

CAPÍTULO 4

BOMBAS Y SISTEMAS DE BOMBEO DE FLUIDOS

4.1.- Tipos de bombas

Clasificación de las bombas impulsoras

Términos usuales:

Bombas para impulsar líquidos

Compresores, ventiladores, sopladores para gases

Bombas de desplazamiento positivo

Un mecanismo cíclico desplaza un volumen fijo de fluido en cada ciclo. Por lo tanto, el flujo queda determinado por la frecuencia del mecanismo.

Tipos:

1. Bomba recíproca o alternativa, basada en mecanismo cilindro-pistón.



Figura 4.1.1. Bomba de pistón de acción simple (izquierda) y doble (derecha).

2. Bomba rotatoria: ejemplos son la bomba de lóbulos, la bomba de engranajes y la bomba de tornillo sin fin.

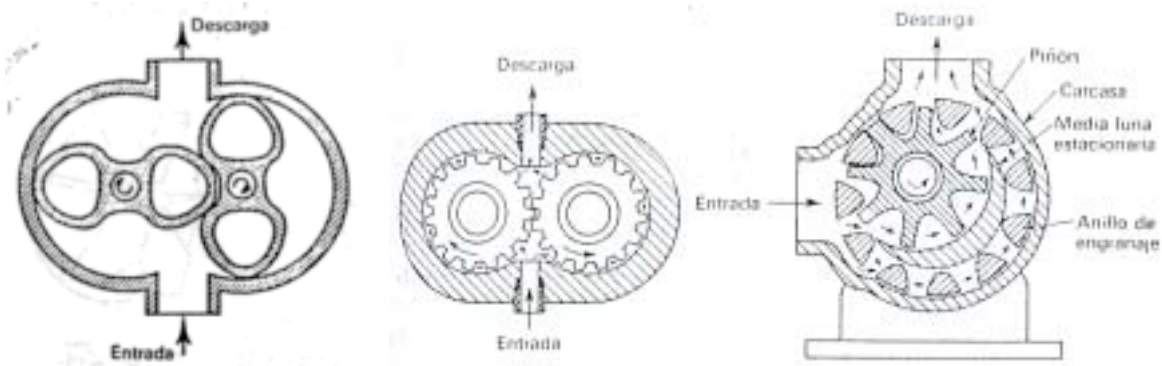


Figura 4.1.2. Bomba de lóbulos, de engranajes cilíndricos y de engranajes internos.

3. Miscelánea: bomba peristáltica, en que un rodillo va comprimiendo en su movimiento una manguera flexible. También dentro de las misceláneas se encuentra la de diafragma.

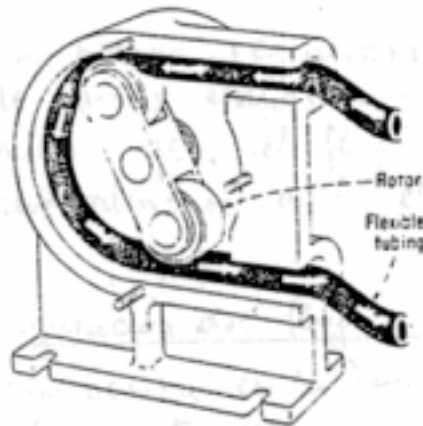


Figura 4.1.3. Bomba peristáltica.

Con las bombas de desplazamiento positivo, sólo se puede variar el flujo variando la frecuencia del flujo. El cierre parcial de una válvula no reduce el flujo, sólo aumenta la presión en el sistema; el cierre total de una válvula conduce a la rotura del elemento más débil.

Bombas centrífugas

Un rotor que gira a alta velocidad le imprime velocidad al fluido. Esta alta velocidad tangencial se transforma en baja velocidad axial y más alta presión a la salida de la bomba.

Tipos:

1. Bomba centrífuga radial. El rotor (impeller) consta de 2 discos paralelos, entre los cuales hay una serie de aletas o álabes (impeller vanes) que guían al fluido. El fluido es succionado por el centro del rotor (inlet), atraviesa radialmente el rotor, guiado por los álabes, y es recogido por la voluta exterior, donde el flujo se encauza hacia la salida (discharge).

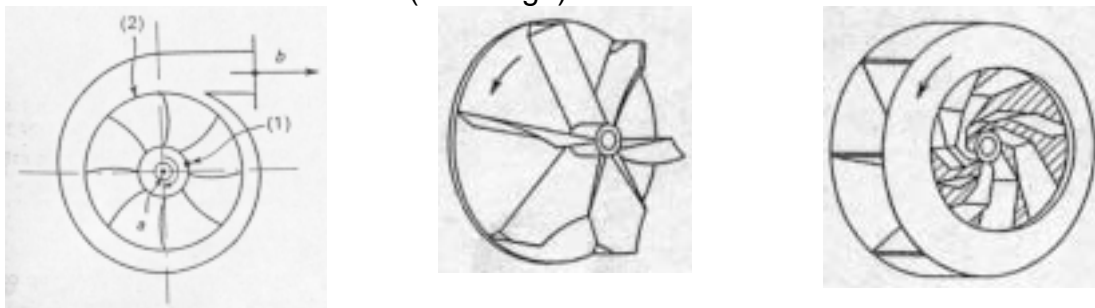


Figura 4.1.4. Esquema de una bomba centrífuga radial (a: succión; b: descarga), y rotores y álabes de tipo radial.

Una variante es la bomba con difusor donde el rotor gira dentro de una segunda rueda fija, cuyos álabes mejoran la eficiencia de la conversión de energía cinética en presión.

2. Bomba centrífuga de flujo axial. Corresponde al caso de la hélice de aviones, ventiladores ordinarios, como también a bombas hidráulicas de gran capacidad.
3. Bombas de tipo mixto, en que las trayectorias del fluido siguen direcciones intermedias entre radial y axial.

Una bomba regenerativa es una bomba centrífuga radial de varias etapas: varios rotores montados sobre un mismo eje; el flujo que sale de cada etapa reingresa centralmente a la etapa siguiente.

En las bombas centrífugas, el flujo se ajusta automáticamente a las condiciones externas de la tubería. Pueden funcionar sin problemas con la válvula cerrada (flujo nulo); el cierre parcial de la válvula regula el flujo.

Ventajas de las bombas centrífugas:

- Construcción sencilla y de bajo costo. Hay sólo una pieza móvil, el rodete.
- No incluye válvulas en el cuerpo de la bomba
- Su alta velocidad de giro permite el acoplamiento directo a un motor eléctrico
- En unidad sellada con el motor, puede actuar como una bomba sumergida
- Funcionamiento estable, puede operar con la descarga cerrada sin sufrir daño
- Puede adaptarse fácilmente a pulpas de alta concentración de sólidos y a partículas de gran tamaño

Desventajas de las bombas centrífugas

- No puede desarrollar una presión alta. Si se usa el diseño de múltiples etapas, el costo se encarece mucho y ya no es utilizable para pulpas o líquidos corrosivos.
- El rendimiento es muy variable con el flujo
- Necesita una válvula de retención en la línea de aspiración
- Bajo rendimiento para líquidos de alta viscosidad

4.2.- Curvas de funcionamiento de bombas centrífugas

Relación teórica para la transmisión de potencia

La ecuación de Euler utiliza la ecuación de balance del momento angular (ec. 1.5.29) para calcular el torque T_a entre los álabes del rotor y el fluido.

Notación:

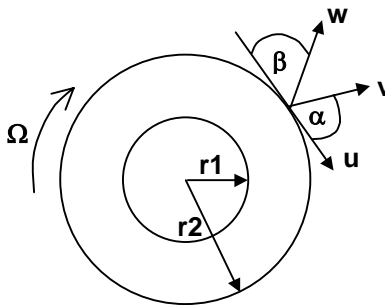


Figura 4.2.1. Diagrama esquemático del rotor de una bomba centrífuga con la notación correspondiente para el cálculo del balance del momento angular.

r_1, r_2 radio interior y exterior del rotor

Ω velocidad angular de rotación

u_1, u_2 velocidad tangencial del rotor en las posiciones r_1, r_2

w_1, w_2 velocidad relativa del fluido respecto al rotor, que se supone tangente al álabe, formando un ángulo β_1, β_2 con la tangente al rotor.

$\alpha = \pi - \beta$

v_1, v_2 velocidad absoluta del fluido en las posiciones r_1, r_2

$v = u + w$

v forma un ángulo α con la tangente al rotor, o sea, con u .

El tratamiento supone flujo bidimensional en el plano de la Figura 4.2.1. Por tanto, los productos vectoriales y los torques son todos vectores normales al plano de la figura.

$$\sum_{SM} \bar{T} = Qm \cdot (\bar{r}_{sx} \bar{v}_s - \bar{r}_{ex} \bar{v}_e) \quad [1.5.29]$$

Aplicando esta ecuación general a un pasaje entre dos álabes sucesivos, se tiene:

$$\sum \Delta T = \Delta T_a + \Delta T_p + \Delta T_g \quad [4.2.1]$$

En que ΔT_a es el torque causado por las fuerzas que el álabe ejerce sobre el fluido, ΔT_p es el torque causado por la fuerza de presión en la entrada y la salida del pasaje y ΔT_g es el torque causado por el peso del fluido en el pasaje. Al sumar

para los N pasajes, se cancelan (por simetría) los últimos dos términos. Por otra parte, los productos vectoriales del lado derecho tienen todos igual magnitud para cada pasaje.

Al sumar para los N pasajes:

$$T_a = Qm \cdot (r_2 \cdot V_2 \cdot \cos \alpha_2 - r_1 \cdot V_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (\text{para ancho} = 1) \quad [4.2.2]$$

La potencia teórica (o “virtual”) es P_v :

$$P_v = T_a \cdot \Omega = \Omega \cdot Qm \cdot (r_2 \cdot V_2 \cdot \cos \alpha_2 - r_1 \cdot V_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad [4.2.3]$$

Considerando la potencia por unidad de flujo, se obtiene la altura virtual de elevación H_v :

$$H_v = \frac{P_v}{\rho \cdot g \cdot Q} = \frac{\Omega}{g} \cdot (r_2 \cdot V_2 \cdot \cos \alpha_2 - r_1 \cdot V_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad [4.2.4]$$

que es la ecuación de Euler. El flujo volumétrico Q es:

$$Q = V_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_1) = V_2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_2) \quad [4.2.5]$$

Entonces:

$$H_v = \frac{\Omega \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot g} \cdot (\cot \alpha_2 - \cot \alpha_1) \quad [4.2.6]$$

De la Figura puede verse que α_1 y α_2 dependen de la geometría de los álabes, de los radios r_1 y r_2 y de las variables Q y Ω . Por tanto, para un diseño geométrico dado del rotor:

$$H_v = f(Q, \Omega, r_2) \quad [4.2.7]$$

Puede esperarse que la relación funcional 4.2.7 siga siendo válida, aunque no se cumplan del todo las hipótesis simplificadoras que permitieron llegar a la ecuación 4.2.6. La evidencia empírica así lo confirma.

Curva de funcionamiento real

Un análisis dimensional inspirado en la ecuación 4.2.7 postula:

$$H_E = f(Q, N, D_R, \rho, \mu) \quad [4.2.8]$$

En que H_E = altura efectiva de elevación.

Es convencional usar $(g \cdot H_E)$ en vez de H_E . Nótese que el término altura de elevación incluye la elevación geométrica, el incremento de la presión y la pérdida friccional, de acuerdo al balance de la energía mecánica:

$$H_e = H_s + \Delta H + H_E \quad [4.2.9]$$

Sin embargo, en dicho balance de energía se ha definido H_E como una magnitud negativa. En la ecuación de Euler, se trata H_E como positivo. Ambos significados serán válidos para H_E , dependiendo de la ecuación en que se va a insertar.

Aplicando análisis dimensional a la ecuación 4.2.8 se obtiene la relación funcional:

$$\Psi = f(\phi, Re) \quad [4.2.10]$$

en que:

$$\Psi = \frac{g \cdot H_E}{N^2 \cdot D_R^2} \quad \text{coeficiente manométrico (o de carga)} \quad [4.2.11]$$

$$\phi = \frac{Q}{N \cdot D_R^3} \quad \text{coeficiente de flujo} \quad [4.2.12]$$

$$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot D_R^2}{\mu} \quad \text{número de Reynolds} \quad [4.2.13]$$

Está implícito en la ec. 4.2.10 que la relación es aplicable sólo a rotores de igual diseño geométrico.

La potencia efectiva (total) de la máquina es:

$$P_E = g \cdot Q \cdot H_E = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_E = g \cdot Q_m \cdot H_E \quad [4.2.14]$$

Se supone habitualmente que el rendimiento $\eta = P_E/P_C$ es también una función de ϕ (no estrictamente cierto). Se puede definir un coeficiente de potencia τ :

$$\tau = \frac{P_C}{\rho \cdot N^3 \cdot D} = \frac{\phi \cdot \Psi}{\eta} = \tau(\phi, Re) \quad [4.2.15]$$

En resumen, las curvas adimensionales de funcionamiento de una serie de bombas geoméricamente semejantes son:

$$\psi = \psi(\phi, Re) \quad \eta = \eta(\phi, Re) \quad \tau = \tau(\phi, Re) \quad [4.2.16]$$

La influencia del número de Reynolds sólo se advierte cuando hay grandes variaciones de la viscosidad. Dejando fuera este caso, la dependencia es sólo de ϕ .

Información de catálogo

En la práctica, los fabricantes indican sus curvas de funcionamiento en términos de las variables directas H_E , Q , N , D_R . Para el cálculo de la potencia, se utiliza la densidad del agua (los valores publicados de la potencia deben corregirse si la densidad del líquido es diferente a la del agua).

[Ver información entregada por el fabricante](#)

Cálculos de la semejanza dinámica de bombas

Si se conoce la curva de funcionamiento para (N_1, D_{R1}) , las relaciones de semejanza permiten calcularla para otros valores (N_2, D_{R2}) .

Ejemplo: Para una misma bomba, conocida la curva $H_E(Q)$ para N_1 , calcular la nueva curva para N_2 .

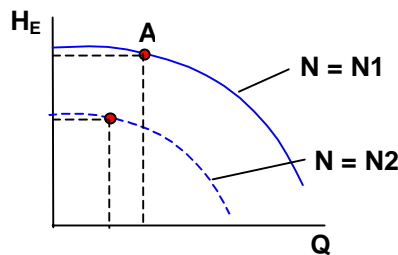


Figura 4.2.2. Cálculo del punto homólogo de A perteneciente a la curva $H_E(Q)$ para $N = N_1$ para una nueva velocidad de rotación de la bomba (N_2).

Para cualquier punto típico A, existirá un punto homólogo en la nueva curva:

$$\psi_A = \frac{\gamma \cdot (H)_{N1}}{N1 \cdot \Delta_R} = \frac{\gamma \cdot (H)_{N2}}{N2 \cdot \Delta_R} \quad \therefore \quad (H)_{N2} = (H)_{N1} \cdot \frac{N2}{N1}$$

$$\phi = \frac{(\Theta)_{N1}}{N1 \cdot \Delta_R} = \frac{(\Theta)_{N2}}{N2 \cdot \Delta_R} \quad \therefore \quad (\Theta)_{N2} = (\Theta)_{N1} \cdot \frac{N2}{N1}$$

Se obtiene así un punto (A) en la curva homóloga para $N = N_2$.

Corrección por efecto de viscosidad

Las curvas $H_E(Q)$ proporcionadas por los fabricantes son válidas para el agua y otros líquidos de viscosidad no muy diferente. Para líquidos de alta viscosidad ($\nu \geq 4$ centistoke), se recomienda corregir la curva usando un gráfico de corrección ([ver nomograma de corrección](#)), de la siguiente forma:

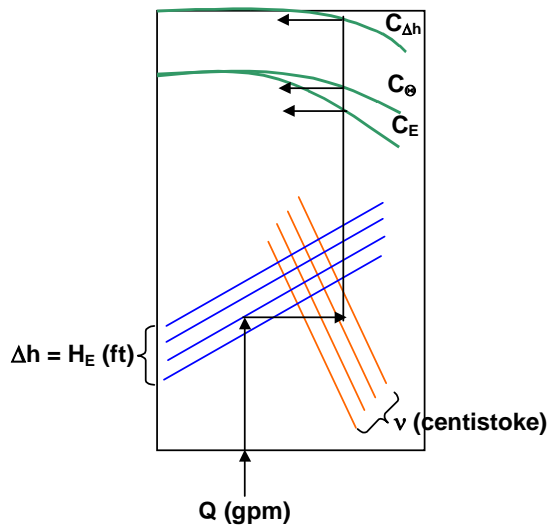


Figura 4.2.3. Diagrama esquemático de gráfico para la corrección por efecto de viscosidad.

Sea (H_E, Q, η, P_C) un punto en las curvas de funcionamiento para agua de una bomba.

La misma bomba, operando con un líquido de viscosidad cinemática ν , tendrá un punto de funcionamiento homólogo dado por:

$$H_E' = C_{\Delta h} \cdot H_E \quad [4.2.17]$$

$$Q' = C_Q \cdot Q \quad [4.2.18]$$

$$\eta' = C_E \cdot \eta \quad [4.2.19]$$

$$P_C' = \frac{\rho' \cdot g \cdot Q' \cdot H_E'}{\eta'} \quad [4.2.20]$$

En que los factores de corrección $C_{\Delta h}$, C_Q y C_E se leen del gráfico, como lo indican las flechas: se entra con Q (gpm) hasta cruzar la recta correspondiente a H_E (designado Δh en el gráfico, en ft). Ahí se continúa horizontalmente hasta la recta correspondiente a la viscosidad cinemática ν (en centistoke o ssu) y se continúa verticalmente hacia arriba.

Repitiendo para varios puntos, se obtienen las 3 curvas homólogas para H_E' , η' y P_C' .

4.3.- Sistemas bomba-tubería

Un punto (H_E , Q) debe satisfacer simultáneamente dos condiciones:

1. Encontrarse sobre la curva $H_E(Q)$ de la bomba, y
2. Cumplir el balance de energía: $H_e = H_s + \Delta H + H_E$

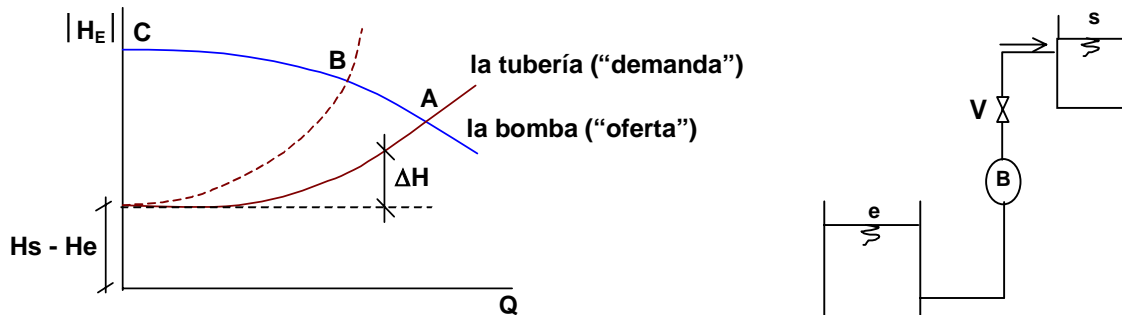


Figura 4.3.1. Funcionamiento de una bomba centrífuga en un sistema de tuberías.

El punto A de intersección representa el punto de equilibrio, o sea, el punto de funcionamiento, que se alcanza en forma automática. Es también el punto de máximo flujo que puede impulsar la bomba dada en la tubería dada (si ΔH se ha calculado, como es lo habitual, suponiendo que la válvula V está completamente abierta).

Regulación del flujo

Para reducir el flujo (bajo el flujo máximo Q_A), se cierra parcialmente la válvula V. Esto hace crecer la pérdida de carga en V y por tanto, crece ΔH . La curva de la tubería se desplaza hacia arriba (línea de segmento en la figura) y se alcanza ahora un nuevo punto de equilibrio B en que $Q_B < Q_A$.

Nótese que la potencia consumida en B se calcula usando H_{EB} y no el menor valor que se calcularía con la curva de la tubería y válvula completamente abierta.

Si se llega al cierre total de la válvula, la bomba opera en C con flujo nulo.

4.4.- Instalación

Cavitación. Columna de aspiración neta positiva (NPSH)

En una instalación como en la Figura 4.3.1., la presión a la entrada de la bomba es sub-atmosférica, dado que se parte de presión atmosférica en el nivel inferior (e), aparte de la pérdida de carga. Esto muestra que, en ocasiones, la presión p_B (a la entrada de la bomba) puede bajar considerablemente.

Si p_B se iguala a la presión de vapor del líquido, a su temperatura de trabajo, el líquido entra en ebullición. Se llama a este fenómeno cavitación, debido a la formación de cavidades de vapor en el interior del líquido.

Sin embargo, al penetrar la mezcla líquido-vapor al interior de la bomba, aumenta la presión y las burbujas de vapor colapsan al condensarse. Este fenómeno de formación de burbujas y colapso inmediato es muy perjudicial, causando: destrucción de paredes por erosión, vibraciones y ruido (contaminación acústica).

La cavitación debe evitarse. Para esto, hay que verificar $p_B > p_v$, donde p_v es la presión de vapor. Se define la columna de aspiración neta positiva NPSH:

$$NPSH = \frac{p_B - p_v}{\gamma} \quad [4.4.1]$$

El fabricante recomienda un valor mínimo, de modo que la condición de la instalación debe ser:

$$NPSH \geq (NPSH)_{\min} \text{ (función del flujo)} \quad [4.4.2]$$

p_B se calcula mediante un balance de energía apropiado.

4.5.- Sistemas de bombas

Sistema de bombas en serie

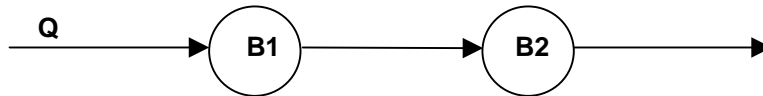


Figura 4.5.1. Sistema de bombas en serie.

El mismo flujo Q atraviesa sucesivamente 2 o más bombas en serie. Un simple balance de energía muestra que el sistema equivale a una bomba virtual cuyo H_{ET} es:

$$H_{ET} = \sum_i H_{E,i} \quad [4.5.1]$$

Gráficamente, se puede construir la curva del sistema sumando las ordenadas parciales (Figura 4.5.2.).

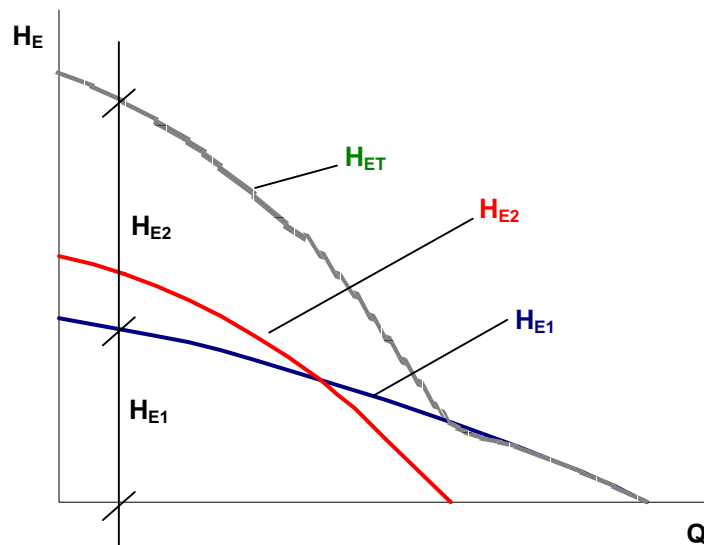


Figura 4.5.2. Curva equivalente de un sistema en serie.

Ejemplos de uso: la bomba regenerativa; un largo oleoducto en que se quieren evitar presiones muy altas en la tubería si todo el bombeo se concentra en un punto.

Sistemas de bombas en paralelo

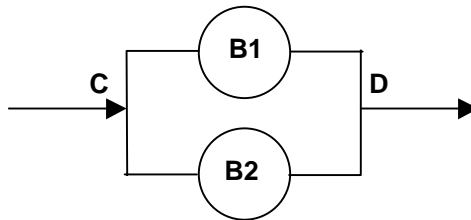


Figura 4.5.3. Sistema de bombas en paralelo.

Los flujos impulsados por cada bomba se suman en la tubería. El balance de energía entre C y D muestra que las alturas de elevación son iguales: $H_{E1} = H_{E2}$ (despreciando las diferencias en las pérdidas de carga locales).

La construcción gráfica se realiza tal que para un H_E dado, se suman las abscisas (es decir, los flujos) (Figura 4.5.4).

Ejemplos de uso: facilitar reparación y mantenimiento sin detener totalmente el proceso; absorber variaciones de las demanda sin incurrir en la ineficiencia de operar una bomba grande a flujo muy pequeño.

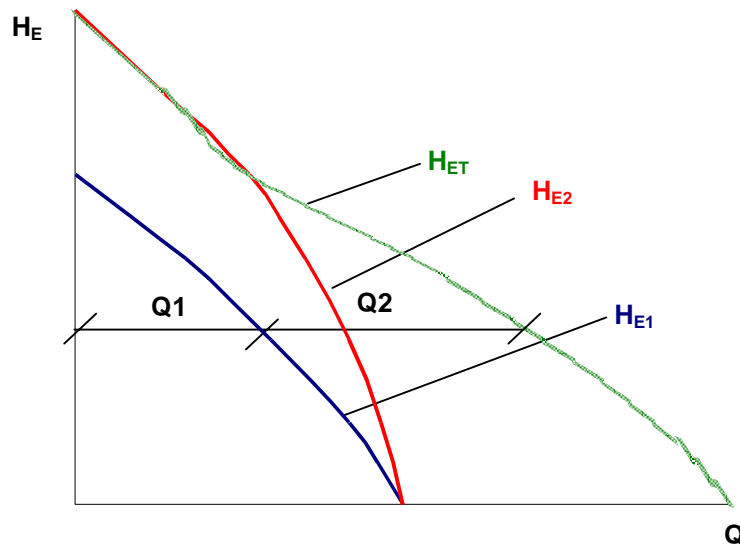
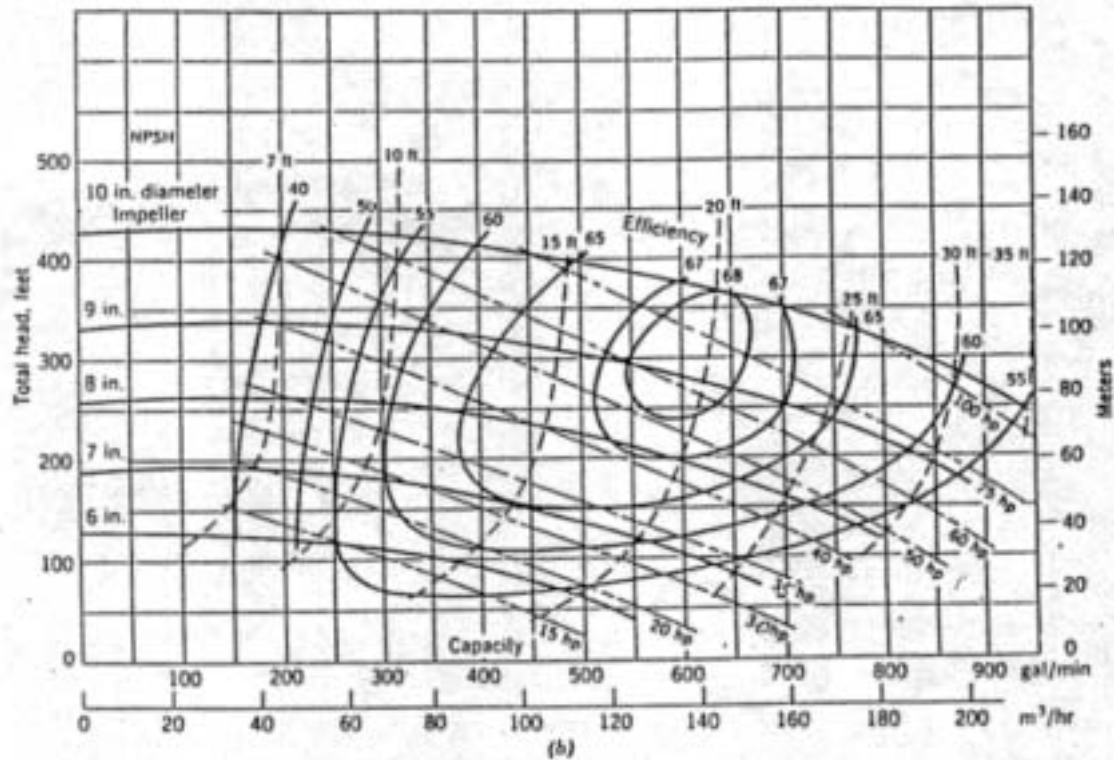
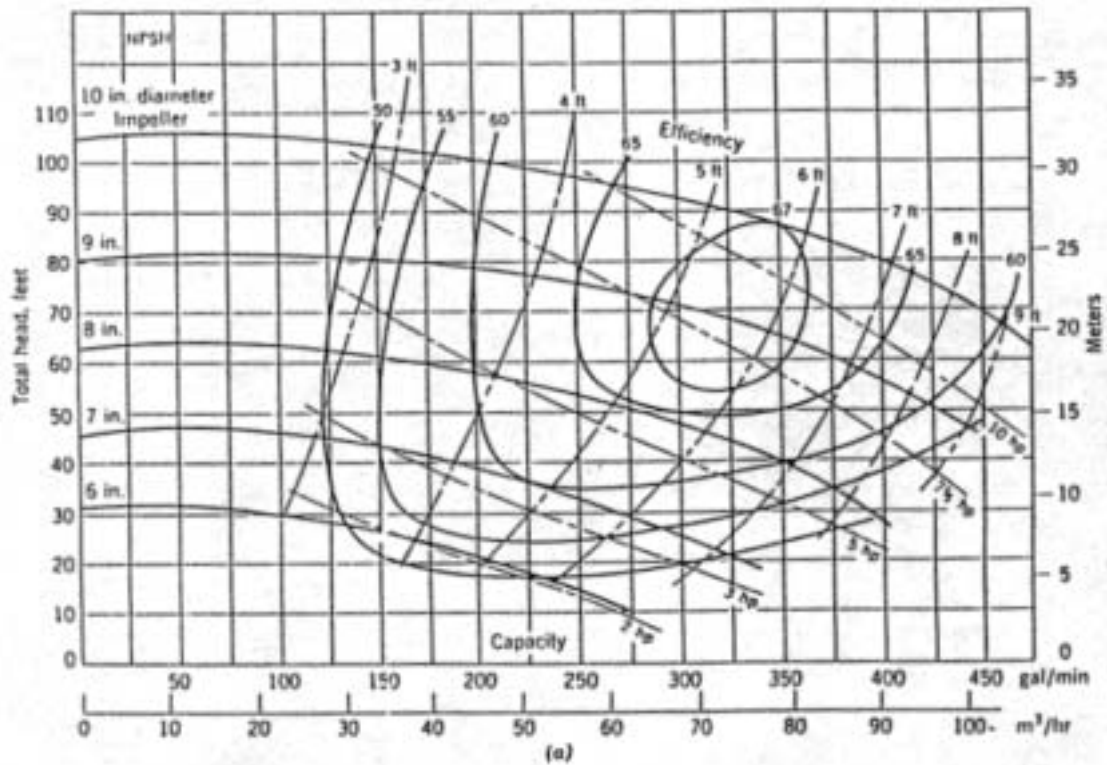


Figura 4.5.4. Curva equivalente de un sistema en paralelo.

INFORMACION ENTREGADA POR EL FABRICANTE



Curvas de funcionamiento de la bomba 3x4-10: a) 1750 RPM, b) 3500 RPM.

NOMOGRAMA DE CORRECCION PARA LIQUIDOS DE ALTA VISCOSIDAD

