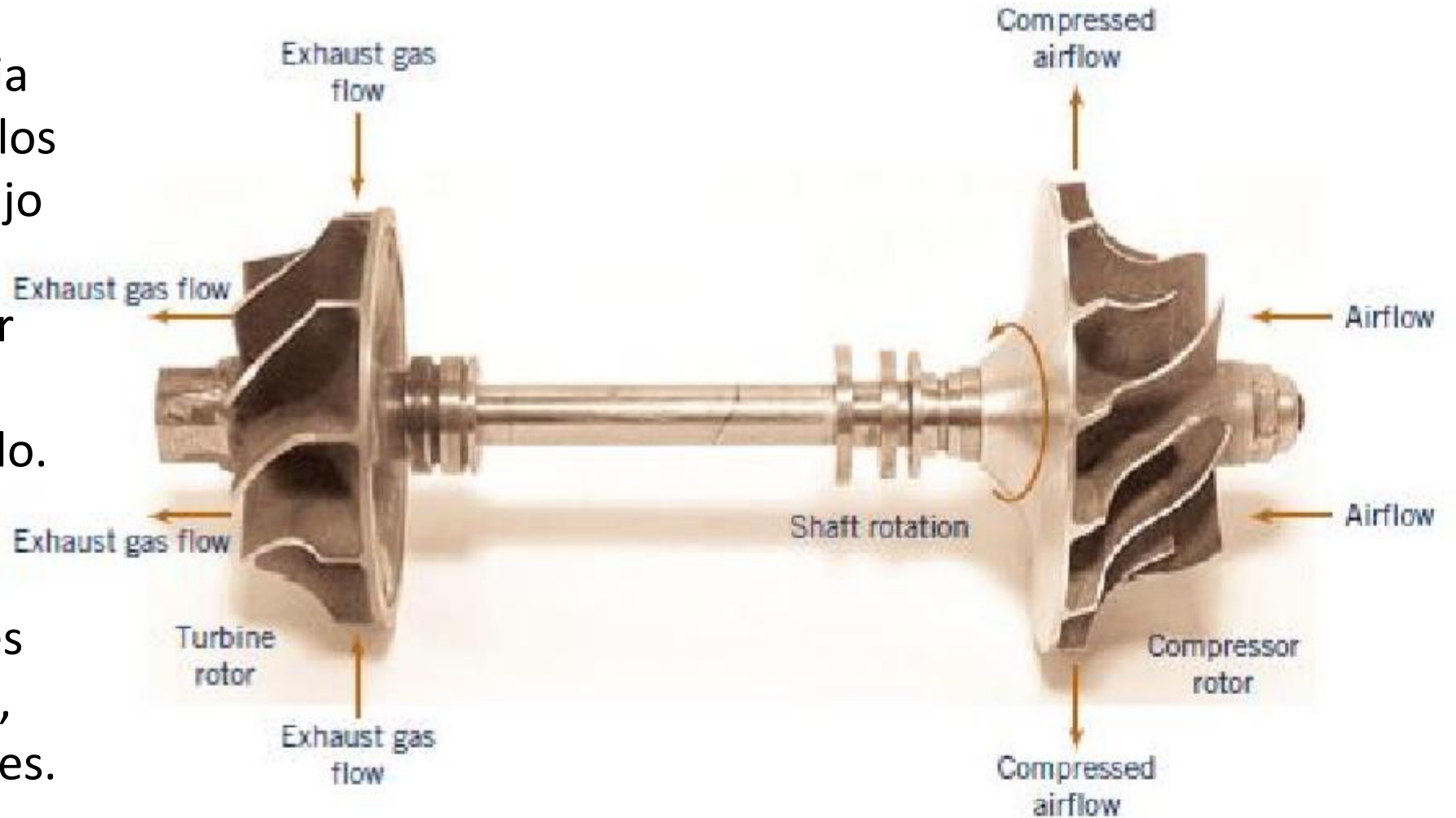


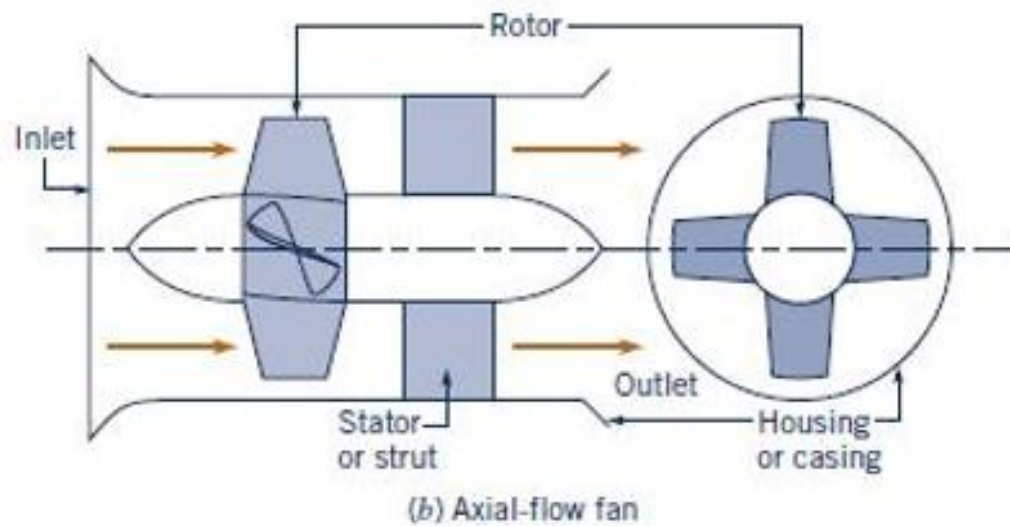
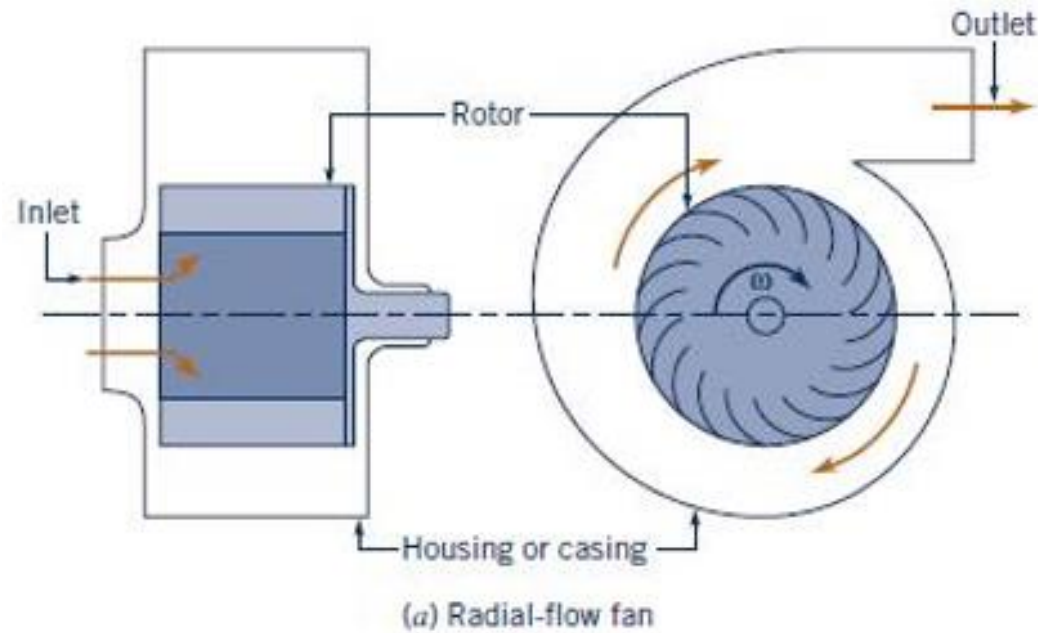
BOMBAS

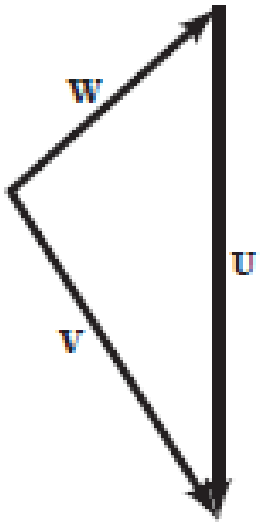
Las bombas y maquinaria proporcionan energía a los fluidos, realizando trabajo para hacerlos fluir y aumentar la presión. Por su parte, las turbinas extraen energía del fluido. Las bombas en general pueden ser vistas como máquinas de bombeo, es decir, bombas, abanicos, sopladores y compresores. rotor.



Por tanto, las **turbomáquinas** son dispositivos mecánicos que extraen o proporcionan energía a un fluido como resultado de interacciones dinámicas entre el dispositivo y el fluido.

Las turbomáquinas se pueden clasificar como de flujo **axial**, **radial** o **mixto**, dependiendo de la dirección de flujo que impriman al fluido con respecto al eje del rotor.



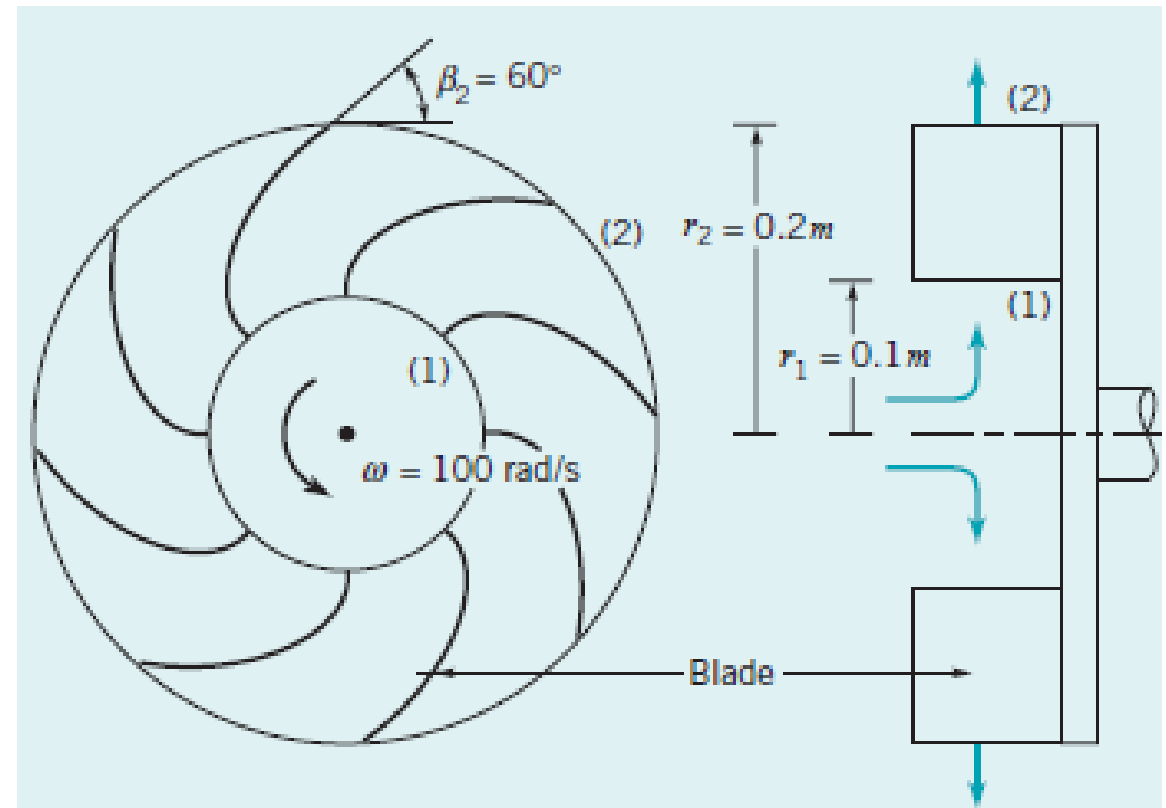


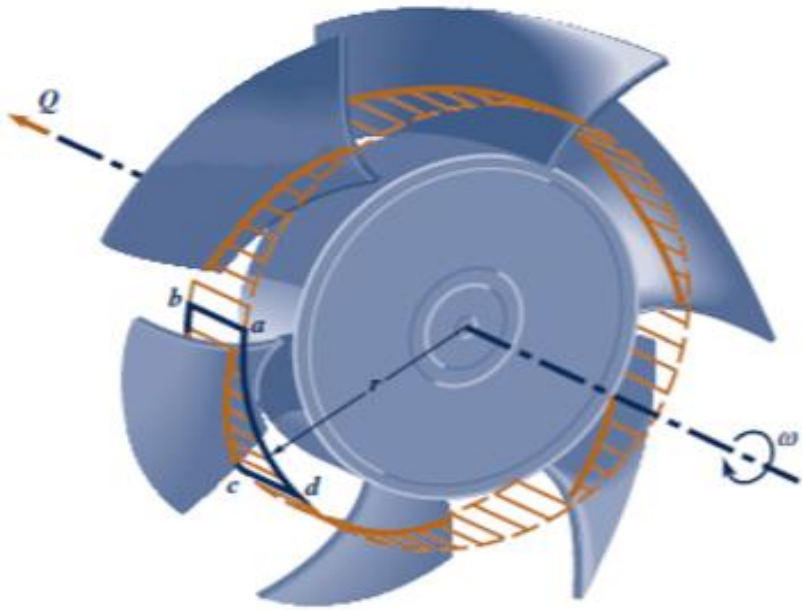
U = velocidad de la hoja

V = velocidad absoluta del fluido

W = velocidad relativa del fluido

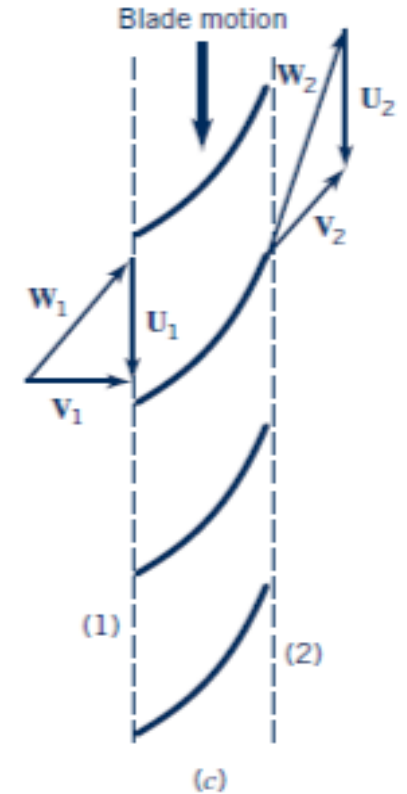
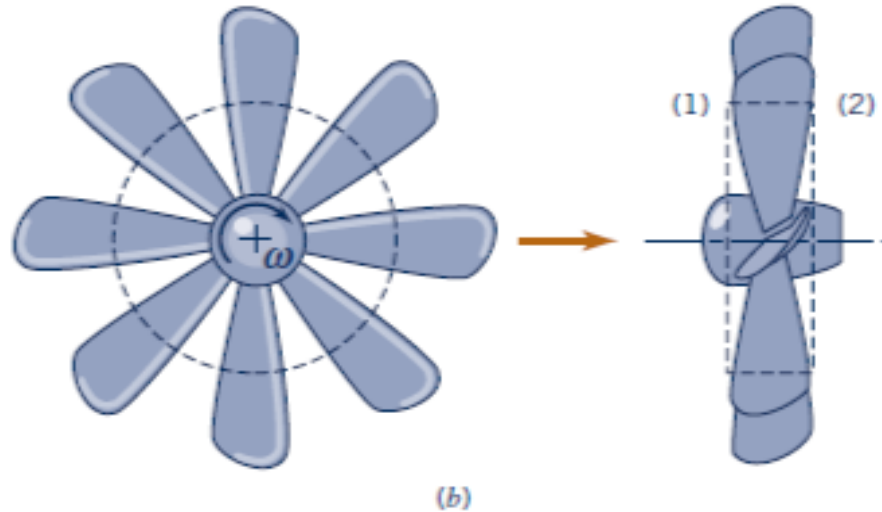
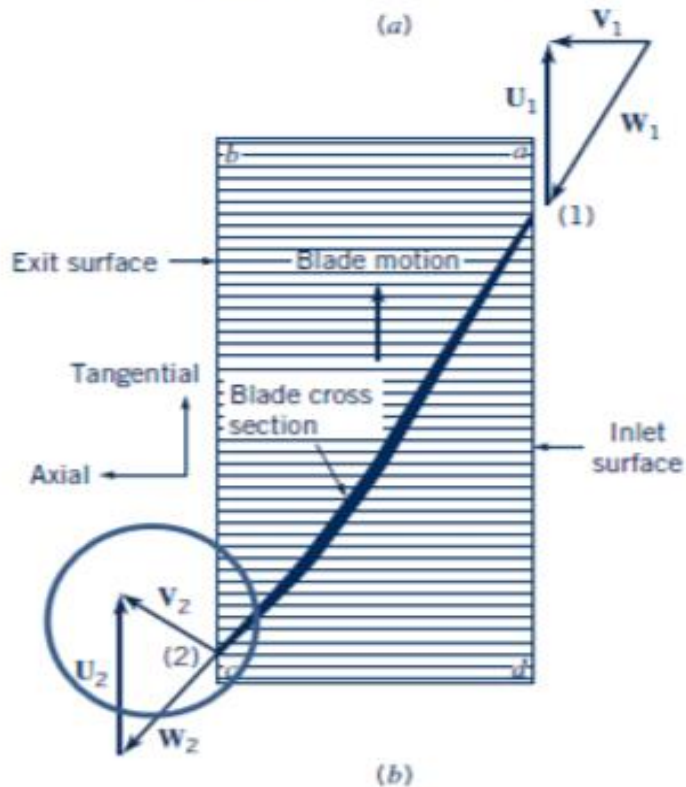
$$V = W + U$$





En las turbomáquinas, las aspas giran a una velocidad constante ω , produciendo una velocidad de aspas $\mathbf{U} = r \cdot \omega$. Se supone por simplicidad que el fluido conserva su posición radial. Por tanto, $\mathbf{U}_1 = \mathbf{U}_2 = r \cdot \omega$.

Para esta imagen, las aspas ejercen un trabajo sobre el fluido al incrementar la componente de la velocidad absoluta del fluido en una dirección tangencial. La fuerza ejercida por las aspas y el movimiento del aspa están en la misma dirección.



$$\sum (\mathbf{r} \times \mathbf{F}) = \int_{cs} (\mathbf{r} \times \mathbf{V}) \rho \mathbf{V} \cdot \hat{\mathbf{n}} dA$$

Un balance de energía sobre las aspas del rotor permite obtener la ecuación de torque

$$T_{eje} = \dot{m}(r_2 V_{\theta_2} - r_1 V_{\theta_1})$$

V_{θ} : componente tangencial de la velocidad absoluta

T_{eje} es el torque de empuje que realiza el eje o biela sobre el volumen de control. El signo de las velocidades V depende de la dirección de V_{θ} y del movimiento de las aspas U . Si están en la misma dirección, V_{θ} es positiva. El signo del torque es positivo si está en la misma dirección que la rotación de las aspas.

El trabajo está relacionado con el torque por medio de la ecuación

$$W_{eje} = T_{eje} \omega = \dot{m}(U_2 V_{\theta_2} - U_1 V_{\theta_1}) \quad \dot{m} = \rho Q$$

El trabajo es positivo cuando el torque y la velocidad angular están en la misma dirección y negativo si no ocurre así. Es decir, el trabajo es positivo cuando se suministra potencia al contenido del volumen de control.

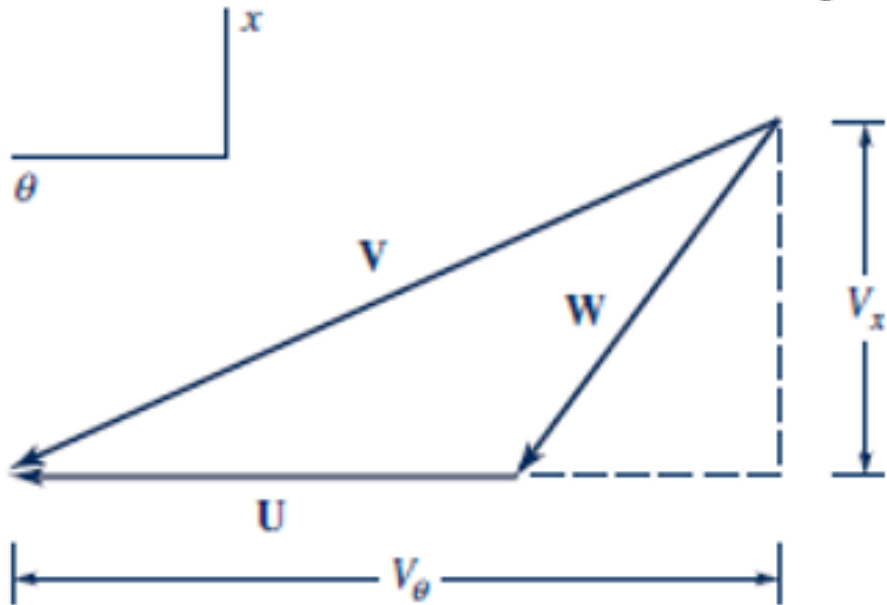
$$w_{eje} = -(U_1 V_{\theta_1}) + (U_2 V_{\theta_2})$$

$$V_{\theta}U = \frac{V^2 + U^2 - W^2}{2}$$

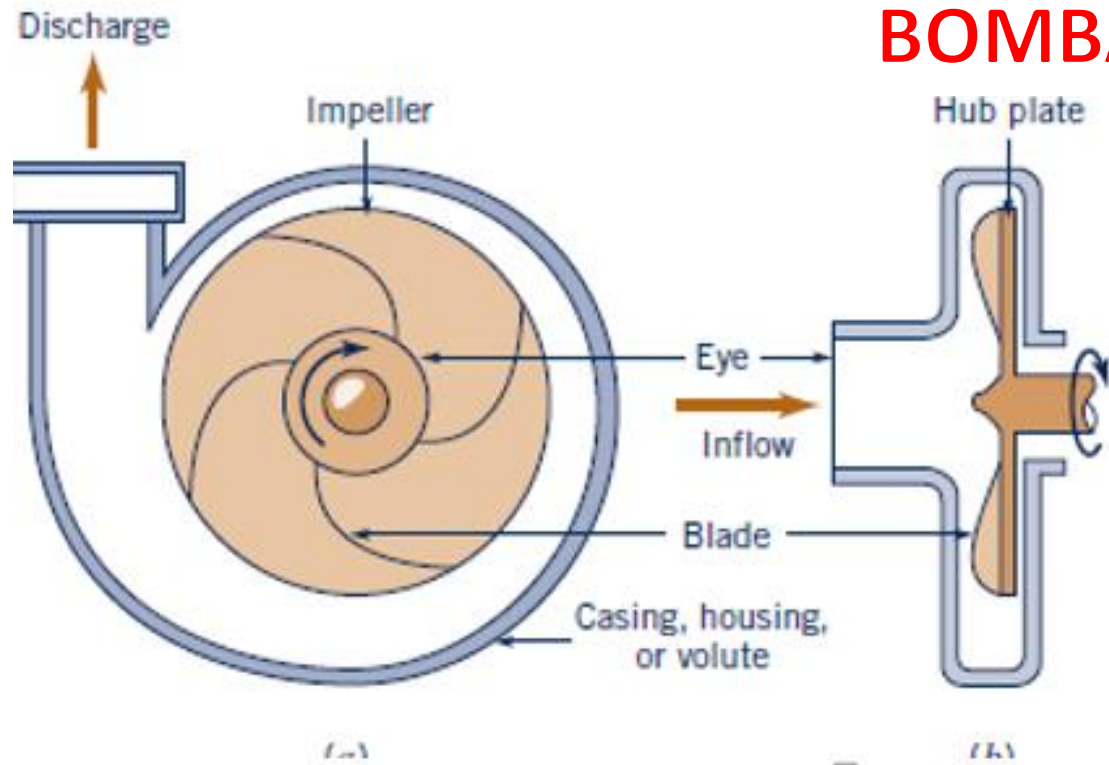
Considerando las componentes vectoriales de las velocidades, esta ecuación puede escribirse

$$W_{eje} = \frac{V_2^2 - V_1^2 + U_2^2 - U_1^2 - (W_2^2 - W_1^2)}{2}$$

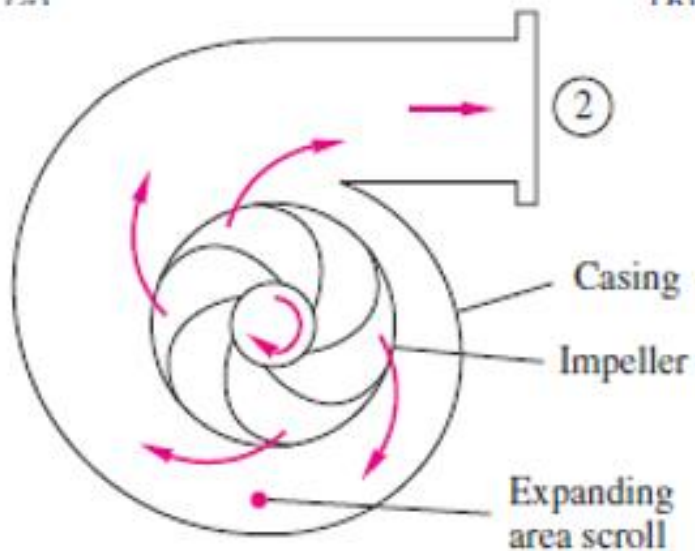
V=Vel. Absoluta
 U=Vel. De aspas
 W=Vel. relativa



BOMBA CENTRÍFUGA



Consiste en un impulsor sujeto a un eje rotatorio, con una envoltura sólida alrededor. El impulsor tiene aspas curvas, conocidas como propelas.



$$1 \text{ hp} = 550 \text{ lb}_f\text{ft/s} = 746 \text{ W}$$

La bomba aumenta la cabeza de flujo entre el punto de entrada y de salida:

$$w_{eje} = -(U_1 V_{\theta_1}) + (U_2 V_{\theta_2}) = \frac{W_{eje}}{\rho Q}$$

A partir de un análisis de Bernoulli, obtenemos:

$$w_{eje} = \left(\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_s - \left(\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_e + \text{pérdidas}$$

Igualando y reorganizando tenemos:

$$\frac{U_2 V_{\theta_2} - U_1 V_{\theta_1}}{g} = H_s - H_e + h_L$$

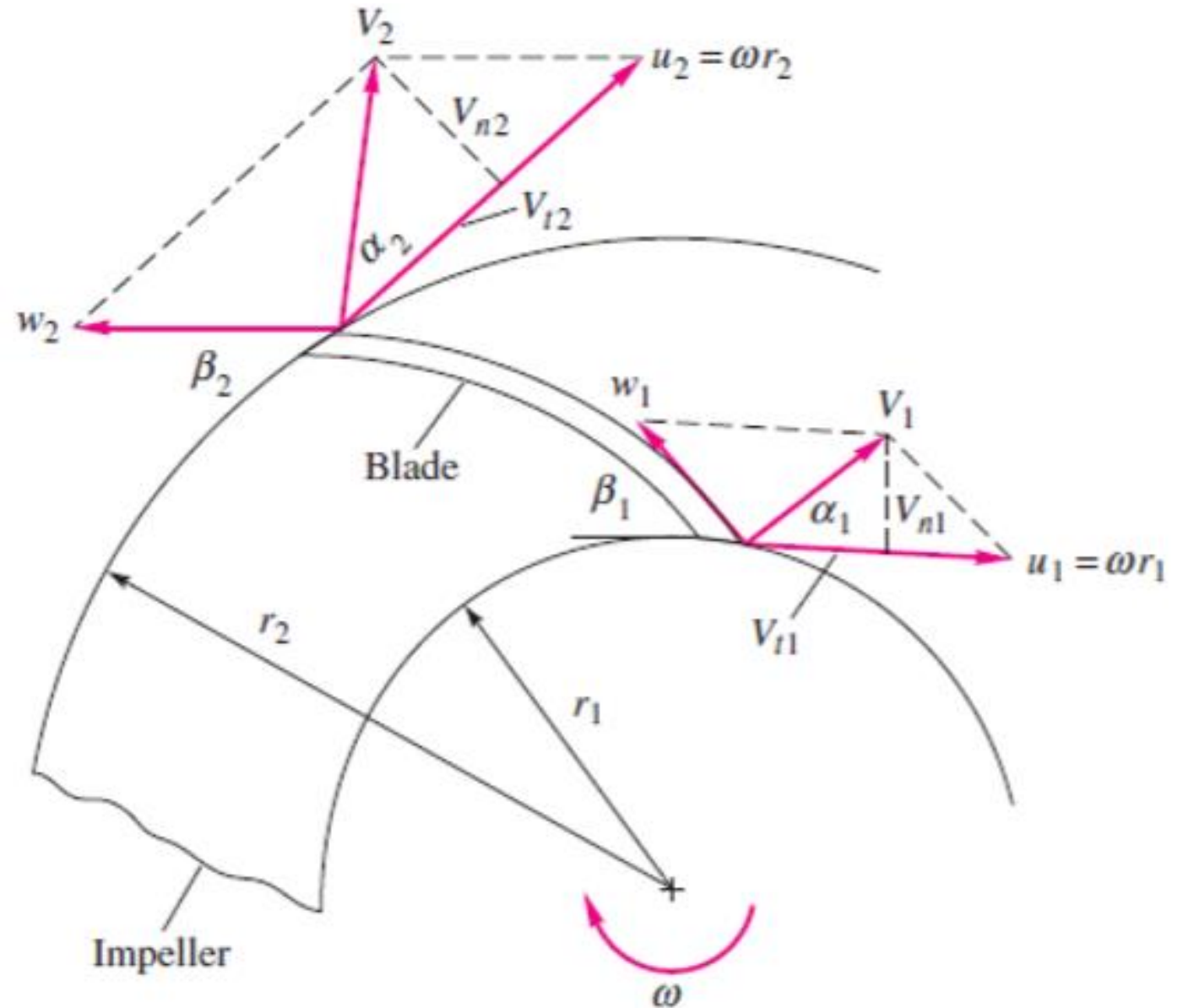
h_L son pérdidas en la bomba

Por tanto $\Delta UV_{\theta}/g$ representa el trabajo del eje añadido al agua.

Se puede establecer

$$P = \omega T = \rho G (U_2 V_{\theta_2} - U_1 V_{\theta_1})$$
$$H = \frac{P}{\rho g G} = \frac{1}{g} (U_2 V_{\theta_2} - U_1 V_{\theta_1})$$

En donde **U** es la velocidad tangencial, y es igual a $\omega \cdot r$.



De la figura

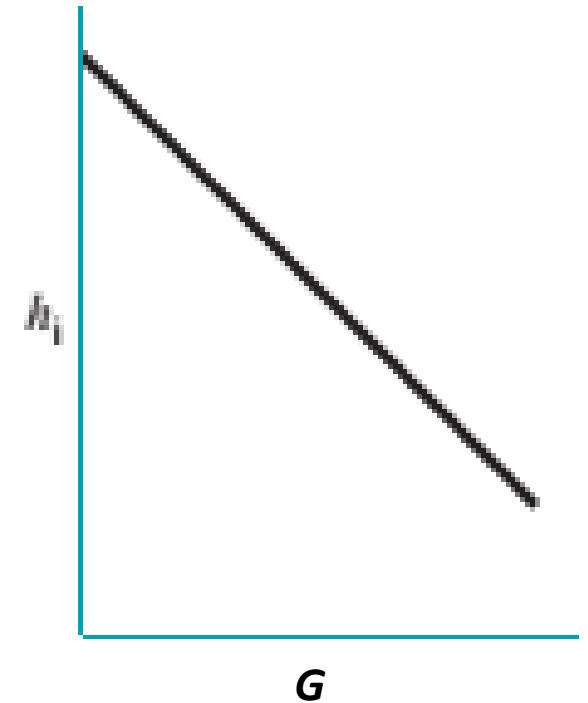
$$\cot \beta_2 = \frac{U_2 - V_{\theta_2}}{V_{r_2}}$$

Poniendo la cabeza en función del ángulo β y sabiendo que el flujo es

$$G = 2\pi r_2 b_2 V_{r_2}$$

se tiene

$$h_i = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{2\pi r_2 b_2 g} G$$



b1 y b2 son las anchuras de las aspas en la entrada y salida. Con todos los parámetros de la bomba conocidos, se puede calcular una potencia y cabeza vs descarga ideales. Como parámetros de diseño se puede estimar el flujo asumiendo que el flujo entra exactamente normal al impulsor ($\alpha=90^\circ$ y $V_{\theta_1}=V_1$).

α es el ángulo que tiene la velocidad del fluido con respecto a la velocidad tangencial.
 β es el ángulo de la velocidad relativa.

Se observa que las pérdidas reducen el aumento de cabeza H_s-H_e que podría conseguir el fluido.

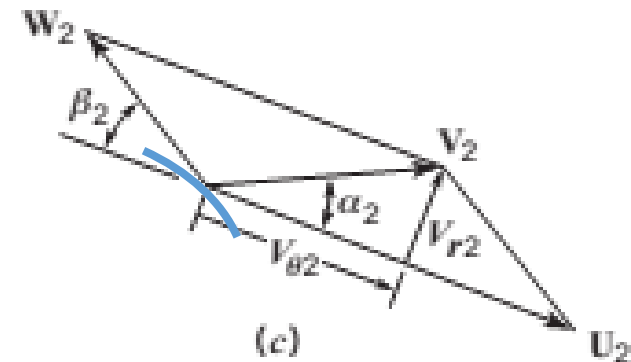
$$h_i = \frac{U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}}{g}$$

El aumento real o disponible h_r siempre es menor que el ideal, en una cantidad igual a las pérdidas en la bomba.

Para que el aumento ideal de cabeza sea máximo, se debe tener

$$h_i = \frac{U_2 V_{\theta 2}}{g}$$

Es decir, el fluido no debe tener una componente tangencial en la entrada, lo que significa que el ángulo entre la velocidad absoluta y la dirección tangencial debe ser 90° ($\alpha_1=90^\circ$).



Para las bombas actuales, el ángulo de hoja β_2 está entre 15 y 35° (normalmente 20-25°) y β_1 está entre 15 y 50°.

La cabeza neta H es un parámetro de salida básico para cualquier turbomáquina. Las velocidades y las alturas son muy aproximadas, de modo que:

$$h_r \approx \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$$

La potencia ganada por el fluido es $P_f = \rho g Q h_r$ que se conoce como el **caballaje de agua**. En el caso de la bomba, se requiere un caballaje para impulsarla

$$bhp = \omega T$$

En donde ω es la velocidad angular del impulsor y T el torque.

$$P_f = \frac{\gamma Q h_r}{550} \text{ en HP}$$

Es importante la eficiencia total de la bomba

$$\eta = \frac{\rho g Q h_r / 550}{bhp}$$

La eficiencia está afectada por las pérdidas hidráulicas en la bomba y por las pérdidas mecánicas de anillos y sellos. Existen además otros factores menores conocidos como pérdidas volumétricas.

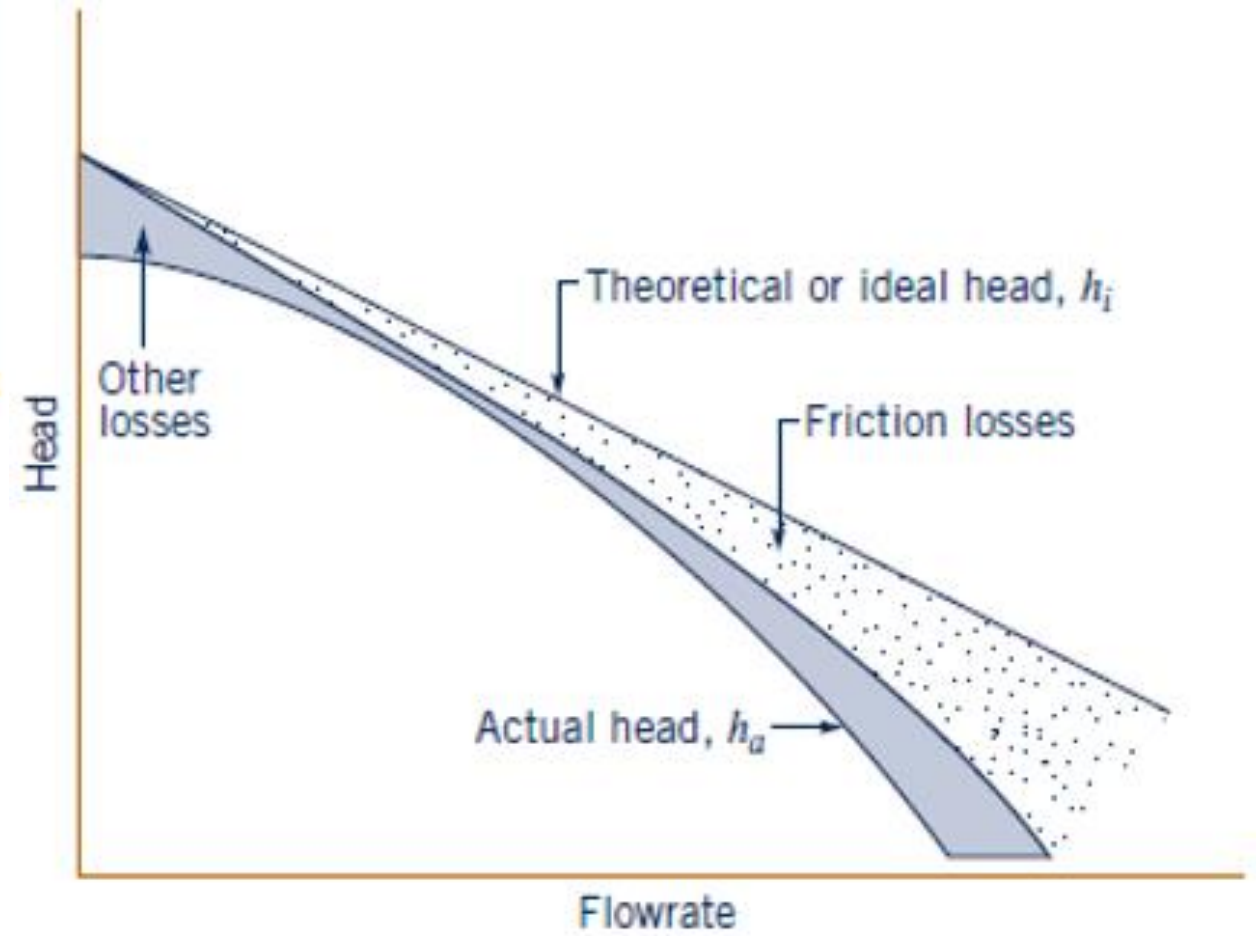
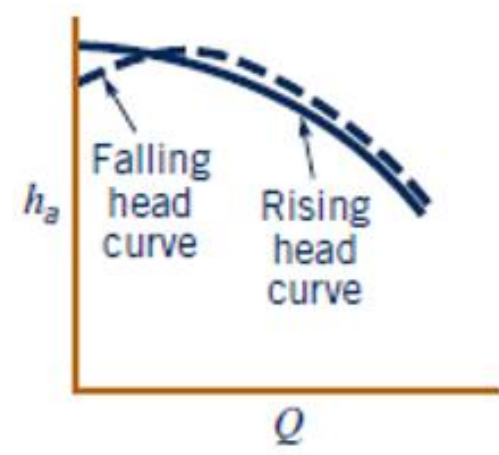
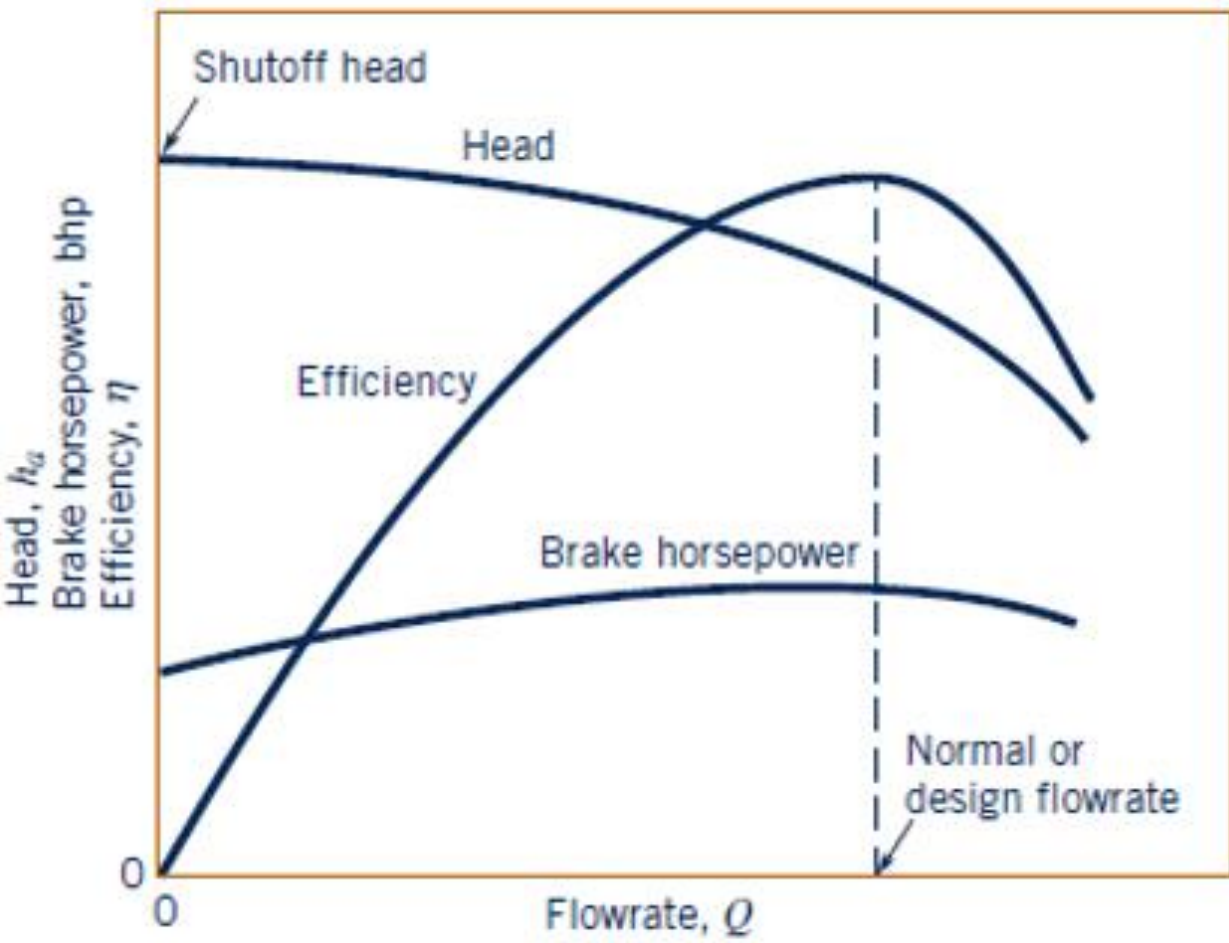
$$\eta = \eta_h \eta_m \eta_v$$

$$\eta_h = 1 - \frac{h_f}{h_s}$$

Aquí, las pérdidas en la bomba h_f constan de pérdidas por choques, pérdidas por fricción y pérdidas por circulación.

$$\eta_m = 1 - \frac{P_f}{bhp}$$

P_f es la potencia perdida por fricción mecánica.



De manera razonable, estos cálculos arrojan resultados dentro del 25% de precisión de la cabeza, pérdidas y potencia de agua.

Se bombea agua a 1400 gpm a través de una bomba centrífuga que opera a 1750 rpm. El impulsor tiene una anchura uniforme de hoja, b , de 2 in con $r_1=1.9$ in y $r_2=7$ in, siendo el ángulo de salida β_2 de 23° .

Suponga condiciones de flujo ideal y que la componente tangencial de la velocidad del agua que entra a la bomba es cero ($\alpha_1=90^\circ$).

Determine (a) la componente tangencial de la velocidad a la salida; (b) el aumento de cabeza ideal h_i ; (c) la potencia transferida al fluido, W_{eje} .

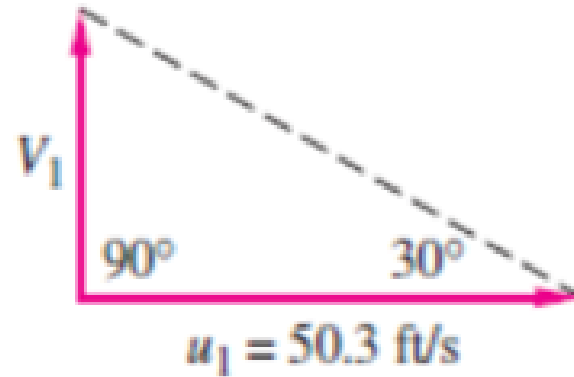
Ejemplo.

Given are the following data for a commercial centrifugal water pump: $r_1=4$ in, $r_2 =7$ in, $\beta_1 =30^\circ$, $\beta_2 = 20^\circ$, speed **1440 rev/min**. Estimate

- (a) the design point discharge
- (b) the water horsepower
- (c) the head **if $b_1 = b_2 = 1.75$ in.**

Calcular u_1 y u_2

Para un punto de diseño inicial se tiene $\alpha=90^\circ$. El diagrama de velocidad aquí es:

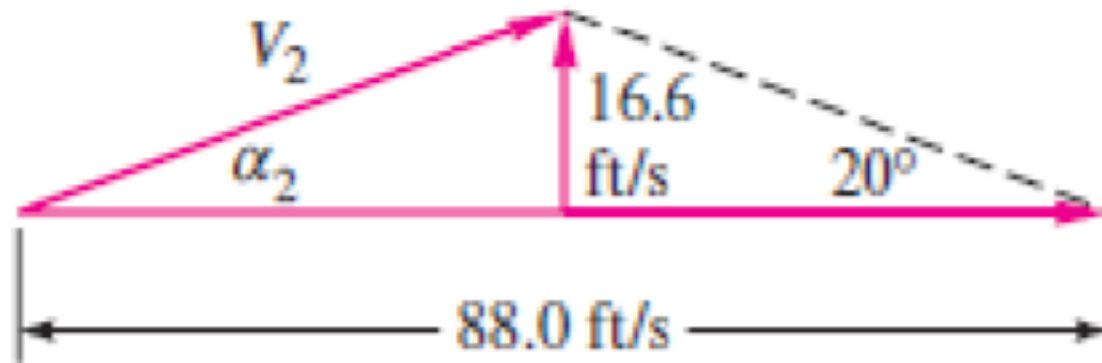


$$V_{r1} = V_1 = u_1 \tan 30^\circ = 29 \text{ ft/s}$$

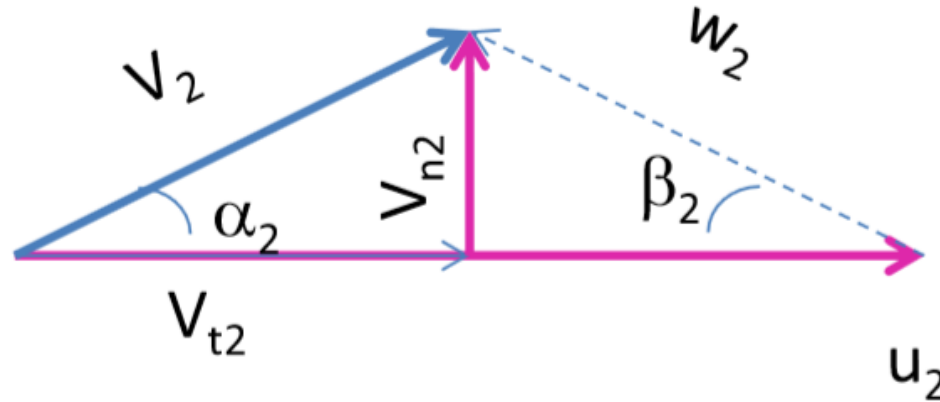
Con este dato se calcula el gasto volumétrico G .

Calculado el G , se calcula la velocidad radial 2, V_{r2} .

Se tendrá otro diagrama de velocidad en $r=r_2$.



Se conoce β_2 , pero no se conoce α_2 . Con los cálculos de u_2 , V_{r2} y β_2 , se calcula $V_{\theta 2}$.



Según este diagrama, $V_{\theta 2}$ será:

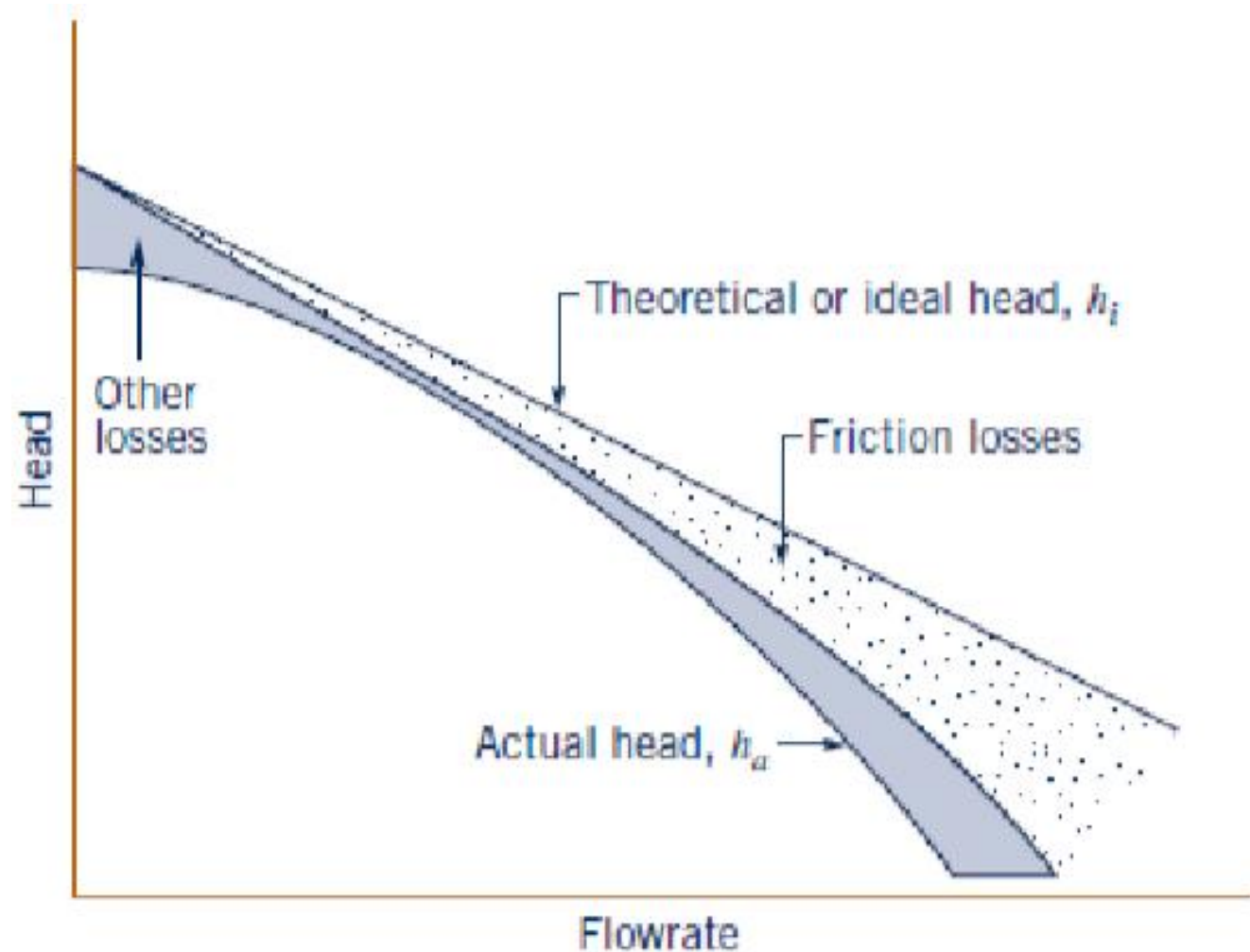
$$V_{\theta 2} = U_2 - V_{r2} \cot \beta_2 \qquad \alpha = \tan^{-1} \frac{V_{r2}}{V_{\theta 2}}$$

Finalmente la potencia será $P = \rho G u_2 V_{t2}$

Y la cabeza se calcula como $H \approx \frac{P}{\rho g G}$

DESEMPEÑO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

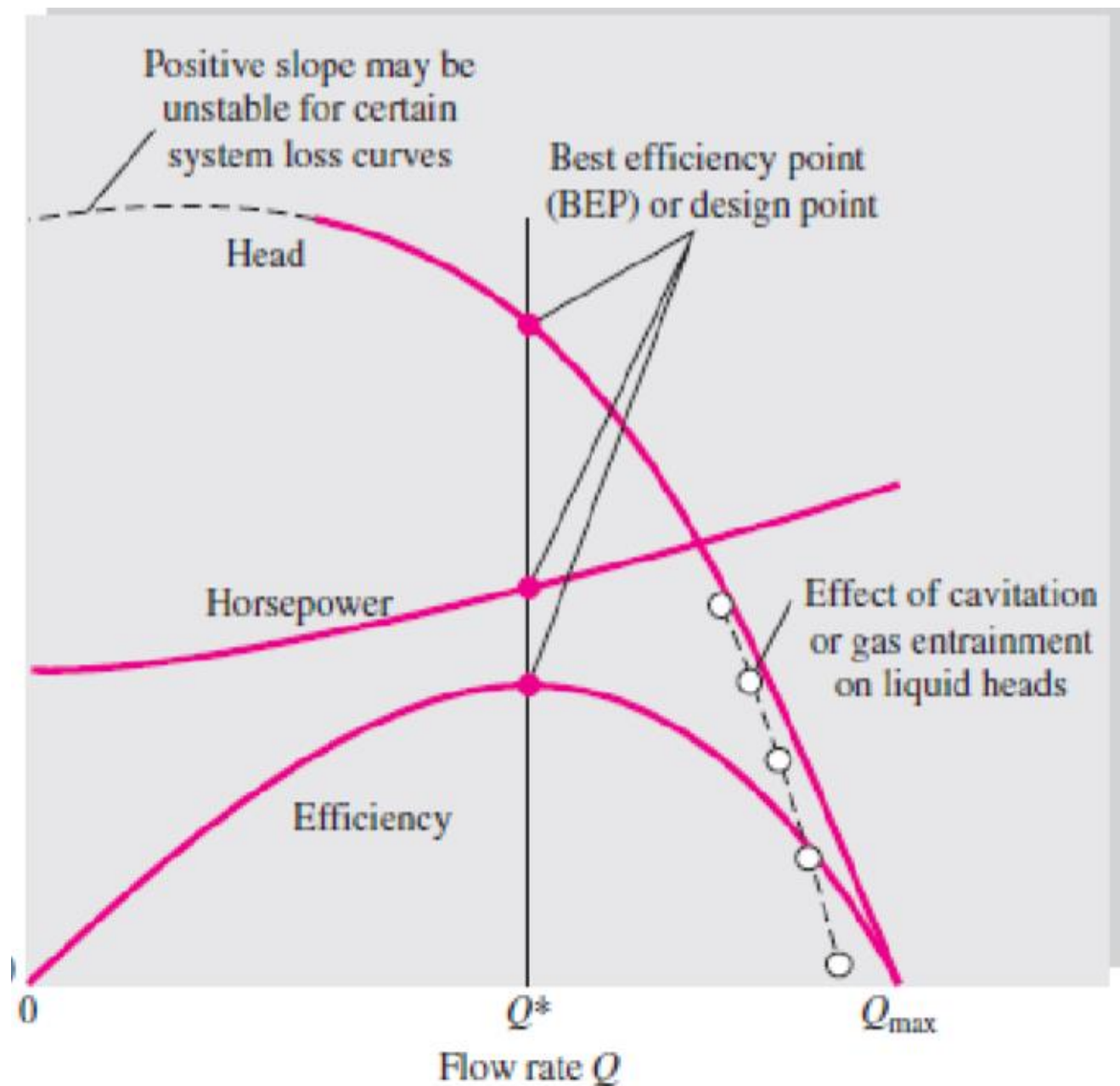
En las bombas centrífugas hay una fuerte dependencia entre la **capacidad y la presión de entrega.**



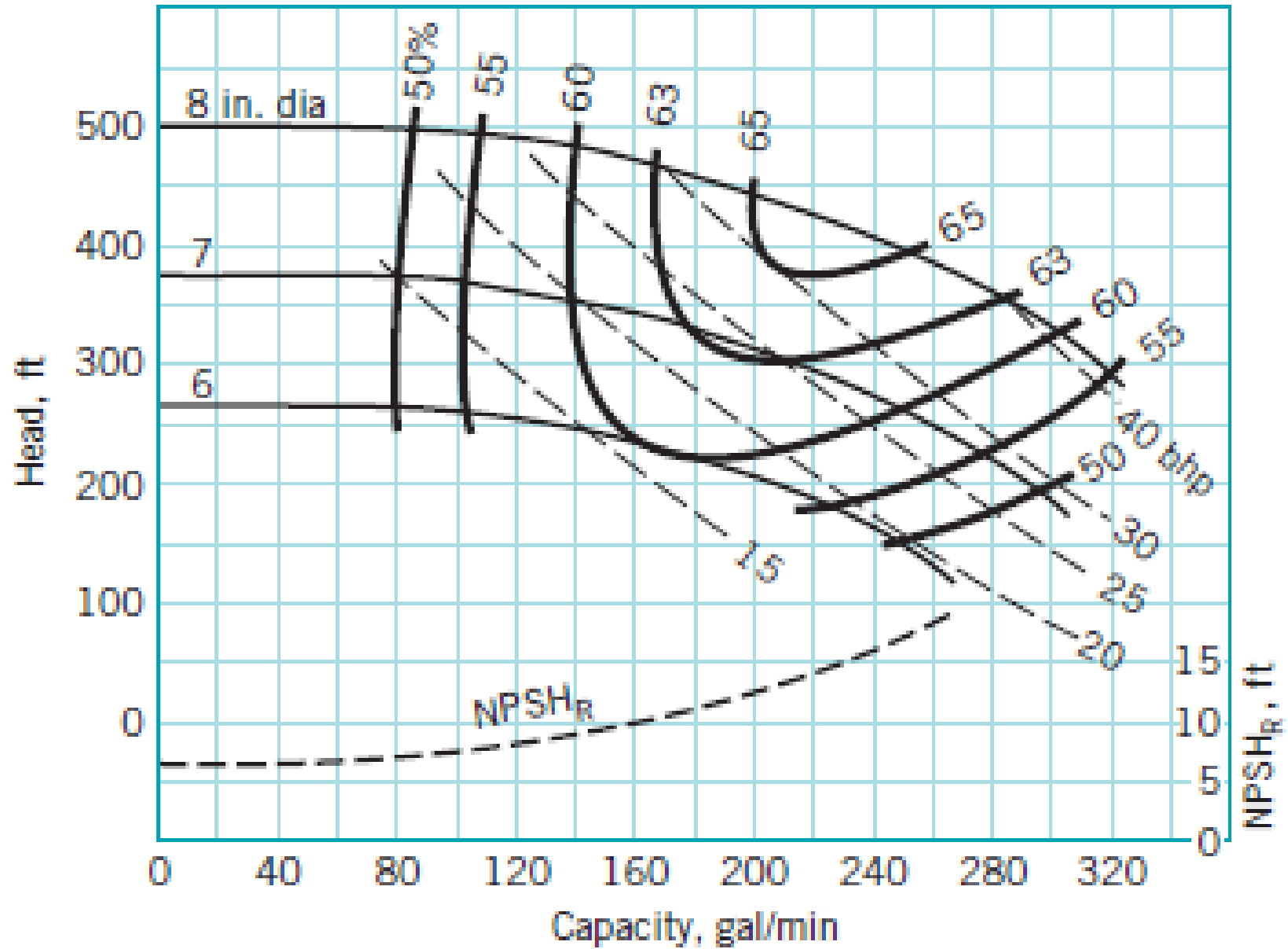
La carga total de la bomba se calcula a partir de la ecuación general de la energía y representa la cantidad de energía añadida a una unidad de peso del fluido al pasar por la bomba.

Por ejemplo, el flujo se detiene por completo cuando toda la energía de la bomba se utiliza para mantener la carga.

Son importantes asimismo la eficiencia y la potencia requeridas. El funcionamiento normal de una bomba debe estar en las cercanías del pico de la curva de eficiencia con valores entre 60 - 80%.



Curva de desempeño característica de una bomba centrífuga



LEYES DE AFINIDAD

Cuando varía la velocidad angular:

La capacidad varía directamente con la velocidad angular:

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{N_1}{N_2}$$

La capacidad de carga total varía con el cuadrado del módulo de la velocidad angular:

$$\frac{h_{b1}}{h_{b2}} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2$$

La potencia requerida por la bomba varía con el cubo de la velocidad angular:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3$$

Cuando varía el diámetro del impulsor:

La capacidad varía directamente con el diámetro del impulsor:

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

La carga total varía con el cuadrado del diámetro del impulsor:

$$\frac{h_{b1}}{h_{b2}} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

La potencia requerida por la bomba varía con el cubo del diámetro del impulsor:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$$

Por su parte la eficiencia permanece casi constante cuando hay cambios en la rapidez rotacional y modificaciones pequeñas en el diámetro del impulsor.

EJEMPLO

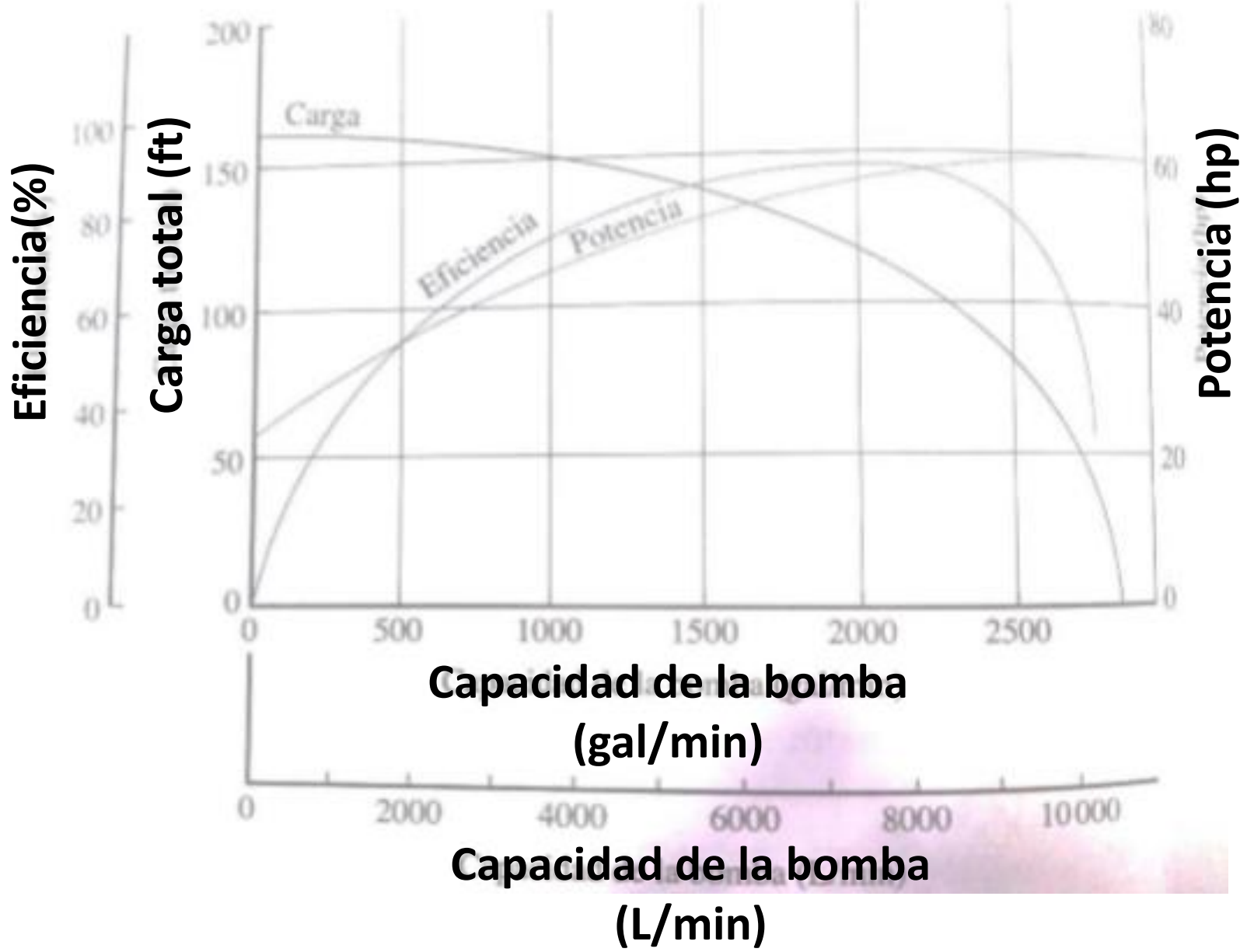
Se tiene una bomba operando a una **rapidez de 1750 rpm** con un diámetro de impulsor de **13 in.**

Determine

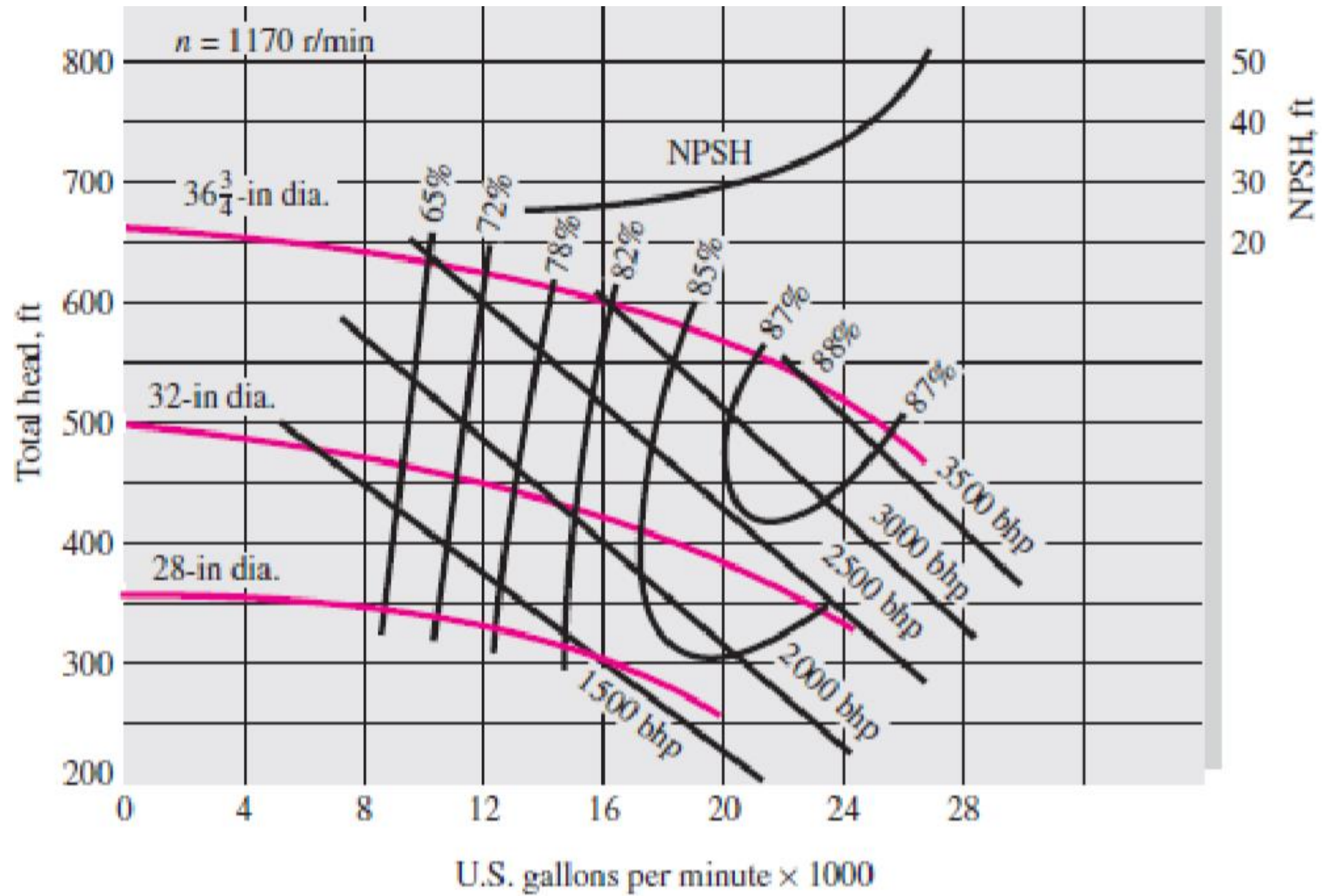
A) La carga que resultaría en una capacidad de **1500 gal/min**

B) La potencia requerida para accionar la bomba.

Calcule el desempeño cuando la magnitud de la velocidad es de 1250 rpm.



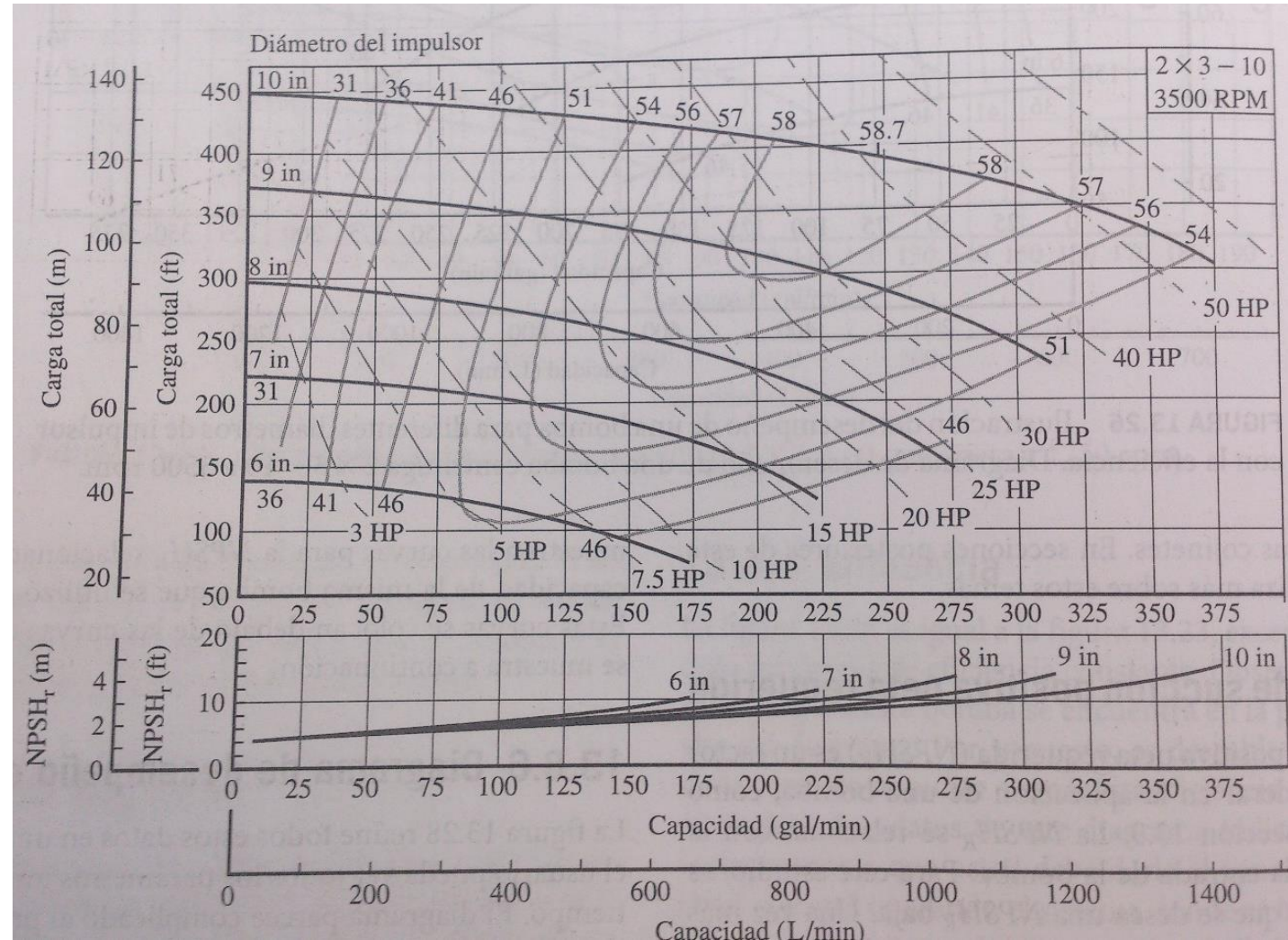
Las curvas de desempeño de una bomba se muestran en formas características, **en capacidad vs carga total** y añadiendo curvas ya sea de eficiencia o potencia:



NPSH

La **carga de succión positiva neta requerida** ($NPSH_R$) se relaciona con la presión existente a la entrada de la bomba. Una vez localizado un punto en el diagrama de carga total y capacidad, la NPSH se lee a partir del conjunto de curvas.

Una bomba centrífuga debe entregar al menos 200 gal/min de agua con una carga total de 300 ft de agua. Especifique una bomba adecuada. Liste sus características de desempeño.



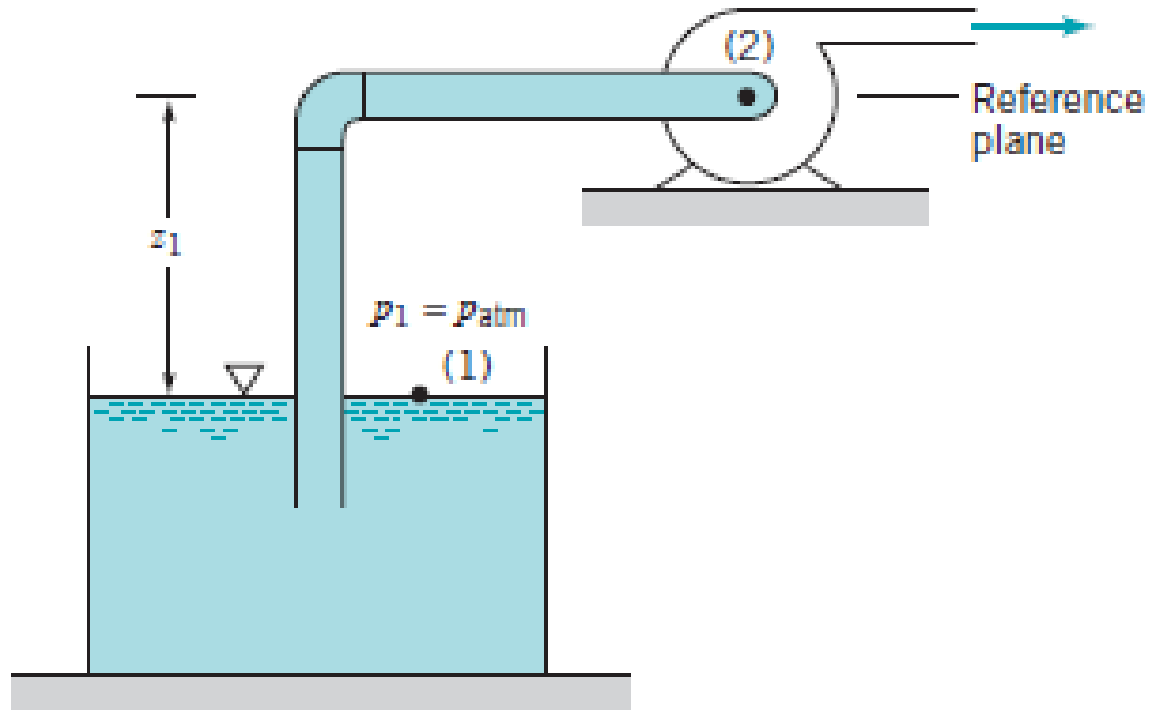
La NPSH es la carga requerida a la entrada de la bomba para evitar cavitación o ebullición en el líquido. El punto de succión es un punto de baja presión en el que ocurrirá la cavitación.

$$NPSH = \frac{p_i}{\rho g} + \frac{V_i^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho g}$$

Hay dos valores de interés para la NPSH: la NPSH requerida ($NPSH_R$) la cual debe mantenerse o excederse para evitar la cavitación, y la NPSH disponible ($NPSH_A$) que representa la cabeza que se tiene en la realidad en un sistema de flujo específico.

Si la bomba se coloca a una altura z_i sobre la superficie de un depósito a p_a , tenemos:

$$NPSH = \frac{p_a}{\rho g} + z_i - h_{fi} - \frac{p_v}{\rho g}$$



El diseñador de un sistema de bombeo tiene la responsabilidad de asegurar que la carga de succión positiva neta disponible, $NPSH_A$, sea significativamente superior a la $NPSH_R$.

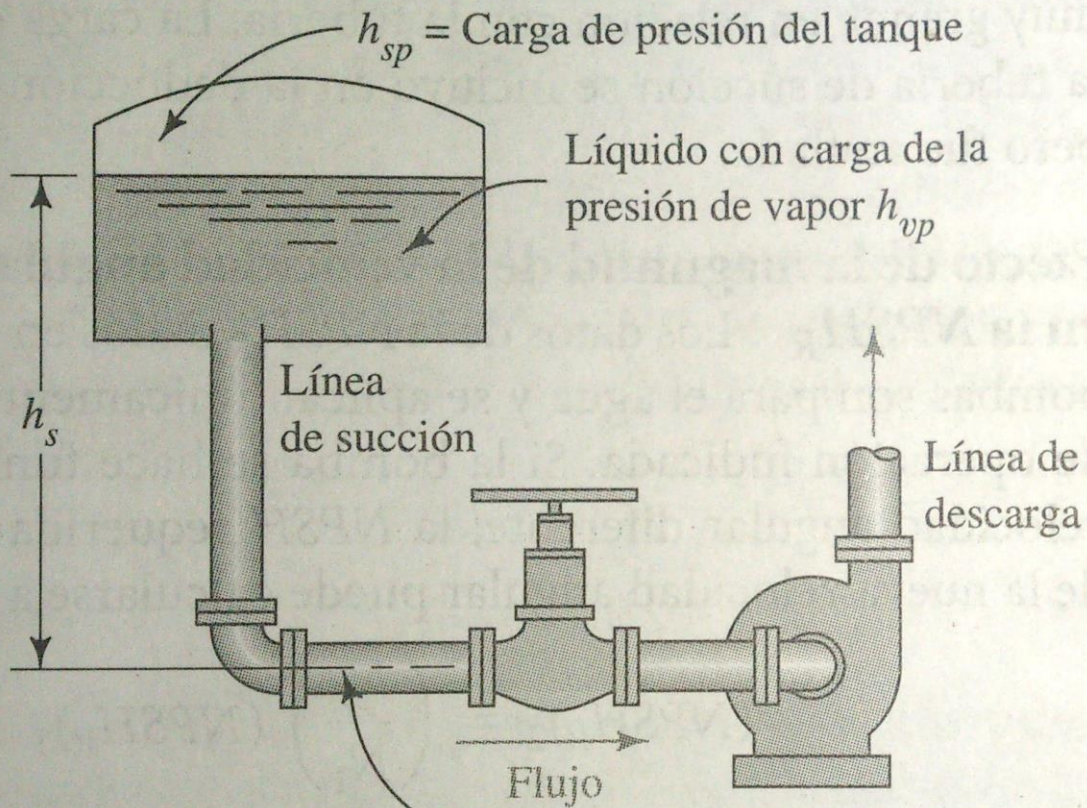
El ANSI y el HI establecen que debe existir una diferencia mínima del 10% entre la $NPSH_A$ y la $NPSH_R$.

$$M = NPSH_A - NPSH_R$$

Para aplicaciones como control de inundaciones, oleoductos y servicio de generación de energía, M debe ser de hasta el 100%. Algunos diseñadores exigen un margen de 5 ft de altura para los sistemas de gran tamaño.

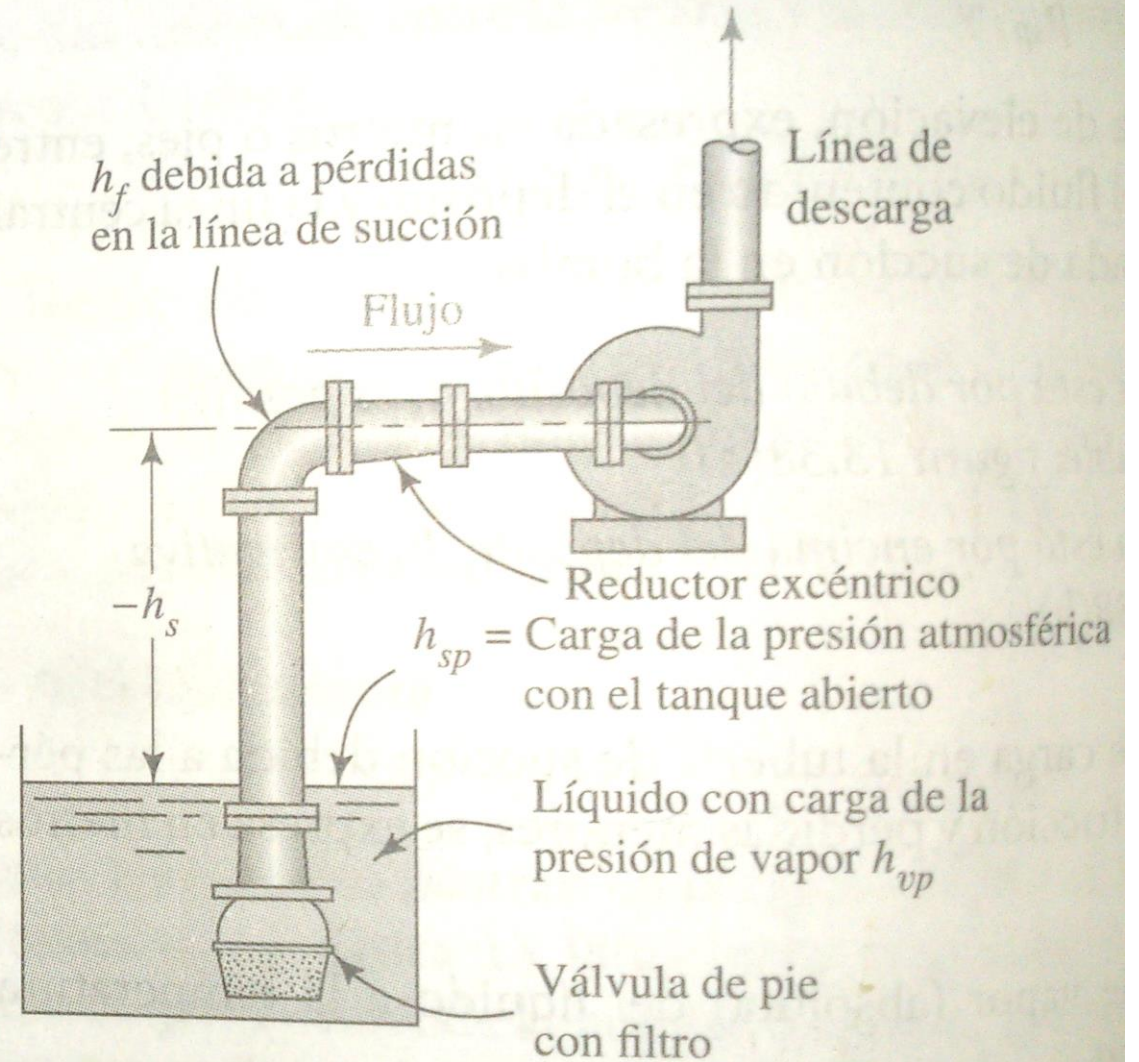
El valor de $NPSH_A$ depende de la presión de vapor del fluido bombeado, de las pérdidas de energía de la tubería de succión, de la elevación del depósito de fluido y de la presión aplicada en el depósito.

$$NPSH_A = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{pv}$$



h_f debida a fricción en la tubería, dos codos, una válvula y la entrada

(a)



(b)

Cuando una bomba se hace operar a una velocidad diferente a la especificada, se puede calcular la nueva NPSHR como

$$(NPSH_R)_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 (NPSH_R)_1$$

Determine la NPSH disponible para el sistema de la figura anterior, inciso (a). El depósito del fluido es un tanque cerrado con una presión de -20 kPa por encima del agua a 70°C . La presión atmosférica es de 100.5 kPa. En el depósito el nivel del agua es de 2.5 m por encima de la entrada de la bomba. La tubería es de acero inoxidable DN 40 cédula 40 con una longitud total de 12 m. El codo es estándar y la válvula de globo está completamente abierta. El caudal es de 95 L/min. Calcule también la NPSHR máxima permisible para la bomba en este sistema.

Los datos reales se alejan de los teóricos de manera importante debido a pérdidas irre recuperables de 3 tipos:

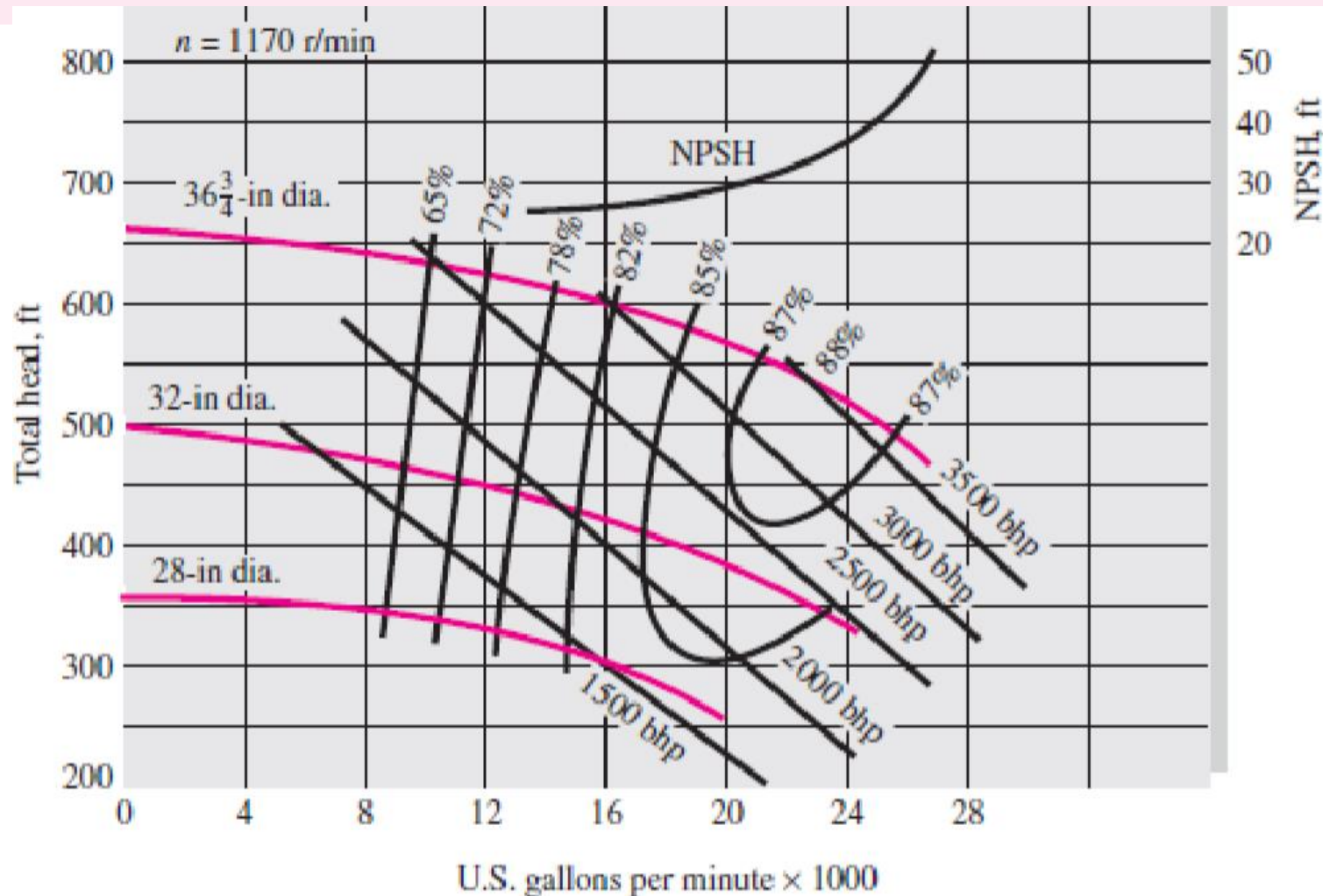
1. Pérdidas por recirculación en el impulsor

2. Pérdidas por fricción

3. Pérdidas por choque

EJEMPLO

The 32-in pump of Fig. 11.7a is to pump 24,000 gal/min of water at 1170 r/min from a reservoir whose surface is at 14.7 lbf/in² absolute. If head loss from reservoir to pump inlet is 6 ft, where should the pump inlet be placed to avoid cavitation for water at (a) 60°F, $p_v = 0.26$ lbf/in² absolute, SG = 1.0 and (b) 200°F, $p_v = 11.52$ lbf/in² absolute, SG = 0.9635?



Curva de resistencia

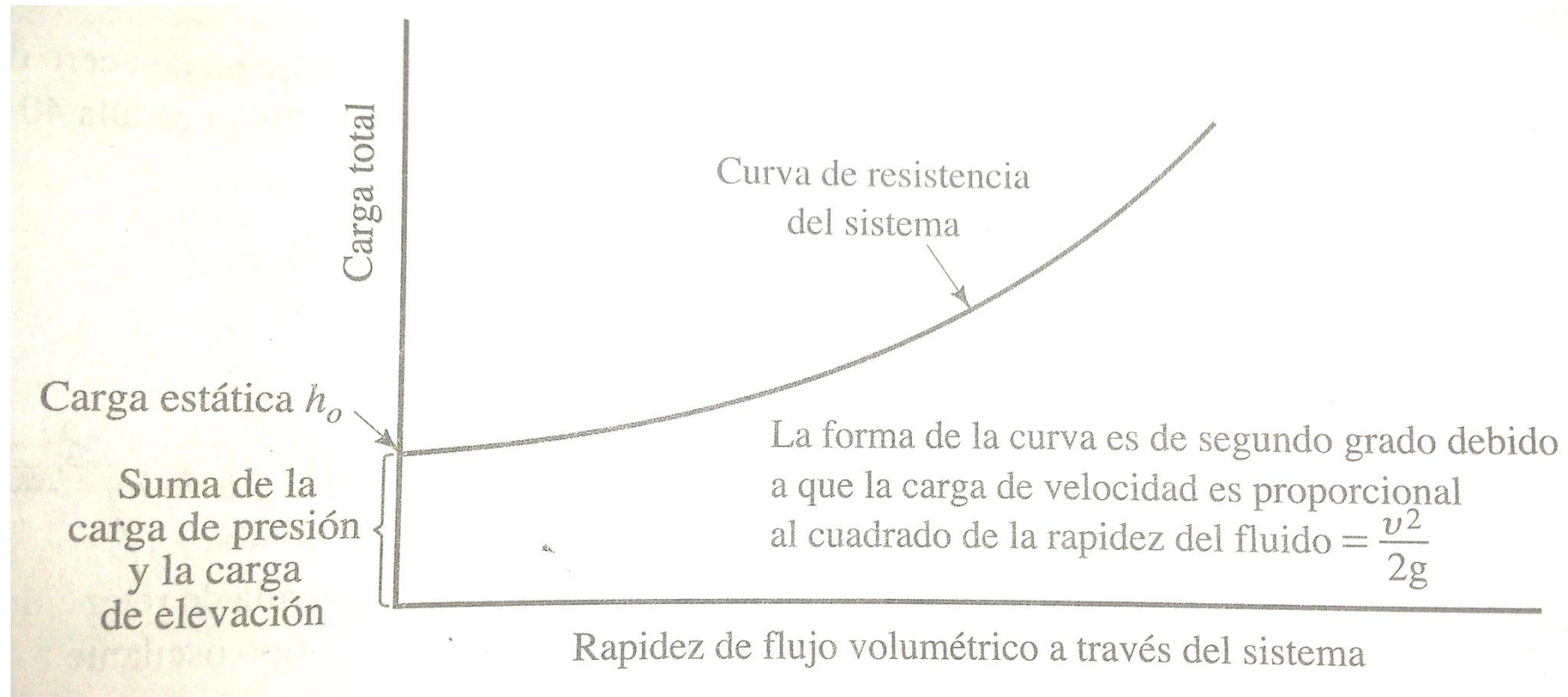
El punto de operación de una bomba es el caudal que entrega la bomba dentro de un sistema dado y operando contra una carga total específica.

La bomba debe realizar las siguientes tareas:

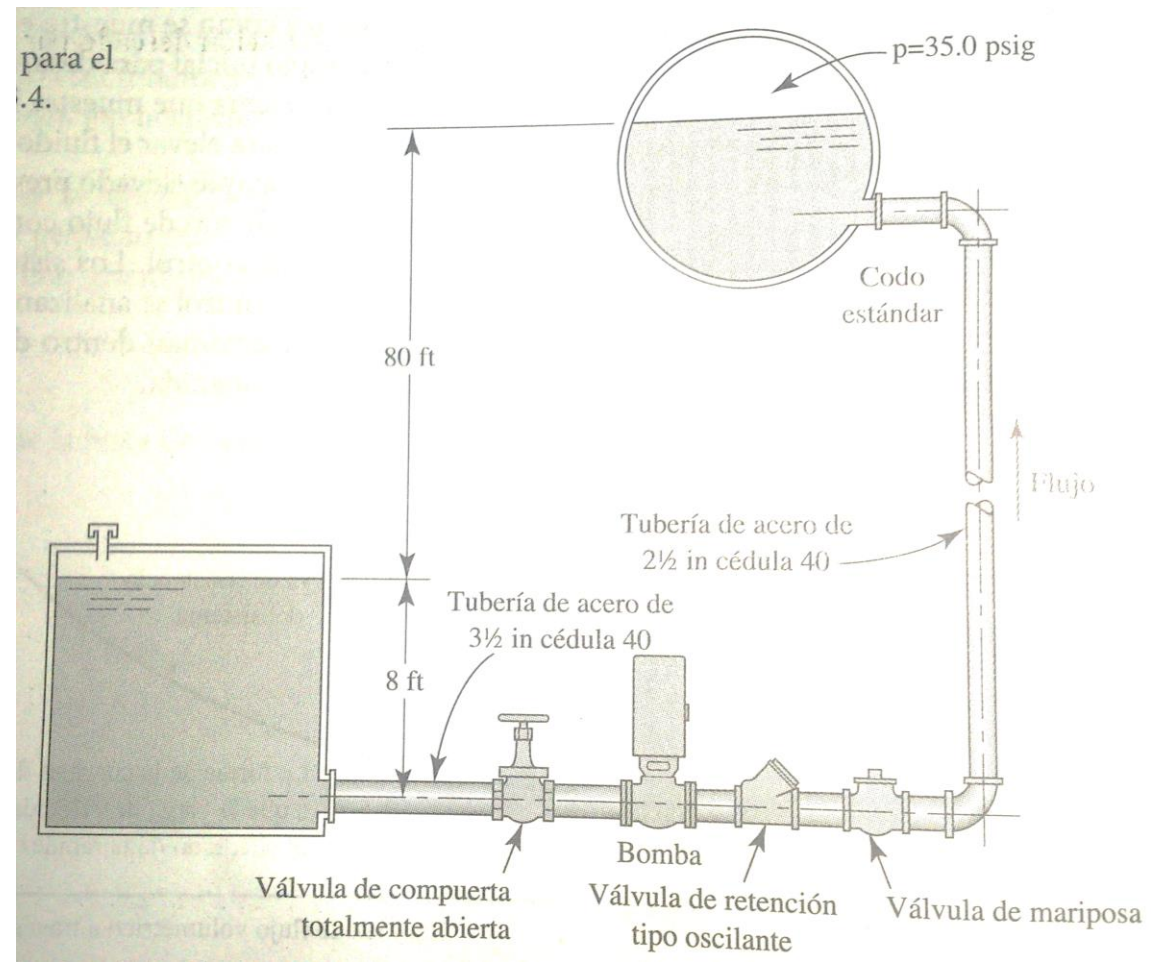
1. Elevar el fluido desde el depósito hasta el punto de destino.
2. Aumentar la presión del fluido desde el origen hasta el punto de destino.
3. Superar la resistencia causada por fricción en tubería, válvulas y accesorios.
4. Superar la resistencia causada por los elementos del proceso.
5. Suministrar energía relacionada con la operación de válvulas de control de flujo que causan cambios a la carga del sistema para conseguir los caudales deseados.

$$h_{st} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1)$$

Se desea que la bomba suministre liquido con un caudal especificado, por lo que la carga debido a las pérdidas de energía cinética dependerá de este término. Esta variación establece la curva de resistencia del sistema (SRC).



Se tiene un sistema diseñado para conducir 225 gal/min de agua a 60°F desde un depósito inferior abierto hasta un tanque elevado a una presión de 35 psig. La línea de succión tiene 8 ft de tubería de acero y la línea de descarga tiene 360 ft de tubería. Establezca la curva de resistencia del sistema, SRC, para este problema considerando caudales desde cero hasta 250 gal/min, calcule los valores de la carga en incrementos de 50 gal/min.



El primer paso sería calcular la carga estática total, 160.77 ft.

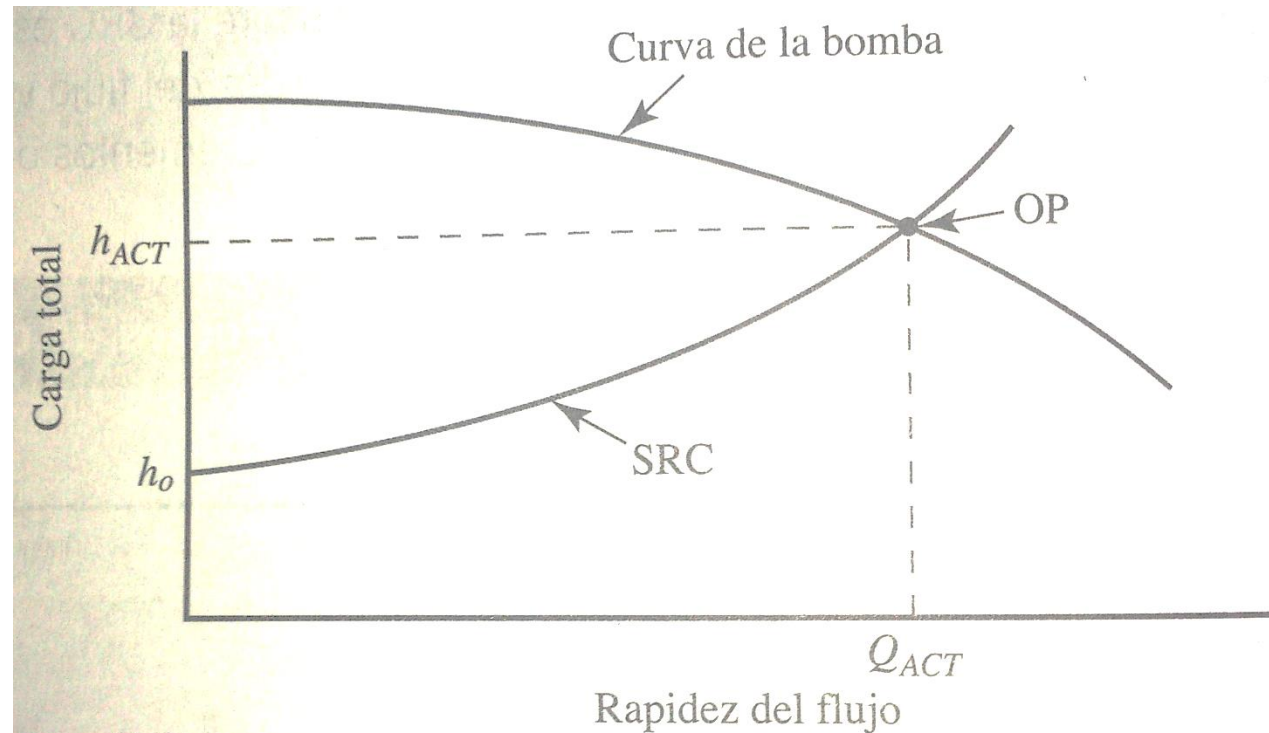
La carga dinámica se recomienda calcularla mediante una hoja de cálculo que permita variar los caudales y calcular h_L , para calcular h_B como:

$$h_B = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\gamma} + h_L$$

A 225 gal/min, el valor de la carga de la bomba es 299.8 ft.

La curva de resistencia del sistema se obtendrá sumando los valores de la carga dinámica a la carga estática total.

Para obtener el punto de operación de una bomba, se superpone la curva de desempeño de la bomba sobre la curva de resistencia del sistema. La intersección de las dos curvas es el punto de operación.



SRC = Curva de resistencia del sistema

OP = Punto de operación

Q_{ACT} = Rapidez de flujo volumétrico real en el sistema

h_{ACT} = Carga total real de la bomba

h_0 = Carga estática para el sistema

Directrices para la selección de una bomba

1. Buscar una bomba con alta eficiencia en el punto de diseño y para la cual el punto de operación esté cerca del punto de máxima eficiencia (BEP) de la bomba.
2. La región de operación recomendada (POR) está entre el 70 y 120% del BEP, según el ANSI y el HI.
3. Para la bomba seleccionada, especifique la designación del modelo, el módulo de la velocidad angular, el tamaño del impulsor y los tamaños de los puertos de succión y de descarga.
4. En el punto de operación real, determine la potencia requerida, la rapidez de flujo volumétrico real entregado, la eficiencia y la $NPSH_R$. Verifique el tipo de bomba, los requisitos de montaje y los tipos y tamaños de las líneas de succión y de descarga para asegurarse de que son compatibles con la instalación pretendida.
5. Calcule la $NPSH_A$ para el sistema.
6. Asegure una $NPSH_A > 1.10 NPSH_R$ para todas las condiciones de operación.

Para el ejemplo anterior, seleccione una bomba adecuada para permitir el que el sistema suministre al menos 225 gal/min de agua a 60°F con una carga total de 299.8 ft. Luego muestre el punto de operación de la bomba en ese sistema. Liste además la eficiencia de la bomba en el punto de operación, la potencia requerida para accionar la bomba y la $NPSH_R$. Analice la parte de la línea de succión del sistema para determinar la $NPSH_A$ y asegúrese de que es adecuada para la bomba elegida. Recomiende los ajustes deseables para el sistema de tuberías con el fin de que pueda alojar a la bomba seleccionada.

Se obtienen algunas ecuaciones de desempeño adimensional de la bomba:

Coeficiente de capacidad $C_G = \frac{G}{nD^3}$

Coeficiente de cabeza $C_H = \frac{gH}{n^2D^2}$

Coeficiente de potencia $C_P = \frac{bhp}{\rho n^3 D^5}$

La eficiencia es $\eta = \frac{C_H C_G}{C_P}$

Asimismo, se sugieren otras reglas de similitud:

Cambio de tamaño

$$\frac{1-\eta_2}{1-\eta_1} \approx \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{\frac{1}{4}}$$

Cambio de capacidad

$$\frac{0.94-\eta_2}{0.94-\eta_1} \approx \left(\frac{G_1}{G_2}\right)^{0.32}$$

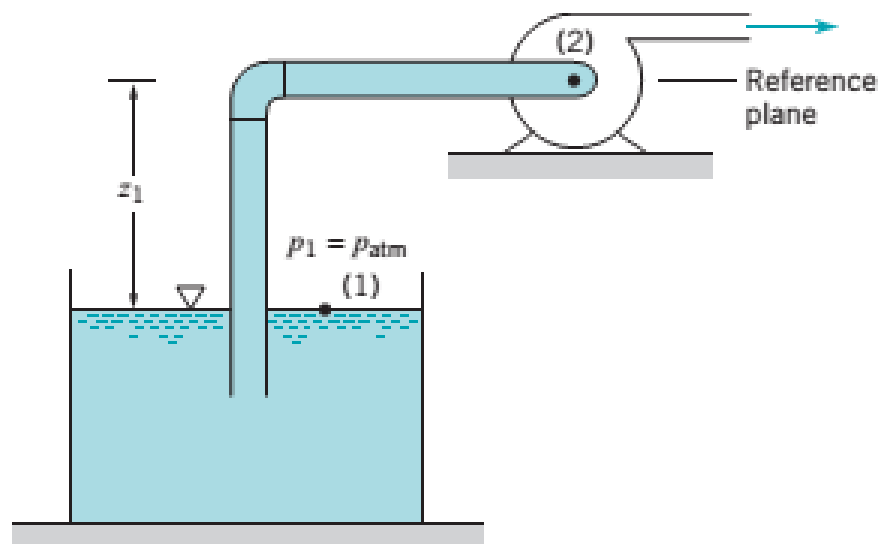
GIVEN Water is pumped at the rate of 1400 gpm through a centrifugal pump operating at a speed of 1750 rpm. The impeller has a uniform blade height, b , of 2 in. with $r_1 = 1.9$ in. and $r_2 = 7.0$ in., and the exit blade angle β_2 is 23° (see Fig. 12.8). Assume ideal flow conditions and that the tangential velocity component, $V_{\theta 1}$, of the water entering the blade is zero ($\alpha_1 = 90^\circ$).

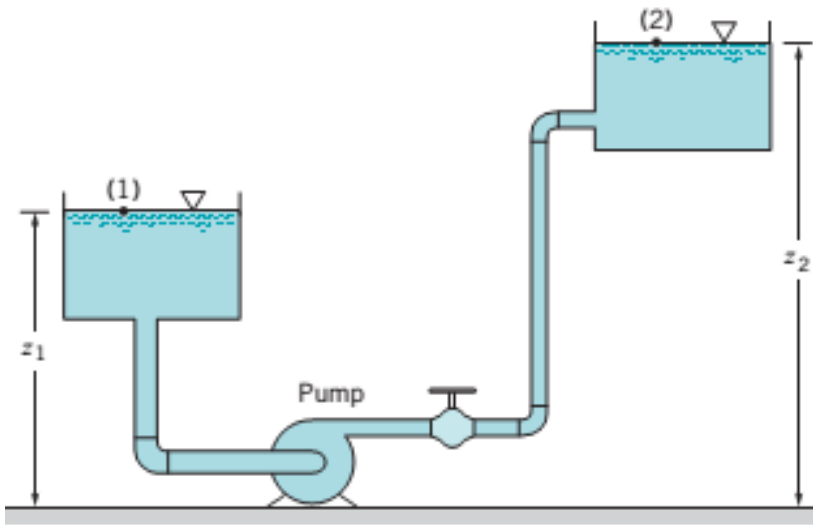
FIND Determine (a) the tangential velocity component, $V_{\theta 2}$, at the exit, (b) the ideal head rise, h_i , and (c) the power, \dot{W}_{shaft} , transferred to the fluid. Discuss the difference between ideal and actual head rise. Is the power, \dot{W}_{shaft} , ideal or actual? Explain.

GIVEN A centrifugal pump is to be placed above a large, open water tank, as shown in Fig. 12.13, and is to pump water at a rate of $0.5 \text{ ft}^3/\text{s}$. At this flowrate the required net positive suction head, NPSH_R , is 15 ft, as specified by the pump manufacturer. The water temperature is 80°F and atmospheric pressure is 14.7 psi. Assume that the major head loss between the tank and the pump inlet is due to filter at the pipe inlet having a minor loss coefficient

$K_L = 20$. Other losses can be neglected. The pipe on the suction side of the pump has a diameter of 4 in.

FIND Determine the maximum height, z_1 , that the pump can be located above the water surface without cavitation. If you were required to place a valve in the flow path would you place it upstream or downstream of the pump? Why?





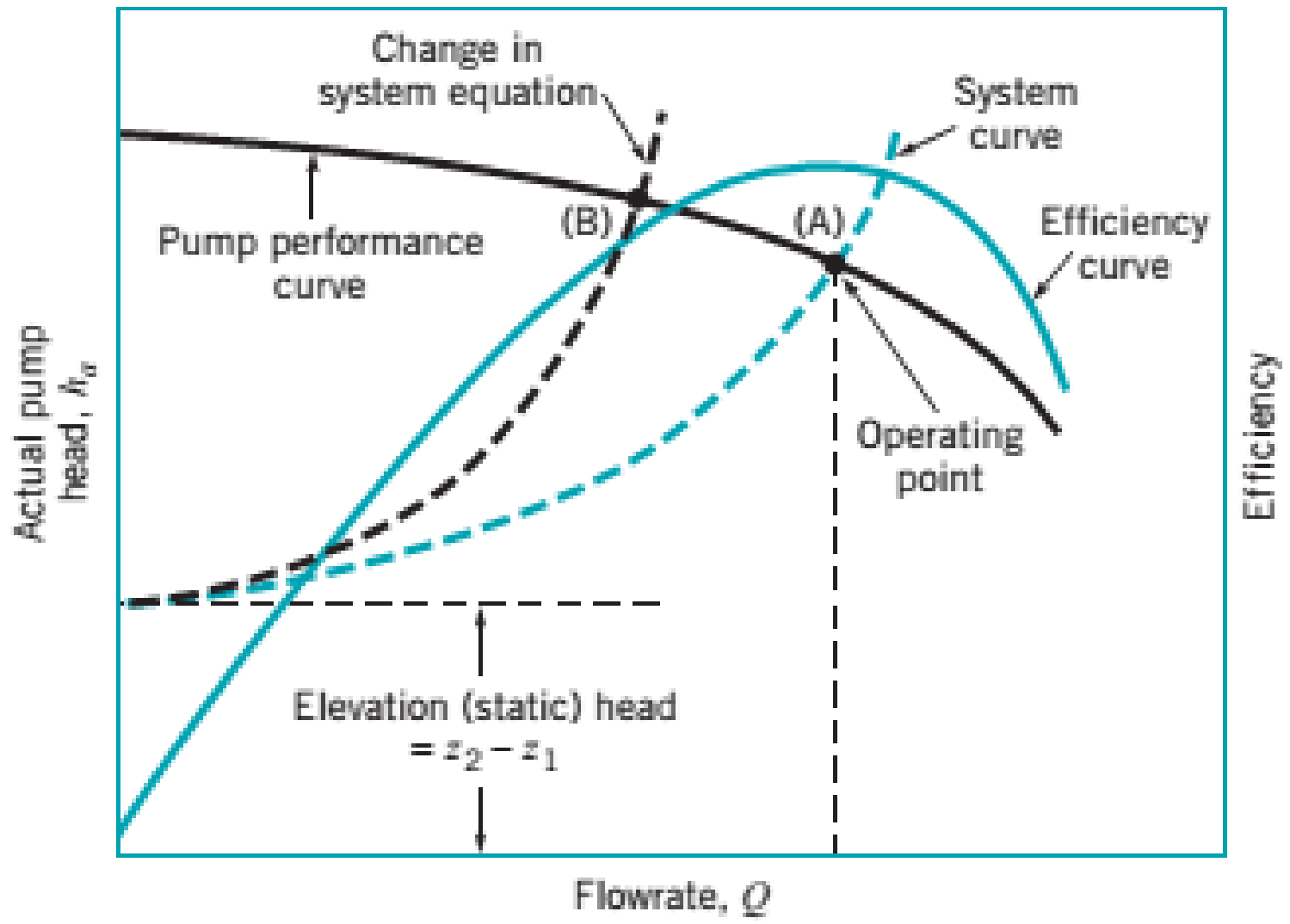
Un balance de energía en un sistema típico puede ser:

$$h_a = z_2 - z_1 + \sum h_L$$

Donde h_a es la cabeza disponible proporcionada por la bomba al fluido y h_L son las pérdidas mayores y menores en la tubería. Si se ponen las pérdidas en función de todas las constantes de resistencia del sistema de tubería:

$$h_a = z_2 - z_1 + KQ^2$$

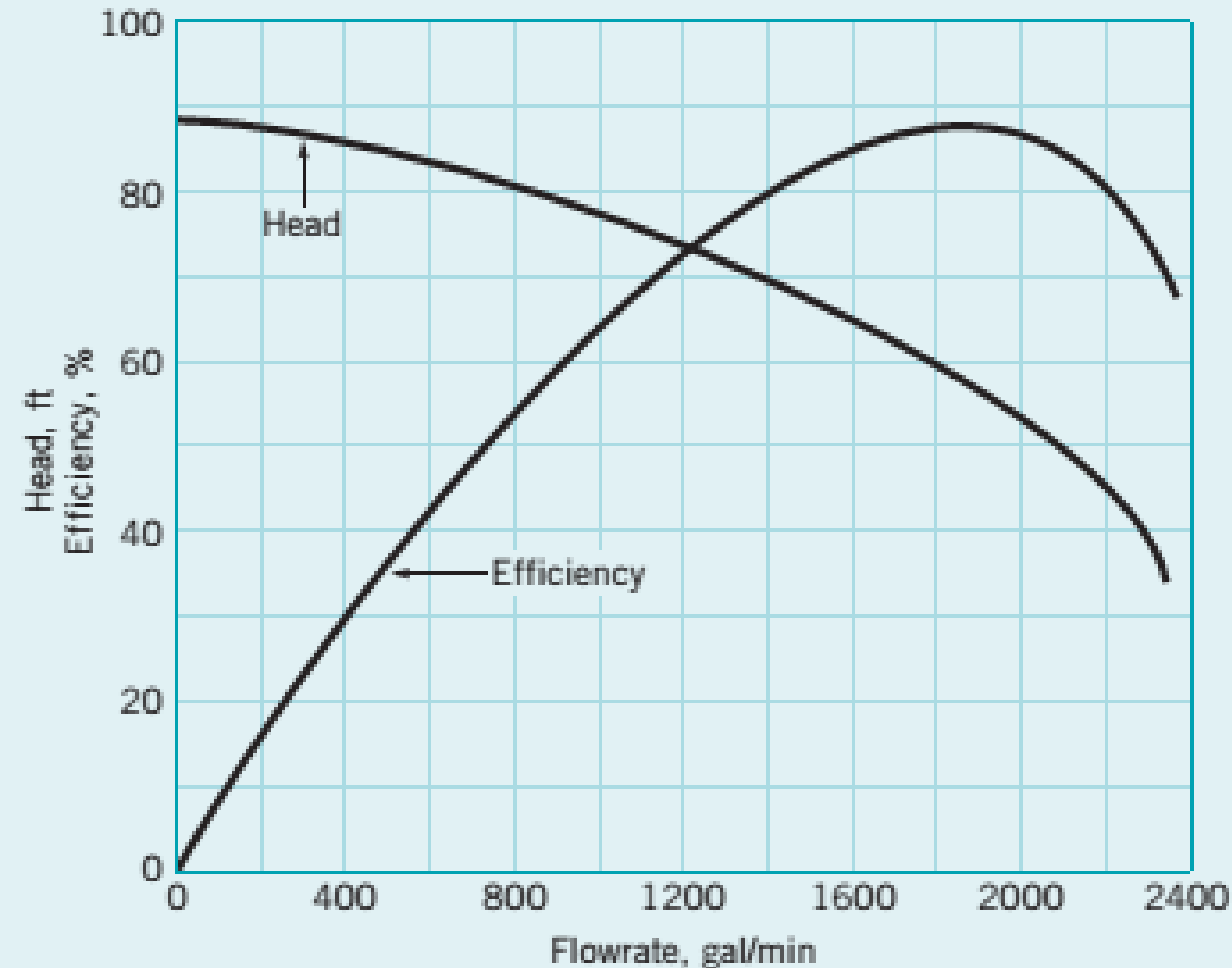
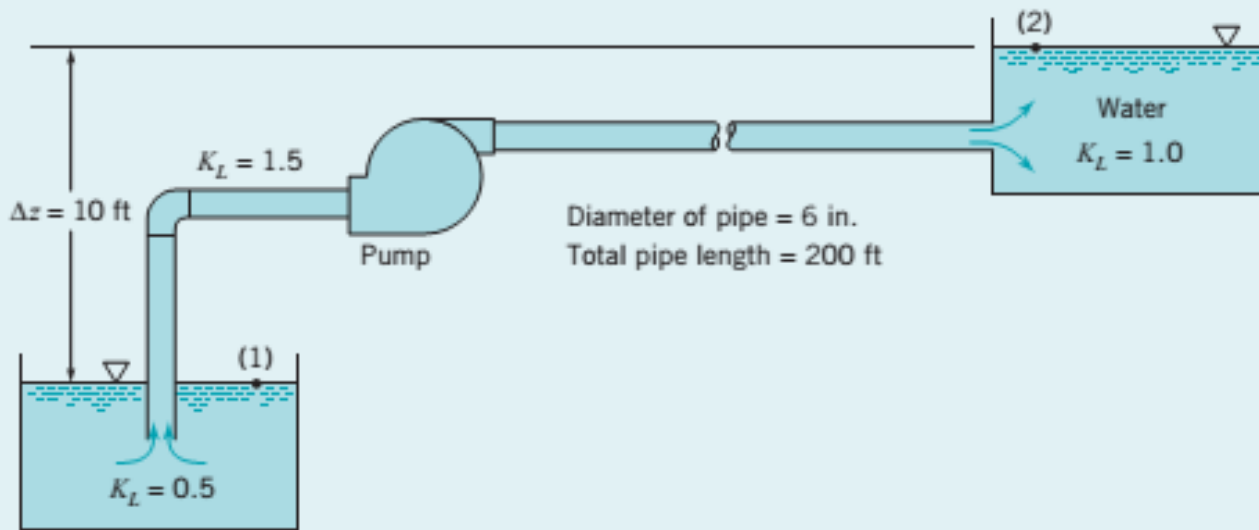
Esta es la curva del sistema.



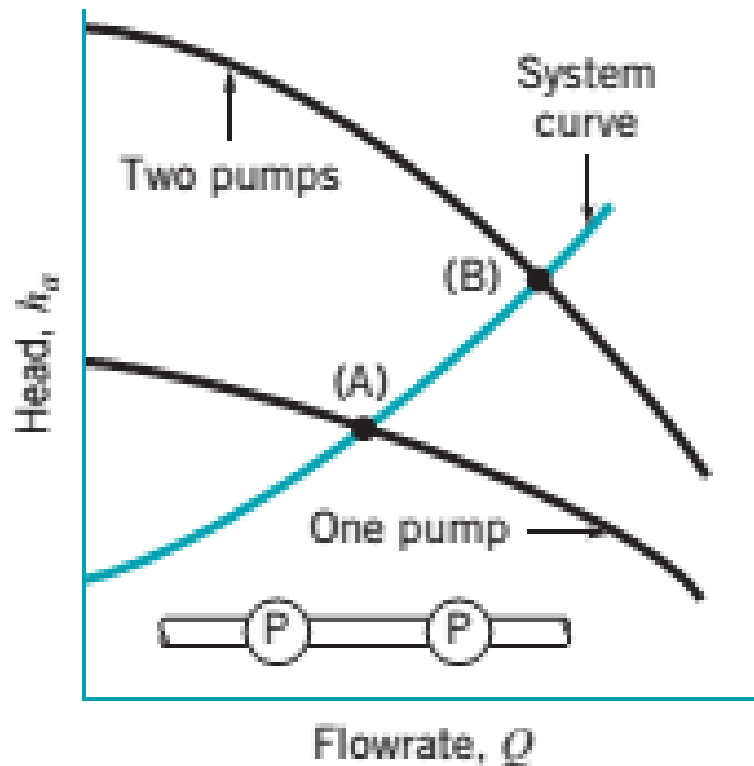
GIVEN Water is to be pumped from one large, open tank to a second large, open tank as shown in Fig. E12.4a. The pipe diameter throughout is 6 in. and the total length of the pipe between the pipe entrance and exit is 200 ft. Minor loss coefficients for the entrance, exit, and the elbow are shown, and the friction factor for the pipe can be assumed constant and equal to

0.02. A certain centrifugal pump having the performance characteristics shown in Fig. E12.4b is suggested as a good pump for this flow system.

FIND With this pump, what would be the flowrate between the tanks? Do you think this pump would be a good choice?



Las bombas pueden ser acomodadas en serie o en paralelo para proporcionar una cabeza adicional o un flujo más grande. Cuando se colocan dos bombas en serie, la gráfica de desempeño de las bombas se obtiene sumando las cabezas a la misma velocidad de flujo.



Para dos bombas en paralelo, la curva de desempeño combinada se obtiene sumando flujos a la misma cabeza. El flujo no se verá duplicado con la adición de dos bombas en paralelo para la misma curva del sistema.

