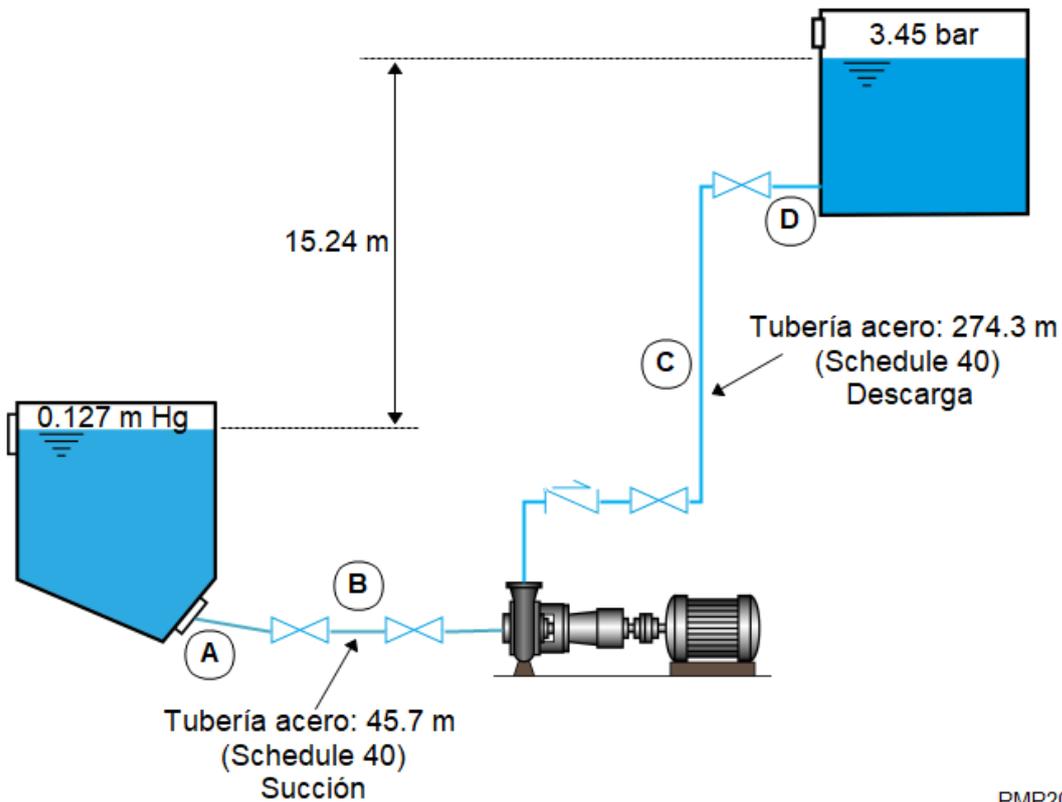


EJERCICIO SOBRE TRANSPORTE HIDRÁULICO

1. Para el sistema hidráulico de bombeo que se facilita se pide: su dimensionado, cálculo de la altura manométrica o carga total dinámica (DTH) y selección de la bomba centrífuga más adecuada.



Datos:

- Capacidad = $159 \text{ m}^3/\text{h} = 0.044 \text{ m}^3/\text{s}$
- Fluido = Agua a 15.6°C (SG = 1.0)
- Tipo de tuberías = Schedule 40 de acero (todos los accesorios y válvulas estarán unidos por bridas).
- Presión atmosférica = $14.7 \text{ psi} = 29.9 \text{ in. Hg} = 1 \text{ Atm}$
- Para la selección de la bomba considerar dos velocidades del rodete = 1800/3600 rpm.

Solución:

1. Cálculo del apropiado rango de diseño de velocidades tanto para la tubería de succión como para la de descarga y sus diámetros.

Para obtener el rango adecuado de velocidades se parte del criterio que el rango de velocidades recomendado para la tubería de succión se encuentra entre 1 y 2 m/s, y para la tubería de descarga entre 2 y 3 m/s (Bombas Ideal, 1985; Lisbeth O. Lozano, 2018).

Según datos del problema, el caudal (Q) debe ser de $159 \text{ m}^3/\text{h}$. Además, conociendo que para calcular el diámetro (D) correspondiente a una tubería se puede establecer la siguiente expresión:

$$Q = V \times \pi \times \frac{D^2}{4} \quad (1)$$

Que despejando el diámetro queda de la siguiente forma:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}} \quad (2)$$

Por lo tanto:

- Tubería de succión:

Adoptando como velocidad (V_1) de partida de 1.5 m/s , entonces:

$$D_1 = \sqrt{\frac{0.0442 \text{ m}^3/\text{s} \times 4}{\pi \times 1.5 \text{ m/s}}} = 0.194 \text{ m} = 194 \text{ mm} = 7.64 \text{ in} \quad (3)$$

- Tubería de descarga:

Adoptando como velocidad (V_2) de partida de 2.5 m/s , entonces:

$$D_2 = \sqrt{\frac{0.0442 \text{ m}^3/\text{s} \times 4}{\pi \times 2.5 \text{ m/s}}} = 0.15 \text{ m} = 150 \text{ mm} = 5.91 \text{ in} \quad (4)$$

Una vez que se han estimado los diámetros probables para la tubería de succión (D_1) y para la tubería de descarga (D_2) se va a las tablas de los diámetros que el fabricante proporciona (se facilitan en pulgadas (in)) y se ve que los diámetros obtenidos no son comerciales (EngineeringToolBox, 2001; Hydraulic_Institute, 1990; Volk, 2013) por lo que se elige los inmediatamente próximos: $D_1 = 203 \text{ mm}$ (8 in), $D_2 = 152 \text{ mm}$ (6 in).

Se hace una comprobación de que para esos diámetros comerciales todavía se sigue cumpliendo los rangos recomendables de velocidad: $V_1 = 1.37 \text{ m/s}$ (D_1) y $V_2 = 2.44 \text{ m/s}$ (D_2). Luego se cumplen.

De las tablas comerciales para la tubería de acero SCH 40 se obtienen datos que se necesitarán más adelante (EngineeringToolBox, 2001):

- Tubería de succión de diámetro 200 mm (8 in) y 0.044 m³/s:

$$V_1 = 1.40 \text{ m/s}$$

$$V_1^2/2g = 0.1 \text{ m.c.a.}$$

$$h_{f1} = 0.91 \text{ m.c.a./100m}$$

- Tubería de descarga de diámetro 154 mm (6 in) y 0.044 m³/s:

$$V_2 = 2.34 \text{ m/s}$$

$$V_2^2/2g = 0.28 \text{ m.c.a.}$$

$$h_{f2} = 3.36 \text{ m.c.a./100m}$$

2. Cálculo de la Altura o Carga Estática (Static Head), Hs.

Observando al esquema de la instalación se deduce que Hs = 15.24 m.

3. Cálculo de las pérdidas por fricción en la tubería de succión y en sus accesorios.(H_{f1})

- Pérdidas de carga debidas a la longitud de la tubería de succión:

Sabiendo que hay instalados 45.7 m de tubería, entonces:

$$\frac{45.7 \text{ m}}{100 \text{ m}} \times 0.91 \text{ m.c.a.} = 0.42 \text{ m.c.a.} \quad (5)$$

- Pérdidas de carga a la salida del depósito (punto A):

Se estima un coeficiente de resistencia K = 0.5, por ello:

$$K \times \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.5 \times 0.1 \text{ m.c.a.} = 0.05 \text{ m.c.a.} \quad (6)$$

- Pérdidas de carga debidas a los accesorios (punto B):

Estos accesorios consisten en 2 válvulas de compuerta (Gate Valve) que para un diámetro de tubería de 8 in según tablas de factores de fricción (Hidraulic_Institute, 1990; Volk, 2013) se obtiene un coeficiente de resistencia de K = 0.07, por ello:

$$2 \times K \times \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 2 \times 0.07 \times 0.1 \text{ m.c.a.} = 0.014 \text{ m.c.a.} \quad (7)$$

El valor total de las pérdidas por fricción para la tubería de succión será:

$$H_{f1} = 0.42 \text{ m.c.a.} + 0.05 \text{ m.c.a.} + 0.014 \text{ m.c.a.} = 0.484 \text{ m.c.a.} \quad (8)$$

4. Cálculo de las pérdidas por fricción en la tubería de descarga y en sus accesorios. (H_{f2})

- Pérdidas de carga debidas a la longitud de la tubería de descarga:

Sabiendo que hay instalados 274.3 m de tubería, entonces:

$$\frac{274.3 \text{ m}}{100 \text{ m}} \times 3.36 \text{ m.c.a.} = 9.22 \text{ m.c.a.} \quad (9)$$

- Pérdidas de carga a la entrada del depósito (punto D):

Se estima un coeficiente de resistencia $K = 1.0$, por ello:

$$K \times \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 1.0 \times 0.28 \text{ m.c.a.} = 0.28 \text{ m.c.a.} \quad (10)$$

- Pérdidas de carga debidas a los accesorios de la descarga:

Estos accesorios consisten en 2 válvulas de compuerta (Gate Valve) y 1 válvula de retención (Check Valve) que para un diámetro de tubería de 6 in según tablas de factores de fricción (Hidraulic_Institute, 1990; Volk, 2013) se obtienen unos coeficientes de resistencia de $K_{\text{compuerta}} = 0.09$ y $K_{\text{retención}} = 2$, por ello:

$$2 \times K \times \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 2 \times 0.09 \times 0.28 \text{ m.c.a.} = 0.05 \text{ m.c.a.} \quad (11)$$

$$1 \times K \times \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 1 \times 2.0 \times 0.28 \text{ m.c.a.} = 0.56 \text{ m.c.a.} \quad (12)$$

El valor total de las pérdidas por fricción para la tubería de descarga será:

$$H_{f2} = 9.22 \text{ m.c.a.} + 0.28 \text{ m.c.a.} + 0.05 \text{ m.c.a.} + 0.56 \text{ m.c.a.} = 10.11 \text{ m.c.a.} \quad (13)$$

5. Cálculo de las alturas debidas a las presiones interiores de los depósitos (H_p)

- Depósito de succión:

Este depósito se encuentra en vacío a una presión de 0.127 m Hg (la presión en vacío se expresa como columna de mercurio), para pasar a unidades en m.c.a. se establece la siguiente conversión:

$$\text{Vac. (m.c.a.)} = \frac{\text{Vac. (m Hg)} \times 13.6}{SG} \quad (14)$$
$$H_{p1} = \text{Vac. (m.c.a.)} = \frac{0.127 \times 13.6}{1.0} = 1.73 \text{ m.c.a.}$$

- Depósito de descarga:

Este depósito se encuentra a una presión de 3.45 bar, para pasar a unidades en m.c.a. se establece la siguiente conversión:

$$H_{p2} = \text{m.c.a.} = \text{bar} \times \frac{10.2}{SG} = 3.45 \times \frac{10.2}{1.0} = 35.2 \text{ m.c.a.} \quad (15)$$

Luego la altura total debida a las presiones en los depósitos será:

$$H_p = H_{p1} + H_{p2} = 1.73 \text{ m.c.a.} + 35.2 \text{ m.c.a.} = 36.93 \text{ m.c.a.} \quad (16)$$

Nota: Si en el depósito de succión en lugar de estar en vacío estuviera con una presión positiva, entonces el valor de la presión en m.c.a. se restaría en la expresión anterior. Si el depósito de descarga estuviera en vacío, su presión se restaría, igualmente (Volk, 2013).

6. Cálculo de las alturas debidas a las velocidades en las tuberías. (H_v)

- Tubería de succión:

La velocidad del flujo a través de ella es de 1.40 m/s, luego:

$$H_{v1} = \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = 0.1 \text{ m.c.a.} \quad (17)$$

- Tubería de descarga:

La velocidad del flujo a través de ella es de 2.34 m/s, luego:

$$H_{v2} = \frac{V_2^2}{2 \cdot g} = 0.28 \text{ m.c.a.} \quad (18)$$

Luego la altura total debida a las velocidades del flujo en las tuberías será:

$$H_v = H_{v1} + H_{v2} = 0.1 + 0.28 = 0.38 \text{ m.c.a.} \quad (19)$$

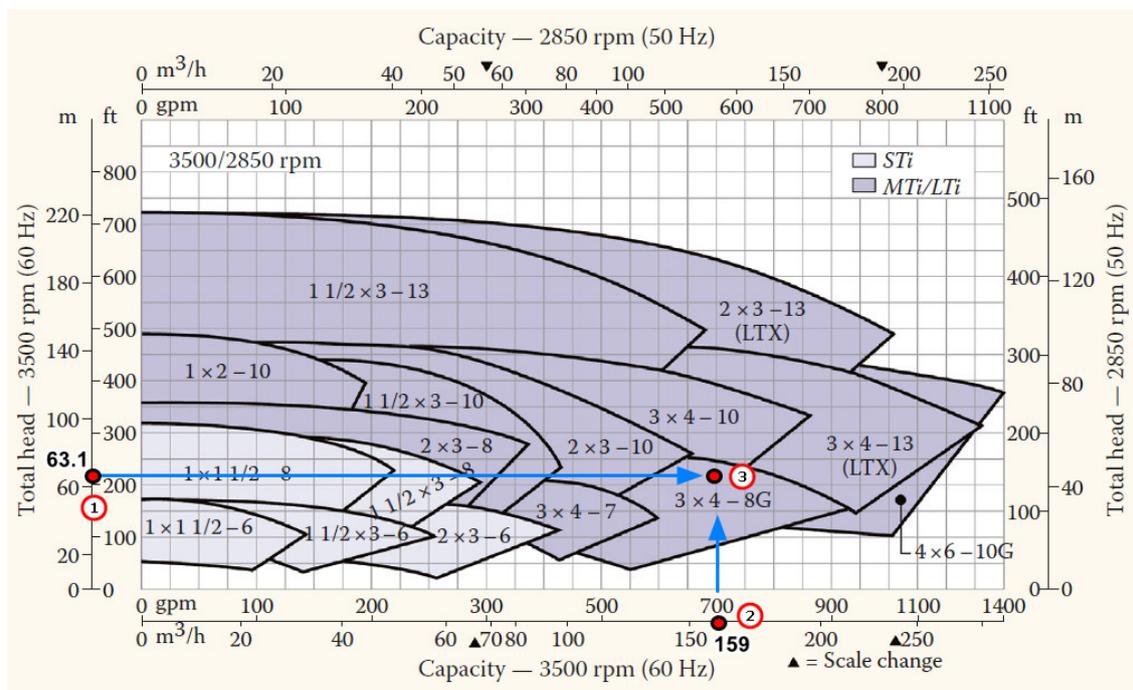
7. Cálculo de la altura dinámica total (DTH)

El valor de DTH será la suma de todas las alturas calculadas anteriormente, es decir:

$$DTH = H_s + H_{f1} + H_{f2} + H_p + H_v = 15.24 + 0.484 + 10.11 + 36.93 + 0.38 = 63.14 \text{ m.c.a.} \quad (20)$$

8. Selección de la bomba centrífuga adecuada

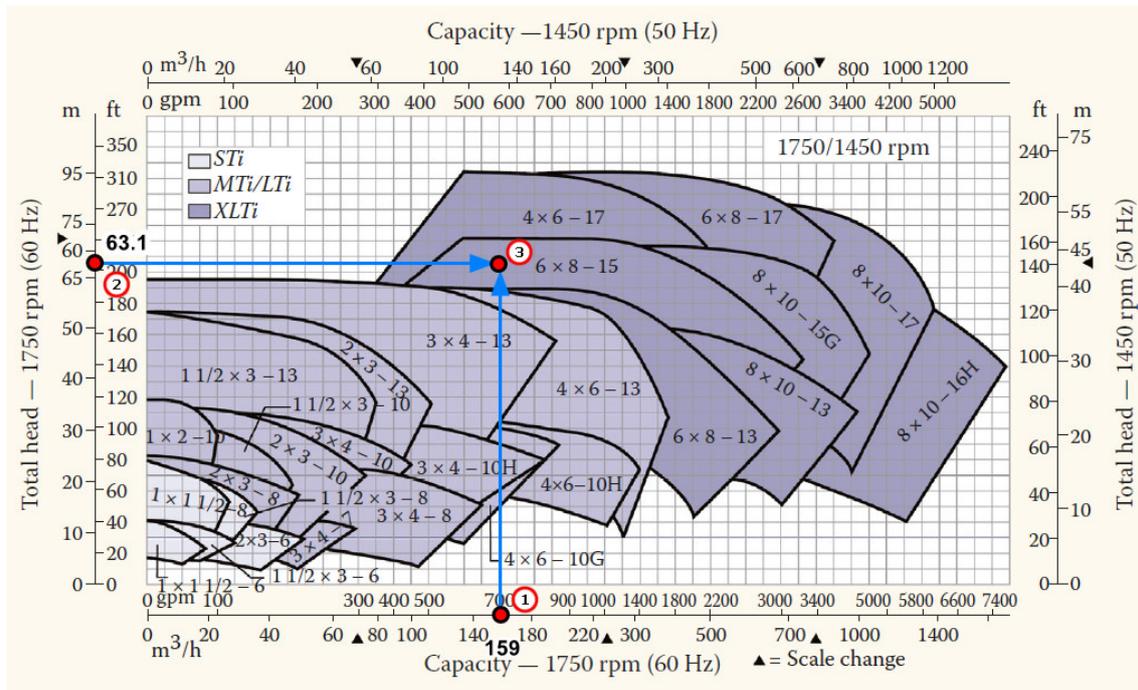
Para ellos nos apoyaremos en las siguientes curvas Q-H proporcionadas por fabricantes de bombas que, para 1800 rpm y 2850 rpm, y trabajando a 60Hz (EEUU), se pueden elegir:



Bomba 3x4-8G a 3500 rpm

Bomba 6x8-15 a 1750 rpm

Donde la notación de este fabricante (convención establecida en EEUU) establece que el primer número representa el diámetro de salida de descarga de la bomba (pulgadas, in), el segundo se refiere al diámetro de entrada por la succión de la bomba (pulgadas, in) y el último al diámetro del rodete (*impeller*), también en pulgadas (in).



Referencias:

- Bombas Ideal, S. A. (1985). *Datos técnicos de hidráulica. Bombas* (S. L. Signo Gráfico, Ed.). Bombas Ideal, S.A.
- EngineeringToolBox. (2001). *Steel Pipes Schedule 40 - Pressure Loss*. https://www.engineeringtoolbox.com/pressure-loss-steel-pipes-d_307.html
- Hdraulic_Institute. (1990). *Engineering Data Book* (2nd ed.).
- Lisbeth O. Lozano, P. (2018). *Cálculo en detalle de sistemas de bombeo de agua* (I. published, Ed.).
- Volk, M. (2013). *Pump Characteristics and Applications* (C. Press, Ed. 3rd ed.). <https://doi.org/https://doi.org/10.1201/b15559>