

# Unidad 1

## Normas y Reglamentos de instalación

Las sustancias llamadas fluidos (líquidos y gases) son impulsados a través de tuberías por equipos industriales llamados en general **máquinas de fluidos** tales como bombas, compresoras, ventiladores, sopladores. Estos equipos consta de dos partes principales:

- 1). Un elemento rotatorio.- Que incluye el impulsor y el eje.
- 2). Un elemento estacionario.- Formado por la carcasa y un alojamiento para los rodamientos y retenedores.

Las bombas como máquinas de fluidos se encargan de transformar la energía motriz que reciben (de un motor eléctrico o de una turbina, etc.), en energía mecánica rotatoria y que a su vez la entregan al fluido para aumentar su altura de posición, su velocidad y su presión de flujo.

En la industria de la transformación sobre todo; y en el sector habitacional y agrícola, existe una extensa variedad de bombas que resultaría muy inapropiado darles una nueva clasificación, por lo que se acepta normativamente a la que propone el "hidraulic institute" en su última edición con todos sus "standars" y especificaciones.

Las normas, reglamentos y nomenclaturas mas usadas en esta disciplina, para la instalación de estos equipos y su configuración de tuberías, serán expuestas en esta unidad. En próxima unidad se atenderá la selección y construcción de las bombas.

Las bombas en general se clasifican, por su forma de impulsar el fluido, en dos grandes grupos:

- a) Dinámicas (o Rotodinámicas)
- b) Desplazamiento positivo

La Figura 1.1. muestra la clasificación general de las bombas y en los temas siguientes se explica las características de cada tipo de bomba:

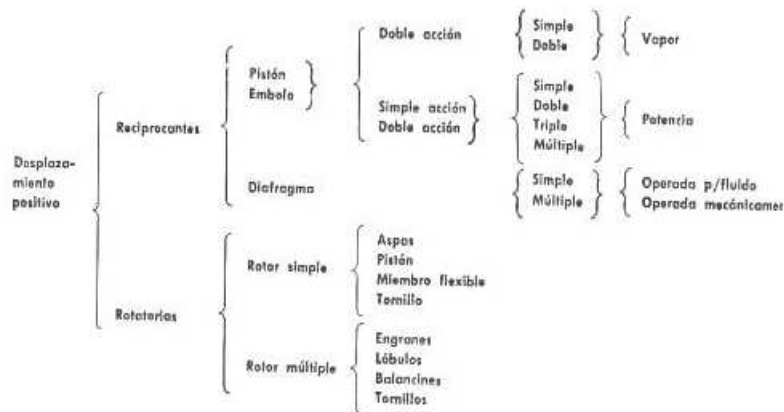
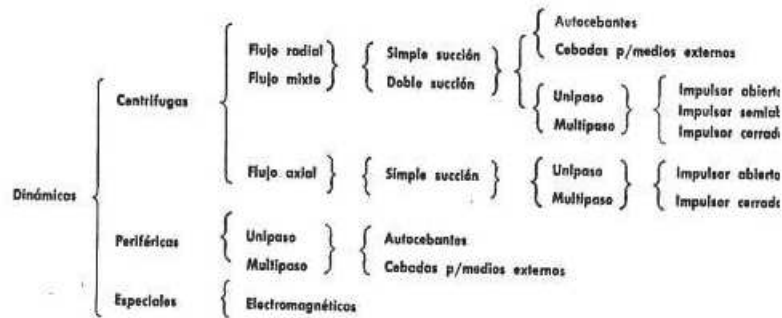


Fig. 1.1 Clasificación general de las bombas

La Figura 1.2. muestra el rango de operación de cada tipo de bomba, según el **caudal** y la **altura de carga**. Muy útil para una rápida selección.

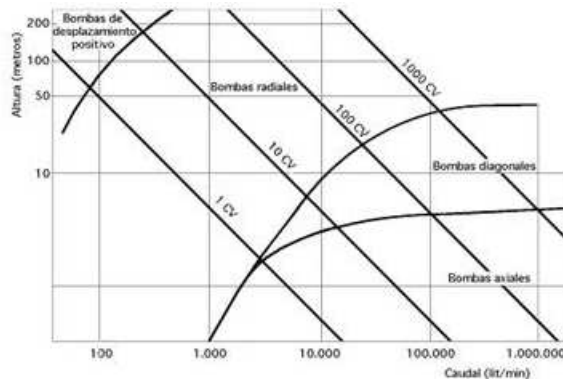


Fig. 1.2 Rango de aplicación de las bombas

## 1.1. Nomenclatura para definir las partes de Bombas centrífugas de flujo radial y mixto

Las partes esenciales componentes del cuerpo de cualquier bomba y de cualquier tamaño son (para bombas pequeñas Ver Fig. 1.3a, Fig. 1.3b, Fig. 1.3c):

**a) El tubo de de succión**, Ver Fig. 1.3a, es el punto de entrada por el que el líquido es introducido, a una presión y una velocidad, en la bomba.

**b) El impulsor o rodete**, Ver Fig. 1.3a, se encuentra en el interior de la bomba y está formado por un conjunto de **álabes** que pueden adoptar diversas formas, los cuales giran dentro de una coraza circular. El **rodete** es accionado por un motor unidos por un eje, el rodete es la parte giratoria de la bomba. El líquido penetra axialmente por el tubo de succión hasta la entrada del rodete, el cual le provoca un cambio de dirección de salida, más o menos brusco, acelerándolo radialmente (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales).

*Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, creando una altura dinámica de forma que abandonan el rodete hacia la **voluta** (coraza o cuerpo) a gran velocidad, aumentando también su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación.*

**c) La voluta, coraza o cuerpo**, Ver Fig. 1.3a, es un órgano fijo que está dispuesto en forma de caracol encapsulando el rodete, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura o tubo de descarga.

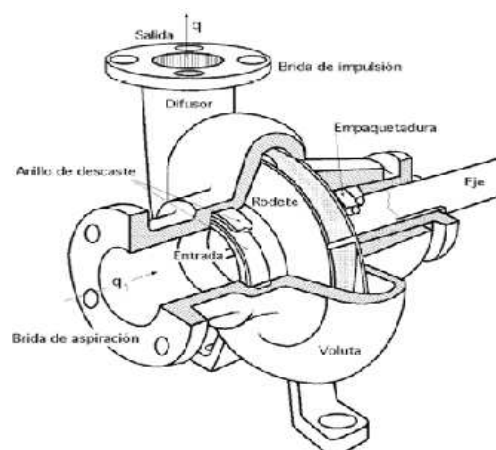


Fig. 1.3a. Bomba centrífuga: Componentes

La misión de la **voluta o coraza** es la de recoger el líquido que abandona el rodete a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarlo hacia el tubo de descarga de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que frena la velocidad del líquido, transformando parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete.

En algunas bombas existe, a la salida del rodete, una **corona directriz de álabes** que guía el líquido antes de introducirlo en la voluta.

**d) El tubo de descarga, se encuentra** a la salida de la voluta, por el que el líquido sale de la bomba a la presión y velocidad impulsado .

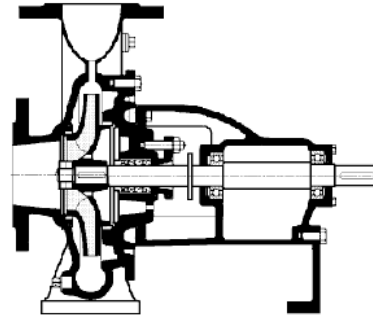


Fig. 1.3b. Corte axial de una Bomba centrífuga

**Ver video**

Estos son, en general, los componentes principales de una bomba centrífuga. Más adelante se hablará sobre **la flecha, la chumacera, los sellos, etc.**

La estructura de las bombas centrífugas es análoga a la de las turbinas hidráulicas, salvo que el proceso energético es al inverso. En las turbinas se aprovecha la altura de un salto hidráulico para generar una velocidad de rotación en las aspas, mientras que en las bombas centrífugas la velocidad es comunicada al rodete y éste al líquido que lo aprovecha y lo convierte, parte en presión, provocando así su desplazamiento, parte en elevarlo de posición y parte en darle velocidad al fluido, o a veces en una mezcla de las tres formas.

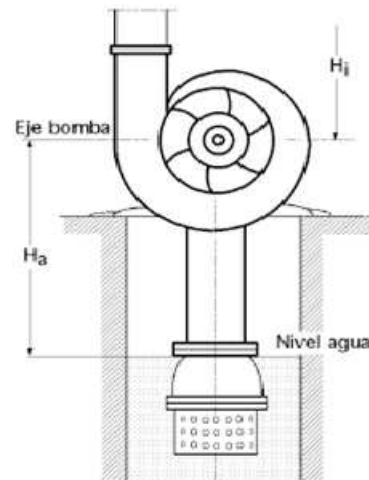


Fig. 1.3c. Bomba centrífuga: Perspectiva

La Fig. 1.3c muestra la instalación de una bomba de pozo, donde se observa que el primer trabajo que la bomba debe desarrollar es elevar el líquido hasta el eje de la bomba u ojo del impulsor ( $H_a$ ) y enseguida éste se encarga de levantarlo hasta otro nivel requerido ( $H_i$ ).

**En el estudio de la Mecánica de fluidos**, nos damos cuenta que conociendo los requerimientos de energía ( $H_i+H_a$ ), además de la cantidad de caudal que debe impulsarse, y sabiendo el tipo de líquido de que se trata, se puede determinar la potencia del motor eléctrico apropiado para acoplarse a la bomba.

**En máquinas de fluidos**, con los mismos datos y requerimientos mencionados, ahora el objetivo es **diseñar la construcción de la bomba o seleccionar y determinar su tamaño, diámetro del rodete, número y tipo de álabes, las revoluciones por minuto (RPM) del impulsor**, etc.

La Fig. 1.4 muestra una sección axial de una bomba centrífuga grande con impulsor de doble succión donde se señalan todas las partes componentes de una bomba centrífuga de gran tamaño.

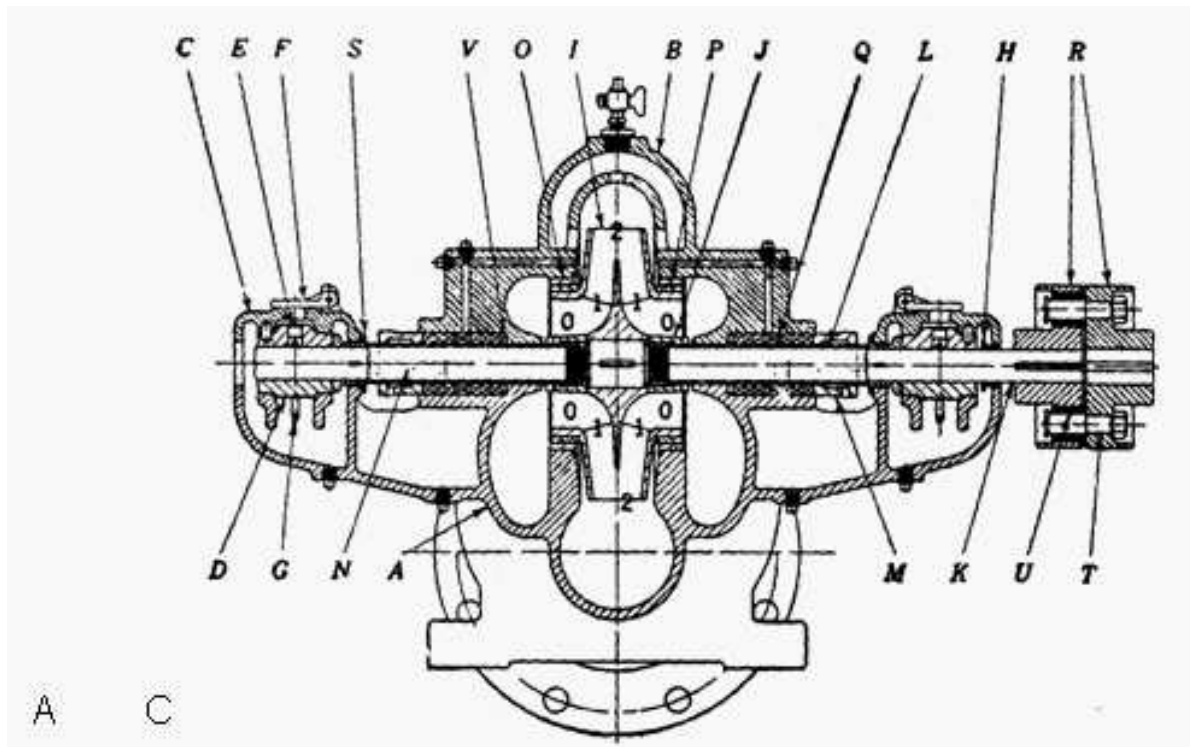


Fig. 1.4 Sección axial de una bomba centrífuga

1. A Cubierta inferior
2. B Cubierta superior
3. C Tapa del cojinete (ambos lados)
4. D Mitad inferior del cojinete
5. E Mitad superior del cojinete
6. F Tapa del agujero de engrase
7. G Anillo de engrase
8. H Anillo de retención de aceite
9. I Rodete
10. J Tuerca del rodete

- 11. K Árbol Manguito del árbol
- 12. M Tapa del prensaestopas (mitad)
- 13. N Pernos del prensaestopas
- 14. O Aros de cierre de la cubierta
- 15. P Aros de cierre del rodete
- 16. Q Anillo linterna
- 17. R Platos de acoplamiento
- 18. S Collar de empuje
- 19. R Pernos y tuercas del acoplamiento
- 20. U Bujes del acoplamiento
- 21. V Extremo de la caja prensaestopas

## 1.2. Nomenclatura de términos usados en las Bombas Rotodinámicas

Los conceptos o términos que con mayor frecuencia se mencionan en lo referente a máquinas de fluidos son:

1.2.1 **Caudal** (capacidad) de descarga de la bomba

$$Q = \frac{V}{t} \quad \frac{m^3}{seg}$$

**Caudal (Q)** es el volumen (V) útil suministrado por la bomba en la unidad de tiempo (t), se mide en m<sup>3</sup>/seg (o en litros/seg, Gal/min, Barriles/día, etc.). También se puede obtener multiplicando la velocidad (v) de flujo por el área (A) de flujo. Vea fórmulas:

$$Q = v \cdot A \quad \frac{m^3}{seg}$$

1.2.2 **Altura manométrica (Hd) de descarga** de la bomba.

$$Hd = \frac{p}{\rho \cdot g} \quad g = 1.98 \cdot \frac{m}{seg^2}$$

Es la altura que alcanza a subir el líquido debido a la presión (p) en la descarga de la bomba y está relacionada con la densidad (ρ) del fluido y la aceleración de la gravedad (g). La altura de descarga de la bomba se expresa en unidades de longitud (metros).

$$\frac{\left(\frac{kgf}{m^2}\right)}{\left(\frac{kgm}{m^3}\right) \cdot 1 \left(\frac{kgf}{kgm}\right)} = m$$

## CONFIGURACION DE SISTEMAS DE TUBERIAS

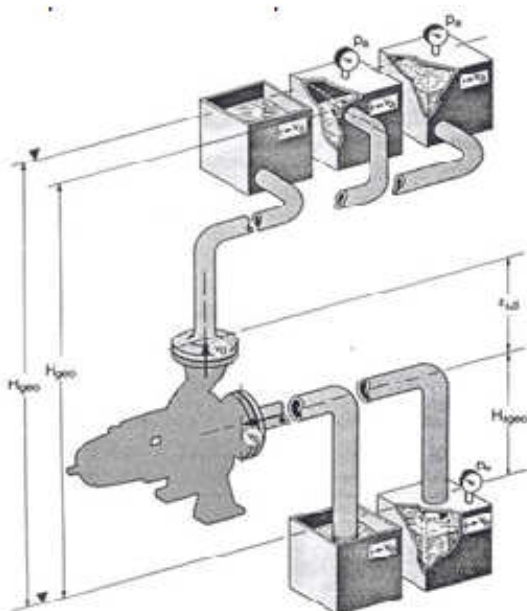


Fig. 1.5a. Succión energía negativa

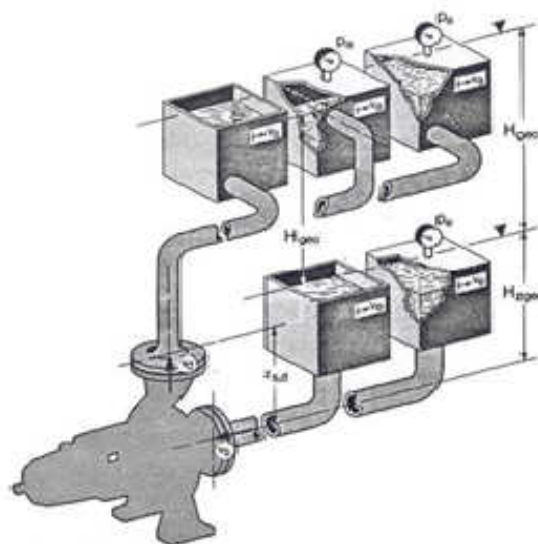


Fig. 1.5b. Succión energía positiva

### 1.2.3 Altura total de descarga (H) o cabeza ("Head") de la bomba:

**Altura total de descarga (H)** o cabeza ("Head") de la bomba, es la energía (trabajo) que la bomba debe suministrar al fluido. Se expresa en unidades de altura y depende de la **configuración de la tubería**. En las Fig. 1.5.a y Fig. 1.5.b se muestra tres posibles formas de entrega del fluido a los depósitos y dos posibles formas de obtener el fluido en la succión. En la Fig. 1.5.a, se muestra en posición de **succión negativa** y Fig.15.b, que muestra posición de **succión positiva**. H se obtiene a partir de un **balance de energía** y de considerar la ecuación de Bernoulli:

$$E_s + H - H_f = E_d \quad H = (E_d - E_s) + H_f \quad H = (\Delta E) + H_f$$

( $\Delta E$ ): Diferencia de energías de flujo que resulta de la diferencia de energías entre los niveles del líquido en los recipientes en la succión ( $E_s$ ) y en la descarga ( $E_d$ ).

( $H_f$ ): Suma de todas las **pérdidas de carga** (energía de fricción) en la tubería del sistema. O sea todas la resistencias en la tubería, válvulas y demás accesorios, tanto del lado de la succión como del lado de la descarga.

Ecuación de Bernoulli:

$$H = \left[ \left( \frac{p}{\rho \cdot g} + z + \frac{v^2}{2g} \right)_{\text{descarga}} - \left( \frac{p}{\rho \cdot g} + z + \frac{v^2}{2g} \right)_{\text{succión}} \right] + H_f$$

$$\Delta Z = Z_d - Z_s$$

( $\Delta Z$ ): Energía de altura que resulta de la diferencia de altura entre los niveles del líquido en los recipientes en la succión y en la descarga. Si la tubería de descarga vierte el fluido por encima del nivel del líquido en el recipiente este nivel es el que se debe ser considerado.

$$\frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \frac{p_d - p_s}{\rho \cdot g}$$

( $\Delta p/\rho \cdot g$ ) Energía de presión que resulta de la diferencia de presiones entre las superficies (espejo) del líquido en el recipiente de la succión ( $p_s$ ) y en el de la descarga ( $p_d$ ). En depósitos abiertos a la atmósfera la presión manométrica se considera valor cero.

$$\frac{\Delta v^2}{2 \cdot g} = \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g}$$

( $\Delta v/2g$ ): Energía de velocidad que resulta de la diferencia de altura cinética (de velocidades) entre las superficies (espejo) del líquido en el recipiente de la succión ( $v_s$ ) y en el de la descarga ( $v_d$ ).

De la suma de todas estas formas de energía se obtiene la altura total de descarga (H) o energía total que la bomba debe suministrar:

$$H = \left[ \frac{p_d - p_s}{\rho \cdot g} + (Z_d - Z_s) + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right] + H_f$$

*En la práctica puede desestimarse la diferencia de alturas cinéticas o de velocidades. De este modo la ecuación se reduce y queda así:*

$$H = \left[ \frac{p_d - p_s}{\rho \cdot g} + (Z_d - Z_s) \right] + H_f$$

*En recipientes abiertos a la atmósfera, las presiones son de valor cero manométrico, por lo tanto se anulan y la ecuación se reduce aun más:*

$$H = ((Z_d - Z_s)) + H_f$$

#### 1.2.4 Potencia absorbida por la bomba

La potencia absorbida (**Pot**) y requerida por una bomba centrífuga en su acoplamiento al eje de la máquina de accionamiento (puede ser un motor eléctrico o una turbina de vapor). Se calcula mediante la siguiente fórmula:



$$\text{Pot} = \frac{(\rho \cdot g \cdot Q \cdot H)}{k \cdot \eta}$$

**Pot:** Potencia

**$\rho$ :** Densidad del fluido

**$g$ :** Aceleración gravitacional

**$Q$ :** Caudal

**$H$ :** Altura de descarga

**$\eta$ :** Eficiencia

**$k$ :** Factor de conversión

La Tabla 1.2 es una guía de cómo aplicar la fórmula de potencia con las unidades de medida concernientes.

La potencia absorbida por la bomba puede obtenerse también, con bastante exactitud, de la curva característica de la bomba para una densidad del agua de  $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$ . Si la densidad es distinta, se modifica la potencia resultante de la curva.

Tabla 1.2 Unidades de medida para la fórmula de potencia:

$\rho$	$g$	$Q$	$H$	Pot
$\frac{\text{kgm}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{kf}}{\text{kgm}}$	$\frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$	m	$\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{seg}}$
$\frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3}$	$\frac{\text{ltf}}{\text{lbm}}$	$\frac{\text{pie}^3}{\text{seg}}$	pie	$\frac{\text{ltf} \cdot \text{pie}}{\text{seg}}$

**Factores de conversión de Potencia (k):**

$$\frac{550 \cdot \left( \frac{\text{lbm} \cdot \text{pie}}{\text{seg}} \right)}{1 \cdot \text{HP}}$$

$$\frac{76 \cdot \left( \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{seg}} \right)}{1 \cdot \text{HP}}$$

$$\frac{75 \cdot \left( \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{seg}} \right)}{1 \cdot \text{CV}}$$

$$\frac{102 \cdot \left( \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{seg}} \right)}{1 \cdot \text{KW}}$$

### 1.2.5 Determinación de la potencia del motor

En cuanto al tamaño del motor se debe considerar las posibles fluctuaciones del caudal que en determinadas circunstancias provoca el aumento de la potencia absorbida por la bomba. En la práctica y salvo que existan otras prescripciones por parte del cliente, al seleccionar la potencia nominal del motor para la bomba se prevén considerar los incrementos siguientes:

Hasta 7,5 Kw., incrementar hasta 20%

Desde 7,5 hasta 40 Kw., incrementar hasta 15%

Desde 40 Kw., incrementar hasta 10%.

Ante la posibilidad de extremas variaciones de caudal, se debe elegir la potencia del motor con arreglo al caudal máximo posible de la curva.

Para el manejo de líquidos con alto contenido de sólidos así como los de alta viscosidad, es necesario recurrir a bombas especiales, con rodetes especiales.

### 1.2.6 Motores. Número de revoluciones

Mediante el accionamiento con motores trifásicos (motores asíncronos con rotor de corto circuito) resultan las siguientes velocidades de servicio (ver Tabla. 1.1):

Tabla. 1.1. Velocidades de giro del rotor

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

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

Mediante transmisiones por engranes (reductores de velocidad) o correas trapezoidales etc., son posibles otras velocidades de giro.

---

### Ejemplo 1.1

Se envía un líquido desde un tanque de almacenamiento atmosférico hasta una torre de destilación por medio de una bomba centrífuga. Existe una diferencia de altura de 80 pies entre los niveles de líquidos considerados. La presión de operación de la torre en el punto de entrada es de 100 psig. Y el nivel del líquido en el tanque atmosférico es de 16 pies. Toda la tubería es de 4 pulgadas cédula 40.

Se desea manejar un flujo permanente de 625 gal/min de este líquido cuya densidad

y viscosidad absoluta es de  $62.3 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$  y 1.0 centipoise.

- a) Calcule la potencia de la bomba en HP.  
 b) Calcule la presión a la descarga de la bomba.

**Solución:**

**1. INFORMACION**

1.1 Datos (Sistema inglés técnico)

Fluido incompresible: líquido

$$Z_{sal} - Z_{ent} = 80 \cdot \text{pies}$$

$$Z_{ent} = 16 \cdot \text{pies}$$

$$p = 100 \cdot \text{psig}$$

$$p = 100 \cdot \text{psig} \cdot \left( \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \right) \cdot \left( \frac{144 \cdot \text{pulg}^2}{1 \cdot \text{pie}^2} \right) = 1.44 \times 10^4 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2}$$

$D = 4 \cdot \text{pulg}$  De tabla, para tubería cédula 40:  $A = 0.0884 \cdot \text{pies}^2$

$$Q = 625 \cdot \frac{\text{gal}}{\text{min}} \cdot \left( \frac{1 \cdot \text{min}}{60 \cdot \text{seg}} \right) \cdot \left( \frac{1 \cdot \text{pie}^3}{7.48 \cdot \text{gal}} \right) = 1.393 \cdot \frac{\text{pie}^3}{\text{seg}}$$

$$\rho = 62.3 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \quad \mu = 1.0 \cdot \text{cpoise}$$

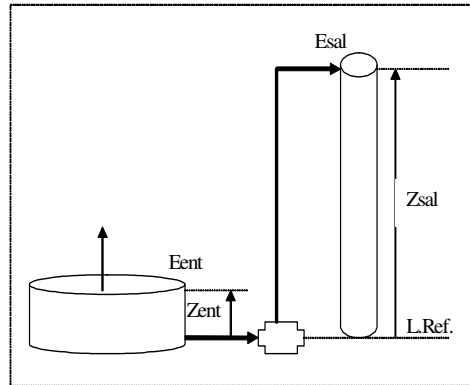
1.2 Requerimientos

- a) Calcule la potencia (del motor) de la bomba  
 b) Calcule la presión a la descarga de la bomba

**2. FORMULARIO**

2.1 a) Potencia (del motor) de la bomba:

$$\text{Pot} = \frac{(g \cdot \rho) \cdot Q \cdot H}{k}$$



**Fig. 5.15**

2.2.a) Establecer la ecuación de balance de energía:

$$E_{ent} + H = E_{sal}$$

2.3.a) Seleccionar los puntos de Energía, (donde mas datos se dispongan).

$E_{ent}$  = En el espejo dentro del tanque

$E_{sal}$  = En el punto de entrada a la torre

Desarrollando la ecuación :

$$\left[ Z + \frac{(v)^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} \right] \cdot ent + H = \left[ Z + \frac{(v)^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} \right] \cdot sal$$

como en el espejo dentro del tanque:

$v_{ent} = 0$ , porque es grande el area de flujo

$p_{ent} = 0$ , porque es presión atmosférica

Se reduce:

$$Z_{ent} + H = \left[ Z + \frac{(v)^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} \right] \cdot sal$$

Se despeja (H): Energía Total requerida:

$$H = \left[ \frac{(v)^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} \right] \cdot sal + (Z_{sal} - Z_{ent})$$

2.4.a) Velocidad de salida:  $v_{sal} = \frac{Q}{A}$

### 3. CALCULOS

3.1.a) Velocidad de salida:  $v_{sal} = \frac{1.393 \cdot \frac{\text{pies}^3}{\text{seg}}}{0.0884 \cdot \text{pies}^2} = 15.753 \cdot \frac{\text{pies}}{\text{seg}}$

3.2.a) Energía de velocidad de salida:

$$\frac{(v_{sal})^2}{2 \cdot g} = \frac{\left( 15.753 \cdot \frac{\text{pies}}{\text{seg}} \right)^2}{2 \cdot \left( 32.2 \cdot \frac{\text{pies}}{\text{seg}^2} \right)} = 3.853 \cdot \text{pies}$$

3.3.a) Energía de presión de salida:

$$\left[ \frac{p}{\rho \cdot g} = \frac{\left( 1.44 \times 10^4 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{pie}^2} \right)}{62.3 \cdot \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \cdot \left( 1 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{lbm}} \right)} \right] = 231.14 \cdot \text{pies}$$

3.4.a) Energía total requerida:

$$H = 3.85 + 231.14 + 80 = 314.99 \cdot \text{pies}$$

3.4.a) Potencia (del motor) de la bomba:  
(que va a suministrar la energía):

$$g = 1 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{lbm}} \quad k = \frac{550 \cdot \left( \frac{\text{lbf} \cdot \text{pie}}{\text{seg}} \right)}{1 \cdot \text{HP}}$$

$$k := 550$$

$$\text{Pot} = \frac{\left( 1 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{lbm}} \right) \cdot \left( 62.3 \cdot \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \right) \cdot \left( 1.393 \cdot \frac{\text{pie}^3}{\text{seg}} \right) \cdot (314.99 \cdot \text{pies})}{\left[ \frac{550 \cdot \left( \frac{\text{lbf} \cdot \text{pie}}{\text{seg}} \right)}{1 \cdot \text{HP}} \right]} = 49.7 \cdot \text{HP}$$

## 2. FORMULARIO

2.1.b) Establecer la ecuación de balance de energía:

$$E_{\text{ent}} - H_f = E_{\text{sal}} \quad \mathbf{H_f=0}$$

2.2.b) Seleccionar los puntos de Energía según datos disponibles.

$E_{\text{ent}} = E_{\text{en el espejo dentro del tanque de almacenamiento}}$

$E_{\text{sal}} = E_{\text{en la entrada succión) de la bomba}}$

Desarrollando la ecuación :

$$\left[ Z + \frac{(v)^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} \right] \cdot \text{ent} = \left[ Z + \frac{(v)^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} \right] \cdot \text{sal}$$

Como en el espejo dentro del tanque:  
 $v_{ent} = 0$ , porque es grande el area de flujo  
 $p_{ent} = 0$ , porque es atmósfera

A la succión de la bomba:  
 $Z_{sal} = 0$ , porque es la línea de referencia eje de la bomba

Se reduce a: 
$$Z_{ent} = \left[ \frac{(v_{sal})^2}{2 \cdot g} + \frac{p_s}{\rho \cdot g} \right]$$

Despejando la (p) a la succión de la bomba: 
$$p_s = \left[ (Z_{ent}) - \frac{(v_{sal})^2}{2 \cdot g} \right] \cdot (\rho \cdot g)$$

3.1.c) Columna de presión (**hs**) en la succión de la bomba: 
$$h_s = \frac{p_s}{\rho \cdot g}$$

### 3. CALCULOS

3.1.b) Presión en la succión de la bomba:

$$g = 32.2 \cdot \frac{\text{pies}}{\text{seg}^2} \quad \frac{(v_{sal})^2}{2 \cdot g} = 3.853 \cdot \text{pies} \quad \leftarrow \text{--- Mismo diámetro}$$

$$p_s = (16 \cdot \text{pies} - 3.853 \cdot \text{pies}) \cdot \left[ 62.3 \cdot \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \cdot \left( \frac{1 \text{ lbf}}{\text{lbm}} \right) \right]$$

$$p_s = 756.758 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{pie}^2}$$

$$p_s = 756.758 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{pies}^2} \cdot \left( \frac{1 \cdot \text{pies}^2}{144 \cdot \text{pulg}^2} \right) = 5.255 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} = 5.255 \cdot \text{psig}$$

3.1.c) Columna de presión en la succión de la bomba:

$$h_s = \frac{756.758 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2}}{\left( 62.3 \cdot \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \right) \cdot \left( 1 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{lbm}} \right)} = 12.147 \text{ pies}$$

**Para configuración succión positiva**  
 (como se ve en la imagen adjunta):

$$NPHS = \left( \frac{p_e - p_v}{\rho \cdot g} \right) - H_f + Z_e$$

$$p_v = 0.28 \text{ psia} = 0.28 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} \quad p_e = 13.9 \text{ psia} = 13.9 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} \quad H_f = 0$$

$$Z_e = 16 \text{ pies}$$

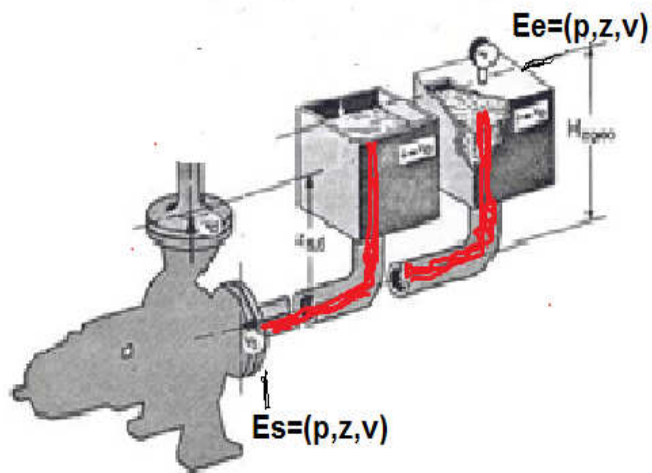
$$\text{NPSH} = \frac{(13.9 - 0.28) \cdot 144}{62.3 \cdot (1)} + 16 = 47.481 \text{ pies} \quad \text{disponible}$$

### 1.2.7 NPSH.- Altura de presión neta en la entrada (succión) de la bomba o cabeza ("Net pressure succión Head") de la bomba:

Resulta necesario el calculo de la altura de presión en la entrada (succión) de la bomba para garantizar que se dispone de la altura (de presión) suficiente y así evitar que el liquido pueda alcanzar su punto de evaporación súbita (flasheo), o sea alcance su presión de vapor ( $p_v$ ).

La **NPSH disponible** debe ser siempre superior en por lo menos 0.5 m a la **NPSH requerida** por las condiciones de rotación de la bomba según datos que provee el fabricante.

La **NPSH disponible** se obtiene a partir de un **balance de energía** y de considerar la ecuación de Bernoulli, basándose en la configuración de la tubería de succión, desde el nivel del líquido en el recipiente (**Ee**) hasta la entrada de succión (**Es**) de la bomba:



**Configuración tubería de succión**

$$E_e - H_f = E_s$$

(**Hf**): Es la suma de todas las **pérdidas de carga** (energía de fricción) en la tubería de succión. O sea todas la resistencias en la tubería, válvulas y demás accesorios, del tramo de tubería de succión.

Ecuación de Bernoulli: 
$$\left( \frac{p}{\rho \cdot g} + z + \frac{v^2}{2g} \right)_{\text{entrada}} - H_f = \left( \frac{p}{\rho \cdot g} + z + \frac{v^2}{2g} \right)_{\text{succión}}$$

Desconsiderando la diferencia de alturas cinéticas (de velocidades). De este modo la ecuación se reduce y queda así:

$$\left( \frac{p_e}{\rho \cdot g} + Z_e \right) - H_f = \left( \frac{p_s}{\rho \cdot g} + Z_s \right)$$

(**ps**) debe asumirse como la altura requerida por el fabricante (claro... convertirlo a unidades de presión); la otra opción es considerarlo como la presión de vapor (**pv**) del líquido, la presión a la que el líquido se evapora, generalmente se obtiene de tablas en unidades absolutas (kg/cm<sup>2</sup> Abs.; psia).

**NPSH requerida en la instalación** (Despejar Zs):  $Z_s = \text{NPSH}$

**Para configuración succión positiva** (como se ve en la imagen adjunta):

$$\text{NPHS} = \left( \frac{p_e - p_v}{\rho \cdot g} \right) - H_f + Z_e$$

**Para configuración succión negativa** (el signo de Ze es negativo):

$$\text{NPSH} = \left( \frac{p_e - p_v}{\rho \cdot g} \right) - H_f - Z_e$$

---

## Ejemplo 1.2

Se desea extraer agua de una fosa a una velocidad 2 m/seg en la boquilla de succión de una bomba. El líquido se encuentra a una temperatura de 32 °C. Calcular la altura teórica máxima a que debe colocarse la bomba para evitar la cavitación. Considere pérdida de energía por fricción de tres veces la energía de velocidad. La presión de la atmósfera del lugar y la presión de vapor del agua son:

$1.0 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$  (abs) y  $0.05 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$  (abs), respectivamente.

**Solución:**

### 1. INFORMACION

#### 1.1 Datos (Sistema Internacional gravitacional)

Para evitar la cavitación (evaporación súbita) la presión de entrada a la



bomba no debe exceder a la presión de vapor del líquido, por lo tanto la presión de salida del tubo (entrada a la bomba) es como máximo la presión de vapor.

$$v_e = 2 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$\text{A } 32^\circ\text{C} \rightarrow \rho_W = 995 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$p_e = 0 \cdot (\text{man}) = 1 \cdot \text{atm}$$

$$p_s = 0.05 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} - 1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = -0.95 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot (\text{man}) = -9.5 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot (\text{man})$$

$$H_f = 3 \left[ \frac{(v)^2}{2 \cdot g} \right]$$

## 1.2 Requerimientos

Altura de salida del sistema (entrada a la bomba):

## 2. FORMULARIO

### 2.1. Altura de salida del sistema (entrada a la bomba):

Del análisis energético:

$E_e$  = Entrada al tubo de succión

$E_s$  = Salida del tubo de succión

$H_f$  = Energía de fricción que se pierde

$$E_e - H_f = E_s$$

Seleccionar los puntos de energías más apropiados según datos disponibles.

$E_e$  ( $p_e=0$ ,  $v_e=v_s$ ,  $Z_e=0$ )

$E_s$  ( $p_s$ ,  $v_s$ ,  $Z_s = ?$ )

$$(0)\text{entrada} - H_f = \frac{p_s}{\rho \cdot g} + Z_s \quad Z_s = - \left( H_f + \frac{p_s}{\rho \cdot g} \right)$$

$$2.2 \text{ Energía de fricción} \quad H_f = 3 \left[ \frac{(v)^2}{2 \cdot g} \right]$$

$$2.4 \text{ Energía de presión a la salida del tubo} \quad \frac{p_s}{\rho \cdot g}$$

## 3. CALCULOS

### 3.1 Energía de presión a la salida del tubo

$$\frac{ps}{\rho \cdot g} = \frac{\left(-9.5 \times 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}\right)}{995 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(1 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{kg}}\right)} = -9.548\text{m}$$

### 3.2 Energía de fricción

$$H_f = 3 \left[ \frac{\left(2 \cdot \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)^2}{2 \cdot \left(9.81 \cdot \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}\right)} \right] = 0.612 \cdot \text{m}$$

### 3.3. Altura máxima en la salida del sistema (entrada a la bomba):

$$Z_s = -(0.612 \cdot \text{m} - 9.548 \cdot \text{m}) = 8.936\text{m}$$

Desde el nivel de succión:  $Z_e = 8.935\text{m}$

Si la profundidad de la succión es mayor de 9m se debe pensar en usar una bomba vertical, de tazón o de turbina.

**Para configuración succión negativa (desde el eje de la bomba):**

$$NPHS = \left[ \left( \frac{p_e - p_v}{\rho \cdot g} \right) - H_f \right] - Z_e$$

$$p_v = -9.5 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \cdot (\text{man}) \quad p_e = 0\text{man} \quad Z_e = 8.93\text{m} \quad H_f = 0.612 \cdot \text{m}$$

$$NPSH = \left[ \frac{\left[0 - (-9.5 \times 10^3)\right]}{995 \cdot (1)} - 0.612 \right] - (8.93) = 5.739 \times 10^{-3} \text{m disponible}$$

Si se reduce la altura de ubicación de la bomba aumenta la NPSH

$$\left[ \frac{\left[0 - (-9.5 \times 10^3)\right]}{995 \cdot (1)} - 0.612 \right] - (4) = 4.936$$

## 1.3. Nomenclatura para definir las partes que integran las bombas verticales tipo turbina

En general las BOMBAS VERTICALES son bombas con eje de giro en posición vertical, tienen casi siempre, el motor a un nivel superior al de la bomba, por lo que es posible, al contrario que en las horizontales, que la bomba trabaje rodeada por el líquido a bombear, con el motor por encima de éste. Las bombas verticales se

emplean normalmente en aplicaciones marinas, para aguas sucias, drenajes, irrigación, circulación de condensados, etc.

**Bombas verticales de funcionamiento en seco.**- En las bombas verticales no sumergidas, el motor puede estar inmediatamente sobre la bomba, o muy por encima de ésta. El elevarlo responde a la necesidad de protegerlo de una posible inundación o para hacerlo más accesible si, por ejemplo, la bomba trabaja en un pozo. El eje alargado puede ser rígido o flexible por medio de juntas universales, lo que simplifica el siempre difícil problema del alineamiento.

Se emplean muy a menudo las mismas bombas horizontales modificadas únicamente en sus cojinetes.

La aspiración es lateral (horizontal); en las bombas grandes, frecuentemente, es por abajo, aunque a veces se transforma en lateral mediante un simple codo.

La ventaja de las bombas verticales, es que requieren muy poco espacio horizontal que las hace insustituibles en barcos, pozos, etc; sin embargo se necesita un espacio vertical superior suficiente para permitir su cómodo montaje y desmontaje.

Para bombas de gran caudal, la construcción vertical resulta en general más barata que la horizontal.

**Bombas verticales sumergibles.**- Vea Fig. 1.24. El funcionamiento sumergido de las bombas centrífugas elimina el inconveniente del cebado, por lo que el impulsor se halla continuamente, aún parado, rodeado por el líquido a impulsar y, por lo tanto, la bomba está en disposición de funcionar en cualquier momento. El control de la unidad requiere únicamente la puesta en marcha del motor de accionamiento, sin necesidad de dispositivos adicionales de cebado previo.

La aspiración, que es siempre por abajo, se hace a una cierta profundidad con respecto al nivel libre del líquido (nivel friático). Si esta profundidad es menor de lo debido, 2 ó 3 veces el diámetro del orificio de aspiración, se pueden crear en la superficie vórtices o remolinos por cuyo centro se introduce aire en la bomba, con la consiguiente pérdida de caudal y deficiente funcionamiento.

El eje del que van provistas estas bombas, va guiado normalmente por cojinetes de fricción separados a intervalos regulares (de 1,5 a 3 metros) y lubricados por aceite, grasa, o el mismo líquido bombeado; en este último caso, el eje se suele disponer en el interior de la tubería de impulsión vertical, cerca del motor, en que ésta se desvía horizontalmente mediante un codo adecuado.

## SUMERGIBLE

### Aplicaciones

Las Bombas Goulds combinan la ingeniería hidráulica de las bombas de turbina para que correspondan al diseño de alta tecnología de los motores eléctricos sumergibles.

### Características

- 1 Tubo de Descarga**  
Propiamente diseñado para máximas velocidades de agua a fin de asegurar el rendimiento hidráulico pico.
- 2 Tazón de Descarga**  
Varios tamaños de descarga disponible para rosca NPT o tubo bridado.
- 3 Cojinete de Descarga**  
Cojinete de bronce protegido en la parte superior extra largo, asegura la alineación positiva del eje y la estabilización para larga duración.
- 4 Tazón Intermedio**  
De hierro fundido de grano apretado (Clase 30); con conductos de agua revestidos de vidrio para máxima eficiencia y resistencia a la abrasión.
- 5 Impulsores**  
Diseñados para máxima eficiencia con amplios límites de cobertura hidráulica y equilibrados de precisión para operación suave.
- 6 Collar de Empuje Hacia Arriba**  
Diseñado para margen de seguridad extra contra posibles empujes hacia arriba momentáneos que ocurren al arrancar.
- 7 Cojinetes de Tazón Intermedio**  
Cojinetes de bronce o goma, confiables de larga duración.
- 8 Collares con Traba**  
Maquinados con precisión para asegurar la traba positiva del impulsor al eje de la bomba.
- 9 Eje de la Bomba**  
De acero inoxidable de alta resistencia de 100.00 libras/pulgada<sup>2</sup>, proporciona resistencia estructural y excelente resistencia a la corrosión. Esmaltado y pulido para una superficie de cojinete suave.
- 10 Entrada de Succión**  
Contorneada para una entrada suave del caudal. Protegido por una cesta de aspiración de acero inoxidable sobredimensionada para impedir la entrada de sólidos dañinos.
- 11 Adaptador de Succión**  
De hierro dúctil, proporciona un aumento de resistencia y alineación positiva del motor. El área abierta permite acceso fácil al acoplamiento de la bomba/motor.
- 12 Acoplamiento de la Bomba/Motor**  
Acoplamiento grande de acero inoxidable maquinado con precisión para el alineamiento, equilibrio y transmisión de potencia perfectos.

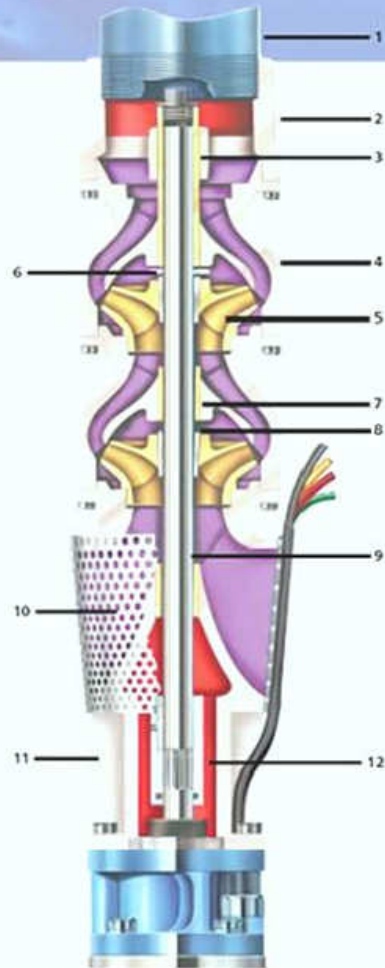


Fig. 1.24 Bomba sumergible: componentes

En los casos de lubricación por grasa o aceite, el eje va dentro de un tubo portador de los cojinetes, siendo este conjunto, a su vez, exterior o interior a la tubería de impulsión.

Las bombas sumergibles tienen la ventaja de ocupar un espacio horizontal mínimo, sólo el necesario para acomodar el motor vertical y la impulsión, siendo incluso ésta a veces subterránea.

Las ventajas hidráulicas son evidentes al desaparecer todos los problemas de aspiración que constituyen el principal inconveniente en el funcionamiento de las bombas centrífugas. Desde un punto de vista mecánico, esta disposición presenta grandes inconvenientes con respecto a la horizontal. Las bombas son inicialmente más caras y su mantenimiento mucho más elevado, ya que cualquier reparación exige el desmontaje de la bomba para izarla a la superficie. El eje alargado, sometido a los cojinetes a un trabajo duro que sobre todo, si están lubricados por agua o líquidos sin grandes propiedades lubricantes, hace que su vida sea corta e imprevisible.

Los tipos más importantes de bombas verticales sumergibles son:  
Bombas turbinas verticales o de pozo profundo;  
Bombas de hélice



Fig 1.26 Bombas turbinas verticales

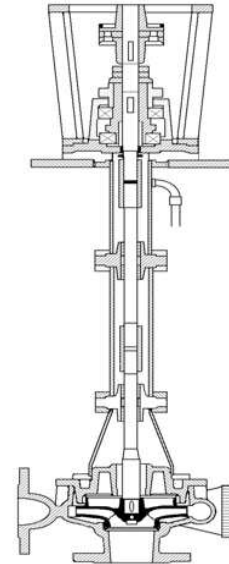


Fig 1.25 Bomba turbina vertical

Las **BOMBAS TURBINAS VERTICALES**.- Ver Fig 1.25, Fig 1.26. Son unidades de bombeo diseñadas para operar en pozos profundos, cisternas, cárcamos o encapsulada en barril como elevadora de presión (booster) capaz de soportar una gran fuerza axial.

La construcción vertical reduce el espacio requerido de instalación y permite el uso de una cimentación sencilla. El impulsor de aspiración simple, puede ser radial o diagonal, según las condiciones de servicio y su construcción cerrada o semiabierta.

Los impulsores semiabiertos, sin embargo, aparte de su mayor empuje axial, hasta el 50% mayor, requieren un ajuste vertical más cuidadoso durante el montaje. El conjunto de difusores de la bomba y la tubería de impulsión, cuelgan del cabezal sobre el que va montado el motor.

A veces, los difusores se recubren interiormente de un esmalte especial que disminuye la rugosidad de la fundición y las pérdidas hidráulicas consiguientes, aumentando la eficiencia, dotando de una cierta uniformidad a las distintas unidades, lográndose una mejor resistencia a la corrosión y a la abrasión.

La construcción de estas bombas permite montar el número de etapas deseado, que puede llegar a 20 o más, añadiendo difusores e impulsores semejantes uno sobre otro, lo que dota de cierta elasticidad a las aplicaciones, con las consiguientes ventajas de estandarización, disponibilidad de repuestos, etc; no obstante, estas bombas participan de las desventajas mencionadas para las bombas verticales

sumergidas, de ser caras y exigir unos costes de mantenimiento elevados. Las bombas verticales de turbina han llegado a un grado de perfección notable con eficiencias altas y determinadas ventajas hidráulicas; aunque empezaron siendo empleadas exclusivamente para riego en pozos y perforaciones, sus aplicaciones industriales aumentan cada vez más, siendo en la actualidad más numerosas que las agrícolas, por lo que la denominación de bombas de pozo profundo va desapareciendo para adaptarse a la de bombas de turbina vertical.

Dentro de este tipo se pueden distinguir las bombas provistas de eje alargado y accionadas por motor sumergible dispuesto inmediatamente por debajo de la bomba o bombas buzo.

Existen dos tipos de bombas turbina vertical de acuerdo a sistema de lubricación empleado: bombas lubricadas por aceite y bombas lubricadas por agua.

**Bombas de turbina verticales con el motor por encima.**- En estas bombas, ver Fig 1.27 el eje va por el interior de la tubería de impulsión, desnudo si la lubricación es por aceite, o dentro de un tubo protector si la lubricación es por agua de una fuente externa. El conjunto de impulsores y eje soportado por los cojinetes de empuje están colocados en el mismo cabezal o en la parte superior del motor, si su eje y el de la bomba están rígidamente acoplados (motores de eje hueco).

Con estas bombas se pueden alcanzar unos 200 metros columna de agua ( m.c.a.), pero los problemas que ocasionan las imperfecciones en la rectitud del eje, influyen en gran manera en la vida de los cojinetes y en las vibraciones durante el funcionamiento, que crecen en gran manera con la longitud del eje.



Fig. 1.27 Bomba turbina vertical

**Bombas de turbina verticales con el motor sumergido.**- Ver Fig. 1.28. Con objeto de evitar las desventajas que se derivan de la excesiva longitud del eje, en las bombas sumergidas se han desarrollado motores eléctricos capaces de funcionar rodeados de líquido y de dimensiones tales que les permite ir montados en el interior del pozo. De esta forma, colocando los motores inmediatamente por debajo de la bomba, desaparece la necesidad del eje, cojinetes y tubo protector, por lo que la tubería de impulsión puede ser de menor diámetro para pérdidas de carga semejantes. Los motores pueden ser de funcionamiento en seco con cierre hermético, o inundados, en cuyo caso los aislamientos tienen características muy especiales. Las ventajas del motor sumergido se hacen apreciables, sobre todo, en pozos muy profundos de más de 30 m, o bien inclinados o curvados. El espacio requerido en la superficie es,

evidentemente mínimo e incluso nulo con descarga subterránea.

Las desventajas son una menor eficiencia y menor vida del motor y la necesidad ineludible del desmontaje total para cualquier revisión o reparación de la bomba o del motor.

Las **BOMBAS VERTICALES DE HÉLICE**.- Ver Fig. 1.29. son aptas para manejar grandes caudales con pequeñas alturas; a menudo, son bombas hélice en posición vertical y funcionamiento sumergido. La simplicidad de estas bombas llega algunas veces a ser máxima, consistiendo sólo en el impulsor axial abierto provisto de un eje vertical, que gira dentro de la tubería de impulsión. A veces pueden llevar un difusor o algunos álabes directores; a la entrada se pueden disponer también álabes directores con objeto de evitar o reducir una prerotación excesiva de la vena líquida en la aspiración, que puede dar lugar a remolinos o vórtices en la superficie del líquido. El eje puede estar lubricado por aceite, en cuyo caso va dispuesto dentro del correspondiente tubo protector con los cojinetes de apoyo. El impulsor puede ir en voladizo o bien tener un cojinete inferior, que aunque constituye un pequeño estorbo para la aspiración, tiene un papel importante dada la estrecha tolerancia radial entre el impulsor y la tubería que le rodea.

---

#### 1.4. Tuberías y accesorios utilizados en los diferentes sistemas de conducción de fluidos

Todos los fluidos, compresibles o incompresibles, que fluyen a través de un conducto, pierden irreversiblemente energía debido a la fricción del fluido con las paredes de la tubería y otras menores restricciones al flujo como las que se pierden en válvulas, accesorios, orificios, etc..

En este capítulo el objetivo principal consiste en determinar la cantidad de energía que se pierde por fricción en las tuberías de succión y descarga de las bombas, considerando que los caudales varían y por lo tanto también varía también la energía de carga que el equipo rotatorio debe proporcionar.

Para el cálculo de las pérdidas de energía por fricción y en especial para el caso del agua (o líquidos cuya viscosidad es muy parecida), existen varias fórmulas que han sido probadas eficientemente, además de la ecuación ya conocida de Darcy-Weisbach. Se puede citar la de Manning, Scobery, Hassen-Williams, Karman, etc..

**Ec. Darcy-Weisbach**, que se utilizó en el capítulo anterior, ec.(7.2.1):

$$H_f = f \cdot \left( \frac{L}{D} \right) \cdot \left( \frac{v^2}{2g} \right) \quad \text{Donde:} \quad f = \xi \left( NRe, \frac{\epsilon}{D}, \text{Diagrama Moody} \right)$$

Donde el factor de fricción o de rozamiento depende del Número de Reynolds (NRe),

de la rugosidad relativa ( $\epsilon/D$ ) y del diagrama de Moody. Estos conceptos fueron analizados en la materia de Flujo de Fluidos.

- (f) es el factor de fricción
- (Hf) es la energía que se pierde
- (L) es longitud del tubo (incluido la longitudes equivalentes de válvulas y accesorios.
- (D) es el diámetro del tubo
- (v) es la velocidad de flujo
- (g) es la aceleración de la gravedad
- ( $\epsilon/D$ ) es la rugosidad relativa del material

**Ec. Hazzen-Williams**, que se usará en este estudio y que determina la velocidad (velocidad) de flujo:

$$v = 0.8494 \cdot C \cdot R^{0.63} \cdot S^{0.54} \quad \text{Donde: } S = \frac{H_f}{L} \quad (1.1)$$

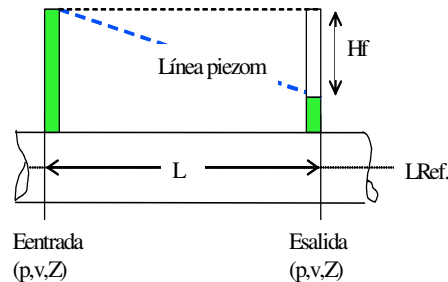
Donde (S) es la pérdida de carga unitaria (o sea pérdida por unidad de longitud), que gráficamente representa la pendiente de la línea piezométrica

(C) es el coeficiente de rozamiento del material del tubo (100, 120, etc.) y que tiene que ver con el grado de desgaste y uso del tubo.

Para tubos cilíndricos:  $R = \frac{D}{4}$  (R) Es el radio hidráulico.

Sustituyendo:

$$v = 0.8494 \cdot C \cdot \left(\frac{D}{4}\right)^{0.63} \cdot \left(\frac{H_f}{L}\right)^{0.54}$$



**Fig. 1.1**

Y para relacionar la velocidad con el caudal (Q) y el area (A) de flujo:

$$Q = v \cdot A = v \cdot \left(\pi \cdot \frac{D^2}{4}\right)$$

Sustituyendo:  $Q = 0.8494 \cdot \pi \cdot C \cdot \left(\frac{D^{2.63}}{4^{1.63}}\right) \cdot \left(\frac{H_f}{L}\right)^{0.54}$

$$Q = 0.278 \cdot C \cdot D^{2.63} \cdot \left(\frac{H_f}{L}\right)^{0.54} \quad (1.2)$$



Donde se observa que el caudal (Q) es directamente proporcional a las pérdidas lineales (Hf / L). La longitud (L), el diámetro (D) y el material del tubo (factor C) quedan por definirse.

Con esta ecuación Hazzen-Williams fué capaz de desarrollar un monograma que permite de manera más rápida obtener resultados gráficamente, sin necesidad de cálculos. En cambio la ecuación de Darcy, hace uso del diagrama de Moody, lo cual lo vuelve más lento y por lo tanto menos práctico en tratándose de sistemas de tuberías.

Despejando Hf de la misma ec. :

$$H_f = L \cdot \left( \frac{Q}{0.278 \cdot C \cdot D^{2.63}} \right)^{\frac{1}{0.54}} \quad (1.3)$$

Donde, si:  $\left( \frac{Q}{0.278 \cdot C \cdot D^{2.63}} \right)^{\frac{1}{0.54}} = S \quad (1.4)$

$H_f = L \cdot S$  (S) es la pérdida de carga unitaria 1m de columna/1000m lineal

Observe que la inversa del exponente es:  $\frac{1}{0.54} = 1.852$

Se factoriza (Q):  $S = \left( \frac{1}{0.278 \cdot C \cdot D^{2.63}} \right)^{1.852} \cdot Q^{1.852}$

Si se le llama:  $J = \left( \frac{1}{0.278 \cdot C \cdot D^{2.63}} \right)^{1.852}$

La ec. 8.1.3 se puede escribir así:

$$H_f = J \cdot L \cdot Q^{1.85} \quad Q \text{ en m}^3/\text{seg} \quad (1.7)$$

$$H_f = J \cdot L \cdot \frac{Q^{1.85}}{(1000)^2} \quad Q \text{ en litros/seg}$$

Esta expresión indica que las pérdidas de energía (carga) unitaria debido a la fricción dentro de una tubería varía directamente del caudal que se conduce.

### Ejemplo 1.3

Una tubería usada de acero (C=110) de 30 cm de diámetro transporta 100 litros por segundo de agua. Calcule la pérdida de energía por fricción (altura de carga) en 1200 m de tubería y compare resultados.

- Aplique la fórmula de Darcy-Weisbach.
- Aplique la fórmula de Hazzen-Williams.

#### Solución:

#### 1. INFORMACION

##### 1.1 Datos:

C = 110      Acero Usado

D = 0.3·m      L = 1200·m      Q = 0.100· $\frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$

f = 0.026      Tabla para agua (Directo sin usar el diagrama de Moody)

##### 1.2 Requerimiento:

Determinar la pérdida aplicando diferentes formulas y compare resultados

#### 2. FORMULARIO

2.1 La Pérdida de energía por fricción aplicando la ec. de Darcy-Weisbach:

$$H_f = f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \left(\frac{v^2}{2g}\right) \quad H_f = \text{función de la}(v)$$

2.2 La Pérdida de energía por fricción aplicando la ec. de Hazzen-Williams:

$$H_f = J \cdot L \cdot Q^{1.852} \quad H_f = \text{función de la}(Q, J, L)$$

$$J = \left( \frac{1}{0.278 \cdot C \cdot D^{2.63}} \right)^{1.852}$$

2.3 Velocidad de flujo:  $v = \frac{Q}{A}$

2.4 Area de flujo:  $A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$

### 3. CALCULOS

3.1 Area de flujo:  $A = \pi \cdot \frac{0.3^2}{4}$        $A = 0.071 \cdot \text{m}^2$

3.2 Velocidad de flujo:  $v = \frac{0.1}{0.071}$        $v = 1.408 \cdot \frac{\text{m}}{\text{seg}}$

3.3 La Pérdida de energía aplicando la ec. de Darcy-Weisbach:

$$H_f = 0.026 \cdot \left( \frac{1200}{0.3} \right) \cdot \left( \frac{1.408^2}{2 \times 9.81} \right) \quad \boxed{H_f = 10.508 \cdot \text{m}}$$

3.4 La Pérdida de energía aplicando la ec. de Hazzen-Williams:

$$C_{ww} := 110 \quad D := 0.3 \quad Q := 0.1 \quad L_{ww} := 1200$$

$$J_{ww} := \left( \frac{1}{0.278 \cdot C \cdot D^{2.63}} \right)^{1.852} \quad J = 0.625$$

$$H_f := J \cdot L \cdot (Q)^{1.852} \quad H_f = 10.543$$

### 4. COMENTARIO

La diferencia entre ambos resultados es mínima, de apenas 0.4 %

---

#### Ejemplo 1.4

Un caudal de 30 L/seg de agua se extrae de una fosa a 2.5 metros y se descarga a una altura de 37.5 metros como se ve en la figura 1.1. La longitud de tubería de succión es de 4 metros y la de descarga es de 40 metros. Determine el diámetro económico de la succión y de la descarga con la ec. de Bresse; y calcule la potencia requerida del motor considerando que la eficiencia de la bomba es de 70 por ciento .

**Solución:**

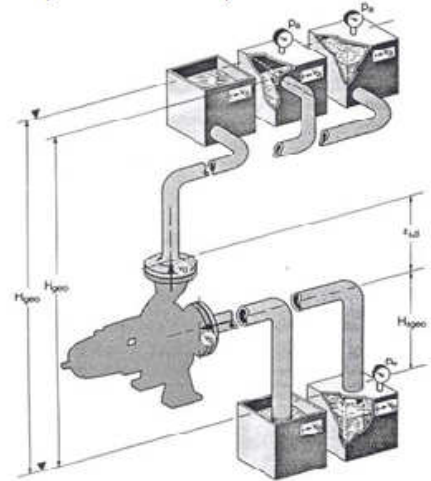
#### 1. INFORMACION

### 1.1 Datos (Sistema Internacional)

$$Q = 30 \cdot \frac{L}{\text{seg}} = 30 \frac{L}{s} \cdot \left( \frac{1m^3}{1000L} \right) = 0.03 \frac{m^3}{s}$$

$$z1 = -2.5m \quad z2 = 37.5m \quad \eta = 0.70$$

$$Ls = 4m \quad Ld = 40m \quad \rho W = 1000 \cdot \frac{kg}{m^3}$$



### 1.2 Requerimientos

Diámetro de la tubería (succión y descarga)  
y potencia del motor

## 2. FORMULARIO

2.1 Diámetro económico (Según fórmula adimensional de Bresse):

$$D = B \cdot \sqrt{Q} \quad B=0.7 \text{ a } 1.6$$

2.2 Potencia de la bomba: 
$$Pot = \frac{(g \cdot \rho) \cdot Q \cdot H}{k \cdot \eta}$$

2.3 Energía requerida haciendo un análisis energético:

$$Ee + H - Hf = Es$$

Ee = Entrada a la tubería de succión (atmósfera)

Es = Salida de la tubería de descarga (atmósfera)

H = Energía suministrada por la bomba

Seleccionar los puntos de energía más apropiados según datos disponibles.

Ee ( $Z_e, v_e, p_e=0$ )

Es ( $Z_s, v_s, p_s=0$ )

$$H = \left[ Z_s + \frac{(v_s)^2}{2 \cdot g} \right]_{\text{salida}} - \left[ Z_e + \frac{(v_e)^2}{2 \cdot g} \right]_{\text{entrada}} + Hf$$

2.4 Energías de velocidad 
$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi \cdot D^2}$$

## 2.5 Pérdidas de energía por fricción en tuberías y accesorios:

$$L = L_{eq} + L_t \quad H_f = H_{fs} \cdot L_s + H_{fd} \cdot L_d$$

## 2.6 Pérdidas de energía, con ecuación de Hazzen-Williams (C=130):

$$H_f = J \cdot L \cdot Q^{1.852} \quad Q \text{ en m}^3/\text{seg}$$

$$J = \left( \frac{1}{0.278 \cdot C \cdot D^{2.63}} \right)^{1.852} \quad \frac{H_f}{L} = 10.706 \cdot C^{-1.852} \cdot D^{-4.87} \cdot Q^{1.852}$$

## 3. CALCULOS

### 3.1 Diámetro económico (Según fórmula de Bresse):

$$D = B \cdot \sqrt{Q} \quad B=0.7 \text{ a } 1.6 \quad B := 1.2$$

$$D = 1.2 \cdot \sqrt[2]{0.03} \quad D = 0.208 \text{ m} \quad D = 8.187 \text{ pulg.}$$

$$D_d = 8 \text{ pulg} = (0.20 \text{ m})$$

$$D_s = 10 \text{ pulg} = (0.25 \text{ m})$$

### 3.2 Pérdidas de energía, con ecuación de Hazen-Williams (C=130):

$$\frac{H_f}{L} = 10.706 \cdot C^{-1.852} \cdot Q^{1.852} \cdot D^{-4.87} \quad C := 130 \quad Q := 0.03$$

Pérdida de Energía por metro de tubo en la succión:  $D_s := 0.25$

$$H_{fs} := 10.706 \cdot C^{-1.852} \cdot Q^{1.852} \cdot D_s^{-4.87} \quad H_{fs} = 1.684 \times 10^{-3}$$

Pérdida de Energía por metro de tubo en la Descarga:  $D_d := 0.20$

$$H_{fd} = 10.706 \cdot C^{-1.852} \cdot Q^{1.852} \cdot D_d^{-4.87} \quad H_{fd} = 4.991 \times 10^{-3}$$

### 3.3 Pérdidas de energía por fricción en tuberías y las pérdidas menores (los accesorios):

$$L = (L_{eq} + L_t) \quad H_f = H_{fs} \cdot L_s + H_{fd} \cdot L_d$$

En succión:

Valvula de pie y filtro-----65.0m  
Codo-----4.1m  
Tubo (tramo succión)-----4.0m

$$L_s = 73.1\text{m}$$

En descarga:

Valvula retención-----16.0m  
2 Codos-----6.6m  
Valvula compuesta abierta-----1.4m  
Salida tubo descarga-----6.0m  
Tubo (tramo descarga)-----40.0m

$$L_d = 70.0\text{m}$$

$$H_{fs}(L_s) = 0.123\text{m}$$

$$H_{fd}(L_d) = 0.349\text{m}$$

$$H_f = 0.471\text{m}$$

$$1.684 \times 10^{-3} \cdot (73.1) = 0.123$$

$$4.991 \times 10^{-3} \cdot (70.0) = 0.349$$

### 3.4 Energías de velocidades de entrada y salida

#### a) Areas de flujo de entrada y salida

$$A_e = \pi \cdot \frac{(25 \cdot \text{cm})^2}{4} \cdot \left( \frac{1\text{m}^2}{10^4\text{cm}^2} \right) = 0.049\text{m}^2 \quad A_s = \pi \cdot \frac{(20 \cdot \text{cm})^2}{4} = 0.031\text{m}^2$$

#### b) Velocidades de entrada y salida

$$v_e = \frac{0.03 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{0.049\text{m}^2} = 0.612 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad v_s = \frac{0.03 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}}{0.031\text{m}^2} = 0.968 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### 3.5 Energías de velocidad de entrada y salida

$$\frac{(v_e)^2}{2 \cdot g} = \frac{\left(0.612 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)^2}{2 \cdot \left(9.81 \cdot \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}\right)} = 0.019\text{m}$$

$$\frac{(v_s)^2}{2 \cdot g} = \frac{\left(0.968 \frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)^2}{2 \cdot \left(9.81 \cdot \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}\right)} = 0.048\text{m}$$

### 3.6 Energía requerida:

$$H = \left[ Z_s + \frac{(v_s)^2}{2 \cdot g} \right]_{\text{salida}} - \left[ Z_e + \frac{(v_e)^2}{2 \cdot g} \right]_{\text{entrada}} + H_f$$

$$H = (37.5 + 0.048)_{\text{salida}} - (-2.5 + 0.019)_{\text{entrada}} + 0.471$$

$$H = 40.5\text{m}$$

3.7 Potencia teórica requerida:

$$\text{Pot} = \frac{\left[ 1 \cdot \frac{\text{kgf}}{\text{kg}} \cdot \left( 1000 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \right] \cdot \left( 0.03 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \right) \cdot (40.5\text{m})}{\left[ 75 \cdot \left( \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{seg}} \right) \right]} = 16.2 \cdot \text{CV}$$

3.7 Potencia requerida por la bomba debido a la eficiencia:

$$\text{Pot} = \frac{(16.2 \cdot \text{CV})}{0.70} = 23.14 \text{CV} \quad \text{El motor comercial más próximo es de 25 HP}$$

---

### Ejemplo 1.5

Calcule la velocidad específica de una bomba diseñada para moverse a 600 RPM operando a máxima eficiencia e impulsando 1135 m<sup>3</sup> por hora a una altura de carga de 20 metros.

**Solución:**

#### 1. INFORMACION

1.1 Datos (Sistema Internacional)

$$Q = 1135 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \quad 1135 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \cdot \left( \frac{1 \cdot \text{hr}}{3600 \cdot \text{s}} \right) = 0.315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$H = 20\text{m}$$

$$N = 600 \cdot \text{RPM}$$

1.2 Requerimientos

Velocidad específica

#### 2. FORMULARIO

2.1 Velocidad específica

$$N_s = \frac{3.65 \cdot N \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

### 3. CALCULOS

#### 3.1 Velocidad específica

$$N_s = \frac{3.65 \cdot (600) \cdot \left(0.315 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^{\frac{1}{2}}}{(20\text{m})^{\frac{3}{4}}} \quad N = 129.9 \cdot \text{rpm}$$

---

#### Ejemplo 1.6

Una bomba centrífuga presenta los siguiente datos de comportamiento cuando bombea agua a su máxima capacidad:

Velocidad de rotación=58.3 rps

Caudal=0.012 m<sup>3</sup>/s

Altura de carga=70 m

Presión de succión neta=18 m

Potencia=12 000 Watts

Evalúe los datos de comportamiento con una bomba homóloga con el doble de diámetro de impulsor operando a la mitad de la velocidad rotacional y el mismo fluido.

**Solución:**

#### 1. INFORMACION

##### 1.1 Datos (Sistema Internacional gravitacional)

$$Q = 0.012 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad N = 58.3 \cdot \text{RPM} \quad P_o = 12000 \text{Watts}$$

$$H = 70\text{m} \quad \text{NPSH} = 18\text{m}$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{2} \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{2}{1}$$

##### 1.2 Requerimientos

Datos de comportamiento de la bomba homóloga



## 2. FORMULARIO

2.1.- Ley de Relación de alturas de carga

$$\left(\frac{Hd_1}{Hd_2}\right) = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad \text{----}\epsilon 1$$

2.2.- Ley de Relación de Presiones (p).

$$\left(\frac{NPSH_1}{NPSH_2}\right) = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right) \quad \text{---- } \epsilon 2$$

2.3.- Ley de Relación de potencias (Po).

$$\left(\frac{Po_1}{Po_2}\right) = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right) \quad \text{---- } \epsilon 3$$

2.4.- Ley de Relación de caudales (Q).

$$\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right) = \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad \text{---- } \epsilon 4$$

## 3. CALCULOS

3.1.- Ley de Relación de alturas de carga

$$\left(\frac{Hd_1}{Hd_2}\right) = \left(\frac{2}{1}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^2 = 1 \quad Hd_2 = Hd_1 = 70m$$

3.2.- Ley de Relación de Presiones (p).

$$\left(\frac{NPSH_1}{NPSH_2}\right) = \left(\frac{2}{1}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{1}\right) = 1 \quad NPSH_2 = NPSH_1 = 18m$$

3.3.- Ley de Relación de potencias (Po).

$$\left(\frac{Po_1}{Po_2}\right) = \left(\frac{2}{1}\right)^3 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^5 \cdot \left(\frac{1}{1}\right) = \frac{1}{4} \quad Po_2 = 4 \cdot Po_1 = 4 \cdot (12000) = 48000 \text{Watts}$$

3.4.- Ley de Relación de caudales (Q).

$$\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right) = \left(\frac{2}{1}\right) \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^3 = \frac{1}{4}$$

$$Q_2 = 4 \cdot Q_1 = 4 \cdot \left(0.012 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) = 0.048 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

o

e

ing. Jose cruz