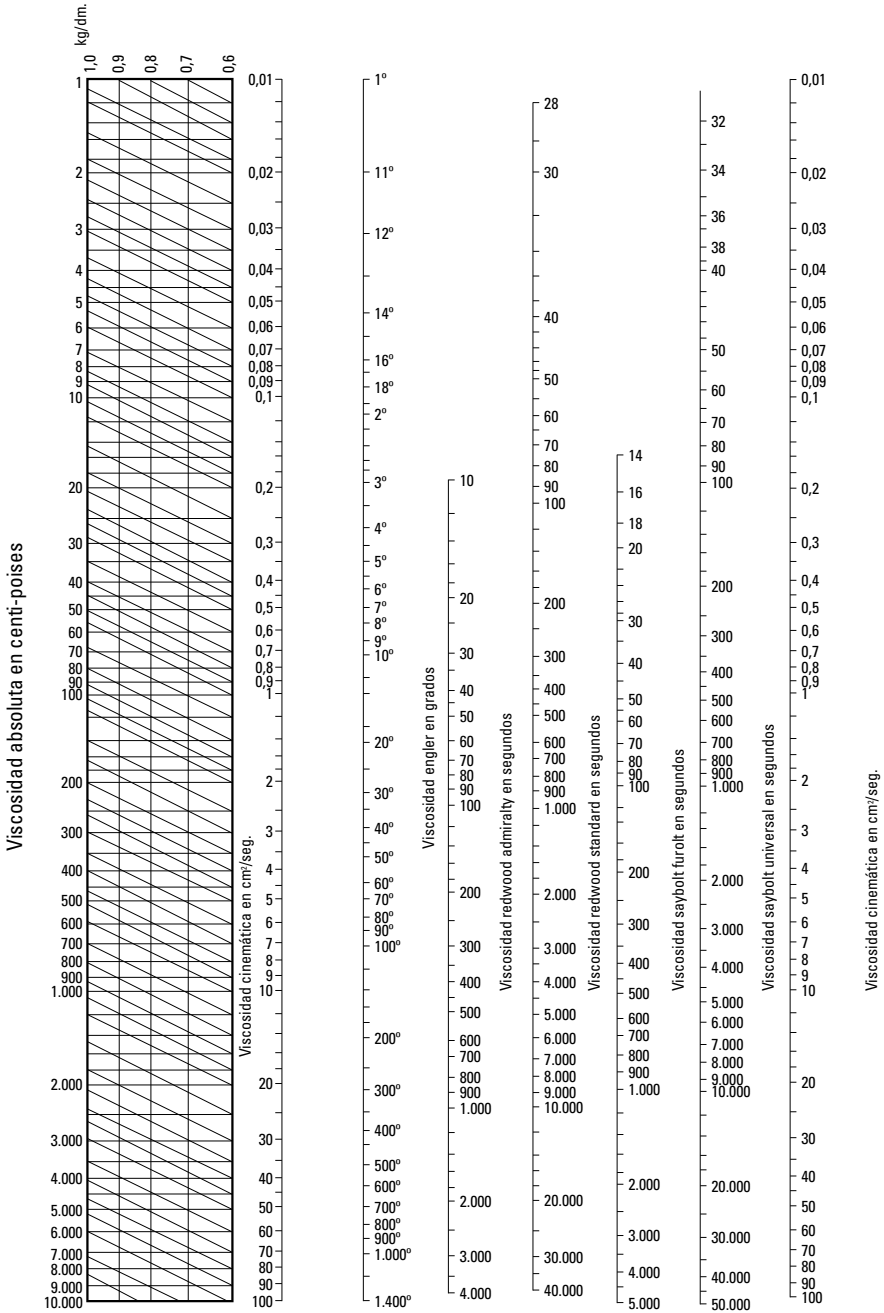
En los problemas de bombeo, se emplea la viscosidad cinemática, representada por ν . La relación entre la viscosidad absoluta y la viscosidad cinemática es la densidad del fluido, $\rho = \frac{\gamma}{g}$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu}{\gamma/g} = \frac{\mu \cdot g}{\gamma}$$

La unidad de viscosidad cinemática es el stoke expresada en cm^2 / s . El centistoke equivale a la centésima parte de un stoke.

En los países no anglosajones se emplea el viscosímetro de Engler, midiéndose la viscosidad en grados Engler, que representan la relación entre el tiempo requerido para derramarse 0,25 litros del liquido ensayado a t °C por un tubito de 20 mm. de longitud, 2,9 mm. de diámetro en la parte superior y 2,8 mm. de diámetro en su parte inferior y el tiempo que requiere la misma cantidad de agua a 20° C.

Son diversas las unidades empleadas para definir la viscosidad de los fluidos, siendo las mas corrientes las indicadas en la figura 21, en la que podemos deducir sus equivalencias.



Viscosidades y sus equivalencias

Fig 21. Escalas de viscosidad

Modificación de la curva $Q-H$ al trabajar con líquidos viscosos

Los diagramas de funcionamiento hidráulico de las bombas publicados por los fabricantes, están basados en "condiciones normales" de ensayo, es decir están realizados considerando agua limpia a una temperatura de 20°C ($\rho = 1 \text{ Kg/dm}^3$; $\nu = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$).

Por ello, cuando una bomba centrífuga debe trabajar en un sistema con líquidos de diferente viscosidad y peso específico, habrá que introducir las correcciones necesarias para encontrar las nuevas curvas característica $Q-H$, $Q-P$, y $Q-\eta$

No existe forma teórica que permita realizar estas correcciones, por ello se recurre a la experimentación, reflejando en gráficos los datos obtenidos y deduciendo de los mismos los valores a emplear, por encontrar, a priori, el comportamiento de una bomba centrífuga trabajando con líquidos de naturaleza diferente al agua.

Los coeficientes afectan al caudal, altura y rendimiento.

Con caudal cero, la altura de presión alcanzada por una bomba trabajando a un mismo régimen de revoluciones es la misma cualquiera que sea la viscosidad del líquido. Cuando se establece la corriente de circulación, la curva $Q-H$ tendrá mayor pendiente cuanto más viscoso sea el fluido.

La figura 21 se debe a ensayos realizados en el Instituto de Hidráulica de Estados Unidos, y en ella podemos encontrar los factores necesarios para realizar la modificación de la característica $Q-H$ de una bomba, en función de la viscosidad del líquido, altura de elevación y caudal, para el punto de máximo rendimiento. La curva f_H nos da el valor del factor para la corrección del rendimiento.

Las distintas curvas f_η nos indican los factores para la corrección de la altura de elevación en función de los caudales $1,0Q$ (máximo rendimiento), $0,6Q$, $0,8Q$ y $1,2Q$.

La curva f_Q nos da el valor del factor para la corrección del caudal. Una vez señalados los nuevos puntos en el diagrama normal $Q-H$, podremos trazar la nueva característica corregida, correspondiente al líquido de viscosidad distinta a la del agua.



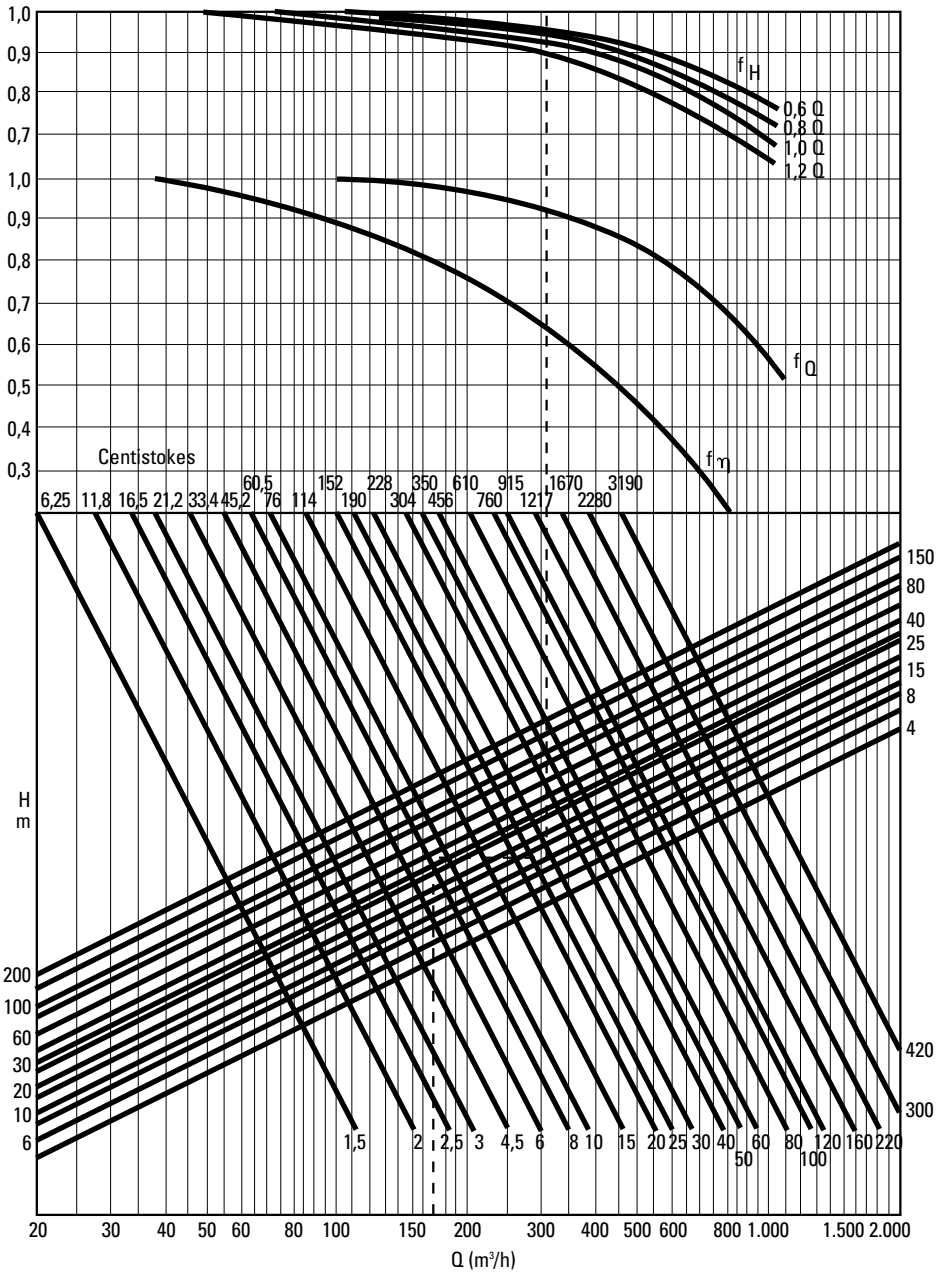


Fig 22 .Factores de corrección para líquidos viscosos

Pérdidas de carga en tuberías

Para hacer un cálculo rápido de las pérdidas de carga en tuberías rectas se pueden utilizar las figuras 10 y 11 ya explicadas anteriormente. En ellas, partiendo de caudales y diámetros se obtiene el gradiente hidráulico o pérdida de carga por unidad de longitud. Con ella se obtiene la pérdida de carga total multiplicando por la longitud total.

Sin embargo para un cálculo más exacto de las pérdidas de carga se pueden utilizar otras expresiones, una de las más aceptadas en la práctica es la de Darcy-Weisbach,

$$Z = \frac{c^2}{2g} \lambda \frac{l}{d}$$

en ella

Z = pérdida de carga de la tubería (m).

d = diámetro de la conducción (m).

l = longitud de la conducción (m).

c = velocidad media del fluido (m/s).

λ = coeficiente de fricción en función de Re

Número de Reynolds Re . - Es la relación entre las fuerzas de inercia y viscosidad de un fluido, representado por la ecuación siguiente:

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu}$$

en la que:

c = velocidad del líquido

d = diámetro de la conducción

ν = viscosidad cinemática.

Si c y d se expresan en m/s y m respectivamente, y la viscosidad cinemática es Stokes (cm^2/s), la ecuación anterior tomará la forma:

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu \cdot 10^{-4}}$$



Para un valor $Re < 2.300$ la corriente es laminar.
Si el valor de $Re > 3.000$, la corriente es turbulenta.

Coefficiente de fricción λ .- Se trata de un coeficiente adimensional cuyo valor varía en función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa, k/D .

Con corriente laminar y conducción circular, el coeficiente de fricción λ solo depende de Re :

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

La corriente laminar no está influida por la rugosidad de las paredes, por lo tanto los valores de λ , obtenidos por la relación anterior son validos para tuberías tanto con paredes lisas como rugosas.

Para régimen turbulento, distintos autores han desarrollado expresiones aplicables en función del rango del numero de Re , sin embargo la más utilizada es la de Colebrook-White. Esta, consigue reunir en una sola, las expresiones desarrolladas por Nikuradse (para tubo rugoso) y Prandtl+Von-Kármán (para tubo liso).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d_i} \cdot 0,269 \right]$$

Esta expresión de Colebrook-White es válida tanto para flujo turbulento liso como rugoso, e incluso para fluidos de diferente viscosidad, siendo en la actualidad la más utilizada. No obstante el cálculo analítico mediante esta fórmula es engorroso al hacer necesarias varias iteraciones hasta determinar el factor de fricción correspondiente.

Mediante el diagrama de Moody se consigue representar esta expresión en un ábaco de fácil manejo. En él se obtienen los valores del factor de fricción λ en función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería.



Material del tubo	Tipo de pared	Aspereza k. en m.m.
Acero	Nuevo	0,03
	Usado	0,15
	Incrustación ligera	1,50
	Incrustación grande	2 a 4
Fundición	Nuevo	0,25 a 0,5
	Usado	1 a 1,5
	Incrustación grande	2 a 4
Hormigón	Liso	0,3 a 0,8
	Rugoso	1 a 3
Cemento		0,1

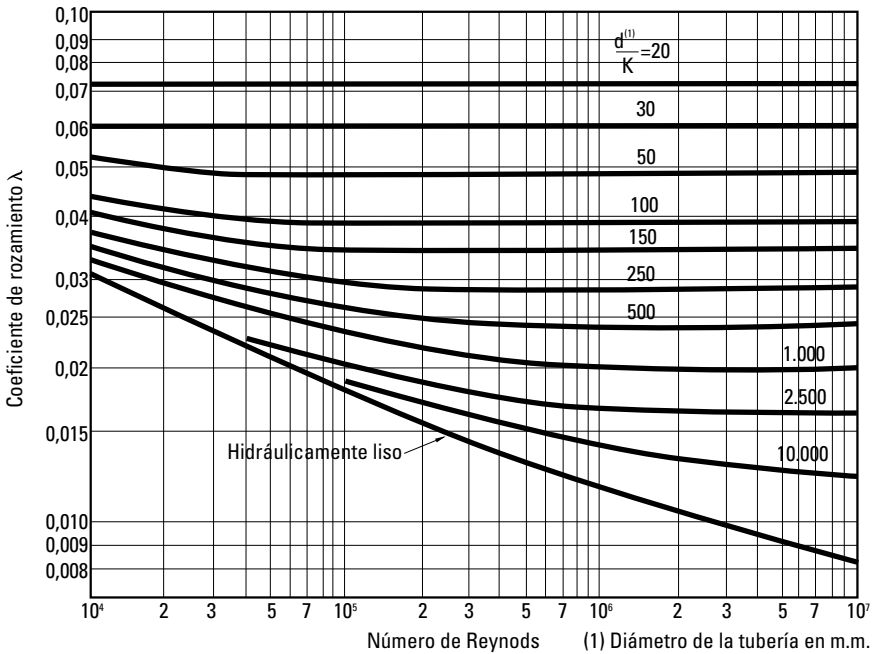


Fig 23 .Diagrama de Moody

Una vez en posesión del valor de λ , y mediante el uso de la formula de Darcy-Weissbach, podremos obtener las perdidas de carga de una conducción cualquiera que sea la naturaleza del liquido elevado.

Accionamiento de bombas centrífugas

El medio más general de accionamiento es mediante empleo de motores eléctricos, turbinas de vapor o motores de combustión interna.

El accionamiento con motores eléctricos es el más difundido, por su economía y gran velocidad de servicio. Estas velocidades son algo inferiores a las de sincronismo, que para una frecuencia de 50 periodos corresponden a 3.000, 1.500 y 1.000 r.p.m., etc., y para una frecuencia de 60 periodos, corresponden 3.600, 1.800 y 1.200 r.p.m., etc. La cuantía del deslizamiento depende del tipo de motores, potencia y tensión de la red.

Para la elección de la potencia de un motor eléctrico deberá tenerse en cuenta el darle un margen de seguridad para evitar sobrecargas por posibles anomalías de suministro de fluido eléctrico, variaciones de nivel del líquido u otras causas. Estos márgenes de seguridad oscilarán aproximadamente con arreglo a la siguiente escala:

Potencia absorbida por la bomba	Potencia
Hasta 1 CV	50 por 100 más
Más de 1 a 5 CV.	30 por 100 más
De 5 a 10	20 por 100 más
De 10 a 25	15 por 100 más
de 25 en adelante	10 por 100 más

El cálculo de las potencias absorbidas por un motor eléctrico y las potencias en el eje, se obtendrán mediante las siguientes formulas, de acuerdo con el tipo de corriente empleada:



Tipo corriente	Potencia en el eje	Potencia absorbida
Continua:	$N_{KW} = \frac{V \cdot I \cdot \eta_m}{1000}$ $N_{CV} = \frac{V \cdot I \cdot \eta_m}{736}$	$N_a = \frac{V \cdot I}{1000} (KW)$
Alterna monofásica:	$N_{KW} = \frac{V \cdot I \cdot \eta_m \cdot \cos \varphi}{1000}$ $N_{CV} = \frac{V \cdot I \cdot \eta_m \cdot \cos \varphi}{736}$	$N_a = \frac{V \cdot I \cdot \cos \varphi}{1000} (KW)$
Alterna trifásica:	$N_{KW} = \frac{\sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \eta_m \cdot \cos \varphi}{1000}$ $N_{CV} = \frac{\sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \eta_m \cdot \cos \varphi}{736}$	$N_a = \frac{\sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \varphi}{1000} (KW)$

Si se desconoce el rendimiento (η_m) de un motor, podemos calcular su valor nominal partiendo de los datos de la placa de características y las formulas dadas en la tabla superior. Así conociendo:

- Potencia nominal del motor (W): P_N
- Tensión nominal: V_N
- Intensidad nominal: I_N
- Cos (φ)

Se puede calcular el rendimiento nominal como:

$$n_m = \frac{P_N}{\sqrt{3} \cdot V_N \cdot I_N \cdot \cos \varphi} \cdot 100$$

Rendimientos mínimos según normativa

En la actual directiva europea 2009/125/EC Energy related Products ErP (y anteriormente en su versión 2005/32/EC Energy using Products) el parlamento

Europeo establece el marco legal para el "eco-diseño" de aquellos productos que consumen energía con vistas a la mejora del rendimiento y protección del medio ambiente. Como tales, los motores eléctricos se han visto afectados por estas directrices finalmente plasmadas en una nueva normativa IEC 60034-30:2008, en la cual, recogiendo la Regulación EC 640/2009 se definen el alcance y los nuevos niveles de rendimiento mínimo para los motores.

Aplicación y excepciones de la norma:

La normativa aplica a todos los motores de una sola velocidad, trifásicos, con jaula de ardilla, de 2, 4 ó 6 polos, tensión nominal hasta 1000 V, potencia nominal desde 0,75 hasta 375kW para uso continuo *SI*, comercializados dentro de la Unión Europea, aunque con excepciones:

- Los motores diseñados para trabajar sumergidos en un líquido, incluso aunque se instalen en seco.
- Motores totalmente integrados en bombas (esto no incluye los grupos monoblock).
- Motores para atmósferas explosivas (ATEX)
- Motores de 8 (y más) pares de polos.

Niveles mínimos de rendimiento y calendario de implantación:

La tabla adjunta especifica los nuevos niveles de rendimiento y su equivalencia con la antigua norma:

Nivel	Nomenclatura actual según CEMEP	Nomenclatura nueva según IEC 60034-30	Nomenclatura según NEMA
Más bajo	EFF3 → Standard efficiency	No definida	No definida
Bajo	EFF2 → Improved efficiency	IE1 → Standard efficiency	No definida
Alto	EFF1 → High efficiency	IE2 → High efficiency	EPAct
Más alto	No definida	IE3 → Premium efficiency	Premium

A partir de Junio 2011 el nivel mínimo de rendimiento aceptable para todos los países de la Unión Europea será *IE2*.

Para motores de 7,5 a 375KW, en enero de 2015 la exigencia se aumenta a *IE3* o *IE2* cuando este accionado por convertidor de frecuencia.



Para motores de 0,75 a 375KW, en enero de 2017 la exigencia se aumenta a *IE3* o *IE2* cuando este accionado por convertidor de frecuencia.

Rendimiento mínimo para niveles IE2 e IE3:

Potencia nominal KW	Nivel IE2 Número de polos			Nivel IE3 Número de polos		
	2	4	6	2	4	6
0,75	77,4	79,6	75,9	80,7	82,5	78,9
1,1	79,6	81,4	78,1	82,7	84,1	81
1,5	81,3	82,8	79,8	84,2	85,3	82,5
2,2	83,2	84,3	81,8	85,9	86,7	84,3
3	84,6	85,5	83,3	87,1	87,7	85,6
4	85,8	86,6	84,6	88,1	88,6	86,8
5,5	87	87,7	86	89,2	89,6	88
7,5	88,1	88,7	87,2	90,1	90,4	89,1
11	89,4	89,8	88,7	91,2	91,4	90,3
15	90,3	90,6	89,7	91,9	92,1	91,2
18,5	90,9	91,2	90,4	92,4	92,6	91,7
22	91,3	91,6	90,9	92,7	93	92,2
30	92	92,3	91,7	93,3	93,6	92,9
37	92,5	92,7	92,2	93,7	93,9	93,3
45	92,9	93,1	92,7	94	94,2	93,7
55	93,2	93,5	93,1	94,3	94,6	94,1
75	93,8	94	93,7	94,7	95	94,6
90	94,1	94,2	94	95	95,2	94,9
110	94,3	94,5	94,3	95,2	95,4	95,1
132	94,6	94,7	94,6	95,4	95,6	95,4
160	94,8	94,9	94,8	95,6	95,8	95,6
200 hasta 375	95	95,1	95	95,8	96	95,8

El accionamiento de bombas centrifugas por medio de turbinas de vapor se realiza cuando es necesario un amplio campo de variación de velocidad o bien cuando se dispone de algún aparato que aproveche el vapor de escape para fines industriales o de calefacción.

Los motores de combustión interna cubren una zona muy importante en el accionamiento de bombas centrifugas, por existir lugares que carecen de fluido eléctrico y emplearse en equipos portátiles para riego, lucha contra incendios o bien

simplemente como servicio de emergencia caso de fallo de suministro eléctrico.

Será, pues, interesante estudiar el comportamiento de estos motores.

Sabemos que la potencia absorbida por una bomba centrífuga varía con la tercera potencia de la relación de las velocidades, mientras que los motores de combustión interna varían su potencia linealmente con la relación de las velocidades.

Si en un grupo motobomba por cualquier circunstancia varía la altura que debe vencer la bomba, de forma que su potencia aumenta, la velocidad del motor disminuirá y, como consecuencia, su potencia; la bomba disminuirá su velocidad, llevando consigo una disminución más rápida de la potencia absorbida y provocando automáticamente un aumento de velocidad, del motor y de su potencia. Al cabo de varias oscilaciones alcanzara el grupo motobomba un punto de funcionamiento en que las potencias absorbidas por la bomba y producidas por el motor serán iguales para una velocidad común.

Si, por el contrario, la variación de altura produce una disminución de la potencia absorbida en el eje de la bomba, la velocidad del motor aumentará y con ella la potencia, lo cual provocara un aumento de velocidad en la bomba y un incremento de la potencia absorbida, que frenara la marcha del motor, e igualmente se establecerá después de varias alternativas un régimen de velocidad común, en donde las potencias absorbidas por la bomba y producidas por el motor serán iguales.

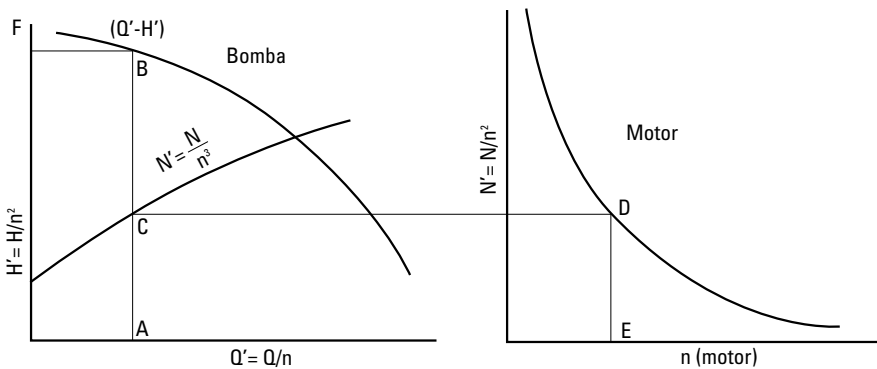


Fig 24. Accionamiento de bombas centrífugas



A. J. Stepanoff presenta un procedimiento grafico para determinar el punto de funcionamiento de una bomba centrifuga cuando es accionada por un motor de combustión interna.

Para ello emplea los conceptos de

Caudal unitario

$$Q' = Q/n$$

Altura unitaria

$$H' = H/n^2$$

n = r. p. m.

Potencia unitaria

$$N' = H/n^3$$

Sobre un doble sistema de coordenadas rectangulares (Fig. 25) se traza sobre el de la derecha la curva de potencias unitarias $N' = N/n^3$ del motor en función de su velocidad.

Si la velocidad del motor se regula para trabajar en E , la potencia unitaria estará representada por el punto D . En el sistema de coordenadas de la izquierda de la figura 25 trazamos la curva $Q'-H'$, para esa velocidad E de funcionamiento común y la curva de potencias unitarias $N' = N/n^3$ absorbidas por la bomba, a la misma escala que la potencia del motor. Trazando una paralela al eje de abscisas desde punto D , cortara a la línea N' de la bomba en el punto C , al que corresponderá un caudal unitario A y altura unitaria F . El punto B corresponderá, pues, al punto de funcionamiento de la bomba que se busca.

La potencia del motor a la velocidad E , representada por el punto D , será igual a la absorbida por la bomba a esa velocidad en el punto C .

Para la conversión de los caudales, alturas y potencias unitarias a sus valores reales emplearemos las siguientes relaciones:

$$H = H' \cdot n^2 \quad Q = Q' \cdot n \quad N = H' \cdot n^3$$

Accionamiento por correas planas

A veces es conveniente realizar el accionamiento de bombas centrífugas por medio de transmisiones a base de correas planas o trapezoidales, motivo por el cual trataremos a continuación la manera de usarlas correctamente.

Es de resaltar el hecho que las correas planas para el accionamiento de maquinas va cayendo en desuso, y las que hay instaladas van siendo desmontadas y sustituidas por las correas trapezoidales.

Si por circunstancias especiales de una instalación hubiera que accionar una maquina por cornea plana, haríamos use de la Fig 26, que nos da la potencia en CV. transmitidos por 100 mm. de ancho de la correa, en función del diámetro y velocidad tangencial de la polea menor. Este grafico corresponde al empleo de una correa de buena calidad, disposición simple, ángulo abrazado sobre la polea menor de 160° como mínimo y montada con la tensión previa sobre la llama, para obtener la adherencia necesaria para transmitir la potencia deseada.

La distancia entre los ejes de las poleas conductora y conducida deberá ser bastante grande. Se admiten aproximadamente los siguientes valores:

Para correas cuyo ancho sea de 150 milímetros → 3 - 5 m.

Para correas cuyo ancho sea de > 150milímetros → 10 - 15 m.

Como mínimo se admite una distancia de

$$L = 2 + (D + d)$$

D y d son los diámetros en metros de las poleas mayor y menor, respectivamente.

Las perdidas por deslizamiento suelen tener un valor de un 2 %, y el rendimiento de la transmisión oscila entre 0,96 a 0,97.

Es conveniente aumentar la distancia entre centros de las poleas de un 30 a un 40%, caso de que el motor de accionamiento sea de combustión interna.



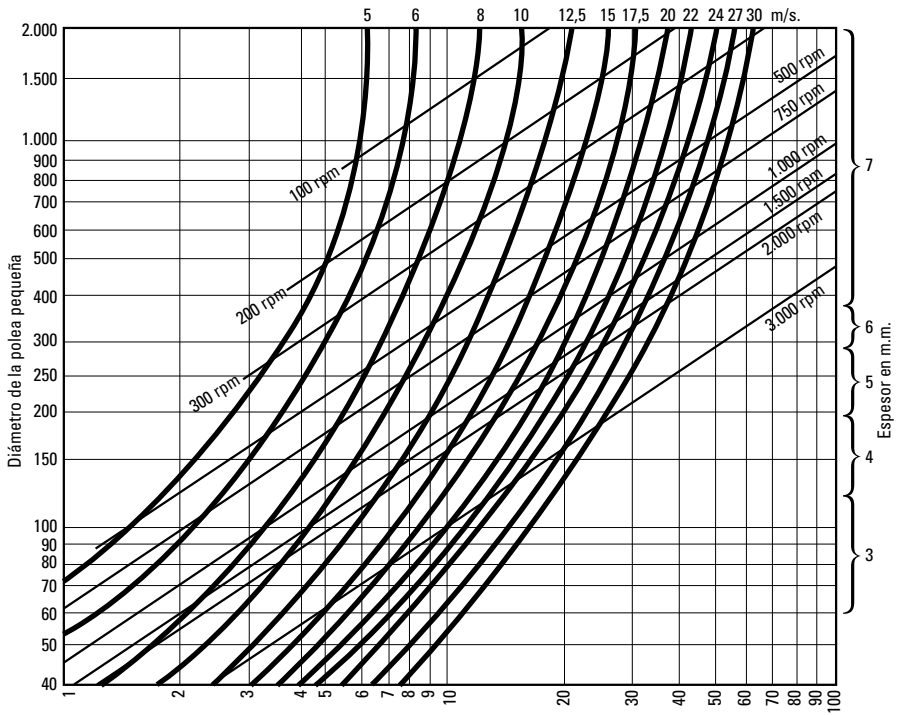


Fig 25. Potencias transmitidas por las correas planas en función del diámetro de la polea pequeña y su velocidad.

El diámetro de la polea deberá ser, como mínimo,

$$D \text{ ó } d = 100 \cdot e$$

e = espesor de la correa en cm.

La relación de transmisión máxima, $i = \frac{D}{c} = \frac{5}{1}$, para mayores relaciones y hasta $i = \frac{15}{1}$ deberá emplearse rodillo tensor, cuyo diámetro será $\leq 50 \cdot e$.

Las correas semicruzadas planas, empleadas para accionar una polea de eje vertical mediante otra de eje horizontal, son de empleo frecuente. En este caso la distancia entre los ejes deberá ser aproximadamente el indicado en la tabla siguiente:

Ancho correa (milímetros)	Distancia entre ejes (metros)
100	3
125	3,5
150	4
200	5
250	5,5
300	6
400	7
500	8

Igualmente estas distancias se aumentaran de un 30 a un 40%, caso de accionamiento por motor de combustión interna. Conforme a la figura 27, la disposición de una correa semicruzada exige, en primer lugar, que la tangente sobre la llanta de la polea conducida en el ramal conductor y el centro de la llanta de la polea conductora, se encuentren en un mínimo plano AA' y , en segundo lugar, que la parte alta de la polea conductora se encuentre sobre el centro de la llanta de la polea conducida a una distancia (B) tal que responda a la relación:

$$B = L \cdot 62,5 \text{ (m.m.)}$$

$L = \text{Distancia entre centros en m.}$

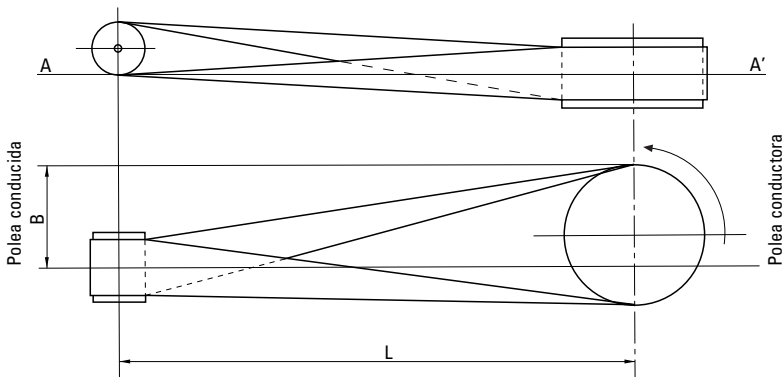


Fig 26. Correa plana semicruzada



Accionamiento por correas trapezoidales

A medida que las transmisiones por correa plana van decreciendo, las realizadas a base de correas trapezoidales van adquiriendo mayor importancia. Son correas de sección trapecial de lona y caucho, que poseen una gran adherencia debido al efecto de cuña sobre la garganta de la polea, con posibilidad de elevadas relaciones de transmisión y empleo de motores rápidos que, a igualdad de potencia, son más baratos, ocupan menor espacio, ejerciendo menores presiones sobre los soportes en virtud de sus menores tensiones, transmisión más silenciosa, elasticidad de la misma, que absorbe las bruscas variaciones de carga, mayor rendimiento que las correas planas y menor gasto de conservación; todo ello justifica la preferencia de este tipo de transmisiones.

El cálculo de una transmisión, empleando correas trapezoidales, se realizará siguiendo las directrices de la siguiente tabla:

Sección de la correa		Z	A	B	C	D	E	
		16x6	13x8	17x11	22x14	32x19	38x25	
Diámetro primitivo de la correa menor (mm)	Mínimo normal	71	90	140	224	355	500	
	Mínimo especial	63	80	125	200	315	450	
Potencia P' transmitida (en CV.) a la velocidad V , con carga constante y ángulo abrazado de 180° (si las condiciones son diferentes, se aplicarán los coeficientes de corrección indicados más abajo.	$v(m/s)$	5	0,3	0,9	1,3	3,0	5,5	7,9
		10	0,6	1,8	2,5	5,8	11	15
		15	0,9	2,5	3,5	7,9	15	21
		20	1,0	2,9	4,2	9,4	17	25
		25	1,1	3,1	4,5	10	18	27

Coefficiente de corrección de la potencia.

Si el ángulo abrazado es $\alpha < 180^\circ$ se multiplica P' por el siguiente coeficiente:

$a =$	180°	160°	140°	120°
$f =$	1	0,95	0,89	0,83

Si hay sobrecarga se divide P por los coeficientes siguientes:

Sobrecarga en %	25	50	100	150
Coefficiente m	1,1	1,2	1,4	1,6

El ángulo abrazado α puede deducirse de la formula:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{d(k-1)}{2 \cdot L}$$

en la que

d = diámetro de la polea menor.

k = relación de transmisión.

L = distancia entre centros.

Siendo P la potencia que se desea transmitir, el numero de correas necesario se deducirá de

$$n^{\circ} \text{ correas} = \frac{m \cdot P}{f \cdot P'}$$

La longitud de la correa la encontraremos aplicando la relación

$$L_c = 2L + 1,57(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4L}$$

La velocidad periférica se mantendrá inferior a los 25 m/s.

El ángulo abrazado sobre la polea menor no debe ser inferior a 120° ; caso contrario deberá modificarse la instalación.

La máxima relación de transmisión admisible es $i = \frac{1}{12}$

Como la distancia entre centros de poleas cuando $k \leq 3$ la obtendremos por la relación $L \geq 1/2 (k+1) d$

y cuando $k > 3$

$L \geq 1/2 (k-1)d$

Es una buena norma tomar para la L una distancia igual o algo menor que el diámetro de la polea mayor.

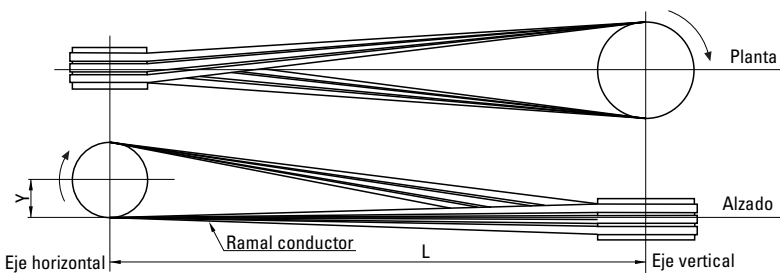


Fig 27. Correas trapecoidales semicruzadas

También en correas trapezoidales se presenta la instalación en la forma semicruzada Fig. 28; por ejemplo, en el accionamiento de una bomba de eje vertical mediante un motor de eje horizontal. En este caso se debe efectuar el montaje de manera que la recta que pasa por el centro del eje vertical y el punto medio de la llanta de la polea horizontal, sea perpendicular al eje de esta última. Además sobre la vista en alzado, la línea que pasa por el centro del eje horizontal ha de estar por encima de su paralela, trazada por el punto medio de la llanta, de la polea de eje vertical, en la cantidad señalada por Y , proporcionalmente a la distancia entre centros, y cuyo valor viene dado por la siguiente tabla.

Distancia entre centros L (m.)	Valor de Y (mm.)
1,5	60
2,0	70
2,5	75
3,0	100
3,5	135
4,0	165
4,5	195
5,0	230
5,5	265
6,0	300

La distancia entre centros de poleas, es el caso de este tipo de transmisión, con correas semicruzadas trapezoidales, deberá deducirse de la siguiente expresión:

$$L = 5,5 a \text{ a } 6 (D + a) \text{ (m.)}$$

En ella

D = diámetro de la polea mayor en m.

a = ancho de la banda de correas en m.

Ensayos de aceptación de bombas centrífugas

Norma considerada

Habitualmente, la norma utilizada para regir los ensayos hidráulicos en las bombas centrífugas es la EN ISO 9906. Esta norma anula y sustituye las anteriores ISO 3555 e ISO 2548 que han quedado combinadas y revisadas, incluyéndose dentro de la actual como dos niveles de exigencia distintos es decir, grado 1 y grado 2 respectivamente.

Existen otros procedimientos de ensayo también aplicables, los más conocidos son la norma DIN 1944 y el código de ensayos hidráulicos del Hydraulic Institute.

Magnitudes consideradas y límite de interpretación de las pruebas

n = Velocidad de rotación especificada.

n_i = Velocidad de rotación en el ensayo.

Q_g = Caudal garantizado.

H_g = Altura energética total garantizada.

N = Potencia consumida en el eje o terminales.

η = Rendimiento de la bomba o grupo.

Para considerarse valido el ensayo, en el deberá cumplirse:

Para la medida del Q , H y P que $0,5 n < n_i < 1,2 n$

Para la medida del $NPSH_r$ y η $0,8 n < n_i < 1,2 n$ (siempre y cuando el caudal ensayado este comprendido entre el 50% y 120% del caudal correspondiente al máximo rendimiento a la velocidad del ensayo).

Control sobre garantías datos de servicio

Este control puede ser:

1. De mutuo acuerdo entre proveedor y receptor basado en las condiciones de la instalación. Este método tiene la ventaja de permitir tener en cuenta las condiciones particulares de la instalación y juzgar la verdadera influencia de las diferencias anotadas en función de las garantías.



2. De la aplicación del proceso según las normas: Este método tiene la ventaja de poder siempre aplicarse y constituir un proceso estándar en ausencia de disposiciones contractuales y por falta de conocimiento de la instalación.

Para ello se necesita el trazado de la curva completa con un número suficiente de puntos registrados en el ensayo y corregidos a la velocidad n de rotación garantizada, aplicando sobre el caudal, altura y rendimiento nominales los valores de tolerancia admisibles según tabla adjunta.

Magnitud	Símbolo	Grado 1 %	Grado 2 %
Caudal	t_H	$\pm 4,5$	± 8
Altura manométrica	t_Q	± 3	± 5
Rendimiento bomba	t_n	-3	-5

Para las bombas fabricadas en serie (cuya selección se realice desde las curvas generales publicadas en catálogo) y también para bombas con potencia absorbida menor de 10 KW, los factores de tolerancia serán mayores y quedan recogidos en el anexo A de la citada norma:

A1.- Bombas producidas en serie y seleccionadas según sus curvas de catálogo:

Caudal: $t_Q = \pm 9\%$

Altura: $t_H = \pm 7\%$

Rendimiento: $t_n = -7\%$

Potencia absorbida por la bomba: $t_P = +9\%$

Potencia absorbida por el motor: $t_{P_{gr}} = +9\%$

A2.- Bombas con motor de accionamiento menor de 10 KW pero mayor de 1KW:

Caudal: $t_Q = \pm 10\%$

Altura: $t_H = \pm 8\%$

Rendimiento: $t_\eta = - \left[10 \cdot \left(1 - \frac{P_{gr}}{10} \right) + 7 \right] \%$

Donde P_{gr} es la máxima potencia absorbida por el motor en KW, en todo el rango de funcionamiento

$$t_{P_{gr}} = \sqrt{(7\%)^2 + t_{\eta}^2}$$

Clases de pruebas

El grado 1 es una prueba de gran precisión no necesaria en el funcionamiento normal de la mayoría de las bombas y que se limita a casos especiales.

El grado 2 es el ensayo habitual de una bomba para uso general en industrial, agrícola, abastecimiento.

Expresión gráfica de la norma

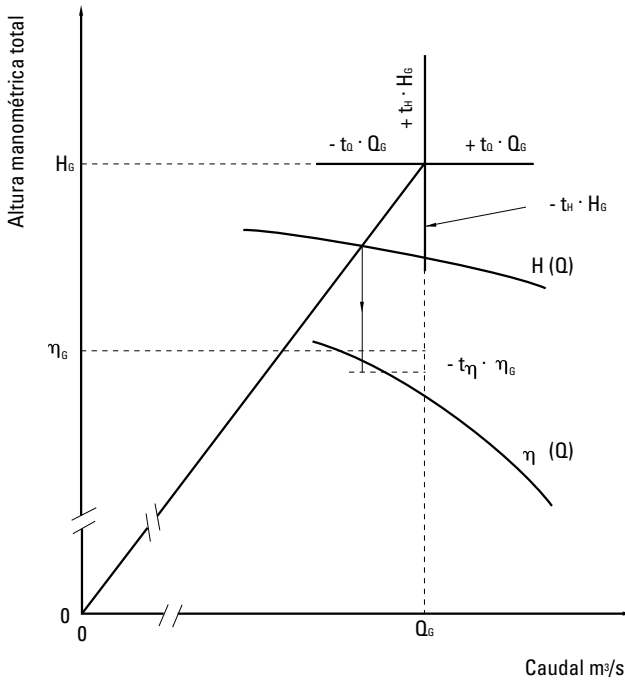


Fig 28. ISO 9906- Verificación de la garantía en caudal, altura y rendimiento



Para verificar el cumplimiento de los valores garantizados, se debe trazar la curva del ensayo con los valores corregidos a la velocidad nominal. Sobre el punto de garantía $Q_G H_G$ se llevarán horizontal y verticalmente las tolerancias admisibles de caudal y altura respectivamente. La bomba es aceptable cuando la curva trazada corta al menos en uno de los semiejes de tolerancia.

Para la comprobación del rendimiento se unirá el punto de garantía $Q_G H_G$ con el punto origen $Q=0, H=0$ y en la intersección de esta recta con la curva QH ensayada se obtendrá el caudal cuyo rendimiento debe ser comparado con el garantizado, teniendo en cuenta las tolerancias admisibles para el mismo.

Cuando el compromiso contractual no es sobre un punto concreto de funcionamiento $Q-H$, sino sobre toda la curva estándar de la bomba, la garantía queda verificada cuando la curva real transcurre entre dos curvas $Q-H$ límites. Estas curvas límite se obtienen al unir los correspondientes extremos de los semiejes de tolerancia aplicados en varios puntos a lo largo de toda la curva. En este caso los factores de tolerancia correspondientes serán más amplios, quedando recogidos en el anexo A de la norma.



Instalación y mantenimiento de bombas centrífugas

En la instalación de una bomba en su emplazamiento deberán tomarse ciertas precauciones, algunas de las más importantes las vamos a tratar a continuación:

La tubería de aspiración debe ser recta, lo más corta posible y los codos con gran radio de curvatura, su diámetro es generalmente de una o dos veces el orificio de la brida de aspiración de la bomba y realizando el acoplamiento mediante cono excéntrico, que evite la formación de bolsas de aire; los tramos horizontales deberán tener una pendiente de 2 %, como mínimo, y disponer una longitud recta, la suficiente para regularizar la corriente líquida, antes de su entrada en el impulsor.

El extremo inferior de la tubería de aspiración deberá, por lo menos, penetrar en la masa líquida $1,5 D$ metros para evitar la toma de aire como consecuencia de formación de vórtices; si por las características del depósito no fuera posible profundizar lo suficiente, se dispondrán tabiques radiales alrededor de la tubería de aspiración. Para regularización de la corriente de entrada será conveniente disponer en la boca una zona acampanada que aumente la sección libre de paso, al menos doble de la correspondiente al tubo de aspiración. Ello puede obtenerse mediante las válvulas de pie. La distancia al fondo de esta parte acampanada será igual a $D/2$, siendo D el diámetro máximo de la sección acampanada.

El emplazamiento de la bomba será el adecuado con vistas a obtener el máximo *NPSH* disponible, situándola lo más cerca posible del nivel inferior del líquido.

El funcionamiento de las bombas centrífugas es muy seguro y silencioso, para ello es necesario que la nivelación y el anclaje al suelo, estén realizados de manera que se evite vibraciones que den origen a desplazamientos de bomba o motor, con las consiguientes perturbaciones por falta de alineación.

Antes de la puesta en servicio de una bomba centrífuga deberemos asegurarnos de que esta perfectamente cebada, pues es una condición indispensable para el correcto funcionamiento. Si la bomba va provista de impulsores radiales, para su puesta en servicio se procederá de la forma siguiente:

Mantener cerrada la válvula reguladora de impulsión puesto que a caudal cero es mínimo el par de arranque, por ser la potencia absorbida en este caso mínima y consiguiendo con ello no sobrecargar el motor. Una vez la bomba en funcionamiento y alcanzada la velocidad de régimen y, por lo tanto, la presión máxima, abriremos lentamente la válvula reguladora hasta establecer la corriente normal de servicio; con ello evitaremos sobrecargas repentinas del motor.

Para retirar de servicio una bomba se procederá en sentido contrario, es decir, se cerrará paulatinamente la válvula reguladora hasta interrumpir completamente la circulación de fluido, desconectando a continuación el motor.

En las bombas de flujo axial y helicentrífugas, la puesta en marcha deberá realizarse precisamente al contrario de las anteriores, pues en ellas la potencia absorbida es mínima para máximo caudal y altura cero.

En el capítulo de mantenimiento de bombas centrífugas deberemos considerar las siguientes atenciones:

Será necesario observar la pequeña fuga de líquido a través de la empaquetadura, pues ella es necesaria para que se verifique el cierre hidráulico, impidiendo la toma de aire, actuando al propio tiempo como líquido refrigerante de la empaquetadura y eje, evitando su desgaste.

Una fuga excesiva nos indicará desgaste y deberá repararse. Periódicamente deberán revisarse los cierres del impulsor, ya que un huelgo excesivo produce una disminución de caudal útil y rendimiento. La rapidez con que este huelgo aumenta dependerá de la naturaleza del líquido bombeado; será conveniente reajustarlos.

Una norma para proceder al reajuste de los aros cierre puede ser cuando el huelgo llega a tener un valor de un 100% respecto al original.

Siempre que se desmonte la bomba, será necesario comprobar la alineación de motor y la bomba, corrigiéndola en caso necesario.

La bomba, en general, deberá desmontarse periódicamente (según indique el manual del fabricante) para proceder a la limpieza y revisión de todas las partes móviles que puedan sufrir desgaste y reponerlas en caso necesario.



Golpe de ariete

Si en una tubería por la que circula una corriente de agua con cierta velocidad se interrumpe o desvía bruscamente el movimiento del agua, por ejemplo, mediante una llave de paso, se producen en las paredes de la misma sobre presiones tan fuertes que pueden llegar a producir la rotura de la conducción. A este fenómeno que da lugar a una variación de la presión tan importante en el interior de la tubería se le da el nombre de «golpe de ariete».

Este fenómeno no solo se produce cuando cerramos una llave de paso. Puede originarse merced al aire acumulado que produzca una oclusión en la conducción, o también, por el arranque o paro de alguna bomba, etc. Hay que tener en cuenta que el golpe de ariete se presenta también cuando estas variaciones de caudal son en aumento, y en todos los casos sus efectos son destructores, rompiendo o deteriorando la conducción y afectando a las instalaciones próximas.

Cuando se trata de una conducción por la que circula el agua a una cierta velocidad y de pronto intentamos anularla, esta velocidad se convierte en presión, que se suma a la estática a la que ya se encontraba sometida la tubería. Por efecto de estas sobrepresiones la tubería se dilata, se hace mayor su sección transversal y el agua se comprime, volviendo ambas por su elasticidad a la posición inicial, y hasta es más, la nueva presión es inferior a la inicial, a la estática que soportaba antes de producirse la perturbación. De nuevo se repite el aumento y se establece un movimiento, una variación de presión oscilatoria cada vez con menor intensidad hasta que se anula; momento en que la energía cinética que llevaba el agua ha sido absorbida por rozamiento por las paredes de la conducción y los filetes líquidos.

Estas sobrepresiones, de naturaleza oscilatoria, crean unas ondas de presión que se transmiten a lo largo de la conducción hasta la cisterna o embalse en que se reflejan. Estas ondas avanzan con una velocidad a , llamada celeridad, que depende únicamente de las características de la conducción, de su elasticidad, espesor, diámetro, y no depende, en absoluto, del tiempo de maniobra ni de la velocidad y presión que tenga el agua al pasar por el lugar en que se produce la perturbación.



Allievi, en sus estudios sobre la teoría general del movimiento perturbado en tuberías, da la siguiente fórmula aproximada:

$$a = \frac{9.900}{\sqrt{48,3 + K \frac{D}{e}}}$$

D = diámetro tubería, en milímetros.

e = espesor tubería, en milímetros.

a = celeridad, en m/s.

K = coeficiente características del material de la tubería y que toma valores de 0, 5 para acero y hierro, 1 para fundición y 5 para plomo y hormigón armado.

Esta fórmula es tan solo aplicable para tuberías simples, es decir, de característica única. En caso de ser una conducción de característica variable se hallaría la celeridad para cada uno de los tramos, y la media que tomaríamos y consideraríamos en cálculos posteriores sería:

$$a = \frac{a_1 \cdot I_1 + a_2 \cdot I_2 + a_3 \cdot I_3 + \dots + a_n \cdot I_n}{I_1 + I_2 + I_3 + \dots + I_n}$$

Siendo I_1, I_2, \dots, I_n las longitudes de conducción de característica única en las que las celeridades valen a_1, a_2, \dots, a_n , respectivamente.

Fórmula de Micheaud.- Por el cierre o apertura progresivos de la llave de paso, según hemos dicho, la velocidad se transforma en presión y nace una onda de compresión o depresión -según se frene o acelere el movimiento- que, partiendo del punto de maniobra o obturador, recorre la tubería, de longitud L y sección transversal SL . Actuemos de forma que la maniobra de cierre o apertura sea progresiva aumentando la presión con el tiempo según una función lineal o parabólica que pasa por el punto $(0,0)$ en el momento inicial. Admitamos que la función sea lineal y llamemos T_c , tiempo crítico, al que tarda la onda en recorrer la longitud de la tubería hasta la cámara de presión y volver a su origen, y T , al de duración de la maniobra, ambos en segundos, con lo que: $2 \times L = a \times T_c$; o sea

$$T_c = \frac{2 \cdot L}{a} \text{ (s.)}$$

Puede ocurrir que $T = T_c$. Si T fuese menor que el crítico nos aparecería un golpe de ariete brutal, irresistible en la mayoría de los casos, y que traería como consecuencia

la rotura de la conducción. Por tanto, en este cálculo consideramos tan solo el caso en el que el tiempo de maniobra sea igual o mayor que el crítico.

Si p es la sobrepresión en la tubería al cabo de un tiempo t y P en el total T , según la función considerada:

$$\frac{p}{P} = \frac{t}{T} ; p = \frac{P}{T} t;$$

Por ser el golpe de ariete una percusión, la total efectuada será:

$$\int_0^T p \cdot dt = \int_0^T m \cdot j \cdot dt = \int_0^T m \cdot \frac{dv}{dt} dt = \int_v^0 m \cdot dv$$

sustituyendo el valor de p hallado antes:

$$\frac{P}{T} \int_0^T t \cdot dt = \frac{P \cdot T}{2} = m \cdot v ; P = 2m \frac{v}{T}$$

Poniendo la masa en función del volumen y peso específico, y el primero, a su vez, en función de sus dimensiones:

$$P = 2 \frac{L \cdot S \cdot d}{g} \cdot \frac{v}{T}$$

Y la sobrepresión unitaria, es decir, por unidad de superficie:

$$P_l = 2 \frac{L \cdot d}{g} \cdot \frac{v}{T} ; P_l = 2 \frac{L}{g} \cdot \frac{v}{T} \text{ (mca)}$$

Esto sería el valor máximo de la presión en columna de agua permitido, ya que hemos supuesto que $T = T_c$.

Así, pues, el golpe de ariete es independiente de la presión estática a que se encuentre la perturbación, pero depende del tiempo crítico (o sea de las características de la conducción), de la velocidad del agua y de la distancia a la superficie.

La tubería se encontrara, pues, sometida a una presión, medida en columna de agua, $H = h_0 + P_l$; siendo h_0 la presión estática en el punto considerado, y P_l la hallada para el golpe de ariete.



La formula de Micheaud hallada da resultados mayores que los que se obtienen por otros procedimientos, por lo que de utilizarla, la conducción estará calculada con mayor seguridad y resistencia.

Formulas de Allievi.- Micheaud, en el razonamiento anterior, prescinde de dos magnitudes de capital importancia, la compresibilidad del agua y la elasticidad del material de la conducción. Allievi las tiene en cuenta, pero supone una conducción cilíndrica de característica única, y en la hipótesis de poder despreciar el rozamiento del agua en la tubería y las pérdidas de carga que originaría comparadas con las debidas a los fenómenos del movimiento variado.

La conducción tiene al final un obturador; operando en el el régimen pasa de permanente a variable, no de modo instantáneo ni continuo, originándose grandes oscilaciones de velocidad y presión y, como consecuencia, deformaciones elásticas no solo en la conducción, sino también en la corriente. Para este estudio combina las leyes de la hidrodinámica y elasticidad de materiales y llega a las siguientes formulas:

$$y = y_0 + F \left(t - \frac{x}{a} \right) + f \left(t + \frac{x}{a} \right)$$

$$V = V_0 - g_a \left[F \left(t - \frac{x}{a} \right) - f \left(t + \frac{x}{a} \right) \right]$$

que nos dan la velocidad y presión en un punto a una distancia x del obturador y al cabo de un tiempo t . Las funciones F y f son arbitrarias. Vemos en la primera que la presión es suma de tres sumandos, el primero, y_0 , la presión de régimen permanente (antes la llamamos h_0); el segundo, una función F , variable con x y t , que representa una onda de presión recorrida en sentido positivo con velocidad a , y que produce el llamado golpe de ariete directo, y, finalmente, una función f ; análoga a la anterior, pero de sentido contrario y velocidad $-a$, que produce el contragolpe. Estas consideraciones ya se desprendían al observar la naturaleza oscilatoria de las ondas de presión. Las mismas consideraciones para la segunda fórmula en el caso de velocidades. Para el cálculo aproximado de las sobrepresiones debidas al golpe de ariete podemos utilizar la formula siguiente:

$$H_2 + 2h_0 \cdot H \left[1 + 0,0052 \left(\frac{L \cdot V}{T \cdot h_0} \right) \right] + h_0^2 = 0$$

Ecuación de segundo grado en la que H es la sobrepresión producida por el golpe de ariete y con dos soluciones, la mayor para casos de maniobra de cierre y la menor en casos de apertura.

También para simplificar el cálculo tenemos los gráficos de Allievi, que tienen dos aproximaciones, la uniformidad del espesor de paredes y diámetro de la conducción para evitar las complicaciones que ocasionan las ondas reflexivas en los puntos en que varíase, y el considerar, para la apertura y cierre, determinados tipos de válvulas. Vamos a dar una idea sobre los mismos: tenemos un sistema de ejes coordenados, y sobre ellos se miden dos parámetros. Sobre el eje de ordenadas el parámetro

tiempo, $\varnothing = \frac{a \cdot T}{2L}$, y sobre el eje de abscisas la característica del

conducto, $\rho = \frac{a \cdot V_0}{2g \cdot h_0}$, viniendo medido el golpe de ariete según rectas transversales

en las que se indica su valor.

Precauciones.- Vemos que el cálculo de estas presiones es complicado y aproximado. Sabemos que se presenta este fenómeno siempre que haya una variación en el caudal que circula por una conducción. No podremos, pues, evitarlo, pero si atenuar sus efectos. Para ello utilizaremos válvulas de seguridad y reguladoras de presión, chimeneas de equilibrio, depósitos de aire en el extremo de la conducción y, sobre todo, procurando que estas variaciones sean lo menos bruscas posibles mediante cierre progresivo de llaves de paso, compuertas, etc. A tal efecto, estos cierres están dispuestos con tornillos de forma que, por rápida que intente ser la maniobra, siempre habrá pasado un tiempo superior al crítico.

Las cámaras de aire están cerradas y en contacto con el agua, y por su mayor comprensibilidad actúan cual amortiguadores. Estas van asimiladas a las bombas de impulsión para disminuir el golpe de ariete que a cada pistonada se produce.

Por último digamos que las tuberías nuevas deben hacerse entrar en servicio muy poco a poco a causa de las bolsas de aire que se puedan formar, las que originarían cierres hidráulicos y, por tanto, golpes de ariete imprevistos.



Métodos de aforo más usuales

Aforo directo

Es el más exacto de los empleados. Consiste llenar un recipiente cuyo volumen ha sido previamente calibrado, tomando el tiempo de llenado mediante un cronometro. Este método solamente se emplea para caudales pequeños, o para caudales muy grandes, cuando la instalación dispone de un depósito regulador de grandes dimensiones es fácil emplear este método para obtener el aforo deseado.

Caudalímetro electromagnético

El funcionamiento del caudalímetro electromagnético se basa en las leyes de Faraday, según las cuales la diferencia de tensión que crea un fluido en un campo magnético uniforme es proporcional a la velocidad del fluido.

Para una lectura fiable del caudal es muy importante que el perfil de velocidad del fluido en la sección de medida sea uniforme, para lo cual hay que evitar singularidades en la conducción tales como codos, válvulas de retención, válvulas de compuerta parcialmente cerradas, etc y en general cualquier elemento que pueda producir turbulencias. Es conveniente instalar las válvulas de regulación del caudal aguas abajo del caudalímetro para garantizar que el tubo medidor este perfectamente lleno de fluido. El uso de este tipo de caudalímetros se ha extendido mucho y son reconocidos como fiables por las normas ISO, su precisión puede llegar a 0,1 % pudiendo utilizarse con fluidos de diversa naturaleza, (agua sucia, agua salada, productos químicos, mezclas bifásicas de líquido y vapor, ..etc) , diferentes temperaturas, y rango de velocidad hasta 10 m/s aproximadamente. Es importante que el fluido a medir posea una conductividad eléctrica superior a $5 \mu\text{S}/\text{cm}$ ($20 \mu\text{S}/\text{cm}$ para agua desmineralizada).

Aforo por vertedero

Se puede averiguar el caudal estableciendo un vertedero de paredes delgadas sobre un canal rectangular de dimensiones conocidas y midiendo la altura del agua sobre la cresta del vertedero. La normativa internacional ISO 1438/1 recoge y valida las expresiones desarrolladas por diversos autores y asociaciones internacionales avalando los resultados obtenidos mediante este método de medida.



El fiel del vertedero deberá ser horizontal y con un perfil según figura adjunta. Se situará perfectamente perpendicular a las paredes del canal y al flujo del agua sin que existan fugas. Para medir el nivel (h) alcanzado por el agua, al rebosar sobre el fiel del vertedero, se debe situar la sección de medida por lo menos a una distancia igual a cuatro o cinco veces la altura máxima del nivel de agua sobre la cresta del vertedero (h_{max}) (Fig. 29).

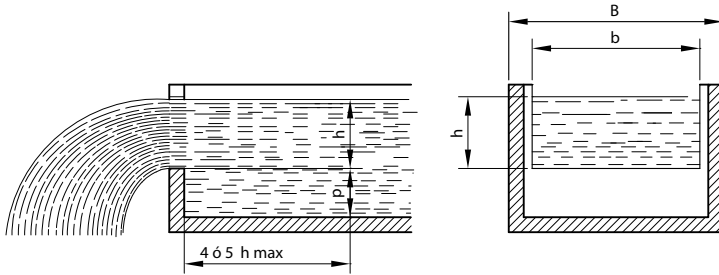


Fig. 29. Vertedero rectangular

Recogida por la norma ISO 1438/1, la Asociación Suiza de Ingenieros y Arquitectos (S.I.A.) propone para el cálculo del caudal la fórmula siguiente:

$$Q = \frac{2}{3} b \cdot C \sqrt{2 \cdot g \cdot h^{3/2}}$$

En la que

Q = caudal en m^3/s

b = ancho del vertedero en metros

B = ancho del canal en metros

h = altura del agua en metros sobre el fiel del vertedero

p = distancia del fiel del vertedero al fondo del canal

C = Coeficiente de caudal

$$C = \left(0,578 + 0,037 \left(\frac{b}{B} \right)^2 + \frac{0,003615 - 0,003 \left(\frac{b}{B} \right)^2}{h + 0,0016} \right) \cdot \left(1 + 0,5 \left(\frac{b}{B} \right)^4 \left(\frac{h}{h+p} \right)^2 \right)$$



Válida para:

$$h/p \ 1$$

$$b/B \ 0,3$$

$$0,025B/b \ h \ 0,8 \text{ mts}$$

$$p \ 0,3 \text{ mts}$$

Para los vertederos sin contracción lateral ($b/B = 1$) el coeficiente de caudal queda:

$$C = \left(0,615 + \frac{0,000615}{h + 0,0016} \right) \cdot \left(1 + 0,5 \left(\frac{h}{h+p} \right)^2 \right)$$

Como ejemplo de cálculo de las expresiones anteriores, para un vertedero rectangular con dimensiones:

$$b = 1,5 \text{ m}$$

$$B = 2\text{m}$$

$$p = 0,547$$

Obtenemos la tabla siguiente:

h	Q	h	Q	h	Q	h	Q	h	Q	h	Q
m	l/s	m	l/s	m	l/s	m	l/s	m	l/s	m	l/s
		0,10	86,86	0,20	243,75	0,30	449,21	0,40	659,46	0,50	977,81
		0,11	100,00	0,21	262,28	0,31	472,10	0,41	722,13	0,51	1007,89
0,02	8,62	0,12	113,75	0,22	281,28	0,32	495,38	0,42	749,16	0,52	1038,30
0,03	15,19	0,13	128,10	0,23	300,74	0,33	519,06	0,43	776,54	0,53	1069,03
0,04	22,88	0,14	143,03	0,24	320,65	0,34	543,12	0,44	804,27	0,54	1100,08
0,05	31,54	0,15	158,51	0,25	341,01	0,35	567,57	0,45	832,35	0,55	1131,45
0,06	41,08	0,16	174,53	0,26	361,80	0,36	592,41	0,46	860,77		
0,07	51,43	0,17	191,08	0,27	383,03	0,37	617,62	0,47	889,53		
0,08	62,54	0,18	208,14	0,28	404,67	0,38	643,20	0,48	918,62		
0,09	74,36	0,19	225,70	0,29	426,74	0,39	669,15	0,49	948,05		

Calculo caudales en vertedero rectangular, $b=1,5\text{m}$, $B=2\text{m}$, $p=0,547\text{m}$

Cuando se trata de caudales reducidos el vertedero horizontal no da resultados muy exactos; ya que se pierde sensibilidad, es entonces cuando se suelen utilizar los vertederos triangulares. Uno de los más usados es el de escotadura a 90° (Fig. 30). Para este ángulo de escotadura, según Kindsvater-Shen:

$$Q = C_e \frac{8}{15} \sqrt{3g} \cdot h_e^{5/2}$$

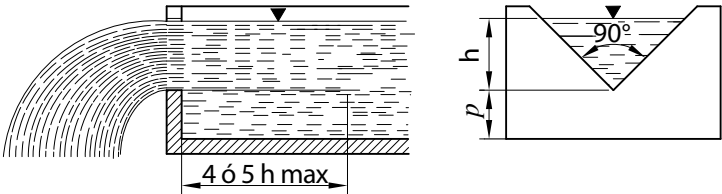


Fig 30. Vertedero triangular

En la que

Q = caudal en m^3/s

h_e = altura efectiva del agua en metros sobre el vértice del vertedero

B = ancho del canal en metros

p = distancia del vértice del vertedero al fondo del canal

C_e = Coeficiente efectivo de caudal

La altura efectiva será: $h_e = h + 0,00085 m$

Y el coeficiente efectivo de caudal se puede encontrar en la siguiente gráfica obtenida de modo experimental:

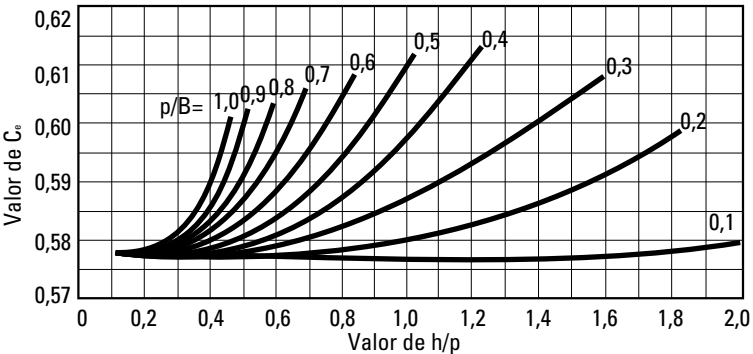


Fig 31. Coeficiente de caudal C_e para $\alpha=90^\circ$

Esta expresión es válida dentro de los límites siguientes:

$$\alpha = 90^\circ$$

h/p se limita a la gama de valores de la figura 31

p/B se limita a la gama de valores de la figura 31

$$h \geq 0,06 \text{ m}$$

$$p \geq 0,09 \text{ m}$$

Con ayuda de la fig 31 y tomando como ejemplo las dimensiones $B=2\text{m}$, $p/B=0,3 \text{ m}$; $p = 0,6 \text{ m}$, se puede calcular la tabla siguiente:

h	h/p	Ce	Q	Q	h	h/p	Ce	Q	Q
m			m³/s	l/s	m			m³/s	l/s
0,06	0,10	0,5775	0,0012	1,25	0,66	1,10	0,5900	0,4948	494,75
0,12	0,20	0,5775	0,0069	6,93	0,72	1,20	0,5938	0,6188	618,77
0,18	0,30	0,5775	0,0190	18,97	0,78	1,30	0,5968	0,7595	759,50
0,24	0,40	0,5775	0,0388	38,83	0,84	1,40	0,6009	0,9202	920,19
0,30	0,50	0,5775	0,0677	62,72	0,90	1,50	0,6049	1,1005	1100,51
0,36	0,60	0,5780	0,1068	106,79	0,96	1,60	0,6085	1,3007	1300,71
0,42	0,70	0,5800	0,1574	157,41					
0,48	0,80	0,5820	0,2204	220,41					
0,54	0,90	0,5849	0,2972	297,20					
0,60	1,00	0,5870	0,3880	388,00					

Calculo caudales en vertedero triangular, $\alpha=90^\circ$, $B=2\text{m}$, $p=0,6\text{m}$

Aforo con el molinete de Woltman

Es el más generalizado en la medición de caudales en canales abiertos. Se sirve del molinete de Woltman para la medición de la velocidad de la corriente en distintos puntos de una sección determinada del canal, deduciendo de ella el caudal.

Determinación de caudales aproximados en tuberías con descarga libre

Se emplea para ello una escuadra según se indica en el grabado adjunto. La descarga debe ser horizontal. Se ajusta el lado de la escuadra corto (100 mm.) de forma que roce la parte alta de la vena líquida en su caída, y se mide sobre el otro lado la distancia X cm. Conociendo el diámetro de la tubería obtendremos el caudal que mana por el orificio de descarga usando la fórmula:

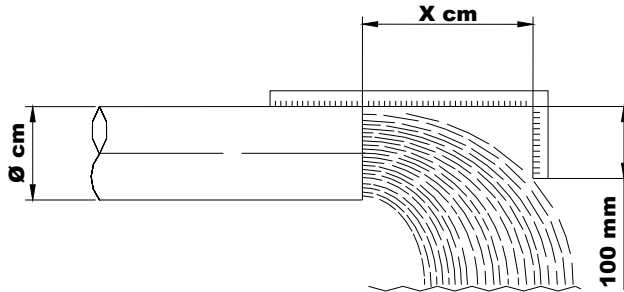


Fig. 32 . Medición del caudal en tuberías con descarga libre

$$Q = 0,3 \cdot X \cdot D^2$$

En donde

Q = litros / minuto

X = distancia en centímetros

D = diámetro tubería en centímetros

Mediante la aplicación de esta fórmula se ha obtenido la siguiente tabla:

Distancia X en cm.	D = diámetro interior de tubo (centímetros)													
	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10	12,5	15	20	25	30
10	20	30	53	83	120	164	192	270	335	520	750	1.330	2.080	3.000
15	31	45	80	125	180	245	320	405	500	780	1.130	2.000	3.100	4.500
20	41	60	106	167	240	325	428	540	665	1.040	1.500	2.680	4.100	6.000
25	52	75	133	208	300	410	535	675	835	1.300	1.870	3.330	5.200	7.500
30	62	90	160	250	360	490	640	810	1.000	1.560	2.250	4.000	6.200	9.000
35	73	105	187	290	420	570	750	940	1.170	1.820	2.620	4.700	7.300	10.500
40	83	120	212	333	480	655	850	1.080	1.330	2.092	3.000	6.150	8.300	12.000
45	93	135	270	372	540	735	960	1.215	1.500	2.330	3.380	6.000	9.300	13.500
50	104	150	268	415	600	820	1.070	1.350	1.670	2.600	3.750	6.700	10.400	15.000
55	115	165	292	460	660	900	1.170	1.560	1.830	2.850	4.120	7.300	11.500	16.500
60	125	180	320	500	720	980	1.280	1.620	2.000	3.120	4.500	8.000	12.500	18.000

Tubo de Pitot

El tubo de Pitot es un sencillo dispositivo que nos permite medir la velocidad del fluido dentro de una conducción para, conociendo esta calcular el caudal circulante. El medidor consta de un tubo perforado y orientado aguas arriba de la corriente. El agua ascenderá por el tramo vertical una longitud h_v . La lectura se complementa

con un segundo tubo perforado y orientado aguas abajo, en el que el agua subirá una altura h_2 .

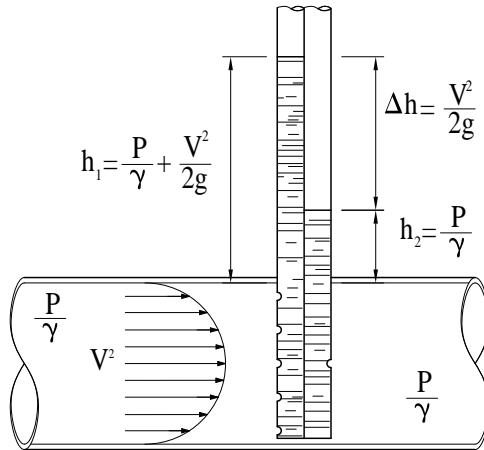


Figura 33. Tubo de pitot

En ausencia de pérdidas de carga podemos calcular:

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = h_1 \quad \frac{P}{\gamma} = h_2$$

Con el primer tubo se medirán la presión estática y dinámica, mientras que con el segundo tubo solo se medirá la presión estática. Por lo que se calculará la velocidad como:

$$V = C_v \sqrt{2g\Delta h}$$

La perturbación de las líneas de corriente en las proximidades del tubo, producen una pequeña pérdida, por lo que se introduce el coeficiente C_v que generalmente es $\geq 0,97$.

Para poder determinar la velocidad media dentro de la conducción se suelen hacer varios orificios convenientemente situados en el tubo para obtener un valor promedio de la velocidad. Como las presiones estáticas suelen ser bastante elevadas se suele conectar ambos tubos a un manómetro diferencial.

Equipos de presión

Los equipos de presión tienen como objeto el abastecimiento en bloques de viviendas, apartamentos, hoteles, hospitales, fábricas, industrias, riego etc. Se trata de un sistema muy empleado en el abastecimiento de agua a presión, sustituyendo con ventaja la instalación de depósitos reguladores elevados.

Un equipo de presión está formado por una o más bombas acopladas en paralelo, trabajando tanto a velocidad fija como variable, o ambas opciones simultáneamente. En estos sistemas se intercala un depósito hidroneumático, que reduce el número de arranques de equipo y las posibles fluctuaciones de la presión producidos en el arranque/paro de las bombas.

Su diseño modular los hace configurables para adaptarlos a los requerimientos de cada instalación, el número de bombas, sistema de control con velocidad fija o variable, bomba de reserva, ...etc.

Los equipos de presión con variación de velocidad, están concebidos no solo para aumentar la fiabilidad de suministro sino también para incrementar su rentabilidad mejorando calidad y confort en el servicio suministrado. La necesidad del usuario de disponer de una presión constante, incluso con fluctuaciones en la demanda, exige del equipo un control permanente de dicha presión y una respuesta fiable lo que se consigue mediante la variación de la velocidad en función de dicha demanda.

Todo el conjunto del equipo puede montarse en las partes bajas de los edificios o sótanos, ocupando espacios reducidos y abaratando costes de instalación.

En el cálculo de las dimensiones del depósito y de la bomba necesitamos conocer previamente el

Caudal del equipo (Q_e)

Presión de arranque (P_a)



Cálculo del caudal necesario

Según el CODIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN, Documento Básico HS Real Decreto 1371/2007 los caudales mínimos instantáneos en los aparatos domésticos son:

Tipos de suministro

Se entiende por caudal instantáneo por vivienda, Q_{iv} , la suma de los caudales instantáneos mínimos correspondientes a todos los aparatos instalados. Según el valor de dicho caudal, se pueden clasificar las viviendas según los siguientes tipos de suministro:

Tipo	Q max		Aparatos instalados
	l/s	m ³ /s	
A	6	216	Cocina, lavadero, sanitario
B	100	360	Cocina, lavadero, aseo
C	15	540	Cocina, lavadero, baño
D	200	720	Cocina, office, lavadero, baño, aseo
E	300	1080	Cocina, office, lavadero, 2baños, aseo

Tabla de caudales por tipo de suministro y nº de viviendas

El caudal del equipo funcionando a la presión de arranque, deberá aproximarse lo máximo posible a los valores de caudal en m³/h que se expresan en la siguiente tabla.

Tipo de aparato	Caudal instantáneo mínimo de agua fría	Caudal instantáneo mínimo de ACS
	(dm ³ /s)	(dm ³ /s)
Lavamanos	0,05	0,03
Lavabo	0,10	0,065
Ducha	0,20	0,10
Bañera de 1,40 m o más	0,30	0,20
Bañera de menos de 1,40 m	0,20	0,15
Bidé	0,10	0,065
Inodoro con cisterna	0,10	-

Tipo de aparato	Caudal instantáneo mínimo de agua fría (dm ³ /s)	Caudal instantáneo mínimo de ACS (dm ³ /s)
Inodoro con fluxor	1,25	-
Urinarios con grifo temporizado	0,15	-
Urinarios con cisterna (c/u)	0,04	-
Fregadero doméstico	0,20	0,10
Fregadero no doméstico	0,30	0,20
Lavavajillas doméstico	0,15	0,10
Lavavajillas industrial (20 servicios)	0,25	0,20
Lavadero	0,20	0,10
Lavadora doméstica	0,20	0,15
Lavadora industrial (8kg)	0,60	0,40
Grifo aislado	0,15	0,10
Grifo garaje	0,20	-
Vertedero	0,20	-

Suministros	HS4		Tipo A		Tipo B		Tipo C		Tipo D		Tipo D	
	Fria	Cal.	Fria	Cal.	Fria	Cal.	Fria	Cal.	Fria	Cal.	Fria	Cal.
	l/s	l/s	l/s	l/s	l/s	l/s	l/s	l/s	l/s	l/s	l/s	l/s
Lavamanos	0,05	0,03										
Lavabo aseo	0,1	0,065			0,1	0,065	0,1	0,065	0,1	0,065	0,1	0,065
Lavabo baño	0,1	0,065					0,1	0,065	0,1	0,065	0,1	0,065
Ducha	0,2	0,1	0,2	0,1			0,2	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1
Bañera	0,2	0,15			0,2	0,15	0,2	0,15	0,2	0,15	0,2	0,15
Bidé	0,1	0,065	0,1	0,065	0,1	0,065	0,1	0,065	0,2	0,13	0,2	0,13
Inodoro aseo	0,1		0,1		0,1		0,1		0,1		0,1	
Inodoro baño	0,1						0,1		0,1		0,1	
Inodoro con fluxor	1,25											
Urinario	0,15										0,15	
Urinario	0,04											
Fregadero doméstico	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2	0,1
Fregadero no doméstico	0,3	0,2										
Lavavajillas doméstico	0,15	0,1	0,15		0,15		0,15		0,15		0,15	
Lavavajillas industrial	0,25	0,2										
Lavadero	0,2	0,1										
Lavadora doméstica	0,2	0,15	0,2		0,2		0,2		0,2		0,2	
Lavadora industrial	0,6	0,4									0,5	
Grifo aislado	0,15	0,1										
Grifo garaje	0,2										0,2	
Vertedero	0,2											
Caudal inst vivienda	Qiv	l/s	1,215		1,43		1,995		2,16		3,01	
		m ³ /h	4,374		5,148		7,182		7,776		10,836	
Nº aparatos por vivienda	Nav	6		7		10		10		13		

n° de viviendas Nv	Tipo A		Tipo B		Tipo C		Tipo D		Tipo D	
	l/s	m³/h	l/s	m³/h	l/s	m³/h	l/s	m³/h	l/s	m³/h
1	0,50	1,79	0,54	1,95	0,63	2,27	0,68	2,46	0,83	3,01
2	0,70	2,53	0,76	2,75	0,89	3,21	0,97	3,48	1,18	4,25
4	0,99	3,57	1,08	3,89	1,26	4,54	1,37	4,92	1,67	6,01
6	1,22	4,37	1,32	4,77	1,55	5,56	1,67	6,02	2,04	7,36
8	1,40	5,05	1,53	5,50	1,78	6,42	1,93	6,96	2,36	8,50
10	1,57	5,65	1,71	6,15	2,00	7,18	2,16	7,78	2,64	9,50
15	1,92	6,92	2,09	7,54	2,44	8,80	2,65	9,52	3,23	11,64
20	2,22	7,99	2,42	8,70	2,82	10,16	3,05	11,00	3,73	13,44
25	2,48	8,93	2,70	9,73	3,15	11,36	3,42	12,29	4,17	15,03
30	2,72	9,78	2,96	10,66	3,46	12,44	3,74	13,47	4,57	16,46
35	2,93	10,56	3,20	11,51	3,73	13,44	4,04	14,55	4,94	17,78
40	3,14	11,29	3,42	12,31	3,99	14,36	4,32	15,55	5,28	19,01
45	3,33	11,98	3,63	13,05	4,23	15,24	4,58	16,50	5,60	20,16
50	3,51	12,63	3,82	13,76	4,46	16,06	4,83	17,39	5,90	21,25
55	3,68	13,24	4,01	14,43	4,68	16,84	5,07	18,24	6,19	22,29
60	3,84	13,83	4,19	15,07	4,89	17,59	5,29	19,05	6,47	23,28
65	4,00	14,40	4,36	15,69	5,09	18,31	5,51	19,82	6,73	24,23
70	4,15	14,94	4,52	16,28	5,28	19,00	5,71	20,57	6,98	25,14
75	4,30	15,46	4,68	16,85	5,46	19,67	5,92	21,30	7,23	26,03
80	4,44	15,97	4,83	17,40	5,64	20,31	6,11	21,99	7,47	26,88
85	4,57	16,46	4,98	17,94	5,82	20,94	6,30	22,67	7,70	27,71
90	4,71	16,94	5,13	18,46	5,99	21,55	6,48	23,33	7,92	28,51
100	4,86	17,86	5,40	19,46	6,31	22,71	6,83	24,59	8,35	30,05

Los caudales reflejados en la tabla anterior se han calculado teniendo en cuenta la simultaneidad del servicio, es decir suponiendo que todos los aparatos no funcionan a la vez, para ello se aplica un coeficiente de simultaneidad “S” según la siguiente relación:

$$s = \frac{I}{\sqrt{N-I}} \quad N = Nav \times Nv$$

Donde:

Nav: n° aparatos/vivienda

Nv: n° de viviendas.

El caudal Q_e (m³/h) del equipo será:

$$Q_e = Q_{iv} \times Nv \times s$$

Donde:

Q_{iv} : Caudal instantáneo por vivienda.

Cálculo de presiones

En los equipos de velocidad constante, las presiones de trabajo en una instalación de este tipo fluctúan entre los valores.

P_a de arranque con presión mínima y caudal máximo

P_p de parada con presión máxima y caudal mínimo

Comienza el ciclo de trabajo al alcanzar la presión mínima P_a , momento que la bomba arranca y suministra agua al circuito y a su vez acumula la sobrante en el interior del depósito, provocando en este un aumento de la presión hasta P_p , presión de parada, comenzando entonces el retorno de la reserva de agua acumulada hasta terminar el ciclo.

En el caso de equipos de velocidad variable, el controlador detecta la presión instantánea en la red y regulara la velocidad de la(s) bomba(s) para mantener la constante la presión consigna (P_a).

El valor de la presión de arranque (P_a) se fijará siempre de tal manera que garantice el adecuado servicio en el aparato instalado en el punto más alejado o más favorable del circuito.

El cálculo de esta presión de arranque P_a se obtiene de la misma forma que en cualquier instalación hidráulica de bombeo. Será la suma de los siguientes valores en metros:

- a).-La altura del edificio, (H_g)
- b).-Las pérdidas de carga (P_c)
- c).- La presión residual (P_r)
- d).-La altura de aspiración H_a

$$P_a = H_g + P_c + P_r + H_a$$

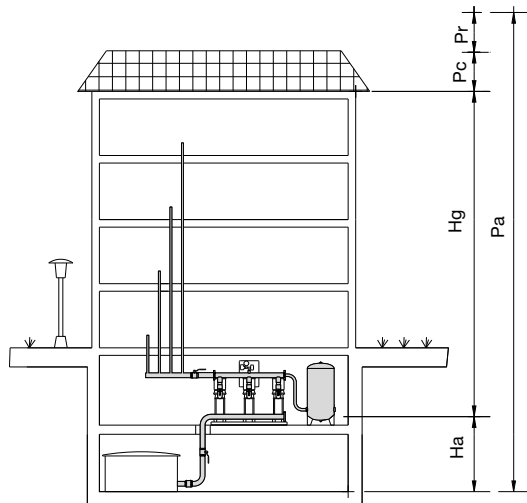


Figura 34. Presión de arranque



Las pérdidas de carga P_c se pueden estimar en un 10-15% de H_g . La presión P_r es la presión residual mínima de salida, se considera 15m. La altura de aspiración H_a , m.c.a. se tomará positiva o negativa (aljibe inferior o superior al equipo de bombeo.) $H_a=0$ cuando el aljibe está situado al mismo nivel que el equipo. Una vez conocido el caudal instantáneo Q y las presiones de arranque y parada (P_a y P_p) necesarias, se puede pasar a determinar la capacidad de la bomba.

Depósitos hidroneumáticos

En los depósitos hidroneumáticos el agua se queda contenida en una vejiga de goma y nunca está en contacto con la envolvente metálica exterior con lo que se evita así su oxidación. Además como el aire no entra en contacto con el agua, no desaparece y ello repercute en una mayor seguridad en el servicio, puesto que suprime dispositivos especiales de inyección.

Equipo de presión velocidad fija

El volumen total de un depósito acumulador de membrana se calcula aplicando la siguiente fórmula:

$$V = 275 \frac{Q}{Z} \frac{P_p + 1}{\Delta p}$$

Siendo:

V = Volumen (litros)

Q = Caudal de una bomba (M3/H)

P_p = Presión parada (bares)

Δp = Diferencia entre presión de arranque P_a y presión de parada P_p .

Z = N° máximo de arranques / paradas por hora.

La diferencia entre presión de parada y arranque, conviene fijarla en entorno a 1,5 bar. Cuanto mayor sea el incremento, menor será el volumen del depósito, no obstante se acusarán más las variaciones de presión en el suministro.

El n° de arranques Z se considera como media 30 para una potencia de motor de 3 Kw. Para motores mayores reducir hasta 10.

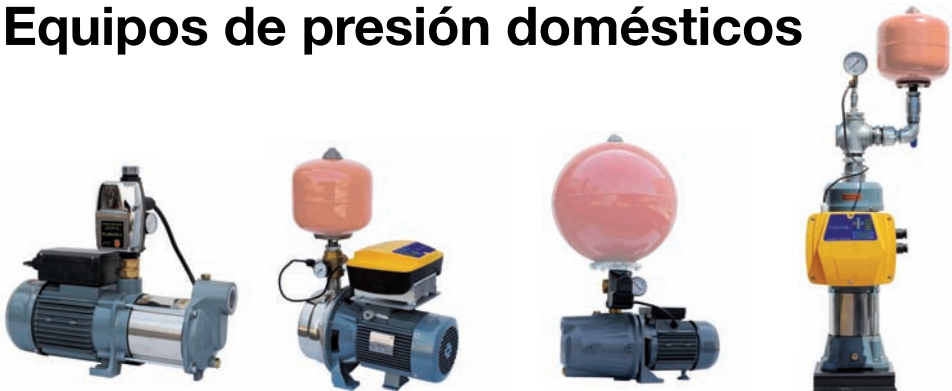
La presión de precarga del depósito de membrana se considera 0,9 de la presión de arranque.

Equipos de presión

Los equipos de bombeo IDEAL serie HYDRO, tienen por objeto el suministro de agua a presión en sistemas de abastecimiento, bloques de viviendas, apartamentos, hoteles, hospitales, fábricas, industrias, riego, etc.



Equipos de presión domésticos

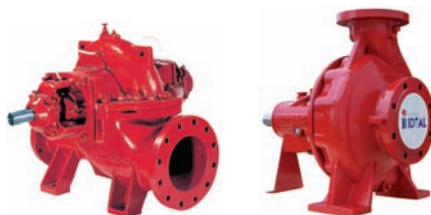


Equipos contra incendios



BOMBAS IDEAL utiliza para sus equipos los diferentes tipos de bomba requeridos por el sistema disponiendo para ello de su extensa gama de fabricación tanto en bombas horizontales especialmente indicadas en aquellas instalaciones que disponen de altura de aspiración positiva como en bombas verticales de pozo profundo, aconsejadas cuando la fuente de suministro de agua se encuentra por debajo del nivel de emplazamiento del equipo.

Los EQUIPOS CONTRA INCENDIOS IDEAL se fabrican según las normas vigentes UNE 23-500-90, CEPREVEN R.T.2.-ABA y también opcionalmente según otras normativas como NFPA-20, etc. Calidad certificada según ISO 9001 por BVQI, Bureau Veritas Quality International.



El nº máximo de arranques por hora admisibles en los motores está limitado por los propios fabricantes, por término medio pueden tomarse los siguientes:

KW motor		Nº máximo de arranques hora según tipo de arranque			
Desde	Hasta	Directo*	Estrella triángulo	Progresivo	Variador de frecuencia
0	4	30	35	35	40
4,01	11	20	22	22	25
11,01	22	15	18	18	20
22,01	55	10	15	15	18
55,01	y superior	Según indicaciones documentadas del fabricante			

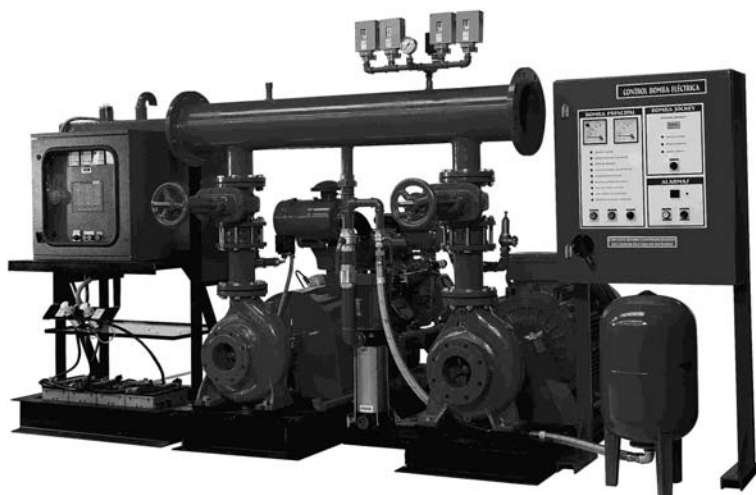
Equipo de presión con velocidad variable

El volumen de un depósito acumulador de membrana para velocidad variable, es mucho menor que el calculado para velocidad fija. Se calcula aplicando el siguiente criterio:

Volumen útil como mínimo equivalente en litros al 10% del caudal máximo de una de las bombas en litros/minuto.



Equipos contra incendios



La protección de vidas y bienes es el objetivo principal de los equipos fijos de lucha contra incendios y dentro de ellos los equipos de bombeo tienen un papel fundamental al garantizar un aporte de agua suficiente.

El agua, considerada como agente extintor del fuego actúa por enfriamiento del foco de combustión, siendo aplicada de diferentes modos para conseguir la máxima efectividad, así tenemos rociadores, cortinas de agua, columnas hidrantes, bocas de incendio, etc.

Todos estos sistemas requieren para su funcionamiento de una red de agua presurizada. El equipo contra incendios mantendrá esta red permanentemente presurizada. Para ello disponen de una pequeña bomba auxiliar denominada Jockey, accionada mediante motor eléctrico, que arranca y para automáticamente, mediante la bomba Jockey se reponen las posibles fugas y goteos que puedan producirse en la instalación. Un pequeño depósito hidroneumático ayuda a reducir el número de arranques y amortigua las fluctuaciones de presión.

Las bombas principales son las que realmente tienen la responsabilidad de suministrar el caudal y la presión requeridos por el sistema en caso de incendio.

El funcionamiento automático de los equipos de bombeo, se basa en el arranque de las bombas en cascada. De tal modo que ante una caída en la presión en la red de incendios, siempre arranca inicialmente la bomba Jockey. Si se trata de una pequeña fuga la bomba jockey repondrá el volumen de agua perdido y cuando se recupere la presión volverá a pararse automáticamente.

Cuando el caudal extraído de la red sea superior al que puede aportar la bomba jockey, la presión continuará bajando, hasta que al alcanzar el valor tarado se producirá el arranque de la bomba principal. Si el caudal aportado por esta tampoco fuera suficiente, continuará cayendo la presión y arrancara la segunda bomba principal.

Bombas principales

Las bombas principales además de garantizar el caudal y la presión nominales del equipo, deben ser capaces de suministrar el punto de sobrecarga, es decir el 140% del caudal nominal a una presión no inferior al 70% de la presión nominal

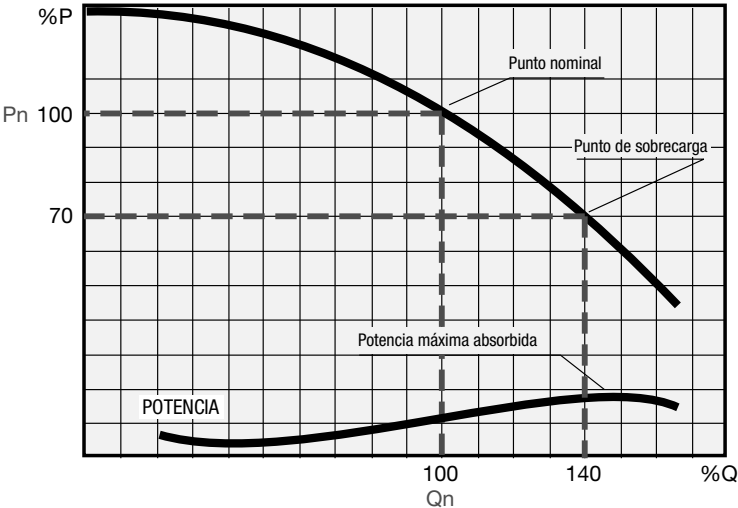


Fig 35. Curva bomba contra incendios



Dependiendo de los datos de servicio, condiciones de aspiración, especificaciones de diseño, etc, los modelos de bomba más utilizados para aplicación contra incendios son:

Bomba horizontal normalizada según DIN 24255, con aspiración axial e impulsión radial. Bomba tipo RNI.



Fig 36. Unidad contra incendios diesel con bomba normalizada según DIN 24255

Una de sus principales ventajas radica en el hecho de estar normalizada, siendo las dimensiones de instalación iguales para todos los fabricantes. Sus buenas prestaciones junto con un precio interesante la hacen muy competitiva, además, se pueden encontrar variantes para empaquetadura o cierre mecánico, con y sin casquillo prensa, lubricación por grasa o aceite, diferentes materiales de fabricación, ...etc. El uso de un manguito con distanciador permite la revisión de todas las partes internas de la bomba sin necesidad de desmontar el cuerpo de bomba de las tuberías de aspiración e impulsión ni desplazar el motor.

Según cual sea la normativa de fabricación del equipo se pueden utilizar también sus variantes monoblock RFI y GNI.

Bomba horizontal de cámara partida (CP)

En las bombas de CAMARA PARTIDA, al tener el cuerpo de bomba partido axialmente todas las operaciones de mantenimiento se simplifican. En el diseño habitual de estas bombas el eje ya no está en voladizo como en las bombas normalizadas según DIN 24255, sino apoyado en ambos extremos. Además el rodete es de doble aspiración, con lo cual tiene sus esfuerzos axiales y radiales compensados por la simetría. La doble aspiración del rodete normalmente dará lugar a valores de NPSHr más bajos al reducir la velocidad del fluido en la aspiración. El conjunto es una bomba muy equilibrada y a la vez de elevada solidez. Siendo por otro lado su principal inconveniente el elevado coste que se deriva de su mayor peso y complejidad. Por ello su aplicación más habitual en los equipos contra incendios es allí donde por prestaciones no llega la bomba normalizada.

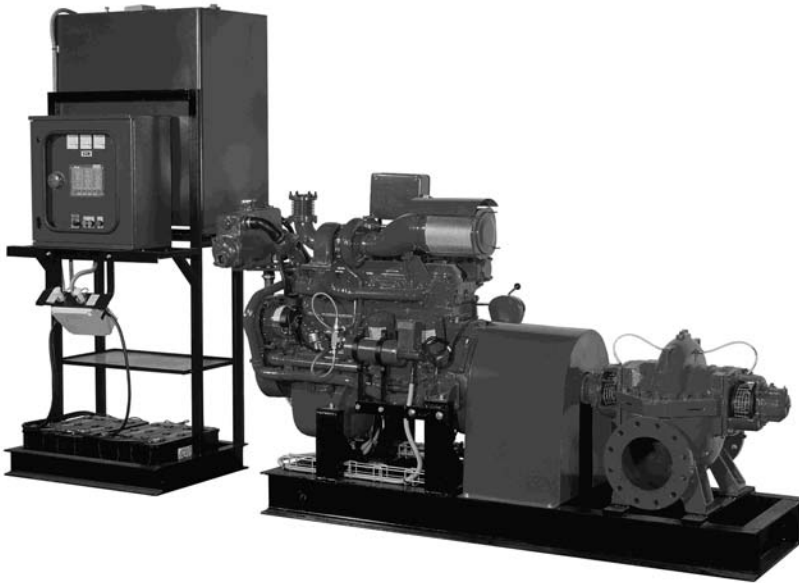


Fig 37. Unidad contra incendios diesel con bomba tipo cámara partida

Bomba vertical sumergida tipo VG.

Allí donde las condiciones de aspiración sean limitantes o donde simplemente la normativa no permita aspiraciones negativas, se pueden instalar bombas verticales.

Algunas de sus ventajas son:

- Bombas siempre en carga (sumergidas)
- Aspiraciones independientes.
- Buenas prestaciones hidráulicas
- Su configuración permite aumentar/reducir la presión añadiendo o eliminando fases.
- Reducido espacio de instalación.
- Menor obra civil.
- Sin problemas de alineación bomba-motor.
- Mínimo mantenimiento.

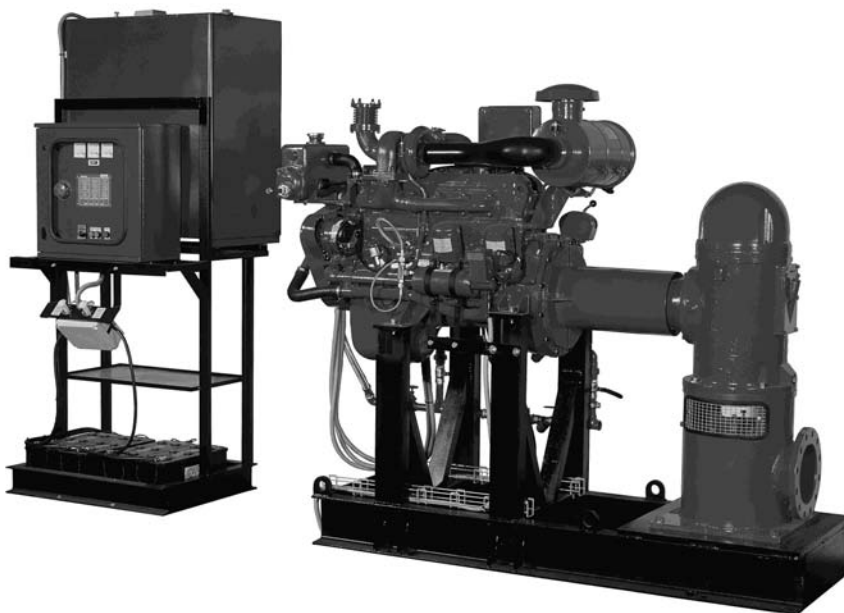


Fig 38. Unidad contra incendios diesel con bomba vertical

Composición de los equipos contra incendios

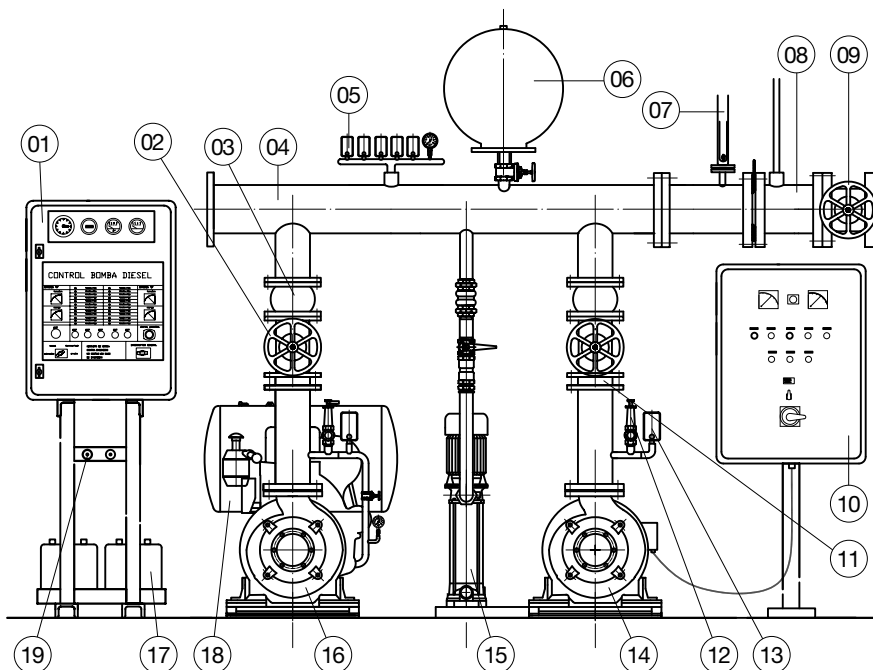


Fig 39. Componentes principales de un equipo contra incendios

- | | |
|---|---|
| 01 Cuadro arranque y control bomba principal diesel | 11 Válvula de retención |
| 02 Válvula de regulación | 12 Válvula limitadora de presión |
| 03 Manguito antivibratorio | 13 Presostato de seguridad |
| 04 Colector impulsión | 14 Bomba principal eléctrica |
| 05 Conjunto presostato y manómetro | 15 Bomba jockey |
| 06 Acumulador de membrana | 16 Bomba principal diesel |
| 07 Caudalímetro para colector de pruebas | 17 Doble juego baterías |
| 08 Colector de pruebas (suministro opcional) | 18 Depósito combustible |
| 09 Válvula regulación colector pruebas | 19 Pulsadores de emergencia |
| 10 Cuadro arranque y control bomba principal eléctrica | |



En base al número de unidades principales, el equipo contra incendios puede ser sencillo o doble. En función de las necesidades de la propia instalación o del proyecto en cuestión, se pueden distinguir entre las configuraciones siguientes:

Equipos contra incendios sencillos:

- 1 bomba principal eléctrica + bomba jockey
- 1 bomba principal diesel + bomba jockey

Equipos contra incendios dobles:

- 2 bombas principales eléctricas + bomba jockey
- 1 bomba eléctrica principal + 1 bomba diesel principal + bomba jockey
- 2 bombas diesel principales + bomba jockey

Normativas contra incendios

Las principales normas aplicables para la fabricación de los equipos contra incendios son:

NFPA 20: INSTALLATION OF STATIONARY PUMPS FOR FIRE PROTECTION.
Normativa Americana (USA) de fuerte implantación en países de influencia anglosajona.

UNE 23500 SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO.
Normativa española de obligado cumplimiento.

UNE-EN-12845: SISTEMAS DE ROCIADORES AUTOMATICOS.
Normativa de obligado cumplimiento para equipos con rociadores. Común en todos los países europeos.

CEPREVEN RT2 ABA: ABASTECIMIENTOS DE AGUA CONTRA INCENDIOS
Regla técnica habitualmente exigida por las compañías de seguros.

CEPREVEN RT1 ROC: SISTEMAS DE ROCIADORES AUTOMATICOS DE AGUA (SPRINKLERS)
Regla técnica habitualmente exigida por las compañías de seguros para instalaciones con rociadores.



Aguas residuales

La evacuación de las aguas residuales y pluviales a las redes de alcantarillado, para el saneamiento de edificios y poblaciones, es en la actualidad un capítulo fundamental que hay que atender con sumo cuidado y evitar así el peligro que representa para la salud pública, los focos de infección que se producirían, de no ser eliminadas con la necesaria rapidez.

Una estación de bombeo o elevación es el conjunto de dispositivos para la recogida y elevación automática de las aguas procedentes de una red de evacuación o de parte de la misma, hasta la cota correspondiente de salida al alcantarillado. Las bombas se instalan en el fondo de las estaciones de bombeo mediante sistemas de acoplamiento automático con tubos guía, los cuales sirven de raíles para elevar y descender las bombas en las tareas de mantenimiento, reparación y la sustitución.

Las bombas para aguas residuales sumergidas forman un grupo monobloc que consta de una parte hidráulica y un motor de jaula de ardilla estanco con un grado de protección IP68. El motor y la bomba están unidos por un eje rotor común, protegiendo la estanqueidad del motor un sistema de doble cierre mecánico alojado en una cámara de aceite intermedia.

Deben ser capaces de bombear las partículas en suspensión que contienen las aguas residuales. Para ello se emplean impulsores que por su diseño protegen a la bomba de bloqueos y atascos. En la actualidad existen una amplia gama de impulsores para cada una de las aplicaciones necesarias (vortex, triturador, monocanal, multicanal, etc.).

El funcionamiento automático se obtiene mediante interruptores de nivel, que actúan sobre un cuadro de control, de acuerdo con los distintos niveles que las aguas residuales van alcanzando en el pozo.

Recomendaciones para el diseño y cálculo de los sistemas de elevación y bombeo de aguas residuales

A. Pozo de recepción

1. El pozo debe ser de construcción estanca para evitar la salida de malos olores y estará dotado de una tubería de ventilación con un diámetro igual a la mitad del de acometida y como mínimo de 80 mm.



2. Tendrá, preferiblemente, en planta una superficie de sección circular, para evitar la acumulación de depósitos sólidos. Si por problemas de espacio el pozo quedara corto o la tubería de entrada quedara demasiado alta, se debe prever la instalación de una mampara tranquilizadora para el reparto homogéneo del agua de entrada, evitando así la aparición de burbujas de aire en la aspiración de la bomba.
3. Debe quedar un mínimo de 10 cm entre el nivel máximo del agua en el depósito y la generatriz inferior de la tubería de acometida, o de la parte más baja de las generatrices inferiores de las tuberías de acometida, para evitar su inundación y permitir la circulación del aire.
4. Se dejarán al menos 20 cm entre el nivel mínimo del agua en el depósito y el fondo para que la boca de aspiración de la bomba esté siempre sumergida, aunque esta cota podrá variar según requisitos específicos de la sumergencia mínima de la bomba indicado fabricante.
5. La altura total será de al menos 1 m, a la que habrá que añadir la diferencia de cota entre el nivel del suelo y la generatriz inferior de la tubería, para obtener la profundidad total del depósito.
6. Cuando se utilicen bombas de tipo sumergible, se alojarán en una fosa para reducir la cantidad de agua que queda por debajo de la boca de aspiración. La misma forma podrá tener el fondo del tanque cuando existan dos cámaras, una para recibir las aguas (fosa húmeda) y otra para alojar las bombas (fosa seca).
7. El fondo del pozo debe tener una pendiente mínima hacia la aspiración de las bombas del 25 %.
8. El sentido de entrada del agua residual hacia las bombas debe ser frontal a las mismas. Las entradas por otras zonas generan perturbaciones que ayudan a la formación de turbulencias. Éstas generan anomalías en su funcionamiento aumentando el riesgo de cavitación y vibraciones en la bomba. La ubicación de la tubería de entrada debe estar lo más lejos posible de la aspiración de la bomba.
9. El caudal de entrada de aire al tanque debe ser igual al de la bomba.

B. Dispositivos de elevación y control

1. Las bombas tendrán un diseño que garantice una protección adecuada contra las materias sólidas en suspensión en el agua.

2. Para controlar la marcha y parada de la bomba se utilizarán interruptores de nivel. Se instalará además un nivel de alarma por encima del nivel superior y otro de seguridad por debajo del nivel de paro. El paro debe estar lo más bajo posible para que la velocidad del caudal aumente hacia el final del ciclo de bombeo, respetando la sumergencia de refrigeración del motor y evitar la entrada de aire en la aspiración de la bomba.

3. Si las bombas son dos o más, se multiplicará proporcionalmente el número de interruptores. Se añadirá, además un dispositivo electrónico de control para alternar el funcionamiento de las bombas con el fin de mantenerlas en igual estado de uso, con un funcionamiento de las bombas secuencial.

4. El suministro eléctrico debe proporcionar un nivel adecuado de seguridad y continuidad de servicio, y debe ser compatible con las características de los equipos (frecuencia, tensión de alimentación, intensidad máxima admisible de las líneas, etc.). Cuando la continuidad del servicio lo haga necesario (para evitar, por ejemplo, inundaciones, contaminación por vertidos no depurados o imposibilidad de uso de la red de evacuación), debe disponerse un sistema de suministro eléctrico autónomo complementario.

5. Cuando exista riesgo de flotación de los equipos, éstos se fijarán a su alojamiento para evitar dicho riesgo. En caso de existencia de cámara seca, ésta dispondrá de espacio suficiente para que haya, al menos, 600 mm alrededor y por encima de las partes o componentes que puedan necesitar mantenimiento. Igualmente, se le dotará de sumidero de al menos 100 mm de diámetro, ventilación adecuada e iluminación mínima de 200 lux.

6. Todas las conexiones de las tuberías del sistema de bombeo y elevación estarán dotadas de los elementos necesarios para la no transmisión de ruidos y vibraciones. El pozo de recepción no estará integrado en la estructura del edificio.

7. El colector de descarga de cada una de las bombas dispondrá en orden ascendente



de una válvula de retención de bola y de una válvula de corte de compuerta. Las válvulas retención ayudan a que el flujo de otra bomba no regrese de nuevo al pozo cuando la otra bomba este parada, y para prevenir las posibles inundaciones cuando la red exterior de alcantarillado se sobrecargue. Las válvulas de corte facilitan las labores de mantenimiento y reparación de las bombas independizando los colectores de impulsión. Ambas se dispondrán en lugares de fácil acceso para su registro y mantenimiento.

8.No se realizará conexión alguna en la tubería de descarga del sistema. No se conectará la tubería de descarga a bajante de cualquier tipo. La conexión con el colector de desagüe se hará siempre por gravedad. En la tubería de descarga no se colocarán válvulas de aireación.

C. Dimensionado del depósito de recepción

El tamaño de las bombas y las dimensiones de los pozos dependen del volumen de las aguas negras producidas en cada caso.

El dimensionado del depósito se hace de forma que se limite el número de arranques y paros de las bombas. En la tabla adjunta se recomienda el número máximo de arranques según la potencia nominal de las bombas.

Potencia nominal (Kw)	Nº máx. arranques/hora
<11	12 a 20
11 a 37	10 a 17
37 a 110	8 a 14
110 a 160	7 a 12
>160	5 a 10

En cualquier proyecto de eliminación de aguas negras (cuando proceden de edificios públicos o privados, industrias o pluviales) es premisa inicial averiguar el caudal medio y máximo a evacuar, para a partir de ellos, poder desarrollar la instalación de bombeo.

Para un proyecto de instalación de bombeo en un edificio, puede realizarse el cálculo del volumen de aguas residuales producidas por medio de dos criterios diferentes:



1. Según el número de personas que viven, trabajan o utilizan las instalaciones y el consumo estimado en litros por persona y día. Donde el caudal de la bomba Q_B en l/s se calcula con la expresión:

$$Q_B = N_v * N_h * Q_d * F_s / 86400$$

N_v . N° de viviendas

N_h . N° de habitantes (aprox. 4)

Q_d . Estimación del consumo agua en l/s por habitante y día (aprox. 200 l).

F_s . Factor simultaneidad de usuarios (aprox. 3)

2. Basándose en el número de aparatos de servicio (inodoro, pilas, duchas, etc.) y electrodomésticos instalados, el gasto medio y la ayuda de un factor de simultaneidad. Los valores y el cálculo, se pueden encontrar en el capítulo anterior.

Existen dos tipos de volúmenes en el interior de un depósito de recepción: **Volumen muerto**. Es el comprendido entre el fondo del depósito y el nivel de paro de la bomba, que a su vez debe coincidir con la sumergencia mínima de la misma.

Volumen útil. Es el comprendido entre el nivel de paro y el nivel de marcha de la bomba.

Si la instalación es proyectada para dos bombas con configuración para funcionamiento en servicio/standby (1+1), entonces volumen útil del pozo del pozo es:

$$V_{util} = \frac{0,9 \cdot Q_B}{Z}$$

En cual:

V_{util} = Volumen útil del pozo (m³).

Q_B = Caudal de la bomba (l/s).

Z = N° máx. arranques/hora.

Si por el contrario, la instalación es proyectada para dos bombas iguales y funcionamiento en cascada, entonces volumen útil del pozo es:

$$V_{util} = \frac{0,45 \cdot Q_B}{Z}$$



Que permite reducir el tamaño del pozo, con el consiguiente ahorro de obra civil y la seguridad de que si una bomba se avería, la otra puede mantener el servicio.

Es conveniente disponer de un volumen de reserva o emergencia para casos de avería total y cuya dimensión estará determinada en función del caudal de llegada y el tiempo de seguridad deseado. Se obtiene multiplicando el volumen útil, por un porcentaje de seguridad nunca superior a 20%.

D. Cálculo de las bombas

Materiales

Para la selección de las bombas se debe tener en cuenta el caudal y la altura manométrica de funcionamiento. También hay que considerar parámetros físico-químicos del líquido como:

pH

Conductividad

Concentración de sólidos (tamaño, composición, abrasión, tipo, etc.)

Contenido de aire o gas (ATEX)

Viscosidad

Impulsores

En función del tipo de fluido existen varios tipos de impulsores, los cuales se describen a continuación:

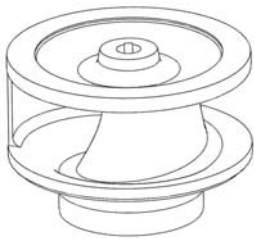


Fig. 40. Impulsor monocanal

Monocanal

Es adecuado para el bombeo de líquidos que contienen sólidos en suspensión y fibras de longitud pequeña. Las fibras de gran longitud pueden formar "trenzas" que se pueden enredar en el álabe y bloquear el rodete, provocando una avería de la bomba. El parámetro característico desde el punto de vista de trasiego de fluidos es el paso del rodete, ya que los sólidos del fluido no deben exceder el valor del mismo.

Son adecuados para pozos negros, fosas biológicas, aguas domésticas y aguas industriales, teniendo en cuenta siempre la naturaleza de los sólidos contenidos en el agua.

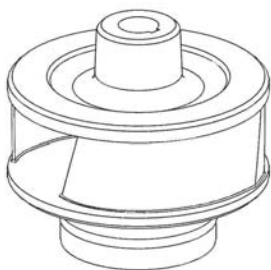


Fig. 41. Impulsor multicanal

Multicanal

Estos rodetes suelen tener 2 ó 3 álabes. Conceptualmente son iguales a los monocanales, excepto que para un mismo tamaño de rodete el paso es inferior, puesto que el espacio se reparte en 2 ó 3 canales. Como ventaja respecto a los rodetes tipo monocanal está el hecho de que estos rodetes presentan un mayor rendimiento y un mejor comportamiento dinámico, ya que son mucho más fáciles de equilibrar para evitar vibraciones. Las aplicaciones son las mismas que las citadas para el rodete monocanal.

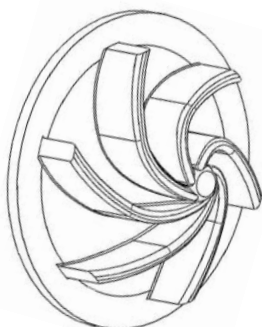


Fig. 42. Impulsor vortex

Vortex

El fluido es impulsado debido a una fuerte turbulencia provocada por el giro de unos pequeños álabes del impulsor situado en la parte superior del interior de la voluta.

Los sólidos y fibras en suspensión no entran en contacto directo con el rodete, lo cual minimiza el desgaste de los álabes del mismo ante fluidos con sólidos abrasivos. La concepción abierta del espacio por el que evoluciona el fluido permite un paso más fácil de sólidos voluminosos, permitiendo su salida por la impulsión de la bomba.

Su principal inconveniente es un mayor consumo de potencia para un mismo punto de servicio que las bombas equipadas con rodetes monocanal o multicanal. Por todo esto, este tipo de rodete es adecuado para sólidos que contengan fibras largas, productos vegetales fibrosos y aguas cargadas con sólidos abrasivos.



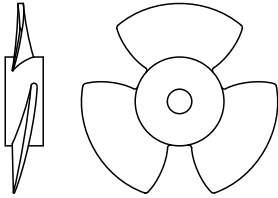


Fig.43. Impulsor hélice

Hélice

Se trata de un rodete axial, adecuado para el bombeo de grandes caudales y reducidas alturas de elevación. El fluido debe estar poco cargado de sólidos en suspensión, los cuales deben ser de pequeño tamaño y no abrasivos.

Se recomienda su empleo para evacuación de aguas pluviales, agotamientos, drenaje, fangos activados, etc.

Punto de servicio

Una vez determinado el tipo de impulsor y las características de la bomba se procederá a ajustar la hidráulica de la misma al punto de funcionamiento, con la finalidad de obtener el mejor servicio y el rendimiento óptimo.

Determinación del caudal de funcionamiento:

El caudal de cada bomba debe ser igual o mayor que el 125 % del caudal de aportación, siendo todas las bombas iguales.

Altura manométrica:

La altura manométrica de la bomba debe obtenerse como resultado de sumar la altura geométrica entre el punto más alto al que la bomba debe elevar las aguas y el nivel mínimo de las mismas en el pozo, y la pérdida de presión producida a lo largo de la tubería, calculada por los métodos usuales, desde la sumergencia mínima de la bomba hasta el punto más elevado. Desde el punto de conexión con el colector horizontal, o desde el punto de elevación, la tubería debe dimensionarse correctamente, teniendo en cuenta que la velocidad del fluido por la misma se mantenga por encima de $0,6 \div 1$ m/s. Velocidades inferiores pueden provocar un peligro evidente de formación de depósito de materia sólida en las tuberías que dificultarán el normal funcionamiento. Tampoco interesa el trabajo de la bomba en zonas de máximo caudal, por la aparición de fenómenos de cavitación, con desgastes, ruidos y marcha irregular.

Selección del punto de trabajo:

Una vez conocidos los dos valores anteriores buscamos el punto de trabajo en las curvas.

Existen dos tipos de configuración de diseño que afecta directamente al cálculo de las pérdidas de carga y a la selección de la bomba:

a. **Dos bombas con configuración para funcionamiento en servicio/standby (1+1).** Las bombas sólo tienen un punto de trabajo (sin considerar los cambios en el nivel de aspiración del líquido).

b. **Más de dos bombas y todas las bombas tienen tuberías de impulsión separadas independientemente de su configuración.** Normalmente se produce en instalaciones con distancias cortas entre el pozo de bombeo y el punto de recepción y el punto de trabajo se calcula como en el caso anterior.

c. **Varias bombas en servicio con tubería de impulsión común.** Las bombas tienen varios puntos de trabajo según del número de bombas en funcionamiento. Este se selecciona para la situación en la que todas las bombas en servicio funcionan al mismo tiempo.

Selección del punto de trabajo: Una vez conocidos los dos valores anteriores buscamos el punto de trabajo en las curvas

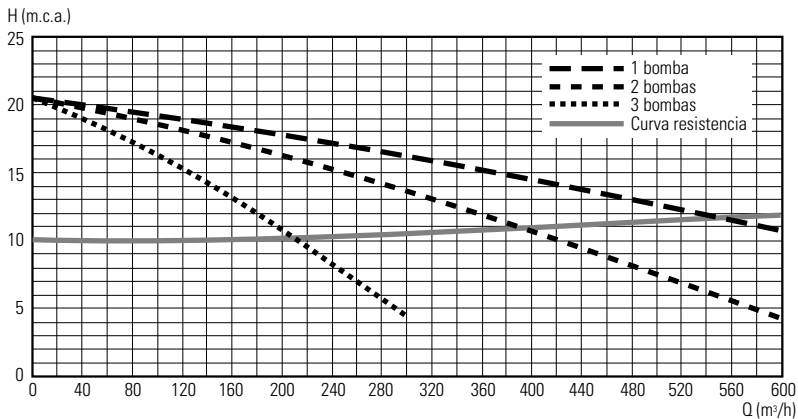


Fig. 44. Punto de trabajo

Respecto a la potencia adecuada para el motor se deberá distinguir: si el trabajo se realiza en un solo punto, entre dos puntos sobre la curva $Q-H$ o en la totalidad de la misma.



3. Trabajo en un solo punto

Como la potencia absorbida permanece constante la potencia del motor será la inmediatamente superior a la absorbida por la bomba.

4. Trabajo entre dos puntos

Al variar el consumo se tomara como potencia del motor la máxima entre los dos puntos.

5. Trabajo en cualquier punto

Se tomara como potencia nominal del motor la máxima consumida a lo largo de la curva *Q-H*.

Hay que tener en cuenta que las potencias de los motores serán elegidas siempre con un 10 o 15% superiores, como reserva, considerando que las aguas residuales llevan sólidos y otros materiales en suspensión que provocan pérdidas.

En los casos especiales en que las aguas tienen gran porcentaje de sólidos, alta viscosidad o peso específico superior a la unidad, es necesario aumentar la potencia, en función de estos parámetros.

Una vez seleccionadas las bombas se debe tener en cuenta para el diseño del cuadro de control datos eléctricos como tensión, intensidad nominal, intensidad al arranque, potencia absorbida de la red, potencia al eje, factor de potencia, etc.

Otros datos a tener en cuenta es la existencia de sondas de temperatura en el bobinado del motor o rodamientos, sondas de humedad o si se va a emplear de variadores de frecuencia para el control de las bombas.

En último lugar habrá que seleccionar el tipo adecuado de instalación, buscando de entre las diversas soluciones que presenta el mercado la más idónea. Las disposiciones más frecuentes son:

1A. Instalación en cámara húmeda:

es el tipo de instalación más habitual, en el cual la bomba es de tipo sumergido de construcción compacta. La bomba, a la que se acopla una guía deslizadora, se monta sobre una sistema de acoplamiento fijado al suelo mediante tornillos, provisto



de un codo en la impulsión y unos tubos guía sobre los que se desliza verticalmente la bomba. Este tipo de montaje permite una rápida colocación de la bomba o su retirada en caso de avería, sin necesidad de embridarla con tornillos, aunque el pozo tenga agua. La tubería de impulsión va conectada a un colector rígido.

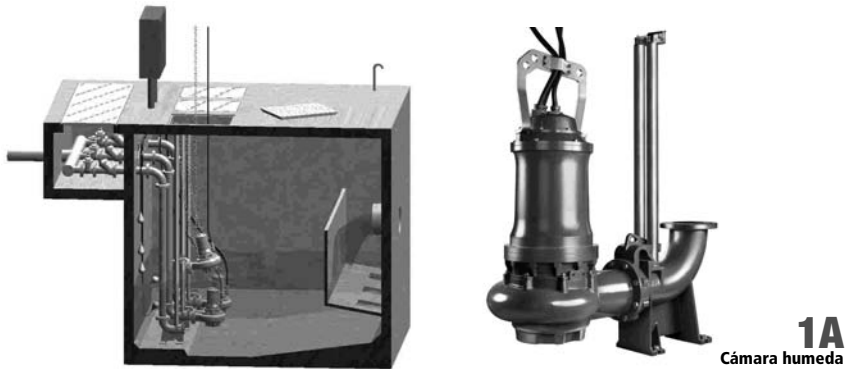


Fig.45. Instalación en cámara húmeda

2B. instalación transportable:

En este tipo de instalación también se usan bombas de tipo sumergido de construcción compacta. En este tipo de instalación no existe un sistema de acoplamiento propiamente dicho, puesto que la bomba se monta sobre un soporte metálico para distanciar la aspiración del suelo y que no va fijado al suelo, el cual permite desplazar a la bomba a diversos puntos. La tubería de impulsión es una manguera flexible acoplada a la bomba mediante un codo de impulsión. Se trata de un tipo de instalación de carácter provisional.

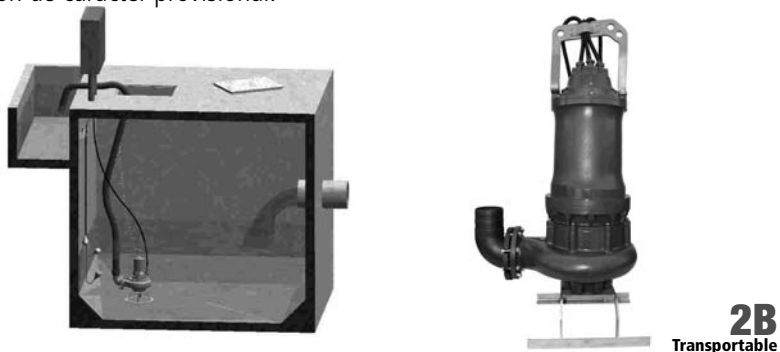


Fig.46. Instalación transportable



3C. Instalación en cámara seca:

en este tipo de instalación no es necesario que la bomba sea de tipo sumergido, ya que se monta fuera del pozo de bombeo, aunque es usual montar una bomba sumergida equipada con una camisa de refrigeración en circuito abierto (toma el agua bombeada para refrigerar) o en circuito cerrado (utiliza un fluido refrigerante, normalmente aceite, el cual se auto refrigera con el agua bombeada pero sin entrar en contacto con ella). También se suele utilizar la parte hidráulica de la bomba residual sumergida, pero accionada por un motor eléctrico estándar (no sumergible) acoplado a la bomba mediante un carrete de acoplamiento que asegure la estanquidad de la misma. En cualquier caso, la bomba se monta sobre un codo soporte atornillado en la aspiración de la bomba, mientras que la tubería de impulsión conectada a la bomba mediante un codo va conectada a un colector rígido.

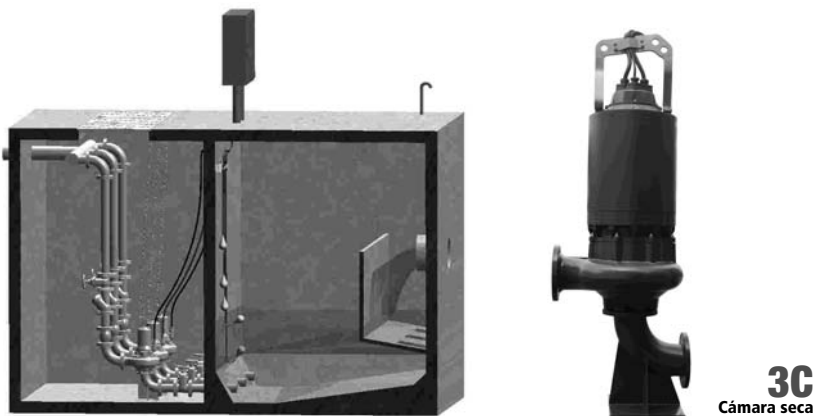


Fig.47. Instalación en cámara seca

Respecto al pozo de bombeo, este puede ser de hormigón, de obra civil y diseño a medida como los mostrados en las figuras anteriores, o bien prefabricado de material plástico reforzado con fibra de vidrio (PRFV), de capacidad en m³ ya definida, que permite acortar el tiempo de ejecución de la obra y reducir costes.

Tal y como se observa en las figuras anteriores, el control del funcionamiento se realiza normalmente mediante boyas, aunque también se pueden usar transductores de presión o detectores de nivel láser. Para el caso de boyas, el n^o de boyas a instalar es igual al n^o de bombas más 1 ó más 2, dependiendo de la modalidad de control

elegida. En la siguiente figura se muestra un conexionado para dos bombas con ambas modalidades de control:

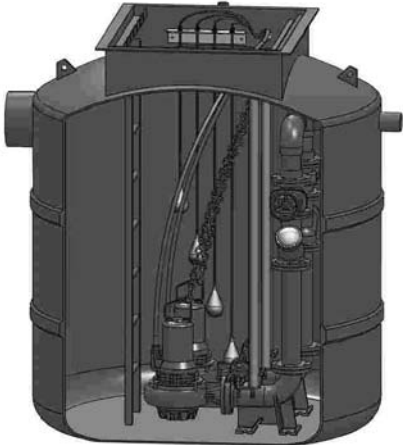


Fig.48. Foso de bombeo prefabricado

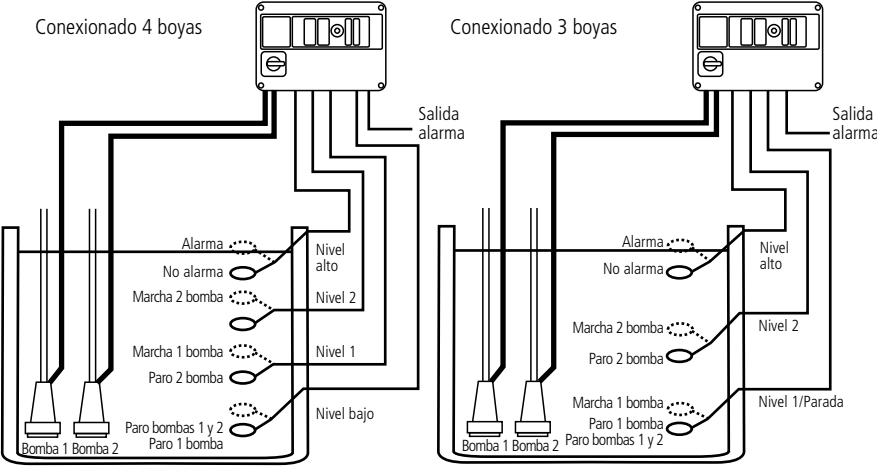


Fig.49. Conexionado de las boyas

Otro tipo de equipos utilizados para trabajar con aguas residuales Agitadores sumergidos

Este equipo consiste en una hélice accionada por un motor sumergido, formando un conjunto compacto, el cual se instala mediante un sistema de elevación/descenso que lo posiciona dentro del fluido a una altura determinada del fondo. Existen varias disposiciones, como se pueden apreciar en las figuras:

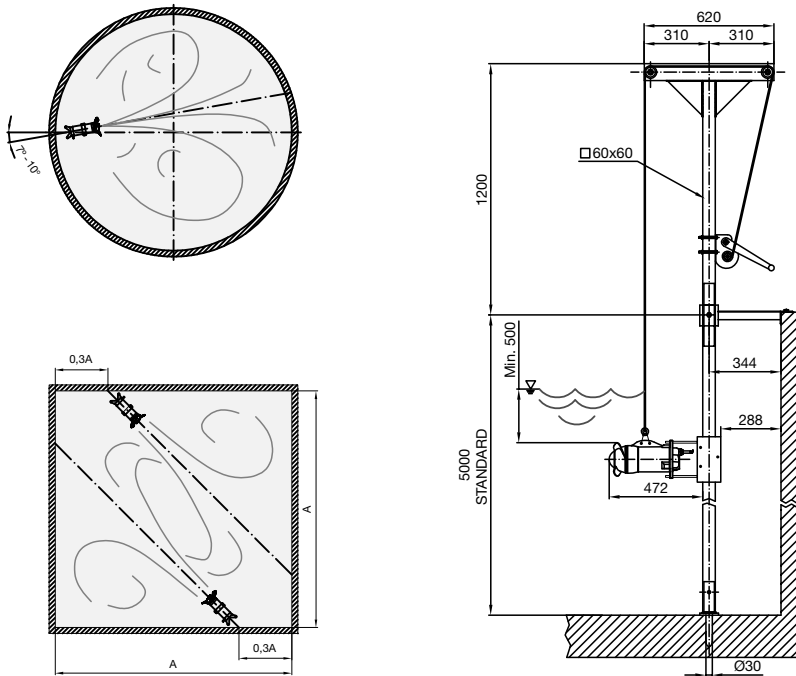


Fig.50. Agitador sumergido

El propósito del agitador es provocar una agitación continua para evitar decantaciones y asegurar una mezcla adecuada del fluido, aumentando el tiempo de contacto entre los componentes del mismo. Por lo tanto, se usa en pozos de bombeo, depósitos de homogeneización, reactores biológicos, digestión de fangos, industria del papel, etc...

Aceleradores de corriente sumergidos

Este equipo consiste en una hélice de mayor tamaño que la de los agitadores accionada por un motor sumergido, formando un conjunto compacto, el cual se instala mediante un sistema de elevación/descenso que lo posiciona dentro del fluido a una altura determinada del fondo.

El propósito del acelerador es provocar un movimiento continuo del flujo de agua a una velocidad relativamente baja, del orden de 0,3m/s, con objeto de hacer pasar el agua sobre los difusores de aire, provocando una turbulencia que aumenta el tiempo de contacto con las micro burbujas del aire inyectado, tal y como se muestra en la figura. Por lo tanto, su uso más típico es en los carruseles de los reactores biológicos o similares.

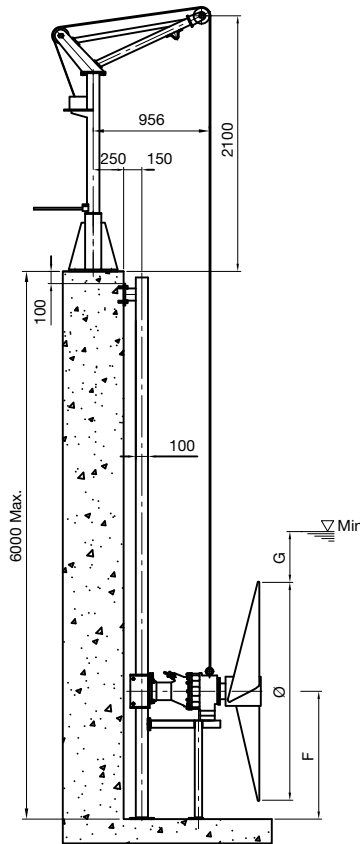


Fig.51. Acelerador de corriente



Aireadores sumergidos

Pueden ser radiales y tipo trompeta. Constan de un motor sumergido montado sobre un sistema que toma de aire de la atmósfera y lo mezcla con el agua impulsada por el rodete.

El aireador tipo trompeta está basado en el efecto Venturi: el agua es impulsada a través de la trompeta pasando por la boquilla de aspiración del aire de menor sección, provocando una depresión tal que la presión en dicho punto es inferior a la presión atmosférica, por lo que aspirará aire a través de la chimenea que conecta la boquilla con la atmósfera. El aire se mezcla con el agua y sale por la trompeta en forma de burbujas que agitan la materia orgánica en suspensión. Existen aireadores con 1, 2 y hasta 3 trompetas.

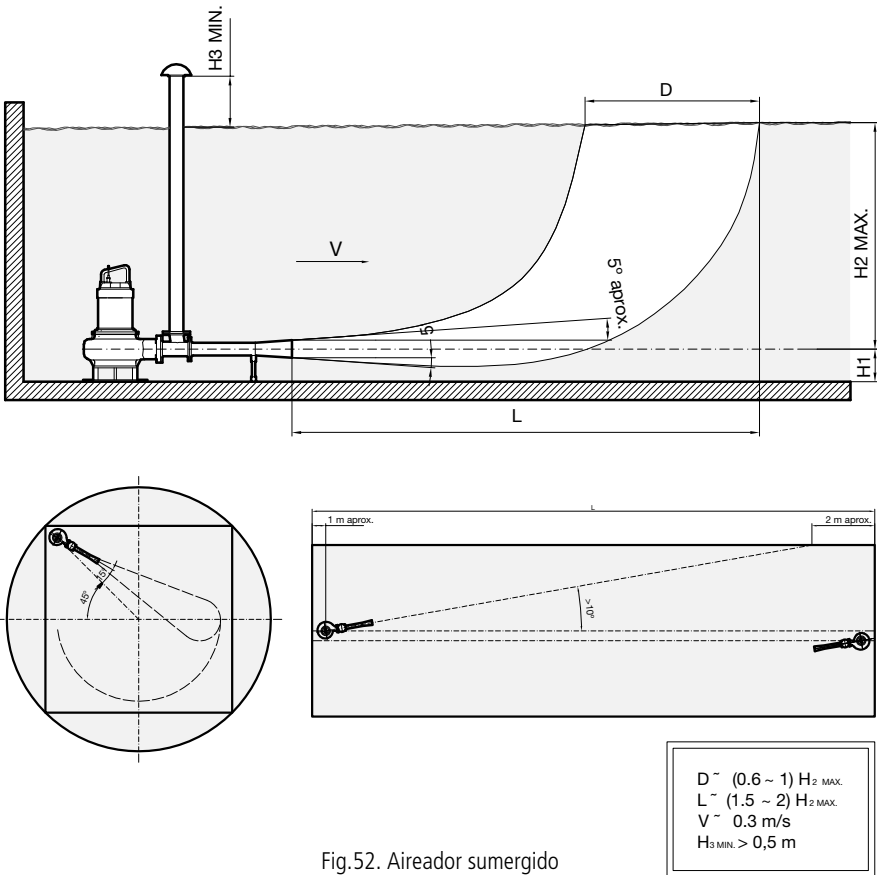


Fig.52. Aireador sumergido

Agitadores + Aireadores



AGS

Los agitadores disponen de una hélice que provoca la agitación y mezcla del fluido y de un motor sumergible que acciona dicha hélice.



ACS

Los Aceleradores de Corriente de la serie ACS constan de una hélice de dos palas independientes de policarbonato que provoca la agitación y mezcla del fluido y un motor de tipo jaula de ardilla que acciona dicha hélice.



AJS

El sistema de aireación Jet esta basado en el principio Venturi introduciendo un fluido secundario (aire atmosférico) en el seno de un fluido primario (agua).



BR

Las bombas de recirculación BR son máquinas hidráulicas diseñadas para trasegar líquidos de viscosidad baja o media, de un tanque a otro.

AR

El aireador radial sumergible se compone de un motor sumergible de la serie ARS, aireador soplante y mezclador integrado en un solo bloque. Está formado por un impulsor en forma de estrella directamente conectado con el eje del motor, así como de un estator que rodea al impulsor y un tubo de aspiración.



Verticales

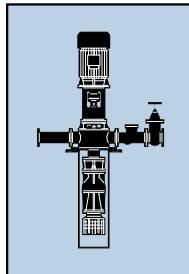
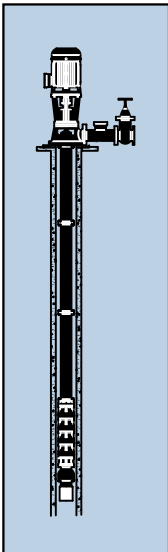


Características

Bombas para la elevación de líquidos en industrias, riegos, abastecimientos de agua, minas, productos petroquímicos, instalaciones contra incendios, aire acondicionado, agua marina, etc.

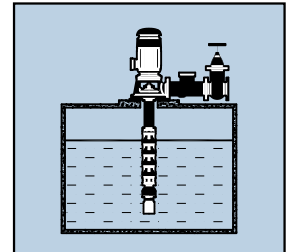
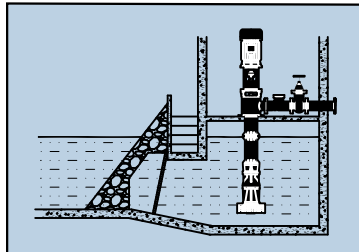
Ventajas

- Mayores rendimientos
- Presiones superiores de servicio
- Suprime problemas en aspiración
- Elimina complicaciones de cebado
- Evite tomas de aire
- Menor contaminación acústica
- Reduzca costes
- No necesita bancada
- Menor espacio necesario
- Elimine problemas de alineación
- Menor coste de mantenimiento
- Mayor vida útil
- Fabricación a medida para cada aplicación e instalación



Aplicaciones

Riegos	Sistemas de sobreimpresión
Minas	Industrias químicas
Abastecimientos en poblaciones	Incendios
Plantas depuradoras	Bombeo de crudos y productos refinados
Servicios industriales	Torres de refrigeración, etc.



En el aireador tipo radial el agua es impulsada por el rodete que, a su vez, genera una depresión en la aspiración por donde entra el aire a través de la chimenea. El aire se mezcla con el agua y sale por los canales radiales situados entre los dos platos en forma de burbujas que agitan la materia orgánica en suspensión. Para abarcar mayor área, se le pueden añadir unas prolongaciones a los canales. El grado de agitación obtenido es menor que en el aireador tipo trompeta.

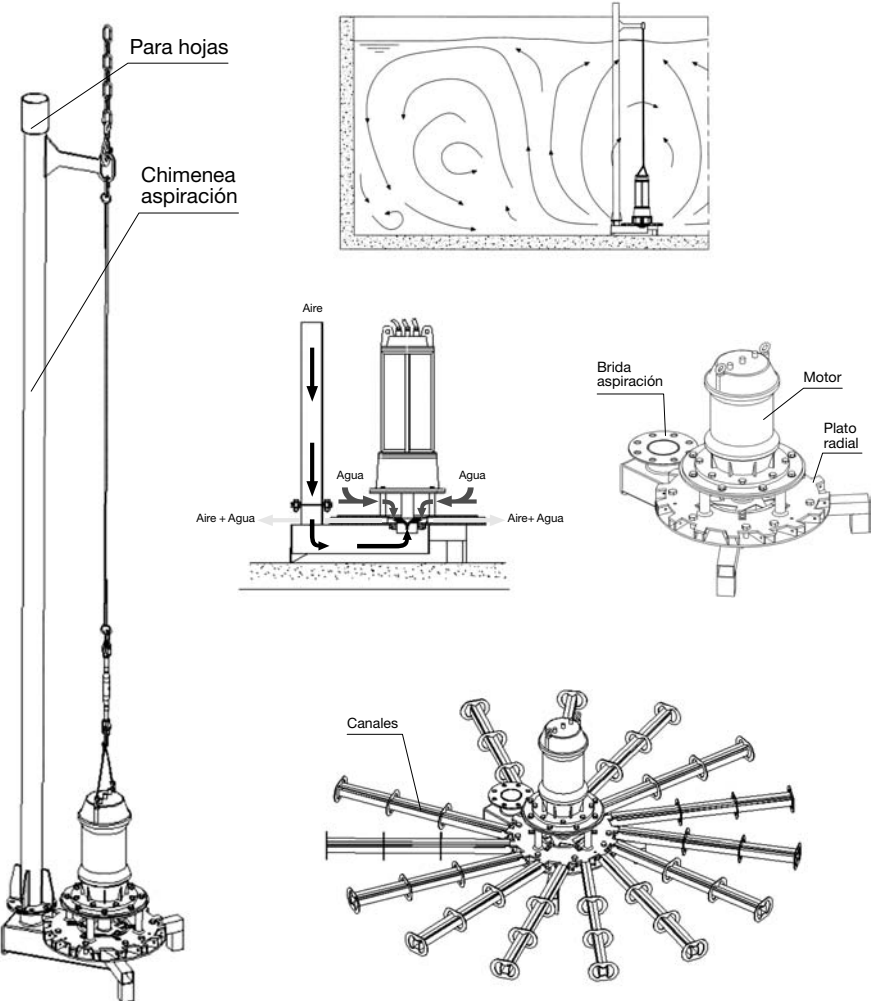


Fig. 53. Aireador radial



Bombas verticales centrífugas, helicoidales y axiales

Bomba vertical centrífuga

El desarrollo de la bomba vertical centrífuga debe fundamentalmente su origen al uso agrícola. Este tipo de bomba fue ampliamente empleado con accionamiento diesel y grandes longitudes de columna para aplicaciones de riego en zonas sin electrificación. Sin embargo, actualmente y debido a sus elevadas prestaciones y fiabilidad, en la mayoría de sus aplicaciones las encontramos con reducidas longitudes de columna y accionamiento eléctrico, fundamentalmente para usos en industria, abastecimientos de poblaciones, bombeo desde arquetas, equipos contra incendios, minas, circuitos de refrigeración, equipos de presión, captaciones de agua, etc...

La utilización de bomba centrífuga vertical presenta grandes ventajas:

Ventajas hidráulicas

Elevado rendimiento hidráulico.

Se puede obtener la presión de servicio con la incorporación del número necesario de etapas gracias a su configuración modular.

Las bombas trabajan siempre sumergidas (en carga) con lo que se eliminan todos los problemas de aspiración, como cebado, toma de aire, etc.

La cavitación deja de ser un factor crítico ya que queda garantizada por la propia sumergencia de la bomba.

Ventajas de instalación

- Sin problemas de alineación entre bomba y motor.
- No se requiere bancada.
- Fácil inspección y menor tiempo de mantenimiento.
- Funcionamiento muy silencioso.
- Aspiraciones totalmente independientes entre bombas.



Mantenimiento y fiabilidad

- La disposición vertical favorece la estabilidad del conjunto móvil, resultando en una elevada fiabilidad y vida útil de la bomba.
- Espacio de instalación mínimo

Reducción de costes

- Reducción de la obra civil al mínimo.
- Sus magnificas prestaciones hidráulicas y configuración modular, le confieren una gran versatilidad, pudiendo seleccionar el número de etapas requerido para los datos de servicio, la longitud de la columna, el tipo de cabezal, tipo de accionamiento, ... etc.

Según el tipo de descarga a emplear tenemos:

Descarga superior

Es la construcción más habitual, la brida de impulsión se sitúa por encima del plano de apoyo. Permite un fácil mantenimiento y revisión de los elementos instalados en la tubería de impulsión.

Descarga Inferior

Utilizada cuando es necesario que la impulsión se realice por debajo del plano de apoyo del cabezal. Este tipo de descarga es muy utilizada por las bomba helicentrífugas y de hélice debido a los pequeños desniveles a vencer. Rebombeo.

Cuando se desea aprovechar la presión existente en la conducción realizando un rebombeo, se puede utilizar este tipo de bombas y evitar el depósito de rotura de carga empleando un cabezal "in-line" Este tipo de cabezales de descarga, poseen una brida de aspiración y otra de impulsión. El caudal entra en el cabezal por la brida de aspiración y queda confinado en el tubo hermético donde es aspirado por la bomba para salir finalmente por la brida de impulsión del cabezal. La presión de salida será suma de la presión a la entrada más la altura manométrica aportada por la bomba.



Según el tipo de accionamiento podemos encontrar:

Accionamiento mediante motor de eje sólido

Es el más común en Europa. El motor se acopla a la bomba mediante un maguito de acoplamiento semielástico, de modo que el único esfuerzo transmitido sea el par motor. El cabezal de la bomba debe estar preparado con una caja de rodamientos para soportar el peso y la carga axial de la parte hidráulica.

Accionamiento mediante motor de eje hueco

De uso muy frecuente en todo el continente americano y el sudeste asiático. El propio motor es el encargado de soportar el peso y la carga axial de la parte rotante además de transmitir el par motor.

Accionamiento mediante cabezal de engranajes y motor diesel

Utilizado allí donde no hay disponibilidad de suministro eléctrico, o también para grupos de emergencia, equipos contra incendios, etc. El accionamiento se realiza normalmente mediante un motor diesel estacionario, el cual a través del cabezal de engranajes transmite el giro del eje horizontal al vertical.

Accionamiento mediante poleas planas/acanaladas.

También está disponible la posibilidad de accionamiento mediante poleas, para correas planas o acanaladas. Este tipo de accionamiento está muy en desuso debido al desarrollo de los variadores de frecuencia.

Bombas helicocentrífugas y axiales

Las bombas verticales helicocentrífugas están diseñadas para el bombeo de grandes caudales a alturas medias.

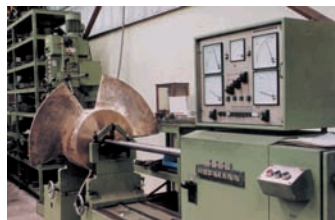
Por sus características los rodets son abiertos, realizando el cierre hidráulico contra el cuerpo de bomba. Por ello cobra especial importancia la correcta suspensión del paquete hidráulico de modo que se garantice un giro sin roces pero con la menor holgura posible entre cuerpo y rodete.

Las bombas verticales axiales están diseñadas también para el bombeo de caudales incluso mayores pero a pequeñas alturas, como consecuencia de esto los impulsores son tipo hélice, que garantizan el máximo paso de agua.



VA-VHC

Bombas para elevar grandes caudales de agua a bajas y medias alturas, en elevaciones de agua de río, riego, desagües de lagos, arrozales, desecación de terrenos, refrigeración centrales eléctricas, agua marina, etc.



SVA-SVH



Las bombas sumergibles SVA y SVH con rodets de hélice y helicoidales, están especialmente diseñadas para el bombeo de grandes caudales de agua a bajas y medias alturas. Los altos rendimientos obtenidos por estas bombas y su elevada fiabilidad las hacen muy adecuadas para el bombeo de aguas pluviales, desecación de terrenos, drenajes, arrozales, trabajo en estaciones depuradoras, parques acuáticos, agua marina, etc.

Una construcción mecánica muy robusta junto con un eje común para bomba y motor hacen del conjunto un grupo compacto y de gran solidez. La estanqueidad del eje entre motor y la parte hidráulica se consigue por medio de dos cierres mecánicos de alta calidad y una cámara de aceite intermedia. El motor es trifásico, con rotor en jaula de ardilla, protección IP 68 y aislamiento clase F, para 155°C.



Las aplicaciones típicas de estos dos tipos de bombas son:

Abastecimiento de agua potable, elevaciones de agua de río, aplicaciones industriales, riego, arrozales, desecación de terrenos, atracciones en parques acuáticos, centrales eléctricas, captación agua marina, etc.

Ambas dos también comparten con las bombas verticales centrífugas las ventajas propias de su diseño común.



Figura 54. Bombas helicocentrífugas y bomba axial



Selección de materiales

Para facilitar la elección de los materiales mas adecuados en que deban construirse las bombas para el trasiego de los diferentes fluidos, podemos emplear su número pH . Este número pH es la medida de la acidez o alcalinidad de un liquido, su valor varia entre 0 y 14, de tal manera que un $pH = 7$ corresponde a un fluido neutro.

Los números inferiores a 7 nos indican que el liquido es ácido, en valor creciente cuanto más nos separemos de 7 y los números pH superiores a 7 indican alcalinidad creciente hasta un máximo de 14. El pH es pues, una característica del liquido, de su concentración y temperatura que nos permitirá elegir el material con el cual se construirá una bomba, de acuerdo con la siguiente tabla:

Valores pH	Material
Inferior a 3,5	Aceros resistentes a la corrosión.
De 3,5 a 6,0	Totalmente bronce.
De 6,0 a 8,0	Bronce, hierro o ambos combinados.
Superior a 8,0	Hierro o acero totalmente.

Deberá tenerse presente que la combinación de materiales, que en presencia de un liquido determinado produzca un par electrolítico, debe evitarse para impedir la destrucción de uno de ellos. La combinación hierro fundido y acero inoxidable, en presencia de agua salada, destruirá la fundición gris; en cambio no produce este liquido ningún efecto sobre cada uno de estos materiales separadamente.

La tabla siguiente nos indica los materiales para la construcción de las bombas de acuerdo con las propiedades del líquido a elevar.

Líquidos

Materiales

Aceite carbón	Todo hierro
Aceite creosota	Todo hierro
Aceite linaza	Todo hierro
Aceite minera	Todo hierro
Aceite purísimo	Todo hierro
Aceite rape	Todo bronce
Aceite trementina	Todo hierro
Aceite vegetal	Todo hierro
Aceite vitriolo	Igual que ácido sulfuroso
Acetato de cobre	Acero inoxidable
Acetato de etilo	Todo hierro, acero inoxidable
Acetato de metileno	Acero inoxidable.
Acetato de plomo	Hierro alto contenido de silicio, acero inoxidable
Ácido acético C	Plomo, aluminio, acero inoxidable
Ácido acético D	Plomo, monel, acero inoxidable
Ácido acético	Acero inoxidable, todo hierro
Ácido aguas de mina	Acero inoxidable
Ácido arsénico	Todo hierro, acero inoxidable
Ácido bórico	Aluminio, bronce, acero inoxidable
Ácido carbónico	Todo bronce
Ácido cianhídrico	Todo hierro
Ácido cítrico	Acero inoxidable
Ácido clorhídrico (salfuman)	Esmalte, hierro alto contenido de Silicio
Ácido fenico (fenol)	Todo hierro
Ácido fosfórico	Acero inoxidable
Ácido de frutas	Monel,acero inoxidable
Ácido graso	Bronce,aluminio, monel
Ácido hidrofluosilicio	Aluminio, bronce, monel
Ácido nítrico concentrado	Plomo, acero inoxidable
Ácido nítrico diluido	Todo hierro, acero inoxidable
Ácido oxálico	Acero inoxidable, hierro alto contenido de silicio
Ácido pícrico	Acero inoxidable, hierro alto contenido de silicio
Ácido pirogálico	Acero inoxidable
Ácido sulfúrico a 60° Baume	Hierro alto contenido de silicio



Líquidos

Materiales

Ácido sulfúrico concentrado	Todo hierro, hierro con alto contenido de silicio
Ácido sulfúrico diluido	Bronce silicio, bronce aluminio, plomo monel
Ácido sulfuroso concentrado	Esmalte, plomo bronce, aluminio
Ácido tánico	Todo bronce, monel, acero inoxidable
Agua de anilina	Todo hierro
Agua azucarada	Bronce
Agua de cal	Todo hierro
Agua destilada	Bronce
Agua marina	Todo bronce
Alcohol de granos	Todo bronce
Alcohol de madera	Todo bronce
Almidón	Bronce
Alumbre cromo	Hierro alto contenido de silicio
Amoniaco	Todo hierro
Asfalto	Todo hierro
Asfalto de brea	Todo hierro
Asfalto y amonia	Todo hierro
Azúcar	Todo bronce
Azufre	Todo hierro, todo bronce
Azul vitriolo	Hierro alto contenido de silicio, acero inoxidable
Barniz	Todo bronce
Blanco vitriolo	Todo bronce, hierro alto contenido de silicio
Bencina (de aceite)	Bronce
Bencina (de cartón)	Todo hierro
Bicarbonato amónico	Todo hierro
Bicarbonato de sodio	Todo hierro
Bicloruro de mercurio	Todo hierro, acero inoxidable
Bicromato de potasio	Todo hierro
Bióxido de azufre	Todo bronce
Bisulfato magnesico	Todo bronce
Bisulfato de sodio	Acero inoxidable
Bisulfato de cal	Acero inoxidable
Cachaza	Todo bronce
Cadmio electrolítico	Hierro alto contenido de silicio

Líquidos

Materiales

Carbonato de potasio	Todo hierro
Carbonato de sodio	Todo hierro
Celulosa	Hierro alto contenido de silicio
Cerveza	Todo bronce
Cerveza nueva	Todo bronce
Cinc electrolítico	Plomo, hierro alto contenido de silicio.
Cianógeno	Todo hierro
Cianógeno cáustico	Todo hierro
Cianuro potásico	Todo hierro
Cianuro sódico	Todo hierro
Clorato cálcico	Acero inoxidable
Cloruro amónico	Todo hierro
Cloruro de azufre	Todo hierro
Cloruro cálcico y magnesio	Todo bronce
Cloruro de cobre	Hierro alto contenido de silicio
Cloruro de bario	Todo hierro
Cloruro de estaño	Hierro alto contenido de silicio
Cloruro de magnesio	Plomo, hierro alto contenido de silicio
Cloruro de magnesio (cate.)	Plomo duro
Cloruro de cinc	Hierro alto contenido de silicio
Cloruro de estaño	Hierro alto contenido de silicio
Cloruro de etileno	Plomo, hierro alto contenido de silicio
Cloruro férrico, solución	Hierro alto contenido de silicio
Cloruro férrico, caliente	Hierro alto contenido de silicio
Cloruro ferroso	Todo hierro
Cloruro mercurio, disolución	Hierro alto contenido de silicio
Cloruro mercurio, concentrado	Hierro alto contenido de silicio
Cloruro de metileno	Todo hierro
Cloruro de níquel	Cobre, hierro alto contenido de silicio
Cloruro potásico	Todo bronce, acero inoxidable
Cloruro de sodio cáustico	Todo hierro
Cloruro de cinc cáustico	Todo bronce
Clorobenceno	Acero inoxidable
Cloroformo	Plomo, acero inoxidable



Líquidos

Materiales

Colorante de madera	Bronce
Creosota	Todo hierro
Destilación cerveza fresca	Todo bronce
Detergentes	Bronce
Difenil	Todo hierro
Dióxido de azufre	Todo bronce
Estroncia cáustica	Todo bronce
Fango	Todo hierro
Fuel	Acero inoxidable, todo hierro
Furfural	Todo hierro, acero inoxidable
Gas seco	Aleación especial Mu, N, Cu
Gasolina	Bronce
Glicerina	Bronce
Goma de pegar	Bronce
Heptano	Bronce
Hidrosulfito de sodio	Plomo, acero inoxidable
Hipoclorito cálcico	Todo hierro, hierro alto contenido de silicio
Hipoclorito de sodio	Plomo, hierro alto contenido de silicio
Jarabe	Bronce
Jugo de caña	Bronce
Jugo de frutas	Monel, hierro alto contenido de silicio
Jugo de uvas	Bronce
Jugo de remolacha	Todo bronce
Keroseno	Acero inoxidable
Leche	Todo bronce
Lejías cálcicas	Todo hierro
Lejías diversas	Todo bronce
Lúpulo	Todo bronce
Malta	Todo bronce
Manganeso cáustico	Todo hierro
Manteca	Todo hierro
Melazas	Todo bronce
Meta-cresol	Todo hierro
Mosto de cerveza	Todo bronce

Líquidos

Materiales

Nitrato amónico	Todo hierro
Nitrato de bario	Todo hierro
Nitrato de cobre	Acero inoxidable
Nitrato de estroncio	Todo hierro
Nitrato de sodio	Todo hierro
Nitrato de plata	Hierro alto contenido de silicio, acero inoxidable
Nitrato potásico	Todo hierro, acero inoxidable
Orina	Todo bronce
Parafina	Todo bronce
Pasta de papel	Bronce
Peroxido de hidrogeno	Todo hierro, acero inoxidable
Petróleo	Todo bronce
Piridina	Todo hierro
Plomo de tetraetilo	Todo hierro
Potasa cáustica	Todo hierro, acero inoxidable
Revelados fotográficos	Hierro alto contenido de silicio
Rigoleno	Bronce
Sal de amoniaco	Todo hierro
Sal con arena	Todo hierro
Sal nueva	Todo bronce
Sal universal	Todo hierro, todo bronce
Solución de jabón	Todo hierro
Solución curtiente	Bronce
Sosa	Todo hierro
Soca cáustica	Todo hierro, acero inoxidable
Sulfato de aluminio	Hierro alto contenido de silicio
Sulfato de amoniaco	Todo hierro
Sulfato cáustico	Todo bronce
Sulfato de cobre	Plomo, hierro alto contenido de silicio, acero inox.
Sulfato de cal (yeso)	Todo bronce
Sulfato de hidrogeno	Acero inoxidable
Sulfato de nicotina	Hierro alto contenido de silicio
Sulfato de sodio	Todo hierro
Sulfato de cinc	Todo bronce



Líquidos

Materiales

Sulfato ferroso	Todo hierro
Sulfato de magnesio	Todo hierro
Sulfato de mercurio	Hierro alto contenido de silicio
Sulfato mercurioso	Hierro alto contenido de silicio
Sulfato de níquel	Cobre, hierro alto contenido de silicio
Sulfato potásico	Todo hierro, todo bronce
Sulfato de oxido magnesio	Todo hierro
Sulfito potásico	Todo hierro
Sulfito de sodio	Todo bronce, plomo
Sulfuro de carbono	Todo hierro
Sulfuro de sodio	Todo hierro, todo bronce
Tetracloruro de carbono	Todo hierro
Tolueno	Todo hierro
Tricloro de etileno	Todo hierro, plomo
Verde vitriolo	Todo bronce
Vinagre	Todo bronce
Vinagre de madera	Todo bronce
Vino	Todo bronce
Whisky	Todo bronce

Tablas de conversión de medidas

Capacidad	Litro	Pint U.S.	Pint U.K.	Gallon U.S.	Gallon U.K.	Bushel U.S.	Bushel U.K.	Barrel U.S.	Barrel U.K.
Litro	1	2,113	1,760	0,2642	0,2199	0,02837	0,0275	0,00838	0,00611
Pint (U.S.)	0,4731	1	0,8326	0,1250	0,104	0,0134	0,0130	0,00396	0,00289
Pint (U.K.)	0,5682	1,201	1	0,1500	0,125	0,0161	0,0156	0,00476	0,00347
Gallon (U.S.)	3,785	8	6,661	1	0,832	0,1074	0,1041	0,03174	0,0231
Gallon (U.K.)	4,546	9,608	8	1,201	1	0,1290	0,125	0,03813	0,0277
Bushel (U.S.)	35,24	74,483	62,014	9,310	7,751	1	0,9694	0,2955	0,215
Bushel (U.K.)	36,25	76,829	63,968	9,603	7,996	1,0314	1	0,3048	0,2221
Barrel (U.S.)	119,22	251,984	209,802	31,498	26,225	3,383	3,280	1	0,7286
Barrel (U.K.)	163,25	345,89	287,461	43,236	36,00	4,643	4,502	1,3726	1

Potencias	Watio	KW	CV	BHP	BTU
Watio	1	0,001	0,00136	0,00134	0,0568
KW.	1,000	1	1,36	1,341	56,8
C.V.	736	0,736	1	0,986	41,8
BHP	746	0,746	1,014	1	42,4
BTU	17,6	0,0176	0,0239	0,0236	1

Caudales	Litros seg.	Litros min.	M ³ hora	l GPM	US GPM
Litros/seg.	1	60	3,6	13,198	15,852
Litros/min.	0,0166	1	0,06	0,2199	0,264
M³/hora	0,2776	16,66	1	3,670	4,40
l GPM	0,07576	4,546	0,2724	1	1,20
US GPM	0,0630	3,785	0,228	0,8326	1

Presiones	N/m ²	BAR	Kp/cm ²	Atmosfera física	m.c.a.	P.S.I.	FEET Agua	INCH-Hg
N/m² (Pascal)	1	10 ⁻⁵	1,02 · 10 ⁻⁵	0,987 · 10 ⁻⁵	1,02 · 10 ⁻⁴	1,145 · 10 ⁻⁴	0,321	0,282
BAR	10 ⁵	1	1,02	0,987	10,2	14,49	33,45	29,47
Kp/cm²	9,81 · 10 ⁴	0,981	1	0,968	10	14,21	32,8	28,92
Atmosfera	1,02 · 10 ⁵	1,013	1,033	1	10,33	14,70	33,93	29,92
m.c.a.	9,81 · 10 ³	9,81 · 10 ⁻²	0,1	9,68 · 10 ⁻²	1	1,421	3,28	2,89
P.S.I.	6,895	6,895 · 10 ⁻²	7,031 · 10 ⁻²	6,805 · 10 ⁻²	0,703	1	2,31	2,04
FEET-Agua	2,99 · 10 ³	2,99 · 10 ⁻²	3,05 · 10 ⁻²	2,947 · 10 ⁻²	0,305	0,433	1	0,882
INCH-Hg	3,381 · 10 ³	3,381 · 10 ⁻²	3,453 · 10 ⁻²	3,342 · 10 ⁻²	0,345	0,491	1,134	1

Longitud	m.m.	cm.	dm	m	km	Inch	Foot	Yard	St mile	Nau mile
Milímetro	1	0,1	0,01	0,001	-	0,03937	0,003281	0,001093	-	-
Centímetro	10	1	0,1	0,01	0,00001	0,3937	0,03281	0,01093	-	-
Decímetro	100	10	1	0,1	0,0001	3,937	0,3281	0,1093	-	-
Metro	1.000	100	10	1	0,001	39,37	3,2810	1,093	-	-
Kilómetro	1.000.000	100.000	10.000	1.000	1	39.370	3.281	1.093	0,621	-
Inch	25,4	2,54	0,254	0,0254	0,000025	1	0,0833	0,0277	-	-
Foot	304,8	30,48	3,048	0,3048	0,000304	12	1	0,333	-	-
Yard	914,4	91,44	9,144	0,9144	0,000914	36	3	1	0,000567	0,000493
Statule mile	1.609.300	160.930	16.093	1.609,3	1,6093	63.300	5.280	1.760	1	-
Nautical mile	1.853.180	185.318	18.531,8	1.853,18	1,8531	72.960	6.080	2.027	1,1520	1

Superficie	cm ²	m ²	Km ²	Sq inch	Sq foot	Sq yard
cm²	1	0,0001	-	0,1550	-	-
m²	10,000	1	-	1,1550	10,7643	1,1960
Km²	-	1.000.000	1	-	-	-
Square inch	6,4520	0,000645	-	1	-	-
Square foot	929	0,0929	-	144	1	0,111
Square yard	8.361	0,8361	-	1.296	9	1

Volumen	mm ³	cm ³	m ³	Cubic inch	Cubic foot	Cubic yard
mm³	1	0,001	-	0,000061	-	-
cm³	1.000	1	-	0,06102	-	-
m³	-	1.000.000	1	61.024	35,3150	1,3080
Cubic inch	16.390	16,390	-	1	0,00058	0,000021
Cubic foot	-	28.338	0,0238	1.728	1	0,0370
Cubic yard	-	764.552	0,7645	76.656	-	1

Equivalencias fracciones pulgadas en decimales y milímetros

Pulgadas		Milímetros	Pulgadas		Milímetros
Fracciones	Decimales		Fracciones	Decimales	
1/64	0,015625	0,397	33/64	0,515625	13,097
1/32	0,03125	0,794	17/32	0,53125	13,494
3/64	0,046875	1,191	35/64	0,546875	13,891
1/16	0,0625	1,588	9/16	0,5625	14,288
5/64	0,078125	1,984	37/64	0,578125	14,684
3/32	0,09375	2,381	19/32	0,59375	15,081
7/64	0,109375	2,778	39/64	0,609375	15,487
1/8	0,125	3,175	5/8	0,625	15,875
9/64	0,140625	3,572	41/64	0,640625	16,272
5/32	0,15625	3,969	21/32	0,65625	16,669
11/64	0,171875	4,366	43/64	0,671775	17,066
3/16	0,1875	4,763	11/16	0,6875	17,463
13/64	0,203125	5,159	45/64	0,703125	17,859
7/32	0,21875	5,556	23/32	0,71875	18,256
15/64	0,234375	5,953	47/64	0,734375	18,653
1/4	0,250	6,350	3/4	0,750	19,050
17/64	0,265625	6,747	49/64	0,765625	19,447
9/32	0,28125	7,144	25/32	0,78125	19,844
19/64	0,296875	7,541	51/64	0,796875	20,241
5/16	0,3125	7,938	13/16	0,8125	20,638
21/64	0,328125	8,334	53/64	0,828125	21,034
11/32	0,34375	8,731	27/32	0,84375	21,431
23/64	0,359375	9,128	55/64	0,859375	21,828
3/8	0,375	9,525	7/8	0,875	22,225
25/64	0,390625	9,922	57/64	0,890625	22,622
13/32	0,40625	10,319	29/32	0,90625	23,019
27/64	0,421875	10,716	59/64	0,921875	23,416
7/16	0,4375	11,113	15/16	0,9375	23,813
29/64	0,453125	11,509	61/64	0,953125	23,209
15/32	0,46875	11,906	31/32	0,96875	24,606
31/64	0,484375	12,303	61/64	0,984375	25,003
1/2	0,500	12,700	1	1,000	25,400



Conversión de pulgadas y fracciones de pulgada a milímetros

In	0	1/16	1/8	3/16	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	11/16	3/4	13/16	7/8	15/16
0	0.0	1,6	3,2	4,8	6,4	7,9	9,5	11,1	12,7	14,3	15,9	17,5	19,1	20,6	22,2	23,8
1	25,4	27,0	28,6	30,2	31,8	33,3	34,9	36,5	38,1	39,7	41,3	42,9	44,5	46,0	47,6	49,2
2	50,8	52,4	54,0	55,6	57,2	58,7	60,3	61,9	63,5	65,1	66,7	68,3	69,9	71,4	73,0	74,6
3	76,2	77,8	79,4	81,0	82,6	84,1	85,7	87,3	88,9	90,5	92,1	93,7	95,3	96,8	98,4	100,0
4	101,6	103,2	104,8	106,4	108,0	109,5	111,1	112,7	114,3	115,9	117,5	119,1	120,7	122,2	123,8	125,4
5	127,0	128,6	130,2	131,8	133,4	134,9	136,5	138,1	139,7	141,3	142,9	144,5	146,1	147,6	149,2	150,8
6	152,4	154,0	155,6	157,2	158,8	160,3	161,9	163,5	165,1	166,7	168,3	169,9	171,5	173,0	174,6	176,2
7	177,8	179,4	181,0	182,6	184,2	185,7	187,3	188,9	190,5	192,1	193,7	195,3	196,9	198,4	200,0	201,6
8	203,2	204,8	206,4	208,0	209,6	211,1	212,7	214,3	215,9	217,5	219,1	220,7	222,3	223,8	225,4	227,0
9	228,6	230,2	231,8	233,4	235,0	236,5	238,1	239,7	241,3	242,9	244,5	246,1	247,7	249,2	250,8	252,4
10	254,0	255,6	257,2	258,8	260,4	261,9	263,5	265,1	266,7	268,3	269,9	271,5	273,1	274,6	276,2	277,8
11	279,4	281,0	282,6	284,2	285,8	287,3	288,9	290,5	292,1	293,7	295,3	296,9	298,5	300,0	301,6	303,2
12	304,8	306,4	308,0	309,6	311,2	312,7	314,3	315,9	317,5	319,1	320,7	322,3	323,9	325,4	327,0	328,6
13	330,2	331,8	333,4	335,0	336,6	338,1	339,7	341,3	342,9	344,5	346,1	347,7	349,3	350,8	352,4	354,0
14	355,6	357,2	358,8	360,4	362,0	363,5	365,1	366,7	368,3	369,9	371,5	373,1	374,7	376,2	377,8	379,4
15	381,0	382,6	384,2	385,8	387,4	388,9	390,5	392,1	393,7	395,3	396,9	398,5	400,1	401,6	403,2	404,8
16	406,4	408,0	409,6	411,2	412,8	414,3	415,9	417,5	419,1	420,7	422,3	423,9	425,5	427,0	428,6	430,2
17	431,8	433,4	435,0	436,6	438,2	439,7	441,3	442,9	444,5	446,1	447,7	449,3	450,9	452,4	454,0	455,6
18	457,2	458,8	460,4	462,0	463,6	465,1	466,7	468,3	469,9	471,5	473,1	474,7	476,3	477,8	479,4	481,0
19	482,6	484,2	485,8	487,4	489,0	490,5	492,1	493,7	495,3	496,9	498,5	500,1	501,7	503,2	504,8	506,4
20	508,0	509,6	511,2	512,8	514,4	515,9	517,5	519,1	520,7	522,3	523,9	525,5	527,1	528,6	530,2	531,8
21	533,4	535,0	536,6	538,2	539,8	541,3	542,9	544,5	546,1	547,7	549,3	550,9	552,5	554,0	555,6	557,2
22	558,8	560,4	562,0	563,6	565,2	566,7	568,3	569,9	571,5	573,1	574,7	576,3	577,9	579,4	581,0	582,6
23	584,2	585,8	587,4	589,0	590,6	592,1	593,7	595,3	596,9	598,5	600,1	601,7	603,3	604,8	606,4	608,0
24	609,6	611,2	612,8	614,4	616,0	617,5	619,1	620,7	622,3	623,9	625,5	627,1	628,7	630,2	631,8	633,4
25	635,0	636,6	638,2	639,8	641,4	642,9	644,5	646,1	647,7	649,3	650,9	652,5	654,1	655,6	657,2	658,8
26	660,4	662,0	663,6	665,2	666,8	668,3	669,9	671,5	673,1	674,7	676,3	677,9	679,5	681,0	682,6	684,2
27	685,8	687,4	689,0	690,6	692,2	693,7	695,3	696,9	698,5	700,1	701,7	703,3	704,9	706,4	708,0	709,6
28	711,2	712,8	714,4	716,0	717,6	719,1	720,7	722,3	723,9	725,5	727,1	728,7	730,3	731,8	733,4	735,0
29	736,6	738,2	739,8	741,4	743,0	744,5	746,1	747,7	749,3	750,9	752,5	754,1	755,7	757,2	758,8	760,4
30	762,0	763,6	765,2	766,8	768,4	769,9	771,5	773,1	774,7	776,3	777,9	779,5	781,1	782,6	784,2	785,8
31	787,4	789,0	790,6	792,2	793,8	795,3	796,9	798,5	800,1	801,7	803,3	804,9	806,5	808,0	809,6	811,2
32	812,8	814,4	816,0	817,6	819,2	820,7	822,3	823,9	825,5	827,1	828,7	830,3	831,9	833,4	835,0	836,6
33	838,2	839,8	841,4	843,0	844,6	846,1	847,7	849,3	850,9	852,5	854,1	855,7	857,3	858,8	860,4	862,0
34	863,6	865,2	866,8	868,4	870,0	871,5	873,1	874,7	876,3	877,9	879,5	881,1	882,7	884,2	885,8	887,4
35	889,0	890,6	892,2	893,8	895,4	896,9	898,5	900,1	901,7	903,3	904,9	906,5	908,1	909,6	911,2	912,8
36	914,4	916,0	917,6	919,2	920,8	922,3	923,9	925,5	927,1	928,7	930,3	931,9	933,5	935,0	936,6	938,2
37	939,8	941,4	943,0	944,6	946,2	947,7	949,3	950,9	952,5	954,1	955,7	957,3	958,9	960,4	962,0	963,6
38	965,2	966,8	968,4	970,0	971,6	973,1	974,7	976,3	977,9	979,5	981,1	982,7	984,3	985,8	987,4	989,0
39	990,6	992,2	993,8	995,4	997,0	998,5	1.000,1	1.001,7	1.003,3	1.004,9	1.006,5	1.008,1	1.009,7	1.011,2	1.012,8	1.014,4
40	1.016,0	1.017,6	1.019,2	1.020,8	1.022,4	1.023,5	1.025,5	1.027,1	1.028,7	1.030,3	1.031,9	1.033,5	1.035,1	1.036,6	1.038,2	1.039,8
41	1.041,4	1.043,0	1.044,6	1.046,2	1.047,8	1.049,3	1.050,9	1.052,5	1.054,1	1.055,7	1.057,3	1.058,9	1.060,5	1.062,0	1.063,6	1.065,2
42	1.066,8	1.068,4	1.070,0	1.071,6	1.073,2	1.074,7	1.076,3	1.077,9	1.079,5	1.081,1	1.082,7	1.084,3	1.085,9	1.087,4	1.089,0	1.090,6
43	1.092,2	1.093,8	1.095,4	1.097,0	1.098,6	1.100,1	1.101,7	1.103,3	1.104,9	1.106,5	1.108,1	1.109,7	1.111,3	1.112,8	1.114,4	1.116,0
44	1.117,6	1.119,2	1.120,8	1.122,4	1.124,0	1.125,5	1.127,1	1.128,7	1.130,3	1.131,9	1.133,5	1.135,1	1.136,7	1.138,2	1.139,8	1.141,4
45	1.143,0	1.144,6	1.146,2	1.147,8	1.149,4	1.150,9	1.152,5	1.154,1	1.155,7	1.157,3	1.158,9	1.160,5	1.162,1	1.163,6	1.165,2	1.166,8
46	1.168,4	1.170,0	1.171,6	1.173,2	1.174,8	1.176,3	1.177,9	1.179,5	1.181,1	1.182,7	1.184,3	1.185,9	1.187,5	1.189,0	1.190,6	1.192,2
47	1.193,8	1.195,4	1.197,0	1.198,6	1.200,2	1.201,7	1.203,2	1.204,8	1.206,5	1.208,1	1.209,7	1.211,3	1.212,9	1.214,4	1.216,0	1.217,6
48	1.219,2	1.220,8	1.222,4	1.224,0	1.225,6	1.227,1	1.228,7	1.230,3	1.231,9	1.233,5	1.235,1	1.236,7	1.238,2	1.239,8	1.241,4	1.243,0
49	1.244,6	1.246,2	1.247,8	1.249,4	1.251,0	1.252,5	1.254,1	1.255,7	1.257,3	1.258,9	1.260,5	1.262,1	1.263,7	1.265,2	1.266,8	1.268,4
50	1.270,0	1.271,6	1.273,2	1.274,8	1.276,4	1.277,9	1.279,5	1.281,1	1.282,7	1.284,3	1.285,9	1.287,5	1.289,1	1.290,6	1.292,2	1.293,8

Conversión de pies y pulgadas a milímetros

Pulgadas Pies	0"	1"	2"	3"	4"	5"	6"	7"	8"	9"	10"	11"	12"
	Milímetros												
1	305	330	356	381	406	432	457	483	508	533	559	584	610
2	610	635	660	686	711	737	762	787	813	838	864	889	914
3	914	940	965	991	1.016	1.041	1.067	1.092	1.118	1.143	1.168	1.194	1.219
4	1.219	1.245	1.270	1.295	1.321	1.346	1.372	1.397	1.422	1.448	1.473	1.499	1.524
5	1.524	1.549	1.575	1.600	1.626	1.651	1.676	1.702	1.727	1.753	1.778	1.803	1.829
6	1.829	1.854	1.880	1.905	1.930	1.956	1.981	2.007	2.032	2.057	2.083	2.108	2.134
7	2.134	2.159	2.184	2.210	2.235	2.261	2.286	2.311	2.337	2.362	2.388	2.413	2.438
8	2.438	2.464	2.489	2.515	2.540	2.565	2.591	2.616	2.642	2.667	2.692	2.718	2.743
9	2.743	2.769	2.794	2.819	2.845	2.870	2.896	2.921	2.946	2.972	2.997	3.023	3.048
10	3.048	3.073	3.099	3.124	3.150	3.175	3.200	3.226	3.251	3.277	3.302	3.327	3.353
11	3.353	3.378	3.404	3.429	3.454	3.480	3.505	3.531	3.556	3.581	3.607	3.632	3.658
12	3.658	3.683	3.708	3.734	3.759	3.785	3.810	3.835	3.861	3.886	3.912	3.937	3.962
13	3.962	3.988	4.013	4.039	4.064	4.089	4.115	4.140	4.166	4.191	4.216	4.242	4.267
14	4.267	4.293	4.318	4.343	4.369	4.394	4.420	4.445	4.470	4.496	4.521	4.547	4.572
15	4.572	4.597	4.623	4.648	4.674	4.699	4.724	4.750	4.775	4.801	4.826	4.851	4.877
16	4.877	4.902	4.928	4.953	4.978	5.004	5.029	5.055	5.080	5.105	5.131	5.156	5.182
17	5.182	5.207	5.232	5.258	5.283	5.309	5.334	5.359	5.385	5.410	5.436	5.461	5.486
18	5.486	5.512	5.537	5.563	5.588	5.613	5.639	5.664	5.690	5.715	5.740	5.766	5.791
19	5.791	5.817	5.842	5.867	5.893	5.918	5.944	5.969	5.994	6.020	6.045	6.071	6.096
20	6.096	6.121	6.147	6.172	6.198	6.223	6.248	6.274	6.299	6.325	6.350	6.375	6.401
21	6.401	6.426	6.452	6.477	6.502	6.528	6.553	6.579	6.604	6.629	6.655	6.680	6.706
22	6.706	6.731	6.756	6.782	6.807	6.833	6.858	6.883	6.909	6.934	6.960	6.985	7.010
23	7.010	7.036	7.061	7.087	7.112	7.137	7.163	7.188	7.214	7.239	7.264	7.290	7.315
24	7.315	7.341	7.366	7.391	7.417	7.442	7.467	7.493	7.518	7.543	7.569	7.594	7.620
25	7.620	7.645	7.671	7.696	7.722	7.747	7.772	7.798	7.823	7.849	7.874	7.899	7.925
26	7.925	7.950	7.975	8.001	8.026	8.052	8.077	8.102	8.128	8.153	8.179	8.204	8.230
27	8.230	8.255	8.280	8.306	8.332	8.357	8.382	8.408	8.433	8.458	8.484	8.509	8.534
28	8.534	8.559	8.585	8.610	8.636	8.661	8.686	8.712	8.737	8.763	8.788	8.814	8.839
29	8.839	8.864	8.890	8.915	8.941	8.966	8.991	9.017	9.042	9.068	9.093	9.118	9.144
30	9.144	9.169	9.195	9.220	9.246	9.271	9.296	9.322	9.347	9.373	9.398	9.423	9.449
31	9.449	9.474	9.500	9.525	9.551	9.576	9.608	9.627	9.652	9.677	9.703	9.728	9.753
32	9.753	9.778	9.804	9.820	9.855	9.880	9.905	9.931	9.956	9.982	10.007	10.032	10.058
33	10.058	10.083	10.109	10.134	10.160	10.185	10.210	10.236	10.261	10.287	10.312	10.337	10.363
34	10.363	10.388	10.414	10.439	10.465	10.490	10.515	10.541	10.566	10.592	10.617	10.642	10.668
35	10.668	10.693	10.719	10.744	10.770	10.795	10.820	10.846	10.871	10.897	10.922	10.947	10.973
36	10.973	10.998	11.024	11.049	11.075	11.100	11.125	11.151	11.176	11.202	11.227	11.252	11.277
37	11.277	11.302	11.328	11.353	11.379	11.404	11.429	11.455	11.480	11.506	11.531	11.556	11.582
38	11.582	11.607	11.633	11.658	11.684	11.709	11.734	11.760	11.785	11.811	11.836	11.861	11.887
39	11.887	11.912	11.938	11.963	11.989	12.014	12.039	12.065	12.090	12.116	12.141	12.166	12.192
40	12.192	12.217	12.243	12.268	12.294	12.319	12.344	12.370	12.395	12.421	12.446	12.471	12.497

Equivalencias de libras por pulgada cuadrada a kilogramos por centímetro cuadrado

lbs. Pg ²	Kg/ cm ²	lbs. Pg ²	Kg/ cm ²	lbs. Pg ²	Kg/ cm ²	lbs. Pg ²	Kg/ cm ²	lbs. Pg ²	Kg/ cm ²	lbs. Pg ²	Kg/ cm ²	lbs. Pg ²	Kg/ cm ²	lbs. Pg ²	Kg/ cm ²
1	,07	31	2,18	61	4,29	91	6,40	205	14,41	410	28,83	710	49,92	1.010	71,01
2	,14	32	2,25	62	4,36	92	6,47	210	14,76	420	29,53	720	50,62	1.020	71,71
3	,21	33	2,32	63	4,43	93	6,54	215	15,12	430	30,23	730	51,32	1.030	72,42
4	,28	34	2,39	64	4,50	94	6,61	220	15,47	440	30,93	740	52,03	1.040	73,12
5	,35	35	2,46	65	4,57	95	6,68	225	15,82	450	31,64	750	52,73	1.050	73,82
6	,42	36	2,53	66	4,64	96	6,75	230	16,17	460	32,34	760	53,43	1.060	74,52
7	,49	37	2,60	67	4,71	97	6,82	235	16,52	470	33,04	770	54,14	1.070	75,23
8	,56	38	2,67	68	4,78	98	6,89	240	16,87	480	33,75	780	54,84	1.080	75,93
9	,63	39	2,74	69	4,85	99	6,96	245	17,23	490	34,45	790	55,54	1.090	76,63
10	,70	40	2,81	70	4,92	100	7,03	250	17,58	500	35,15	800	56,25	1.100	77,34
11	,77	41	2,88	71	4,99	105	7,38	255	17,93	510	35,86	810	56,95	1.120	78,74
12	,84	42	2,95	72	5,06	110	7,73	260	18,28	520	36,56	820	57,65	1.140	80,15
13	,91	43	3,02	73	5,13	115	8,09	265	18,63	530	37,26	830	58,35	1.160	81,56
14	,98	44	3,09	74	5,20	120	8,44	270	18,98	540	37,97	840	59,06	1.180	82,96
15	1,05	45	3,16	75	5,27	125	8,79	275	19,33	550	38,67	850	59,76	1.200	84,37
16	1,12	46	3,23	76	5,34	130	9,14	280	19,69	560	39,37	860	60,46	1.220	85,77
17	1,20	47	3,30	77	5,41	135	9,49	285	20,04	570	40,07	870	61,17	1.240	87,18
18	1,27	48	3,37	78	5,48	140	9,84	290	20,39	580	40,78	880	61,87	1.260	88,59
19	1,34	49	3,45	79	5,55	145	10,19	295	20,74	590	41,48	890	62,57	1.280	89,99
20	1,41	50	3,52	80	5,62	150	10,55	300	21,09	600	42,18	900	63,28	1.300	91,40
21	1,48	51	3,59	81	5,69	155	10,90	310	21,80	610	42,89	910	63,98	1.320	92,80
22	1,55	52	3,66	82	5,77	160	11,25	320	22,50	620	43,59	920	64,68	1.340	94,21
23	1,62	53	3,73	83	5,84	165	11,60	330	23,20	630	44,29	930	65,39	1.360	95,62
24	1,69	54	3,80	84	5,91	170	11,95	340	23,90	640	45,00	940	66,09	1.380	97,02
25	1,76	55	3,87	85	5,98	175	12,30	350	24,61	650	45,70	950	66,79	1.400	98,43
26	1,83	56	3,94	86	6,05	180	12,66	360	25,31	660	46,40	960	67,49	1.420	99,84
27	1,90	57	4,01	87	6,12	185	13,01	370	26,01	670	47,11	970	68,20	1.440	101,24
28	1,97	58	4,08	88	6,19	190	13,36	380	26,72	680	47,81	980	68,90	1.460	102,65
29	2,04	59	4,15	89	6,26	195	13,71	390	27,42	690	48,51	990	69,60	1.480	104,05
30	2,11	60	4,22	90	6,33	200	14,06	400	28,12	700	49,21	1.000	70,31	1.500	105,46

Transformación de la temperatura de °C a °F y viceversa

De Farenheit a Centígrados: $^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9} (^{\circ}\text{F} - 32)$

De Centígrados a Farenheit: $^{\circ}\text{F} = \frac{9}{5} ^{\circ}\text{C} + 32 = 1,8 ^{\circ}\text{C} + 32$

0 - 50			52 - 170			180 - 640		
a °C	Volver a convertir	a °F	a °C	Volver a convertir	a °F	a °C	Volver a convertir	a °F
-17,8	0	32	11,1	52	125,6	82	180	356
-17,2	1	33,8	12,2	54	129,2	88	190	374
-16,7	2	35,6	13,3	56	132,8	93	200	392
-16,1	3	37,4	14,4	58	136,4	99	210	410
-15,6	4	39,2	15,6	60	140	104	220	428
-15	5	41	16,7	62	143,6	110	230	446
-14,4	6	42,8	17,8	64	147,2	116	240	464
-13,9	7	44,6	18,9	66	150,8	121	250	482
-13,3	8	46,4	20	68	154,4	127	260	500
-12,8	9	48,2	21,1	70	158	132	270	518
-12,2	10	50	22,2	72	161,6	138	280	536
-11,7	11	51,8	23,3	74	165,2	143	290	554
-11,1	12	53,6	24,4	76	168,8	149	300	572
-10,6	13	55,4	25,6	78	172,4	154	310	590
-10	14	57,2	26,7	80	176	160	320	608
-9,4	15	59	27,8	82	179,6	166	330	626
-8,9	16	60,8	28,9	84	183,2	171	340	644
-8,3	17	62,6	30	86	186,8	177	350	662
-7,8	18	64,4	31,1	88	190	182	360	680
-7,2	19	66,2	32,2	90	194	188	370	698
-6,7	20	68	33,3	92	197,6	193	380	716
-6,1	21	69,8	34,4	94	201,2	199	390	734
-5,6	22	71,6	35,6	96	204,8	204	400	752
-5	23	73,4	36,7	98	208,4	210	410	770
-4,4	24	75,2	38	100	212	216	420	788
-3,9	25	77	38,8	102	215,6	221	430	806
-3,3	26	78,8	40	104	219,2	227	440	824
-2,8	27	80,6	41,1	106	222,8	232	450	842
-2,2	28	82,4	42,2	108	226,4	238	460	860
-1,7	29	84,2	43,3	110	230	243	470	878
-1,1	30	86	44,4	112	233,6	249	480	896
-0,6	31	87,8	46,1	115	239	260	500	932
-0	32	89,6	49	120	248	266	510	950
1,1	34	93,2	51,6	125	257	271	520	968
2,2	36	96,8	54	130	266	277	530	986
3,3	38	100,4	57,2	135	275	282	540	1.004
4,4	40	104	60	140	284	288	550	1.022
5,6	42	107,6	67,7	145	293	316	600	1.112
6,7	44	111,2	66	150	302	321	610	1.130
7,8	46	114,4	68,3	155	311	327	620	1.148
8,9	48	118,4	71	160	320	332	630	1.166
10	50	122	77	170	338	338	640	1.184

Presión atmosférica, lectura barómetro y punto de ebullición del agua a distintas alturas

Altitud		Lectura Barómetro		Presión atmosférica					Punto ebullición del agua (grados)	
Mts.	Pies	Mm. Hg.	Pug. Hg.	Mts. col. H ₂ O	Kg/cm ² Atms. metr.	Atmósf.	Libras/ /pulg. ²	Pies H ₂ O	Co	F
-300	-984,2	787,6	31,0	10,70	1,07	1,03	15,2	35,1	101,0	213,8
-150	-492,1	774,8	30,5	10,53	1,5	1,02	15,0	34,5	100,5	212,9
0	0,0	760,0	29,9	10,33	1,03	1,00	14,7	33,9	100,0	212,0
+150	+492,1	747,2	29,4	10,15	1,01	0,98	14,4	33,3	99,5	211,1
+300	984,2	734,4	28,9	9,98	0,99	0,96	14,2	32,7	99,0	210,2
450	1.476,3	719,6	28,3	9,78	0,97	0,94	13,9	32,1	98,5	209,3
600	1.968,5	706,8	27,8	9,60	0,96	0,93	13,6	31,5	98,0	208,4
750	2.460,6	695,0	27,3	9,44	0,94	0,91	13,4	31,0	97,5	207,5
900	2.952,7	682,2	26,8	9,27	0,92	0,89	13,2	30,4	97,0	206,6
1.050	3.444,8	669,4	26,3	9,10	0,91	0,88	12,9	29,8	96,5	205,7
1.200	3.937,0	656,6	25,8	8,92	0,89	0,86	12,7	29,2	96,0	204,8
1.350	4.429,1	635,0	25,4	8,79	0,87	0,85	12,5	28,8	95,5	203,9
1.500	4.921,2	646,8	25,0	8,63	0,86	0,83	12,2	28,3	95,0	203,0
1.650	5.413,3	622,2	24,5	8,45	0,84	0,81	12,0	27,7	94,5	202,1
1.800	5.905,5	612,4	24,1	8,32	0,83	0,80	11,8	27,3	94,0	201,2
1.950	6.397,6	599,6	23,6	8,15	0,81	0,78	11,6	26,7	93,5	200,3
2.100	6.889,7	589,8	23,2	8,01	0,80	0,77	11,4	26,2	93,0	199,4
2.250	7.381,9	580,0	22,8	7,88	0,78	0,76	11,2	25,8	92,5	198,5
2.400	7.874,0	567,0	22,3	7,70	0,77	0,74	11,0	25,2	92,0	197,6
2.550	8.366,1	557,2	21,9	7,57	0,75	0,73	10,7	24,8	91,5	196,7
2.700	8.858,2	547,4	21,5	7,44	0,74	0,72	10,5	24,4	91,0	195,8
2.850	9.350,4	536,6	21,0	7,29	0,72	0,70	10,3	23,9	90,5	194,9
3.000	9.842,5	434,2	20,7	7,16	0,71	0,69	10,1	23,5	90,0	194,0
4.500	14.763,7	526,8	17,1	5,90	0,59	0,57	8,4	19,3	84,7	184,4

