



Capítulo 11

Bombas

Bombas centrífugas

Dentro de un líquido en reposo, la presión absoluta que existe en cualquier punto es función del peso del líquido sobre ese punto (expresado en pascales, kilogramos fuerzas sobre metro cuadrado u en otras unidades de presión), más la presión de trabajo expresada en pascales ejercida sobre la superficie del líquido (presión atmosférica si el recipiente está abierto).

Esta presión es la misma en todas las direcciones y se ejerce perpendicularmente a cualquier superficie en contacto con el líquido. Las presiones dentro de un líquido pueden verse también como causadas por una columna de líquido, que debido a su peso, ejerce una presión igual a la presión que se mide en ese punto. Esta columna líquida ya sea real o imaginaria, es llamada en ingeniería, la carga, columna o cabeza estática y se expresa por lo general en metros o pies de líquido.

Las presiones, columnas, cargas o cabezas son formas diferentes de expresar los mismos conceptos. En la industria, cuando se usa el término presión, se refiere por lo general a unidades medidas en Pa, $\frac{kg}{cm^2}$, *psi*, etc., mientras que con el término de cabeza, columna o carga se utilizan metros o pies de líquido que se están bombeando. Esos valores son mutuamente convertibles, uno en el otro tal como se indica a continuación:

$$\frac{psi \times 2.31}{\rho_R} = \text{cabeza en pies}$$

$$\frac{\frac{kg}{cm^2}}{\rho_R} = \text{columna en metros}$$

$$\frac{Pa \times 1.023 \times 10^{-4}}{\rho_R} = \text{carga en metros}$$

Las presiones o columnas se miden por lo general con manómetros. El manómetro mide la presión que existe por arriba de la atmosférica; por lo que para convertir esa presión en absoluta se debe recordar que:

$$P_{\text{absoluta}} = P_{\text{manométrica}} + P_{\text{atmosférica}}$$

La presión atmosférica al nivel del mar es:

$$760 \text{ mm de Hg} = 10.33 \text{ m de agua} = 1 \text{ atm} = 14.7 \text{ psi} = 1.033 \frac{kg}{cm^2} = 101,000 \text{ Pa}$$

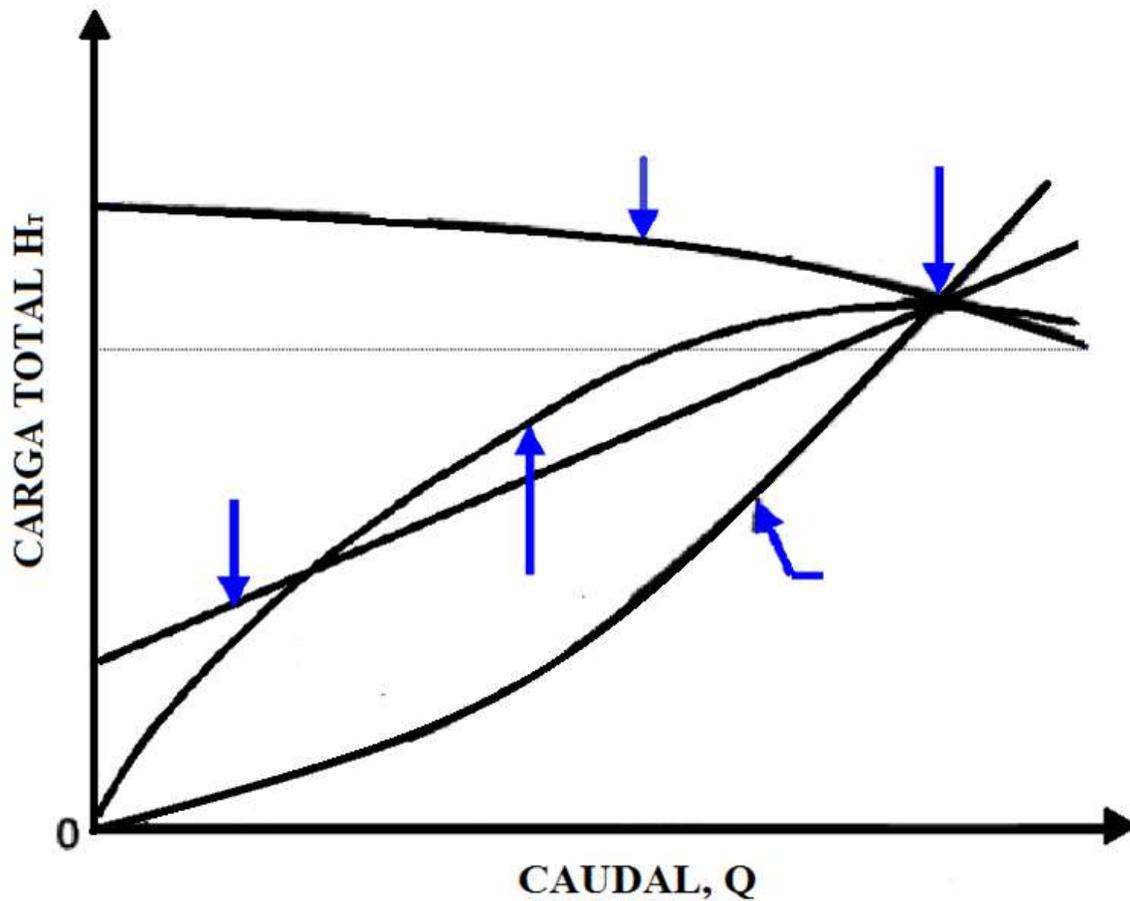
Como en muchos problemas de bombeo se usan presiones diferenciales, las presiones manométricas tal como se leen se usan sin convertirlas en presiones absolutas.

Las bombas son aparatos o equipo diseñados para mover líquidos.

Existen cuatro curvas características para conocer las propiedades de una bomba, todas en función del caudal las cuales se muestran a continuación:

- 1) Carga Total del sistema
- 2) Eficiencia
- 3) BHP

NPSH



La cabeza requerida para causar el flujo de un sistema y la definición de ese término se puede comprender si se examinan las siguientes figuras:

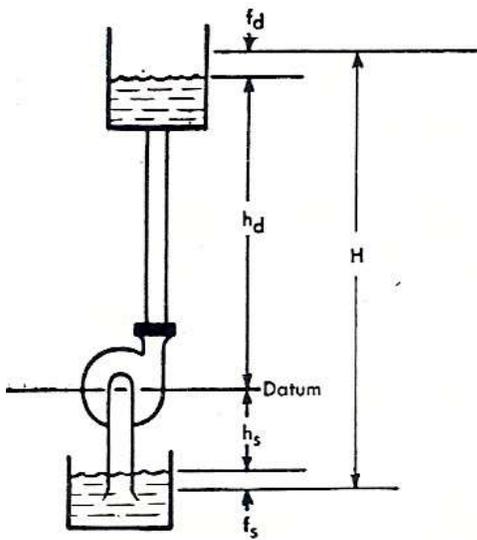


Figura 1

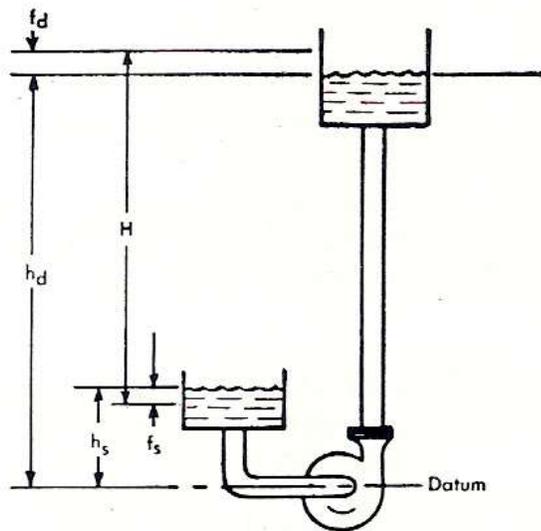


Figura 2

Para la figura 1 con succión por debajo de la bomba, el manómetro dará una lectura de vacío.

$$H = h_d + h_s + f_d + f_s + \frac{Vd^2}{2gc}$$

Para la figura 2 con succión por arriba de la bomba, el manómetro dará lectura positiva.

$$H = h_d - h_s + f_d + f_s + \frac{Vd^2}{2gc}$$

En donde:

H = cabeza total = cabeza proporcionada por la bomba en metros (cabeza dinámica).

h_d = cabeza estática de descarga en metros = distancia vertical entre el centro de la bomba (datum) y la superficie del líquido en la descarga.

h_s = Cabeza estática de succión en metros = distancia vertical entre la superficie del líquido en la succión y el centro de la bomba.

f_d = cabeza de fricción en la descarga = pérdidas por fricción en la línea de descarga causadas por tubos, válvulas, conexiones, codos, etc. expresada en metros.

f_s = cabeza de fricción en la succión.

$\frac{Vd^2}{2gc}$ = cabeza de velocidad en la descarga de la bomba en metros = Energía

requerida para hacer que el líquido obtenga la velocidad V . Esta cabeza puede ser relativamente pequeña.

Cabeza de velocidad o energía cinética hv

$$hv = \frac{V^2}{2gc} = 0.0155 V^2 = \frac{0.00254 \text{ GPM}^2}{D^4} = \frac{0.00127 \left(\frac{\text{Bbl}}{h}\right)^2}{D^4}$$

D= in; Bbl = barriles = 42 galones = 159 litros. V = ft /s; hv = ft.

$$hv = \frac{V^2}{2gc} = 0.0509 V^2 = 0.0826 \frac{Ca^2}{D^4}$$

V= m /s ; hv = m ; D =m ; Ca = m³/s

Ejemplo 1

¿Cuál será la cabeza de velocidad si por un sistema con un diámetro interno de 0.254 m pasa un caudal de 100 L /s?

$$hv = \frac{V^2}{2gc} = 0.0509 V^2 = 0.0826 \frac{Ca^2}{D^4} = 0.198 \text{ m}$$

Como la cabeza de velocidad en la mayoría de las instalaciones es menor a 0.5 m, en los sistemas con grandes cargas o cabezas de bombeo este término es una parte relativamente pequeña de la cabeza total. Sin embargo, en las instalaciones con pequeñas cabezas de bombeo puede ser una parte significativa de la cabeza total.

Al hacer las pruebas de bombeo, la cabeza se mide por lo general mediante manómetros. Como un manómetro sólo indica la cabeza de presión, las cabezas de velocidad se pueden calcular mediante las ecuaciones anteriores.

Los líquidos son aproximadamente incompresible, de hecho, lo suficientemente, para que no sean necesarias las correcciones a baja y mediana presión. Sin embargo, a muy altas presiones hay que tomar en cuenta el cambio en la densidad.

Cuando se considera a los líquidos como incompresibles, se tiene una relación entre la cantidad de líquido que fluye por un conducto y la velocidad de flujo, esta relación es:

$$Ca = A u \quad \text{o también} \quad u = \frac{Ca}{A}$$

En el sistema SI

$$u = \frac{m}{s} = \frac{Ca}{\frac{\pi}{4} D^2} = 1.2732 \frac{Ca}{D^2} = 2.122 \times 10^{-5} \frac{LPM}{D^2}$$

En donde: Ca = m³/s; D = m

En el sistema inglés:

$$u = \frac{ft}{s} = \frac{0.4085 \text{ GPM}}{D^2} = \frac{0.2859 \left(\frac{Bbl}{h} \right)}{D^2}$$

D= in , 42 galones = 1 barril

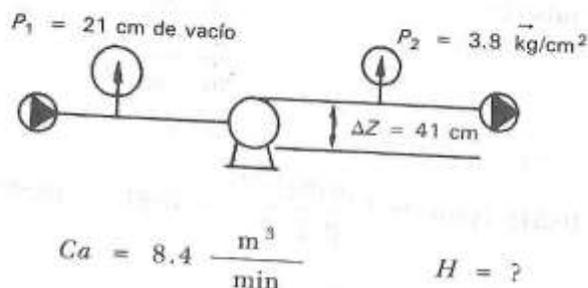
Ejemplo 2

¿Cuál es la velocidad que tenía el líquido en la línea del ejemplo anterior?

$$u = \frac{m}{s} = \frac{Ca}{\frac{\pi}{4} D^2} = 1.2732 \frac{Ca}{D^2} = 2.122 \times 10^{-5} \frac{LPM}{D^2} = 1.97 \text{ m/s}$$

Ejemplo 3

En una instalación de bombeo desea calcularse la cabeza desarrollada por una bomba que impulsa un caudal de 8.4 m³ de agua por minuto. La tubería de descarga de la bomba tiene un diámetro de 30 cm y tiene instalado un manómetro que indica una presión de 3.8 kg fuerza/cm². En la tubería de aspiración, de 35 cm de diámetro, se cuenta con vacuómetro, que da una lectura de 21 cm de Hg de vacío. La distancia vertical entre el manómetro y el vacuómetro es de 41 cm. La presión atmosférica es de 76 cm de Hg.



2.- Planteamiento.

2.1.- Cabeza, carga o columna.

$$\Delta H = \frac{\Delta u^2}{2gc} + \Delta Z \frac{g}{gc} + \frac{\Delta P}{\rho}$$

Si se desprecia la energía potencial $\Delta Z=0$, si se desprecia la energía cinética $\Delta u^2 =0$, entonces:

$$\Delta H = \frac{P_2 - P_1}{\rho}$$

3.- Cálculos.

3.1.- Presiones.

$$P_2 = 10333 + 3.8 \frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{cm}^2} \times 10000 \frac{\text{cm}^2}{\text{m}^2} = 4.8 \times 10^4 \frac{\overrightarrow{\text{kg}}}{\text{m}^2}$$

Presión en 1

$$P_1 = 76 - 21 = 55 \text{ cm de Hg} \times \frac{10333}{76} = 7.47 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

3.2.- Cabeza despreciando las energías cinéticas y potenciales.

$$\Delta H = \frac{4.8 \times 10^4 - 7.47 \times 10^3}{1000} = 40.53 \frac{\text{kgm}}{\text{kg}}$$

3.3.- Cabeza sin despreciar las energías cinéticas y potenciales.

$$u_1 = \frac{8.4 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{60 \times 0.785} = 1.455 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_2 = \frac{8.4 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{60 \times 0.785 \times (0.3)^2} = 1.981 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\Delta H = 40.53 + \frac{(1.981)^2 - (1.455)^2}{s \times 9.81} + 0.41 = 41 \frac{\text{kgm}}{\text{kg}}$$

4.- Resultados. Si se desprecia la energía cinética y potencial, la cabeza es de 40.53 kgm/kg; si no se desprecian de 41 kgm/kg.

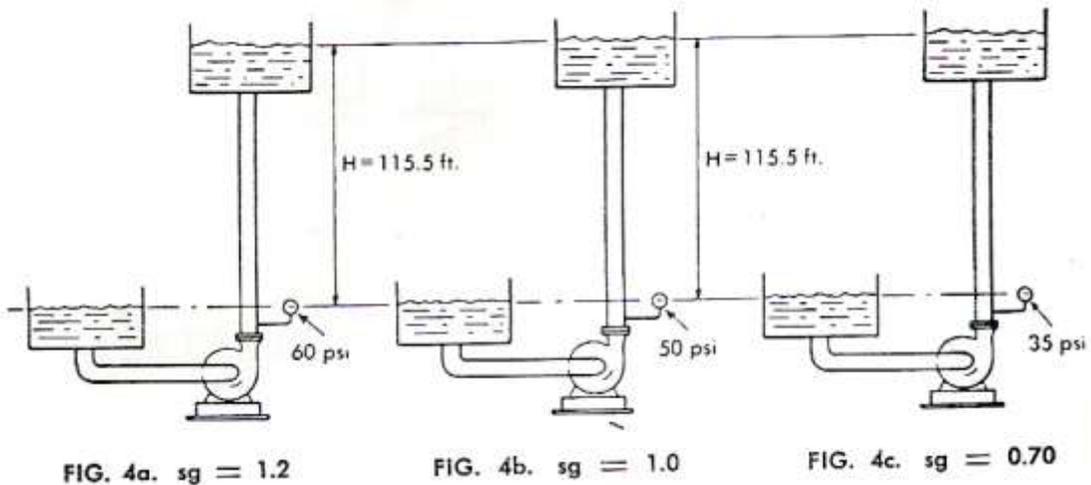
Densidad relativa y cabeza

La cabeza desarrollada por una bomba centrífuga depende de la velocidad periférica del impulsor y se expresa como:

$$H = \frac{u^2}{2gc}$$

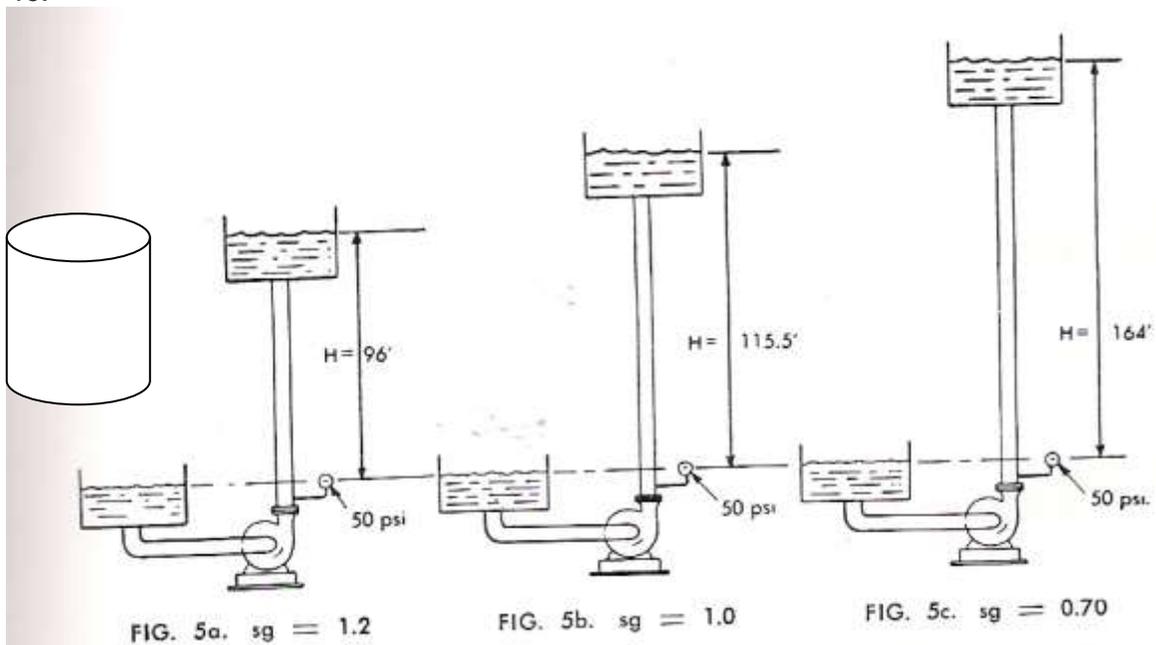
H= cabeza total a caudal cero desarrollada por la bomba en metros de líquido; u= velocidad del impulsor en m/s.

La cabeza desarrollada por la bomba es independiente de la densidad del líquido bombeado.



En la figura mostrada, la cabeza, H desarrollada por la bomba debe ser igual independientemente de si el líquido es agua con $\rho_R = 1$, gasolina con $\rho_R = 0.7$ o una salmuera con $\rho_R = 1.2$, tal como se muestra en las figuras 4a, 4b y 4c.

La presión que se leerá en el manómetro será, sin embargo, diferente aunque el diámetro del impulsor y la velocidad sean las mismas. Véase las figuras 4a, 4b y 4c.



En referencia con la figura 5 todas las bombas están mandando el líquido a 50 psi, pero debido a la diferencia en el peso específico de los líquidos cada bomba maneja una cabeza diferente. Por lo tanto, si la velocidad de las tres bombas es la misma, la bomba de la figura 5c debe tener un impulsor más grande que el de la figura 5a, que es el menor.

El comportamiento estándar de las bombas se dibuja graficando la cabeza total en metros o pies contra las capacidades en metros cúbicos por hora o en galones por minutos o en otra unidad. Por lo general se emplea agua para probar

las bombas. Como la cabeza en metros desarrollada por una bomba es independiente de la densidad, la cabeza puede leerse sin corrección si la viscosidad del líquido es parecida a la del agua. Los caballos de fuerza mostrados en las curvas se aplican sólo a líquidos parecidos al agua en densidad, para los otros líquidos se deben multiplicar los Hp por la densidad relativa del líquido bombeado.

Los caballos Hp requeridos para mover una bomba se pueden obtener de:

Potencia hidráulica:

En el sistema MKS, la potencia hidráulica será igual a:

$$\mathcal{P}_H = \frac{H \times M}{75}$$

$$H \text{ en } \frac{kgm}{kg} = m$$

$$M = \frac{kg}{s}$$

En el sistema inglés la potencia hidráulica sería:

$$\mathcal{P}_H = \frac{\text{libras de líquido} / \text{min} \times H(\text{ft})}{33000} = \frac{GPM \times H \times \rho_R}{3960}$$

La potencia al freno será:

$$\mathcal{P}_B = \frac{\mathcal{P}_H}{\eta}$$

η = eficiencia de la bomba

Consumo de energía por el motor eléctrico = $\frac{\mathcal{P}_H}{\text{eficiencia del motor}}$

KW consumidos por el motor = $\frac{P_{Hp} \times 0.746}{\text{eficiencia del motor}}$

Kwh por 100 galones de agua = $\frac{H \times 0.00315}{\text{eficiencia total}}$

Ejemplo.4

¿Cuál será la potencia de la bomba requerida si la cabeza requerida es de 10m y el caudal de agua es de 100 L /s? La eficiencia de la bomba es del 60 % ¿Cuál será la potencia al freno?

Respuesta:

La cabeza en pies será de 32.7 pies, El caudal en galones por minutos será de: 1585 galones por minuto y por lo tanto:

Potencia hidráulica:

$$P_H = \frac{\text{libras de líquido} / \text{min} \times H(\text{ft})}{33000} = \frac{\text{GPM} \times H \times \rho_R}{3960} = 13$$

La potencia al freno será:

$$B_{Hp} = \frac{W_{Hp}}{\eta} = 21.8$$

Eficiencia

La eficiencia del motor está dada por las pérdidas de energía en el estator y en el roto y se pueden obtener por el siguiente método:

- a) (PeEJ) Pérdidas por el calentamiento del motor o pérdidas por el efecto Joule sin acoplar (S/A) el motor a la bomba.

$$(PeEJ)_{(S/A)} = I_o^2 R_o$$

I_o Es la intensidad de la corriente (medida en la salida de los transformadores), con electro pinzas. R_o es la resistencia en ohms

R_o Para motor de 1 HP es de 5.25 ohms, para 2 HP 2.45 ohms, para 3 HP 1.65 ohms, para 5 HP ,0.925 ohms.

- b) Pérdidas mecánicas y magnéticas del motor sin acoplar a la bomba (PeMM).

$$PeMM = W_o - PeEJ_{\left(\frac{S}{A}\right)}$$

en donde W_o son los Watts consumidor por el motor sin acoplar.

- c) Pérdidas por el calentamiento del motor acoplado (a) a la bomba (PeEJ).

$$PeEJ_{(A)} = I^2 R_o$$

En donde I es la intensidad de la corriente (medida a la salida de los transformadores para cada gasto) y R_o es la resistencia en ohms.

- d) Pérdidas totales en el estator (PeTE).

$$PeTE = PeMM + PeEJ$$

- e) Potencia comunicada al rotor (PCR).

$$PCR = W - PeTE$$

W son los watts consumidor por el motor para gasto.

- f) Pérdidas por deslizamiento del rotor. (PeDR).

$$PeDR = PCR * S$$

En donde S es el factor de deslizamiento.

$$S = \frac{3600 - RPM}{3600}$$

En donde RPM son las revoluciones por minuto del motor con que se opera.

- g) Potencia final en la flecha del motor. Potencia al freno (PFM).

$$PFM = PCR - PeDR.$$

Por lo tanto la eficiencia del motor

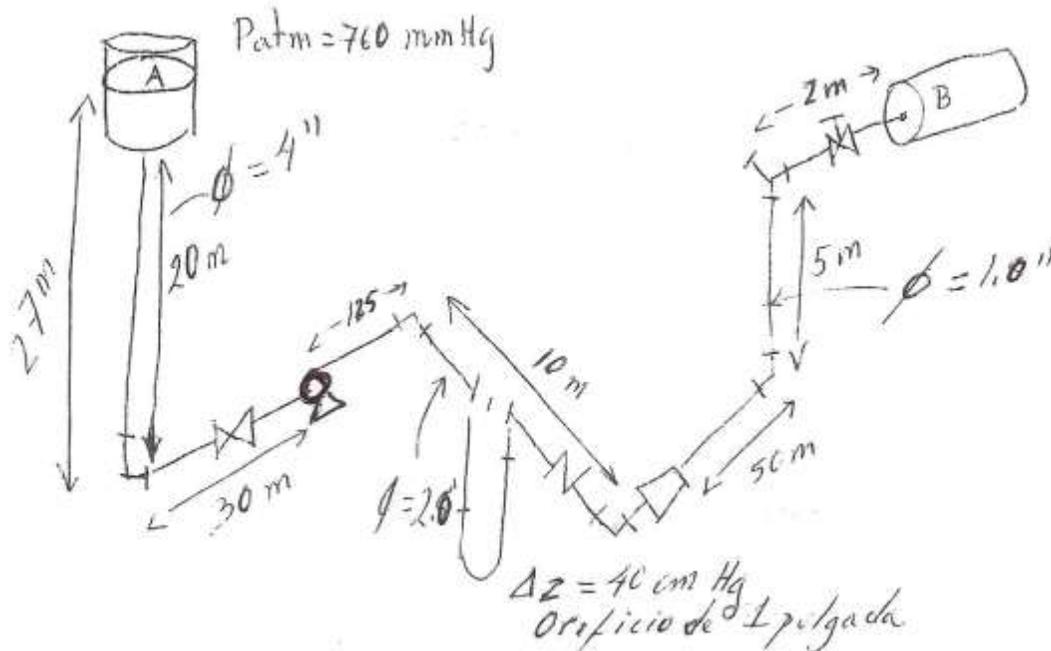
$$\eta_M = \frac{\text{potencia que da el motor a la flecha}}{\text{potencia suministrada al rotor}} = \frac{PFM}{\text{Watts}} \rightarrow$$

Todos estos cálculos están en watts. Si se hace el cambio de unidades a HP, la potencia al freno (PFM) será el conocido Break Horse Power (BHP), y si la potencia eléctrica está también en HP se denominará EHP, entonces:

$$\eta_M = \frac{BHP}{EHP}$$

Ejemplo 5

Para abastecer de agua a una caldera se trae el líquido desde un tanque elevado. El agua está a 18°C. La tubería es de acero Cd. 80. La presión en la caldera es de 15 atm manométrica. ¿Cuál es la potencia de la bomba si la eficiencia es del 60%? El medidor es de orificio de una pulgada de diámetro. La toma posterior está situada a tres diámetros del orificio ¿Cuál es el costo de la energía eléctrica si el sistema trabaja 24 horas al día? Dato: Costo del KW-h = 12 pesos.



3.- Cálculos.

3.1.- Medidor de orificio.

Datos:

Densidad del agua 970 kg /m³, diámetro de la tubería 4.925 cm, viscosidad del agua 0.3478 cps, e/D = 0.009

$$\Delta P = \Delta Z (P_{e_{Hg}} - P_{e_{agua}}) = 0.4(13600 - 970) = 5052 \frac{kg}{m^2} = 49560 Pa$$

$$\beta = \frac{0.0254}{0.04925} = 0.515$$

Como la toma posterior no está situada en la vena contracta entonces

$$Ca = A_o K \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.785 \times (0.0254)^2 \sqrt{\frac{2 \times 49560}{970}} = 3.685 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

Por lo tanto $u_o = 7.27$ m/s

Caída de presión si la toma estuviera en la vena contracta:

$$.27 = 0.61 \sqrt{\frac{2\Delta P}{970}}$$

$$\Delta P = 69045 \text{ Pa}$$

$$\Delta P \text{ perdida en el orificio} = 69045(1 - \beta^2) = 50732 \text{ Pa}$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{50732}{970} = 52.3 \frac{J}{kg} = \frac{\Sigma F}{M} \text{ orificio}$$

1.2.- Velocidades en las líneas

Línea de 2 pulgadas

Flujo en la línea = $3.685 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Velocidad en la línea de 2 " = 0.04925 m $u = 1.93 \text{ m/s}$

Línea de 4 pulgadas = 0.09718 m $u = 0.497 \text{ m/s}$

Velocidad en la línea de 1 pulgada = 0.02431 m ; $u = 7.32 \text{ m/s}$

1.3.- Pérdidas de presión en la línea de 1 pulgada.

$$Re = \frac{7.32 \times 0.02431 \times 970}{0.3478 \times 10^{-3}} = 4.97 \times 10^5$$

La rugosidad relativa es $e/D = 0.0018$ y por lo tanto el factor de fricción de Darcy es $f_D = 0.024$

L (total) = $57 + 2$ codos + contracción = $57 + 2(0.7) + 0.5 = 58.9$

$$\frac{\Sigma F}{M} = 0.024 \frac{(7.32)^2 \times 58.9}{2 \times 0.02431} = 1557.8 \frac{J}{kg}$$

1.4.- Pérdidas por fricción en la línea de 2 pulgadas.

$D = 0.04925$; $e/D = 0.0009$

$Re = 2.65 \times 10^5$; $f_D = 0.02$

Longitud total = $135 + 2$ codos + válvula = $135 + 2(1.4) + 4.2 = 142$

$$\frac{\Sigma F}{M} = 0.02 \frac{(1.93)^2 \times 142}{2 \times 0.04925} = 107 \frac{J}{kg} + \frac{\Sigma F}{M} \text{ orificio} = 107 + 52.3 = 159.3 \frac{J}{kg}$$

1.5.- Pérdidas por fricción en la línea de 4 pulgadas.

$D = 0.09718$, $u = 0.497$, $e/D = 0.00035$; $Re = 1.34 \times 10^5$; $f_D = 0.018$

Longitud total = $50 +$ entrada + codo + válvula = $50 + 1 + 2.8 + 34 = 87.8$

$$\frac{\Sigma F}{M} = 0.018 \frac{(0.497)^2 \times 87.8}{2 \times 0.09718} = 2 \frac{J}{kg}$$

1.6.- Energía potencial.

$$\Delta Zg = (5 - 27) \times 9.81 = -215.82 \frac{J}{kg}$$

1.7.- Energía de presión.

$P_2 = 15.857 \text{ kg/cm}^2 = 1550,394 \text{ Pa}$; $P_1 = 586 \text{ mm de Hg} = 77876 \text{ Pa}$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{1550394 - 77876}{970} = 1518 \frac{J}{kg}$$

1.8.- Bernoulli.

$$-215.82 + 1518 + 0 = -2 - 159.6 - 1557.8 - \frac{\tau}{M}$$

$$-\frac{\tau}{M} = 3021.58 \frac{J}{kg}$$

$$M = 3.685 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} \times 970 \frac{kg}{m^3} = 3.57 \frac{kg}{s}$$

$$\mathcal{P}_{hidráulica} = 3.57 \frac{kg}{s} \times 3021.58 \frac{J}{kg} = 10800 W$$

$$\mathcal{P}_{al freno} = \frac{10800}{0.6} = 18000 W = 24 HP.$$

1.9.- Costo.

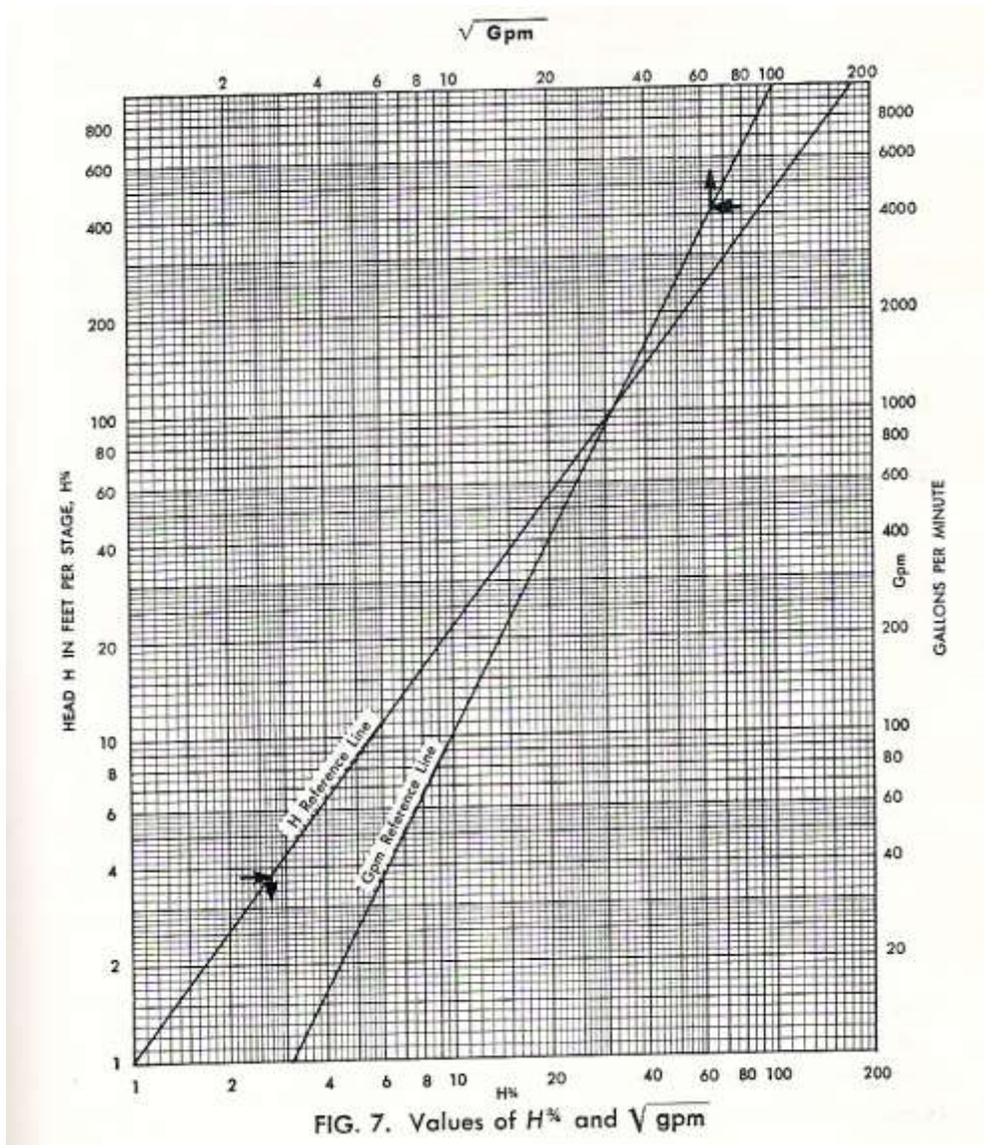
$$18000 W \times 24 h = 432 kW - h$$

$$432 kW - h \times 12 = 5184 pesos.$$

Velocidad específica

Se define como aquella velocidad en revoluciones por minuto a la cual un impulsor dado operará para mandar 1 GPM contra una cabeza dinámica de un pie. Esta definición se usa para clasificar impulsores y para predecir otras características de las bombas tal como las limitaciones en la succión.

Relación entre la velocidad específica N_s y las proporciones de las bombas, $\frac{D_2}{D_1}$



Entre los aspectos más importantes que afectan la operación de una bomba centrífuga están las condiciones en la succión. Cuando hay altos requerimientos en la succión (bajos NPSH) se reduce la capacidad y la eficiencia y con frecuencia se producen vibraciones y cavitaciones.

El efecto de la succión sobre la bomba centrífuga está relacionado con la cabeza, la capacidad y la velocidad. La relación entre estos factores se expresa como un número llamado la velocidad específica.

$$\text{Velocidad específica, } N_s = \frac{\text{RPM} \sqrt{\text{GPM}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

En donde H = cabeza por etapa en pies.

La velocidad específica de un impulsor es un índice. Se usa en el diseño de impulsores para lograr diferentes condiciones de cabeza, capacidad y velocidad. Los impulsores para dar altas cabezas tienen bajas velocidades específicas y los impulsores utilizados para bajas cabezas tienen altas velocidades específicas. La velocidad específica es un criterio valioso para determinar la máxima succión permisible, o la cabeza mínima en la succión requeridas para evitar la cavitación.

Para una cabeza y capacidad dadas una bomba con baja velocidad de succión operará con seguridad con grandes requerimientos en la succión que otra con alta velocidad específica. Si la succión es alta (más de tres metros) es con frecuencia necesario usar menor velocidad y en consecuencia una bomba mayor, mientras que si la succión es baja o hay cabezas positivas en la succión, la velocidad puede aumentarse y se usarán bombas menores.

Aumentar la velocidad si condiciones apropiadas de succión puede causar problemas de vibración y ruidos. Dos curvas de velocidades específicas (fig. 8 y Fig. 9) representan los límites superiores de velocidades específicas contra la capacidad, velocidad, cabeza y carga en la succión. Las bombas centrífugas, de flujo mixto y flujo axial se pueden seleccionar dentro de los límites mostrados en estas gráficas con una razonable seguridad de que no cavitarán.

Las curvas muestran las velocidades específicas máximas recomendadas para las operaciones normales y están basadas en la premisa de que la bomba en las condiciones señaladas está operando cerca del punto de Eficiencia óptima.

La columna en la succión o cabeza se mide desde el centro de la bomba. Las curvas se aplican a bombas con una sola etapa de doble succión y de succión simple. La primera curva Fig. 8 cubre las bombas centrífugas con velocidades específicas que van de 1500 a 6000 para bombas con doble succión y de 1100 a 4000 para bombas con succión simple. Este tipo de bombas encuentra su aplicación principalmente en el rango de cabezas medias y altas.

La segunda gráfica Fig. .9 cubre a las bombas de succión simple, flujo mezclado y las de flujo tipo axial para velocidades específicas que van de 4000 a 20000. Estas bombas se emplean ventajosamente para bajas cabezas de bombeo.

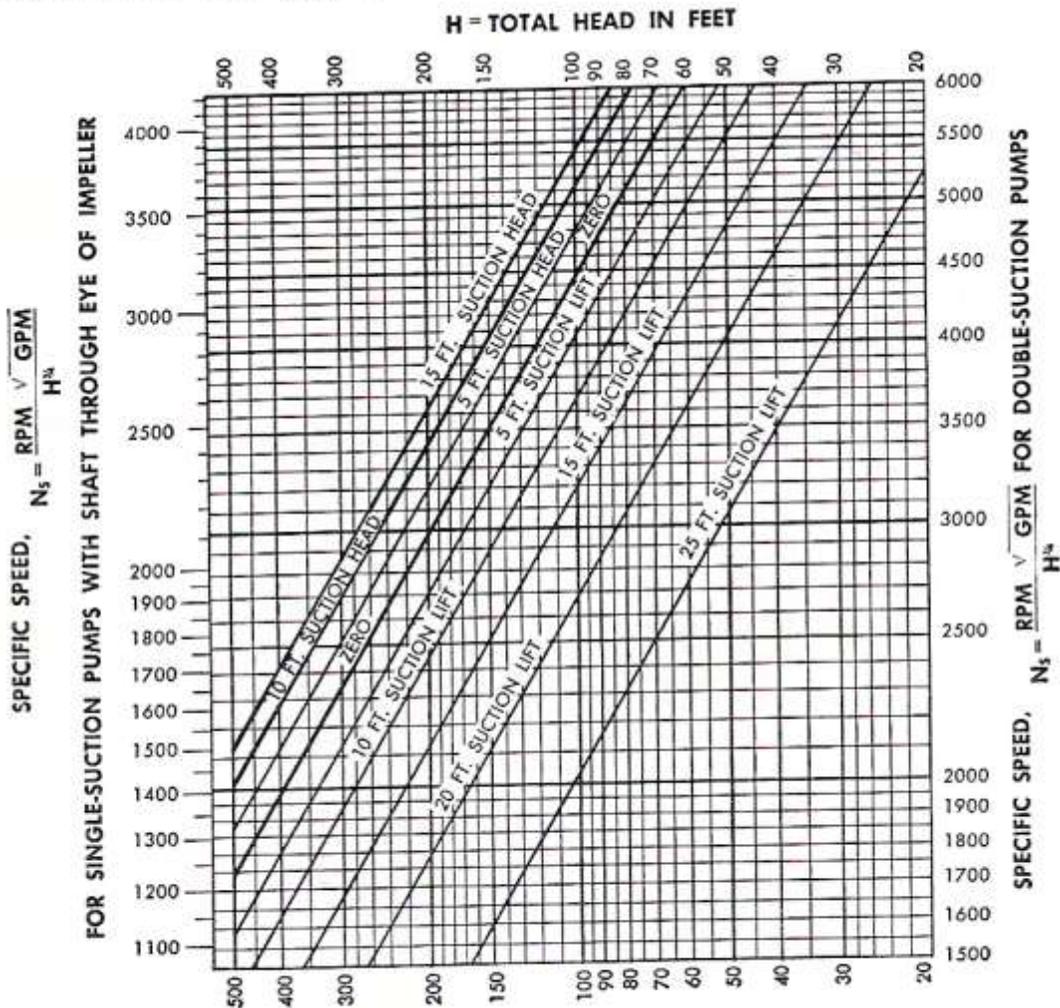


FIG. 8. Hydraulic Institute upper limits of specific speeds for single stage, single suction and double suction pumps with shaft through eye of impeller pumping clear water at sea level at 85°F.

Ejemplo 6

Una bomba con succión simple y con la flecha a través del ojo del impulsor. Si se tiene una cabeza de 100 pies y una columna de succión negativa de 15 pies ¿Cuál es el límite superior de velocidad específica requerido para evitar el peligro de cavitación?

Si se utiliza la Fig.8 se encontrará que la velocidad específica límite es de 2250.

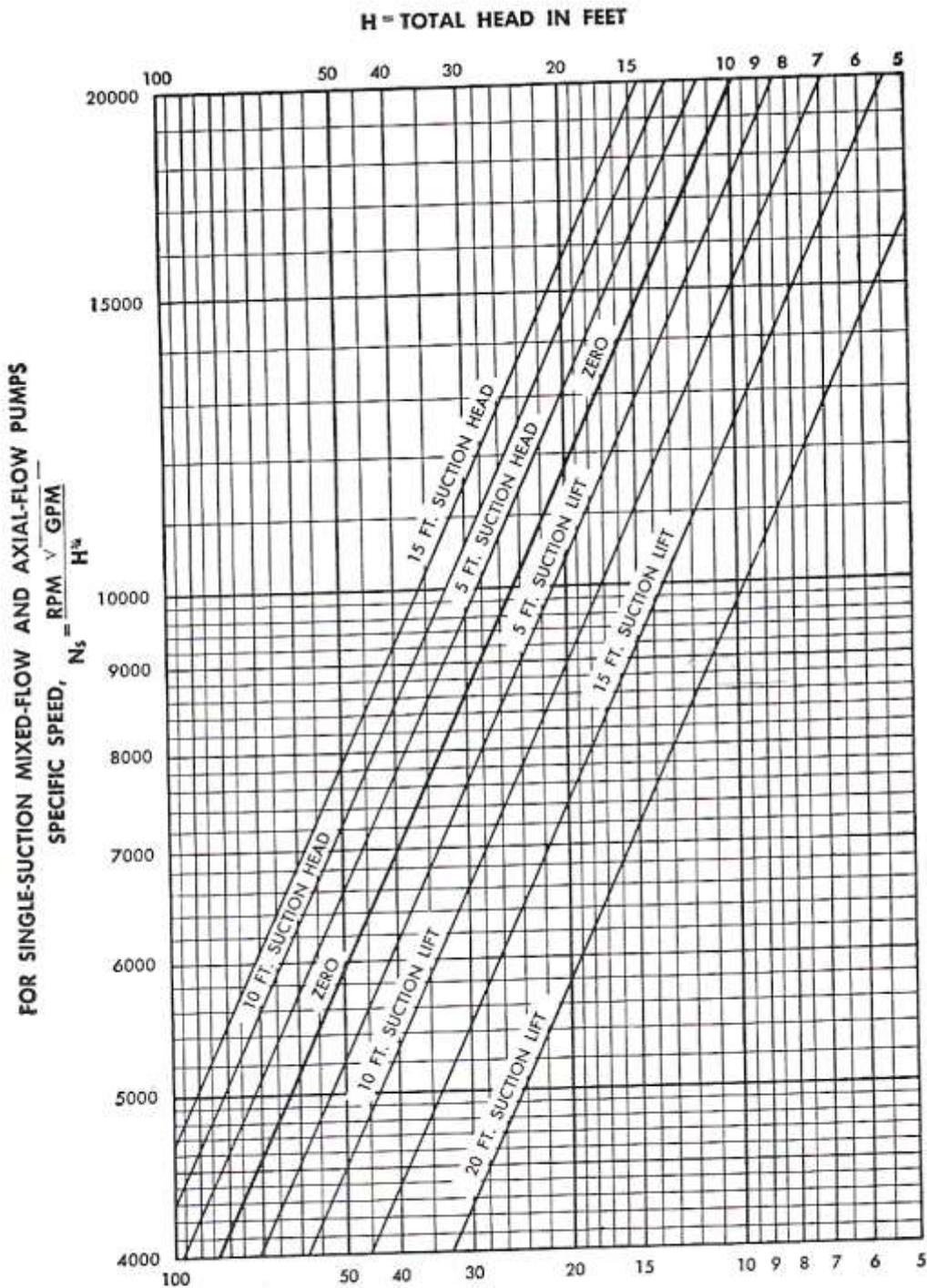


FIG. 9. Hydraulic Institute upper limits of specific speeds for single stage, single suction mixed flow and axial flow pumps pumping clear water at sea level at 85°F.

... 100 feet and a total suction lift of 15 feet,

Ejemplo.7

Bomba con doble succión. Si se tiene una cabeza total de 100 pies y una succión de 15 pies, ¿Cuál es el límite seguro de la velocidad específica?

Si se usa la curva de la figura 8 se encuentra que este límite es de 3200 este es el valor de

$$\text{Velocidad específica, } N_s = \frac{\text{RPM} \sqrt{\text{GPM}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

En la cual el volumen manejado o GPM, es la capacidad en galones por minuto de la bomba incluyen ambas succiones; y es el valor máximo que debe usarse para esta cabeza y carga en la succión.

Ejemplo 8

Una bomba está diseñada para moverse a 600 RPM operando a la máxima eficiencia cuando manda 1135.5 m³/h con una cabeza de 20 m. Calcule la velocidad específica.

1.- Planteamiento.

1.1.- Velocidad específica.

$$N_s = \frac{3.65N\sqrt{Ca}}{H^{0.75}}$$

2.- Cálculos

2.1.- Velocidad específica.

$$Ca = 0.315 \frac{m^3}{s}$$

$$N_s = \frac{3.65(600)}{20^{0.75}} \sqrt{0.315} = 130$$

3.- Resultado.

La velocidad específica es de 130

Ejemplo 9

Una bomba con succión simple flujo mezclado o una bomba con flujo axial.

Dado una cabeza de 35 pies y una succión de 10 pies, correspondiente a un impulsor sumergido, ¿Cuál es el límite seguro de la velocidad específica?

En referencia a la curva de la figura 9 se encuentra que este límite es de 9400 sobre la escala en el lado izquierdo de la gráfica.

Carga positiva neta de succión (Net positive suction head) NPSH

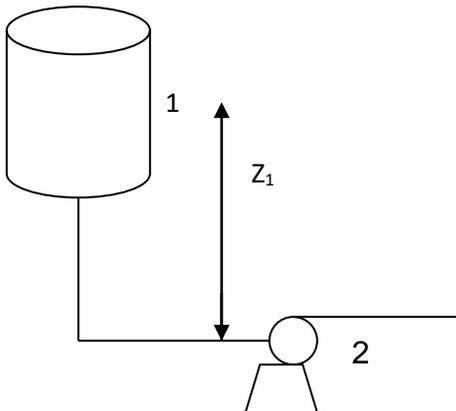
La carga positiva neta de succión CPNS, es el valor que debe tener la presión en la succión para evitar que el líquido se vaporice. La carga positiva neta de succión NPSH (por sus siglas en inglés) también puede definirse como la cabeza que

causa que el líquido fluya a través de la tubería de succión y finalmente entre al ojo del impulsor.

Esta cabeza que causa el flujo se obtiene de la presión atmosférica o de la cabeza estática más la presión atmosférica. Una bomba que opera bajo una columna de succión negativa tiene sólo la presión atmosférica. Por ello el trabajo que puede hacerse es limitado, así que el NPSH se hace importante para que opere la bomba satisfactoriamente. Hay dos valores de NPSH que deben considerarse.

NPSH requerido es una función del diseño de la bomba. Es diferente para cada fabricante de bombas y también varía con la velocidad y capacidad de una bomba dada. Este valor debe ser suministrado por el vendedor de la bomba.

CPNS o NPSH disponible.



$$(CPNS)disponible = \left(\frac{P_1}{\rho} + z_1 \frac{g}{gc} - \frac{\sum F}{M} - \frac{u_2^2}{2gc} \right) - \frac{P^o}{\rho}$$

En donde P^o es la presión de vapor del líquido a la temperatura de succión.

CPNS requerido está dado por el fabricante

$$(CPNS)disponible \geq (CPNS)requerido.$$

El NPSH disponible es función del sistema en el cual opera la bomba y se puede calcular para cada instalación. Cada bomba en un sistema para que opere satisfactoriamente debe tener un NPSH disponible igual o mayor que NPSH requerido.

Cuando la fuente de líquido está sobre la bomba

NPSH = presión barométrica en m ó ft + Cabeza estática en la succión en m ó ft – las pérdidas por fricción en la tubería de succión, en m ó ft – presión de vapor del líquido en m ó ft.

Cuando la fuente del líquido está bajo la bomba;

NPSH = Presión barométrica en m ó ft- La cabeza estática de succión en m ó ft- pérdida por fricción en la tubería de succión en m ó ft – presión de vapor del líquido en m o ft

Para ilustrar el uso de esas ecuaciones veremos los siguientes ejemplos:

Ejemplo 8

Los NPSH requeridos en una bomba de agua son de 17 ft. La temperatura del agua es de 85 ° F. la altura es de 1000 ft sobre el nivel del mar. Las pérdidas calculadas por fricción a la entrada y en la succión son de 2 ft- ¿cuál puede ser la máxima altura en la succión permisible?

Para visualizar mejor la solución del problema observe la figura 10. Las dos líneas horizontales están espaciadas a una distancia igual a la altura barométrica en pies.

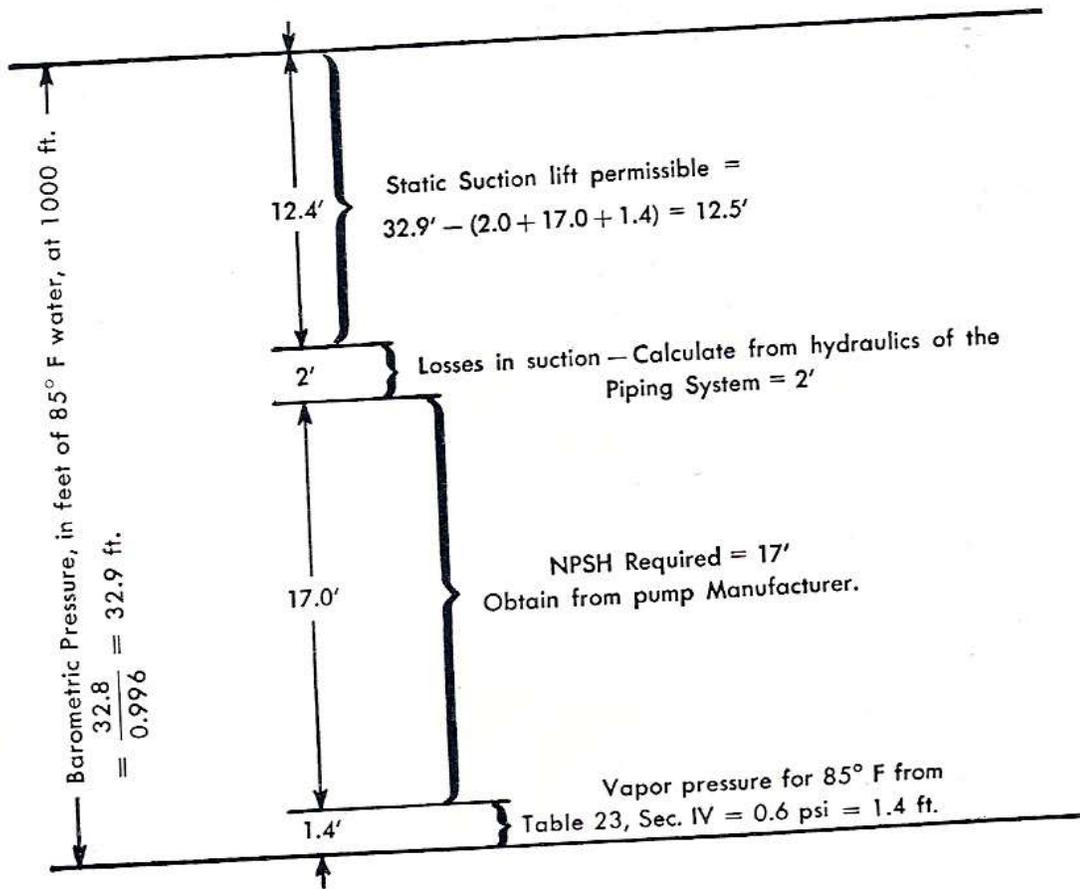


Table 23. PROPERTIES OF WATER AT VARIOUS TEMPERATURES FROM 40 TO 540 F†

Temp. F	Temp. C	Specific Volume Cu. Ft./Lb.	Specific Gravity	Wt. in Lb./Cu. Ft.	Vapor Pressure Psi Abs
40	4.4	.01602	1.0013	62.42	0.1217
50	10.0	.01603	1.0006	62.38	0.1781
60	15.6	.01604	1.0000	62.34	0.2563
70	21.1	.01606	0.9987	62.27	0.3631
80	26.7	.01608	0.9975	62.19	0.5069
90	32.2	.01610	0.9963	62.11	0.6982
100	37.8	.01613	0.9944	62.00	0.9492
120	48.9	.01620	0.9901	61.73	1.692
140	60.0	.01629	0.9846	61.39	2.889
160	71.1	.01639	0.9786	61.01	4.741
180	82.2	.01651	0.9715	60.57	7.510
200	93.3	.01663	0.9645	60.13	11.526
212	100.0	.01672	0.9593	59.81	14.696
220	104.4	.01677	0.9565	59.63	17.186
240	115.6	.01692	0.9480	59.10	24.97
260	126.7	.01709	0.9386	58.51	35.43
280	137.8	.01726	0.9293	58.00	49.20
300	148.9	.01745	0.9192	57.31	67.01
320	160.0	.01765	0.9088	56.66	89.66
340	171.1	.01787	0.8976	55.96	118.01
360	182.2	.01811	0.8857	55.22	153.04
380	193.3	.01836	0.8736	54.47	195.77
400	204.4	.01864	0.8605	53.65	247.31
420	215.6	.01894	0.8469	52.80	308.83
440	226.7	.01926	0.8328	51.92	381.59
460	237.8	.0196	0.8183	51.02	466.9
480	248.9	.0200	0.8020	50.00	566.1
500	260.0	.0204	0.7863	49.02	680.8
520	271.1	.0209	0.7674	47.85	812.4
540	282.2	.0215	0.7460	46.51	962.5

†Courtesy Hydraulic Institute. See Page 6.

TABLE 24. ATMOSPHERIC PRESSURE, BAROMETER READING AND BOILING POINT OF WATER AT VARIOUS ALTITUDES

Altitude		Barometer Reading		Atmos. Press.		Boiling Point of Water ° F
Feet	Meters	In. Hg.	Mm. Hg.	psia	Ft. Water	
- 1000	- 304.8	31.0	788	15.2	35.2	213.8
- 500	- 152.4	30.5	775	15.0	34.6	212.9
0	0.0	29.9	760	14.7	33.9	212.0
+ 500	+ 152.4	29.4	747	14.4	33.3	211.1
+ 1000	304.8	28.9	734	14.2	32.8	210.2
1500	457.2	28.3	719	13.9	32.1	209.3
2000	609.6	27.8	706	13.7	31.5	208.4
2500	762.0	27.3	694	13.4	31.0	207.4
3000	914.4	26.8	681	13.2	30.4	206.5
3500	1066.8	26.3	668	12.9	29.8	205.6
4000	1219.2	25.8	655	12.7	29.2	204.7
4500	1371.6	25.4	645	12.4	28.8	203.8
5000	1524.0	24.9	633	12.2	28.2	202.9
5500	1676.4	24.4	620	12.0	27.6	201.9
6000	1828.8	24.0	610	11.8	27.2	201.0
6500	1981.2	23.5	597	11.5	26.7	200.1
7000	2133.6	23.1	587	11.3	26.2	199.2
7500	2286.0	22.7	577	11.1	25.7	198.3
8000	2438.4	22.2	564	10.9	25.2	197.4
8500	2590.8	21.8	554	10.7	24.7	196.5
9000	2743.2	21.4	544	10.5	24.3	195.5
9500	2895.6	21.0	533	10.3	23.8	194.6
10000	3048.0	20.6	523	10.1	23.4	193.7
15000	4572.0	16.9	429	8.3	19.2	184.0

Ejemplo 9

Consideremos que tenemos los mismos datos excepto que la temperatura del agua es ahora de 190 ° F. ¿Cuál sería ahora la altura en la succión permitida?

El agua a 190°C tiene una densidad relativa de 0.97. La presión de vapor es de 9.3 psi= 22.3 pies.

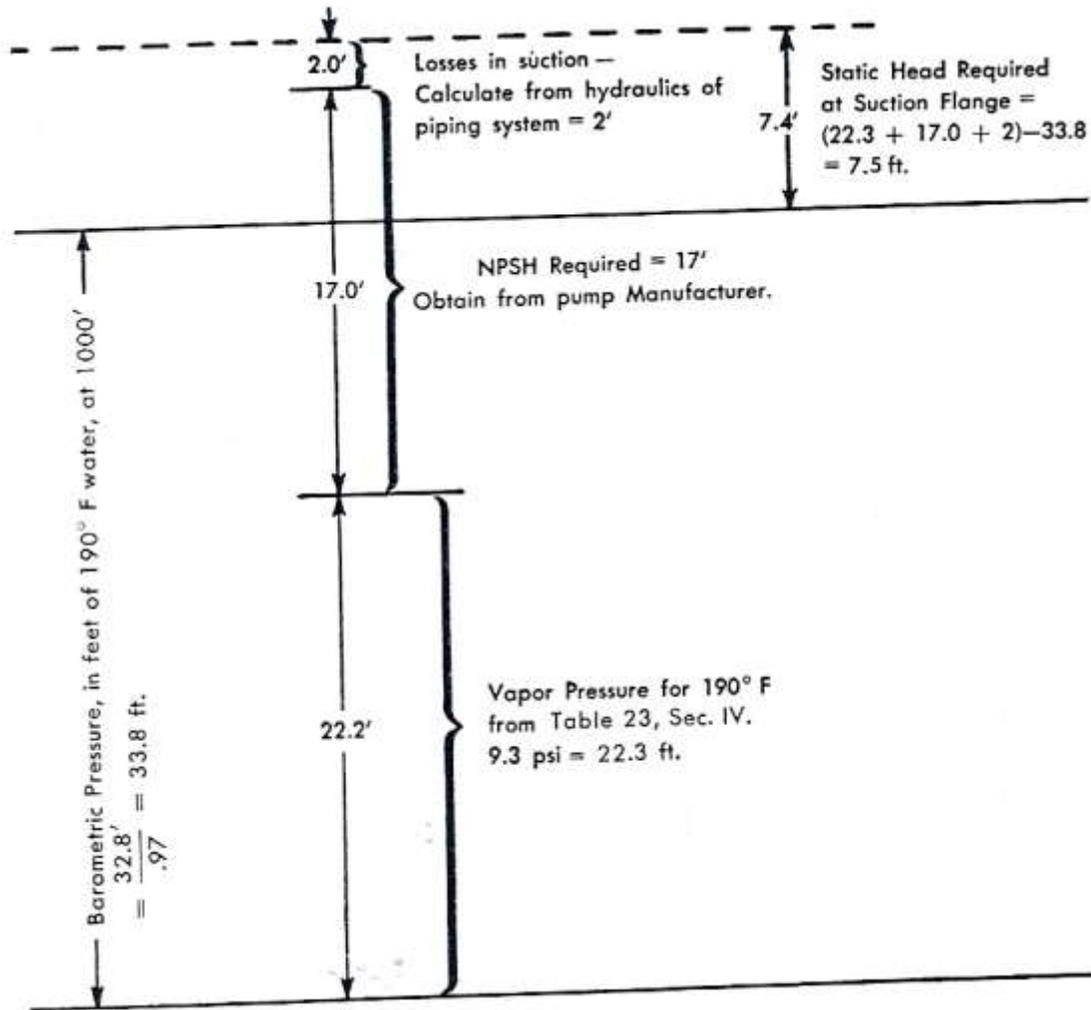


FIG. 11. Graphic solution NPSH problem for 190°F water.

En este caso debido a que la suma de la presión de vapor+ NPSH requerido + las pérdidas en la succión sobrepasan a la presión barométrica del lugar, se debe suministrar una cabeza positiva o una sumergencia para asegurar el flujo ininterrumpido de agua.

EL NPSH se aplica a toda clase de bombas, ya sean centrífugas, de desplazamiento positivo, periféricas, etc.

Posibles soluciones al problema de bajo NPSH:

- a) Diámetro insuficiente de la tubería de succión: Aumentarlo.
- b) Alta viscosidad del fluido manejado; Calentarlo
- c) Diferencia de altura insuficiente entre el tanque o recipiente que contiene el líquido y la succión de la bomba (cuando la bomba está por debajo del recipiente): Incrementar la diferencia de altura; (cuando la bomba está por arriba del recipiente; pozos p.ej. : verificar que la tubería de succión esté llena de líquido, las bombas centrifugas no bombean gases y de ser necesario y posible disminuir la diferencia de altura entre el nivel del líquido y la succión de la bomba bajando la bomba para acercarla al nivel del líquido teniendo en cuenta que la altura máxima desde la que se puede succionar un líquido, es la correspondiente a la presión atmosférica del lugar, menos la presión de vapor del líquido, en el caso del agua fría de un pozo a nivel del mar la profundidad máxima debe ser menor a 10 m, si es cercana o mayor: usar el tipo de bombas que van sumergidas en el líquido).
- d.- Líquidos en equilibrio con su vapor (esferas o "salchichas") o a su temperatura de ebullición: la altura hidrostática deberá ser suficiente para compensar las pérdidas de presión en la línea de succión.
- e.-Cualquier combinación de las anteriores.

Cavitación

La cavitación en un término usado para describir un fenómeno complejo que puede producirse en las instalaciones de bombeo. En una bomba centrífuga esto puede explicarse de la siguiente manera: Cuando un líquido fluye a través de la línea de succión y entra al ojo del impulsor de la bomba tiene lugar un aumento de velocidad. Este aumento de velocidad es acompañado por una reducción en la presión y si está cae por debajo de la presión de vapor del líquido correspondiente a la temperatura que este tiene, el líquido se vaporizará y en la corriente habrá líquido y burbujas de vapores. Continuando su camino por el impulsor, el líquido llega a una región de mayor presión y las burbujas de vapor colapsan. Es este colapso de las burbujas de vapor el que causa los ruidos en la cavitación.

La cavitación no se presenta si la instalación está bien diseñada. La cavitación causa ruidos y bajas en la eficiencia y una cavitación severa además de ruidos puede destruir el impulsor de la bomba u otras partes de la misma.

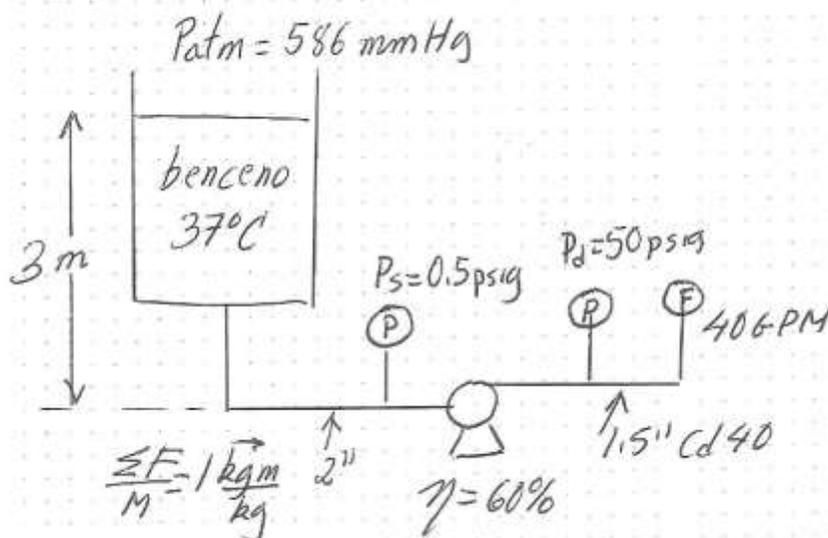
Todas las bombas pueden cavitarse, así que se debe seleccionar con cuidado la bomba y las instalaciones. Para el caso de las bombas centrífugas se deben evitar tanto como sea posible las condiciones siguientes:

- 1.- Cabezas menores que las cabezas en la mayor eficiencia de la bomba.
- 2.- Capacidades mayores que las capacidades que se tienen a la mayor eficiencia de la bomba.
- 3.- Cargas negativas grandes en la succión o cargas positivas en la succión menores que las recomendadas por el fabricante.
- 4.- Temperaturas de los líquidos mayores que aquellas para las que fue diseñado el sistema.
- 5.- Velocidades mayores que las recomendadas por el fabricante.

Ejemplo 10

Se descarga benceno a una temperatura de 37°C por un sistema de tuberías a una velocidad de 60 galones por minuto. El tanque en que está contenido el benceno está a la presión atmosférica. La presión manométrica a la descarga de la bomba es de 50 psig. La presión de succión de la bomba es de 0.5 psig. El tanque está colocado a tres metros por arriba de la bomba. La tubería de descarga es de 1.5 pulgadas Cd. 40. La tubería de succión es de 2 pulgadas Cd. 40. Las pérdidas por fricción en la tubería de succión equivalen a 1 kgm /kg. La eficiencia de la bomba es del 60 %. La densidad relativa del benceno es de 0.863 y la presión de vapor del benceno a 37 ° C es de 3.8 psig. La presión atmosférica es de 586 mm de Hg.

Calcule la cabeza o carga desarrollada por la bomba, la potencia de la bomba y el CPNS disponible.



1.- Cabeza.

$$H = \frac{P_d - P_s}{\rho}$$

Presión de descarga $P_d = 50 \text{ psig} = 343537 \text{ Pa}$

Presión de succión $= 0.5 \text{ psig} = 3435.37 \text{ Pa}$

$$\text{Cabeza} = H = \frac{343537 - 3435.37}{863} = 394 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 40 \frac{\text{kgm}}{\text{kg}} = 131.71 \frac{\text{lb-ft}}{\text{lb}}$$

2.- Potencia.

$$\text{Masa de benceno} = M = 40 \frac{\text{galones}}{\text{minuto}} \times \frac{3.785 \text{ L}}{\text{galón}} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ L}} \times \frac{863 \text{ kg}}{\text{m}^3} \times \frac{1 \text{ minuto}}{60 \text{ s}} = 2.177 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\mathcal{P} = \frac{H \times M}{\eta} = 394 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \times 2.177 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times \frac{1}{0.6} = 1429 \text{ W} = 1.82 \text{ HP}$$

3.- CPNS disponible.

$$\text{CPNS} = \frac{P_1}{\rho} + Z_1 \frac{g}{gc} - \frac{\Sigma F}{M} - \frac{u_2^2}{2gc} - \frac{P^o}{\rho}$$

La tubería de succión es de 2 " Cd. 40 DI = 0.0525 m

Velocidad en esa línea.

$$M = u \times \rho \times A = 2.177 = u \times 0.785 \times (0.0525)^2 (863)$$

Por lo tanto $u_1 = 1.164 \text{ m/s}$

La tubería de descarga es de 1.5 “

Presión de vapor del benceno $P^o = 3.8 \text{ psig} = 26108 \text{ Pa} = 2661 \text{ kg/m}^2$

Presión atmosférica = 586 mm de Hg = 7938 kg/m^2

$$\frac{P^o}{\rho} = \frac{2661}{863} = 3.08 \frac{\text{kgm}}{\text{kg}}$$

$$\frac{P_a}{\rho} = \frac{7938}{863} = 9.198 \frac{\text{kgm}}{\text{kg}}$$

$$Z_1 \frac{g}{gc} = 3 \frac{\text{kgm}}{\text{kg}}$$

$$\text{CPNS} = 9.198 + 3 - 1 - \frac{(1.164)^2}{2 \times 9.81} - 3.08 = 8.049 \text{ m}$$

Leyes de afinidad de las bombas centrífugas.

Una curva característica de las bombas puede verse en la figura 13 y 14. Se observa en ellas que se han graficado varias curvas de cabeza contra capacidad, así como varias curvas de eficiencia y Hp consumidos. En la Figura 13 el diámetro del impulsor se mantiene constante y la velocidad varía, mientras que en la figura 14, la velocidad se mantiene constante y el diámetro del impulsor varía.

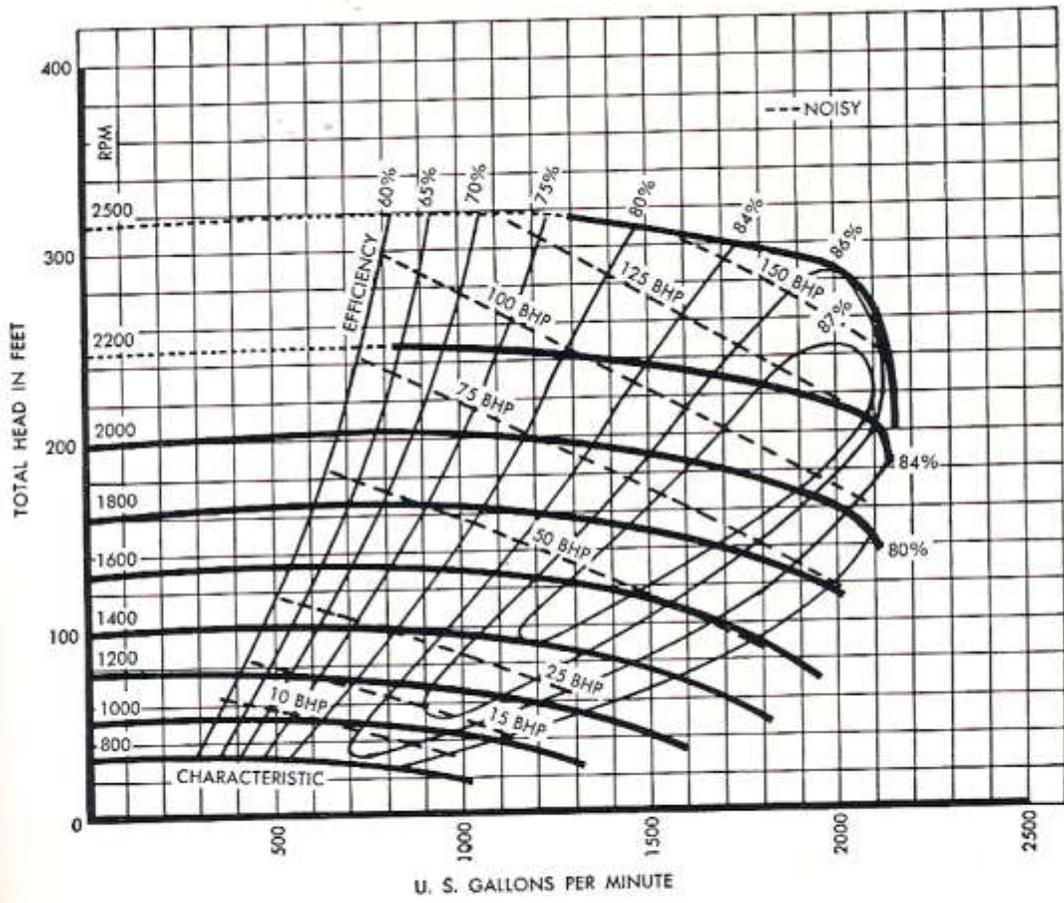


FIG. 13. Typical performance curve of a centrifugal pump with constant impeller diameter but varying speeds.

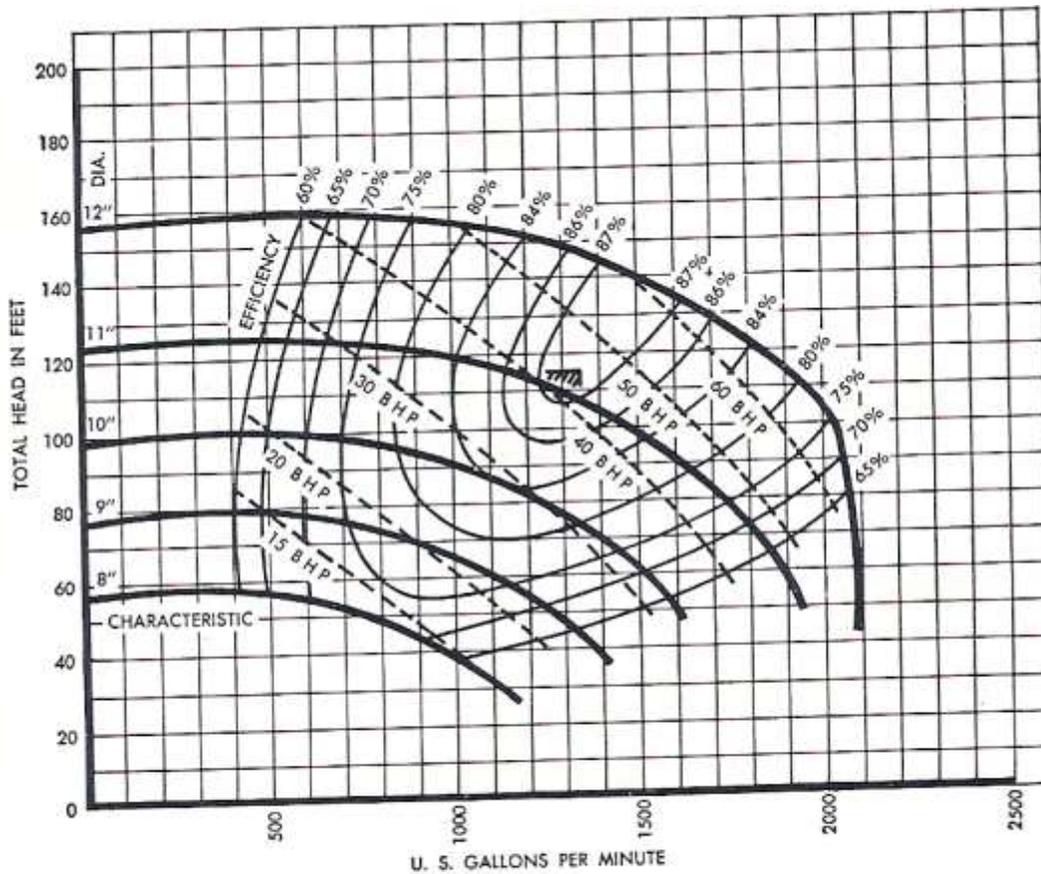


FIG. 14. Typical performance curve of a centrifugal pump at 1750 rpm but with varying impeller diameter.

Las relaciones matemáticas entre las variables se conocen como leyes de afinidad de las bombas y se expresan de la siguiente manera:

Con diámetro de impulsores constantes

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \text{Law 1a}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad \text{Law 1b}$$

$$\frac{\text{Bhp}_1}{\text{Bhp}_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad \text{Law 1c}$$

Con velocidades constantes

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad \text{Law 2a}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad \text{Law 2b}$$

$$\frac{\text{Bhp}_1}{\text{Bhp}_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad \text{Law 2c}$$

En donde:

Q_1 = capacidad inicial, H_1 = cabeza inicial, N_1 = revoluciones por minuto iniciales;
 D_1 = diámetro inicial.

Estas relaciones se muestran gráficamente en la figura 15.

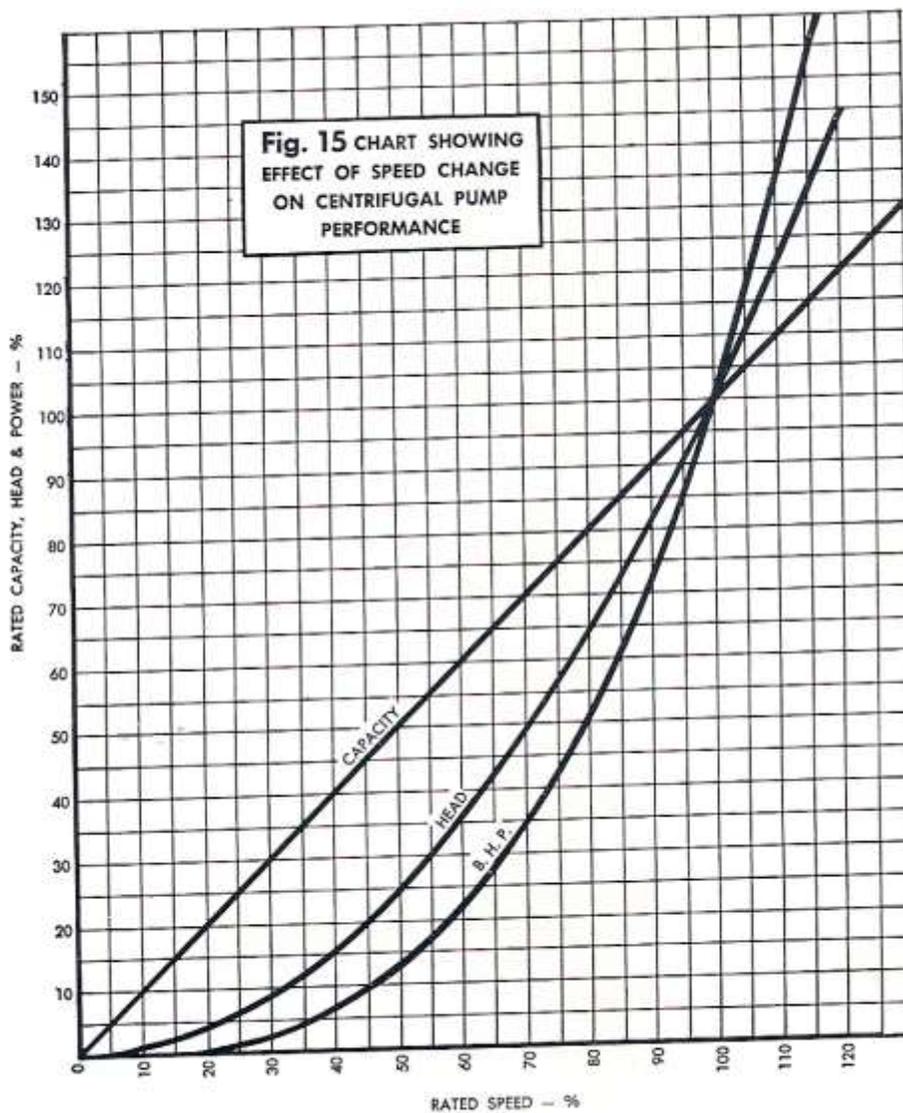


FIG. 15. Chart showing effect of speed change on centrifugal pump performance.

Cuando las gráficas tales como la de las figuras 13 y 14 están disponibles, es posible usarlas para usar los puntos intermedios por interpolación, sin embargo, hay muchos problemas reales en los cuales no se tienen estos datos a la mano y entonces se pueden usar las leyes de afinidad.

Ejemplo 10

La figura 17 es una parte de la figura 13, muestra la curva de comportamiento a 2000 RPM. Si queremos encontrar por cálculo el comportamiento a 1600 RPM aplicando la primera ley tendremos:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \text{ Por lo tanto } Q_1 = \frac{1600}{2000} \times 1700 = 1360 \text{ GPM}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2, \text{ por lo tanto: } H_1 = \left(\frac{1600}{2000} \right)^2 \times 180 = 115.2$$

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3, \text{ por lo tanto: } BHP_1 = \left(\frac{1600}{2000} \right)^3 \times 84 = 43 \text{ BHP}$$

Nota: la semejanza entre los datos calculados y los reportados. La semejanza es buena si la eficiencia de la bomba no cambia mucho. Si se grafican 1700 RPM a 180 ft, y la capacidad original y la cabeza a 200 rpm; y la capacidad final y cabeza, 1360 GPM a 115 ft a 1600 RPM en la gráfica de comportamiento dada en la figura 13 se notará que no hay cambio apreciable en la eficiencia. Este suele ser el caso general cuando se cambia el comportamiento cambiando la velocidad para las bombas que no han sido físicamente alteradas. Note que la forma general de las líneas de iso-eficiencia en la figura 13 son parabólicas.

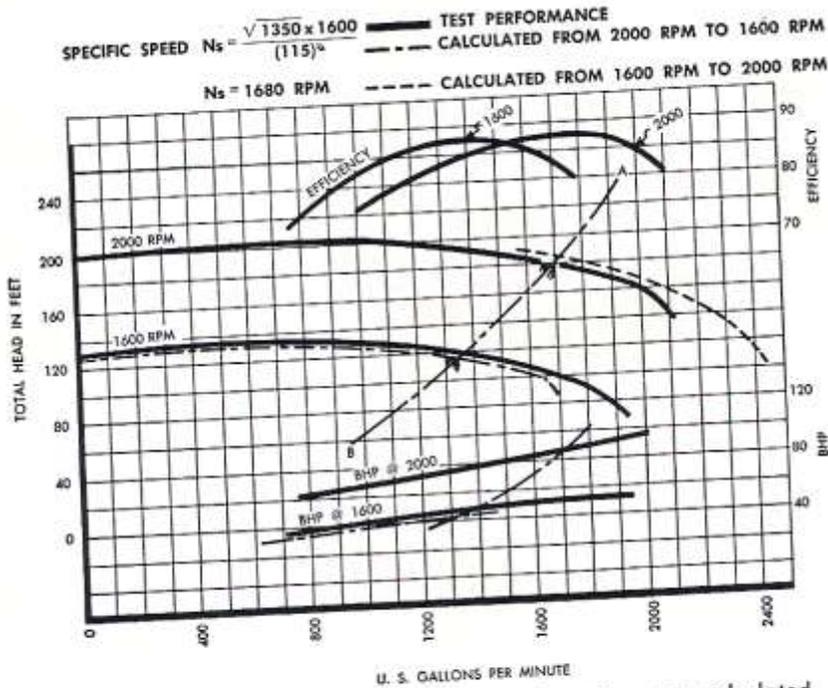


FIG. 17. Comparison of test performance with performance calculated using affinity laws for speed change.

Por lo tanto, la curva A-B de la figura 17 pasa a través de los dos puntos, uno a 2000 RPM y otros situado en la curva de las 1600RPM. La curva A-B es también parabólica y es aproximadamente paralela a las curvas de iso-eficiencias. El uso de las leyes de afinidad para calcular el comportamiento de las bombas cuando se cambia la velocidad, pero sin cambiar el diámetro del impulsor es una buena aproximación. Si se calculan varios puntos a lo largo de la curva conocida de comportamiento, una nueva curva de comportamiento puede generarse y la cual muestra el comportamiento aproximado a la nueva velocidad.

Si tenemos una bomba a 1600 RPM y calculamos su comportamiento a 2000 RPM utilizando las leyes de la afinidad, el comportamiento calculado excede al comportamiento real tal y como se muestra en la figura 17 mediante una curva segmentada. La discrepancia es pequeña pero enfatiza el hecho de que el método es sólo una buena aproximación.

Ejemplo 11

La figura 20 ilustra el comportamiento real y el calculado de una bomba con baja velocidad específica. La figura 18, sin embargo muestra una mayor discrepancia entre las pruebas reales y los cálculos resultantes con una bomba a alta velocidad específica cuando se cambia el impulsor de una bomba. Cuando se cambia el

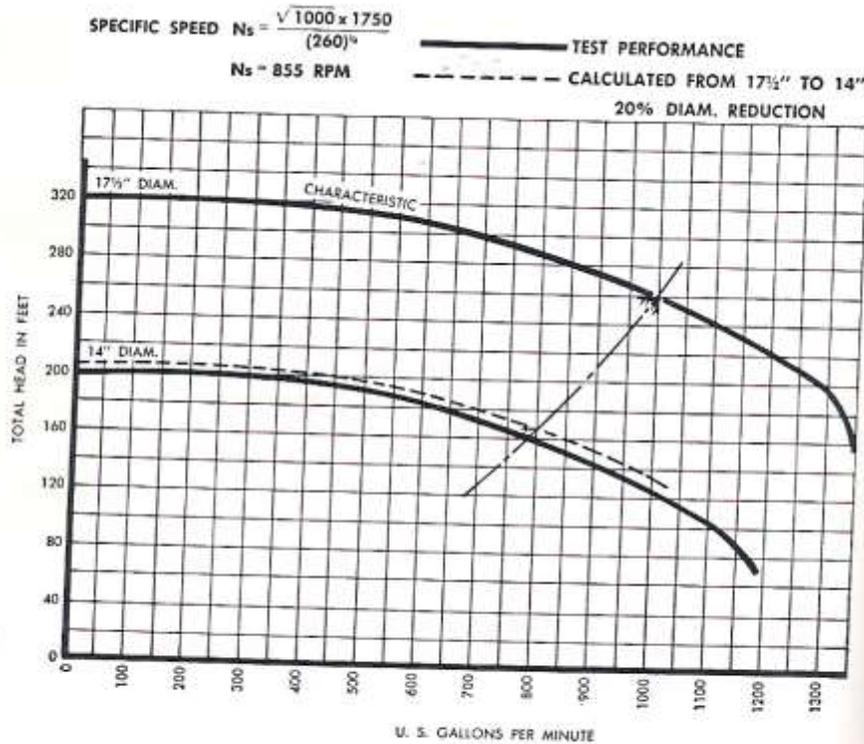


FIG. 20. Curves showing the relative agreement between test and calculated performance when applying affinity laws for diameter change for a pump with a very low specific speed $N_s = 855$.

diámetro de una bomba, las relaciones se cambian y en realidad resulta un nuevo diseño por lo que las leyes de la afinidad 2, no dan tan buen resultado como las leyes de la afinidad 1. Cuando las leyes de la afinidad se usan para calcular aumentos en las velocidades o en los diámetros, es importante

considerar el efecto en la succión para evitar la cavitación.

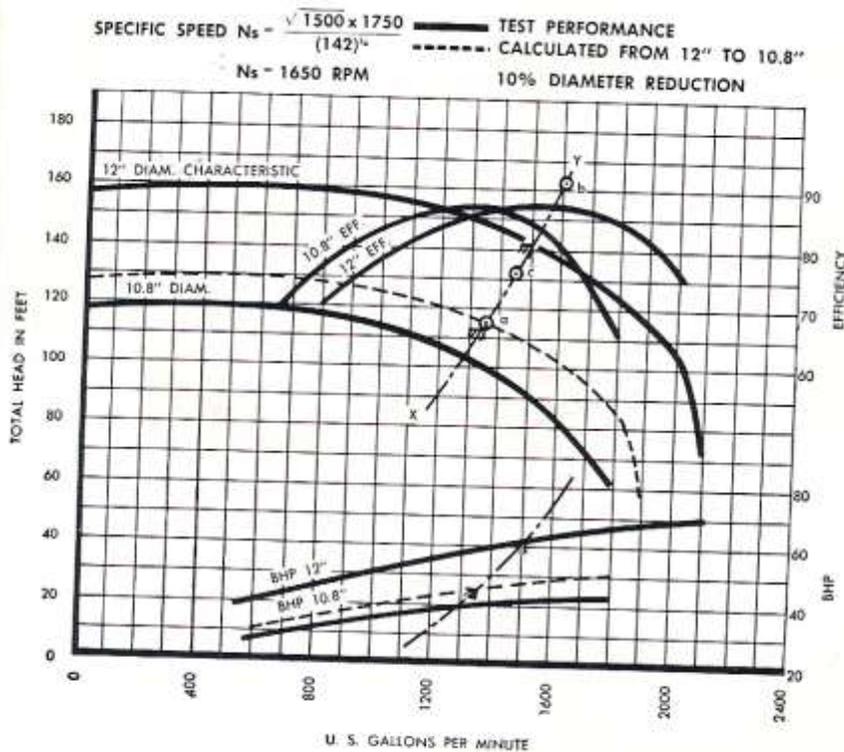


FIG. 18. Curves showing the disagreement between test and calculated performance when applying affinity laws for diameter change for a pump with specific speed $N_s = 1650$.

Ejemplo 12

Una bomba centrífuga con un impulsor de 0.02 m tiene los siguientes datos de comportamiento cuando bombea agua a su máxima capacidad.

$N = 53.3 \text{ RPS}$, $Ca = 0.012 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 70 \text{ m}$; $CPNS = 18 \text{ m}$; $P = 12 \text{ 000 W}$

Evalúe los datos de comportamiento con una bomba homóloga con el doble de diámetro del impulsor, operando a la mitad de la velocidad.

1.- Planteamiento.

1.1.- Leyes de las bombas.

$$\frac{Ca_1}{Ca_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 = 2 \times \left(\frac{1}{2}\right)^3 = \frac{1}{4}$$

Por lo tanto: $Ca_2 = 4(0.012) = 0.048 \text{ m}^3/\text{s}$.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = (2)^2 \times \left(\frac{1}{2}\right)^2 = 1 \text{ por lo tanto } H_2 = 70 \text{ m}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 = (2)^3 \left(\frac{1}{2}\right)^5 = \frac{1}{4}$$

Por lo tanto $P_2 = 48 \text{ 000 W}$

$$\frac{CPNS_1}{CPNS_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = (2)^2 \left(\frac{1}{2}\right)^2 = 1 ; CPNS_2 = 18 \text{ m}$$

3.- Resultados

El comportamiento de la bomba análoga será: $Ca = 0.048 \text{ m}^3/\text{s}$; $H = 70 \text{ m}$; potencia = 48 000 W; CPNS = 18 m

Operaciones en serie y en paralelo

Cuando se tienen a mano varias bombas puede ser más deseable instalar varias bombas pequeñas en paralelo en vez de usar una sola más grande. Cuando baja la demanda se pueden parar alguna de las bombas, haciendo que las demás operan cerca de la eficiencia pico, Cuando se tiene una sola bomba al bajar la demanda la salida debe cerrarse y operará a una eficiencia menor. Además, cuando se usan varias bomba, se puede dar mantenimiento a alguna de ellas sin cerrar la producción, lo cual sería indispensable si se tuviera una sola. De manera similar se pueden usar varias bombas pequeñas en serie cuando se desea aumentar la cabeza.

Al planear esas instalaciones se debe antes que nada dibujar la curva de cabeza contra capacidad. La cabeza requerida por el sistema es la suma de las cabezas estáticas (diferencia en alturas o su equivalente en presiones) más la cabeza variable (pérdidas de fricción). La primera es generalmente constante para un sistema dado, mientras que la última aumenta aproximadamente con el cuadrado de la velocidad, Las curvas resultantes se representan como la línea AB en las figuras 21 y 22.

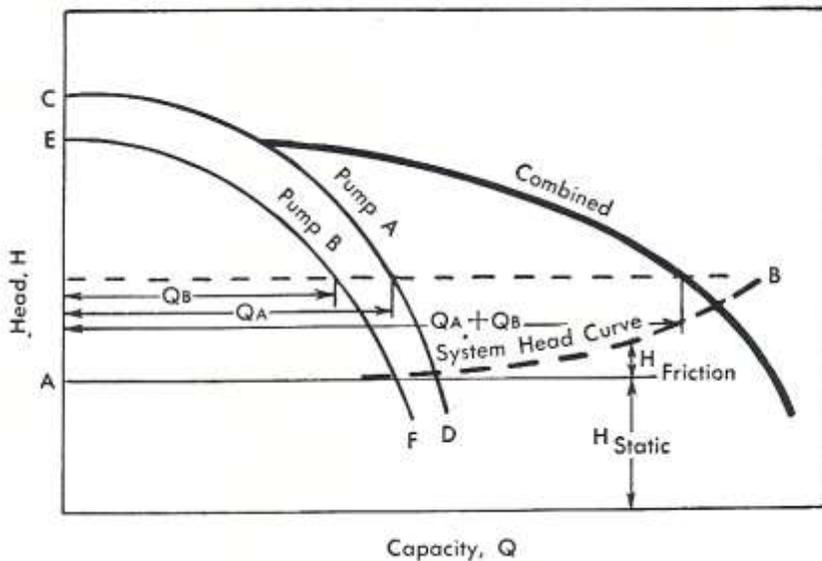


FIG. 21. Head capacity curves of pumps operating in parallel.†

Veamos a dos bombas operando en paralelo. La curva del sistema es la línea AB mostrada en la figura 21 la que comienza con una cabeza H cuando el flujo es cero y aumenta parabólicamente con el flujo. La curva CD representa la curva característica de la bomba A operando sola., una curva similar es la EF de la bomba B. La bomba B no comenzará a mandar flujo hasta que la descarga de la bomba A llegue hasta el punto E. El flujo combinado es igual a la suma de las capacidades individuales de las dos bombas a la cabeza indicada. Para una

cabeza la capacidad es dividida entre las bombas como se indica con Q_A y Q_B . La curva característica de la combinación es el resultado de esos datos. La potencia combinada puede obtenerse añadiendo los caballos al freno de la bomba A correspondientes al flujo Q_a más el correspondiente al flujo Q_B y graficando este caballaje contra el flujo combinado. La eficiencia del sistema puede determinarse mediante la ecuación siguiente:

$$Eff = \frac{(Q_B + Q_A)H}{3960(BHP \text{ a } Q_A + BHP \text{ a } Q_B)}$$

Si dos bombas operan en serie, la cabeza combinada para cualquier flujo es igual a la suma de las cabezas individuales tal como se muestra en la figura 22. La curva del caballaje combinado puede obtenerse adicionando los HP dados por las curvas para las bombas individuales. La eficiencia combinada puede hallarse por medio de la siguiente ecuación:

$$Eff = \frac{Q(H_A + H_B)}{3960(BHP \text{ a } H_A + BHP \text{ a } H_B)}$$

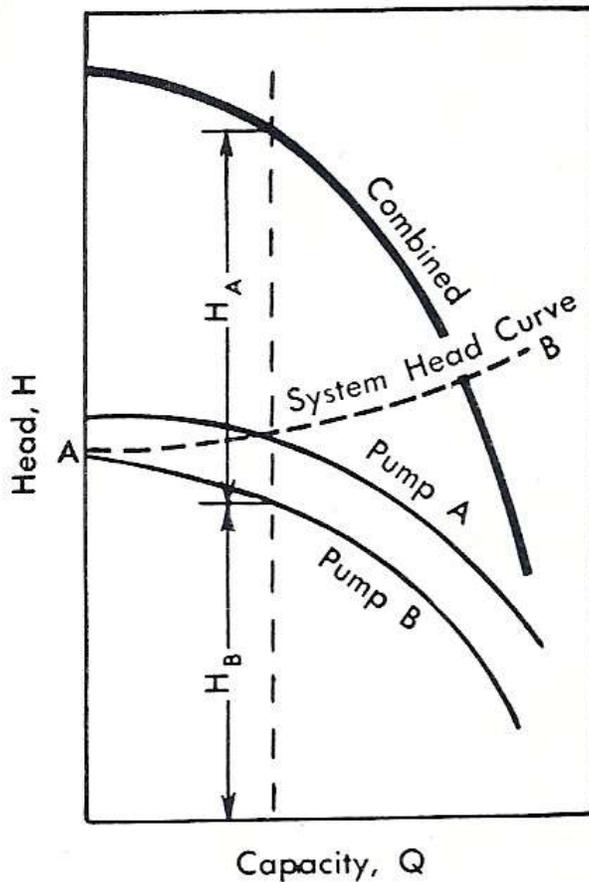


FIG. 22. Head capacity curves of pumps operating in series.†

Ejemplo 13

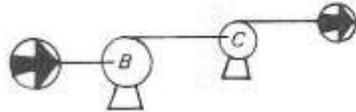
En una fábrica se tienen dos bombas

Bomba B	
Caudal en m ³ /s	Cabeza en m
0	200
100	180
200	150
300	100
400	45

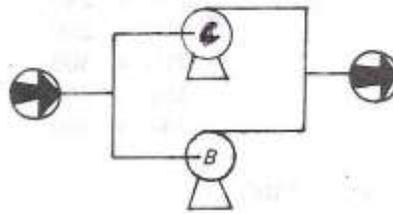
Bomba C	
Caudal en m ³ /s	Cabeza en m
0	155
100	130
200	105
300	72
400	22

¿Cuál sería el comportamiento del sistema si se acoplaran las bombas B y C en paralelo o en serie?

1.-Traducción



En serie



En paralelo

2.1.- Sistema de bombas en serie

Caudales

$$C_C = C_B$$

Cargas o cabezas.

$$H_{total} = H_B + H_C$$

2.2.- Sistema de bombas en paralelo.

Caudal total $C_T = C_B + C_C$

Carga $H_B = H_C$

3.- Cálculos

3.1. - Sistema en serie

Caudal en m ³ /s	Carga en m
0	355

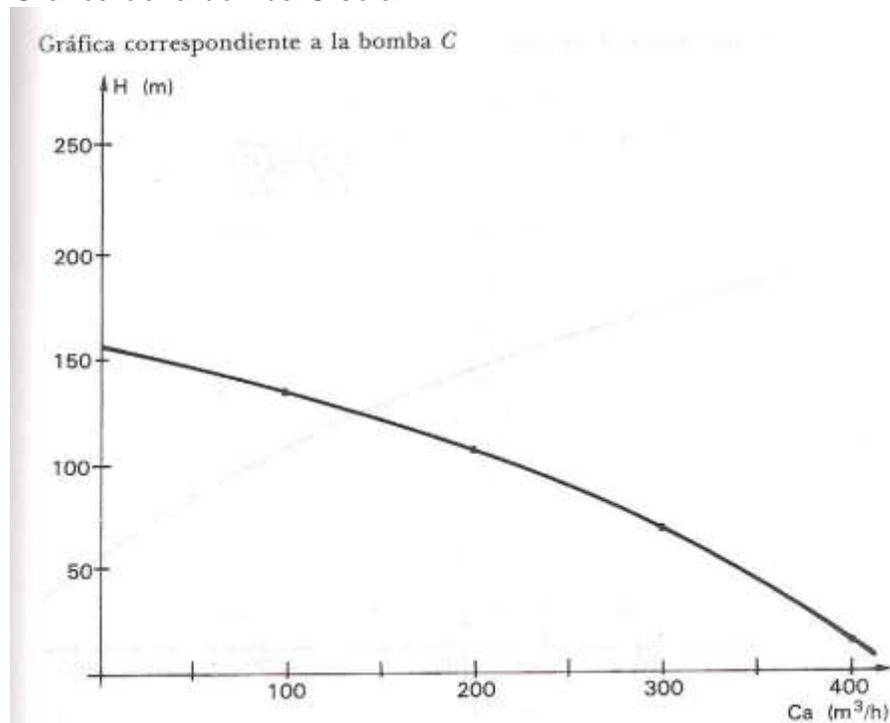
100	310
200	255
300	172
400	67

3.2. - Sistema en paralelo.

Caudal en m ³ /s	Carga o cabeza H en m
0	200
100	180
0+183	155
200+20	150
100+240	130
200+ 290	105
215+300	100
350+300	72
354+400	45

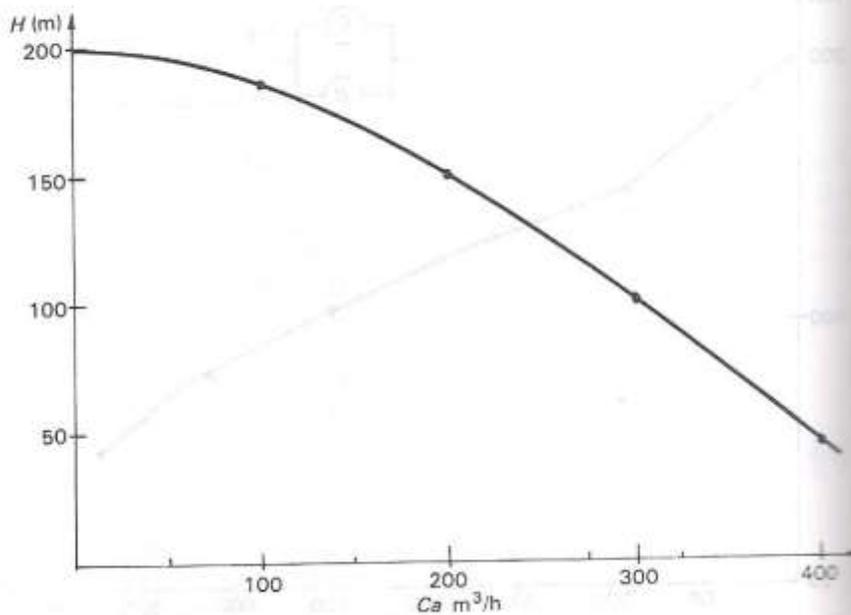
4.- Resultado.

Grafica de la bomba C sola.



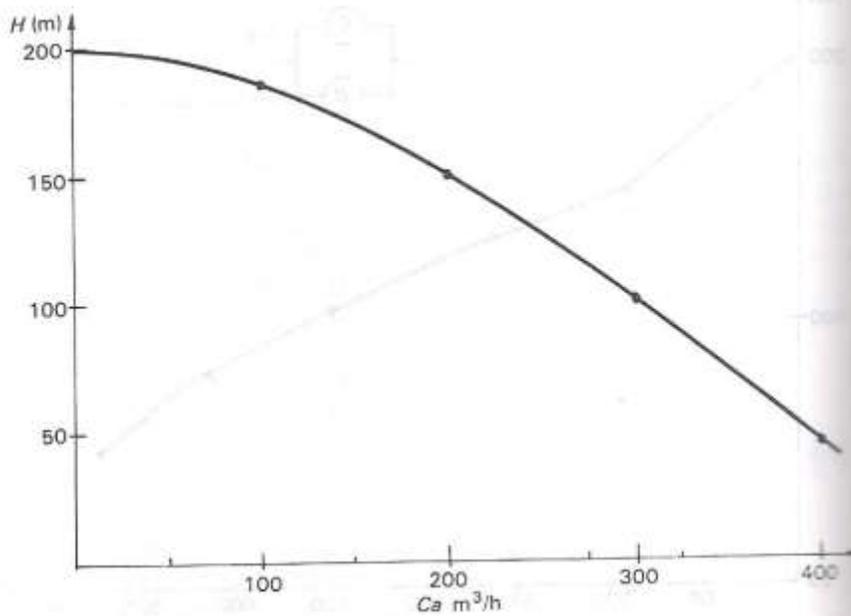
Gráfica de la bomba B sola.

Gráfica correspondiente a la bomba B

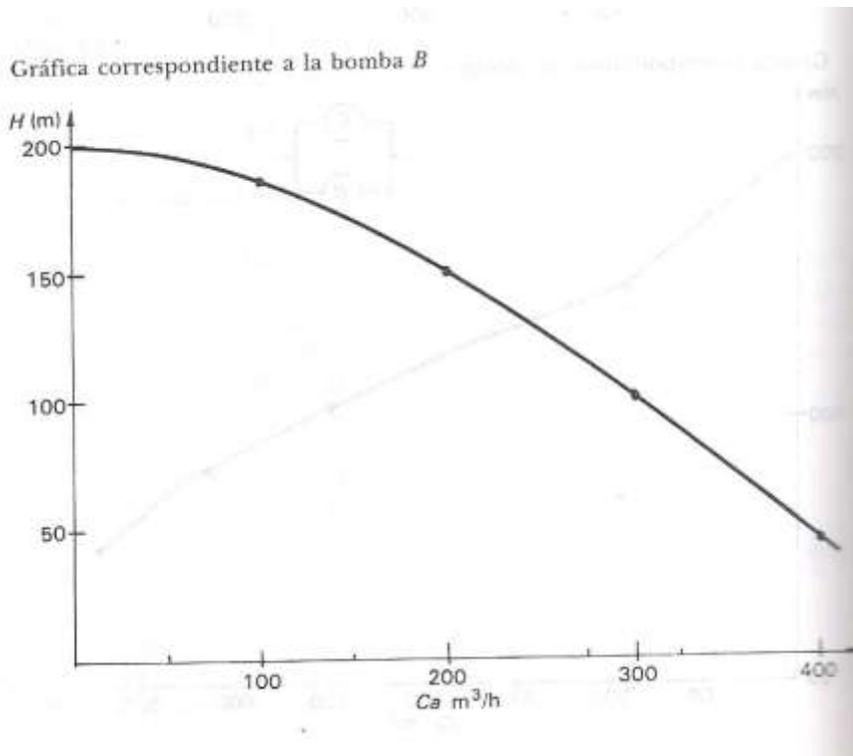


Gráfica correspondiente al sistema en paralelo.

Gráfica correspondiente a la bomba B

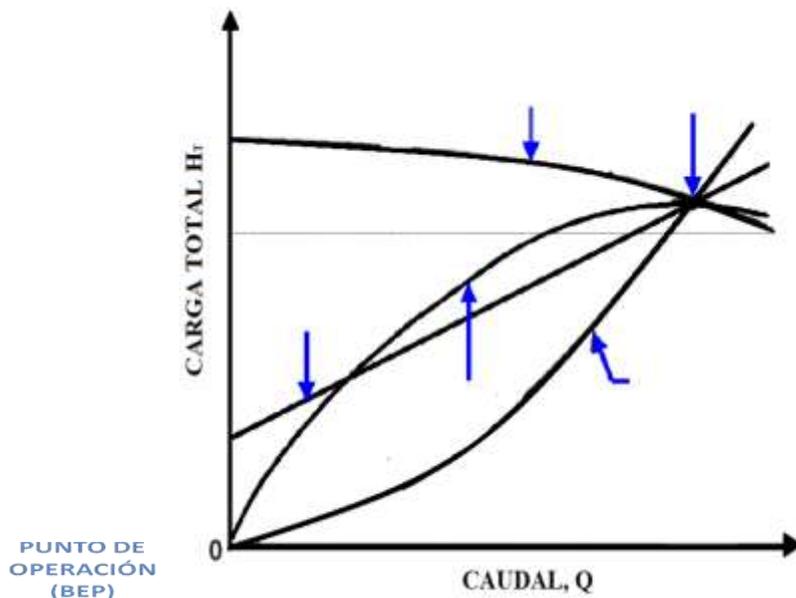


Gráfica correspondiente al sistema en serie



Punto de operación de una bomba

El punto de operación real, entre la bomba y el sistema tendrá lugar en el punto en donde se interceptan la curva característica de la bomba (generalmente proporcionada por el fabricante) y la curva generada por el sistema de flujo. BEP)

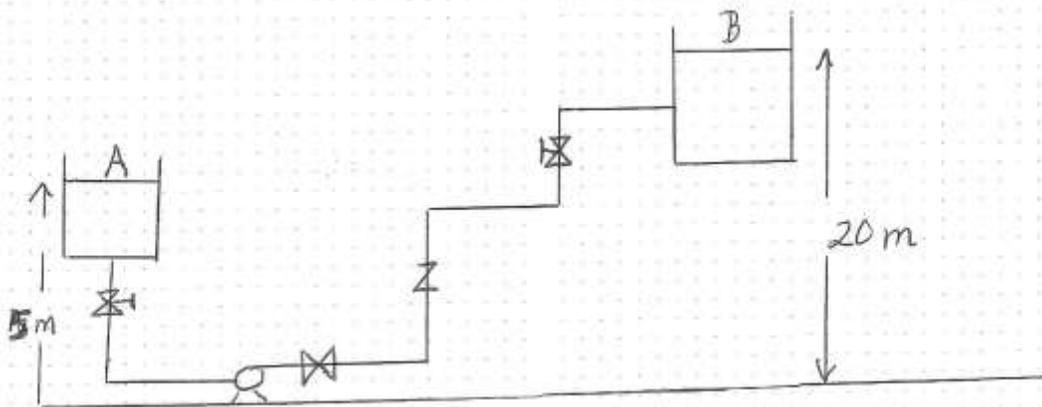


Ejemplo 14

Se utiliza una bomba centrífuga para bombear agua a 20 ° C a través de un sistema que dispone de 15 m de tubo de 3 pulgadas Cd. 40 en la succión y 75 m de tubo de 2 pulgadas Cd. 40 a la descarga. Las válvulas están abiertas. Determine el caudal a que operará la bomba, la cabeza, la eficiencia y la potencia de la bomba.

Datos del fabricante de la bomba.

Caudal en m ³ /h	Cabeza en m	Eficiencia
0	40	0
3	36	13
5	35	25
10	33	38
15	30	42
17	25	40
20	20	35



1.- Planteamiento

Para resolver el problema debe colocarse la curva de la bomba junto con la del sistema.

1.1.- Ecuación del sistema.

$$\Delta Z g + \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta u^2}{2} = -\frac{\Sigma F}{M} - \frac{\tau}{M}$$

En este caso $\Delta P = 0$ y $\Delta u^2 = 0$

Por lo tanto:

$$\Delta Z g = -\frac{\Sigma F}{M} - \frac{\tau}{M}$$

2.- Cálculos.

3.1.- Línea de succión

$D_i = 7.366$ cm; $e/D = 0.006$, $A = 0.00425$ m².

Longitud total = 15 + 1.6 (codo) + válvula de compuerta (1.5) + entrada (2.2) = 20.3 m.

3.2.- Línea de descarga

$D_i = 5.25$ cm, $A = 0.00216$ m², $e/d = 0.009$.

Longitud = 75+17.4 (válvula de globo)+4.2 (válvula de retención)+3 codos (3.3)+válvula de compuerta (0.4)+salida (0.7) = 101 m

3.3.- Energía potencial.

$$\Delta Z \frac{g}{gc} = 20 - 5 = 15 \frac{\overline{kgm}}{kg}$$

3.4.- Curva del sistema.

Viscosidad 0.1 cps, densidad = 1000 kg/m³

$$15 + f_{D3} \frac{u_3^2 \times 20.3}{2gc \times 0.07366} + f_{D2} \frac{u_2^2 \times 101}{2gc \times 0.0525} = -\frac{\tau}{M} = H$$

$$15 + f_{D3} \times 14 \times u_3^2 + f_{D2} \times 98 \times u_2^2 = H$$

Si consideramos flujo turbulento entonces $f_{D3} = 0.016$ y $f_{D2} = 0.018$

Entonces la ecuación del sistema queda:

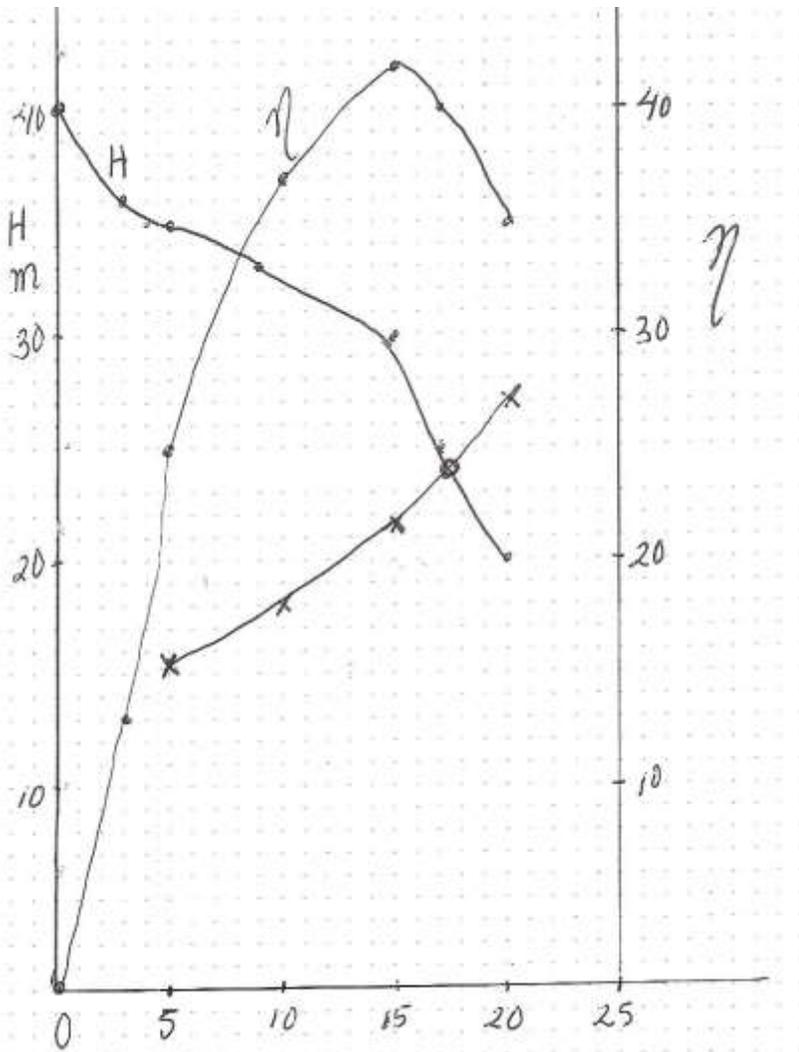
$$15 + 0.224u_3^2 + 1.764u_2^2 = H$$

Los datos que se obtienen a diferentes caudales son:

Caudal en m ³ /h	U ₃ en m/s	U ₂ en m/s	H
5	0.326	0.643	15.75
10	0.653	1.28	17.98
15	0.98	1.929	21.779
20	1.307	2.57	27.05

3.5.- Curvas

Graficando la curva del sistema junto con la curva del fabricante se obtiene:



De la gráfica se obtiene que el caudal será de $17.5 \text{ m}^3/\text{h}$, la cabeza de 25 m , la eficiencia de 39 .

La potencia hidráulica será:

$$\mathcal{P} = 25 \frac{\overline{\text{kgm}}}{\text{kg}} \times 17.5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \times \frac{1000\text{kg}}{\text{m}^3} = 121.5 \frac{\overline{\text{kgm}}}{\text{s}}$$

La potencia al freno será:

$$\mathcal{P}_B = \frac{121.5}{0.39} = 311.6 \frac{\overline{\text{kgm}}}{\text{kg}} = 4.17 \text{ HP.}$$

Algunos datos útiles

La potencia estimada de una bomba se puede obtener por:

$$kW = \frac{1.67 \left(\text{flujo} \frac{m^3}{\text{minuto}} \right) (\text{caída de presión en bar})}{\text{eficiencia}}$$

$$hp = \frac{(\text{flujo en GPM})(\text{caída de presión en psi})}{1714(\text{eficiencia})}$$

Una ecuación desarrollada Por GPS Engineering Data book para calcular la eficiencia de una bomba es:

$$\text{Eficiencia} = 80 - 0.2855F + 0.000378FG - 0.000000238FG^2 + 0.000539F^2 - 0.000000639F^2 * G + 0.000000000F^2 * G^2$$

En donde la eficiencia está en fracción, F es la cabeza desarrollada en pies y G es el flujo volumétrico en GPM. El rango de aplicación es de F de 50 a 300 ft y g de 100 a 1000 GPM.

El NPSH se puede también calcular por:

NPSH = presión de vapor en la entrada al impulsor/densidad por la constante de gravitación.

Los rangos comunes van de 1.2 a 6.1 m, 4-20 ft de líquido.

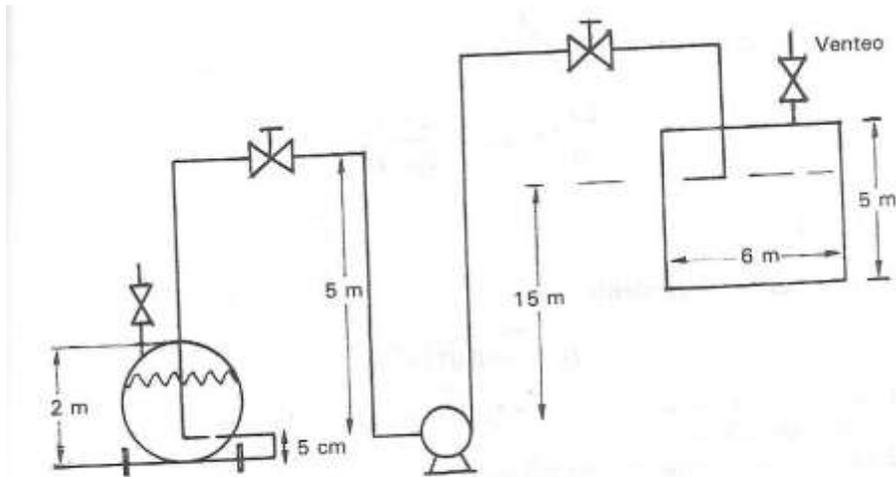
Ejercicios de autoevaluación

1.- Un tanque debe descargar 40 m³ de benceno en tres horas. El sistema de bombeo es el indicado más abajo. Se dispone de una bomba con las siguientes características:

Caudal en m ³ /h	Cabeza en m	Eficiencia %
0	33	0
4.5	32	29
9	27	40
13.5	19	45
18	12.5	47
23	7	48
27	4	46.5
32	2	40

¿Es suficiente la potencia de la bomba para el trabajo? ¿Cuánto se tardaría en hacer el trabajo? ¿Cuánto trabajo es necesario?

La succión es de 3 pulgadas Cd. 40, hay diez metros de tubo y tres codos y una válvula de compuerta. La descarga es de 3 pulgadas Cd. 40 hay 35 m de tubo, 4 codos, una válvula de compuerta.



La descarga nunca está sumergida.

R.- La bomba sirve para el trabajo y descargará en 2 h, 10 minutos, se requiere una potencia de 1.5 HP.

2.- Se desea obtener la potencia requerida para bombear 150 L / min de agua con una cabeza de descarga de 60 m y una eficiencia del 60%.

R.- La potencia necesaria es de 3.5 H.P.

3.- Una bomba centrífuga gira a 3450 RPM y proporciona un caudal de 36 m³/h de agua, con una cabeza de 30 m y 5 H.P de potencia. Si la velocidad de giro descende a 2300 RPM, determine los nuevos valores de capacidad, carga y potencia para la bomba.

R.- El caudal nuevo es de 24 m³/h, la cabeza es de 13.4 m y la potencia de 1.5 H.P.

4.- Una bomba está diseñada para moverse a 600 RPM y operar a máxima eficiencia cuando manda 15 000 L /min de agua contra una carga de 20 m. Calcule la velocidad específica.

R. La velocidad específica es de 1623 si se hacen los cálculos en el sistema inglés y de 115.7 en el MKS.

5.- Una bomba centrífuga será utilizada para extraer agua de un condensador en el cual el vacío es de 63.5 cm de Hg. A la velocidad de descarga la CPNS debe ser de al menos 3 m. La presión de vapor es de 5 cm de Hg. Si las pérdidas en la succión son de 1.5 kgm /kg. ¿Cuál debe ser la menor altura posible del nivel del condensador sobre la entrada de la bomba?

R.- El nivel del condensador debe estar a 3.5 m sobre la bomba.