

La bomba de una instalación hidráulica de calefacción o refrigeración tiene la función de hacer circular el agua desde el equipo generador (caldera o planta frigorífica) hasta el terminal de uso. Para ello la bomba debe suministrar un caudal de agua cuya presión sea suficiente para vencer las resistencias a lo largo del circuito de distribución. A lo largo de este tema se analizará el comportamiento de las bombas centrífugas, que son las más utilizadas en este tipo de aplicaciones. Los fabricantes suministran gráficos con las características de las bombas, determinadas de forma experimental.

6.1 - Elementos de una bomba centrífuga

Los elementos constructivos que la conforman son (1):

a) Una tubería de aspiración

b) El impulsor o rodete, formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El rodete va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba.

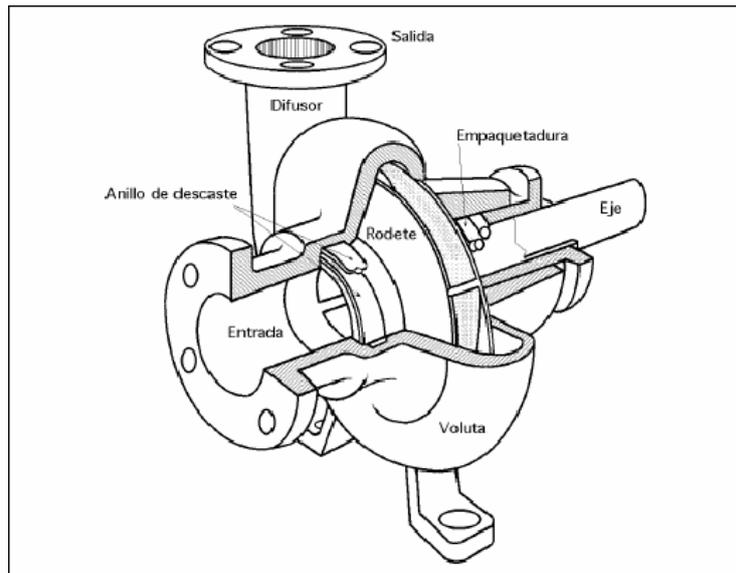


Figura 6.1 – Partes de una bomba centrífuga

c) Difusor, El difusor junto con el rodete, están encerrados en una cámara, llamada carcasa o cuerpo de bomba. El difusor está formado por unos álabes fijos divergentes, que al incrementarse la sección de la carcasa, la velocidad del agua irá disminuyendo lo que contribuye a transformar la energía cinética en energía de presión, mejorando el rendimiento de la bomba.

d) Eje, El eje de la bomba es una pieza en forma de barra de sección circular no uniforme que se fija rígidamente sobre el impulsor y le transmite la fuerza del elemento motor. Las bombas centrífugas para agua se clasifican atendiendo a la posición del eje en bombas de eje horizontal y bombas de eje vertical. Según el número de rodetes, las bombas centrífugas pueden ser:

6.2 – Curva característica de una bomba

La curva característica de una bomba describe la relación entre la altura manométrica (caída de presión) y el caudal, datos que permiten escoger la bomba más adecuada para cada instalación. La altura manométrica de una bomba es una magnitud, expresable también como presión, que permite valorar la energía suministrada al fluido, es decir, se trata de la caída de presión que debe de vencer la bomba para que el fluido circule según condiciones de diseño.

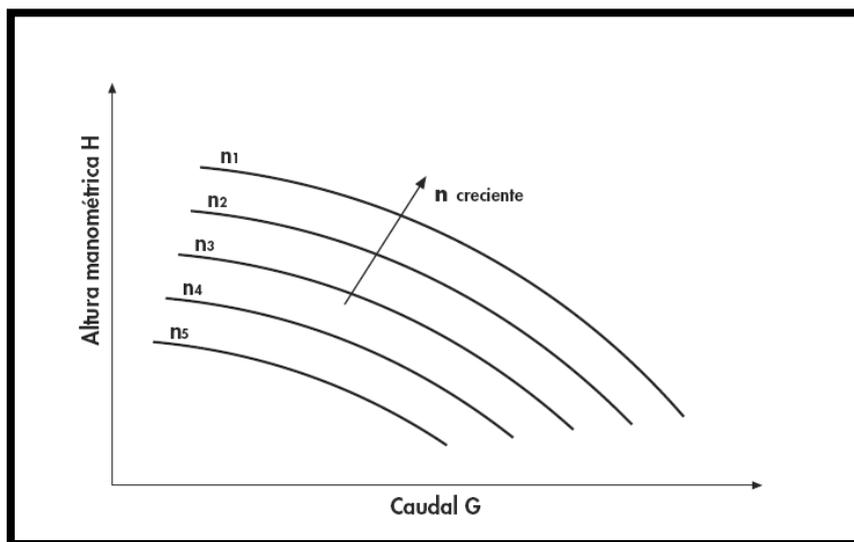


Figura 6.2 – Curva característica de una bomba

Como puede observarse en la figura anterior, para cada velocidad de rotación n , hay una curva característica. Nótese también que si la velocidad se reduce, también disminuye la altura manométrica máxima y el caudal máximo.

6.3 – Otras curvas características

El fabricante también determina experimentalmente, en función del caudal, las curvas relativas a otras magnitudes, para dar al proyectista una visión más completa del comportamiento de la bomba en las diferentes condiciones de funcionamiento.

- **Curva de potencia absorbida caudal**

La potencia absorbida depende de las características de trabajo, del caudal y de la altura manométrica de la bomba. Es la potencia que consume la propia bomba para accionar el eje.

$$P_{bomba} = \frac{\rho \cdot q \cdot \Delta p}{\eta_T} \quad 6-1$$

Donde:

P potencia absorbida por la bomba [W]

ρ densidad [kg/m³]

\dot{m}_V caudal [m³/s]

Δp caída de presión en el circuito o altura manométrica [kPa]

η_T rendimiento total de la bomba [adimensional]

- Rendimiento total de la bomba

Cuando un líquido fluye a través de una bomba, sólo parte de la energía comunicada por el eje impulsor es transferida al fluido. Existe fricción en los cojinetes y juntas, y no todo el líquido que atraviesa la bomba recibe de forma efectiva la acción del impulsor, y existe una pérdida de energía importante debido a la fricción del fluido. Esta pérdida tiene varias componentes:

Rendimiento del motor (η_{motor}): Cuantifica las pérdidas energéticas en el motor eléctrico, se obtiene la relación entre la potencia eléctrica consumida y la potencia en el eje.

Rendimiento volumétrico u orgánico ($\eta_{orgánico}$): Son pérdidas ocasionadas por el rozamiento del eje con los prensaestopas, los cojinetes o el fluido en las holguras entre el rodete y la carcasa. Todo esto hace que la potencia que se necesita suministrar en el eje de la bomba sea mayor.

Rendimiento volumétrico ($\eta_{volumétrico}$): En teoría, una bomba suministra una cantidad de fluido igual al caudal que mueve. En realidad el caudal desplazado siempre suele ser menor, debido a fugas internas. A medida que aumenta la presión, las fugas también aumentan, y por lo tanto el rendimiento volumétrico disminuye.

Rendimiento hidráulico o manométrico ($\eta_{hidráulico}$): Es la relación entre la energía entregada en el eje de la turbina y la hidráulica absorbida por el rodete. Suelen estar asociadas a pérdidas por rozamiento, y cambios de dirección.

A continuación se muestra el diagrama de Sankey de una bomba (2).

TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

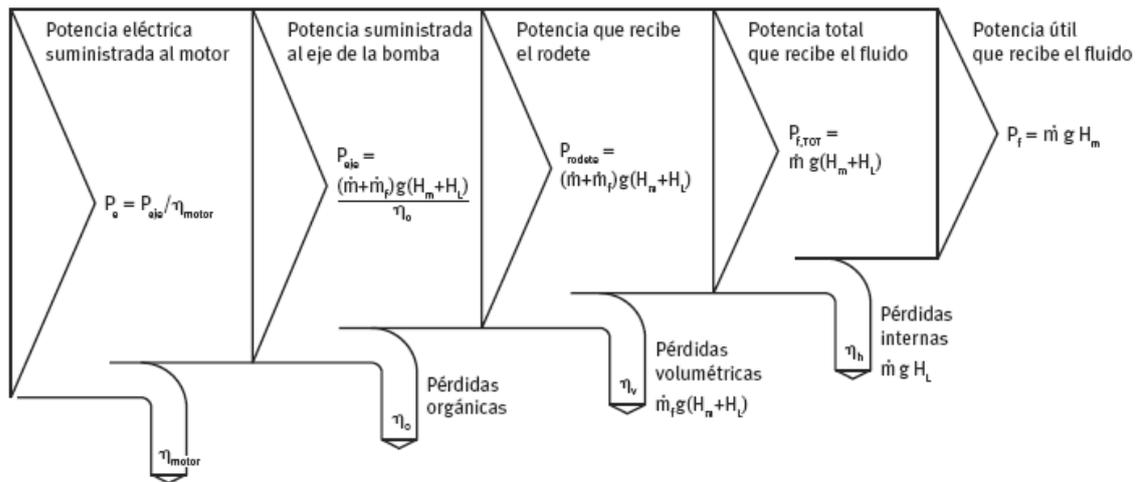


Figura 6.3 – Diagrama de Sankey de una bomba centrífuga

Con lo que se obtiene el rendimiento del grupo motor-bomba:

$$\eta_T = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_o \cdot \eta_{motor}$$

6-2

Estos rendimientos mencionados anteriormente pueden reagruparse en dos, las pérdidas ocasionadas por mecanismos internos (rendimiento mecánico) y las pérdidas de energía relacionadas con el fluido.

- Curva NPSH – caudal

El NPSH (Net Positive Suction Head, o altura neta positiva en la aspiración) es la presión mínima que debe haber en la entrada de la bomba para evitar fenómenos de cavitación.

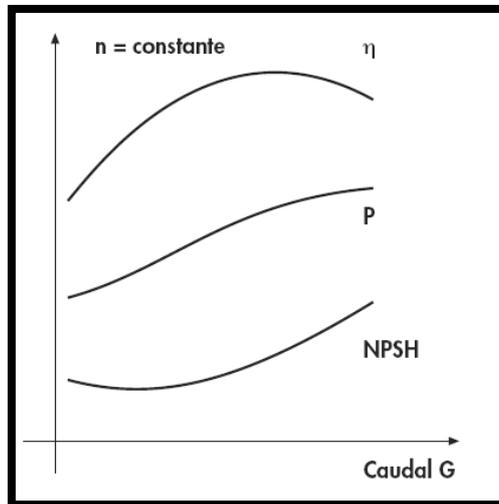


Figura 6.4 – Otras curvas características

Se puede apreciar que, si la velocidad de rotación n se mantiene constante, la curva de potencia absorbida P aumenta con el caudal \dot{m} . El rendimiento η , en cambio, tiene un máximo en presencia de un determinado caudal \dot{m} y disminuye cuando el caudal \dot{m} se hace superior o inferior a dicho valor.¹

- Curvas de isorrendimiento

Puede ser útil representar en un mismo gráfico las curvas características que ilustran la variación del rendimiento de la bomba en función de la velocidad de rotación, del caudal y de la altura manométrica. Estas curvas, denominadas de isorrendimiento, delimitan zonas en las cuales el rendimiento tiene el mismo valor.

¹ En la sección 6.8 trataremos más detenidamente este fenómeno

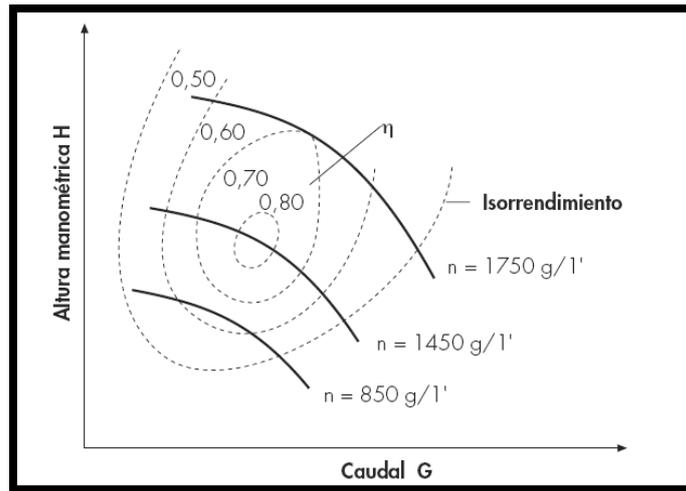
TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

Figura 6.5 – Curvas de Isorrendimiento

Se puede observar que el campo de rendimiento es muy estrecho, y que mínimas variaciones en el caudal, la altura manométrica o la velocidad de giro, provocan grandes variaciones en el rendimiento. En muchos casos, los fabricantes también proporcionan las curvas características de la bomba para distintos diámetros del rodete a igual velocidad de rotación.

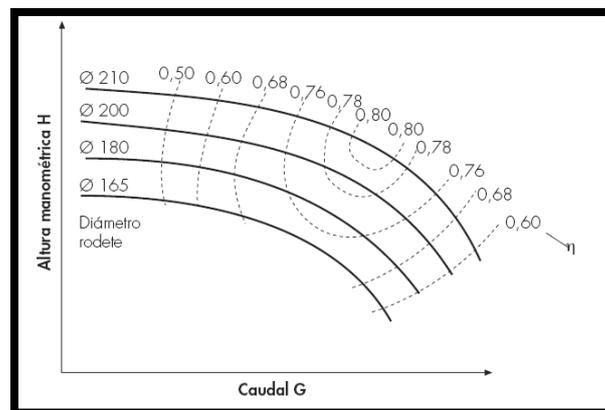


Figura 6.6 – Curvas de isorrendimiento para distintos diámetros de rodete

6.4 – Leyes de afinidad

Las leyes de afinidad establecen los siguiente (1):

- El caudal varía con la velocidad de rotación del rotor.
- La presión varía con el cuadrado de la velocidad de rotación.
- La potencia varía con el cubo de la velocidad de rotación.

	Variación de velocidad	Variación del diámetro del rodete
Caudal	$m_{v2} = m_{v1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)$	$m_{v2} = m_{v1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)$
Presión	$p_2 = p_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$	$p_2 = p_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$
Potencia	$P_2 = P_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3$	$P_2 = P_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3$

Tabla 6.7 – Leyes de afinidad

Podemos obtener dos conclusiones de los resultados anteriores:

- Si variamos la velocidad de rotación manteniendo constante el diámetro del rodete, la eficiencia de la bomba se mantiene constante, variando la presión, capacidad y potencia.
- Variando el diámetro del rodete y manteniendo la velocidad constante, la eficiencia de la bomba se mantendrá constante.

6.5 – Punto de funcionamiento

Como se ha mencionado, las bombas tienen una curva característica de funcionamiento que expresa la relación entre el caudal y la altura manométrica. El fabricante determina estas curvas de forma experimental, midiendo la altura manométrica para diferentes caudales. Las variaciones de caudal se obtienen modificando la resistencia ejercida sobre el rodete de la bomba.

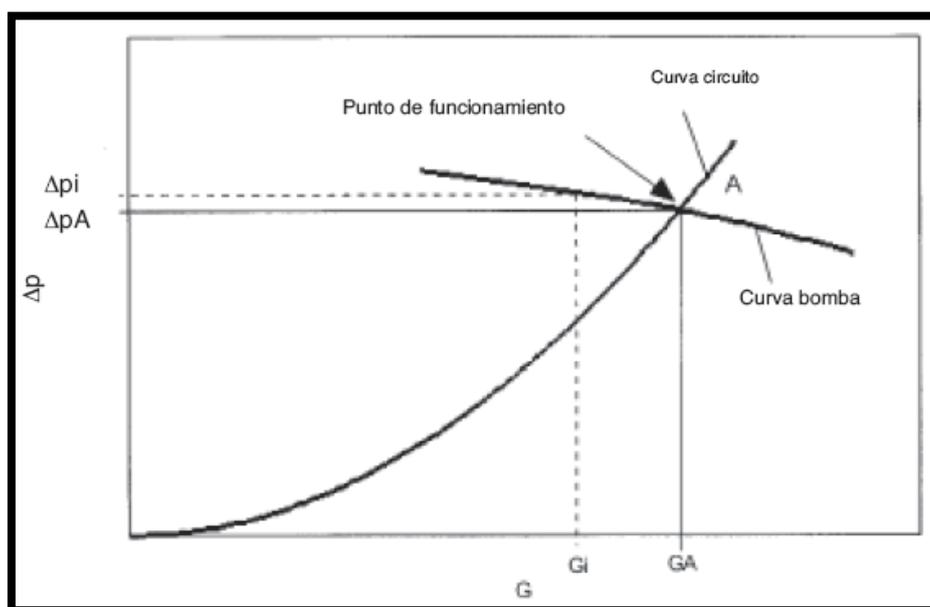
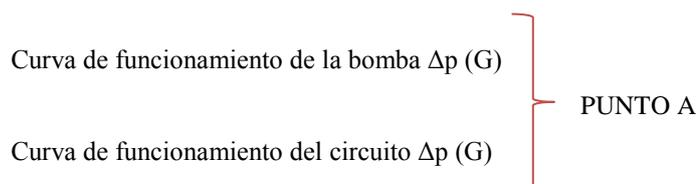


Figura 6.8 – Punto de funcionamiento de una bomba

Cuando se conecta la bomba al circuito, el punto de funcionamiento A resulta como intersección entre la curva de funcionamiento de la bomba, y la del circuito.



Si se conocen las curvas características de la bomba y del circuito (ecuación de Darcy-Weisbach), determinar el punto de equilibrio es muy fácil. Veamos un ejemplo práctico.

Problema 6.1- Calcula la curva característica del circuito del problema 5.7

El circuito del problema en cuestión es el siguiente:

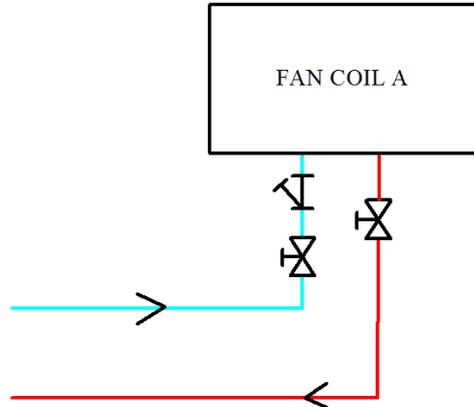


Figura 6.9 – Esquema de principio del problema 5.7

Utilizando la ecuación de Darcy-Weisbach se concluye que el caudal es proporcional a la pérdida de carga. Como además conocemos los datos de presión y caudal en dos puntos podemos obtener la curva característica sin ningún problema (para un caudal de 0 l/s sabemos obviamente que Δp es 0 kPa).

$$\Delta p \sim v^2 \sim \dot{m}_v^2$$

6-3

Caída de presión [kPa]	0	12,041	125,888
Caudal [l/s]	0	5	8

Figura 6.10 – Relación $\dot{m}_v - v$ de problema 5.7

A continuación mostramos la curva de funcionamiento del sistema del problema 5.7

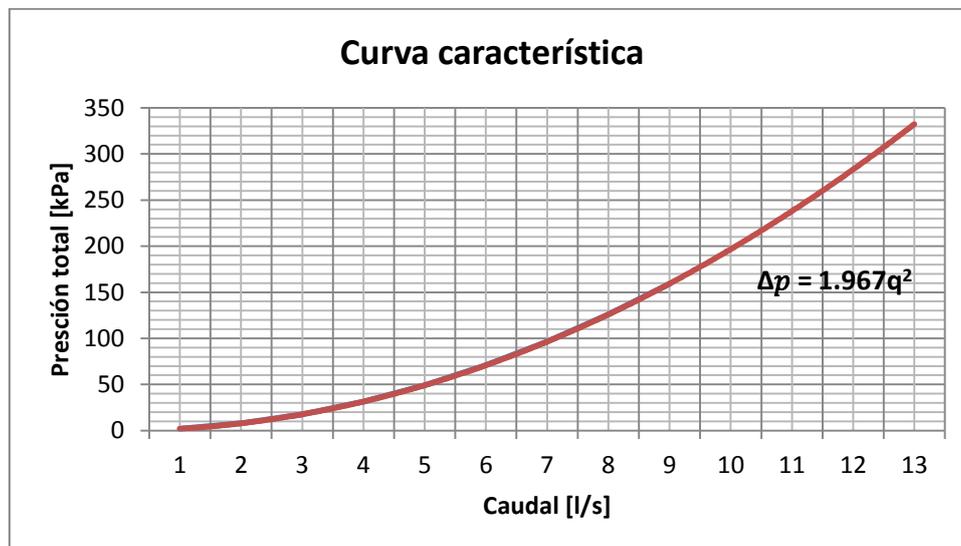


Figura 6.11 – Curva característica de problema 4.7

6.6 – Accesorios a instalar en una bomba

A la hora de diseñar un sistema de bombeo, existen una serie de accesorios que deberán siempre instalarse junto con una bomba:

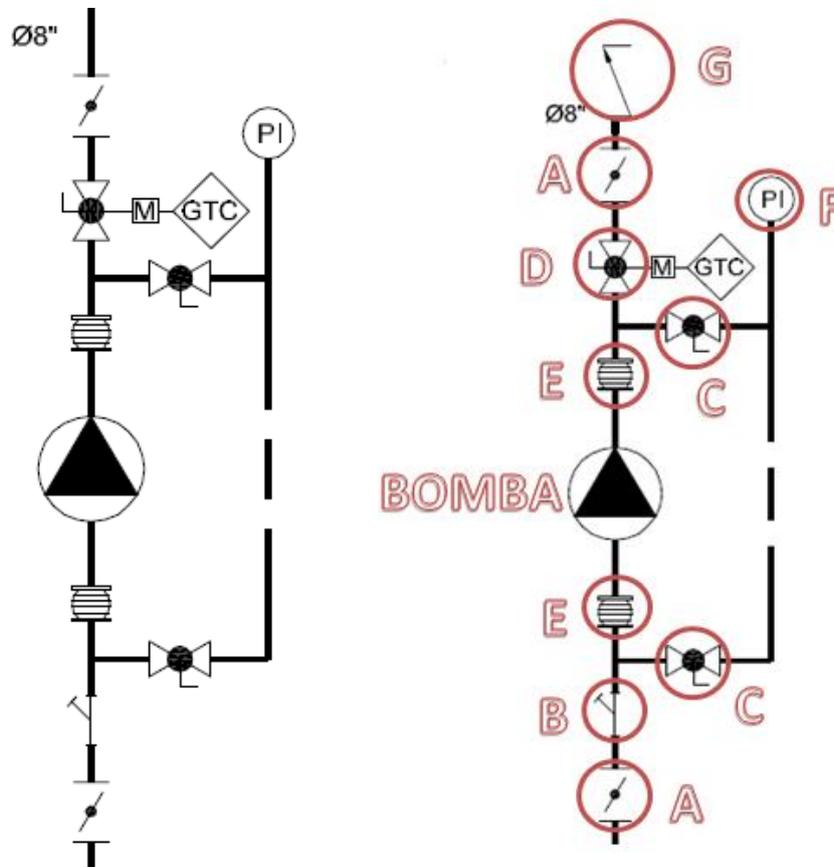


Figura 6.12 – Válvulas y accesorios a instalar en un circuito de bombeo

A.- Válvula de mariposa – Se utiliza para poder aislar el circuito de la bomba en caso de necesidad de reparación o mantenimiento, tanto de la bomba como de cualquier otro elemento perteneciente al circuito.

B.- Filtro- Para evitar que cualquier tipo de impureza entre a la bomba y la dañe.

C.- Válvula de bola.- Para aislar únicamente la bomba, también en caso de necesidad de reparación o mantenimiento de la misma.

D.- Válvula de bola motorizada.- Primera válvula en cerrar, por eso se encuentra accionada mediante un motor.

E.- Manguitos anti vibratorios.- Evitan que durante el funcionamiento de la bomba, las vibraciones afecten a la tubería.

TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

F.- Manómetro.- Lleva el control de la presión de la bomba, en caso de sobrepasar ciertos límites puede provocar la parada de la bomba.

G.- Válvula de retención.- Situada siempre a la salida de la bomba, evita la inversión del flujo, situación bastante común en bombas al superarse ciertos valores de presión.

6.7 – Golpe de ariete

Este fenómeno se produce al cerrar o abrir una válvula y al poner en marcha o para una máquina hidráulica, o también al disminuir bruscamente el caudal. Al cerrarse por completo una válvula se origina una onda de presión que se propaga con una cierta velocidad (el líquido no es estrictamente un fluido incompresible). Esta onda origina una sobrepresión que se desplaza por la tubería, causando dos efectos:

- Comprime ligeramente el fluido.
- Dilata ligeramente la tubería.

La sobrepresión que origina el golpe de ariete no puede producirse en el arranque de una bomba porque la presión producida por la bomba no puede exceder el valor máximo que indica su curva característica, curva H-Q. En la parada de una bomba se ha de tener precaución de cerrar antes la válvula de impulsión. Si esto se hace a mano, el cierre es lento, la columna de líquido que llena la tubería se decelera gradualmente, y el golpe de ariete no se produce.

El golpe de ariete puede producirse:

- Si se para el motor de la bomba sin cerrar previamente la válvula de impulsión.
- Si hay un corte imprevisto de la corriente, en el funcionamiento de la bomba.

Los medios empleados para reducir el golpe de ariete son:

- Cerrar lentamente la válvula de impulsión.
- Escoger el diámetro de la tubería de impulsión grande, para que la velocidad en la tubería sea pequeña.
- Instalar la bomba con un volante de inercia que en caso de corte de la corriente reduzca lentamente la velocidad del motor, y por consiguiente la velocidad del agua en la tubería.
- Depósitos de expansión (Véase tema 7)
- Instalación de válvulas de retención con by-pass diferencial.
- Válvulas de retención anti ariete.

6.8 – Cavitación de una bomba

Durante la entrada del fluido en el rodete de una bomba, se produce una aceleración que, cuando la presión es suficientemente baja, genera la formación de burbujas de vapor. Esto tiene dos efectos sobre el funcionamiento, en primer lugar, la cavitación erosiona el rodete, y con el tiempo lleva a su destrucción. En segundo lugar, cuando la cavitación es fuerte disminuye la altura de elevación.

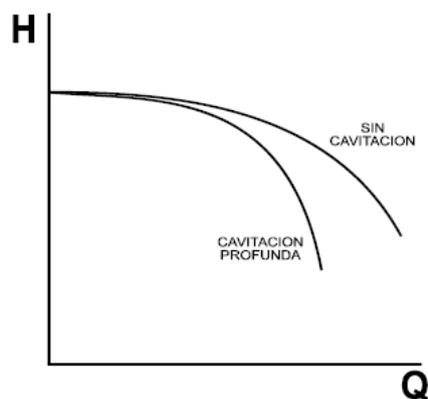


Figura 6.13 – Efecto de la cavitación sobre la curva característica de la bomba

La cavitación es un fenómeno indeseable y evitable que se produce a la entrada de la bomba y que provocará el fallo prematura de la misma.

6.8.1 - NPSH

Para evitar la cavitación, hace falta mantener una presión suficiente (3), por encima de la presión de vapor, en la entrada de la bomba. El valor necesario es calculado por el fabricante como $NPSH_r$ (Net Positive Suction Head required). Desde el punto de vista de la utilización, hay que asegurar que el $NPSH_d$ (disponible) en el sistema sea superior al $NPSH_r$.

$$NPSH_r < NPSH_d \quad 6-4$$

La forma de calcula el $NPSH_d$ es:

$$NPSH_d = \text{PRESIÓN ESTÁTICA} + \text{PRESIÓN DINÁMICA} - \text{PRESIÓN DE VAPOR} \quad 6-5$$

Recordemos del tema 2, cada una de estas definiciones:

Presión estática (p_s): La presión estática en una corriente de fluido es la fuerza normal por unidad de área actuando sobre un plano o contorno sólido en un punto dado. Describe la diferencia de presión entre el interior y el exterior de un sistema, despreciando cualquier movimiento en el líquido.

TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

Presión dinámica: Un fluido en movimiento ejerce una presión más alta que la presión estática debido a la energía cinética ($mv^2/2$) del fluido. Esta presión adicional se define como presión dinámica. Se puede medir convirtiendo la energía cinética del fluido en energía potencial.

$$NPSH_d = \frac{P_{at}}{\rho g} + \frac{P_s}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad 6-6$$

En la mayoría de los sistemas de climatización el circuito se encuentra cerrado al exterior, por lo que:

$$NPSH_d = \frac{P_s}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad 6-7$$

6.8.2 – Mejora en el diseño de la aspiración

De los factores que influyen en el $NPSH_d$, únicamente se puede actuar sobre dos:

- i. La altura a la que está situada la bomba
- ii. Las pérdidas de carga

En cuanto a la cota (4), es conveniente situar las bombas lo más cerca posible del nivel de agua de aspiración, o siempre que se pueda, en circuitos cerrados, en el nivel lo más bajo posible.

Constructivamente no siempre es fácil, y en ocasiones hay que llegar a una solución de compromiso.

Las pérdidas de carga en la aspiración se pueden reducir disminuyendo la longitud de la tubería, y aumentando el diámetro. Los fabricantes de bombas acostumbran a diseñarlas con un diámetro de aspiración mayor que el de impulsión.

6.9- Selección de un bomba

Para seleccionar una bomba (1) debemos conocer los siguientes datos:

1. Caudal
2. Altura manométrica a vencer por la bomba o pérdida de presión del circuito
3. Valor de $NPSH_d$

A continuación mostramos un diagrama de flujo para la selección de una bomba:

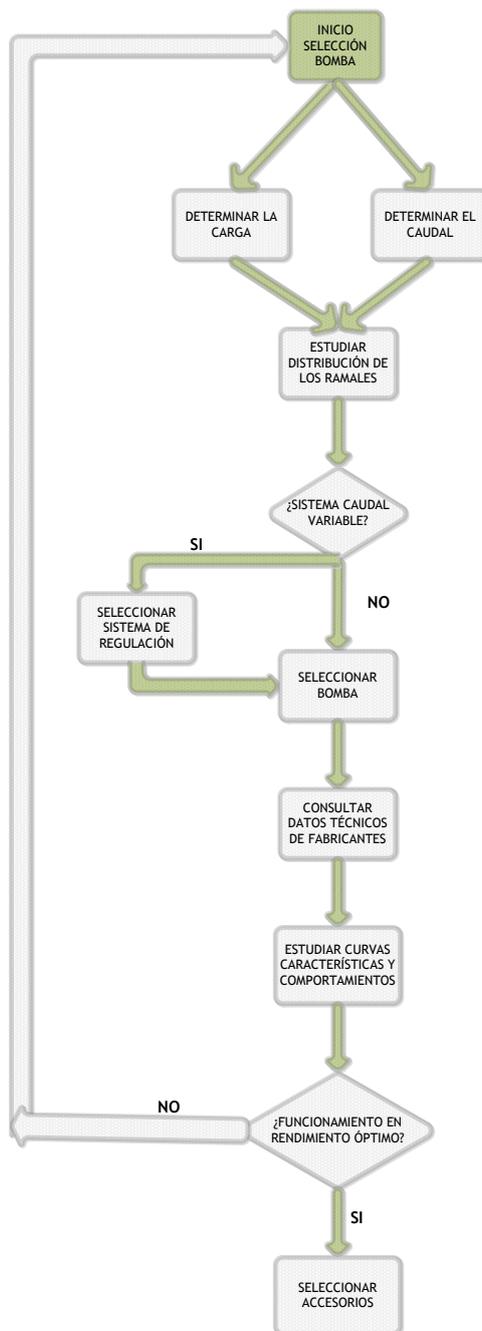


Figura 6.14 – Algoritmo para seleccionar una bomba

Problema 6.2 – Selecciona una bomba para el circuito del problema 5.7

Para empezar tenemos los valores de caudal, y altura manométrica. Faltaría por calcular el valor de $NPSH_d$

- $\dot{m}_v = 0,684 \text{ m}^3/\text{h}$
- $\Delta p = 56,912 \text{ kPa} = 5,8 \text{ m.c.a.}$

Calculamos el valor de $NPSH_d$:

Instalaremos la bomba en el piso inferior, lo que implica que tendremos como mínimo una altura de 8 metros hasta el tercer piso, donde se encuentra la tercera línea de fancoils. Cabe recordar que al tratarse de un sistema cerrado, la presión atmosférica es igual a 0.

$$NPSH_d = \frac{P_s}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} = 8 + 0,012 - 1,1 = 6,912 \text{ m.c.a.}$$

Si observamos la figura 6.17, el valor de $NPSH_r$ está en torno a 0,68 m.c.a. con lo cual efectivamente cumplimos con que:

$$NPSH_r < NPSH_d$$

Una vez calculada la $NPSH_d$ pasamos a elegir el modelo. Existen multitud de programas gratuitos suministrados gratuitamente por los fabricantes, en el que muestran todas las bombas disponibles.

Entre los principales fabricantes de bombas se encuentran:

- Wilo
- Grundfos
- Sedical

En esta ocasión nos hemos inclinado por utilizar el software de Wilo, donde tras introducir las variables de diseño, hemos elegido la siguiente bomba modelo NL 32/125-0.37, principalmente porque era la que más se acercada al punto de máximo rendimiento de la bomba

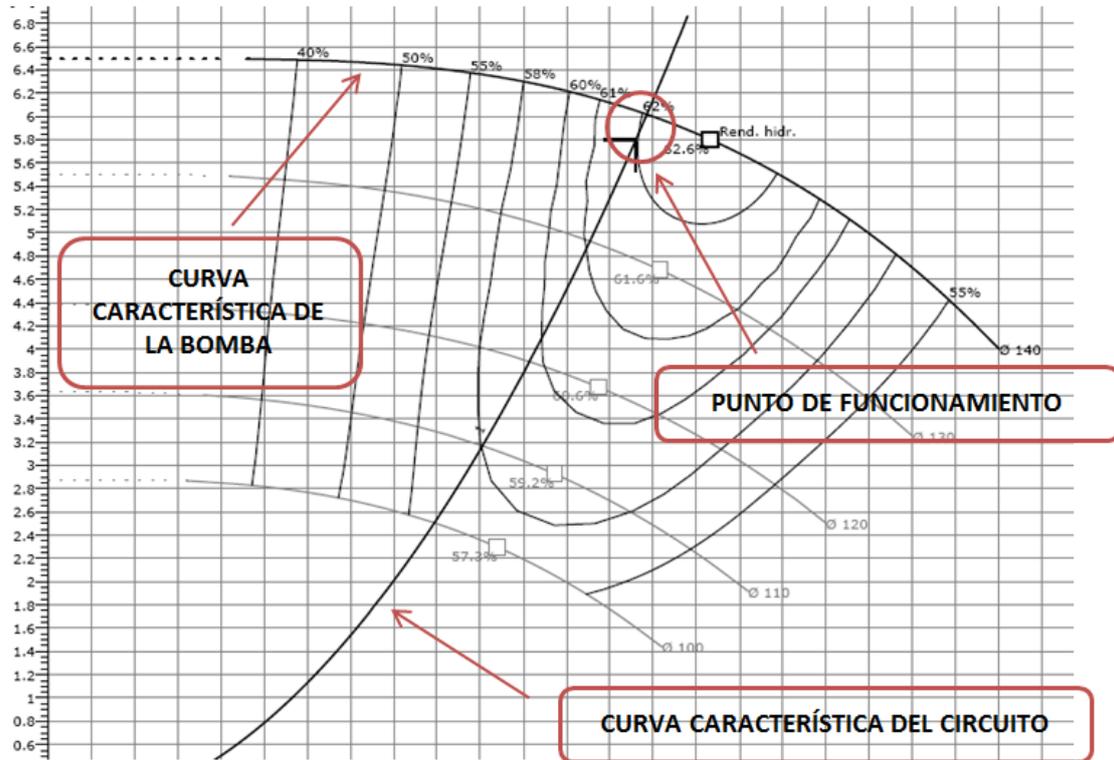
TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

Figura 6.15 – Gráfica curva característica

TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

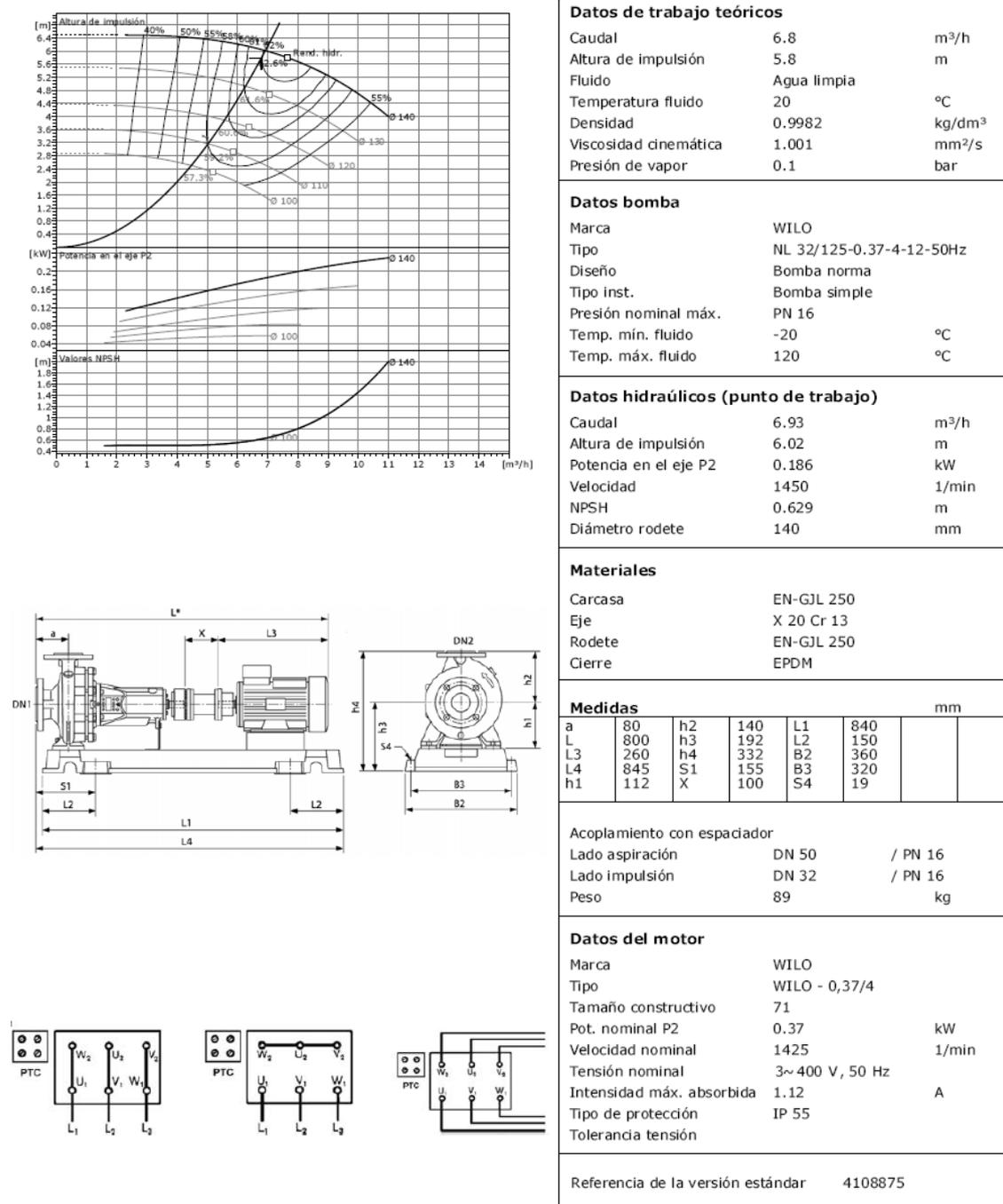


Figura 6.16 – Ficha técnica bomba Wilo modelo NL 32/125-0.37

TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

Datos de trabajo

rpm: 1450 1/min	Frecuencia: 50Hz	Punto de trabajo: Q = 6.8 m³/h	H = 5.8 m	Boca aspiración DN 50 / PN 16	Boca de impulsión DN 32 / PN 16
---------------------------	----------------------------	-----------------------------------------------------	------------------	-----------------------------------------	-------------------------------------------

Datos de potencia para: Agua limpia [100%] ; 20°C; 0.99819kg/dm³; 1.0008mm²/s

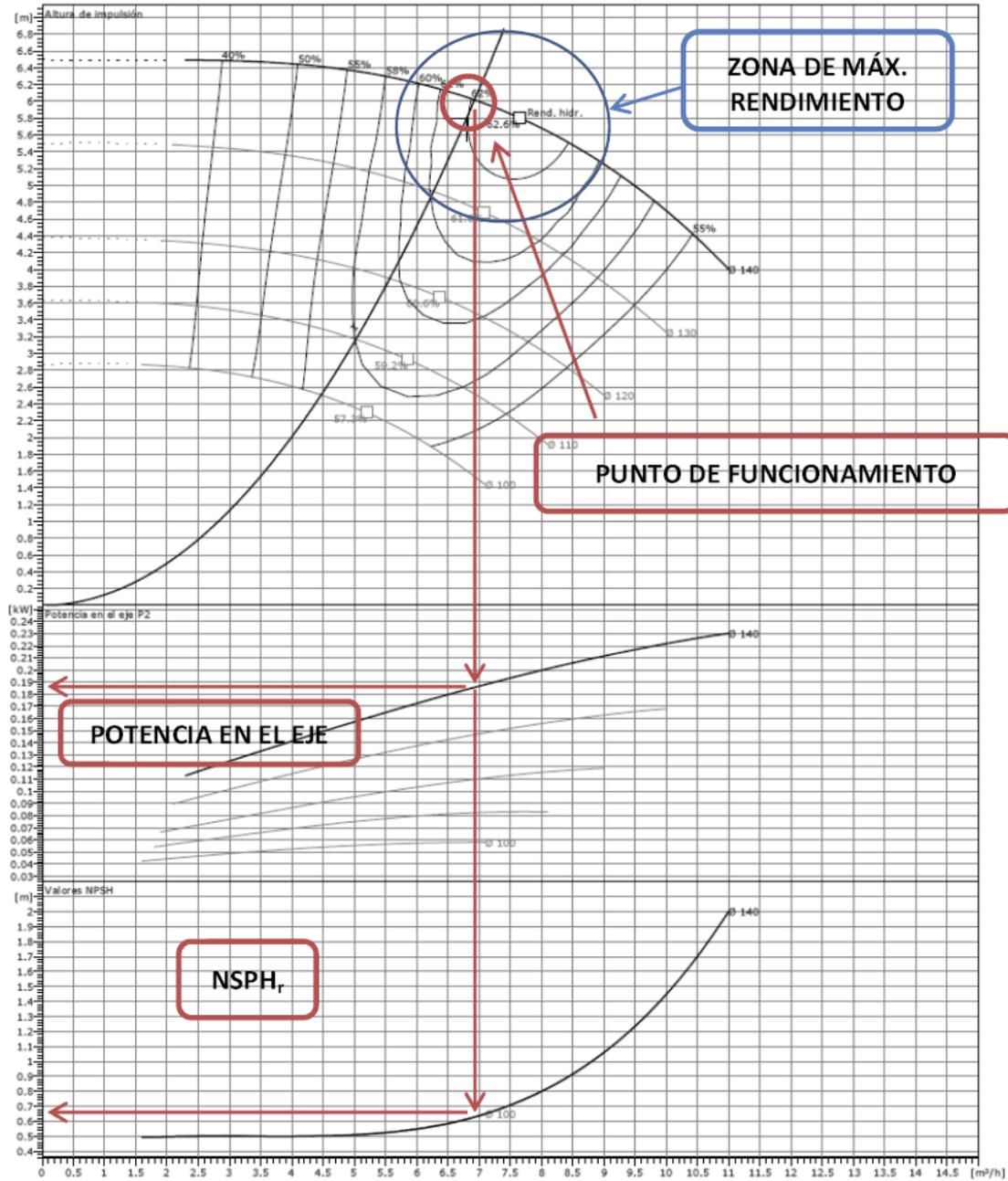


Figura 6.17 – Curvas características de bomba en el punto de funcionamiento

6.10- Desplazamiento en el funcionamiento

Si se modifica la posición (5) de cualquiera de los dispositivos de cierre de regulación, la curva característica del circuito se desplaza en función del nuevo valor de la altura manométrica, que llamaremos Z. Esta operación significa la obtención del nuevo punto de funcionamiento Z:

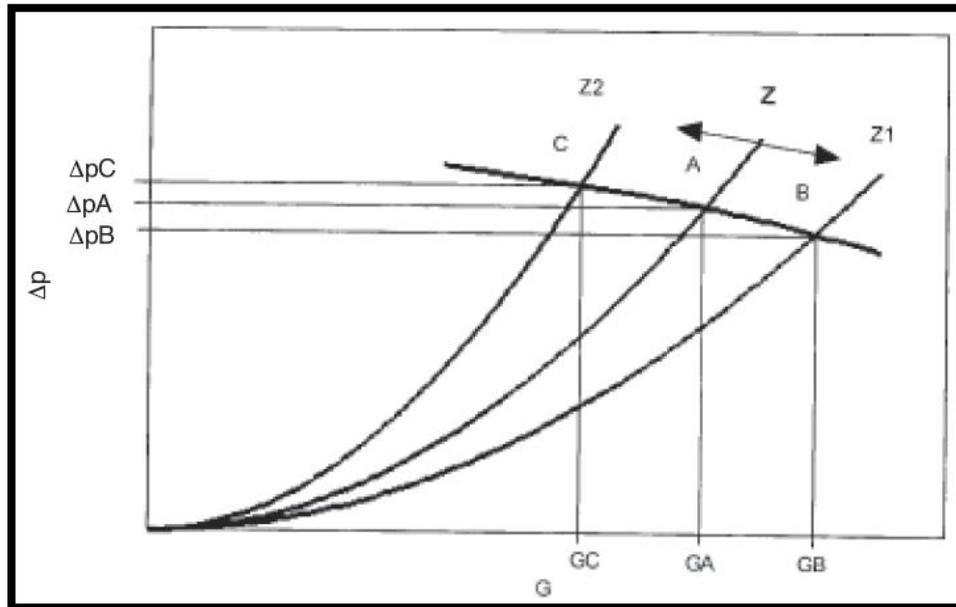


Figura 6.18 – Desplazamiento del punto de funcionamiento

El punto de funcionamiento de la bomba se desplaza de A a B o C, según hayan variado los caudales y las alturas manométricas correspondientes:

Desplamiento	Causa del desplazamiento	Caudal	Presión
De A a B	Apertura de la válvula	$GB > GA$	$\Delta pB < \Delta pA$
Se necesita menos presión diferencial para garantizar el caudal GB			
De A a C	Cierre de la válvula	$GC < GA$	$\Delta pC < \Delta pA$
Se necesita más presión diferencial disponible para garantizar el caudal GC			

Figura 6.19 – Comportamiento de la curva característica ante un cambio en la presión

La nueva pérdida de carga pasa a ser de 6,38 m.c.a.

Veamos como evoluciona el sistema:

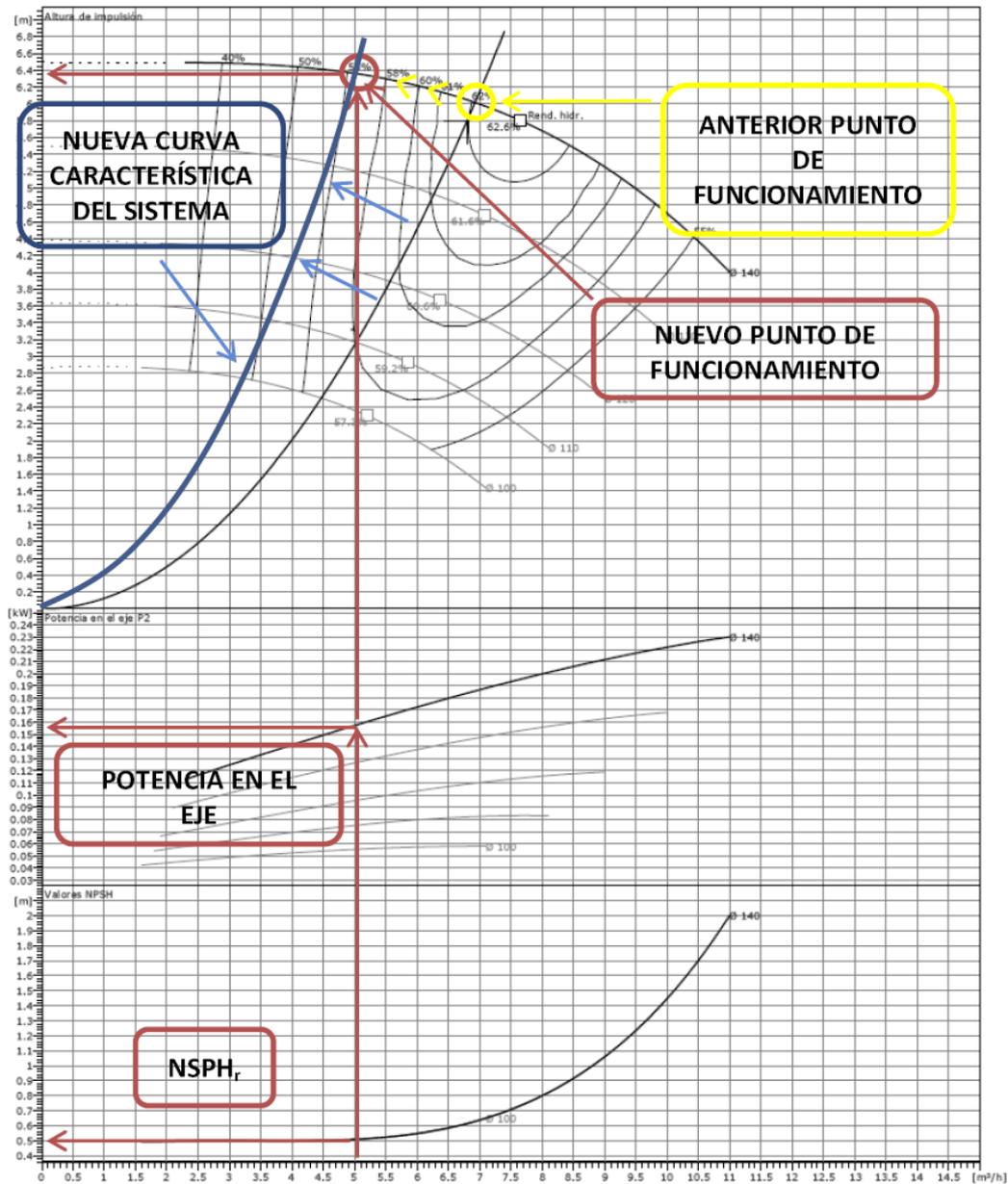


Figura 6.20 – Desplazamiento del punto de funcionamiento según problema 5.3

Cabe destacar que el caudal acaba siendo un 15 % menor. Este problema es consecuencia de dos problemas de diseño que solucionaremos más adelante.

6.11 – Regulación del caudal en bombas

6.11.1 – *Regulación por estrangulamiento con válvula en serie:*

Consiste en modificar la apertura de una válvula situada (6) a la salida de la bomba. Al cerrar la válvula, cambia la curva resistente de la instalación, siendo posible reducir el caudal de impulsión hasta el valor deseado. El rendimiento de la bomba subirá o bajará según la posición de partida respecto del máximo. Se trata del método más empleado; no es energéticamente eficiente, aunque se consigue una disminución de la energía total consumida.

Si la estrangulación se realiza en la tubería de aspiración, se podría provocar cavitación en la bomba, por lo que dicha estrangulación se realiza siempre en la zona de presión (impulsión de la bomba).

La evolución del sistema como consecuencia de utilizar válvulas en serie es igual a la del problema 6.3.

Problema 6.4 – Determinar la estrangulación a realizar en la instalación del problema 6.2 con la válvula de control de las características indicadas, para que el caudal disminuya un 15 %.

La válvula que utilizaremos para regular por estrangulamiento la bomba será de la marca Siemens, MXG461-32



Figura 6.21 – Válvula de control

Estos son los pasos que vamos a seguir:

1. Evaluación del nuevo punto de funcionamiento del sistema (nuevo caudal es de $5,1 \text{ m}^3/\text{h}$)
2. Obtenemos nuevas pérdidas de presión en el circuito.
3. Diferencia de caída de presión entre la nueva situación y la anterior debe de ser producida por la válvula de control

4. Obtenemos nivel de apertura de la válvula a partir de las gráficas aportadas.

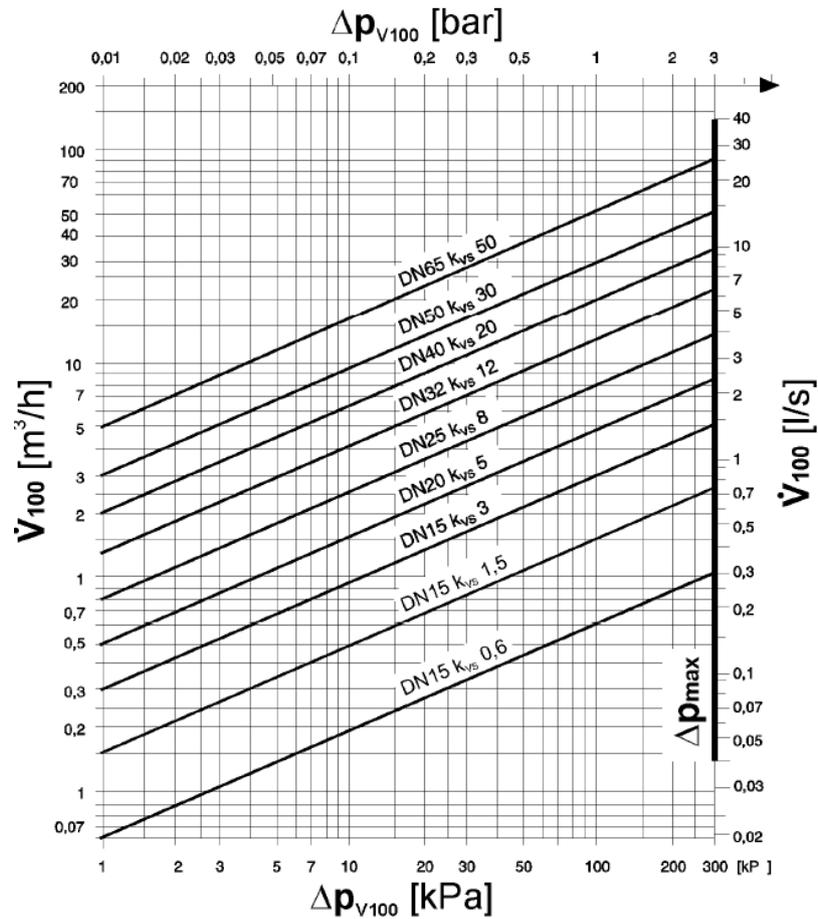


Figura 6.22 – Variación de Kvs con el diámetro de la válvula

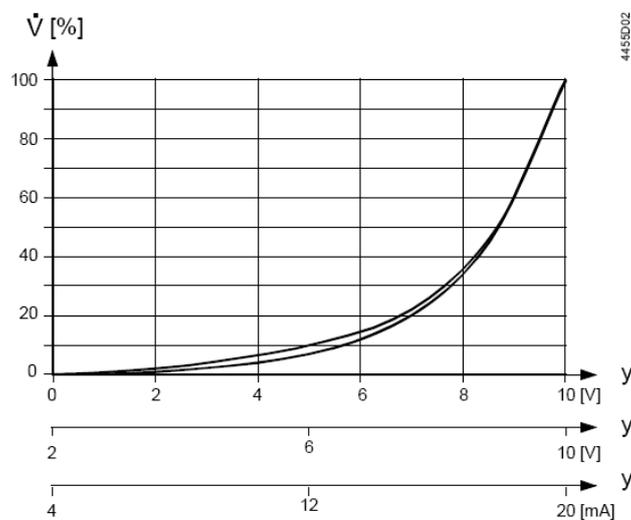


Figura 6.23 – Variación porcentual del caudal en función del nivel de apertura

TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

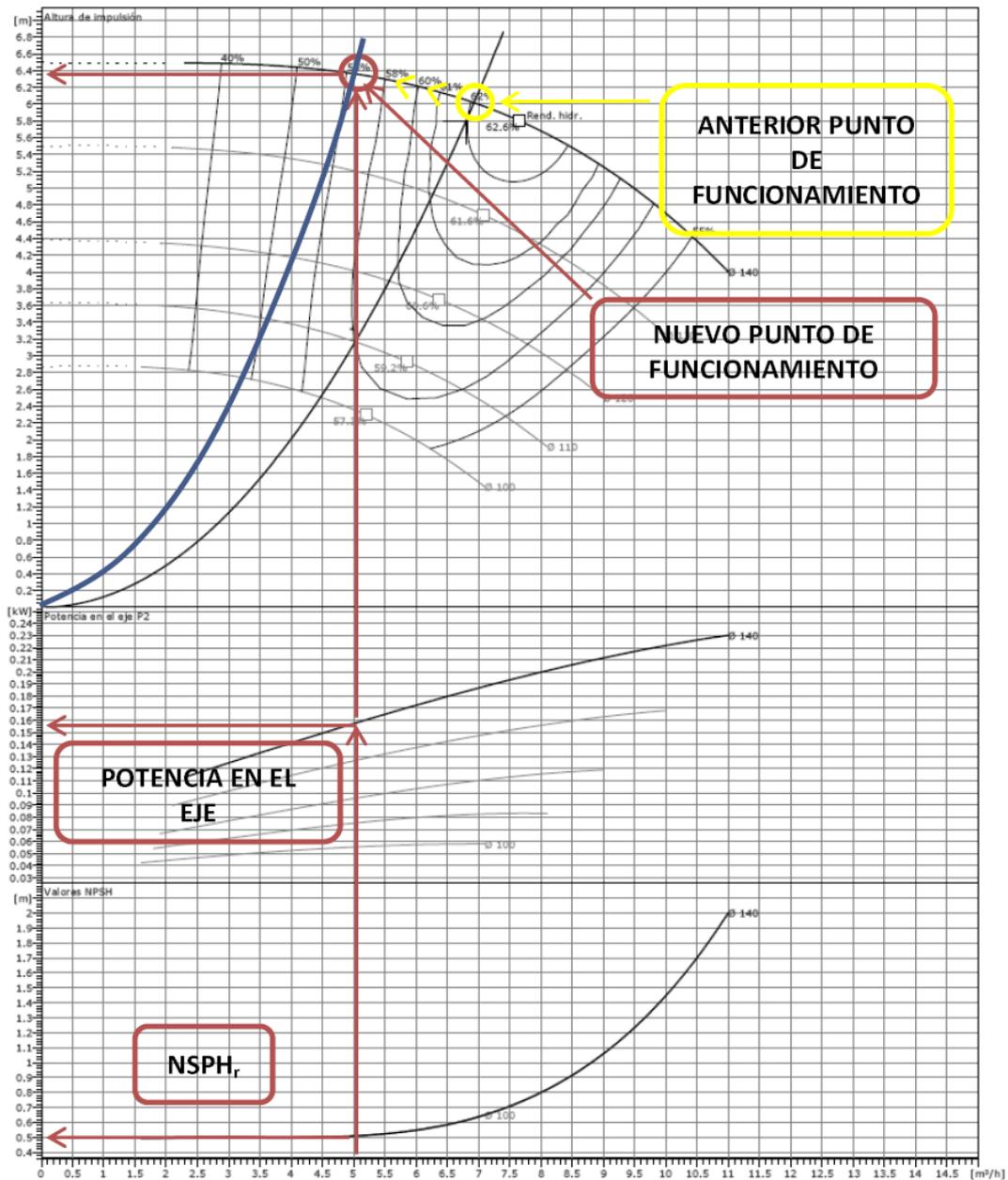


Figura 6.24 – Punto de funcionamiento problema

Las nuevas pérdidas de carga del sistema son unos 6,35 m.c.a., por lo que la pérdida de carga producida por la válvula de control tiene que ser de:

$$6,38 - 5,8 = 0,58 \text{ m.c.a.}$$

6.11.2 – Regulación por estrangulamiento con válvulas en paralelo

Se trata de una regulación simple mediante válvula instalada en derivación (1). De este modo una parte del caudal bombeado recircula sin recorrer el circuito. Mediante este sistema se consigue evitar las sobrepresiones que se producen con las válvulas dispuestas en serie, pero a cambio se derrocha inútilmente una energía para bombear un caudal para luego recircularlo por la bomba. Se trata del peor sistema de regulación desde el punto de vista energético.

Problema 6.4 – Determinar la estrangulación a realizar en la instalación del problema 6.2 con la válvula de control de las características indicadas, para que el caudal disminuya un 15 %.

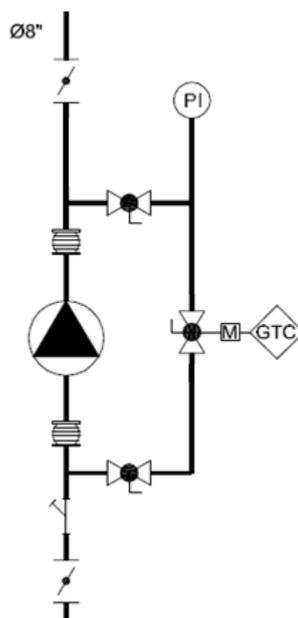


Figura 6.25 – Bomba regulada mediante válvula de control en paralelo

Si nos fijamos bien, al contrario que en el sistema anterior (regulación mediante válvula en serie), para que se introduzca una menor cantidad de agua en el circuito, debemos de abrir la válvula dispuesta en serie con la bomba.

Como podemos ver en la figura 6.25, el nuevo caudal que debe de circular por la válvula en paralelo debe aumentar $1,02 \text{ m}^3/\text{h}$, con lo cual la apertura debe aumentar en torno a un 5%. Esta variación a su vez provocará un cambio en la curva característica del sistema, tal y como se muestra en la figura 6.27.

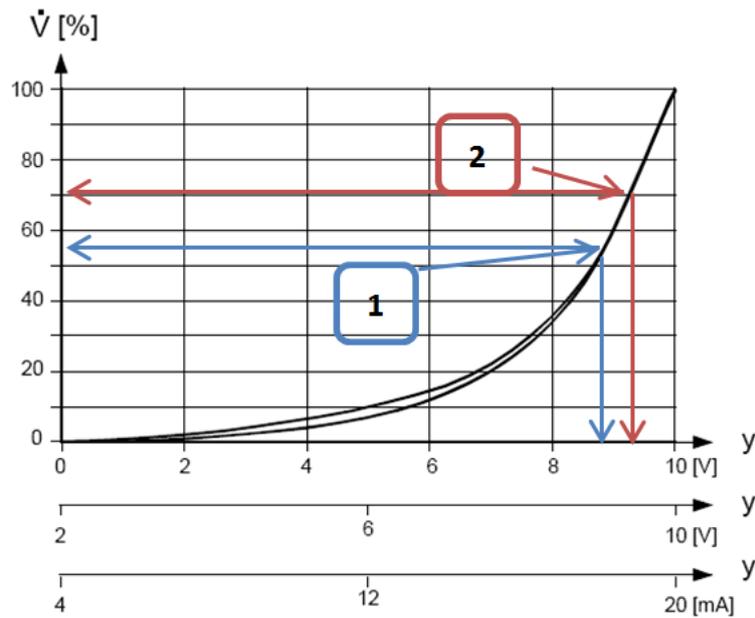
TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

Figura 6.26 – Nueva apertura de la válvula en paralelo

Cabe destacar como la característica isoporcentual de la válvula provoca que una pequeña apertura en la válvula (menor del 5%) produce un aumento en el caudal del 15%. Ésta es una característica indeseable en válvulas que vayan a utilizarse en este tipo de sistemas, ya que no garantizan un control muy preciso del caudal.

En la figura 6.27 podemos observar como al abrir la válvula en paralelo la curva característica del sistema desciende, disminuyendo la cantidad de caudal que circula por la bomba. De nuevo queremos destacar la alta ineficiencia energética que supone regular con este sistema, ya que estamos bombeando un caudal que nunca llegaremos a introducir al sistema.

TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

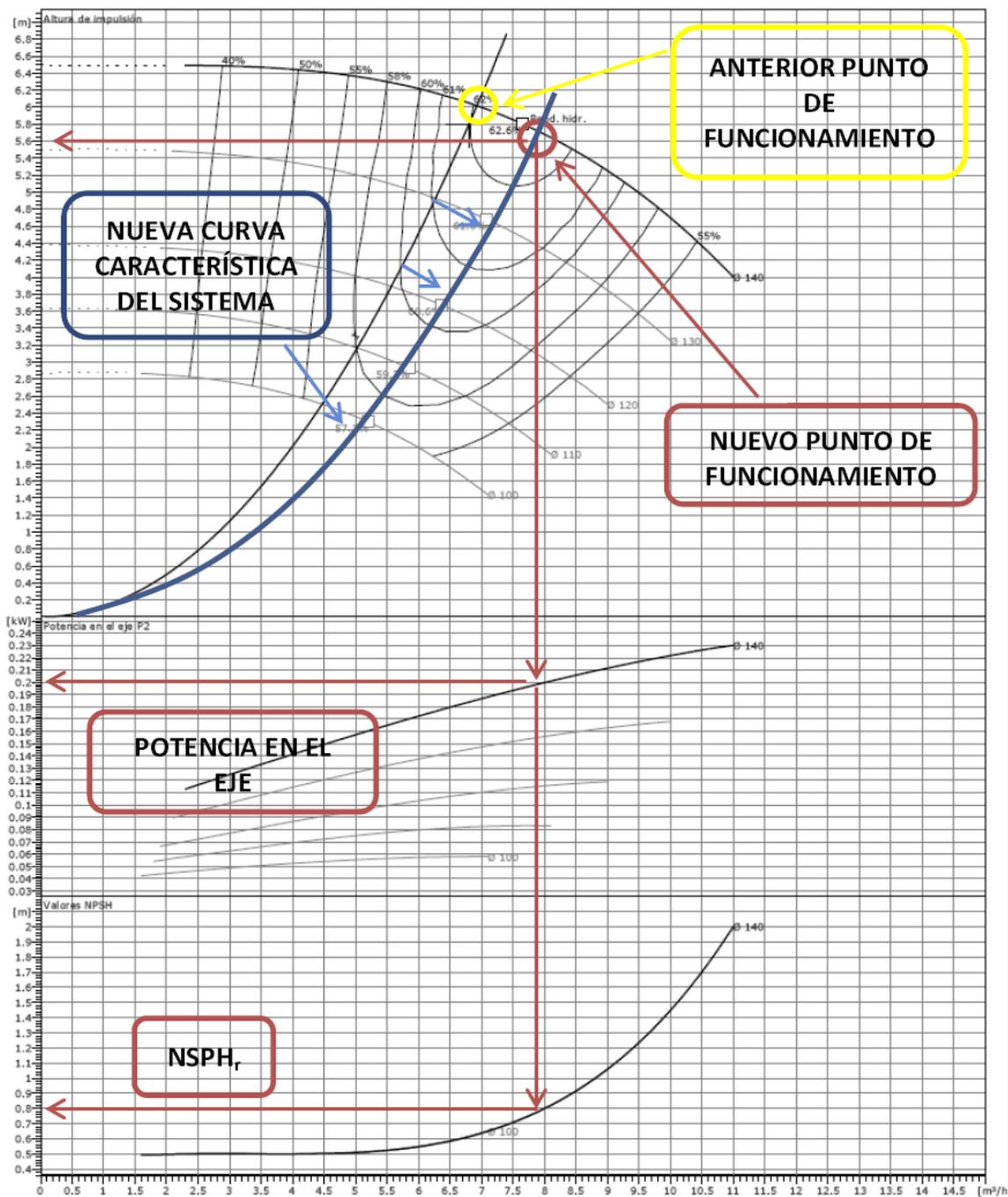


Figura 6.27 – Evolución del sistema con regulación mediante válvula en paralelo

6.11.3 – Regulación con variador de frecuencia

Puesto que la zona de máximo rendimiento es bastante limitada, en algunos casos puede ser conveniente hacer funcionar la bomba a menor velocidad para disminuir el caudal y la altura manométrica tras una reducción de carga de la instalación.

La velocidad de la bomba se reduce por vía electrónica mediante un variador de frecuencia, utilizando una señal que envía un sensor de Δp instalado en el circuito. En este caso, la bomba puede suministrar una altura manométrica más baja que cuando funciona a velocidad constante. De esta forma se consigue disminuir la potencia, sin bajar el rendimiento. Es decir, al cambiar el régimen de giro de la bomba, se modifica la curva característica, y naturalmente el punto de funcionamiento. Se trata de un sistema muy eficiente desde el punto de vista energético, puesto que no se introducen pérdidas adicionales.

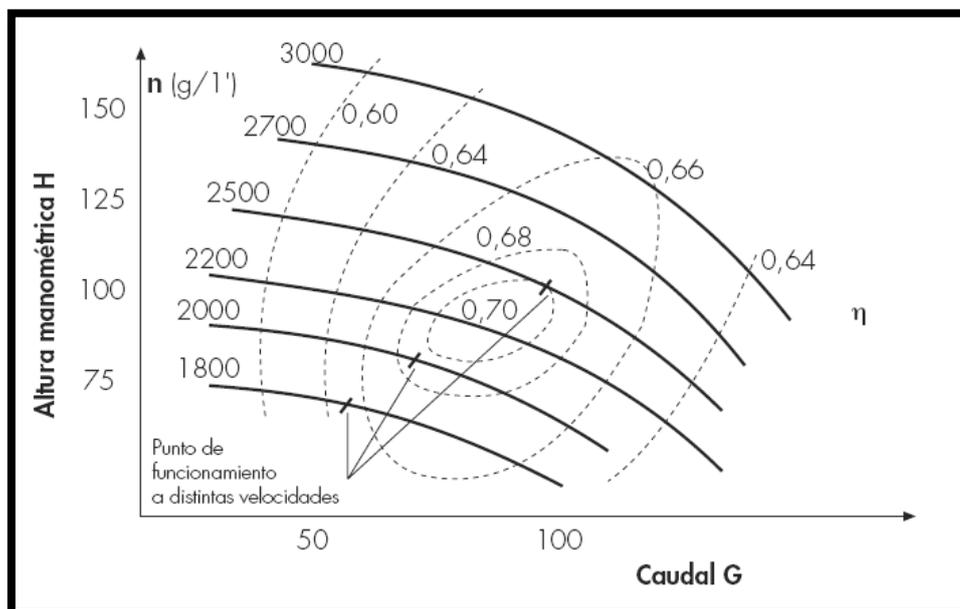


Figura 6.28 – Punto de funcionamiento de la bomba a distintas velocidades

6.12 – Bombas dobles

6.12.1 – *Bombas en paralelo*

Suele plantearse la instalación de varias bombas en paralelo, cuando los caudales en una instalación son muy variables. Como la carga a presión en la tubería común es una sola, cada bomba ajustará su funcionamiento a dicha carga, luego el resultado de la operación de bombas en paralelo será que:

1. Se sumarán las capacidades o caudales de las distintas bombas a cargas iguales, para así obtener el caudal total de bombeo.
2. La potencia necesaria resultante será la suma de las potencias para las cargas iguales correspondientes a cada caudal.
3. La eficiencia de la combinación se determina para cada carga, a través de la potencia de la combinación como suma de las potencias individuales para cargas iguales.

Si las bombas colocadas en paralelo son iguales, la capacidad y la potencia necesaria para cargas iguales se duplicarán, triplicarán, etc...; según sean dos, tres o más bombas iguales de la curva de la combinación que signifique doble o triple capacidad, según el caso.

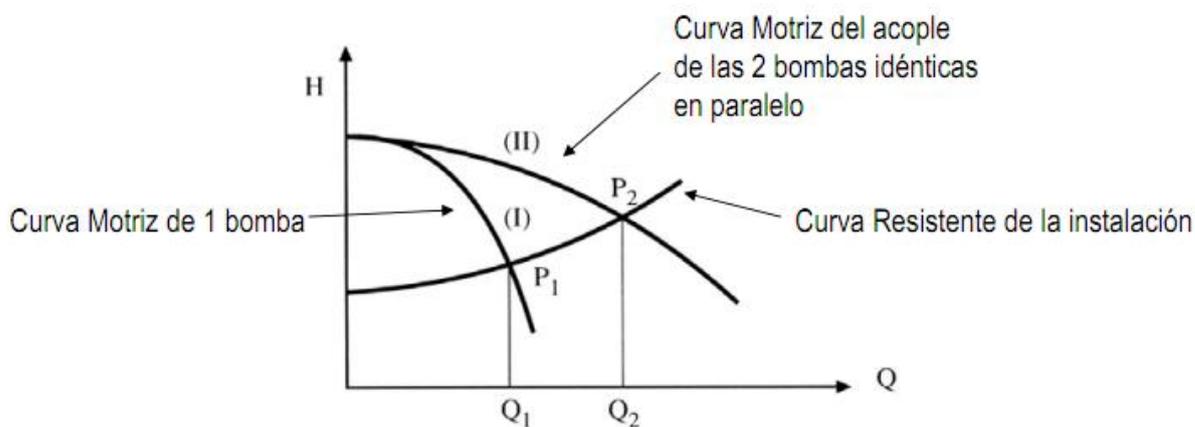


Figura 6.29 – Gráfica de instalación con dos bombas en paralelo

La curva del sistema formado por las dos bombas pasa por el punto en el que $Q_1 + Q_2$. Sin embargo, como podemos ver en la figura anterior, Q_2 no es el doble de Q_1 , para el punto de funcionamiento, ya que hay que tener en cuenta que a mayor caudal mayores pérdidas de carga en la instalación. Sólo si no hay pérdidas en la tubería e instalaciones de impulsión (pendiente nula de la curva característica del sistema) tendríamos que uno fuese el doble del otro.

6.12.2 – Bombas en serie

En este tipo de asociaciones, la impulsión de una se convierte en la aspiración de la otra. Este tipo de instalaciones no suele ser la más común. Son muy utilizadas en instalaciones abiertas que bombeen fluido a distintas altura. Estas bombas disponen de varios rodets instalados en serie dentro de la misma carcasa, con lo que se consiguen grandes altura.

6.12.3 – Bombas de reserva

En numerosas ocasiones los proyectistas instalan bombas de reserva para prever posibles averías en alguna de las bombas. También son útiles durante las operaciones necesarias para el mantenimiento del sistema, en caso que se vean obligados a para el funcionamiento de alguna de las bombas.

Cabe destacar que la normativa actual, en cuanto a instalaciones hidráulicas para un sistema de climatización no obliga utilizar bombas de reserva. Sin embargo, en instalaciones de agua caliente sanitaria, allí donde la superficie de captación sea mayor de 50 m² (CTE DBE HE 3.3.5.3), si es obligatorio tener bombas de reserva.

Sea el circuito de la figura siguiente:

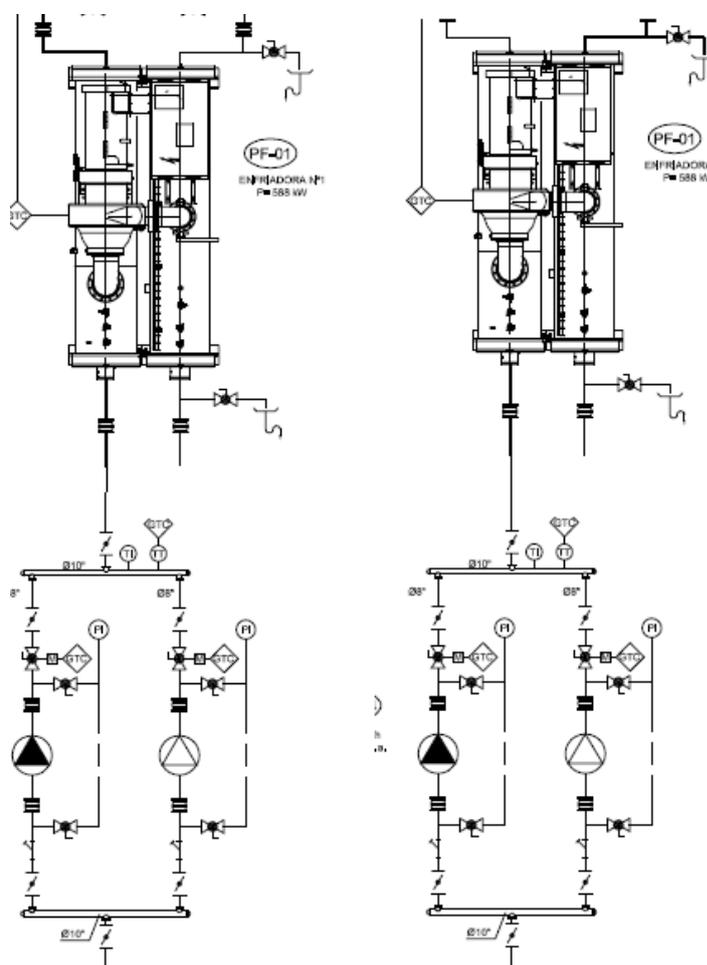


Figura 6.30 – Circuito con bombas de reserva para alimentación a enfriadoras

Tenemos dos enfriadoras que están alimentadas por dos sistemas de dos bombas, independientes entre si, cada uno de ellos con una bombas de reserva.

TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

Problema 6.5 – ¿Serías capaz de diseñar un circuito, que cumpliendo la misma función del circuito anterior pueda desechar una de las bombas de reserva?

Para empezar, vamos a simplificar un poco el sistema anterior:

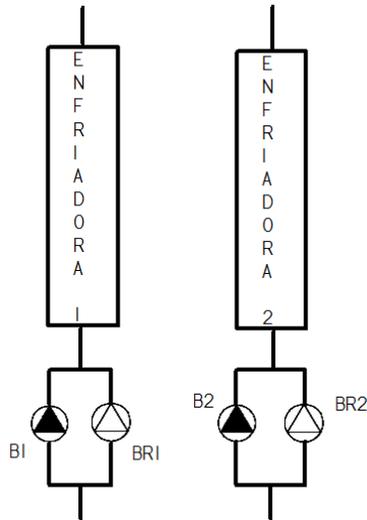


Figura 6.31 – Esquema simplificado sistema figura 6.30

Para poder eliminar una de las bombas necesitamos un elemento de valvulería estudiado en temas anteriores, la válvula de retención. Veamos el nuevo sistema propuesto:

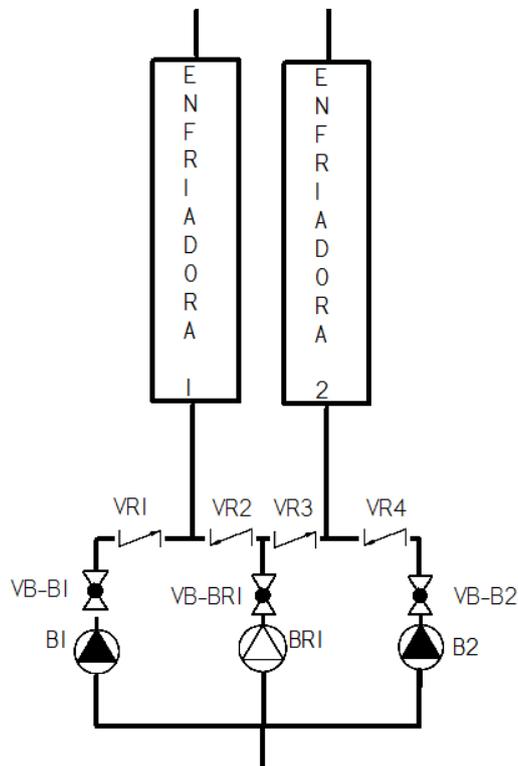


Figura 6.32 – Sistema propuesto como solución al problema 6.5

TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

Veamos cómo funciona el nuevo sistema propuesto:

El sistema de la figura 6.32 funciona en condiciones nominales con las bombas B1 y B2 bombeando un cierto caudal hacia sus respectivas enfriadoras. Imaginemos que la B1 se avería, el sistema de control lo detecta e inmediatamente entra en funcionamiento la bomba BR1 y cierra la VB-B1 (válvula de bola B1). Además, la válvula de retención VR3 impide que circule caudal hacia la enfriadora 1, desde B2., por lo que todo el caudal que bombea B2 va hacia la enfriadora 2. De esta forma, se obliga a que BR1 bombee todo su caudal hacia la enfriadora 1, y obtenemos un sistema equivalente al de la figura 6.30.

6.13 – Costes de bombeo

Para obtener una estimación de la energía que se puede ahorrar con un sistema determinado (caudal variable o constante, el primer paso será conocer la energía consumida por las bombas del circuito secundario frente a la de producción. Es evidente que la curva de demanda de la instalación será decisiva al fijar la adopción de un sistema de distribución u otro.

6.13.1 – Bombas➤ *Potencia de bombeo consumida:*

El consumo de bombeo:

$$P_c = \frac{P_{abs}}{\eta_B \cdot \eta_M} \quad 6-8$$

P_c	Consumo de bombeo, [W]
P_{abs}	Potencia absorbida por la bomba, [W]
η_B	Rendimiento hidráulico
η_M	Rendimiento mecánico

➤ *Costes de bombeo*

Los costes de bombeo son:

$$C_c = \frac{P_c \cdot t \cdot C_w}{1000} \quad 6-9$$

t	Tiempo de funcionamiento, [h]
C_w	Precio de la electricidad por kWh, [€/kWh]

6.13.2 – Cálculo del cumplimiento del nuevo RITE

Para el cumplimiento del RITE 2007 se deberá atender a lo especificado en el artículo del Reglamento y a su Instrucciones Técnicas IT 1.2.4.2.5.

Las bombas se deberán de seleccionar de forma que su rendimiento sea lo más próximo al rendimiento máximo en las condiciones calculadas de funcionamiento. Para sistemas de caudal variable este requisito deberá ser cumplido en las condiciones medias de funcionamiento a lo largo de la temporada.

Deberá calcularse para cada circuito la potencia específica definida como la potencia absorbida por el motor eléctrico entre el caudal transportado, medida en W/(l/s).

En cuanto a los motores eléctricos, la instrucción Técnica IT 1.2.4.2.6 especifica valores mínimos de rendimiento de los motores eléctricos de inducción con jaula de ardilla, trifásico, protección IP 54 o superior, de 2 ó 4 polos, de diseño estándar, de 1,1 a 90 kW.

6.13.3 – Costes de operación de sistemas de bombeo

La decisión para la adquisición final de una bomba debe tener presente (2) no solamente el coste inicial de la bomba sino también los costes de operación que tendrá la misma durante su vida útil. Los costes de operación incluyen mantenimiento, reparaciones y costes energéticos. Actualmente existe la posibilidad de adquirir bombas de mejores prestaciones, bien por tener motores eléctricos de alto rendimiento (imán permanente) o bien por disponer de un control electrónico que permite el ajuste de la bomba al punto de funcionamiento nominal.

Recordemos la fórmula para calcular el valor actual de un dinero que se paga en el futuro:

$$VA = \frac{\text{Coste año } i}{(1-k)^i} \quad 6-10$$

El siguiente ejemplo muestra un estudio de costes de operación a tener en consideración en la adquisición de una bomba.

Problema 6.6 – Analizar los costes de operación de dos alternativas para seleccionar una bomba en una instalación de punto de funcionamiento nominal $Q = 4000$ l/h y $\Delta p = 6$ m.c.a. Se debe escoger entre una bomba simple 600 € y una electrónica de 900 €. La primera bomba tiene un consumo de 280 W y la segunda un consumo de 150 W. Funcionamiento continuo 24 horas. Coste de la energía eléctrica: 0,08 €/kWh

La inversión de la compra de la bomba se realiza en la actualidad, y se trata de un dato conocido. En cuanto el coste de la energía eléctrica, se puede conocer el dato actualizado.

Consumo energía eléctrica B1:

$$E_{c,B1} = P_{B1} \cdot t = \left(\frac{280}{1.000}\right) \cdot 365 \cdot 24 = 2.453 \text{ kWh/año}$$

$$E_{c,B2} = P_{B2} \cdot t = \left(\frac{150}{1.000}\right) \cdot 365 \cdot 24 = 1.314 \text{ kWh/año}$$

Coste energía eléctrica al año:

Coste de la energía eléctrica B1:

TEMA 6: BOMBAS CENTRÍFUGAS

$$C_{EE,B1} = E_{c,B1} \cdot 0,08 = 2.453 \cdot 0,08 = 196,2 \text{ €/año}$$

$$C_{EE,B2} = E_{c,B2} \cdot 0,08 = 1.314 \cdot 0,08 = 105,1 \text{ €/año}$$

La inversión de la bomba se debe realizar al inicio de la instalación (antes de la puesta en marcha), mientras que el coste de la energía eléctrica se va realizando año a año. Se elige una tasa de descuento del 7%.

Año	600 € de B1	900 € de B2
1	785,1	999,2
2	959,8	1.092,7
3	1.124,5	1.181,0
4	1.279,9	1.264,3
5	1.426,9	1.342,8
6	1.564,9	1.416,9
7	1.695,4	1.486,8
8	1.818,5	1.552,8
9	1.934,7	1.615,0
10	2.044,2	1.673,7

Figura 6.33 –Coste actualizado del ciclo de vida de cada bomba

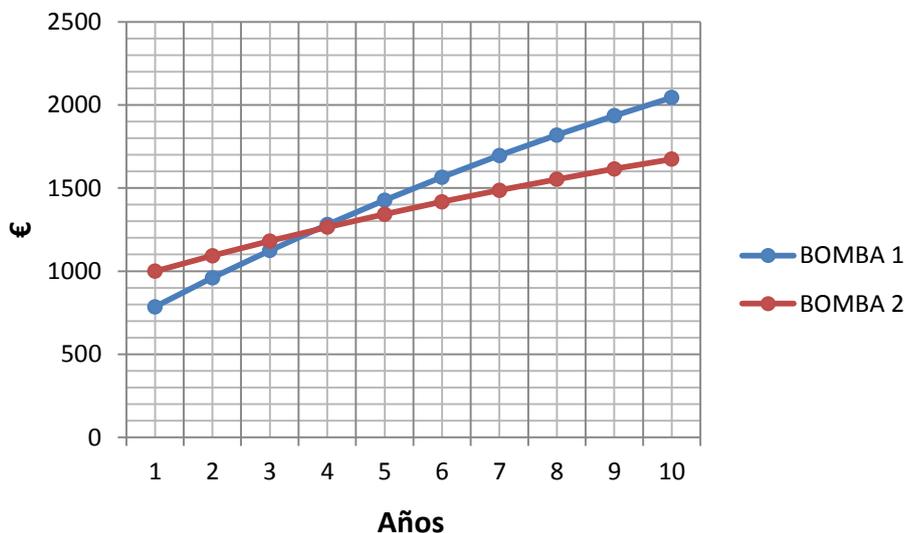


Figura 6.34 – Coste actualizado del ciclo de vida de una bomba

Donde podemos fácilmente observar como a pesar de un mayor coste inicial la bomba 1 acaba siendo más rentable gracias a una mayor eficiencia energética.

Bibliografía

1. **Institute, ASHRAE Learning.** *Fundamentals of Water System Design, SI Version.* Atlanta : s.n., 1999.
2. **IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.** *Selección de equipos de transporte de fluidos.* Ministerio de Industria, turismo y comercio. 2010.
3. Predict cavitation. *Pump fundamentals.* [En línea] 2012. <http://www.pumpfundamentals.com/>.
4. **Wilo Ibérica.** Wilo Select Online. *Wilo Ibérica.* [En línea] 2011. <http://www.wilo.es/cps/rde/xchg/es-es/layout.xsl/152.htm>.
5. **Jr., Arthur A. Bell.** *HVAC Equations Data and Rules of Thumb.* s.l. : McGraw Hill, 2006.
6. **Carrier, VV.AA.** *Manual de Aire Acondicionado.* Barcelona : Marcombo Coixareu Editores, 1980.
7. Característica de caudal inherente: definición, gráfica descriptiva, clasificación de las válvulas según esta característica. *Visitas técnicas.* [En línea] 2008. <http://visitastecnicas2008instrumentacion.blogspot.com/2008/03/asignacion-caracterstica-de-caudal.html>.
8. **Crane.** Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. 1988, págs. Figura 2-14.
9. **IDAE.** *Reglamento de Instalaciones térmicas en los edificios. Comentarior RITE-2007.* Madrid : s.n., 2007.