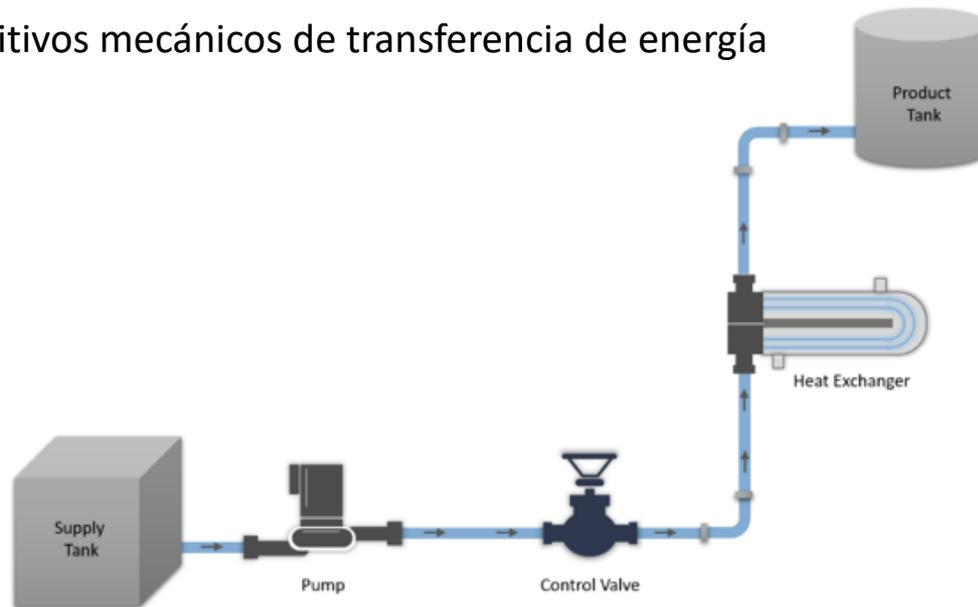


Operaciones Unitarias 1

Elementos para el transporte de fluidos

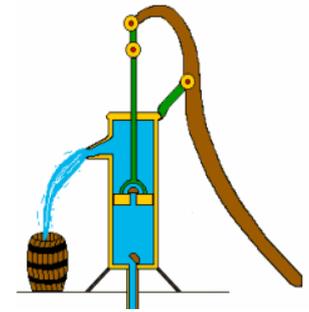
- Dispositivos mecánicos de transferencia de energía



Dispositivos mecánicos de transferencia de energía

Pumps (bombas)

Proveen la energía necesaria para mover un fluido a través de un sistema de transporte (tuberías). Son parámetros característicos: Gasto / caudal , carga, presión, eficiencia



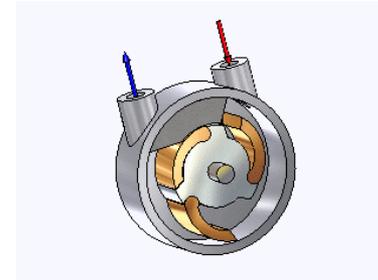
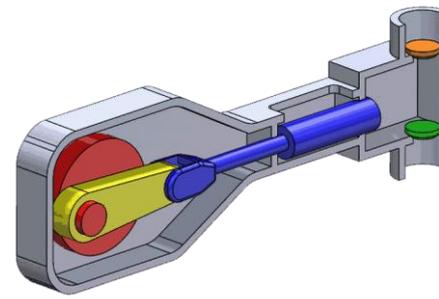
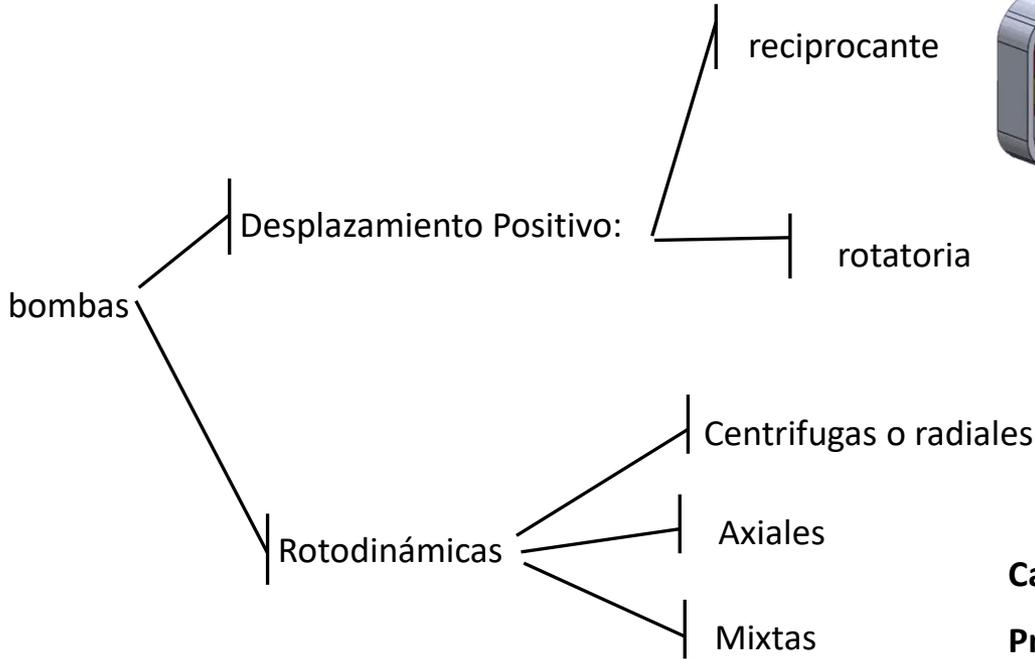
$$w_s = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2) + \frac{8}{\pi^2 D^4} \left[f_D \frac{L}{D} + \left(\sum_j K_L \right) + K_{LV} \right] Q_V^2 + \left[\frac{\Delta P_o}{Q_{v0}^2} \right] Q_v^2 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Para que el líquido fluya, se debe entregar trabajo. Una bomba convierte la energía en su eje en energía de fluido.

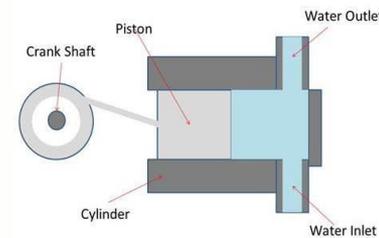
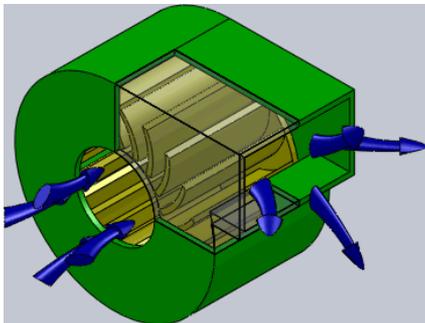
Esta energía de fluido se usa para:

1. elevar el líquido a una altura mayor
2. superar una alta presión en un recipiente;
3. superar la irreversibilidad (o resistencia viscosa) en el transporte;
4. aumentar la velocidad del fluido;
5. o, todas las anteriores.

Pumps (bombas) clasificación

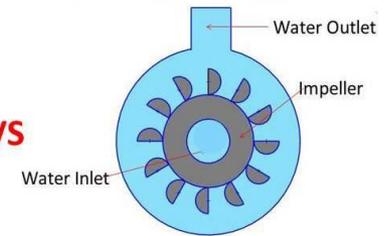


Caudal: centrifugas > rotatoria > reciprocante
Presión: centrifugas < rotatoria < reciprocante



Reciprocating Pump

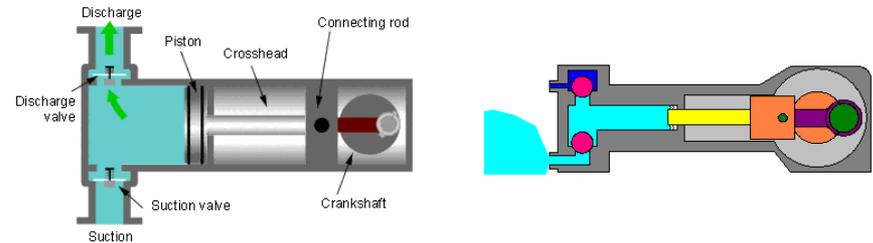
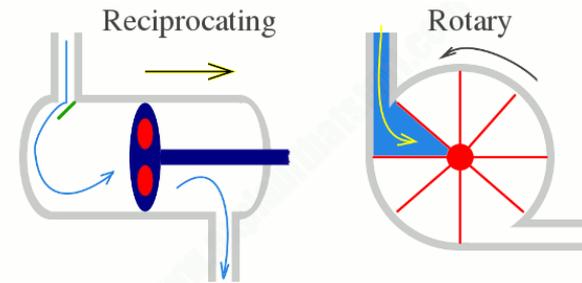
VS



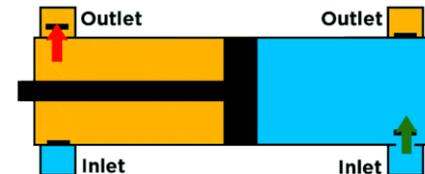
Centrifugal Pump

Bombas de desplazamiento positivo reciprocantes y rotatorias

El fluido se encuentra confinado en un volumen cerrado; la transferencia de energía se efectúa por un movimiento de las fronteras del sistema, que causa una expansión o contracción del volumen. Entrega una cantidad definida de fluido en cada ciclo de movimiento (carrera de pistón o revolución del impulsor).



Una característica común a las bombas de desplazamiento positivo es que no pueden estrangular su descarga. Si se debe controlar el flujo al usuario, se debe hacer mediante control de velocidad o recirculando una cantidad de fluido alrededor de la bomba. La estrangulación daría como resultado una contrapresión excesiva en la bomba que podría detener el impulsor, romper la tubería o la carcasa, o hacer que se levante una válvula de seguridad.



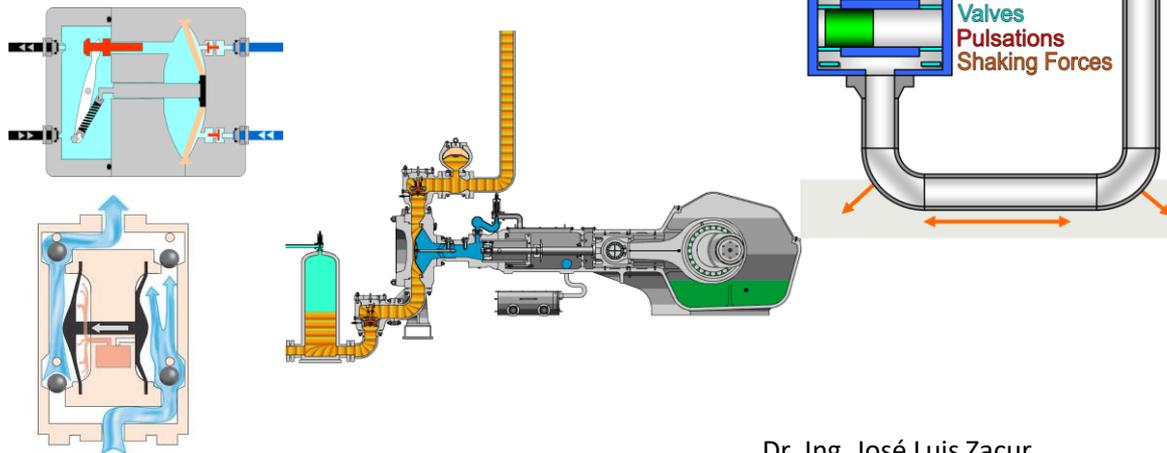
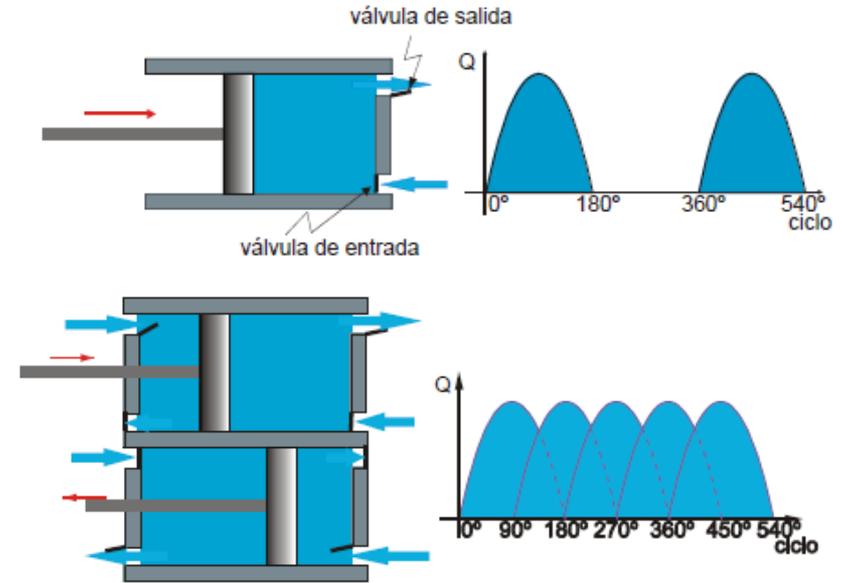
Bombas de desplazamiento positivo reciprocantes o alternativas

Adiciona energía al fluido por medio de un pistón que actúa sobre un volumen de fluido confinado.

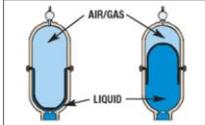
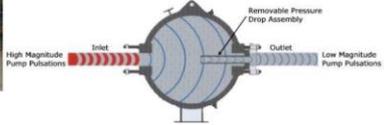
En una acción simple (carrera de aspiración y de impulsión) proporciona un flujo discontinuo y pulsante. No es posible obtener un cambio continuo de flujo.

Por cada carrera de pistón, la bomba descarga una cantidad fija de fluido. El flujo es determinado por la geometría de la bomba y depende de la frecuencia del ciclo. Son necesarias válvulas de retención.

Es utilizada para la obtención de altas presiones.



Pulsation Dampeners

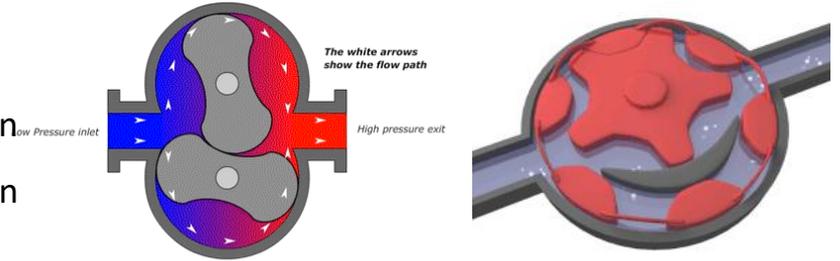
Gas Charged Active/Soft Element	Maintenance Free Reactive/Hard Element
	
	

Bombas de desplazamiento positivo, rotatorias

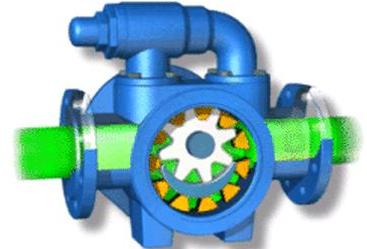
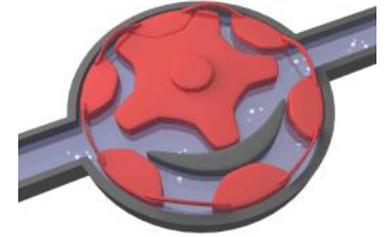
Los elementos rotatorios de la bomba crean una presión reducida en el lado de la entrada, permitiendo que la presión del sistema fuerce el líquido hacia el interior de la bomba.

Al girar el elemento, el fluido queda atrapado entre el elemento móvil y la coraza de la bomba y es forzado del lado de la descarga a mayor presión.

La velocidad del flujo es función del tamaño de la bomba y de su velocidad de rotación, con baja dependencia de la presión en el lado de la descarga. Descarga un flujo continuo. No poseen válvulas de retención. Aunque normalmente destinadas a fluidos viscosos, puede ser utilizada para el transporte de cualquier líquido libre de sólidos abrasivos.



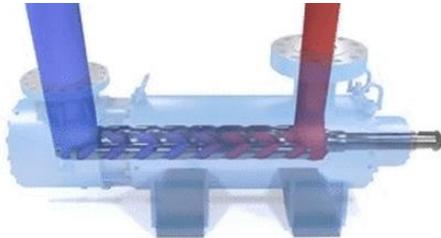
bomba de lóbulos rotativos



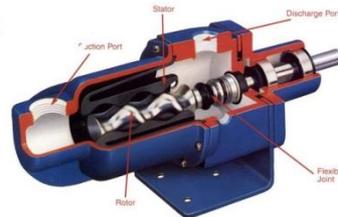
bomba de hoz



bomba de paletas deslizantes excéntricas

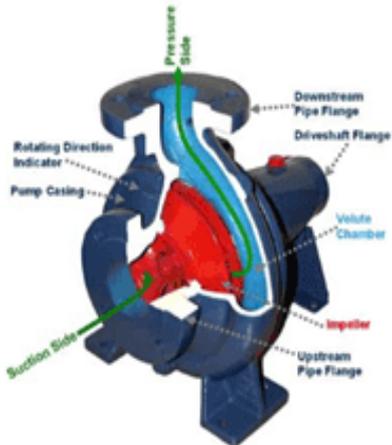


bomba tornillo



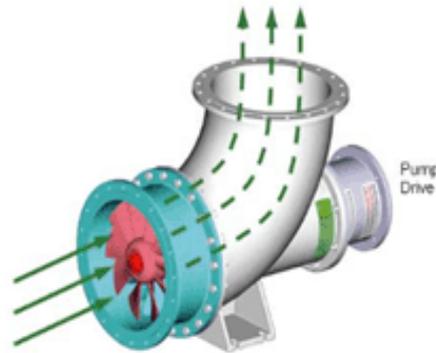
Bombas Rotodinámicas

Radial flow pumps



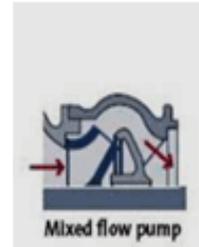
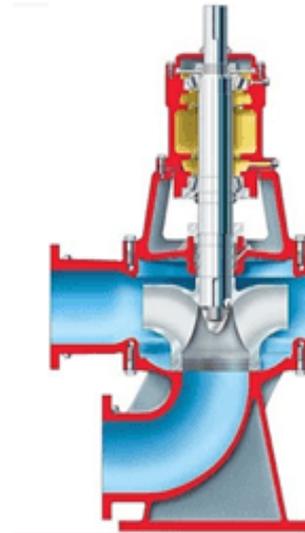
En una bomba de flujo radial, el líquido entra en el centro del impulsor y se dirige hacia afuera a lo largo de las paletas del impulsor en una dirección perpendicular al eje de la bomba.

axial flow pumps

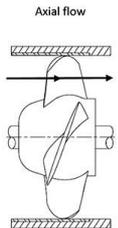
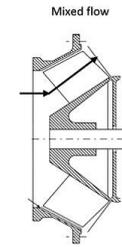
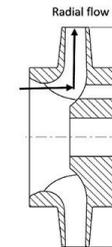
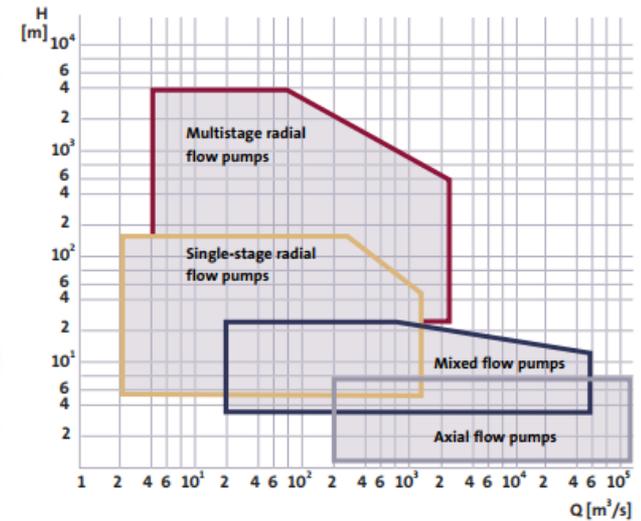


En una bomba de flujo axial, el impulsor empuja el líquido en una dirección paralela al eje de la bomba.

Mixed flow pumps



En una bomba de flujo mixto, las paletas del impulsor empujan el líquido hacia afuera del eje de la bomba y de la succión, en un ángulo superior a 90 grados.



Bombas; definiciones de términos, carga total, carga estática

$$H_s = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \frac{1}{2g} (\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2) + \frac{8}{g\pi^2 D^4} \left[f_D \frac{L}{D} + \left(\sum_j K_L \right) + K_{LV} \right] Q_V^2 + \left[\frac{\Delta P_o}{gQ_{vo}^2} \right] Q_v^2 \quad m$$

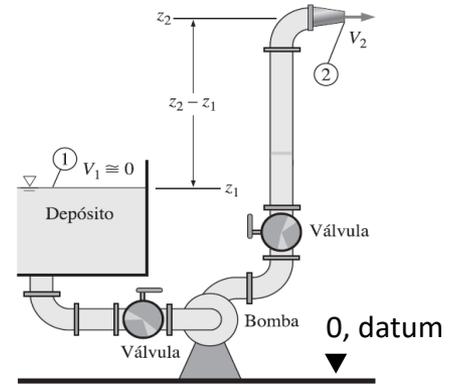
Carga estática

H_{1st} : altura de succión estática

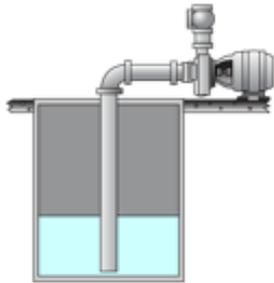
$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + H_s = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{L,f} + h_{L,eq} \quad m$$

H_{2st} : altura de descarga estática

$$H_{St} = H_{2st} - H_{1st} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (z_2 - z_1)$$



Suction Lift: Pump installed above water level

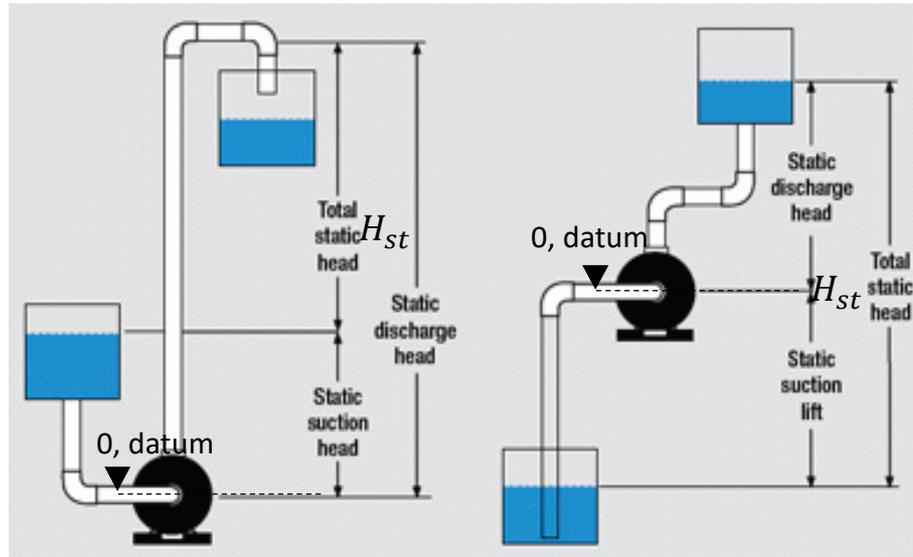


disposición *suction lift* (elevación de succión)

Suction Head: Pump installed below water level



disposición *suction head* (carga de succión)



▼ datum: nivel de referencia o posición donde se fija $z = 0$; Un criterio es definirlo a nivel de succión de la bomba

Bombas; definiciones de términos, carga cinética o de velocidad, pérdida de carga

Carga cinética

H_{1v} : altura de succión cinética

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + H_s = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{L,f} + h_{L,eq} \quad m$$

H_{2v} : altura de descarga cinética

$$H_{vt} = H_{2v} - H_{1v} = \frac{(\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2)}{2g}$$

Normalmente es solo una pequeña fracción de la carga total.

Excepción, la presencia de boquillas o *nozzles*; por ejemplo, en la *fourdrinier paper machine head box*, donde la velocidad de salida de la suspensión de fibras debe igualar la velocidad de la máquina de papel

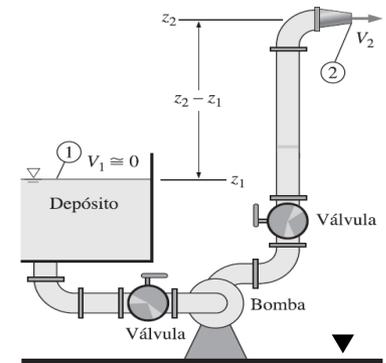
Pérdida de carga h_L

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + H_s = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{L,fpss} + h_{L,faccss} + h_{L,fpds} + h_{L,faccds} + h_{L,eq} \quad m$$

$h_{L,fpss}$: pérdida de carga por fricción en *pipe succión side*

$h_{L,faccss}$: pérdida de carga por fricción en *accesorios succión side*

ds: lado de descarga de bomba

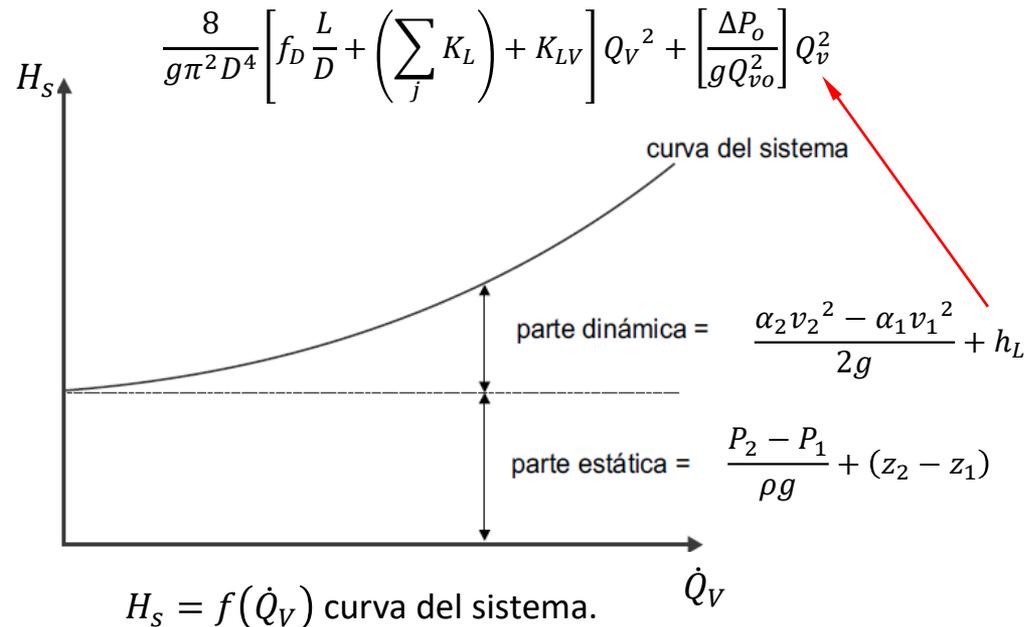


Bombas; definiciones de términos, curva del sistema

a) La ordenada a caudal nulo representa la cantidad mínima de energía por unidad de masa que puede transferirse al fluido para transportarlo contra la gravedad y la carga estática del sistema sin flujo.

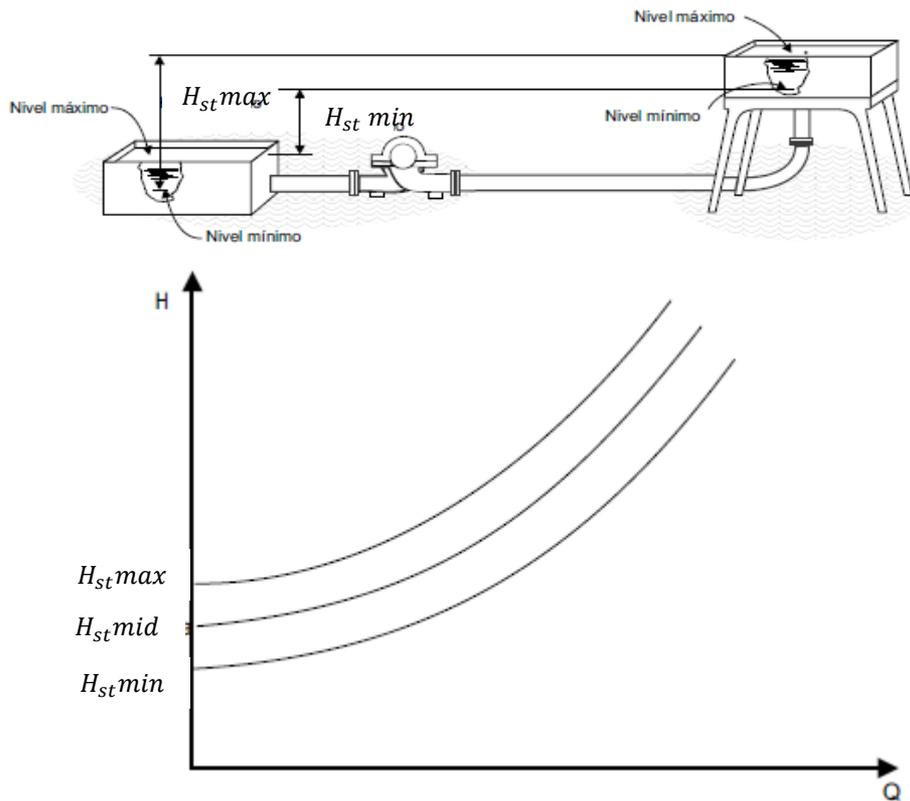
b) A medida que aumenta el flujo, la curva del sistema se curva hacia arriba aproximadamente según un comportamiento cuadrático. Esto se debe a los requisitos de energía para superar las irreversibilidades generadas por el flujo y para proveer la energía cinética que se agrega a los requisitos de energía estática. La energía transferida para vencer la presión, para proveer elevación y la energía cinética es recuperable. La energía transferida para vencer las irreversibilidades no lo es.

$$H_s = \overbrace{\frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (z_2 - z_1)}^{\text{estática}} + \overbrace{\frac{\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2}{2g} + (h_{L,ss} + h_{L,ds})}^{\text{dinámica}} \quad [m]$$

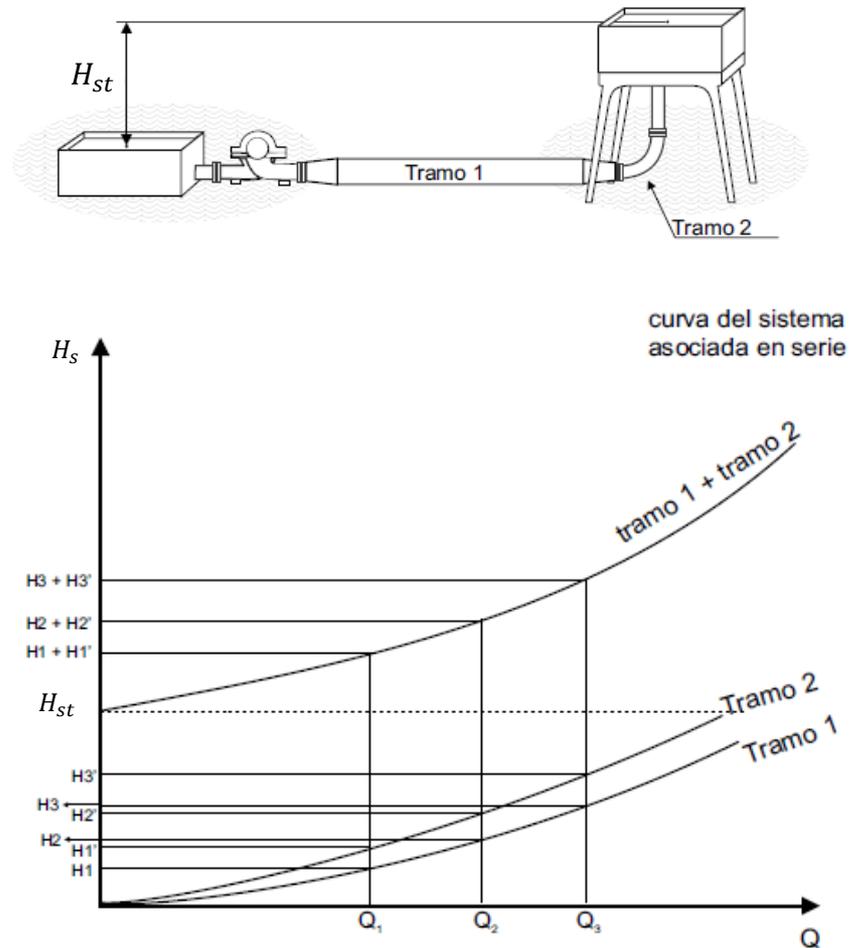


Bombas; curva del sistema, sistemas asociados

Variación en la altura estática (análisis de sensibilidad): en el dimensionamiento, se determina el rango de variación correspondientes a los valores límites, es decir, las curvas del sistema para las alturas estáticas totales máximas y mínimas.



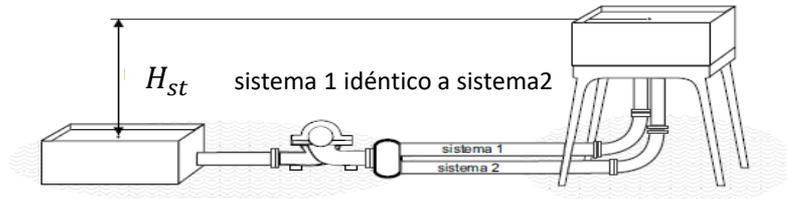
En la **conexión en serie**, para cada \dot{Q}_V, H_s



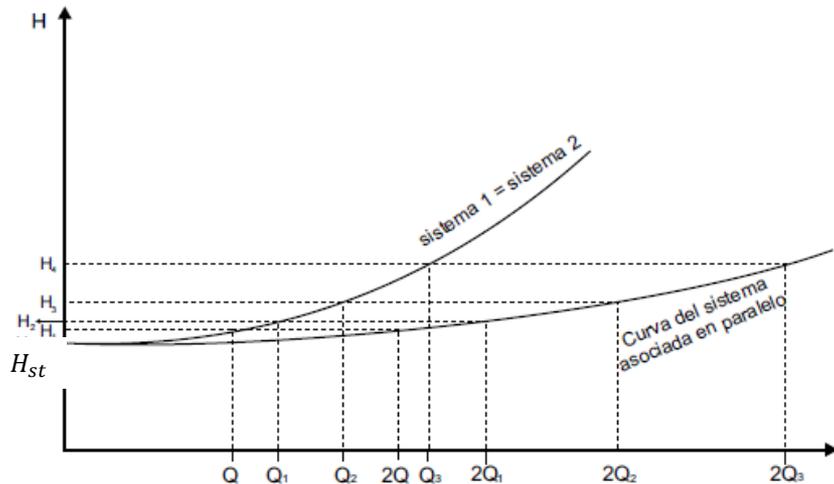
Para una dada bomba, la curva del sistema puede modificarse según su configuración y/o elementos constituyentes

Bombas; curva del sistema, sistemas asociados

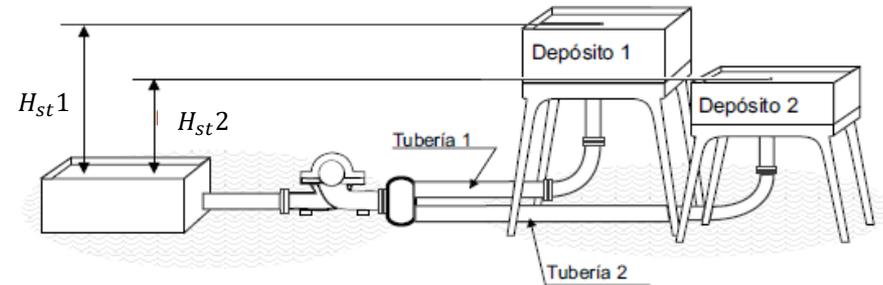
En la **conexión en paralelo**, para cada H_s , $\dot{Q}_{V.T} = \dot{Q}_{V.1} + \dot{Q}_{V.2}$. Se obtiene la curva de cada sistema individualmente. Para cada H_s , se suman los caudales correspondientes de cada sistema.



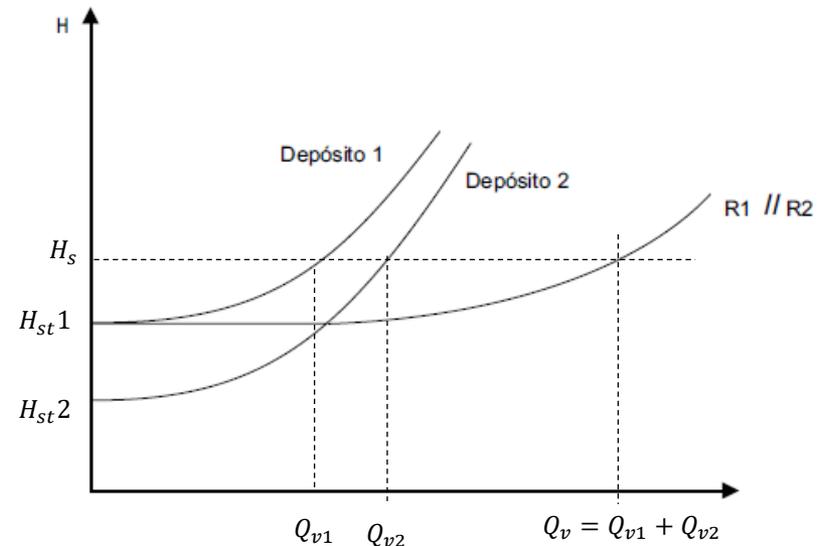
curva del sistema asociado en paralelo de dos sistemas idénticos: para un mismo caudal total, cada sistema podrá transportar **la mitad** dada su idéntica condición estática y dinámica



Bombeo independiente o simultáneo a 2 o + posiciones de descarga. Se considera al sistema con una configuración de conductos en paralelo.



curva del sistema asociada en paralelo de dos sistemas **no** idénticos: para un mismo caudal total, cada sistema podrá transportar **según** $Q_{v1} < Q_{v2} < Q_v$ determinada por su propia condición estática y dinámica



Bombas; cavitación

La presión de succión puede estar por debajo de la presión ambiental, pero la energía mecánica total en la succión no puede estar por debajo de la energía asociada con la presión de vapor del líquido. Si es así, puede ocurrir la vaporización del fluido y quizás cavitación.

Cuando la presión en el *inlet* de la bomba cae por debajo de la presión de saturación a la temperatura del fluido se forman cavidades de vapor (burbujas), resultando en una rotación del impulsor inestable, caída en la eficiencia de bombeo y oscilaciones irregulares en la bomba. Estas cavidades de vapor pueden eventualmente colapsar e implosionar de manera repentina ocasionando daños a la bomba.



Cuando la presión del condensado cae por debajo de presión de saturación del vapor, se forman cavidades de vapor, resultando en una rotación del impulsor inestable, caída en la eficiencia de bombeo, y oscilaciones irregulares en la bomba. Estas cavidades de vapor pueden condensarse e implosionar de manera repentina, ocasionando daños al impulsor y a la carcasa de la bomba.

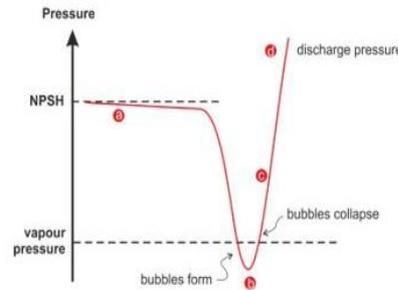
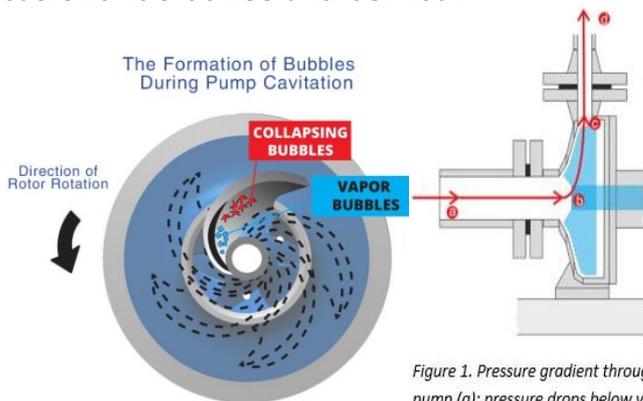
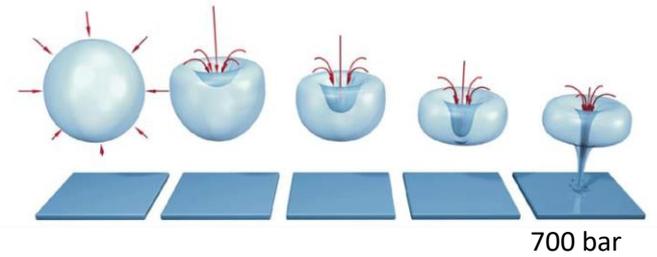
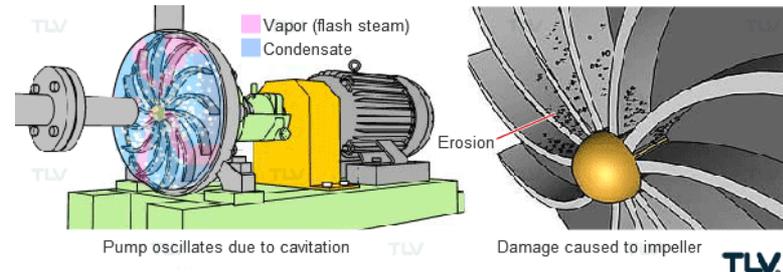


Figure 1. Pressure gradient through a centrifugal pump experiencing cavitation: fluid enters the pump (a); pressure drops below vapour pressure at impeller (b), pressure rises as fluid passes out to discharge (d) and bubbles condense and collapse (c).

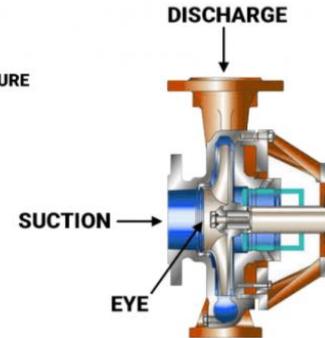
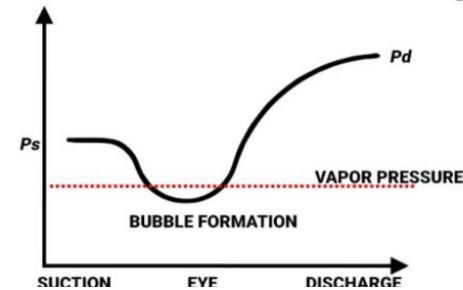
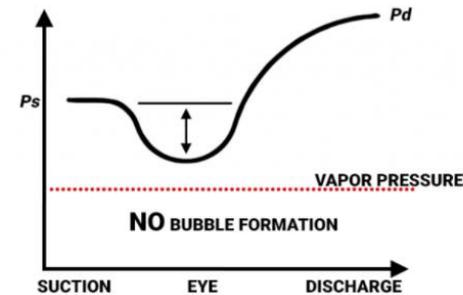


Bombas; cavitación, *NPSH*

La altura neta positiva de succión disponible (*NPSHa: Net Positive Suction Head Available*) es la carga en la brida de succión de la bomba menos la carga de presión de vapor del fluido. Esta es la definición normalizada por el *Hydraulic Institute* (USA, Pumps.org). El Instituto Hidráulico es la organización que formula y promueve el uso de estándares comunes. El término "neta" se refiere a la altura real en la brida de succión de la bomba, por las pérdidas de energía por fricción antes de la succión. ¿Por qué es necesario calcular el *NPSHa*? Para evitar la cavitación del fluido. Se logra si la altura en la succión es más alta que la altura de presión de vapor del fluido. Además, los proveedores de bombas exigen un *NPSH* mínimo para garantizar el correcto funcionamiento de la bomba, *NPSHr*, donde "r" significa requerida.

La vaporización no ocurrirá si la suma de la carga de velocidad y la carga estática, en otras palabras, si la suma de la energía cinética y la energía estática (por unidad de masa) es suficientemente mayor que la energía inherente asociada con la presión de vapor del líquido a la temperatura de flujo.

El exceso de la suma de la energía cinética y la energía estática sobre la energía inherente asociada a P^{vap} , representa una medida de seguridad para evitar la vaporización y la cavitación potencial.



Bombas; cavitación, cómputo de $NPSH_a$

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + z_s + h_{L,s}$$

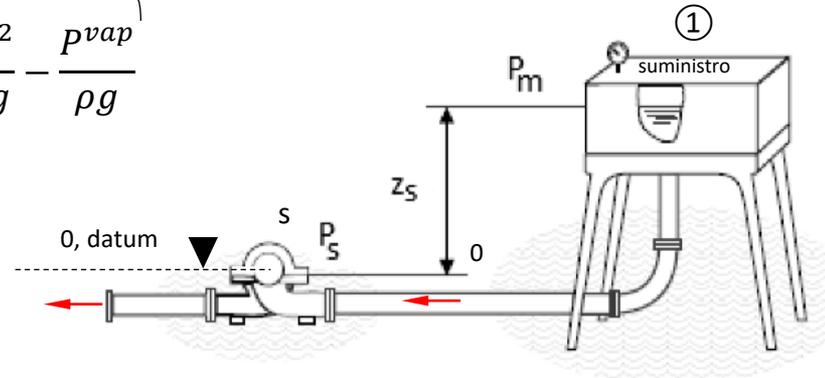
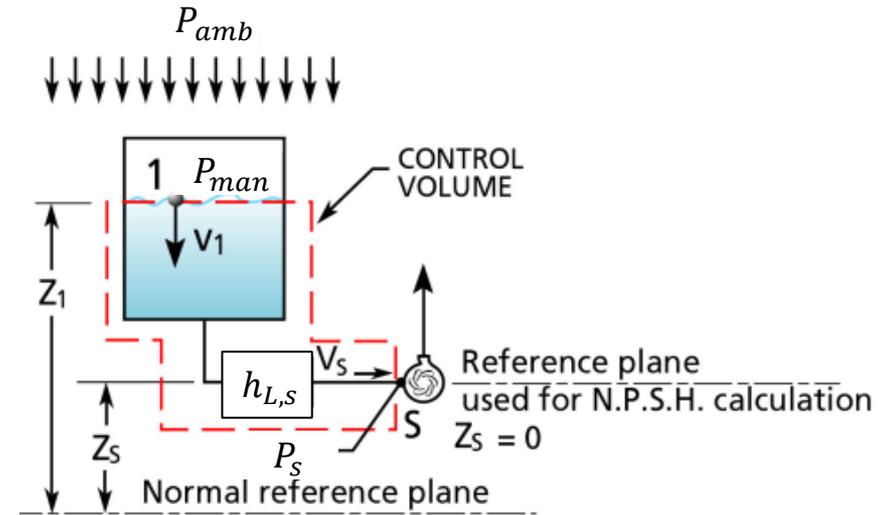
$$\frac{(P_{amb} + P_{man1})}{\rho g} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + \alpha_s \frac{v_s^2}{2g} + z_s + h_{L,s}$$

La vaporización no ocurrirá si $\frac{P_s}{\rho g} + \alpha_s \frac{v_s^2}{2g} > \frac{p^{vap}}{\rho g}$

$$NPSH_a = \frac{P_s}{\rho g} + \alpha_s \frac{v_s^2}{2g} - \frac{p^{vap}}{\rho g} > 0$$

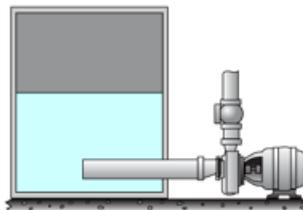
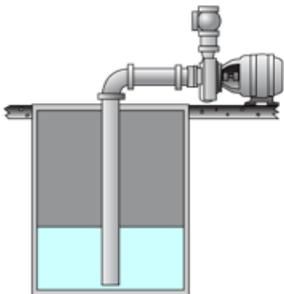
$$\frac{(P_{amb} + P_{man1})}{\rho g} - \frac{p^{vap}}{\rho g} + z_1 - z_s + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} - h_{L,s} = \underbrace{\left(\frac{P_s}{\rho g} + \alpha_s \frac{v_s^2}{2g} - \frac{p^{vap}}{\rho g} \right)}_{NPSH_a}$$

$$NPSH_a = \frac{(P_{amb} + P_{man1})}{\rho g} - \frac{p^{vap}}{\rho g} + z_1 - z_s + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} - h_{L,s} \text{ m}$$



Suction Lift: Pump installed above water level

Suction Head: Pump installed below water level

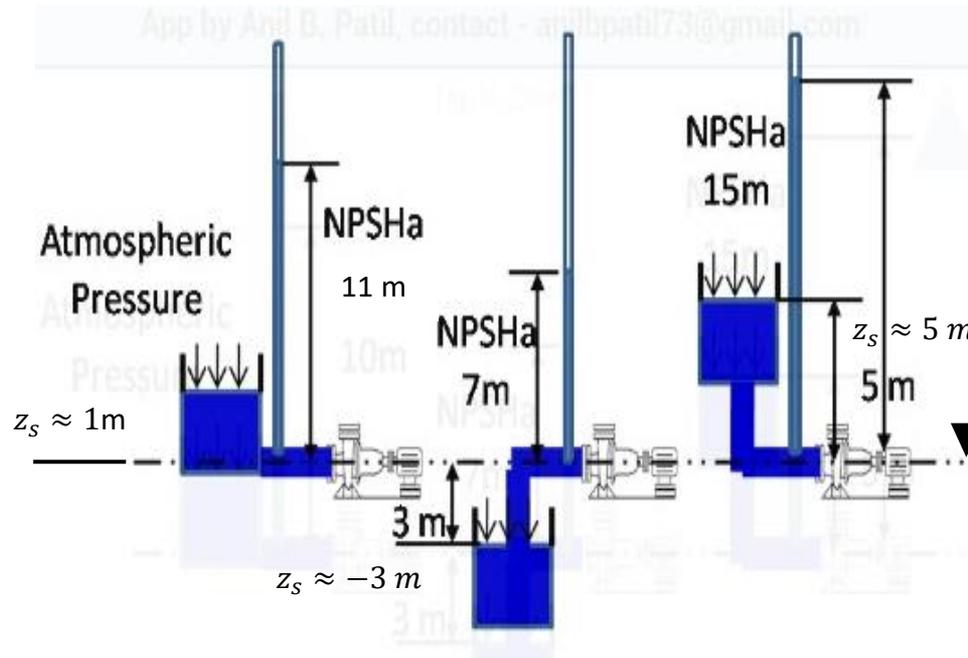


$z_s < 0$ disposición *suction lift* (elevación de succión)

$z_s > 0$ disposición *suction head* (carga de succión)

Bombas; cavitación, cómputo de $NPSH_a$

Ejemplo de cómputo rápido (sin considerar $h_{L,s}$) para agua a 20°C



$$\frac{P_{amb}}{\rho g} = \frac{1. \text{ bar}}{998,2 \frac{\text{ kg }}{\text{ m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{ m }}{\text{ s}^2}} = 10,2 \text{ m}$$

$$\left(\frac{P_w^{vap}}{\rho g} = \frac{0,00237. \text{ bar}}{998,2 \frac{\text{ kg }}{\text{ m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{ m }}{\text{ s}^2}} = 0,24 \text{ m a } 20^\circ\text{C} \right)$$

$$NPSH_a = \frac{(P_{amb} + P_{man1})}{\rho g} - \frac{p^{vap}}{\rho g} + z_1 - z_s + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} - h_{L,s} \text{ m}$$

Bombas; cavitación; $NPSH_a$ $NPSH_r$

El $NPSH_a$ está en metros de fluido absoluto y es un término de carga, que es independiente de la densidad del fluido. Los fabricantes de bombas utilizan agua como fluido, por lo que el valor que proporcionan es también metros de agua absolutos. La bomba requiere una cabeza de presión de succión mínima para funcionar correctamente y evitar la cavitación. Esto es conocido como $NPSH_r$ requerido, que lo proporciona el fabricante para un modelo de bomba específico, diámetro del impulsor, velocidad y caudal. Para satisfacer los requisitos del fabricante: $NPSH_a > NPSH_r$

El $NPSH_R$ proporciona el nivel de carga en términos de metros de agua absoluta requerida en la brida de succión de la bomba. Cuando ese nivel es insuficiente, la capacidad y la carga de la bomba disminuirán y se producirá cavitación. $NPSH_R$ es una característica inherente de la bomba



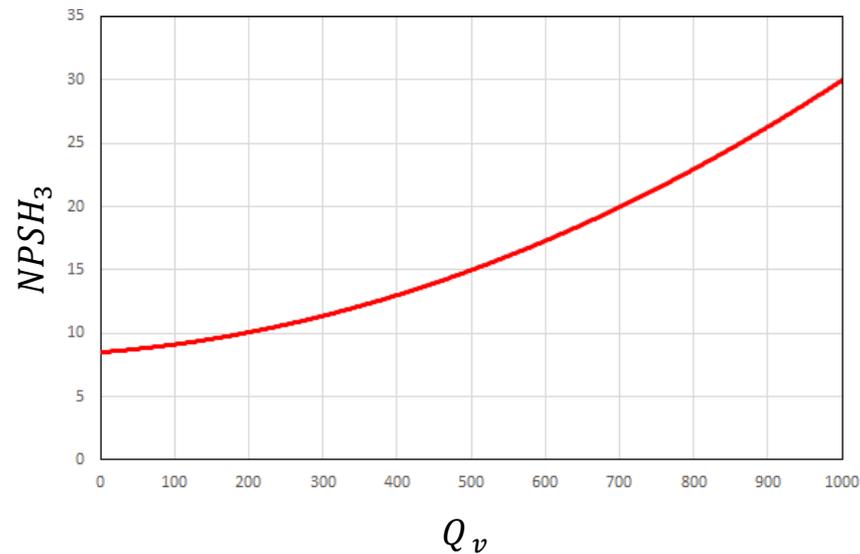
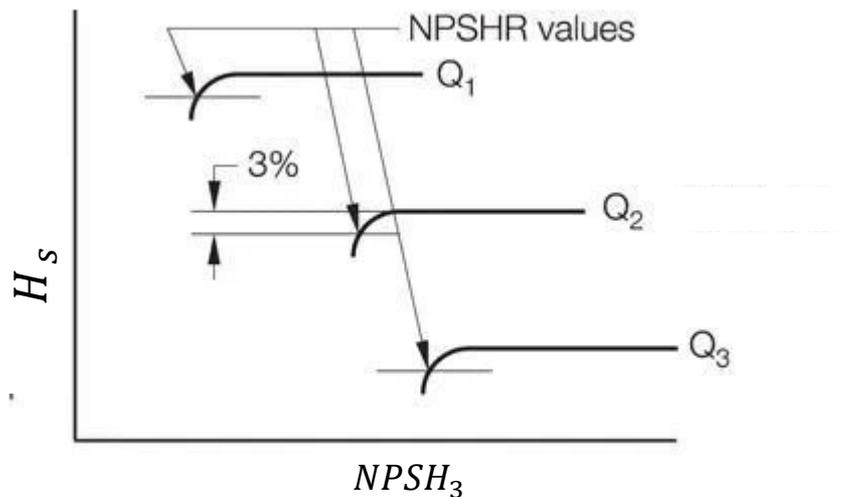
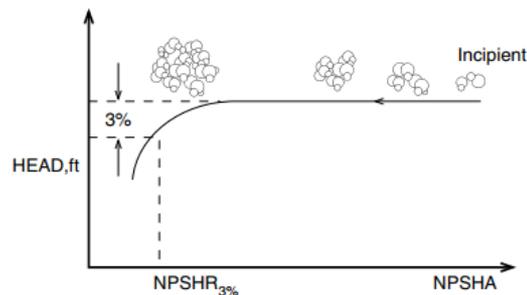
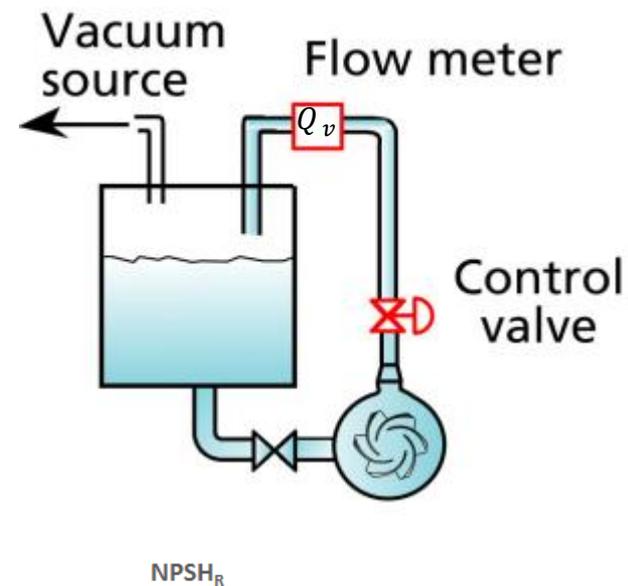
El fin práctico es poner limitaciones a las condiciones de succión de la bomba en servicio, de modo de mantener la presión en la entrada del rodete por sobre la presión de vapor del líquido bombeado; en esta condición, no habrá vaporización ni cavitación.

https://youtu.be/L_kAv0wpST8

Como calcular NPSH

Bombas; cavitación, cómputo de $NPSH_r$

Cada valor de caudal Q_v , tiene asociado un valor de carga de bomba H_s . La presión de succión se reduce mediante bomba de vacío, hasta obtener una disminución del 3% de H_s , manteniendo Q_v constante, mediante la válvula de control. En esta condición se calcula $NPSH_R \equiv NPSH_3$. Norma American Petroleum Institute (API 610).



Se presenta como una curva $NPSH_R$ vs Q_v .

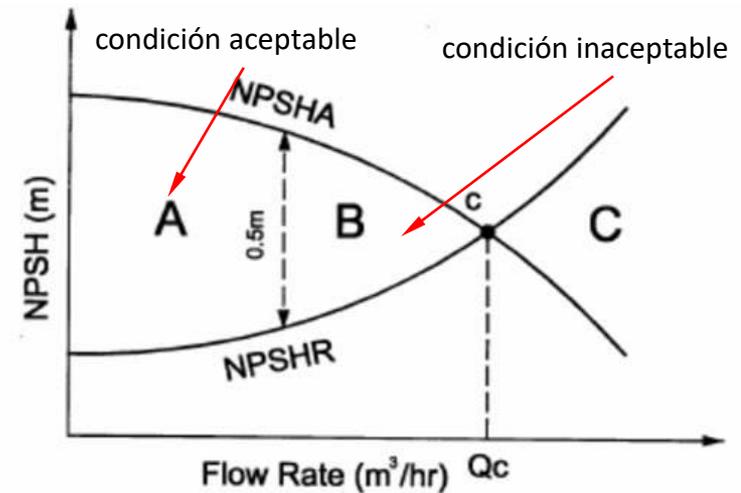
Bombas; cavitación, comparación $NPSH_a$ vs $NPSH_r$

El Net Positive Suction Head requerido ($NPSH_r$) indica cuánta carga se necesita para empujar el líquido en el ojo del impulsor de la bomba. Conocer el valor correcto de $NPSH_r$ evitará que la bomba cavite, vibre y falle prematuramente.



Debe ser $NPSH_a > NPSH_r$ en todos los puntos a lo largo de la curva de la bomba

En la práctica se utiliza como margen mínimo entre el $NPSH_r$ y el $NPSH_a$, un rango de entre el 10 a 15%, siempre que este no sea menor a 0,5 m, valor mínimo recomendado.



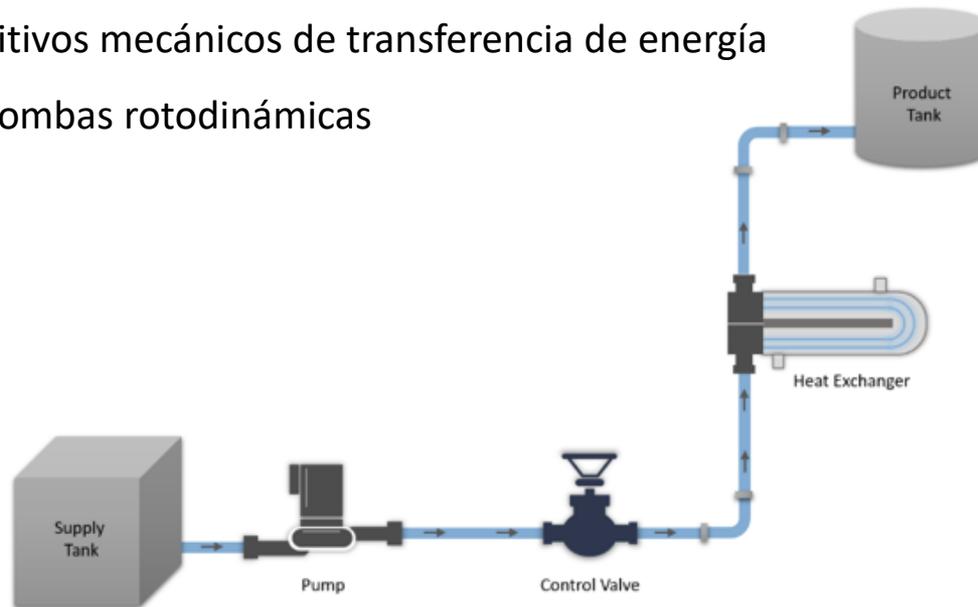
Un **criterio de ubicación** de la bomba en una línea de transporte de fluido es el cumplimiento de $NPSH_a > NPSH_r$

Operaciones Unitarias 1

Elementos para el transporte de fluidos

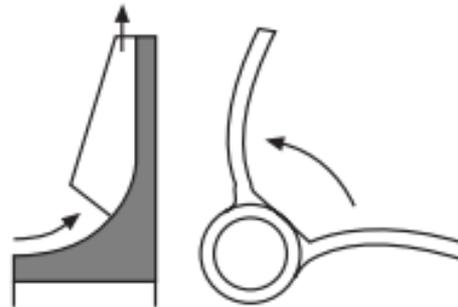
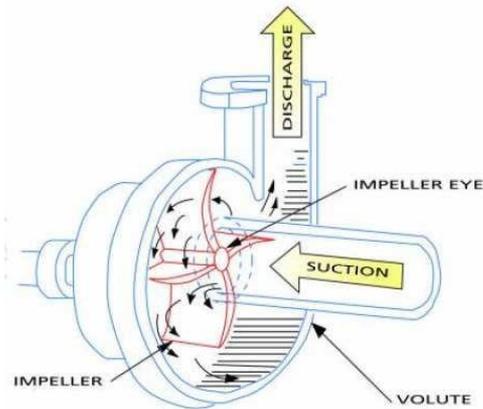
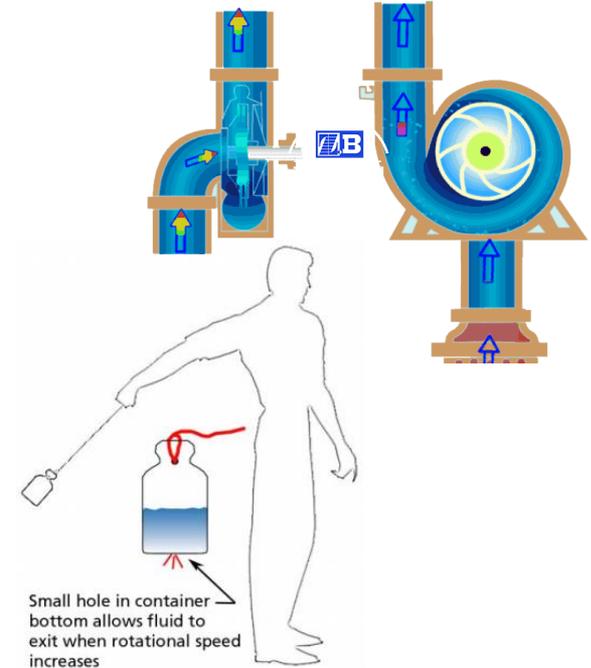
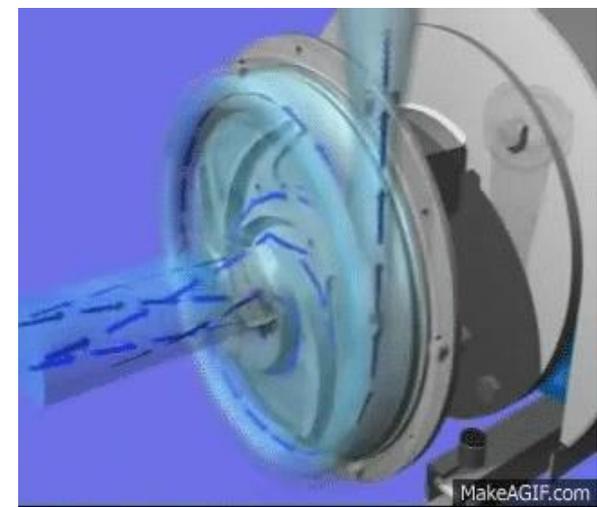
- Dispositivos mecánicos de transferencia de energía

- ❖ Bombas rotodinámicas



Bombas Rotodinámicas: centrífuga, principio de funcionamiento

La energía se imparte al fluido por medio de un disco, provisto de aspas radiales con diversos diseños, llamado **impulsor o rotor**, que gira sobre un eje. El fluido ingresa en una conexión de succión concéntrica a este eje. Fluye hacia fuera por el interior de los espacios que existen entre las aspas y deja el impulsor a una velocidad mayor. El impulsor imparte energía cinética al fluido debido a su forma y alta velocidad de rotación. Al salir del perímetro del impulsor es contenido en una **carcasa (casing)** (también con diferentes diseños) y sale de la bomba a través de una conexión tangencial de descarga. **En la carcasa, la carga de velocidad del fluido procedente del impulsor se convierte en carga de presión.** La diferencia de carga entre la entrada y la salida, o la carga total producida por la bomba, es proporcional a la velocidad y el diámetro del impulsor. Para obtener una carga mayor, se debe aumentar la velocidad de rotación o el diámetro del impulsor.



Bombas Rotodinámicas: centrífuga, elementos: impulsor y carcasa

Tipos de Impulsor (*impeller*) : cerrados, semiabiertos, abiertos

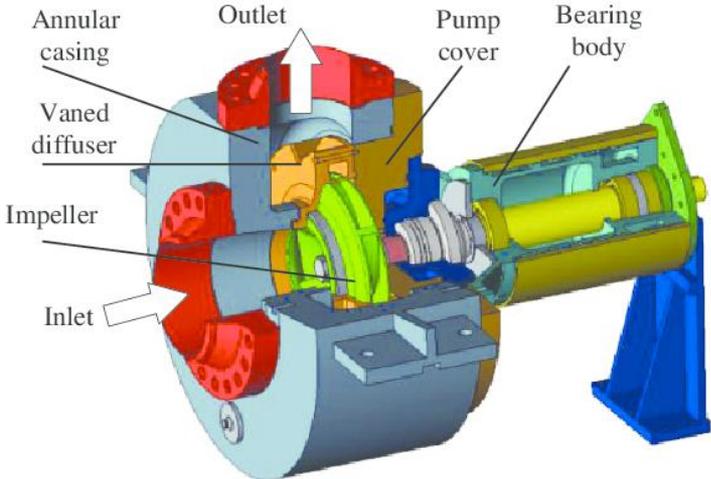
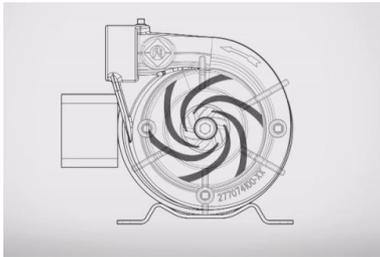
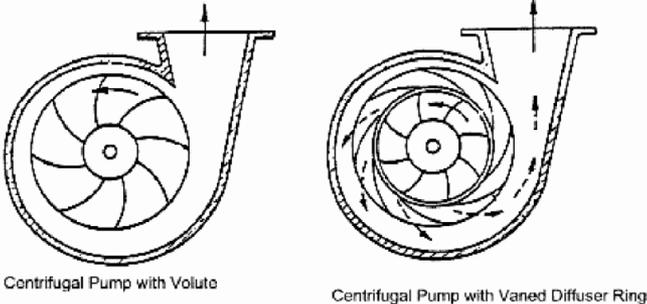
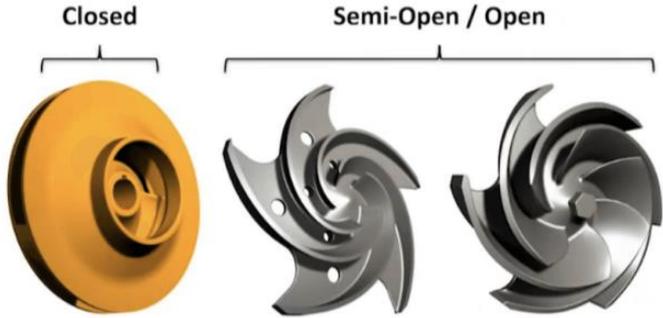
Tipos de Carcasa (*casing*)

Carcasa circular encierra el impulsor con cierto espacio libre. Hay un solo punto de descarga. Es el menos eficiente de los tres tipos.

Voluta presenta un radio de carcasa creciente en la dirección del punto de descarga. La forma y el incremento del radio por grado se eligen para minimizar las pérdidas por irreversibilidad.

Difusor agrega paletas guías estacionarias que rodean las puntas del impulsor. Estas paletas guía dirigen suavemente el flujo a la descarga. La bomba tipo difusor es la más eficiente.

Types of Impellers



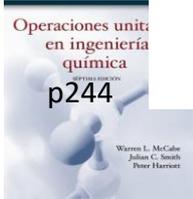
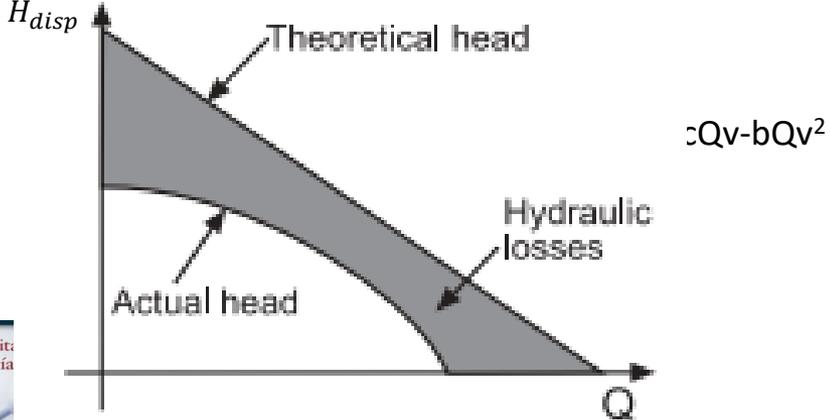
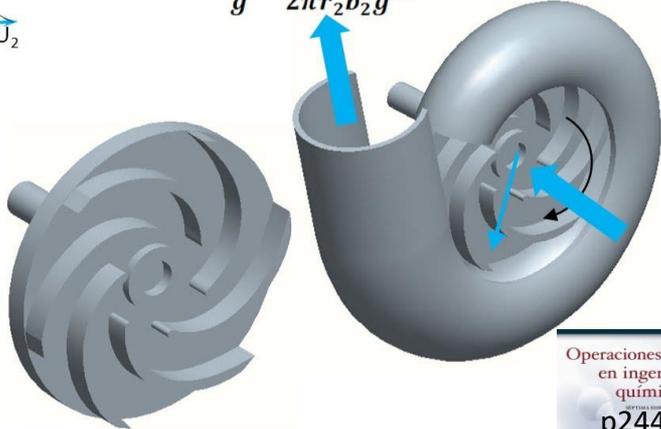
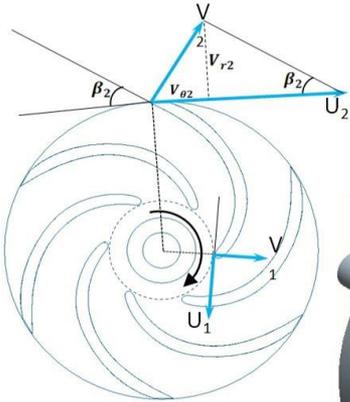
La bomba es accionada mediante conexión a un motor de velocidad constante, comúnmente del orden de 1750 o 3450 rpm o modificable, si cuenta con un sistema de variación de frecuencia.

Bombas Rotodinámicas: curva característica inherente o de performance

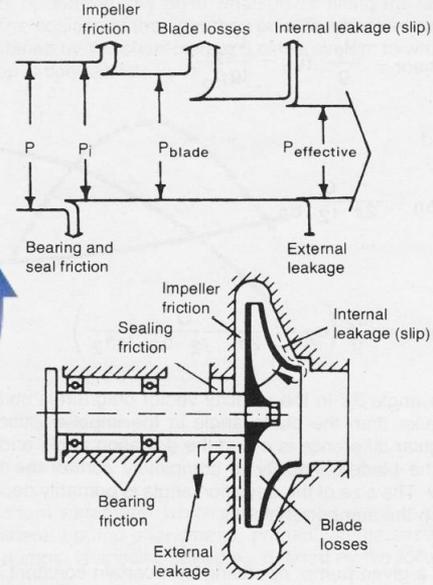
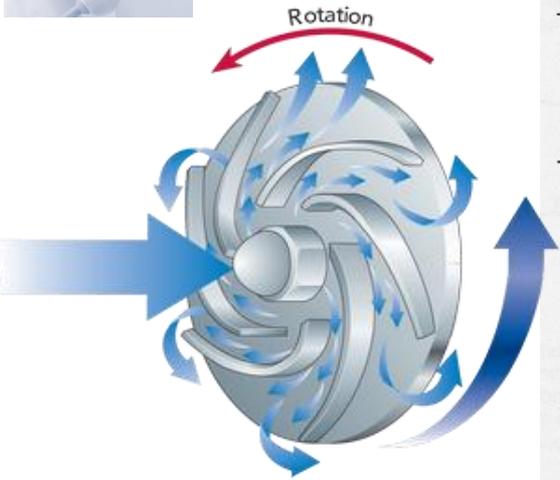
PRESSURE RISE EQUATION

Carga teórica: comportamiento lineal con el caudal

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



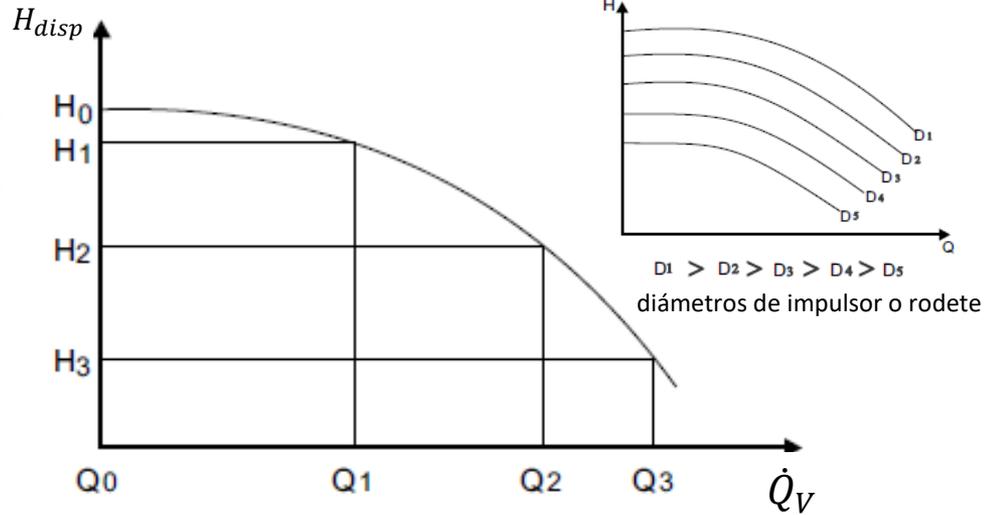
La energía transferida al fluido por unidad de masa que fluye disminuye con el aumento del flujo a través de la bomba. Los $J \cdot kg^{-1}$ máximos está en un flujo cercano al cierre (*shutoff*). A medida que \dot{Q}_V aumenta, también disminuye la energía transferida debido a ineficiencias internas dentro de la bomba. La bomba está diseñada para maximizar su eficiencia a un determinado caudal fijo.



Bombas Rotodinámicas: curva característica inherente o de performance; curva e información complementaria

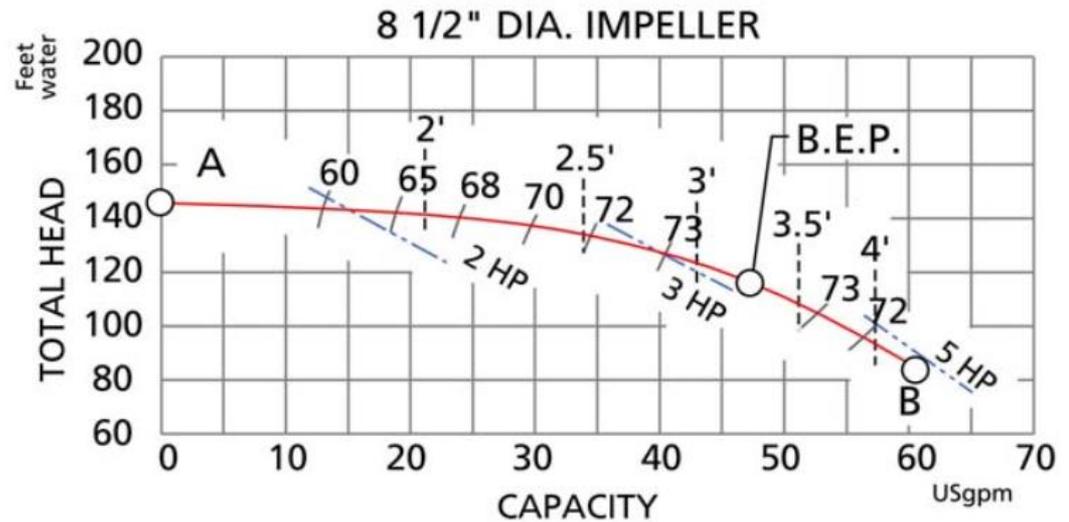
La curva característica inherente o curva de carga neta disponible o de rendimiento o de performance **depende del diseño** y es determinada por el fabricante.

Una curva de performance está asociado a un diámetro de impulsor definido y a una velocidad de rotación especificada (rpm)



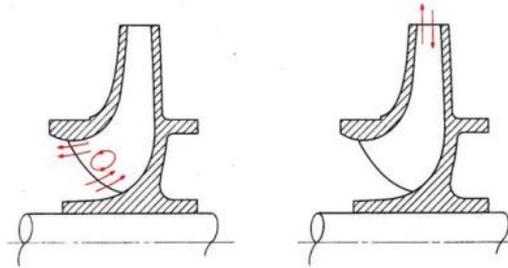
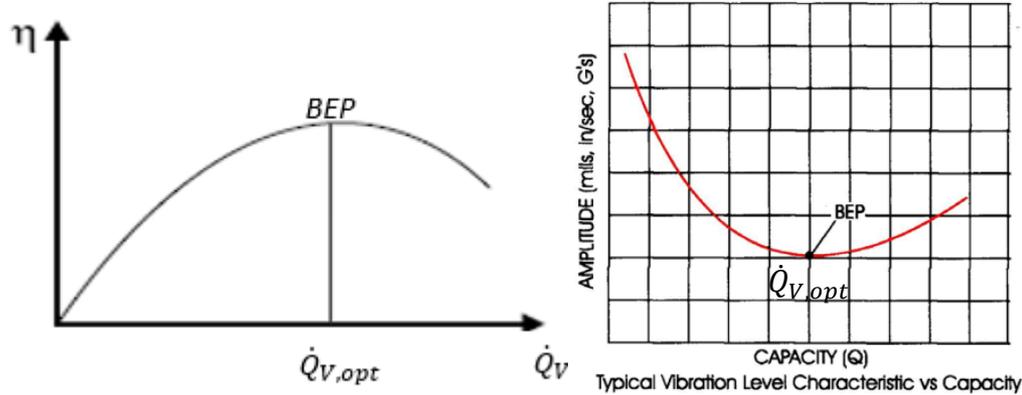
Velocidad de rotación fija (rpm contante). Diámetro de impulsor variable

información complementaria



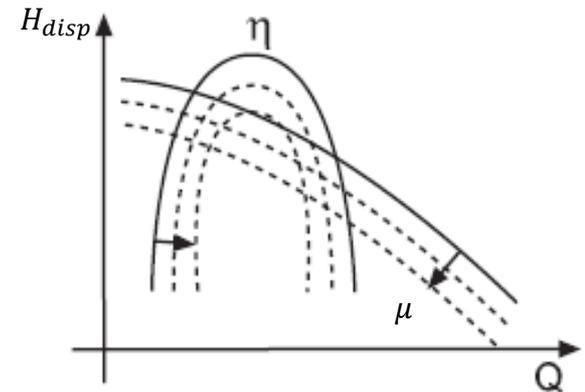
Bombas Rotodinámicas: curva característica inherente o de performance; curva e información complementaria

Curva de eficiencia: representa la eficiencia de una bomba en todo su rango de operación. El BEP (*best efficiency point*) es el máximo de la curva de eficiencia. Todos los puntos a la derecha o izquierda del BEP tienen una eficiencia menor. El impulsor está sujeto a fuerzas axiales y radiales, que aumentan cuanto más lejos está el punto de operación del BEP. Estas fuerzas se manifiestan como vibración dependiendo de la velocidad y la construcción de la bomba. El punto donde las fuerzas y los niveles de vibración son mínimos es en el BEP.



Recirculación interna en impulsor a caudales menores a $\dot{Q}_{v,opt}$

Las curvas de performance se basan en datos generados utilizando agua como fluido (curvas de rendimiento del agua).. El uso de estas curvas para fluidos con una viscosidad diferente a la del agua puede llevar a error si no se aplican los factores de corrección adecuados. Estos factores de corrección se aplican a la carga, el caudal y la eficiencia de la bomba



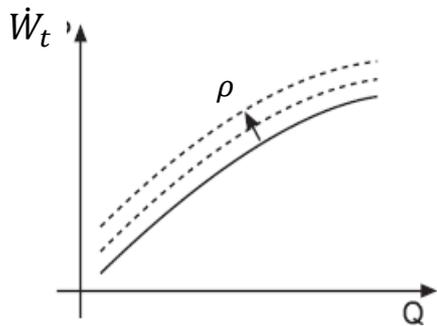
Efecto de la viscosidad μ sobre la carga

Bombas Rotodinámicas: curva característica inherente o de performance; curva e información complementaria

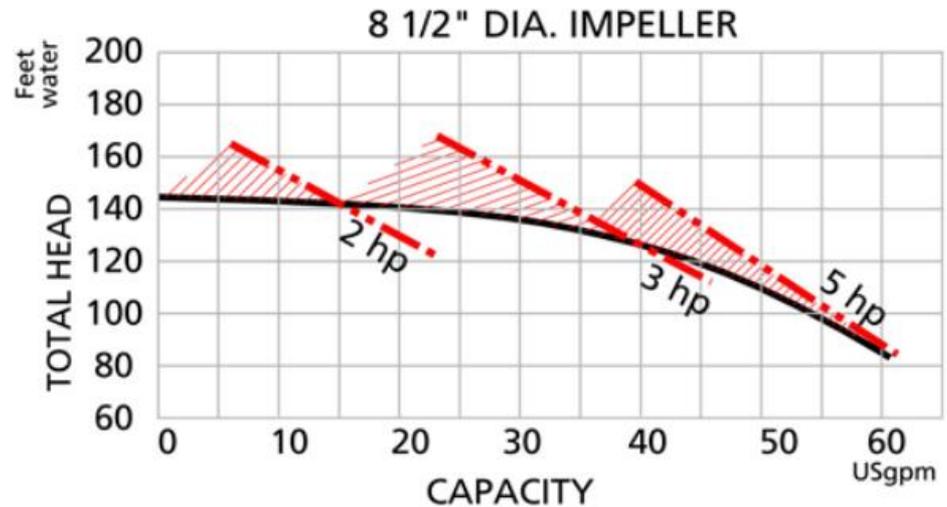
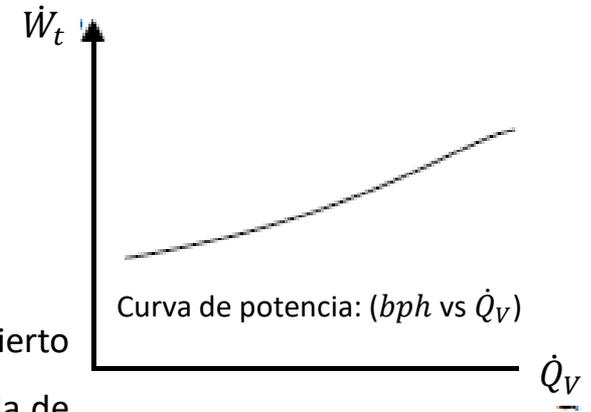
La potencia externa que se proporciona a la bomba (usualmente por un motor eléctrico) se denomina potencia de freno, potencia de accionamiento (*bph*: *breake horsepower* cuando la potencia está expresada en HP; poco usado).

Las curvas \dot{W}_t dan la potencia requerida para operar la bomba dentro de un cierto rango. Por ejemplo, todos los puntos en la curva de performance a la izquierda de la curva de 2 hp serán alcanzables con un motor de 2 hp. Todos los puntos a la izquierda de la curva de 3 hp y a la derecha de la curva de 2 hp serán alcanzables con un motor de 3 hp. La potencia se puede calcular con $H_{s,op}$, el flujo $\dot{Q}_{V,op}$ y la eficiencia η_{op} en el punto de operación

$$\dot{W}_{s,op} = \dot{m}gH_s = \rho\dot{Q}_{V,op}gH_s \text{ (kW)} \quad \dot{W}_{t,op} = \frac{\dot{W}_{s,op}}{\eta}$$

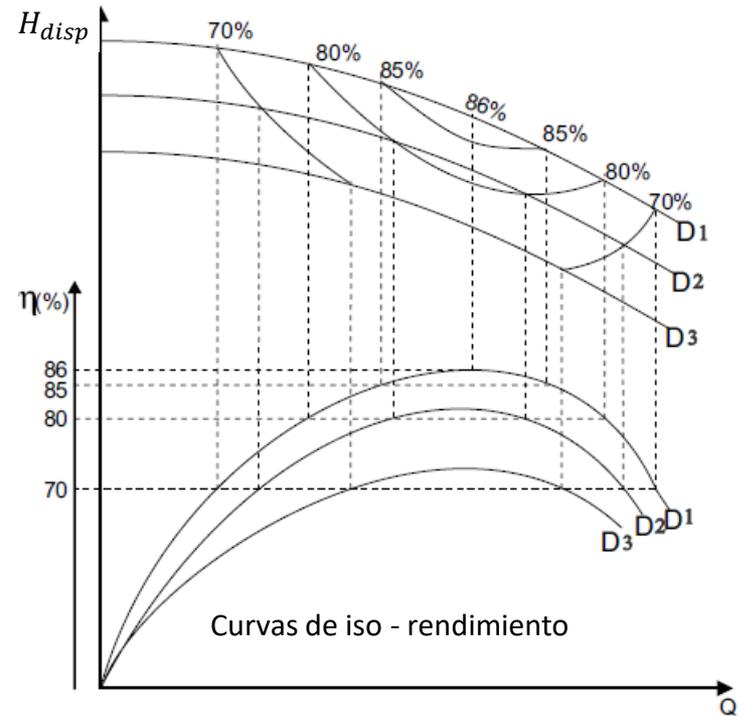


Efecto de la densidad ρ sobre la Potencia

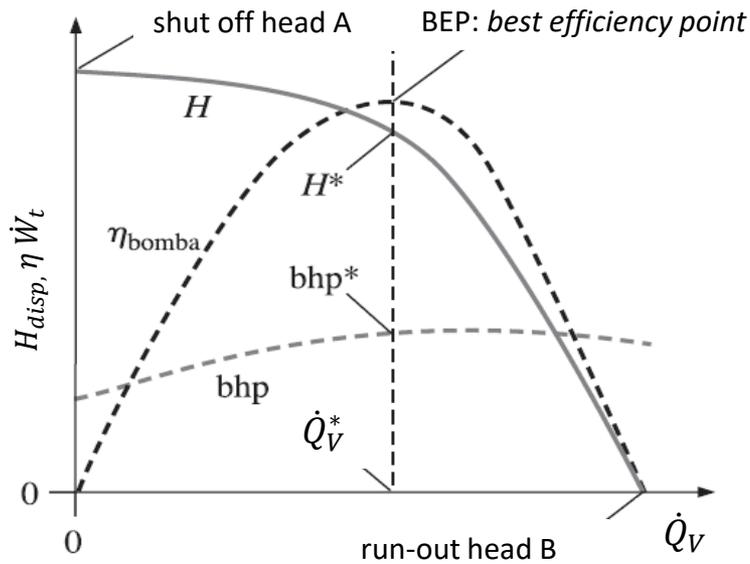


Bombas Rotodinámicas: curva característica inherente o de performance; curva e información complementaria

Líneas de eficiencia ISO: son curvas concéntricamente elípticas que indican la misma eficiencia. Se utilizan para representar cómo cambian los niveles de eficiencia a lo largo de una curva de la bomba a medida que se aleja de la BEP o si se reduce el diámetro del impulsor.



carga neta disponible vs caudal



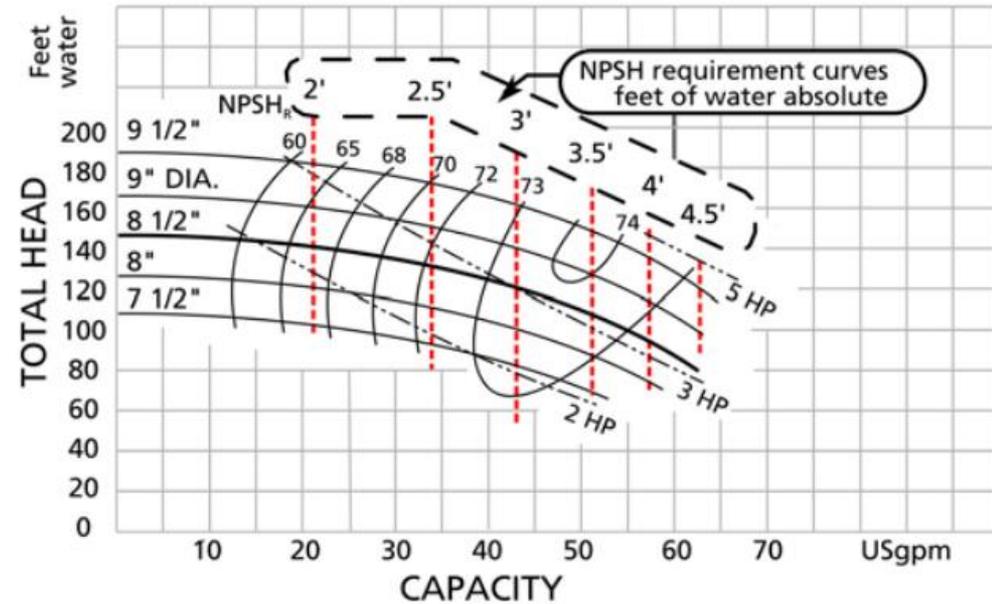
* Carga, caudal y potencia al eje de mayor eficiencia

La carga a flujo cero es la carga *shut-off* (A). A partir de allí la carga disminuye hasta alcanzar un mínimo en el punto *run-out* (B) que corresponde al flujo máximo de la bomba. Más allá de esto, la bomba no puede funcionar. El rango de operación de la bomba es del punto A al B.

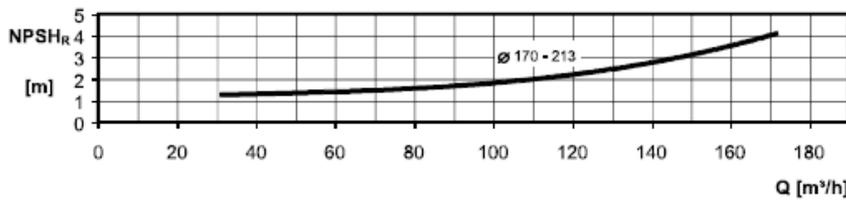
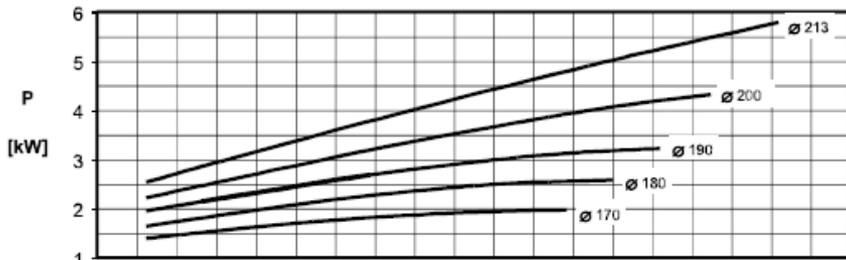
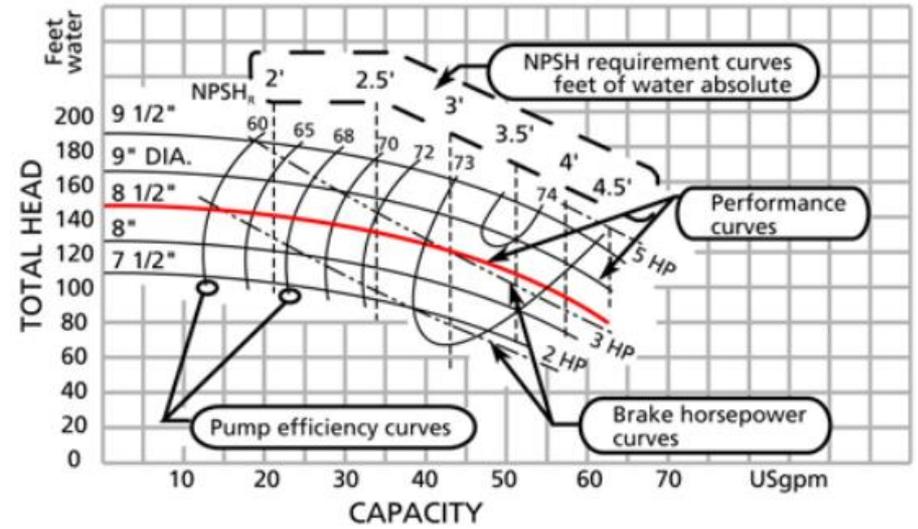
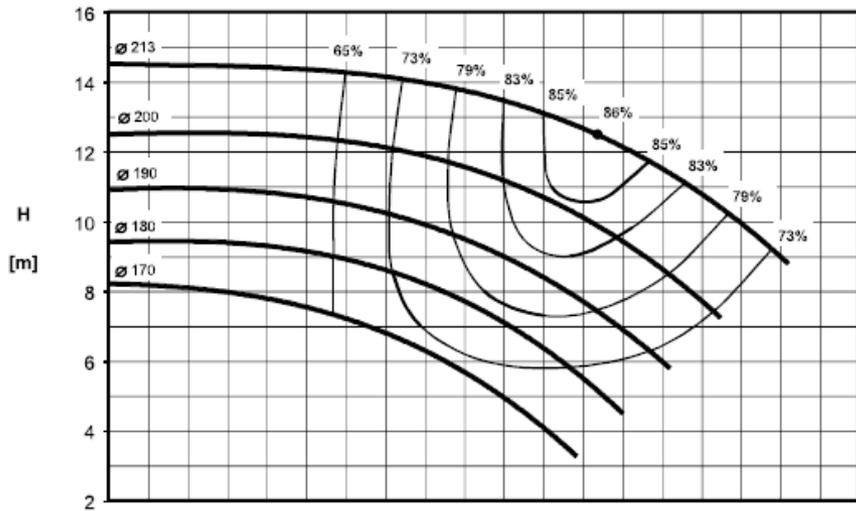
Bombas Rotodinámicas: curva característica inherente o de performance; curva e información complementaria

NPSHr

El fabricante de la bomba especifica un requisito mínimo en el NPSH. para que la bomba funcione a su capacidad de diseño. Estas son las líneas discontinuas verticales de la figura. El NPSHr es mayor a medida que aumenta el flujo y más bajo a medida que disminuye el flujo. Esto significa esencialmente que se requiere más altura de presión en la succión de la bomba para flujos altos que bajos. El NPSHr es un término de carga y, por lo tanto, independiente de la densidad del fluido y está en la altura absoluta de la columna de fluido.

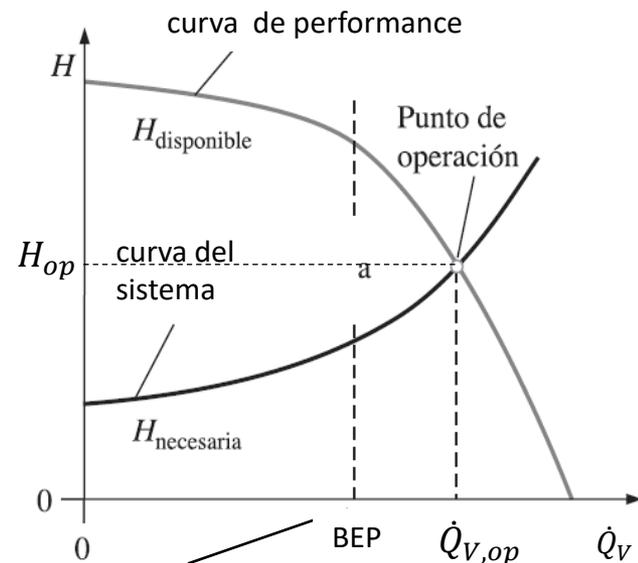


Bombas Rotodinámicas: curva característica inherente o de performance; curva e información complementaria

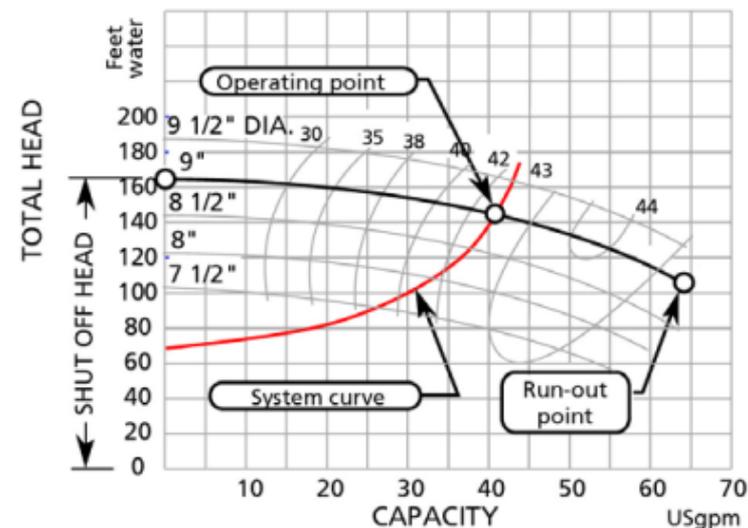
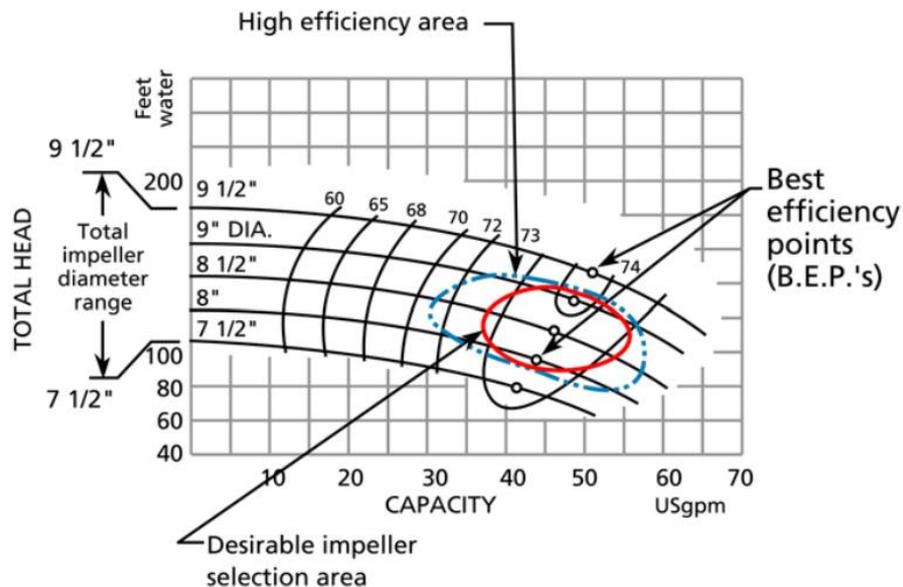


Bombas Rotodinámicas punto de operación

Las dos curvas (inherente y del sistema) se encontrarán en un punto común. En este punto, la energía transferida al fluido por la bomba por unidad de masa (H_{disp}) es exactamente igual a la energía necesaria por unidad de masa (H_s) para generar flujo y transportar el fluido dentro del sistema particular. El sistema de bombeo operará en este punto ($\dot{Q}_{V,op}, H_{op} = H_{disp} = H_s$) y no en otro. Si se enciende la bomba, se establecerá automáticamente en el caudal y la carga total asociados con este punto.



BEP: best efficiency point; cercano al punto de operación

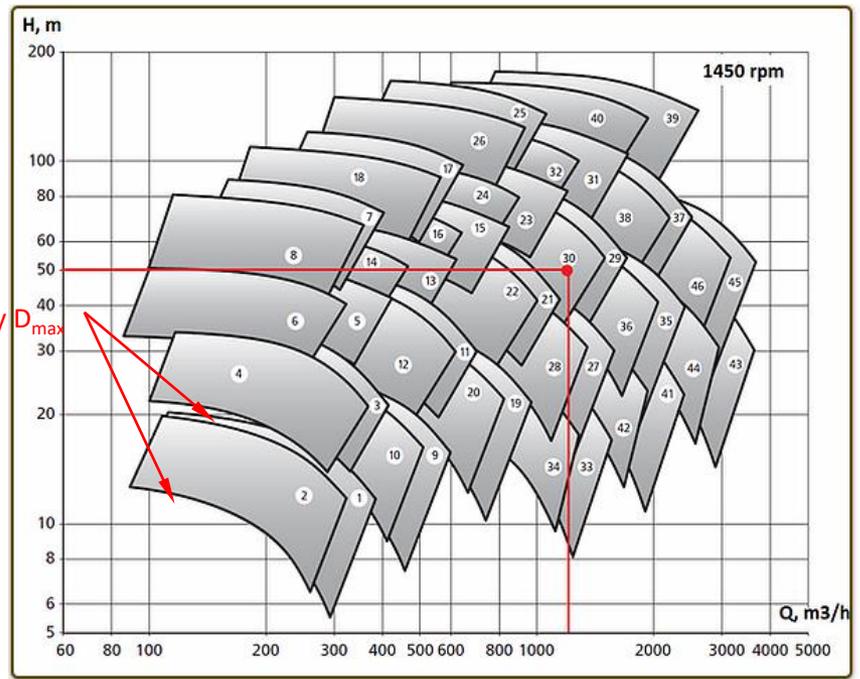
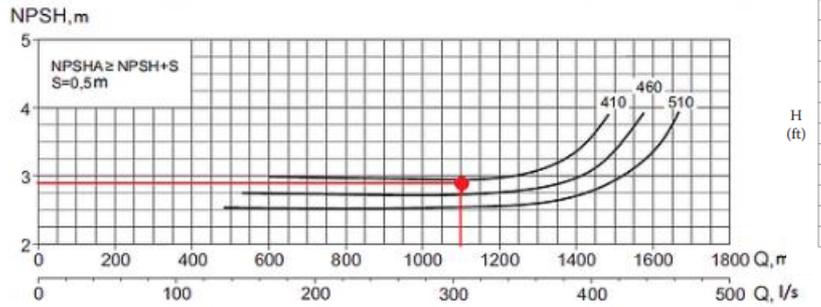
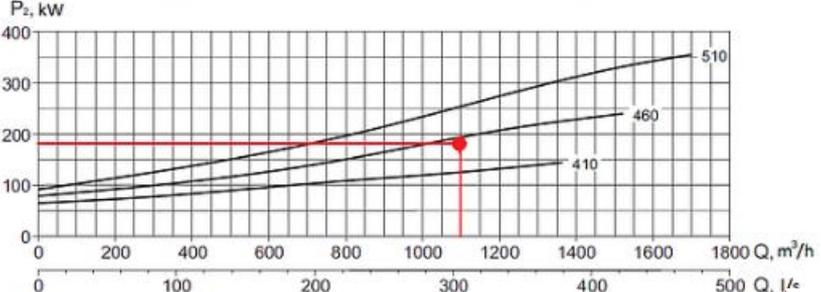
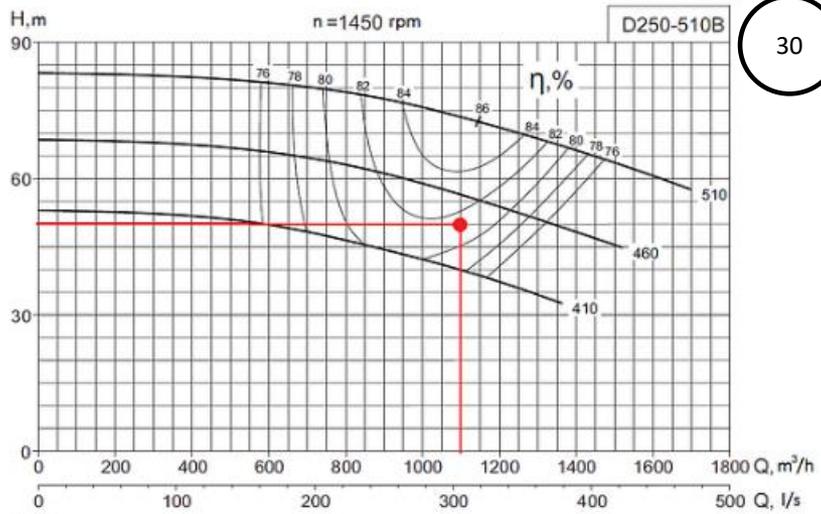


Un requerimiento de diseño o de especificación es que el punto de operación se encuentre cercano al BEP

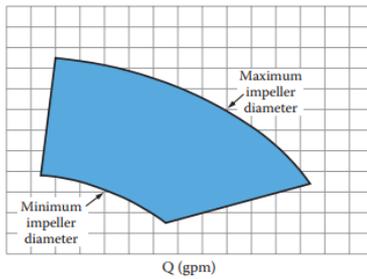
En el punto de operación queda definido: \dot{Q}_V ; H ; \dot{W}_t ; η ; $NSPH_r$

Bombas Rotodinámicas, selección y dimensionamiento, análisis de la gama hidráulica o diagrama de cobertura

30

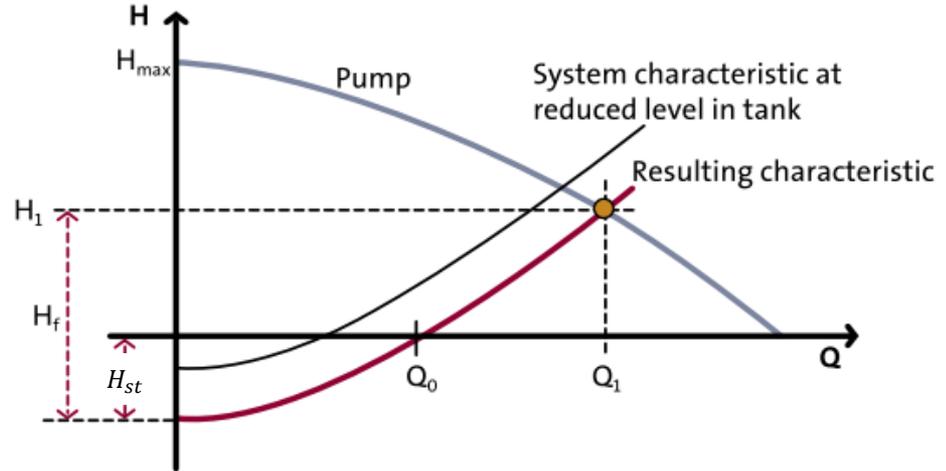
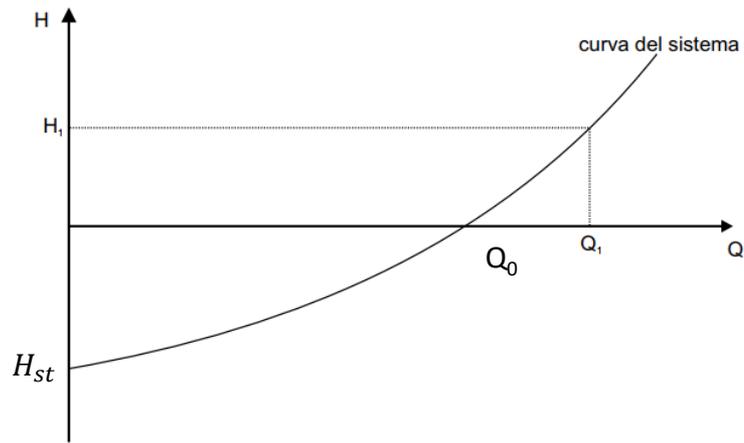
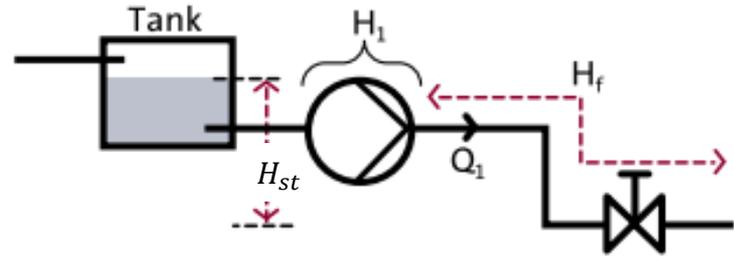
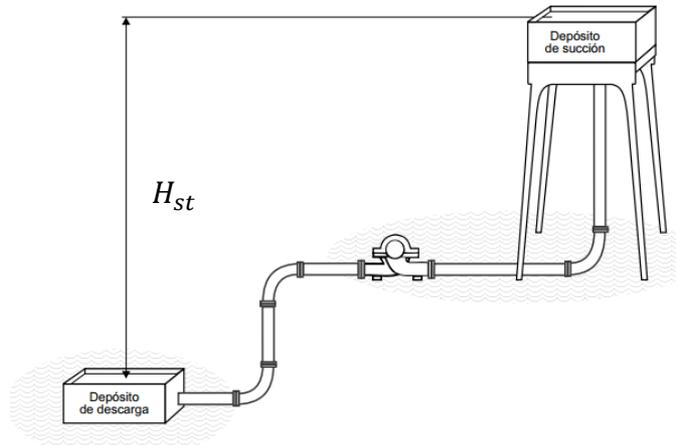


En el interior de cada campo el impulsor está reducido a $D < D_{max}$



Una gran cantidad de información está abarrotada en estos gráficos y pueden ser confusos al principio. Los impulsores se fabrican al tamaño más grande para una carcasa de bomba determinada y se mecanizan o "recortan" al diámetro requerido cuando se vende la bomba.

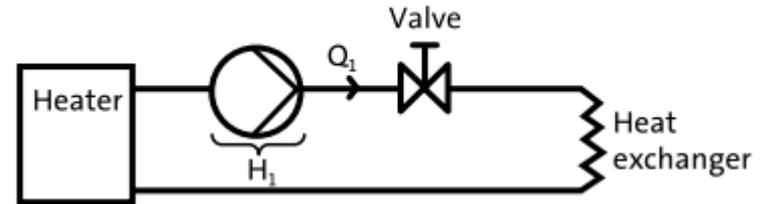
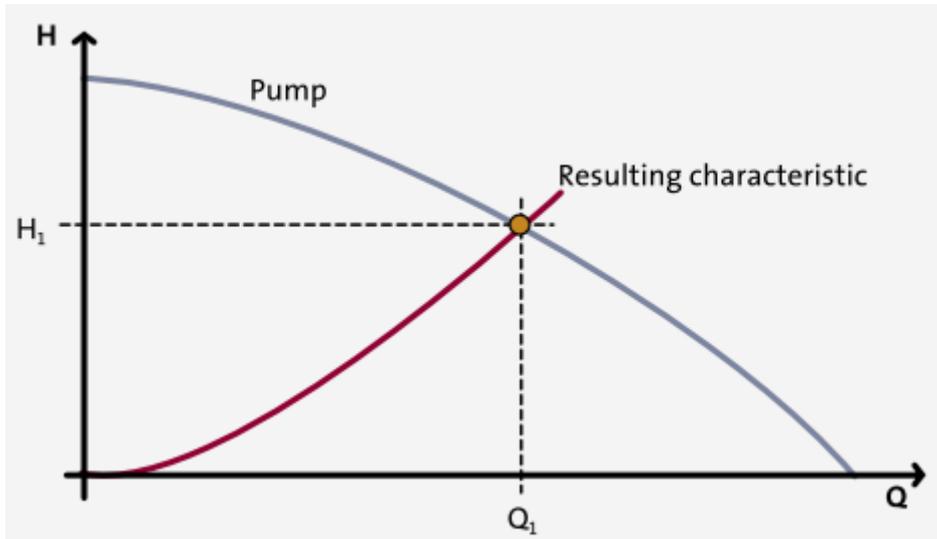
Bombas Rotodinámicas; flujo por gravedad y curva del sistema con carga estática negativa



Q_0 ; caudal resultante del flujo por gravedad; (bomba *off*)

Q_1 : caudal resultante por acción de la bomba (configuración *booster*) para la obtención del caudal requerido; *boost*: impulso reforzado

Bombas Rotodinámicas. Sistemas cerrados



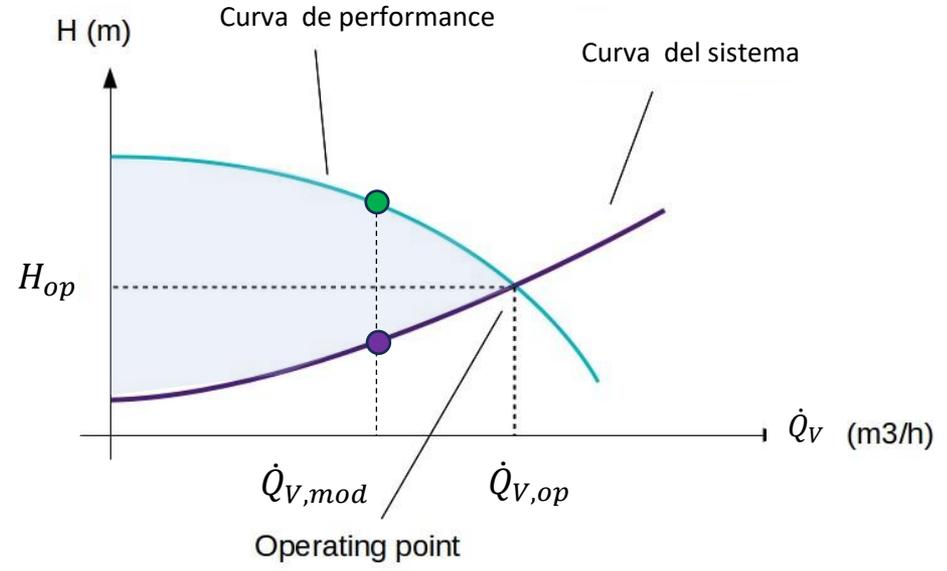
~~$$w_s = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2) + \left\{ \frac{8}{\pi^2 D^4} \left[f_D \frac{L}{D} + \left(\sum_j K_L \right) + K_{LV} \right] + \frac{\Delta P_0}{\rho} \left(\frac{1}{Q_{V,0}^2} \right) \right\} Q_V^2 \quad J \cdot kg^{-1}$$~~

$$w_s = \left\{ \frac{8}{\pi^2 D^4} \left[f_D \frac{L}{D} + \left(\sum_j K_L \right) + K_{LV} \right] + \frac{\Delta P_0}{\rho} \left(\frac{1}{Q_{V,0}^2} \right) \right\} Q_V^2 \quad J \cdot kg^{-1}$$

Bombas Rotodinámicas; modificación del punto de operación por modificación de la curva del sistema

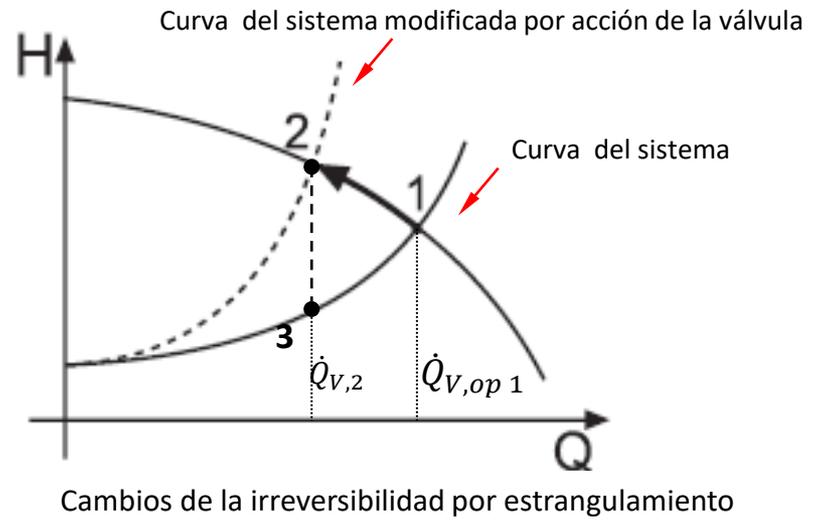
Caudales más altos que el asociado con el punto de convergencia de las dos curvas son inaccesibles, para la curva del sistema definida.

A un caudal $\dot{Q}_{V,mod}$ más bajo que el del punto operativo, la diferencia entre la curva de performance y la curva del sistema representa la energía por unidad de masa que debe absorber (o disipar) una válvula u otro dispositivo que absorba o disipe energía, si se desea obtener (controlar) el caudal a un valor inferior a $\dot{Q}_{V,op}$.



Operación de una válvula

Una válvula (de control) convierte la energía mecánica útil en energía interna (luego transferible como calor). Ejemplo, la diferencia 2-3 entre las dos curvas en el punto con el caudal $\dot{Q}_{V,2}$ inferior al punto de operación $\dot{Q}_{V,op1}$ representa la energía convertida en energía de disipación para mantener el flujo más bajo.

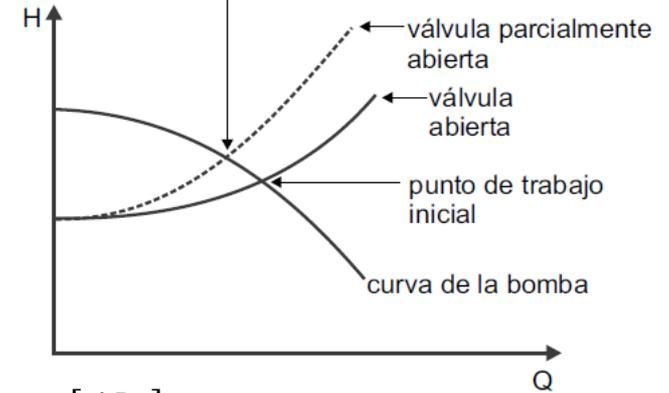
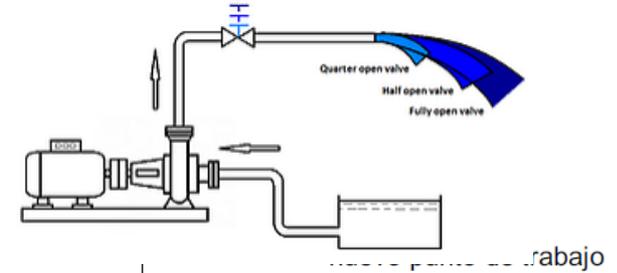


Bombas Rotodinámicas; modificación del punto de operación por modificación de la curva del sistema

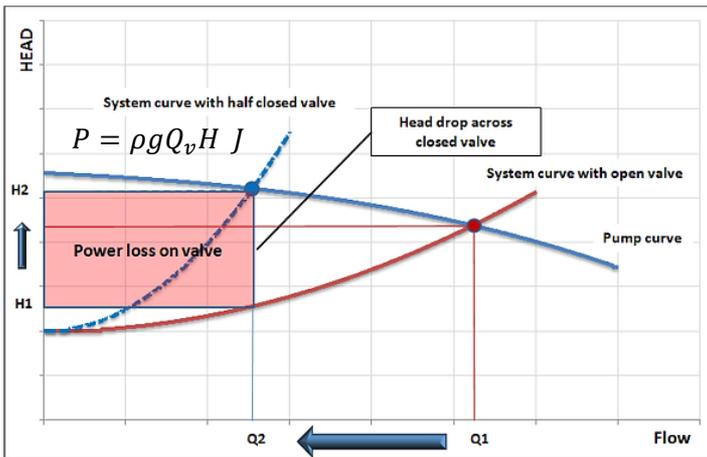
Operación de una válvula

La válvula de control estrangulada simplemente se suma a las pérdidas permanentes del sistema, a las irreversibilidades que se estimaron con la válvula completamente abierta. Al estrangular la válvula, se ha creado un nuevo sistema con mayores pérdidas.

Dado que el *shutoff* de la bomba sigue siendo el mismo, y que la curva del sistema sigue una ley cuadrática relativa al flujo, el giro de la curva del sistema en sentido contrario a las agujas del reloj hace coincidir a esta con la curva inherente de la bomba al caudal correspondiente.



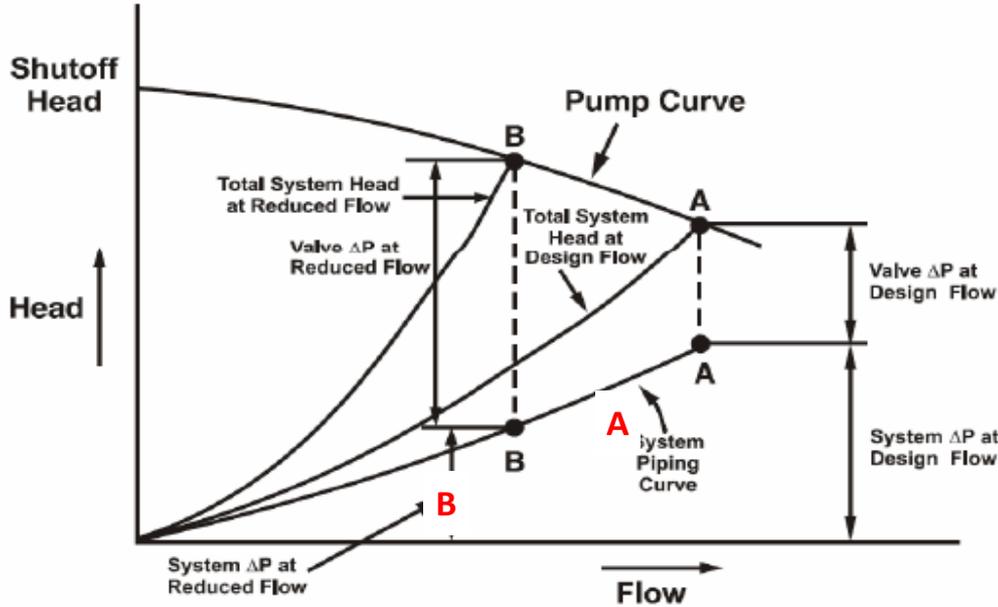
$$H_s = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \frac{1}{2g} (\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2) + \frac{8}{g\pi^2 D^4} \left[f_D \frac{L}{D} + \left(\sum_j K_L \right) + K_{LV} \right] Q_v^2 + \left[\frac{\Delta P_o}{gQ_{vo}^2} \right] Q_v^2 \quad m$$



Criterio de funcionamiento de válvulas de control: se requiere asegurar una caída de presión de al menos 0,7 bar (100 psi) para un buen control, y la disipación que provee se encuentra en 15 – 25 % de la irreversibilidad total de la línea

Bombas Rotodinámicas; modificación del punto de operación por modificación de la curva del sistema

Operación de una válvula

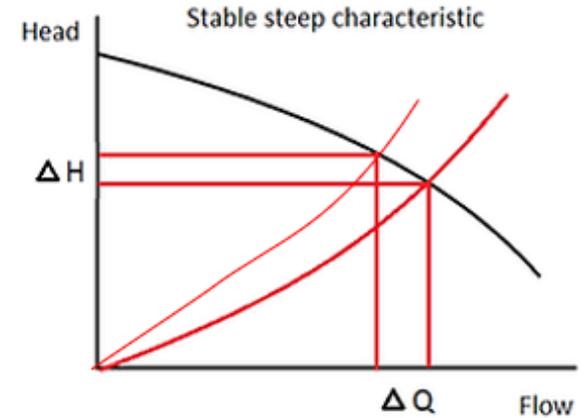


A: Condición del sistema (carga vs caudal) sin incluir válvula (el punto de operación no es **A**)

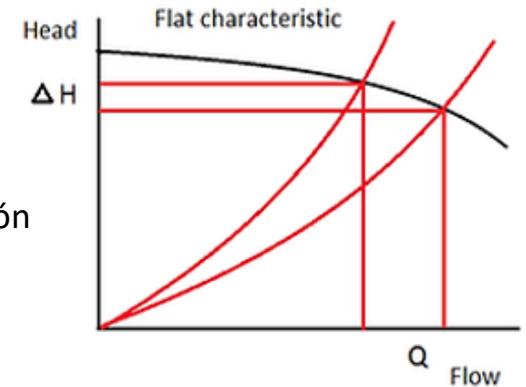
A: punto de operación del sistema con válvula incluida

B: condición del sistema con válvula parcialmente abierta incluida

B: condición del sistema sin incluir válvula parcialmente abierta



Un cambio dado ΔH de la carga provoca un pequeño cambio en el flujo Q



Un cambio dado ΔH de la carga provoca un gran cambio en el flujo Q . Mas adecuado para el control de la operación.

Bombas Rotodinámicas; modificación del punto de operación por modificación de la curva del sistema

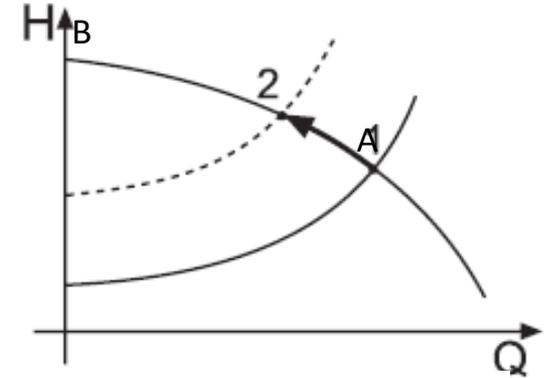
Otras formas de modificación del punto de operación

Operativos

cambios en las cotas de los líquidos; variación en las presiones de los depósitos

No propiamente operativos (puntos de trabajo en sistemas nuevos):

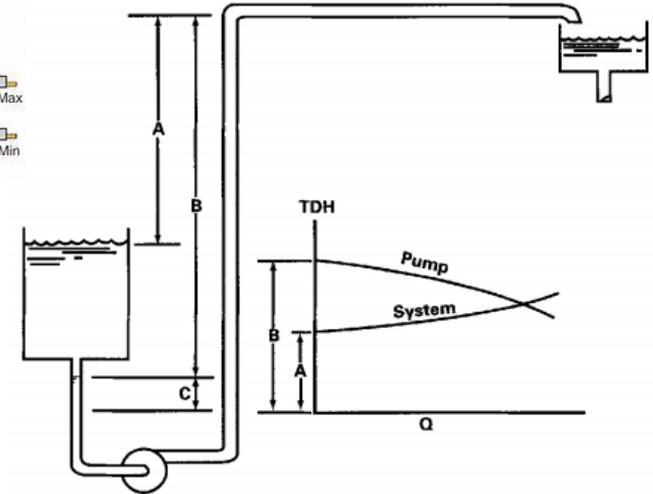
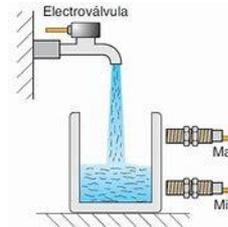
cambio en el diámetro de las tuberías; agregar o quitar accesorios en la línea; modificación del *layout* de las tuberías o modos de distribución.



Cambios en la altura estática

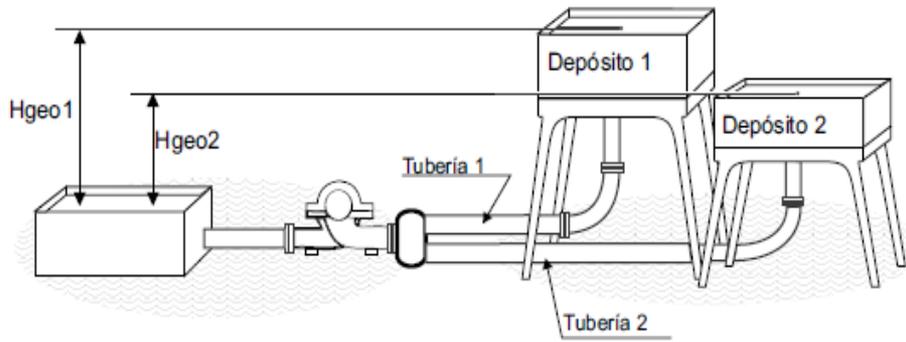
Sistema autocontrolado o auto balanceado

El control del caudal depende del control de nivel del tanque s de suministro

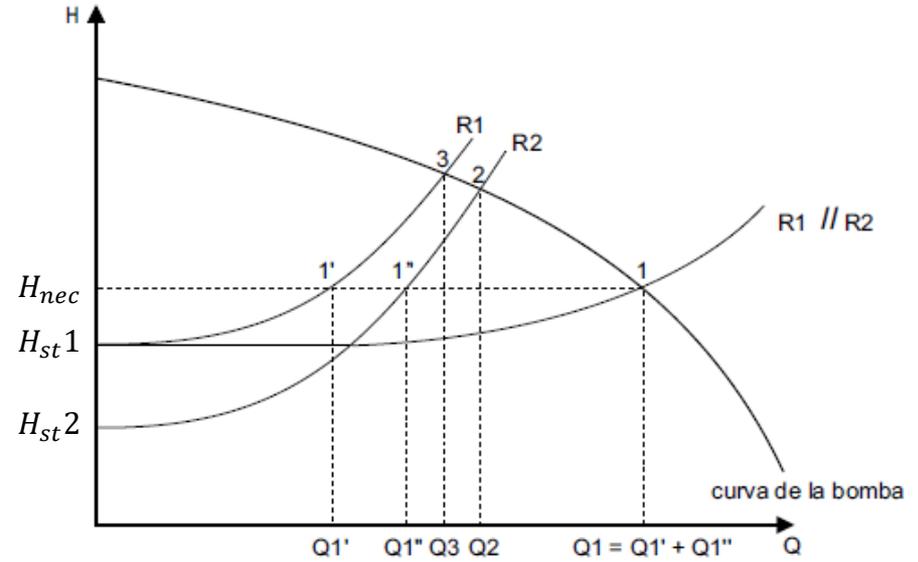


Bombas Rotodinámicas; modificación del punto de operación por modificación de la curva del sistema

Bombeo independiente o simultáneo a 2 o + posiciones de descarga.



Modificación del punto de operación por división de flujo; aplanamiento de la curva del sistema



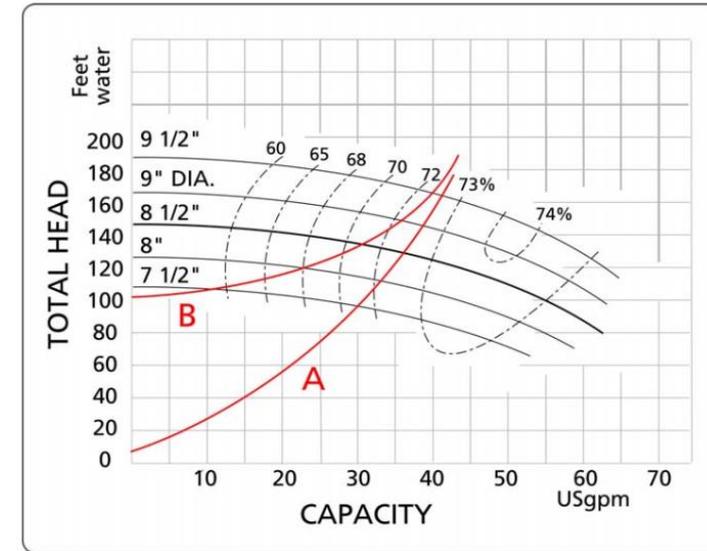
modificación de modos de distribución

Bombas Rotodinámicas; modificación del punto de operación, por modificación de la curva de performance

Ecuaciones de afinidad

Las bombas rotodinámicas obedecen leyes de afinidad que se derivan de un análisis adimensional de tres parámetros: caudal, altura total y potencia. Impulsores de igual diseño son geoméricamente similares y funcionan en condiciones dinámicamente similares.

Suposición: seleccionar dos puntos operativos tienen la misma eficiencia. La relación entre dos puntos de operación, 1 y 2, depende de la forma de la curva del sistema. Aplica para la curva A, no así para la B, la cual atraviesa mayor cantidad de curvas de iso-eficiencia



3 relaciones básicas:

1. La capacidad varía directamente con el diámetro del impulsor y velocidad.
2. La altura varía directamente con el cuadrado del diámetro y la velocidad del impulsor.
3. La potencia varía directamente con el cubo de diámetro y velocidad del impulsor.

$$\frac{\dot{Q}_{V1}}{\dot{Q}_{V2}} = \left(\frac{rpm_1}{rpm_2}\right) \left(\frac{D_1}{D_2}\right) \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{rpm_1}{rpm_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad \frac{bhp_1}{bhp_2} = \left(\frac{rpm_1}{rpm_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$$

$$\frac{rpm}{rpm_1} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{V1}} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{bhp}{bhp_1}} \quad \frac{D}{D_1} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{V1}} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{bhp}{bhp_1}}$$

PUMP SYSTEM ANALYSIS AND SIZING

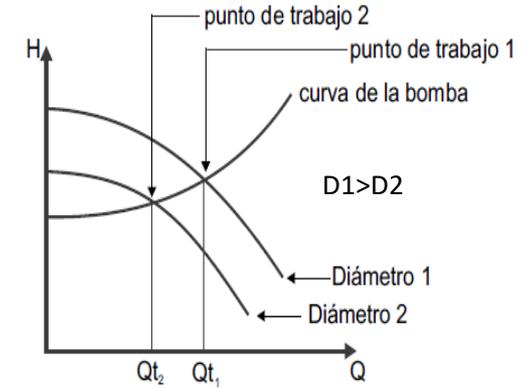
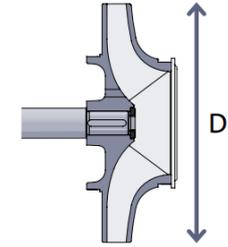
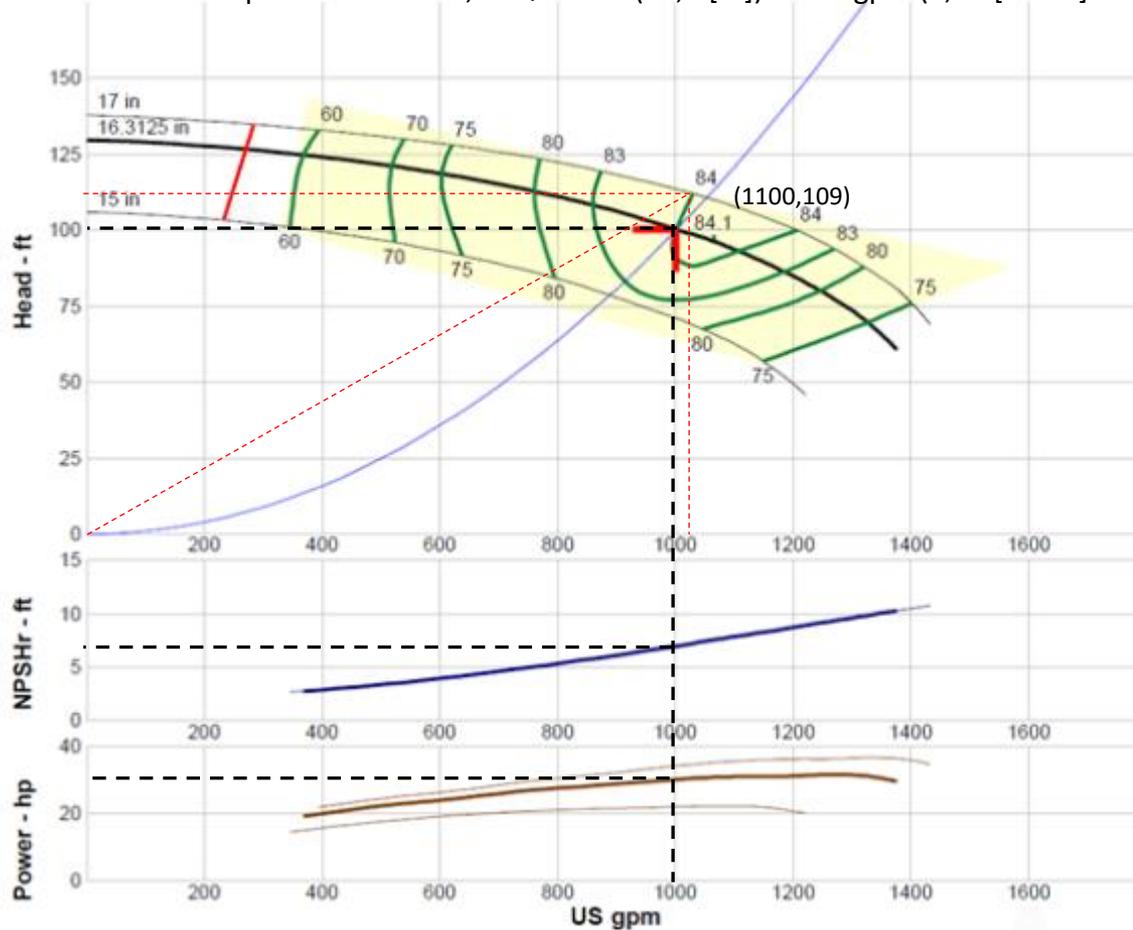
JACOBS ENGINEERING INC.

© 2000

Bombas Rotodinámicas; modificación del punto de operación, por modificación de la curva de performance

Modificación del diámetro del impulsor

Punto de operación sistema, H-Q: 100 ft (30,5 [m]) -1000 gpm (0,06 [m³.s⁻¹])

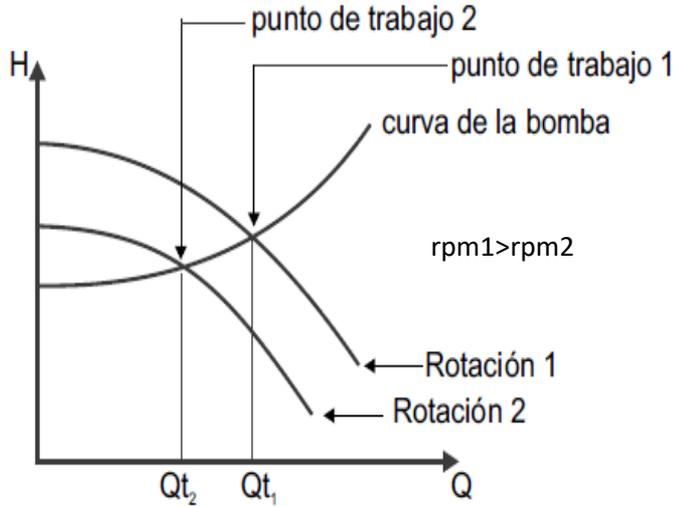


$$\frac{D}{D_1} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{V_1}} = \sqrt[3]{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{bhp}{bhp_1}}$$

$$\frac{D}{D_1} = \sqrt[3]{\frac{H}{H_1}} \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{H}{H_1}} D_1 = \sqrt[3]{\frac{100}{109}} 17'' = 16,3''$$

Bombas Rotodinámicas; modificación del punto de operación, por modificación de la curva de performance

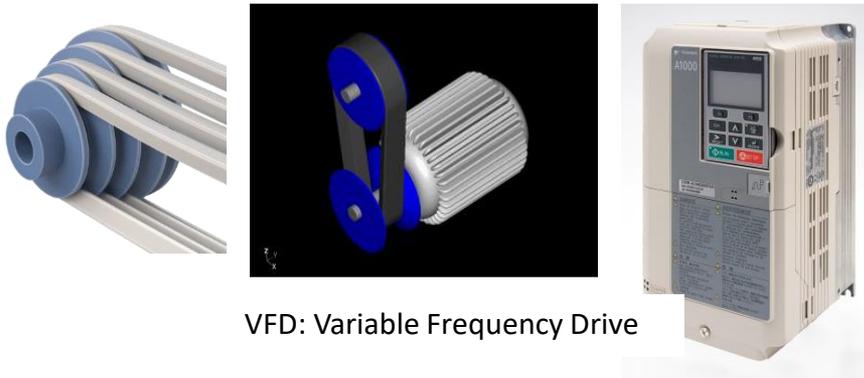
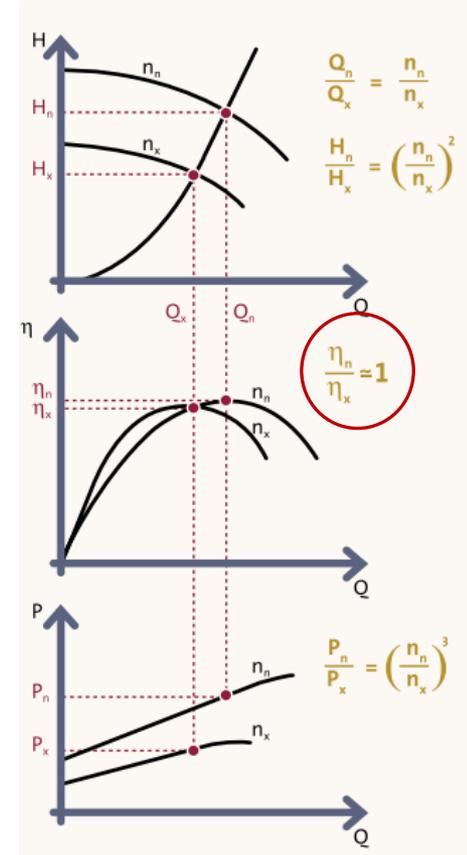
Variación de la velocidad de rotación del impulsor



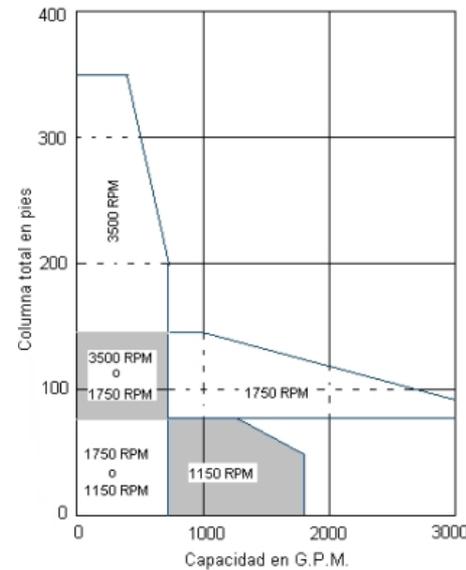
Relación rpm a diámetro ccte

Ecuaciones de afinidad

$$\frac{rpm}{rpm_1} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{V_1}} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{bhp}{bhp_1}}$$



VFD: Variable Frequency Drive



AC Electric Motor Speeds—60 Hz

N (No. Poles)	rpm
2	3600
4	1800
6	1200
8	900
10	720
12	600

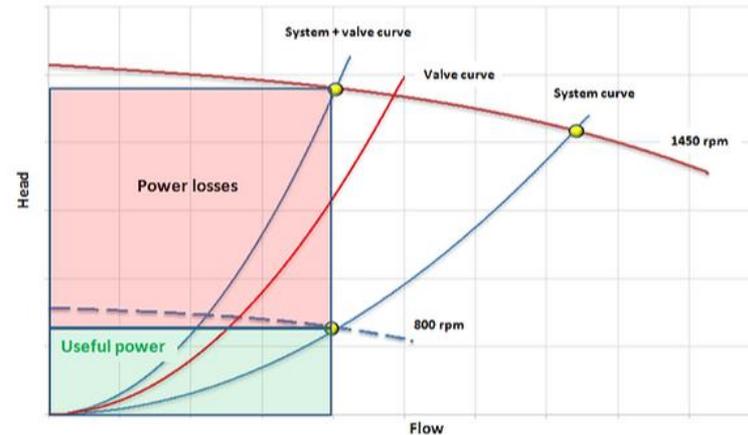
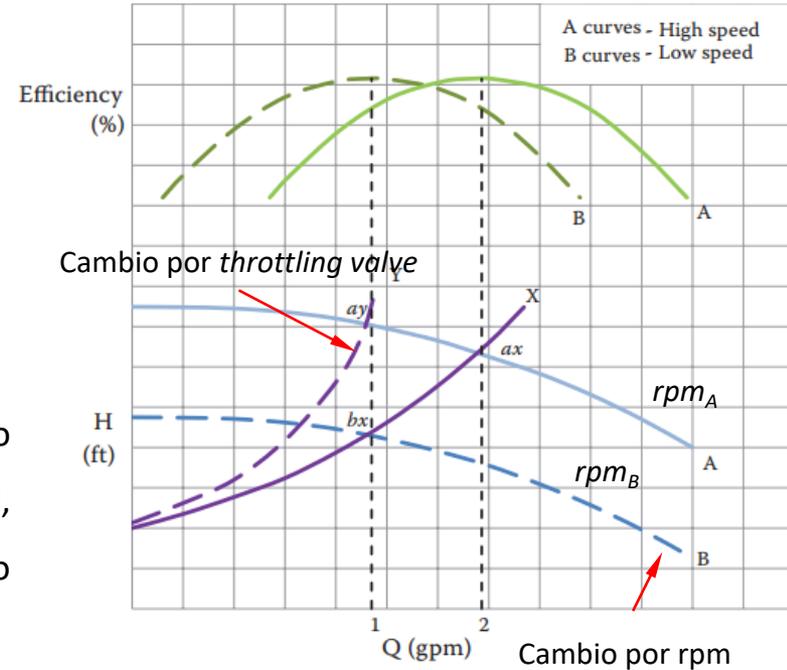
Bombas Rotodinámicas; modificación del punto de operación, por modificación de la curva de performance

Variación de la velocidad de rotación del impulsor

Parecería que el control de velocidad es una forma mejor de ajustar la carga frente a los requisitos de capacidad de un sistema y de ahorrar energía (una válvula de estrangulamiento controla caudal por disipación de energía).

Debe tenerse en cuenta que,

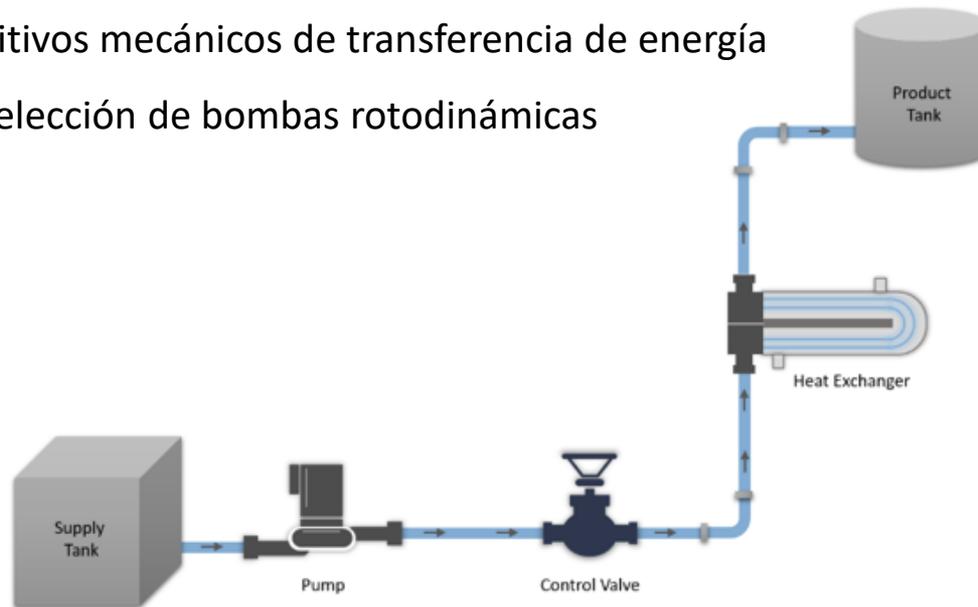
- Los variadores mecánicos de velocidad son más baratos, pero suelen tener una inercia mucho mayor que las válvulas de control, por lo que su respuesta a una señal de control puede ser mucho más lenta.
- Desde el punto de vista de la eficiencia, las bombas centrífugas se diseñan en torno a un punto de funcionamiento fijo. Su eficiencia disminuye en el entorno de cualquier curva de performance de velocidad fija curva A. Este entorno es modificable por una *throttling valve*
- Ventajas de VFD: permite modificar operativamente el caudal. No modifica el óptimo de eficiencia de la bomba al pasar de rpm_A a rpm_B . Los **VFD** pueden no tener el problema asociado con la inercia. Desventaja: pero se debe considerar su **costo**.



Operaciones Unitarias 1

Elementos para el transporte de fluidos

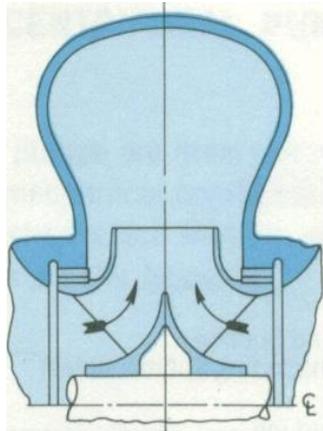
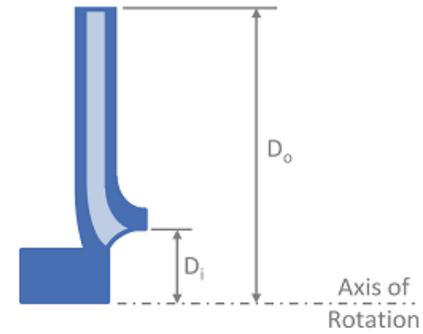
- Dispositivos mecánicos de transferencia de energía
 - ❖ Selección de bombas rotodinámicas



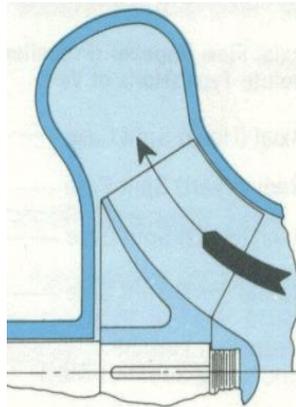
Bombas Rotodinámicas Selección impulsores y velocidad específica

Las bombas rotodinámicas están disponibles en un amplio rango de diseños hidráulicos.

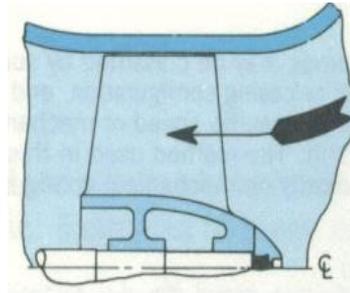
Los impulsores se clasifican en impulsores radiales, axiales, o de flujo mixto según la relación entre el diámetro del impulsor de la bomba y el diámetro del ojo de la bomba D_0/D_i



Radial flow pump cross-section



Mixed flow pump cross-section



Axial flow pump cross-section



Radial



Francis Vane



Mixed Flow



Axial Flow

Qué tipo de bomba proporciona una determinada relación carga / flujo? El valor de un número llamado la **velocidad específica** de una bomba proporciona información al respecto

Bombas Rotodinámicas Selección impulsores y velocidad específica

La velocidad específica (N_d , $N_{s,US}$, $N_{s,m}$) proporciona un criterio que ayuda a comparar comportamiento de bombas. La eficiencia de las bombas con la misma velocidad específica se puede comparar proporcionando al usuario o al diseñador un punto de partida para la comparación o como punto de referencia para mejorar el diseño y aumentar la eficiencia.

Se define en *solo un punto de operación*: el de mejor eficiencia (BPE) de la bomba.

La velocidad específica se usa para selección según requerimiento de caudal y carga e identificar la operación de una bomba en sus condiciones óptimas (punto nominal, o punto de mejor eficiencia); es útil para su selección preliminar

La mayoría de las bombas centrífugas (radiales) trabajan a una $N_{sp,US}$ aproximada de 500 – 2000 (promedio 1200)

$$N_d = \frac{\omega [s^{-1}] \sqrt{\dot{Q}_V [m^3 s^{-1}]}}{(gH_s [m])^{3/4}} \frac{1}{s} \frac{m^2}{s^2} \frac{s^2}{m^4} \frac{1}{m^4} []$$

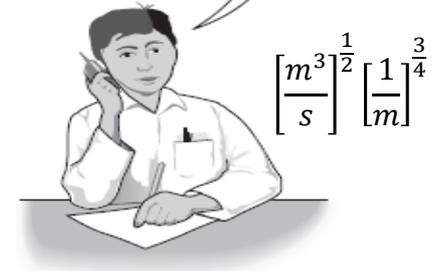
$$N_{s,US} = \frac{\omega [rpm] \sqrt{\dot{Q}_V [gpm]}}{(H_{pump} [ft])^{3/4}}$$

dimensiones incoherentes, USA

$$N_{s,m} = \frac{\omega [rpm] \sqrt{\dot{Q}_V [Ls^{-1}]}}{(H_s [m])^{3/4}}$$

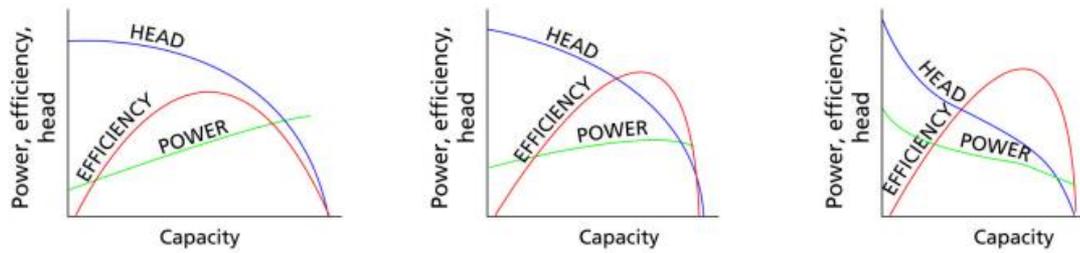
dimensiones incoherentes, métrico

¿Hiciste qué? ¿Por qué cambiaste un parámetro adimensional a una cantidad dimensional?
Ingeniero, vas a tener que volver a la Facultad!!

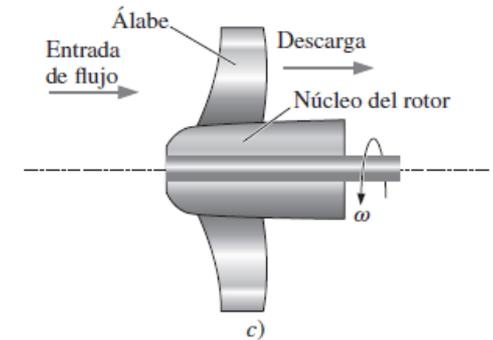
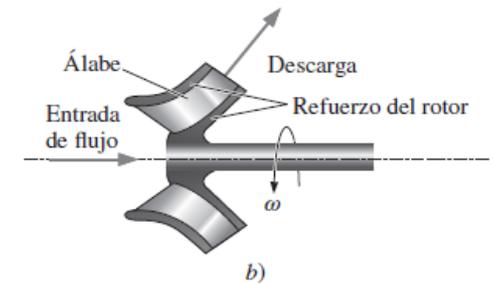
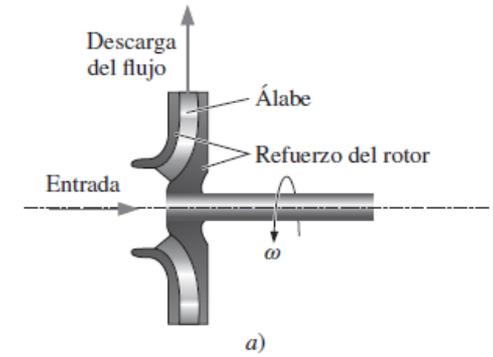
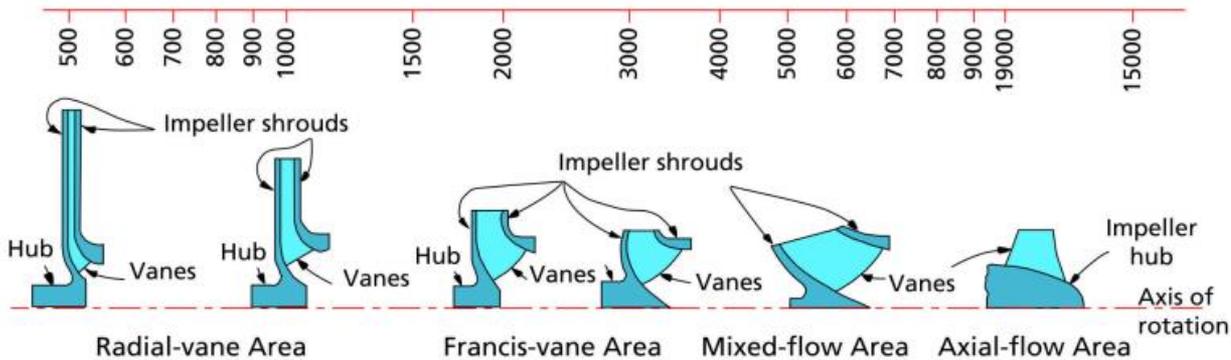


Bombas Rotodinámicas Selección impulsores y velocidad específica

Tipo de impulsor	$N_{s,m}$	$N_{s,US}$	N_d	D_0/D_i	Características
Radial Flow	500 - 1700	800 - 2800	0.3 - 1.0	> 2	Bajo flujo, alta carga
Francis Vane	1700 - 4000	2800 - 6500	1.0 - 2.4	1.5 - 2	
Mixed Flow	4000 - 9000	6500 - 15000	2.4 - 5.4	< 1.5	
Axial Flow	> 9000	> 15000	> 5.4	1	Alto flujo, baja carga



Values of specific speeds (single suction)



Bombas Rotodinámicas Selección impulsores y velocidad específica

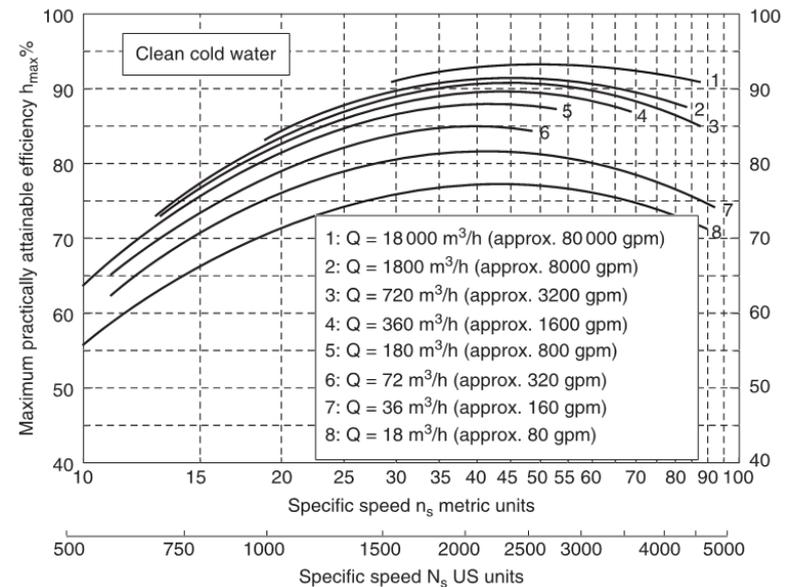
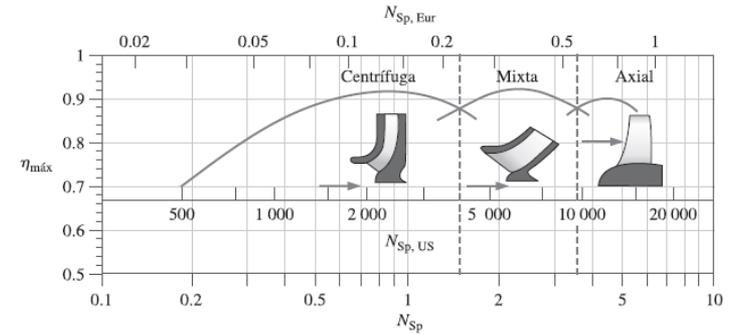
APLICACIONES DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA

3 aplicaciones básicas:

1. determinar el tipo del rodete y la eficiencia máxima de acuerdo con las condiciones operacionales
2. permite, en función de los resultados existentes para las bombas similares, determinar: La geometría básica del rodete, conocidas las características de operación deseadas (Q y H), y la rotación (ω); el desempeño aproximado de la bomba, conocido las características geométricas del rodete.
3. permite determinar la rotación máxima con la que una bomba puede operar en condiciones satisfactorias, en función del tipo de bomba y de las características del sistema.

La primera aplicación, es la de mayor interés para los usuarios de bombas centrífugas:

A partir de Q, H, ω , se calcula la velocidad específica y, en función de esto, se determina el tipo de rodete y la eficiencia máxima esperada.



[HI-EDL \(pumps.org\)](http://HI-EDL(pumps.org))



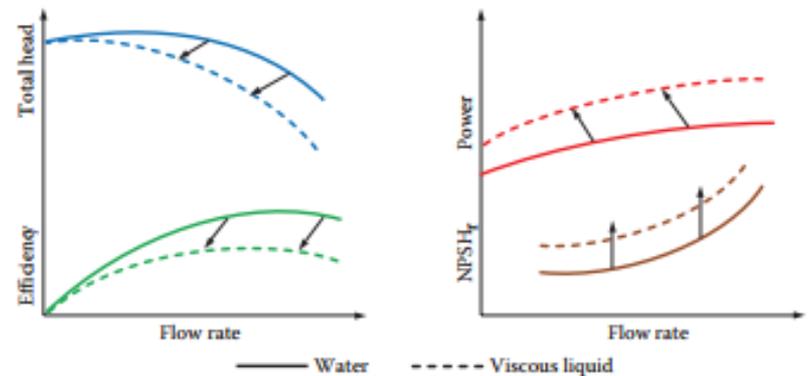
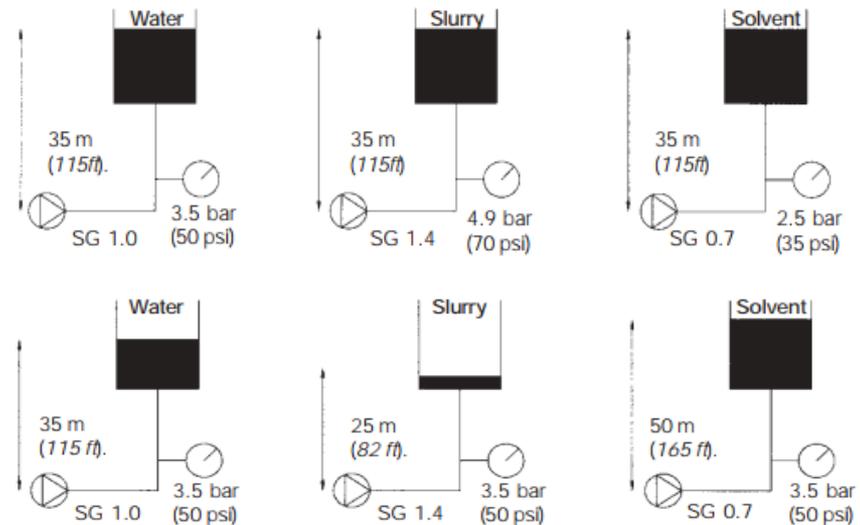
Bombas Rotodinámicas Selección; efecto de las propiedades termofísicas del fluido

Las propiedades físicas del fluido que influyen en el bombeo con bombas rotodinámicas son la densidad, presión de vapor y viscosidad.

a) Densidad: Influye sobre la potencia necesaria para el bombeo; a mayor densidad, mayor potencia necesaria para el bombeo. (SG: Specific Gravity)

b) Presión de vapor (P_v): Su influencia se acentúa al trabajar con líquidos calientes por su relación con la NPSHA. La P_v debe ser lo suficientemente baja para obtener una NPSHA razonable y evitar la cavitación

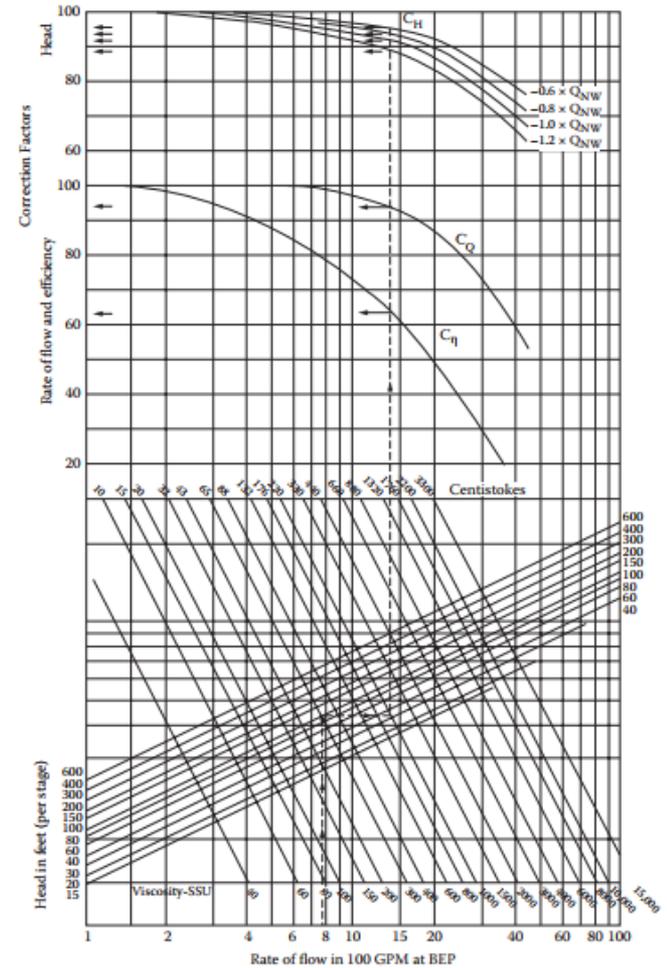
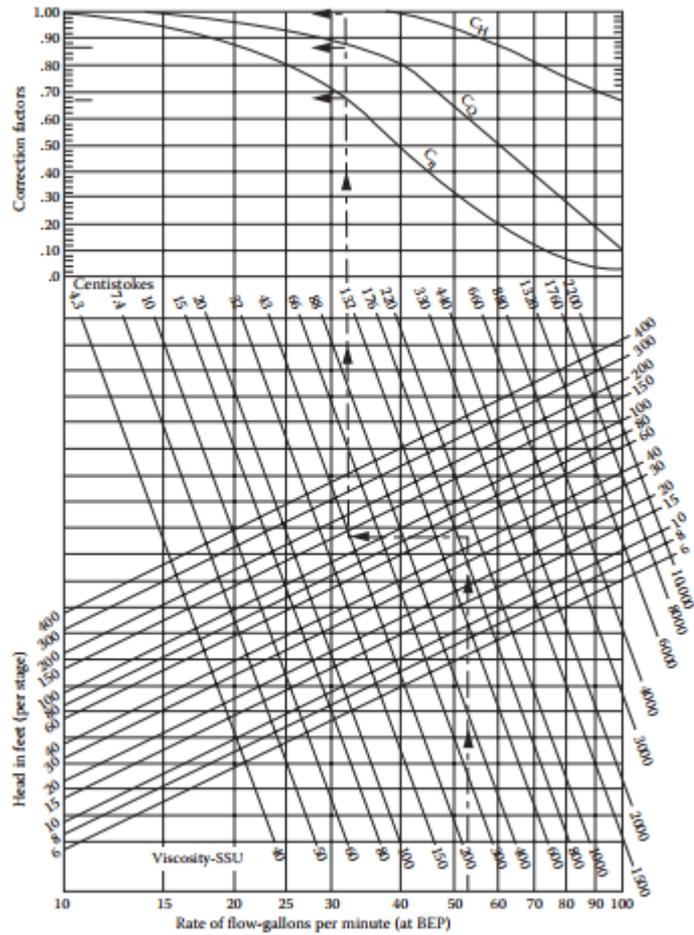
c) Viscosidad (μ): Influye sobre el caudal que pueda manipular la bomba Q , la carga H que pueda desarrollar la bomba, y la eficiencia de la bomba η . Además, influye sobre la carga o resistencia del sistema (aumentándola).



Para facilitar la selección, se ha estandarizado que todas las curvas de performance deban ser generadas utilizando agua limpia como fluido, a una temperatura de 20 °C y viscosidad igual a 1 centiPoise.

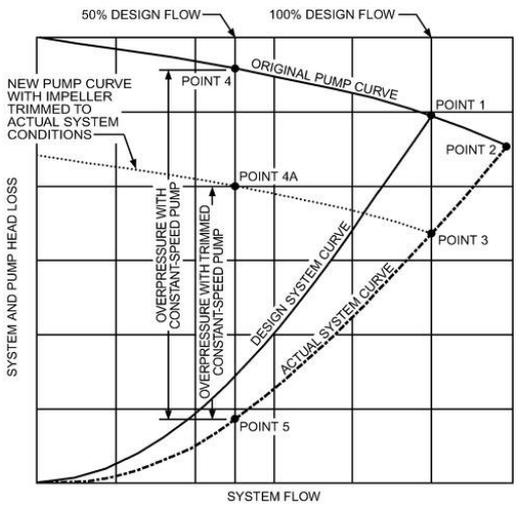
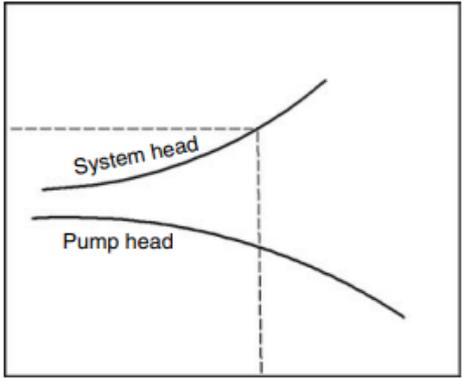
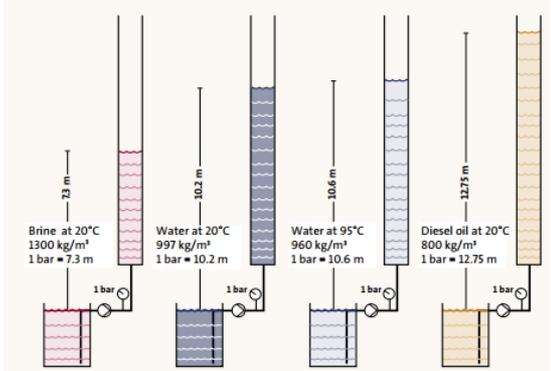
Bombas Rotodinámicas Selección; cartas de corrección por viscosidad

$$Q_{v,visc} = C_Q Q_{v,w} \quad H_{visc} = C_H H_w \quad \eta_{visc} = C_\eta \eta_w \quad Q_N: \text{Caudal a BEP solo necesario para capacidades superiores a 100 gpm}$$



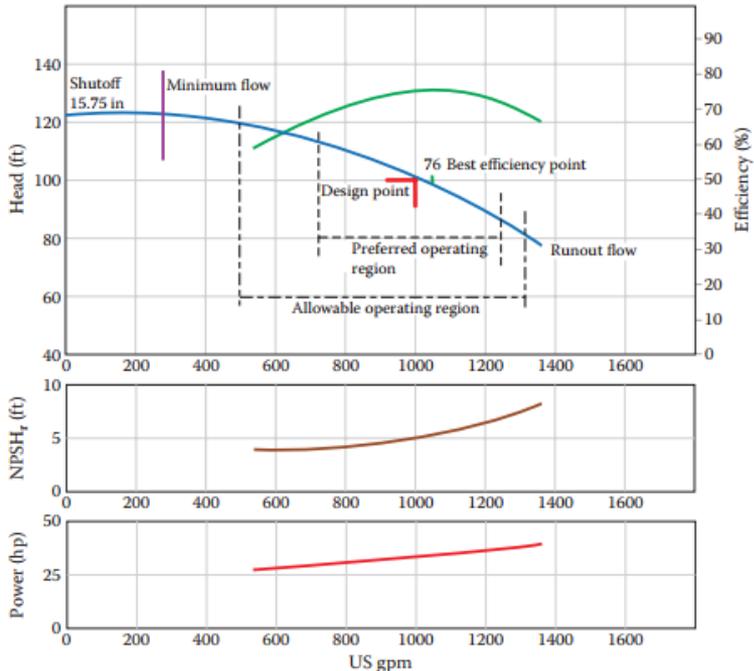
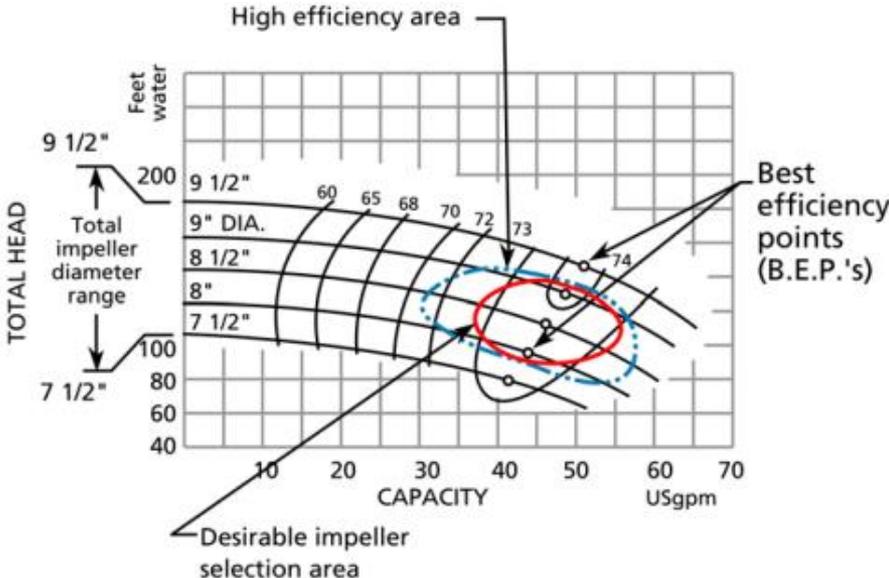
Bombas Rotodinámicas; selección y dimensionamiento

1. La carga es independiente de la densidad del fluido $P/\rho g$
2. Para fluidos no acuosos, debe ser newtoniano. Si no lo es, una bomba rotodinámica puede no ser un dispositivo de bombeo apropiado. Si lo es, pero de diferente viscosidad que el agua, aplicar los factores de corrección a la curva inherente.
3. Determinar la carga estática total correspondiente a la mayor condición del sistema y verificar que ésta sea menor *shutt off* de la bomba.
4. Seleccionar el tamaño y la velocidad de la bomba de tal manera que el impulsor no esté cerca de su diámetro máximo (es decir, dentro de los 2/3 de su rango total) para permitir un futuro aumento de la capacidad. Si el punto de funcionamiento se encuentra entre dos curvas de diferentes diámetros, calcular el diámetro del impulsor requerido para cruzar el punto de operación. Tener en cuenta que las leyes de afinidad para calcular un nuevo diámetro o velocidad de bomba para sistemas con alta carga estática, las leyes de afinidad se aplican solo entre dos puntos que tienen la misma eficiencia. Se recomienda limitar el uso de esta técnica a un cambio del diámetro del impulsor no superior al 10 al 20%.



Bombas Rotodinámicas; selección y dimensionamiento

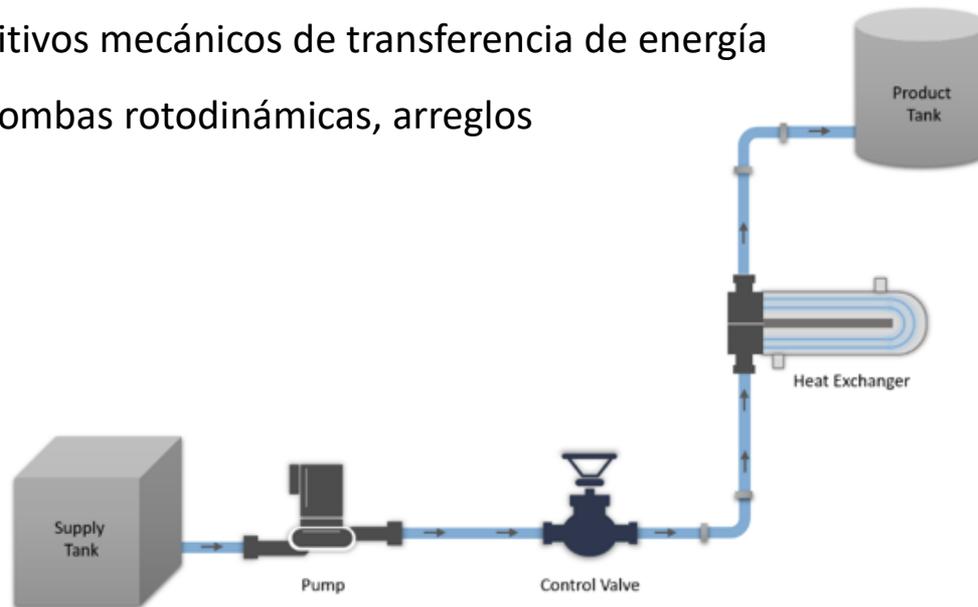
5. Ubicar el punto de operación en algún lugar entre el 0,7-0,8 y el 1,1-1,2 del B.E.P. Elija la bomba de modo tal que el punto de trabajo de diseño carga y caudal) esté un poco a la izquierda del BEP en la curva de la bomba. La gran mayoría de las bombas están sobredimensionadas, debido a las sobre estimaciones de la carga total en el sistema. La carga del sistema resultante real suele ser menor que la del diseño, por lo que el punto de operación tenderá a moverse a moverse hacia la derecha sobre la curva de performance. Si la selección original se hiciera a la derecha del BEP, la carga total real de la bomba más baja que la del diseño tendería a mover el punto de operación aún más hacia la derecha en esta curva, provocando mayor ineficiencia (o mayor disipación de calor en la bomba, elevando su temperatura).



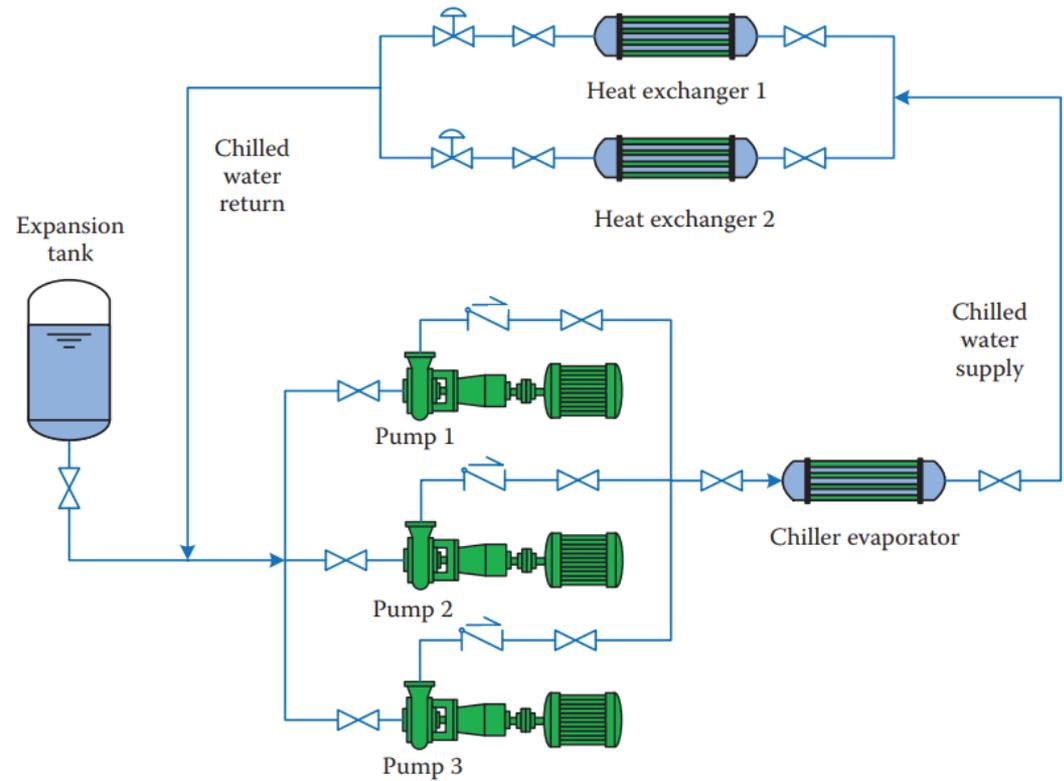
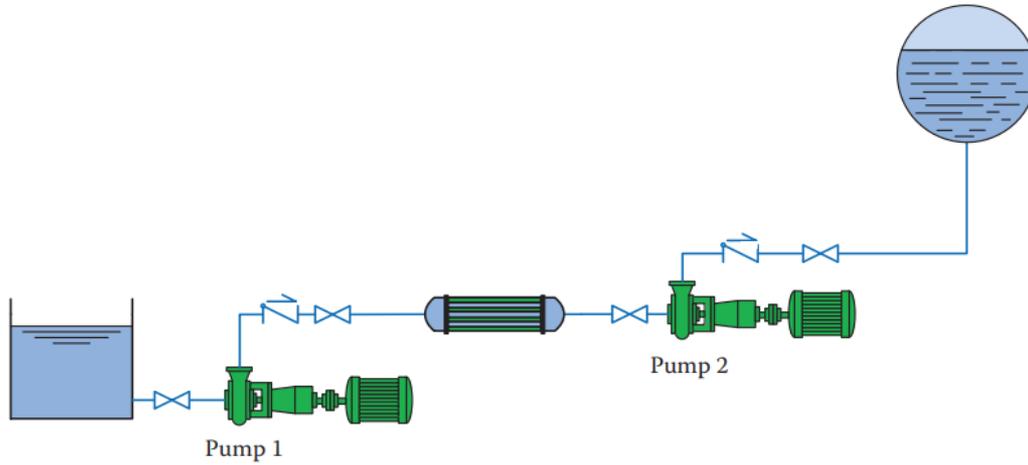
Operaciones Unitarias 1

Elementos para el transporte de fluidos

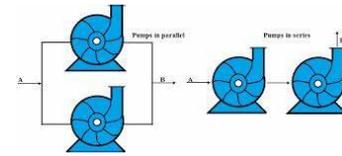
- Dispositivos mecánicos de transferencia de energía
 - ❖ Bombas rotodinámicas, arreglos



Bombas rotodinámicas, arreglos en serie y paralelo



Bombas rotodinámicas, arreglos en serie



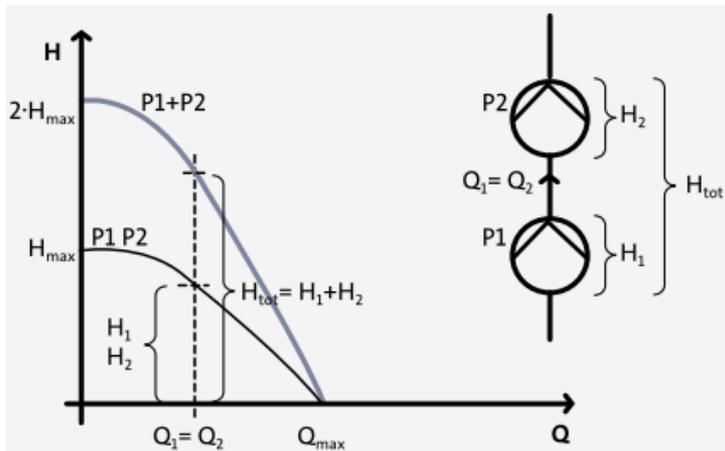
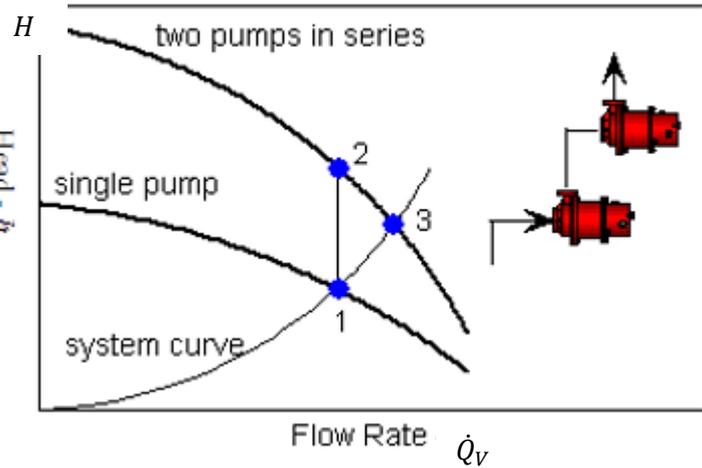
La curva característica se obtiene adicionando las cargas al mismo flujo (ejemplo: línea 1-2).

El punto de operación con una sola bomba es el punto 1

El punto de operación con ambas bombas está determinado por la intersección de la curva del sistema con la curva característica adicionada (punto 3).

En la práctica, si una de las bombas en serie se detiene, el punto de operación se mueve del punto 3 al 1

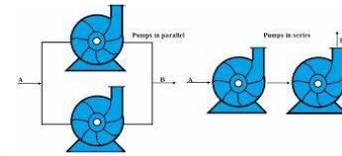
Instalar dos bombas iguales en serie no implica obtener el doble de carga para un mismo caudal del sistema (no hay desplazamiento del punto 1 al 2).



Dos bombas iguales conectadas en serie

El montaje de dos o más bombas en serie puede justificarse cuando: a) El incremento de energía es muy alto para una bomba simple b) La NPSHa es baja c) La carga del sistema varía considerablemente d) La presión inicial es muy alta e) La presión requerida es muy alta

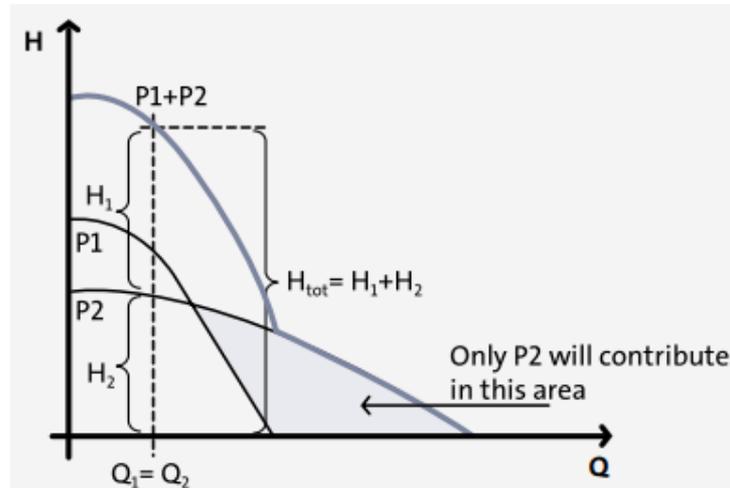
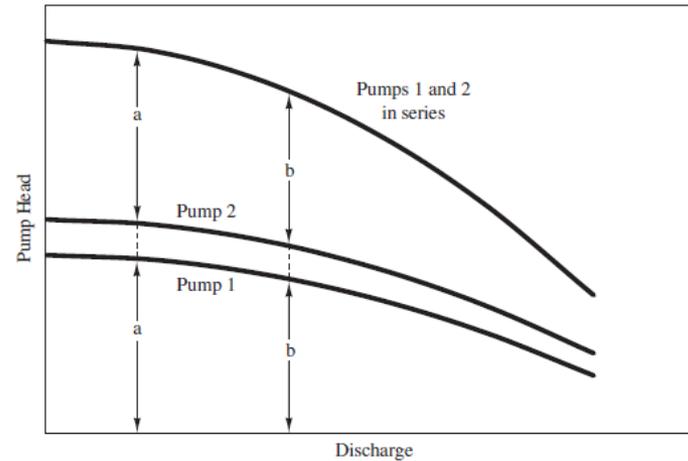
Bombas rotodinámicas, arreglos en serie



Bombas diferentes: dado flujo \dot{Q}_V : $H_{serie} = H_1 + H_2$

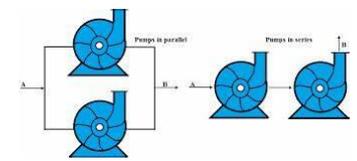
Cuando se conectan dos bombas centrífugas en serie, una suele estar considerada una bomba de refuerzo (*booster pump*)

El principal problema operativo con las bombas en serie es asegurarse de que estén controladas para que siempre se cumplan los requisitos de NPSHr. Cada bomba debe tener controles que impidan que arranque antes de que se satisfaga el requisito de una presión de succión mínima y que disparen la bomba cuando la presión de succión mínima esté en peligro de no cumplirse. La secuencia normal de arranque es de aguas arriba a aguas abajo.

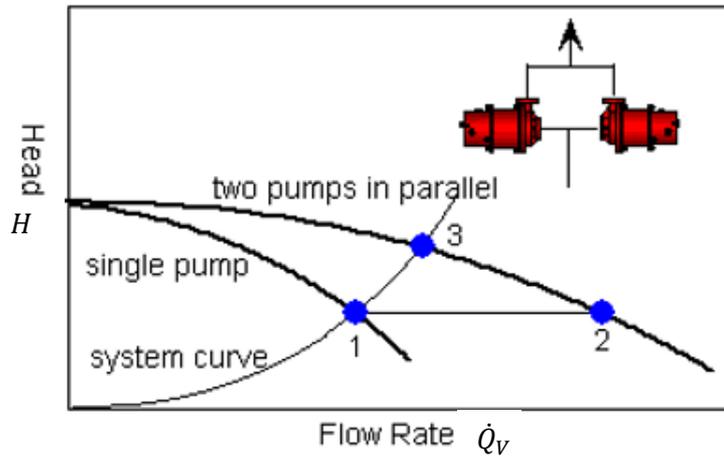


Dos bombas diferentes conectadas en serie

Bombas rotodinámicas, arreglos en paralelo



Bombas idénticas: dada carga H : $\dot{Q}_{V\text{paral}} = 2\dot{Q}_{V\text{single}}$



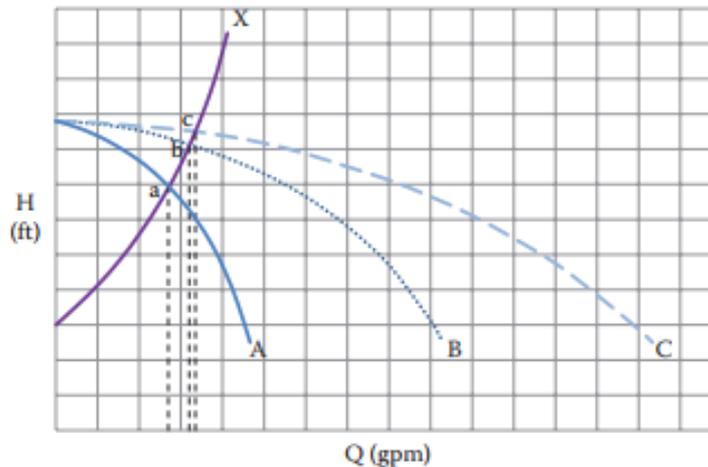
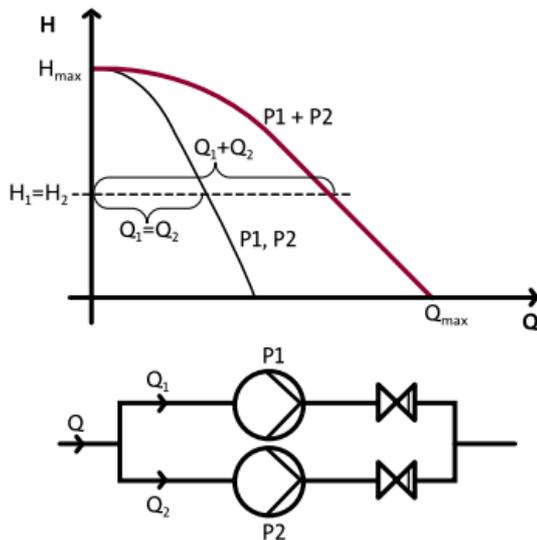
La curva característica se obtiene adicionando los caudales a la misma carga (ejemplo: línea 1-2).

El punto de operación con una sola bomba es el punto 1

El punto de operación con ambas bombas está determinado por la intersección de la curva del sistema con la curva característica adicionada (punto 3). En la práctica, si una de las bombas en paralelo se detiene, el punto de operación se mueve del punto 3 al 1.

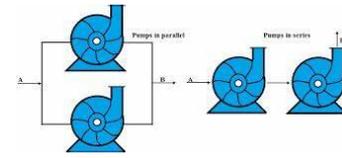
Instalar dos bombas iguales en paralelo no implica obtener el doble del caudal para una misma carga del sistema (no hay desplazamiento del punto 1 al 2).

Dos bombas iguales conectadas en paralelo

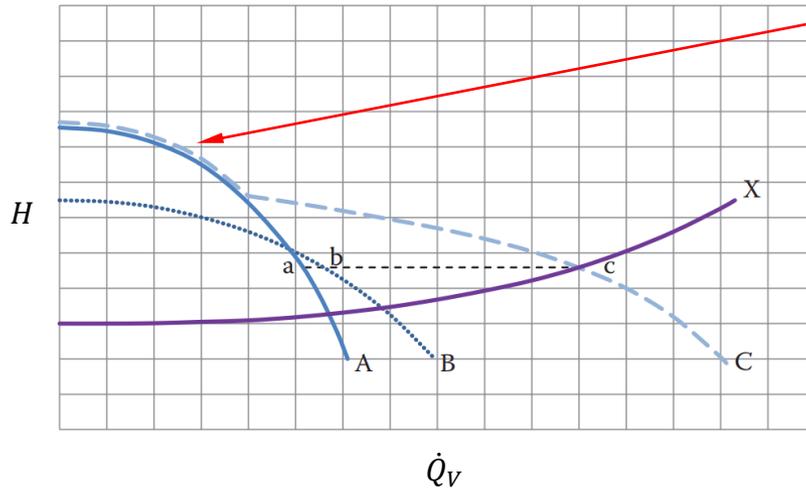


Si la curva del sistema es de alta pendiente, una disposición de bombas en paralelo provocara un incremento muy bajo de flujo (poco beneficio).
 Curva A: una única bomba. Curva B: dos bombas idénticas; Curva C: tres bombas idénticas.

Bombas rotodinámicas, arreglos en paralelo

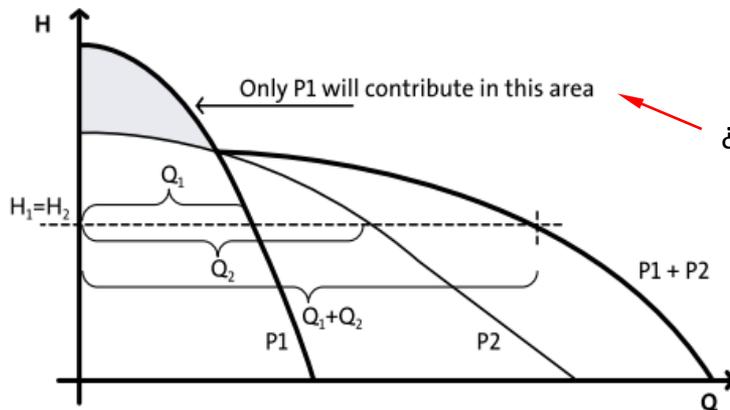


Bombas diferentes: dada carga H : $\dot{Q}_{V,C} = \dot{Q}_{VA} + \dot{Q}_{VB}$



La curva combinada C sigue a la curva A para bajos caudales, porque la carga máxima de la curva B es más baja que la carga máxima de la curva A. El punto de intersección de la curva combinada y la curva de carga del sistema (punto c) determina el caudal total de las dos bombas cuando funcionan en paralelo.

La línea discontinua horizontal **ca** intercepta las curvas H-Q individuales en el punto donde cada una de estas dos bombas opera cuando funcionan juntas en paralelo (a y b).



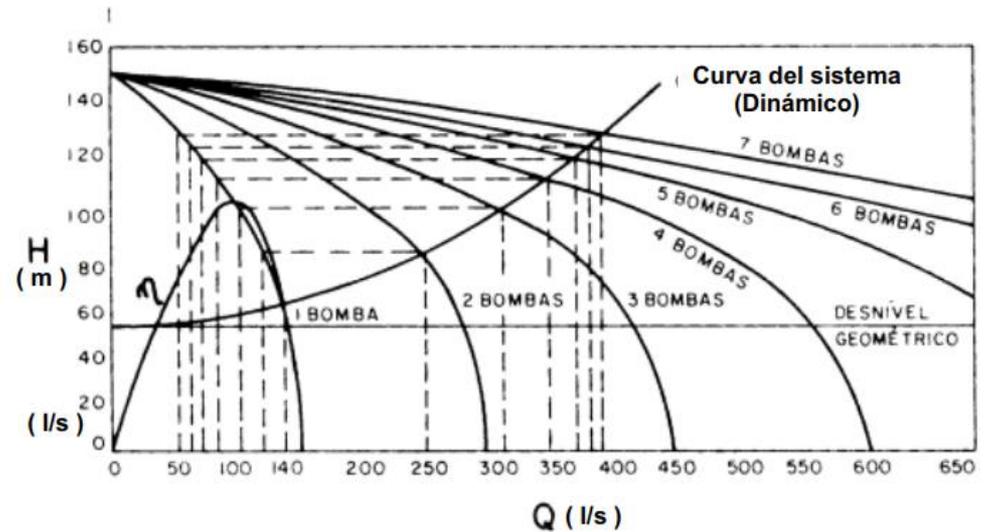
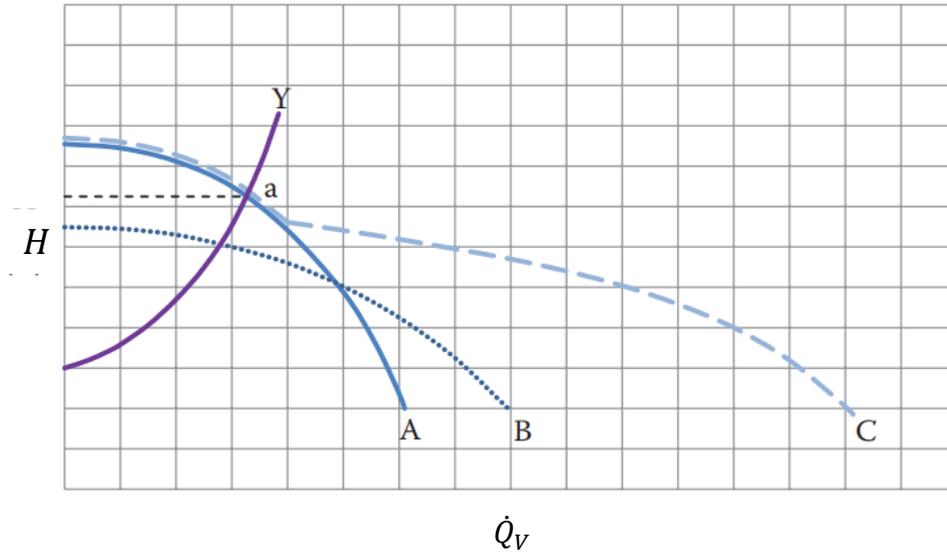
Dos bombas diferentes conectadas en paralelo

El hecho de que dos bombas estén conectadas en paralelo no significa que estén destinadas a funcionar en paralelo. Puede ser bomba de repuesto.

Bombas rotodinámicas, arreglos en paralelo

En este caso, la curva del sistema Y, es muy inclinada. En este sistema la bomba A también opera en el punto de intersección de la curva combinada A+B y la curva de carga del sistema (punto a). La bomba B, no puede desarrollar suficiente carga para superar resistencia del sistema si ambas bombas estuvieran funcionando. Esto provoca que la bomba B funcionando a sus *rpm* no envíe flujo al sistema, como si una válvula en la descarga de esa bomba estuviera completamente cerrada. (Se dice que la bomba presenta *dead headed*). La bomba es operando en *shutoff*, un punto muy poco saludable la operación continua de una bomba. Es tan probable que parte del flujo retroceda a través de la bomba B.

La repartición del flujo entre dos o más bombas operando en paralelo se justifica cuando: a) El flujo es demasiado grande; b) La *NPSHa* es demasiado baja; c) La operación debe soportar grandes oscilaciones de flujo; d) El motor requerido es demasiado grande.

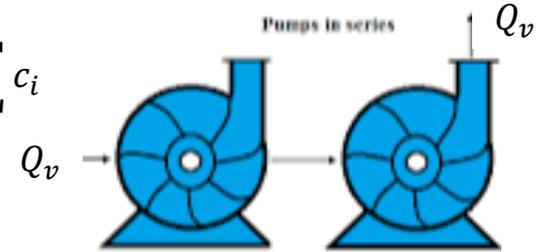


Bombas arreglos en serie y paralelo; determinación de curvas analíticas H_p vs Q_v

Dadas n bombas rotodinámicas, si la curva analítica está determinada por: $H = H_0 - bQ_v - cQ_v^2 \quad \forall i: 1 \dots n$

En serie: $H_{p,serie} = \sum_i H_i$

$$\sum_i H_i = \sum_i H_{0i} - \sum_i b_i Q_{vi} - \sum_i c_i Q_{vi}^2 \rightarrow H_{p,serie} = \sum_i H_{0i} - Q_v \sum_i b_i - Q_v^2 \sum_i c_i$$

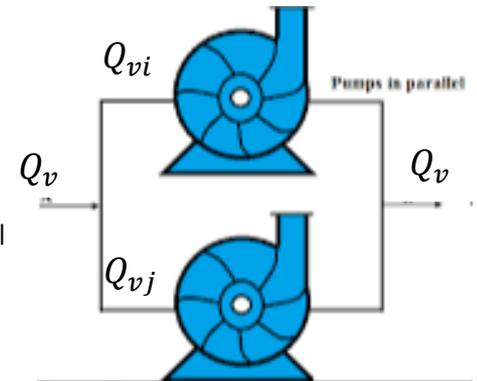


Si las bombas en serie son idénticas: $H_{p,serie} = nH_0 - nbQ_v - ncQ_v^2$

En paralelo: $Q_v = \sum_i Q_{vi}$ y $H_{p,paralelo} = H_{o,\parallel} - b_{\parallel}Q_v - c_{\parallel}Q_v^2$ donde $H_{o,\parallel}$, b_{\parallel} , c_{\parallel} deben ser determinados

H_1	$Q_{v1,H1}$	$Q_{vi,H1}$...	$Q_{vn,H1}$
H_2	$Q_{v1,H2}$	$Q_{vi,H2}$...	$Q_{vn,H2}$
H_3	$Q_{v1,H3}$	$Q_{vi,H3}$...	$Q_{vn,H3}$

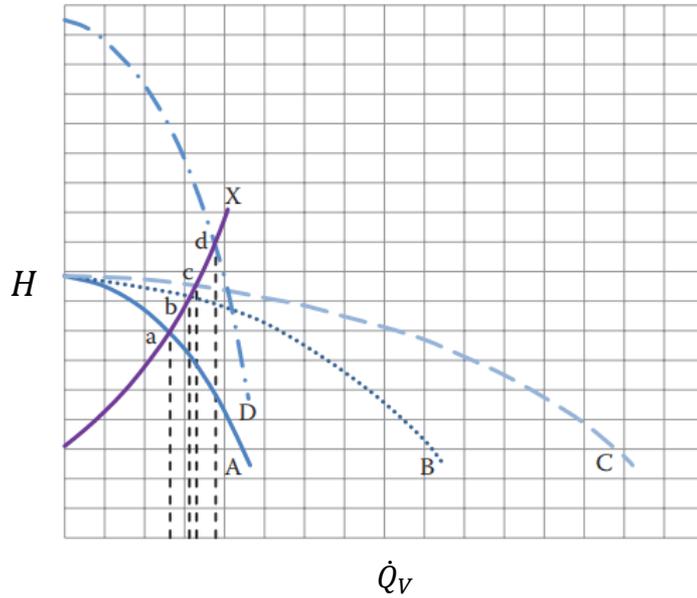
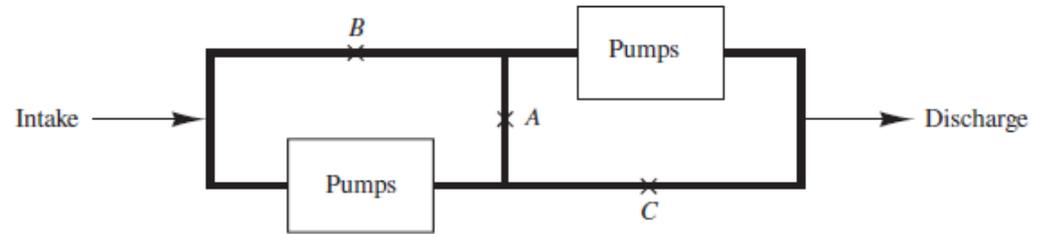
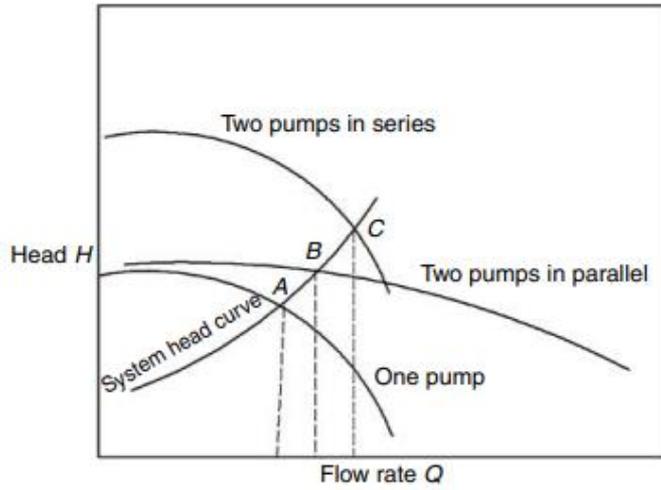
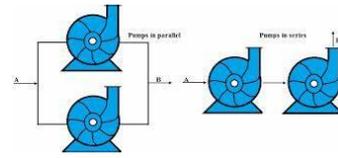
$$\begin{cases} H_1 = H_{o,\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H1} \right) b_{\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H1}^2 \right) c_{\parallel} \\ H_2 = H_{o,\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H2} \right) b_{\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H2}^2 \right) c_{\parallel} \\ H_3 = H_{o,\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H3} \right) b_{\parallel} - \left(\sum_i Q_{vi,H3}^2 \right) c_{\parallel} \end{cases}$$



Si las bombas en paralelo son idénticas: $Q_{vi} = \frac{Q_v}{n}$

$$H_{p,paralelo} = H_0 - b \left(\frac{Q_v}{n} \right) - c \left(\frac{Q_v}{n} \right)^2$$

¿Bombas arreglos en serie o paralelo?



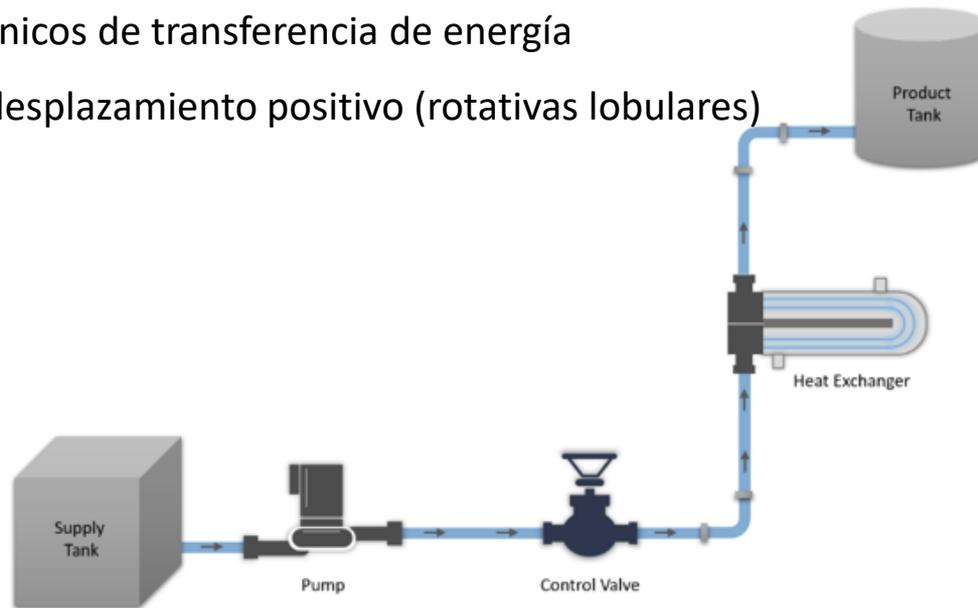
Arreglo de A+B: serie (D); en paralelo (C)

Operaciones Unitarias 1

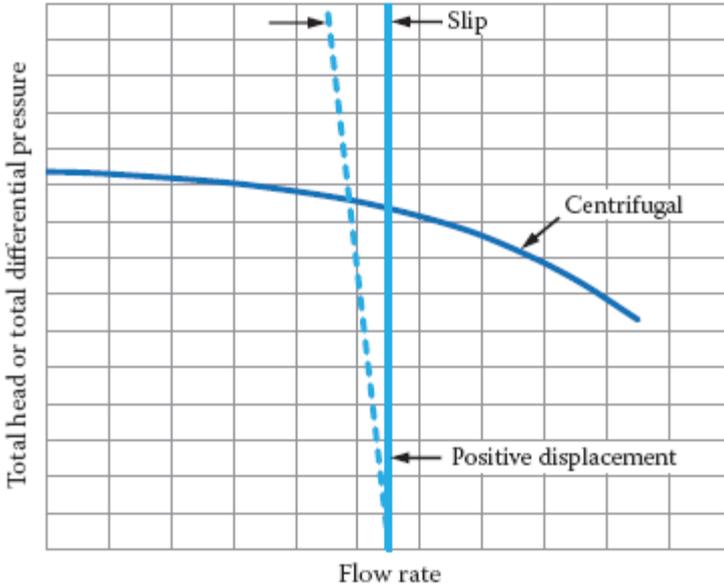
Elementos para el transporte de fluidos

➤ Dispositivos mecánicos de transferencia de energía

❖ Bombas de desplazamiento positivo (rotativas lobulares)



Bombas DP rotativas lobulares principio de funcionamiento

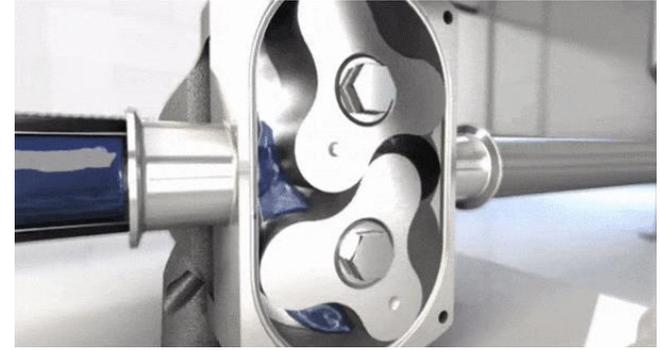


<https://youtu.be/QgH-egvg4jl>

Como funciona una bomba lobular

<https://youtu.be/8cNA9knnxGo>

Descripción de una bomba lobular



BDPRL

En una DP no existe una relación entre H vs \dot{Q}_V como en el caso de las bombas centrífugas.

Por su naturaleza, la bomba DP mueve un volumen fijo de fluido con cada ciclo o revolución (\dot{Q}_V constante para cualquier carga de bomba)

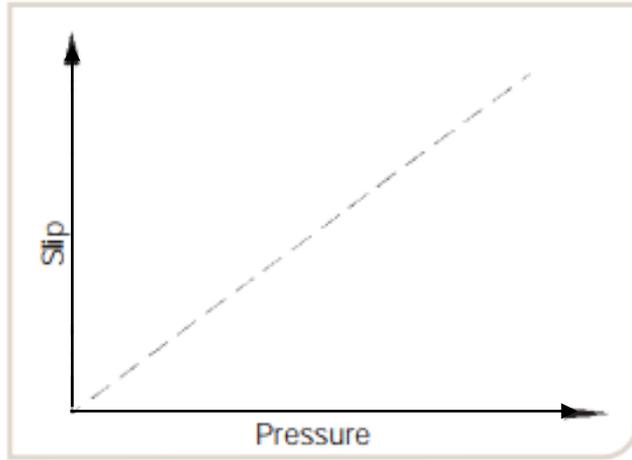
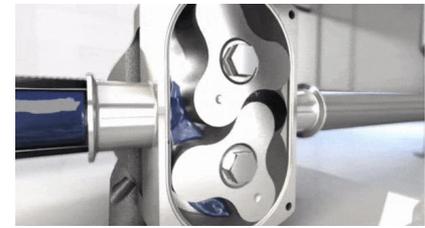
Una bomba DPRL produce el mismo caudal a una velocidad dada (en revoluciones por minuto RPM) sin importar la presión de descarga. Los RPM no son necesariamente los del motor, ya que a mayoría de las BDPRL utilizan cajas de engranajes para aumentar o disminuir la velocidad de funcionamiento.

La carga necesaria es estrictamente una función de la contrapresión o carga *downstream* a vencer del sistema.

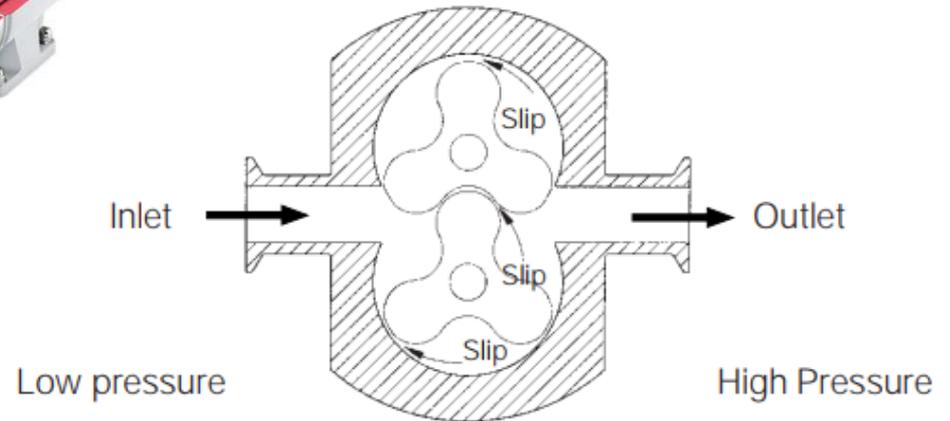
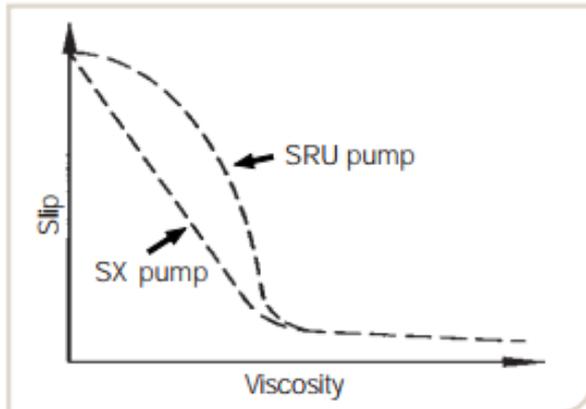
Los factores que determinan la cantidad de fluido bombeado son: la velocidad a la que giran los lóbulos (es decir, la velocidad de funcionamiento de la bomba y el deslizamiento (slip)).

Bombas DP rotativas lobulares principio de funcionamiento; *slip*

El deslizamiento (*slip*) es una fuga a través de los lóbulos en rotación que reduce el flujo de avance al aumentar la contrapresión y disminuir la viscosidad.



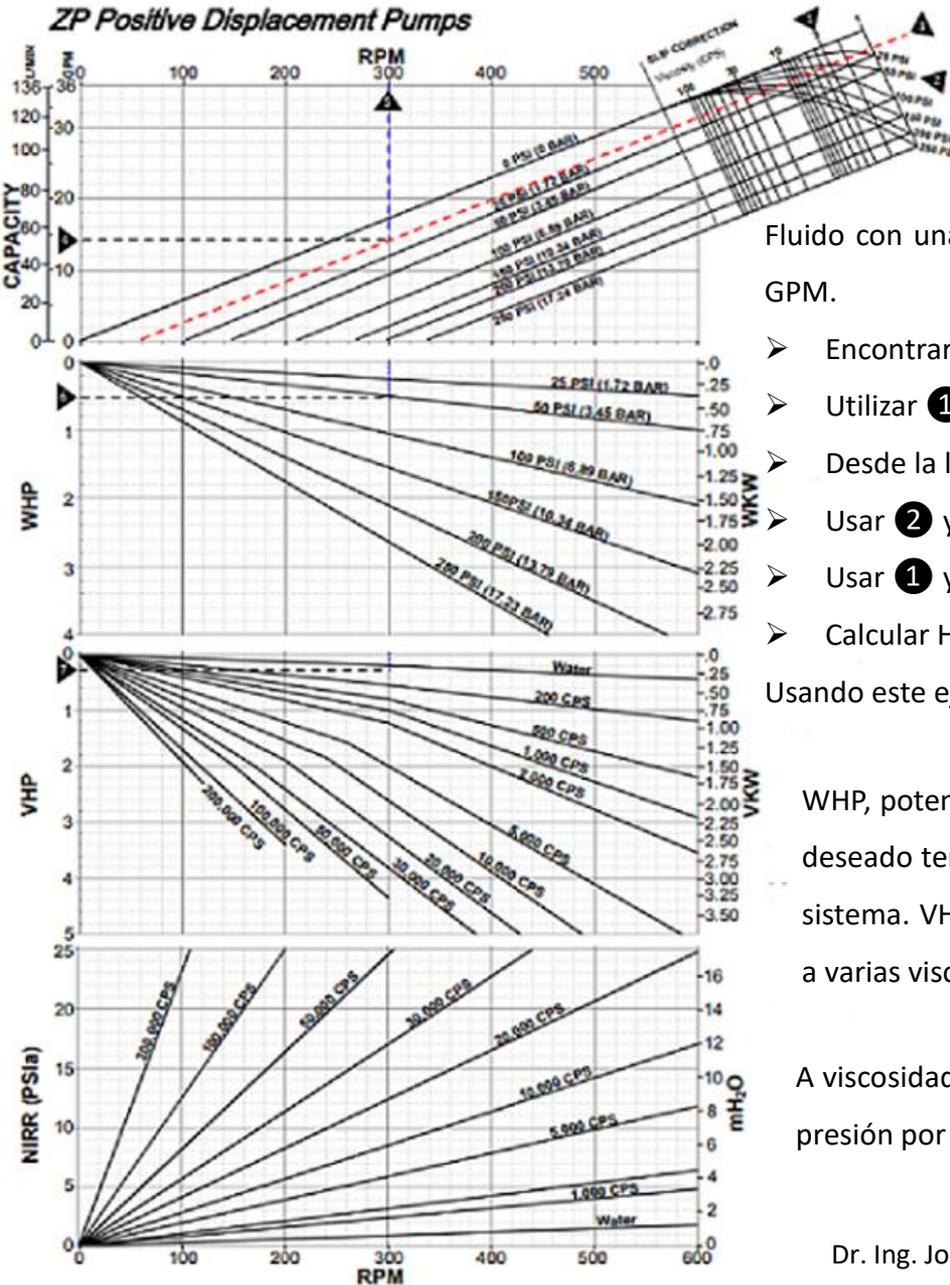
ALFA
LAVAT



Bombas DP; curva de performance y NPSH.



corrección de caudal y potencia por efecto de *slip*



Fluido con una viscosidad conocida de 3 cP, una presión de 50 psi y un caudal de 14 GPM.

- Encontrar la viscosidad ① y la presión calculada ②.
- Utilizar ① y ② para encontrar la línea de operación ③.
- Desde la línea operativa y el GPM requerido ④ encontrar el RPM ⑤.
- Usar ② y ⑤ para encontrar el WHP ⑥.
- Usar ① y ⑤ para encontrar VHP ⑦.
- Calcular $HP = WHP + VHP$.

Usando este ejemplo $HP = 0.5 + 0,25$ HP requerido.

WHP, potencia **externa** requerida para que la BDPRL seleccionada alcance el caudal deseado teniendo en cuenta la caída de presión anticipada de los componentes del sistema. VHP, potencia **interna** requerida para mantener la capacidad de la bomba a varias viscosidades. Hay un cierto requisito mínimo de potencia para forzar el giro.

A viscosidades superiores a 100 cP, se asume que el *slip* es no significativo a cualquier presión por lo que la lectura es en la diagonal correspondiente a 0 psi

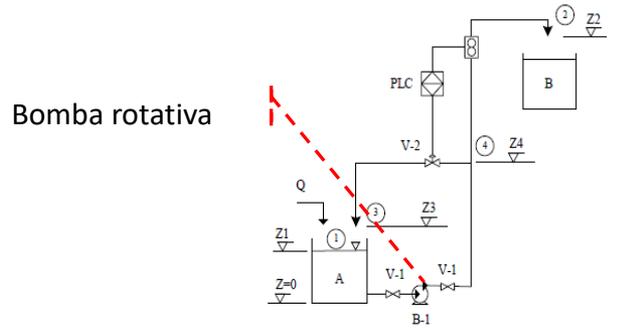
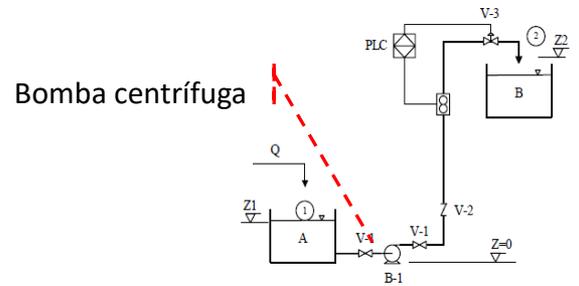
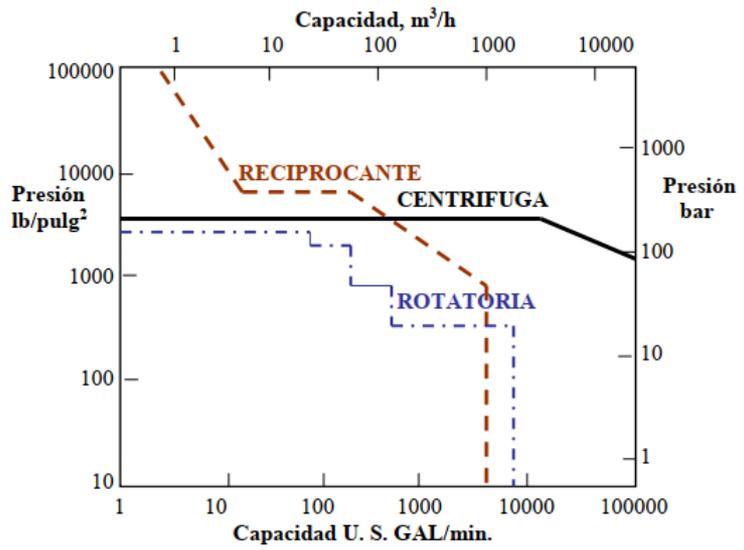
Bombas DP principio de funcionamiento

Control de flujo: 2 formas

- 1) Parte del flujo constante se puede desviar parcialmente hacia la succión o hacia un receptor,
- 2) cambiar la velocidad del impulsor.

Las bombas de desplazamiento positivo no son inmunes a la cavitación. La cantidad de daño causado dependerá de su construcción y velocidad.

La bomba de desplazamiento positivo de velocidad constante descarga un fluido que es esencialmente incompresible a un caudal fijo. El flujo es pulsante o puede ser bastante suave, según el tipo de bomba. En el caso de las bombas recíprocas, el flujo no es un verdadero flujo de estado estacionario, sino que se acelera y desacelera continuamente. Este cambio continuo en la velocidad del fluido requiere más energía o **carga de aceleración**, por lo que los modelos tradicionales de pérdida por fricción pueden no ser completamente precisos al realizar análisis de flujo.

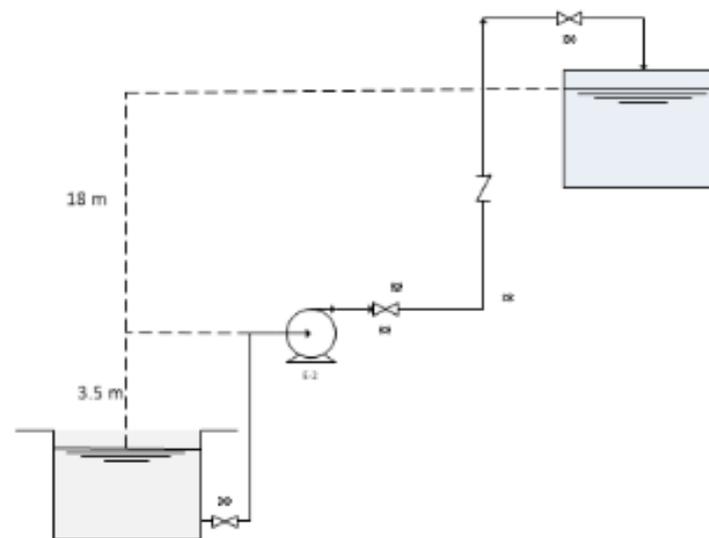


Los requerimientos de instalación pueden ser diferentes.

Para el transporte de $400 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$ de agua 60°C , se requiere especificar una bomba de marca *Goulds*, la que será incorporada al sistema de la figura. La cañería es de acero, de 9 m y de 8" #40 en el lado de la succión y de 30 m y de 6" #40 en el lado de la descarga ; el tanque de aprovisionamiento está abierto al ambiente y el de descarga debe mantener una presión manométrica de 0.60 bar.



jlz_TF_pump2.mcdx



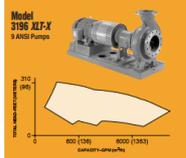
Goulds Model 3196

Chemical Process Pumps Designed for Total Range of Industry Services

- Capacities to 7000 GPM (1304 m³/hr)
- Heads to 730 feet (223 m)
- Temperatures to 700°F (371°C)
- Pressures to 375 PSIG (2586 kPa)

Outstanding Features for Outstanding Performance

- Extended Pump Life**
 - X-Series Power Ends
 - Patented Superbore™ PLUS Seal Chamber
 - BigDyne™ Seal Chambers
 - ANSI PLUS™ Features
- Ease of Maintenance**
 - Back Pull-out Design
 - External Impeller Adjustment
 - Maximum Interchangeability
 - Optional C-Face Motor Adapter
- Optimum Hydraulic Performance**
 - Fully Open Impeller
 - Full 360° Inlet Coverage
 - 20 Sizes
 - Computerized Pump Selection
- Safety**
 - ANSI B15.1 Coupling Guard
 - Ductile Iron Frame Adapter
 - Optional Shaft Guard



Proven Performance

Every day in over 500,000 installations, the Goulds 3196 XLF/X (B15.1M) process pump proves why it's the industry standard for performance. Users in chemical, petrochemical, pulp & paper, primary metals, food & beverage and general industries know they can make no better choice than the best.

<http://d3is8fue1tbsks.cloudfront.net/PDF/Boeing/spec-oem-goulds-3196.pdf>

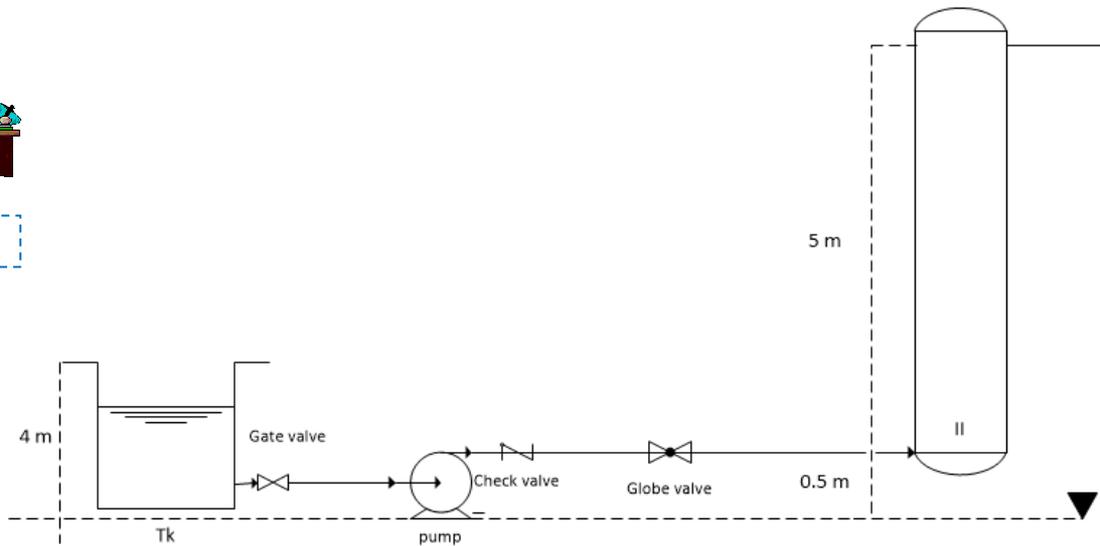


jlz_TF_valve_sizing_2.mcdx

Se bombea agua (15.6°C) desde un tanque 1 hasta un tanque 2 ubicado a 6.1 m por encima del primero. La curva de la bomba puede ser representada por la ecuación $H_0 - cQv - bQv^2$. La longitud de la trayectoria de transporte es de 30.5 m, ducto de acero, diámetro 3" #40; el sistema transporte cuenta con 12 codos a 90° y una válvula globo de 3" ($Cvfo: 64 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{bar}^{-0.5}$) cuyo *trim* puede ser modificado. Determinar el caudal del sistema para distintas aperturas de la válvula (mediante simulación gráfica a diferentes *trim* y cómputo analítico). $H_0: 109.728 \text{ m}$; $c: 8.051964 \times 10^{-4} \text{ hr} \cdot \text{m}^{-2}$; $b: 2.954311 \times 10^{-3} \text{ hr}^2 \cdot \text{m}^{-5}$



jiz_TF_IEx



Un intercambiador iónico de una instalación industrial, de 5 m de altura y 2 m de diámetro, requiere para su operación que se alimente $80 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$ de agua que ingresa por el fondo del intercambiador a una presión de 4 bar. La caída de presión del intercambiador iónico está dada por la siguiente curva: $\Delta P_{II}(Q) = \Delta P_{d_{II}}(Q/Q_d)^2$ Donde $\Delta P_{d_{II}}$ es la presión de diseño de 2 bar para un caudal de diseño Q_d de $100 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$.

El agua se encuentra disponible a $50 \text{ }^\circ\text{C}$ en tanque de almacenamiento (de 4 m de altura y 2 m de diámetro) a 1 bar y distante 20 m.

- Especifique las tuberías necesarias para cumplir con las condiciones de operación.
- Represente la curva del sistema.
- Especifique la bomba de impulsión.

Un equipo de absorción de gases de una planta industrial ubicada a 4000 msnm requiere $82 \text{ m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$ de agua de proceso para su operación. El agua se encuentra disponible a $10 \text{ }^\circ\text{C}$ en un tanque de almacenamiento atmosférico localizado a nivel del suelo y que tiene un tiempo de almacenamiento de 30 minutos. La distancia horizontal entre el eje del tanque de almacenamiento y el eje del equipo de descarga es 500 m, mientras que la boquilla de ingreso al equipo de separación se localiza a 6 m sobre el nivel del suelo. El equipo de absorción tiene 2.5 m de diámetro y opera a una presión de 1.5 bar.

- a) Dimensione y especifique la línea de conducción.
- b) Especifique si el sistema requiere de una bomba de impulsión.
- c) En caso de ser necesario una bomba, especifique la misma. La bomba se localiza a nivel de suelo, distante a 3 m de la pared del tanque de almacenamiento de agua.
- d) Represente la curva del sistema y la curva de NPSH.

El área de mantenimiento de la planta industrial del ítem anterior le informa que tienen disponibles bombas SIHI ULN serie 32-125...125-250

- e) Analice si puede utilizar alguna de estas bombas.
- f) Especifique las condiciones de operación de la bomba seleccionada.
- g) Analice si la bomba seleccionada sufre cavitación en las condiciones de operación.
- h) Determine el caudal máximo posible que puede suministrar la bomba.



mdj_TF_pump SIRI

El equipo de ingeniería del proceso sugiere que el rendimiento de la separación aumenta si la presión a la cual se suministra el agua es de 2.5 bar.

- i) Compare las curvas del sistema con las obtenidas en el punto anterior y emita conclusiones.
- j) Analice si es posible utilizar la bomba seleccionada en el problema anterior.
- k) Determine el caudal máximo que se puede suministrar si se colocan dos bombas de iguales características a la bomba seleccionada anteriormente en serie. Realice la misma determinación si se colocan las bombas en paralelo.

En una planta industrial se desea abastecer agua hacia dos sectores del proceso desde un tanque de almacenamiento cerrado que opera a una presión de 1 bar, de 4.5 m de diámetro y 5.2 m de altura. El sector 1 requiere que se alimente $8 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$ a un 1 bar a un tanque de almacenamiento de 3.3 m de diámetro y 3.8 m de alto. El sector 2 requiere de $12 \text{ L}\cdot\text{s}^{-1}$ a 1 bar destinado a un tanque de 3.4 m de diámetro y 4.4 m de alto. La disposición de los equipos involucrados y del punto de derivación se muestra en la tabla

Asumiendo que el volumen de útil de todos los tanques es el 85% del volumen total y la temperatura del fluido es 20°C : a) Especifique las tuberías necesarias para cumplir con las condiciones de operación. b) Especifique la bomba de impulsión. c) Especifique la bomba en una hoja de datos. d) La planta tiene disponibles bombas SIHI UNL, cuyas curvas características se conocen ¿Puede utilizarse alguna bomba para el servicio solicitado? Justifique. e) Analice las consecuencias de disminuir el caudal de circulación en las líneas de operación en un 20%.



mdj_TF_dostanques dist alturas

Descripción	Tanque almacenamiento Sector 1	Tanque almacenamiento Sector 2	Bomba	Punto de derivación
Altura base tanque sobre el nivel de referencia (m)	11.20	20.70	0.50	0.50
Distancia horizontal al eje del tanque de almacenamiento (m)	682.00	522.00	6.25	197.75



En la nueva instalación de una planta, de un tanque cerrado provisto de un respiradero al ambiente, se desea bombear una solución 15 % w/w de cloruro de sodio a 10° C a una torre de intercambio iónico. El nivel de líquido en el tanque se encuentra a 3.9 m debajo del eje de la bomba y la capacidad requerida es de 45 m³.hr⁻¹

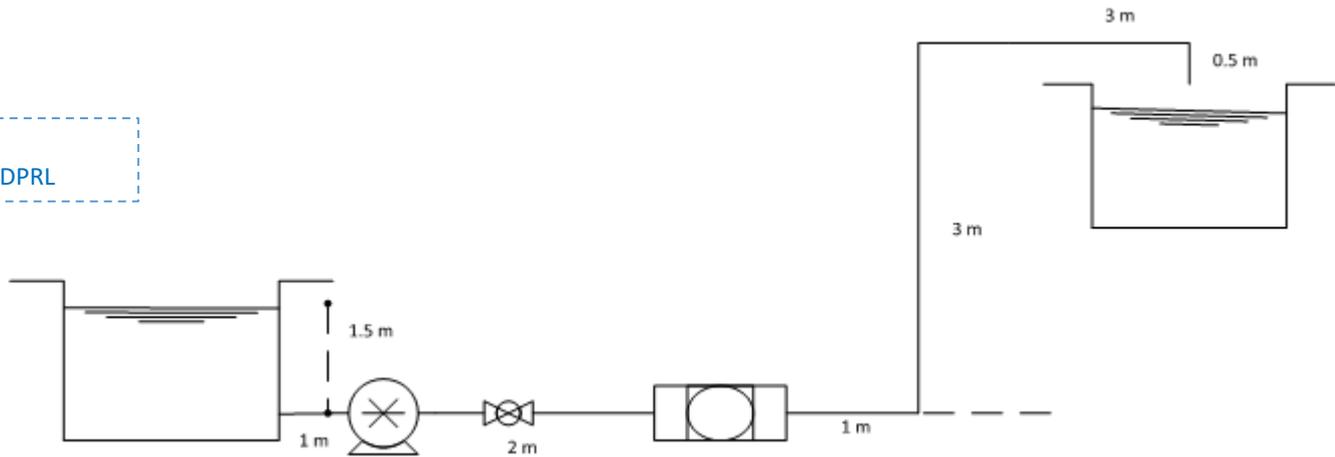
La conexión de entrada de la salmuera en el tope de la torre se encuentra a 22 m sobre el nivel del eje de la bomba. La línea de succión es una tubería de acero inoxidable de 4" #40 y 35 m de longitud, posee 1 codo 90 ° y una válvula de compuerta abierta. La línea de descarga también es de acero inoxidable de 4" #40 de 60 m de longitud, tiene 3 codos 90°, 2 válvulas compuerta abiertas, una válvula check y una válvula globo de control abierta; la presión manométrica en la torre de intercambio es de 230 kPa.

El área de gerencia indica que, en lo posible, no deberá adquirirse una bomba para la nueva instalación; el área de suministro informa que cuenta con dos bombas centrifugas cuyas curvas de performance pueden ser descritas por la ecuación $H_p (m) = H_0 - c.Q_v - b.Q_v^2$, (Q_v m³.hr⁻¹), con $H_0=73.786$; $c=0.1622$; $b=4.8884.10^{-3}$ para la primera bomba A y $H_0=62.16$; $c=0.2642$; $b=2.4284.10^{-3}$ para la segunda bomba B.

- Determine cuál de las bombas disponibles servirá para la capacidad requerida.
- En la presunción que será necesario incrementar esta capacidad, se decide instalar las dos bombas disponibles en paralelo; determine cuál sería la condición operativa del sistema con este arreglo.



jlz_TF_
no_newtoniano_BDPRL



Se requiere transportar $8500 \text{ kg}\cdot\text{hr}^{-1}$ de jugo de ananá (densidad, $1125 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$) a través de un filtro, de un tanque a otro, ambos abiertos, mediante un ducto de 1.5" # 40s. La caída de presión a través del filtro es de 150 kPa. Asuma que el fluido presenta un comportamiento reológico modelable por LP, siendo los valores de K: $3 \text{ Pa}\cdot\text{s}^n$, $n: 0.65$, y un gradiente de cizalla de 800 s^{-1} . A 25°C la presión de vapor del jugo es de 2.8 kPa. Asuma que el K_L de la plug valve es 2. Seleccione una BDPRL adecuada a partir de los catálogos AMPCO.