

Edificios

Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización 10

Guía técnica

Selección de equipos de transporte de fluidos



GOBIERNO
DE ESPAÑA

MINISTERIO
DE INDUSTRIA, ENERGÍA
Y TURISMO



IDAIE
Instituto para la Eficiencia
y Ahorro de la Energía

Guía técnica

Selección de equipos de transporte de fluidos

TÍTULO

Guía técnica de selección de equipos de transporte de fluidos

AUTOR

Esta publicación ha sido redactada por la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) para el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), con el objetivo de promocionar la eficiencia en el uso final de la energía en los edificios.

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a todas las personas que han participado en la elaboración de esta guía y en particular a D. Pedro Vicente Quiles y al Comité Técnico de ATECYR responsable de su revisión técnica.

.....

Esta publicación está incluida en el fondo editorial del IDAE, en la serie “Calificación de Eficiencia Energética de Edificios”.

Está permitida la reproducción, parcial o total, de la presente publicación, siempre que esté destinada al ejercicio profesional por los técnicos del sector. Por el contrario, debe contar con la aprobación por escrito del IDAE, cuando esté destinado a fines editoriales en cualquier soporte impreso o electrónico.

Depósito Legal: M-22207-2012

ISBN: 978-84-96680-54-8

.....

IDAE

Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía

c/ Madera, 8

E - 28004 - Madrid

comunicacion@idae.es

www.idae.es

Madrid, junio de 2012

ÍNDICE

Parte I: Bombas	5
1 Introducción	5
1.1 Circuitos cerrados de recirculación	5
1.2 Elementos característicos de las bombas	6
1.3 Principio de funcionamiento	7
1.4 Tipos de bombas	8
2 Balance energético en bombas	11
2.1 Ecuación de Bernoulli generalizada	11
2.2 Balance de energía mecánica y rendimientos en bombas	13
3 Cavitación	17
3.1 Condición de cavitación	17
3.2 Presión mínima en la instalación	18
3.3 Altura neta positiva disponible y necesaria	19
4 Curvas de funcionamiento de las bombas	23
4.1 Curvas de funcionamiento de las bombas	23
4.2 Acoplamientos serie y paralelo	24
4.3 Comportamiento en otras condiciones de funcionamiento	25
5 Punto de funcionamiento de la instalación	31
5.1 Curva característica de la instalación	31
5.2 Punto de funcionamiento de la instalación	33
5.3 Regulación del punto de funcionamiento	41
6 Análisis energético	47
6.1 Consumo energético de las bombas	47
6.2 Cálculo del cumplimiento del RITE	50
6.3 Cálculo de emisiones de CO ₂ y de energía primaria consumida	51
6.3 Costes de operación de sistemas de bombeo	54
6.4 Medida de la energía consumida por una bomba	55
6.5 Medida experimental del rendimiento de una bomba	57

Parte II: Ventiladores	61
1 Introducción	61
1.1 Sistemas de ventilación	61
1.2 Tipos de ventiladores	62
1.3 Criterios de selección de los ventiladores	63
2 Balance energético en ventiladores	65
2.1 Ecuación de Bernoulli generalizada	65
2.2 Flujo en conductos	66
2.3 Balance de energía mecánica y rendimientos en ventiladores	69
2.4 Presiones estática, dinámica y total en la conexión del ventilador	70
3 Curvas de funcionamiento	75
3.1 Curvas características del ventilador	75
3.2 Acoplamientos serie y paralelo	79
3.3 Comportamiento en otras condiciones de funcionamiento	81
4 Punto de funcionamiento de la instalación	85
4.1 Curva característica de la instalación	85
4.2 Punto de funcionamiento de la instalación	86
4.3 Regulación del punto de funcionamiento	88
5 Análisis energético	93
5.1 Consumo energético de los ventiladores	93
5.2 Cálculo del cumplimiento del RITE	96
5.3 Medidas de ahorro en instalaciones de ventilación	97
Apéndice I: Nomenclatura	101
Nomenclatura parte bombas	101
Nomenclatura parte ventiladores	102

1

Parte I: Bombas Introducción

1.1 CIRCUITOS CERRADOS DE RECIRCULACIÓN

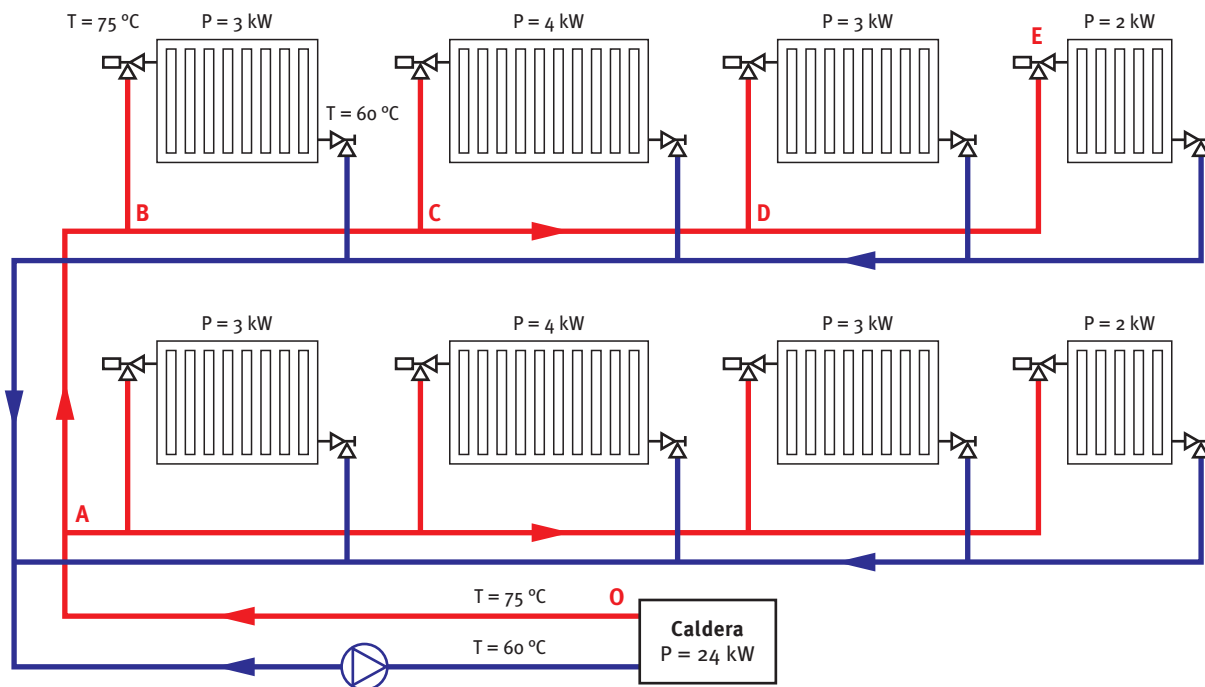
Las bombas son dispositivos mecánicos empleados para el transporte de líquidos por las redes de tuberías. Este documento se centra en las bombas empleadas en circuitos cerrados de instalaciones de calefacción, aire acondicionado, energía solar y agua caliente sanitaria.

El transporte del fluido en estas instalaciones se realiza con el objeto de transportar energía entre los distintos

elementos de la instalación. Se trata de aplicaciones donde lo que se pretende es transportar energía y no transportar agua (como ocurre en instalaciones de abastecimiento de agua).

En circuitos de recirculación, la energía de bombeo se emplea únicamente para vencer pérdidas hidráulicas. El correcto diseño de los circuitos, así como la selección de la bomba más adecuada, afecta de forma muy importante al consumo energético.

Ejemplo 1.1: Calcular el caudal de agua que debe impulsar la bomba de la instalación de calefacción doméstica de la figura.



Del cálculo de cargas en cada habitación se obtiene la potencia a disipar por cada radiador y, por tanto, el dimensionado de los radiadores. La potencia de la caldera será la suma de la potencia de los radiadores (24 kW).

Si empleamos como criterio de diseño un salto de temperaturas del fluido de 15 °C, el caudal que debe pasar por cada elemento será:

$$P = \dot{m} c_p \Delta T$$

Caudal a circular por cada radiador:

$$2 \text{ kW} = \dot{m} \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ kJ/kg} \cdot 15 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \dot{m} = 0,032 \text{ kg/s},$$

$$Q = 0,032 \text{ l/s} = 115 \text{ l/h}$$

$$3 \text{ kW} = \dot{m} \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ kJ/kg} \cdot 15 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \dot{m} = 0,048 \text{ kg/s},$$

$$Q = 0,048 \text{ l/s} = 172 \text{ l/h}$$

$$4 \text{ kW} = \dot{m} \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ kJ/kg} \cdot 15 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \dot{m} = 0,064 \text{ kg/s},$$

$$Q = 0,064 \text{ l/s} = 230 \text{ l/h}$$

Caudal a circular por la caldera:

$$24 \text{ kW} = \dot{m} \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ kJ/kg} \cdot 15 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \dot{m} = 0,383 \text{ kg/s},$$

$$Q = 0,383 \text{ l/s} = 1.378 \text{ l/h}$$

La bomba debe impulsar por tanto un caudal de 1.378 l/h.

¿Cuánta energía es necesaria para transportar ese caudal?

Si no existieran pérdidas: cero. Evidentemente existen pérdidas energéticas por fricción del fluido en los tubos y por pérdidas de presión en los accesorios, en los radiadores y en la caldera, además de las pérdidas propias de la bomba.

1.2 ELEMENTOS CARACTERÍSTICOS DE LAS BOMBAS

Las bombas objeto de este trabajo son máquinas roto-dinámicas o turbomáquinas, las cuales tienen dos partes principales: la parte móvil o rodete, y la parte fija o estátor. La Figura 1.1 muestra de forma esquemática las partes de una bomba centrífuga.

A continuación se describen las características más destacables de los elementos principales de las bombas centrífugas:

Rodete. El rodete o impulsor es el elemento principal de las turbomáquinas. Su diseño se realiza de forma que para el punto nominal de funcionamiento, el flujo circule

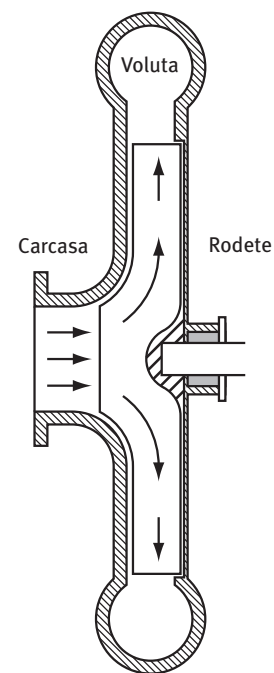
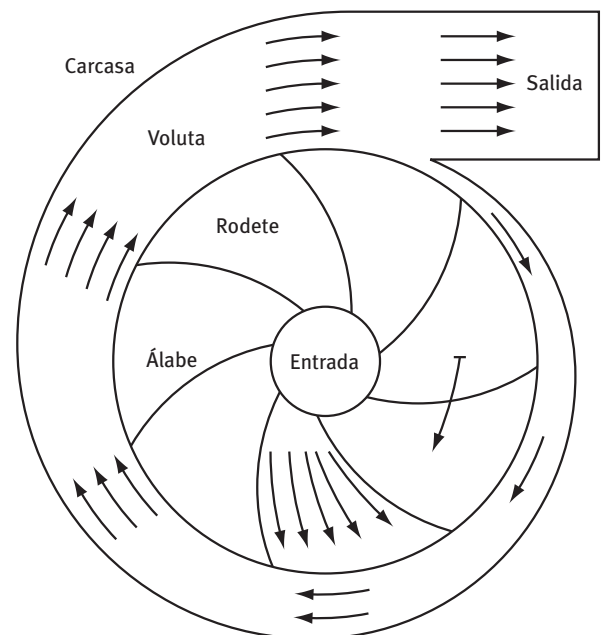


Fig. 1.1: Elementos principales de las bombas

por los canales formados por los álabes sin choques y optimizando al máximo el momento cinético del flujo a la salida. Las bombas centrífugas suelen tener entre 5 y 9 álabes. Cuantos más álabes se forman más canales, y el flujo es mejor conducido por los mismos tomando mejor la componente de velocidad deseada. Por el contrario, los álabes disminuyen la sección de paso y forman más superficies donde existirá fricción.

Voluta. Se trata de un canal de sección creciente que rodea al rodete, recogiendo el fluido que sale del mismo. La misión de la voluta es la de reducir la energía cinética del flujo de forma ideal (sin pérdidas) de forma que esta energía pase a presión estática.

1.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

En circuitos cerrados se emplean generalmente bombas rotodinámicas accionadas mediante un motor eléctrico. Las bombas absorben energía eléctrica de la red y proporcionan energía al fluido.

El motor eléctrico mueve el rodete a su velocidad de giro comunicándole su potencia. El rodete está provisto de álabes que forman unos canales de forma que producen a la salida del flujo una velocidad en dirección tangencial elevada. Se produce un cambio de momento cinético del flujo entre la entrada y la salida del rotor, debido a una transmisión de par rodete-fluido y por tanto a un intercambio de energía rodete-fluido.

La Figura 1.2 muestra las componentes de la velocidad del flujo a la entrada y a la salida de la bomba. El diseño se suele realizar de forma que a la entrada el flujo tenga dirección radial. El momento cinético o par del flujo a la entrada es, por tanto, nulo.

Sin embargo, a la salida el flujo presenta una componente de velocidad tangencial importante provocada por el rodete. A la salida del rodete, la velocidad de arrastre es muy superior a la velocidad relativa. Despreciando la velocidad relativa frente a la velocidad de arrastre, se puede suponer que tanto la velocidad absoluta como su componente rotacional son similares a la velocidad de arrastre. El par del flujo sobre eje es por tanto:

$$M = R V_{abs,r} \approx R V_{arr} \approx R^2 \Omega$$

y la energía específica:

$$w_{esp} = R \Omega V_{abs,r} \approx R \Omega V_{arr} \approx R^2 \Omega^2$$

Expresión que proporciona la energía específica máxima que el rodete de diámetro R de una bomba gira a Ω puede suministrar al fluido.

A la salida del rodete la velocidad del flujo es muy elevada (unos 15 m/s para la bomba del Ejemplo 1.2), mientras que la velocidad del flujo a la salida de la bomba es muy inferior (del orden de 1 m/s). En la voluta se recoge el flujo al tiempo que se reduce la velocidad del flujo y la presión aumenta.

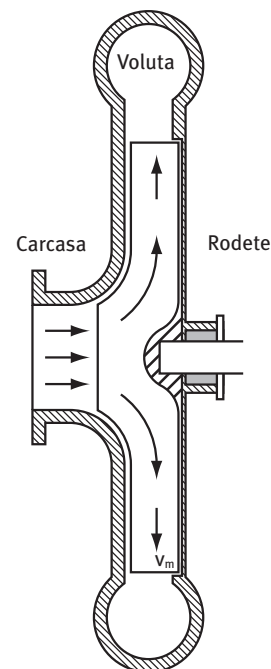
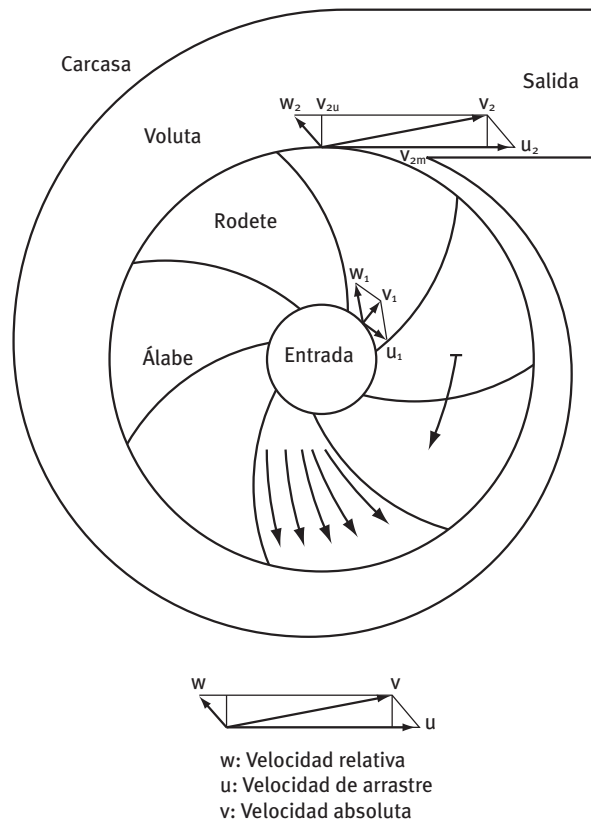


Fig. 1.2: Principio de funcionamiento de las bombas rotodinámicas

La voluta de la bomba está diseñada para conseguir la mayor conversión de la energía cinética del fluido en energía en forma de presiones, bien mediante un incremento uniforme de su sección de paso o mediante

álabes difusores. Si la velocidad se reduce de forma ideal, sin turbulencias ni pérdidas, puede aplicarse la ecuación del flujo ideal entre la salida del rodete (2) y la salida de la bomba (3):

$$p_3 - p_2 = \frac{1}{2} \rho (v_2^2 - v_3^2)$$

Al reducirse la velocidad en la voluta, aumenta la presión proporcionada por la bomba.

Ejemplo 1.2: En una bomba que gira a 3.000 rpm, y tiene un rodete de 100 mm de diámetro, calcular de forma aproximada su par máximo y su potencia específica.

Se supone que el flujo a la entrada es completamente radial y que la componente rotacional de la velocidad absoluta es similar a la velocidad de arrastre.

La velocidad de arrastre viene dada por:

$$V_{arr} \approx R\Omega \approx 0,05(3.000 \cdot 2 \cdot \pi)/60 = 15,71 \text{ m/s}$$

El par que el rodete proporciona al fluido es:

$$M \approx R^2\Omega \approx 0,05^2 \frac{3.000 \cdot 2 \cdot \pi}{60} = 0,785 \text{ m}^2/\text{s}$$

y la energía específica:

$$w_{esp} \approx R^2\Omega^2 = 246,7 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

En bombas, es habitual emplear el término de altura manométrica H_m en lugar de energía específica. La relación entre ambos términos es la aceleración de la gravedad

$$gH_m = w_{esp}; H_m = 246,7/9,81 = 25,15 \text{ m c.a.}$$

Ejemplo 1.3: En una bomba que gira a 3.000 rpm, la velocidad del flujo a la salida del rodete puede ser de unos 15,7 m/s, mientras que la velocidad del flujo a la salida de la voluta es de 1 m/s. La recuperación de presión estática que supone la reducción de la velocidad de 15,7 a 1 m/s es de:

$$p_3 - p_2 = \frac{1}{2} \rho (v_2^2 - v_3^2) = \frac{1}{2} \cdot 1.000(15,7^2 - 1^2) = 122.700 \text{ Pa (12,51 mc.a.)}$$

Se observa que la energía aportada por la bomba se convierte principalmente en aumento de presiones. Del incremento de presión producido por la bomba (aprox. 25,15 m c.a.) la mitad (12,51 m c.a.) se produce en la voluta y la otra mitad en el rodete.

1.4 TIPOS DE BOMBAS

La experiencia práctica ha llevado a la existencia de distintos tipos de bombas diseñadas específicamente para aplicaciones concretas. De hecho, la mayoría de fabricantes siguen esta clasificación. En cuanto a aplicaciones para sistemas de aire acondicionado, calefacción, ACS y energía solar, las bombas generalmente empleadas, ordenadas de menor a mayor potencia son:

Bombas circuladoras. Bombas centrífugas sencillas, muy silenciosas, diseñadas para la recirculación de agua fría o caliente en los sistemas de climatización y agua caliente sanitaria. Se trata de bombas de rotor húmedo donde el propio líquido refrigera el motor.

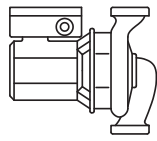
Bombas compactas o monobloc. Conjunto compacto con eje único motor-bomba, adecuados para bajas y medias potencias y funcionamiento en continuo. Aplicaciones industriales para bombeo de aguas limpias y no agresivas: equipos de presión, aire acondicionado y calefacción, sistemas de riego y equipos contra incendios.

Bombas de bancada u horizontales. Bombas de medias-altas potencias donde la conexión al motor se realiza mediante poleas o mediante acoplamiento elástico que no precisa de alineamientos precisos. El acoplamiento indirecto mediante correas y poleas facilita la extracción del rodete. En el caso de acoplamiento directo debe instalarse un espaciador para permitir acceder al rodete sin mover el motor eléctrico. Se emplean en industrias, riego, construcción, grandes instalaciones de calefacción y aire acondicionado, municipios, equipos contra-incendios, etc.

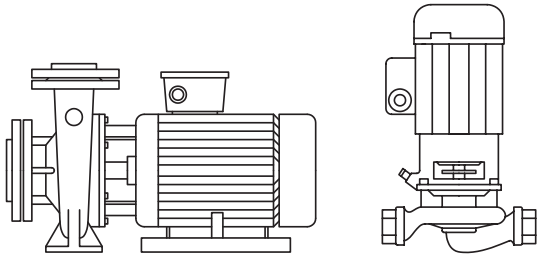
Habitualmente se emplea esta clasificación para las bombas empleadas en circuitos cerrados de recirculación:

Bombas de rotor húmedo. Se trata de las bombas circuladoras mencionadas anteriormente. Características:

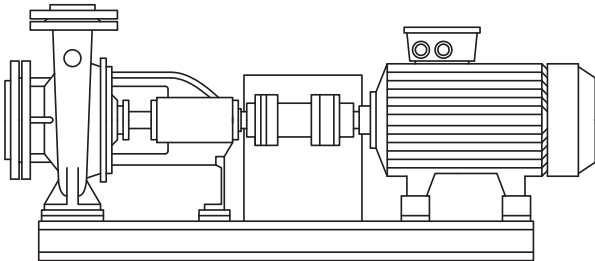
- Bajas potencias. Generalmente inferiores a 1 kW aunque hay modelos de hasta 3 kW.
- Bajas presiones. Generalmente inferiores a 15 m c.a.
- Silenciosas. El motor se refrigera con el fluido recirculado, no existiendo ventilador.
- Prácticamente sin mantenimiento.
- Deben montarse siempre con el eje en posición horizontal.



a) Bomba circuladora



b) Bomba compacta horizontal - inline



c) Bomba horizontal

- Mantenimiento del cierre mecánico (cambio cada 3-4 años).
- Resistentes a las impurezas que contiene el líquido y a la formación de cal.
- Alto rendimiento. Debe considerarse que el rendimiento se suele proporcionar respecto a la potencia en el eje. Para el rendimiento global deberá tenerse en consideración el rendimiento del motor eléctrico.
- Habitual en instalaciones de climatización y grandes instalaciones de calefacción.

Fig. 1.3: Tipos de bombas empleadas en circuitos cerrados

- Bajo rendimiento. El rendimiento de estas bombas suele ser muy bajo. El rendimiento se puede mejorar en el caso de emplear motores de imán permanente.
- Tres curvas características. Las bombas se suministran con tres velocidades de giro distintas siendo muy sencillo el cambio de velocidad y por tanto de curva característica.
- Habitual en instalaciones de calefacción, agua caliente sanitaria y energía solar.

Bombas de rotor seco. Se trata de las bombas monobloc, inline y horizontales mencionadas anteriormente. Características:

- Altas potencias. Disponibles en potencias entre 0,25 y 40 kW.
- Ruidosas. El motor eléctrico y el ventilador producen ruido.

2

Balance energético en bombas

Una vez introducidas las bombas como sistemas mecánicos que transforman la energía mecánica procedente del motor eléctrico en energía del fluido, en esta sección se aborda el balance energético en la bomba.

El balance energético se realiza estableciendo la ecuación de conservación de la energía en un volumen de control formado por la máquina. Se hará la hipótesis de flujo estacionario e ideal, añadiendo los términos de pérdidas.

En esta sección se responderá a las siguientes preguntas:

¿A qué se destina la energía de la bomba? y

¿Dónde va finalmente la energía?

2.1 ECUACIÓN DE BERNOULLI GENERALIZADA

Energía mecánica del flujo

La energía mecánica del flujo de un punto p se presenta en tres modos:

- Energía de presión: $e_{pr} = p_p / \rho$
- Energía potencial: $e_p = g z_p$
- Energía cinética: $e_c = v_p^2 / 2$

La energía mecánica específica del flujo en un punto p viene dada por:

$$\omega_{esp} = \frac{p_p}{\rho} + g z_p + \frac{v_p^2}{2} \quad [m^2/s^2]$$

La energía por unidad de tiempo (potencia) del flujo en un punto p viene dada por:

$$P_f = \dot{m} \omega_{esp} \quad [W]$$

Otra expresión de la energía mecánica empleada habitualmente es:

$$H_p = \frac{\omega_{esp}}{g} = \frac{p_p}{\rho g} + z_p + \frac{v_p^2}{2g} \quad [m \text{ c.a.}]$$

Donde H_p se denomina “altura del punto p ” y está relacionada con la energía específica: $gH_p = \omega_{esp}$. La energía por unidad de tiempo (potencia) del flujo en un punto p viene dada por:

$$P_f = \rho g Q H_p \quad [W]$$

Siendo:

ρ , la densidad; para agua y mezclas de agua y propilenglicol $\rho = 1.000 \text{ kg/m}^3$

g , la gravedad; en el Sistema Internacional $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Q , el caudal; en el Sistema Internacional las unidades son m^3/s

H_p , la altura manométrica en el punto; en metros de columna de agua m c.a.

Ejemplo 2.1: Determinar la energía mecánica de un flujo de 2.000 l/h que circula por una tubería de 20 mm de diámetro interior, presión: 2 atm y altura: 12 m.

En primer lugar, pasaremos el caudal a unidades del S.I.:

$$Q = \frac{2.000}{3.600 \cdot 1.000} = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

La velocidad del flujo viene dada por:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{2/3.600}{\pi \cdot 0,02^2/4} = 1,77 \text{ m/s}$$

donde Q es el caudal en m³/s y A la sección transversal del tubo en m².

La energía mecánica del flujo en m c.a. viene dada por:

$$H_p = \frac{2 \cdot 101.300}{1.000 \cdot 9,81} + 12 + \frac{1,77^2}{2 \cdot 9,81} = 32,8 \text{ m c.a.}$$

La energía por unidad del tiempo del flujo:

$$P_p = \rho g Q H_p = 1.000 \cdot 9,81 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot 32,8 = 178,8 \text{ W}$$

Flujo ideal en una instalación

La hipótesis de flujo ideal consiste en despreciar el efecto de la influencia de la viscosidad en el flujo. En el estudio de instalaciones hidráulicas se considera que el flujo es estacionario y uniforme en la pared, donde la trayectoria de una partícula de fluido coincide con la línea de corriente.

En un flujo ideal no existe rozamiento ni por tanto transformación de la energía mecánica del flujo en energía térmica. En el caso del flujo en un tubo, la energía mecánica del flujo entre dos puntos se conserva, resultando:

$$H_f = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Se trata de una ecuación de conservación de la energía donde únicamente se producen intercambio de energía mecánica: la energía mecánica del flujo H_f se conserva. En el tránsito de una partícula de un punto 1 a un punto 2 de una línea de corriente, la energía asociada al fluido se transforma de una clase a otra, pero se mantiene constante.

Ejemplo 2.2: En un flujo de 2.000 l/h que circula por una tubería de 20 mm de diámetro interior, se mide en el punto 1 una presión de 2 atm. Determinar la presión en el punto 2 despreciando las pérdidas en la tubería (flujo ideal). El punto 1 está a 2 metros de altura y el punto 2 está a 12 metros de altura.

En este caso, la velocidad del flujo se mantiene constante (v = 1,77 m/s), produciéndose una transformación de energía de presión en energía potencial:

$$H_f = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_f^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_f^2}{2g} \Rightarrow \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + z_2$$

$$\frac{2 \cdot 101.300}{1.000 \cdot 9,81} + 2 = \frac{p_2}{1.000 \cdot 9,81} + 12 \Rightarrow p_2 = 104.500 \text{ Pa}$$

Se observa que en el punto 1 la presión es de 20,65 m c.a. (202.600 Pa) y en el punto 2 la presión es de 10,65 m c.a. (104.500 Pa), lógicamente 10 m c.a. menos.

Flujo real en una instalación

En el flujo real se producen pérdidas en la instalación, tanto por fricción del fluido como por los tubos o por pérdidas en accesorios. En ese caso, se sigue la formulación de flujo ideal, añadiendo un término de pérdidas. Aunque no aparece en la ecuación, cabe decir que las pérdidas producirán un incremento de la energía interna del fluido. Este calentamiento del fluido es muy reducido y no se suele tener en consideración.

$$H_{f1} = H_{f2} + H_L$$

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_f^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_f^2}{2g} + H_L$$

Donde H_L son las pérdidas entre los puntos 1 y 2, dadas por la suma de las pérdidas en tuberías y pérdidas en accesorios:

$$H_L = H_{L,tub} + H_{L,acc}$$

Pérdidas en tuberías

Las pérdidas de presión en las tuberías (pérdidas primarias) se determinan mediante:

$$H_{L,tub} = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Siendo f el factor de fricción de Darcy. Se trata de un número adimensional, cuya determinación es generalmente experimental. Para tuberías lisas se puede emplear la ecuación de Blasius:

$$f = 0,316 \text{ Re}^{-0,25}$$

Para tuberías rugosas es habitual emplear la ecuación de White – Colebrook:

$$f = \left(-2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \right)^{-2}$$

Siendo, ε/D la rugosidad relativa de la pared del tubo y Re el número de Reynolds dado por:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

donde ρ es la densidad del fluido, v la velocidad del flujo, D el diámetro interior del tubo y μ la viscosidad dinámica del fluido.

Pérdidas en accesorios

Las pérdidas de presión en los accesorios se suelen determinar proporcionalmente a la energía cinética del flujo.

$$H_{L,acc} = \kappa_o \frac{v^2}{2g}$$

En la bibliografía se pueden encontrar ecuaciones, tablas o curvas para determinar el coeficiente κ_o para codos, “Tes”, reducciones, etc.

En algunas ocasiones, las pérdidas por accesorios se expresan como una longitud equivalente de pérdidas en tubos. La ecuación de pérdidas en accesorios resultará:

$$H_{L,acc} = f \frac{L_{eq}}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Donde la longitud equivalente de pérdidas en accesorios se determinará a partir de datos experimentales en forma de tablas, curvas o ábacos disponibles en la bibliografía.

Ejemplo 2.3: Se repite el Ejemplo 2.2 suponiendo que hay pérdidas por fricción en la tubería (tubería lisa de 20 metros de longitud) y pérdidas en codos y en válvulas que producen una pérdida de carga equivalente a 4 metros de tubo. Datos agua fría: densidad, $\rho=1.000 \text{ kg/m}^3$; viscosidad dinámica, $\mu=0,001 \text{ Pa}\cdot\text{s}$.

En este caso:

$$H_{f1} = H_{f2} + H_{L1-2}$$

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_f^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_f^2}{2g} + f \frac{L_{eq}}{D} \frac{v^2}{2g}$$

El factor de fricción viene dado por: $f=0,316 \text{ Re}^{-0,25}$

Siendo el número de Reynolds: Re

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{1.000 \cdot 1,77 \cdot 0,02}{0,001} = 35.400$$

El factor de fricción para tubos lisos viene dado por:

$$f = 0,316 \text{ Re}^{-0,25} = 0,316 \cdot 35.400^{-0,25} = 0,023$$

Despejando p_2 de la ecuación, resulta:

$$p_2 = p_1 - (z_2 - z_1) \rho g - f \frac{L_{eq}}{D} \frac{1}{2} \rho v^2$$

$$p_2 = 202.600 - (12 - 2) \cdot 1.000 \cdot 9,81 - 0,023 \frac{24}{0,02} \frac{1}{2} 1.000 \cdot 1,77^2;$$

$$p_2 = 202.600 - 98.100 - 4.323 = 100.176 \text{ Pa}$$

En el punto 2 la presión es de 10,21 m c.a. (100.176 Pa), se han producido unas pérdidas de 4.323 Pa, esto es, 0,441 m c.a.

Nota: el cálculo correcto de las pérdidas de presión en una instalación es muy importante ya que, en circuitos cerrados, la energía suministrada por la bomba se destinará únicamente a vencer estas pérdidas.

2.2 BALANCE DE ENERGÍA MECÁNICA Y RENDIMIENTOS EN BOMBAS

En una bomba, el trabajo específico comunicado al fluido gH_m es positivo y se emplea en aumentar por un lado la energía mecánica específica del fluido, y por otro en lo que puede llamarse pérdidas por disipación viscosa en el interior y por turbulencia en la salida.

Por otra parte, aunque el aumento de la energía específica puede ser en forma de presión, energía cinética o potencial, se suele emplear el término de altura manométrica para denominar a este incremento, midiéndolo en unidades de longitud utilizando la constante de la gravedad. Se define por tanto la altura manométrica, H_m suministrada por la bomba como:

$$H_m = \left[\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} \right]_e^s$$

$$H_m = \frac{p_s - p_e}{\rho g} + (z_s - z_e) + \frac{v_s^2 - v_e^2}{2g}$$

La energía mecánica específica útil que suministra la bomba se calcula determinando la variación de energía útil que produce en el fluido entre la entrada y la salida:

$$\omega_{esp} = g H_m = \left[\frac{p}{\rho} + g z + \frac{V^2}{2} \right]_e^s$$

La potencia mecánica útil que recibe el fluido viene dada por:

$$P_f = \dot{m} \omega_{esp} = \dot{m} g H_m = \rho g Q H_m$$

Además de la energía mecánica útil dada por la altura manométrica, la bomba suministra una parte de energía que pierde. Se trata de la energía suministrada para vencer las pérdidas por fricción, choques y disipación viscosa en el rodete y en la carcasa, $g H_L$:

$$g H_L = \frac{\Phi_v}{\dot{m}}$$

La potencia total que recibe el fluido es la suma de la empleada en la altura manométrica conseguida y de la correspondiente a las pérdidas internas:

$$P_{f, \text{TOT}} = \dot{m} g (H_m + H_L)$$

Se puede así definir el rendimiento hidráulico o manométrico como el cociente entre la potencia manométrica realmente comunicada al fluido y la suma de ésta con las pérdidas internas:

$$\eta_h = \frac{\dot{m} g H_m}{\dot{m} g H_m + \Phi_v} = \frac{H_m}{H_m + H_L}$$

Por otro lado, aunque el gasto másico que impulsa la bomba es \dot{m} , por el rodete de la misma hay que considerar que pasa un gasto mayor, suma de éste más el de fugas, tanto hacia el exterior $\dot{m}_{f,e}$, como el de recirculación en el interior, $\dot{m}_{f,i}$ es decir, que el gasto total de fugas es $\dot{m}_f = \dot{m}_{f,e} + \dot{m}_{f,i}$. Se puede definir el rendimiento volumétrico como el cociente entre el gasto realmente impulsado por la bomba y el total que pasa por el rodete:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_f}$$

Por esto, la potencia que el rodete precisa, y que puede llamarse potencia interna, es superior a la que recibe el fluido que sale de la bomba, y viene dada por lo tanto por:

$$P_{\text{rodete}} = (\dot{m} + \dot{m}_f) g (H_m + H_L)$$

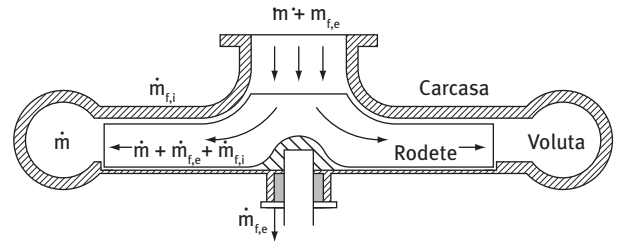


Fig. 2.1: Pérdidas volumétricas en bombas

Además existirán unas pérdidas mecánicas, también llamadas orgánicas $P_{L,o}$, por el rozamiento del eje con los prensaestopos, los cojinetes o el fluido en las holguras entre el rodete y la carcasa. Todo esto hace que la potencia que es preciso suministrar en el eje de la bomba sea mayor. Se definirá por tanto el rendimiento orgánico como el cociente entre la potencia interna y la suministrada al eje de la bomba,

$$\eta_o = \frac{P_{\text{rodete}}}{P_{\text{eje}}} = \frac{P_{\text{rodete}}}{P_{\text{rodete}} + P_{L,o}}$$

Puede definirse finalmente el rendimiento total del sistema como el cociente entre la potencia manométrica suministrada al caudal de fluido que sale de la bomba, y la total suministrada al eje de la misma,

$$\eta_t = \frac{P_f}{P_{\text{eje}}} = \frac{\dot{m} g H_m}{P_{\text{eje}}} = \frac{H_m}{(H_m + H_L)} \frac{\dot{m}}{(\dot{m} + \dot{m}_f)} \frac{(\dot{m} + \dot{m}_f) g (H_m + H_L)}{P_{\text{eje}}}$$

que con todas las definiciones anteriores se puede poner por lo tanto como el producto de los rendimiento hidráulico, volumétrico y orgánico,

$$\eta_T = \eta_h \eta_v \eta_o$$

Si además queremos tener en cuenta las pérdidas energéticas en el motor eléctrico, se obtiene la relación entre la potencia eléctrica consumida y la potencia en el eje:

$$\eta_{\text{motor}} = \frac{P_{\text{eje}}}{P_e}$$

El rendimiento del grupo bomba-motor resultará:

$$\eta_{\text{GRUPO}} = \eta_h \eta_v \eta_o \eta_{\text{motor}}$$

A continuación se muestra el diagrama de Sankey de energías de una bomba centrífuga:

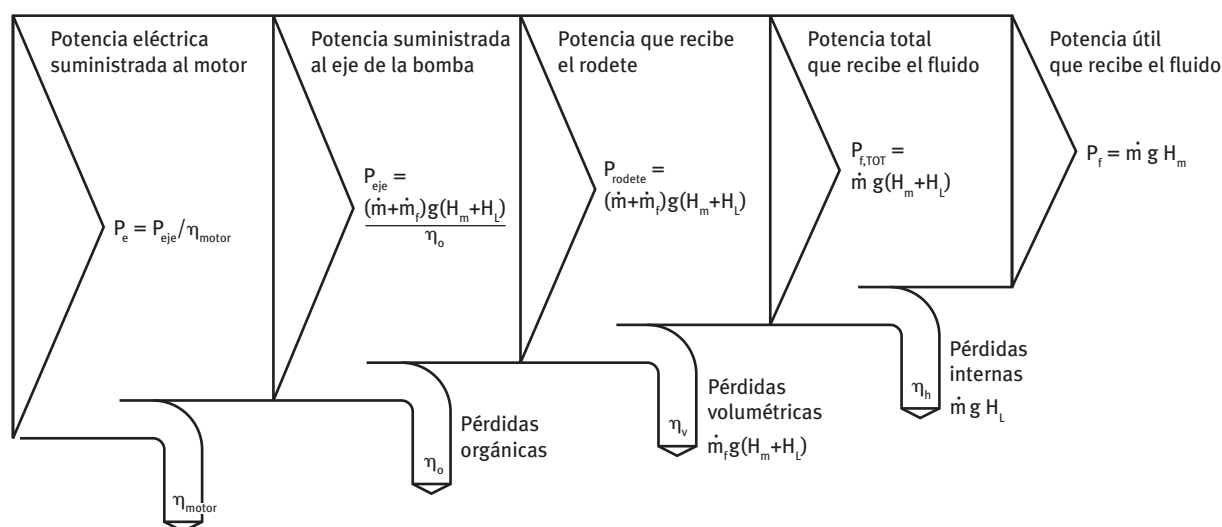
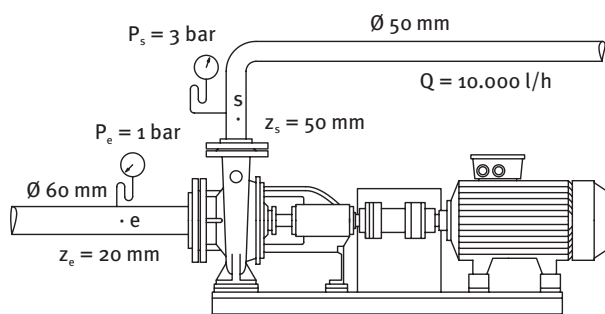


Fig. 2.2: Diagrama de Sankey de una bomba centrífuga

Ejemplo 2.4: Determinar la altura manométrica que está suministrando la bomba de la figura si trasiega un caudal de 10.000 l/h.



La velocidad del flujo viene dada por: $v=Q/A$, donde Q es el caudal en m^3/s y A la sección transversal del tubo en m^2 .

$$v_e = \frac{10/3.600}{\pi \cdot 0,06^2/4} = 0,98 \text{ m/s}$$

$$v_s = \frac{10/3.600}{\pi \cdot 0,05^2/4} = 1,41 \text{ m/s}$$

La altura manométrica de la bomba viene dada por:

$$H_m = \frac{p_s - p_e}{\rho g} + (z_s - z_e) + \frac{v_s^2 - v_e^2}{2g}$$

$$H_m = \frac{300.000 - 100.000}{1.000 \cdot 9,81} + (0,5 - 0,2) + \frac{1,41^2 - 0,98^2}{2 \cdot 9,81}$$

La altura manométrica viene dada por:

$$H_m = 20,39 + 0,3 + 0,05 = 20,74 \text{ m c.a.}$$

De la altura manométrica suministrada por la bomba el 98,3% se emplea en aumentar la energía de presión del fluido, el 1,4% en aumentar su energía potencial y un 0,3% en incrementar su energía cinética. Para la mayoría de aplicaciones prácticas resultará suficiente suponer que la altura manométrica de la bomba se emplea en aumentar la presión del fluido:

$$H_m = (p_s - p_e) / \rho g$$

La energía por unidad del tiempo suministrada al flujo es:

$$P_f = Q \rho g H_m = 10/3.600 \cdot 1.000 \cdot 9,81 \cdot 20,74 = 565,2 \text{ W}$$

Cavitación

3

Las condiciones del flujo a la entrada de las bombas deben cumplir ciertas condiciones para evitar la existencia de cavitación. La cavitación es la vaporización del líquido debido a la reducción local de la presión absoluta por debajo de la presión de vapor del fluido.

En el interior del rodete el flujo se acelera y la presión local es inferior a la presión a la entrada. Las burbujas formadas en la sección de entrada del rodete son arrastradas por el flujo, y al llegar a las zonas de alta presión condensan. La reducción casi instantánea del volumen produce un fuerte movimiento del líquido circundante hacia el centro de la burbuja. Se trata de un violento colapso de las burbujas que lleva asociadas presiones muy elevadas. Cuando el colapso de las burbujas se produce cerca de las superficies sólidas produce un picado característico en la superficie de los álabes.

La cavitación produce un ruido característico similar al de arena deslizando por una superficie metálica.

Problemas de la cavitación:

- Picado de los álabes del rotor que puede llegar a producir su rotura.
- Vibraciones en las bombas que pueden deteriorarlas.
- Disminución del incremento de presión producido y del rendimiento.

En la fase de diseño deberemos asegurar que la bomba no cavite. En la fase de puesta en marcha y mantenimiento se deberá asegurar que en ningún caso se produzca cavitación prolongada.

3.1 CONDICIÓN DE CAVITACIÓN

La cavitación se presenta en la parte de baja presión de una máquina, es decir, en la parte cóncava de los álabes del rodete de la bomba. La presencia de cavitación no sólo es función de la máquina, sino también de la instalación, por lo que su análisis hay que realizarlo conjuntamente con la misma.

La diferencia de presión entre la sección de entrada y este punto de presión mínima dependerá del diseño y de las condiciones de funcionamiento de la máquina, y puede considerarse en principio proporcional a la energía cinética de la velocidad relativa en la entrada del rotor, de la forma:

$$p_x = p_e - \varepsilon \frac{1}{2} \rho w_1^2$$

donde ε es un parámetro adimensional, función de la bomba.

La condición para que no exista cavitación es que la presión mínima p_x esté por encima de la presión de vapor,

$$p_x > p_v$$

Donde la presión de vapor del agua viene dada en la siguiente tabla:

T (°C)	Presión de vapor p_v	
	Pa	m c.a.
10	1.230,6	0,13
20	2.344,2	0,24
30	4.253,0	0,43
40	7.387,8	0,75
50	12.344,0	1,26
60	19.917,7	2,03
70	31.142,9	3,17
80	47.328,2	4,82
90	70.091,6	7,14
100	101.392,3	10,34

Tabla 3.1: Presión de vapor del agua en función de la temperatura

3.2 PRESIÓN MÍNIMA EN LA INSTALACIÓN

En un circuito cerrado la aparición de la cavitación depende de:

- La presión de vapor del fluido p_v , que depende del tipo de fluido y de la temperatura.

- La energía cinética del fluido a la entrada de la bomba.
- La posición del vaso de expansión, la presión de llenado y en su caso de las pérdidas de presión del circuito.

A modo de ejemplo, se va a analizar el campo de presiones que se produce en un circuito cerrado cuando se instala el vaso de expansión en la impulsión y en la aspiración de la bomba. Supongamos que en ambos casos el circuito se llena presurizándolo hasta una presión relativa inicial de $p_i = 1$ bar (2 bar abs).

Vaso de expansión en la aspiración de la bomba

La Figura 3.1 muestra la distribución de presiones en un circuito cerrado cuando el vaso de expansión se sitúa en la aspiración de la bomba. Al arrancar la bomba, la presión inicial p_i permanece constante en el punto donde se encuentra el vaso de expansión. Si entre el vaso de expansión y la bomba no hay accesorios como un filtro, la presión a la entrada de la bomba p_e será similar a la presión inicial de llenado $p_e \approx p_i$. Si la pérdida de presión entre el vaso y el filtro fuera importante, entonces, $p_e \approx p_i - \Delta p_L$. La presión mínima en la bomba resulta:

$$p_x = p_i - \varepsilon \frac{1}{2} \rho w_1^2 - \Delta p_L$$

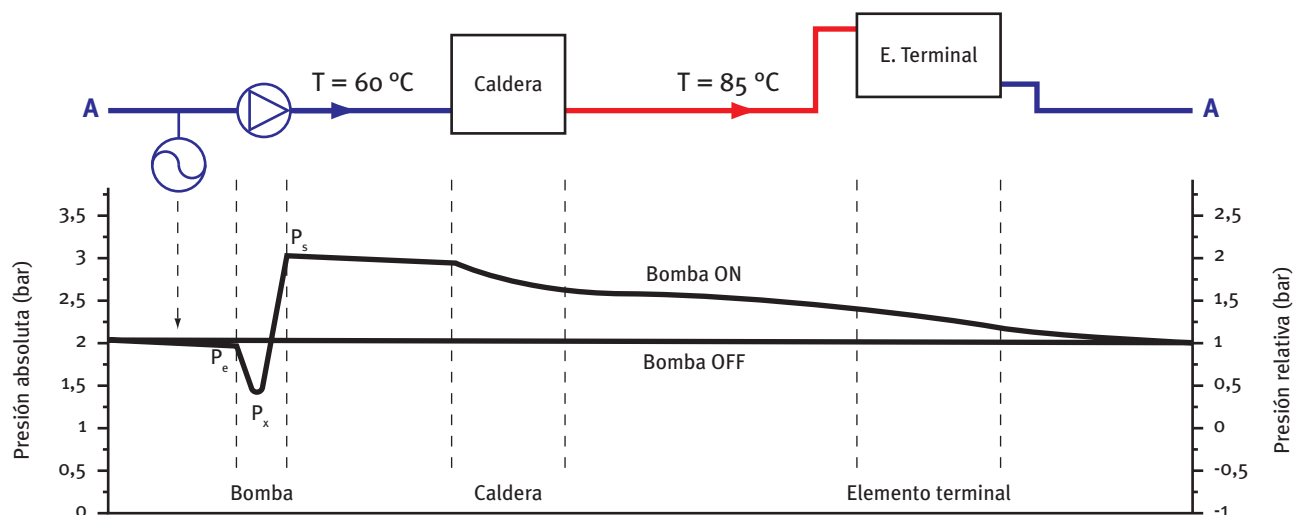


Fig. 3.1: Distribución de presiones en circuito cerrado. Vaso expansión en la aspiración de la bomba

El inconveniente de instalar el vaso de expansión en la aspiración de la bomba radica en que la caldera se somete a variaciones de presión con el arranque y parada de la bomba, lo que puede reducir su vida útil.

Vaso de expansión en la impulsión de la bomba

La Figura 3.2 muestra la distribución de presiones en un circuito cerrado cuando el vaso de expansión se sitúa en la impulsión de la bomba. Al arrancar la bomba, la presión inicial p_i permanece constante en el punto donde se encuentra el vaso de expansión, esto es, en la impulsión de la bomba (se considera que la pérdida de presión entre la bomba y el vaso de expansión son despreciables). La presión a la entrada de la bomba p_e queda por debajo de la presión inicial: $p_e = p_i - \Delta p_b$, siendo Δp_b el incremento de presión producido por la bomba. La presión mínima en la bomba queda:

$$p_x = p_i - \Delta p_b - \varepsilon \frac{1}{2} \rho w_1^2$$

Valor que debe ser superior a la presión de vapor del fluido del circuito.

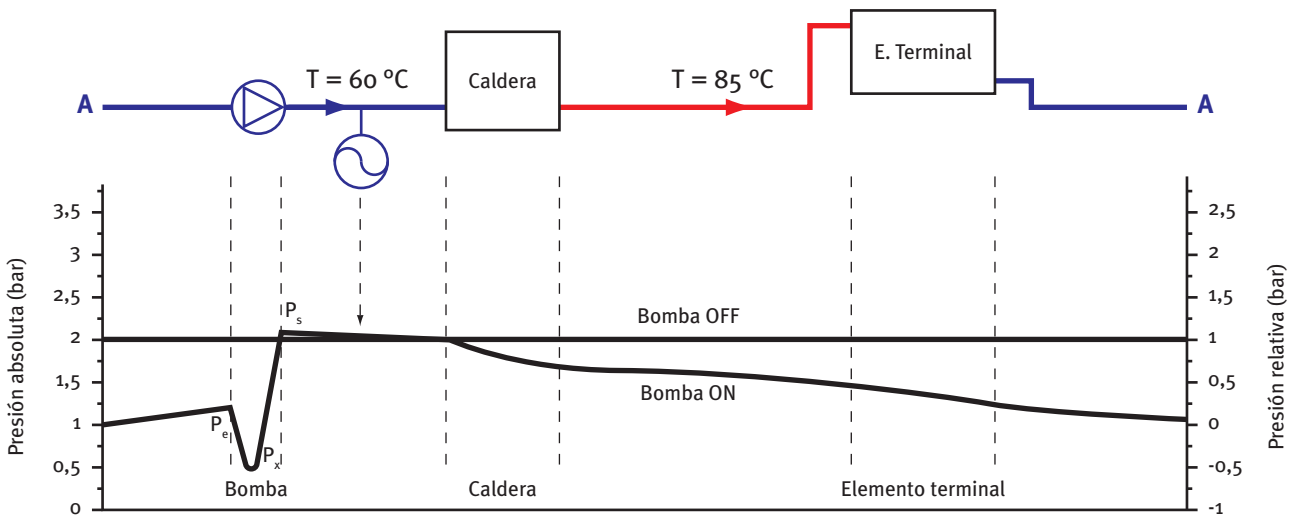


Fig. 3.2: Distribución de presiones en circuito cerrado. Vaso expansión en la impulsión de la bomba

La instalación del vaso de expansión en la impulsión de la bomba permite que la caldera funcione a presiones relativamente uniformes y en todo caso por debajo de la presión de llenado. Si se asegura la no presencia de cavitación, en muchos casos puede ser recomendable instalar el vaso de expansión en la impulsión.

3.3 ALTURA NETA POSITIVA DISPONIBLE Y NECESARIA

El análisis de la presencia o no de cavitación se realiza en la práctica empleando el concepto de altura neta positiva definida por:

$$NPSH = \frac{p_e - p_v}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g}$$

Actualmente, todos los fabricantes de bombas proporcionan de forma gráfica o tabulada la altura neta positiva requerida o necesaria NPSH, para que no se produzca cavitación. La altura neta positiva necesaria es función del caudal y se conoce al seleccionar la bomba. La Figura 3.3 muestra la curva del NPSH_r de una bomba comercial.

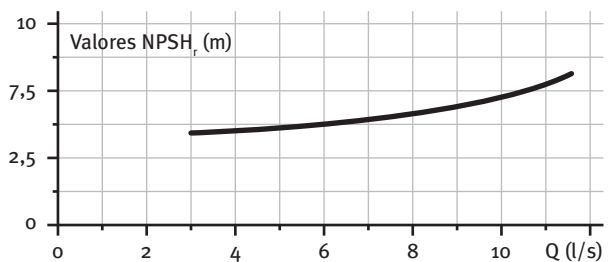


Fig. 3.3: Curva del NPSH_r de una bomba comercial

En un circuito cerrado, podemos calcular de forma sencilla el valor de la altura neta positiva disponible en la aspiración de la bomba. Considerando las pérdidas de carga del tramo entre la bomba y el vaso de expansión Δp_L se obtiene:

- Vaso de expansión en la aspiración de la bomba:

$$NPSH_D = \frac{p_e - p_v}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g} = \frac{p_i - p_v}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{\Delta p_L}{\rho g}$$

- Vaso de expansión en la impulsión de la bomba:

$$NPSH_D = \frac{p_e - p_v}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g} = \frac{p_i - \Delta p_B - p_v}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{\Delta p_L}{\rho g}$$

La condición para evitar la cavitación es que la altura neta positiva disponible sea superior a la altura neta positiva requerida o necesaria,

$$NPSH_D > NPSH_r$$

La altura neta positiva de aspiración requerida $NPSH_r$ aumenta con el caudal trasegado por la bomba.

La altura neta positiva de aspiración disponible $NPSH_D$ depende únicamente de la instalación y es función de la presión de llenado de la instalación p_i , de la presión de vapor del fluido p_v , de la presión dinámica del fluido a la entrada $v_e^2/2g$ y de las pérdidas de carga del tramo entre la bomba y el vaso de expansión Δp_L que suelen ser despreciables.

- En circuitos cerrados, el valor de la presión de llenado p_i , se fija generalmente para que la presión relativa mínima en el punto más alto de la instalación sea superior a 1 bar.
- La presión de vapor p_v depende del fluido y de la temperatura de trabajo. Puede considerarse que las mezclas agua-etilenglicol y agua-propilenglicol tienen una presión de vapor similar a la del agua.
- La presión dinámica del fluido a la entrada $v_e^2/2g$ es función únicamente de la velocidad del flujo en la aspiración de la bomba. En circuitos cerrados, la velocidad del flujo está comprendida entre 0,5 y 2,5 m/s y el valor de la presión dinámica en m.c.a. es muy reducida.

Velocidad v_e	Presión dinámica $v_e^2/(2g)$
0,5	0,01
1	0,05
1,5	0,11
2	0,20
2,5	0,32

Tabla 3.2: Presión dinámica en función de la velocidad del flujo

En circuitos cerrados, la altura neta positiva de aspiración disponible $NPSH_D$ es prácticamente constante, depende de la temperatura del fluido y en caso de problemas de cavitación, puede aumentarse aumentando la presión de llenado.

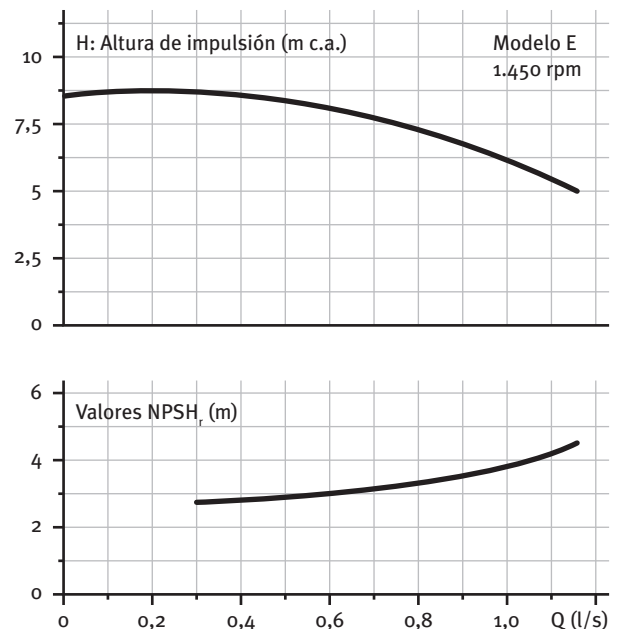
Ejemplo 3.1: Analizar si se producirá cavitación en una instalación de calefacción con las siguientes características:

Fluido de recirculación: agua

Presión relativa de llenado: 1 bar (2 bar abs)

Caudal: 1.800 l/h, velocidad en la aspiración: 1,5 m/s

Deberán despreciarse las pérdidas de presión entre la bomba y el vaso de expansión



De la curva de funcionamiento de la bomba, se obtiene que para $Q = 1.800 \text{ l/h}$ ($0,5 \text{ l/s}$):

$$\text{NPSH}_r = 3 \text{ m c.a.}$$

Caso 1: Vaso de expansión en la aspiración:

La altura neta positiva disponible viene dada por:

$$\text{NPSH}_D = \frac{p_i - p_v}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g}$$

Donde

Presión de llenado $p_i = 2 \text{ bar (abs)} = 200.000 \text{ Pa}$

Presión de vapor a 65 °C $p_v = 25.000 \text{ Pa}$

Velocidad en la aspiración: $v_e = 1,5 \text{ m/s}$

Sustituyendo resulta:

$$\begin{aligned} \text{NPSH}_D &= \frac{200.000 - 25.000}{1.000 \cdot 9,81} + \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 17,83 + 0,11 = \\ &= 17,94 \text{ m c.a.} > 3 \text{ m c.a. NO CAVITA.} \end{aligned}$$

Caso 2: Vaso de expansión en la impulsión:

La altura neta positiva disponible en la aspiración viene dada por:

$$\text{NPSH}_D = \frac{p_i - \Delta p_B - p_v}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g}$$

Sustituyendo y teniendo en cuenta que el incremento de presión producido por la bomba es: $\Delta p_B = \rho g H_m = 1.000 \cdot 9,81 \cdot 8 = 78.480 \text{ Pa}$.

Sustituyendo resulta:

$$\begin{aligned} \text{NPSH}_D &= \frac{200.000 - 78.480 - 25.000}{1.000 \cdot 9,81} + \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = \\ &= 9,84 + 0,11 = 9,95 \text{ m c.a.} \end{aligned}$$

Valor superior al $\text{NPSH}_r = 3 \text{ m c.a.}$, por tanto NO CAVITA.

4

Curvas de funcionamiento de las bombas

4.1 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS

Las curvas características de las bombas centrífugas muestran gráficamente la dependencia de la altura manométrica, rendimiento y potencia absorbida con el caudal. Se trata de curvas obtenidas experimentalmente por los fabricantes (generalmente según ISO 9906), que indican el comportamiento de las bombas en distintas condiciones de servicio.

La Figura 4.1 representa las curvas características de comportamiento de una bomba horizontal. Se trata de 4 curvas diferenciadas Q-H, Q-NPSH, Q- η y Q- P_e . Las curvas se obtienen en un banco de pruebas, manteniendo constante la velocidad de giro de la bomba y variando el caudal mediante la estrangulación en la tubería de impulsión.

Las curvas características de las bombas centrífugas suelen ser de tipo plano, donde la presión máxima producida a caudal nulo no es muy superior a la correspondiente al caudal nominal. Las curvas planas son las más adecuadas para su funcionamiento en circuitos cerrados con regulación por válvulas de dos vías. Como se verá más adelante, con estas curvas planas se consigue una buena regulación del caudal sin producirse sobrepresiones en la instalación.

Desde el punto de vista del motor eléctrico, éste se suele seleccionar para soportar sin sobrecalentarse la potencia máxima requerida. De esta forma se garantiza su funcionamiento seguro y la posibilidad de trabajar en todos los caudales posibles.

Ejemplo 4.1: Determinar el caudal Q, el NPSH, la altura manométrica, el rendimiento y la potencia en el eje de la bomba Modelo C cuando se encuentra trabajando en su punto nominal.

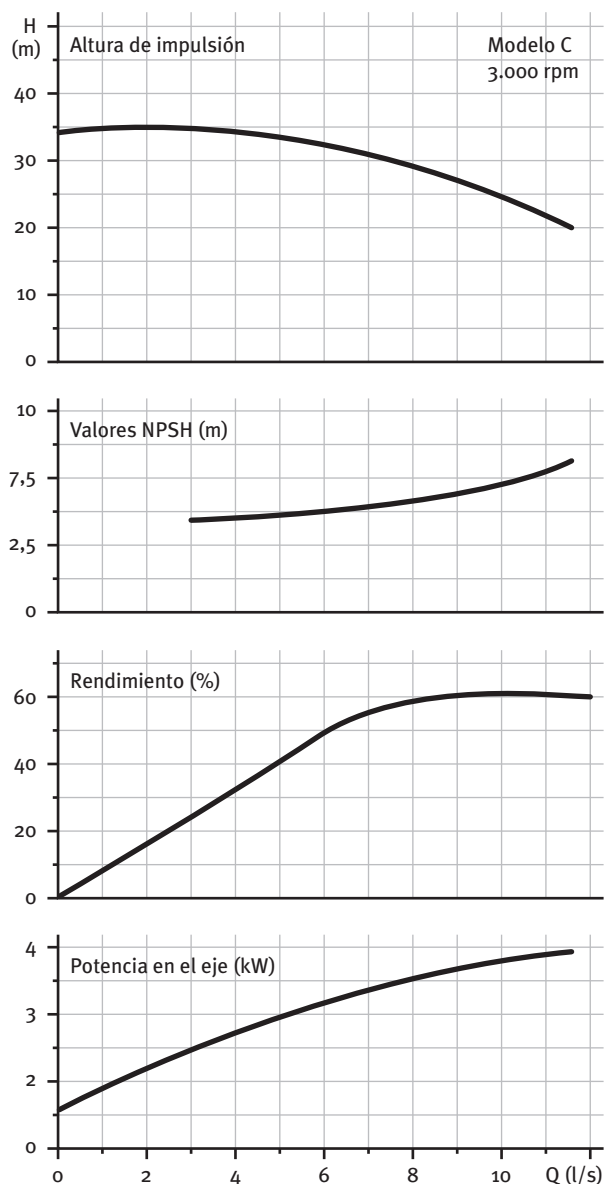


Fig. 4.1: Curvas características de la bomba Modelo C

La curva $Q-\eta$ muestra que el punto nominal de la bomba (máximo rendimiento) se produce a caudal $Q=9,5$ l/s, para este punto:

Altura manométrica: $H_m = 25$ m c.a.

$NPSH_r = 7$ m c.a.

Rendimiento: $\eta = 63\%$

Potencia en el eje: $P_{eje} = 3,8$ kW

La potencia mecánica útil recibida por el fluido es:

$$P_f = Q \rho g H_m = 9,5/1.000 \cdot 1.000 \cdot 9,81 \cdot 25 = 2.330 \text{ W}$$

El rendimiento calculado resulta $\eta = P_f / P_{eje} = 2,33/3,8 = 61,3\%$, valor muy próximo al 63% obtenido en la figura.

Ejemplo 4.2: Analizar el comportamiento de la bomba Modelo C en la situación de caudal nulo.

La altura proporcionada por la bomba es de 34 m c.a.

El comportamiento teórico nos daría:

$$H_T = \Omega^2 R^2 / g = (2.900 \cdot 2 \cdot \pi / 60)^2 \cdot 0,075^2 / 9,81 = 52,9 \text{ m c.a.}$$

valor muy superior al realmente obtenido.

La potencia útil suministrada al fluido es:

$$P_f = Q \rho g H_m = 0 \cdot 1.000 \cdot 9,81 \cdot 34 = 0 \text{ W}$$

El rendimiento es nulo.

La potencia en el eje es mínima: $\dot{P}_{eje} = 1,2$ kW.

Ejemplo 4.3: Analizar el comportamiento de la bomba Modelo C en la situación de caudal máximo.

Caudal $Q = 11,5$ l/s

La altura proporcionada por la bomba es de 20 m c.a.

El rendimiento es $\eta = 60\%$

Potencia útil suministrada al fluido:

$$P_f = Q \rho g H_m = 11,5/1.000 \cdot 1.000 \cdot 9,8 \cdot 20 = 2.256 \text{ W}$$

La potencia en el eje es máxima $P_{eje} = 3,95$ kW

El $NPSH_r$ de la bomba asciende a 8.

4.2 ACOPLAMIENTOS SERIE Y PARALELO

Si la altura o caudal que hay que comunicar al fluido no es alcanzable con una determinada bomba, se puede plantear la instalación de dos o más bombas en serie o en paralelo.

Acoplamiento en serie

El acoplamiento en serie no es habitual en circuitos cerrados. Se emplea principalmente en el caso de que una sola bomba no pueda proporcionar la altura necesaria. El acoplamiento se realiza de modo que el flujo después de pasar por la primera bomba, pase por la segunda.

La curva característica del conjunto de ambas bombas está formada por la suma de la altura manométrica de cada una de ellas para un mismo caudal,

$$Q_{serie} = Q_1 = Q_2,$$

$$H_{m,serie} = H_{m1} + H_{m2}.$$

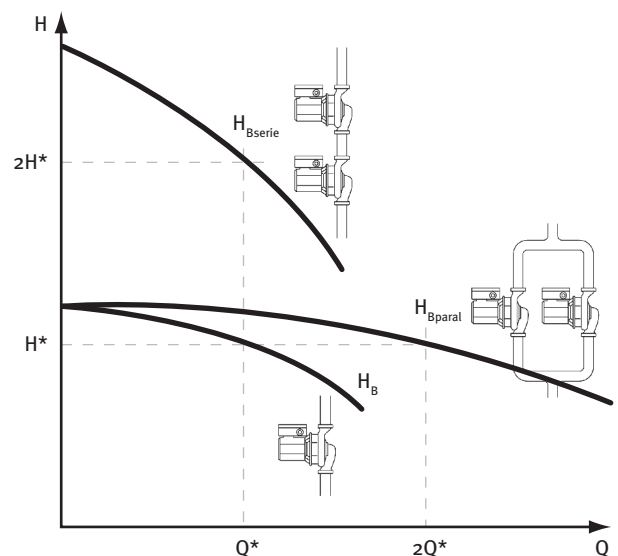


Fig. 4.2: Acoplamiento en serie y en paralelo de dos bombas iguales

Acoplamiento en paralelo

El acoplamiento de las bombas en paralelo se realiza cuando se desea obtener caudales elevados en circuitos con poca pérdida de carga. Se trata de una forma de ajustar el caudal en circuitos de caudal variable.

La curva característica del conjunto de ambas bombas está formada por la suma del caudal proporcionado por cada bomba para una misma altura manométrica

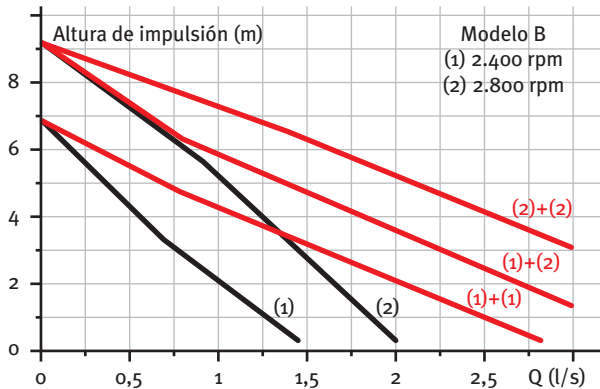
$$Q_{\text{paral}} = Q_1 + Q_2$$

$$H_{m,\text{paral}} = H_{m1} = H_{m2}$$

Cuando se unen dos bombas idénticas en paralelo, el punto de funcionamiento nominal del conjunto es $2Q^*, H^*$. La curva resultante es muy plana, lo que resulta ventajoso para la regulación de instalaciones de recirculación a caudal variable.

Ejemplo 4.4: Se dispone de las curvas características a 2.400 y 2.800 rpm de la bomba centrífuga Modelo B. Determinar las curvas características de dos bombas conectadas en paralelo: las dos bombas a 2.400 rpm, las dos a 2.800 rpm y una a cada velocidad.

Las curvas características del acoplamiento en paralelo se determinan sumando los caudales para cada altura manométrica.



Ejemplo 4.5: Dos bombas en paralelo Modelo B girando a 2.800 rpm impulsan un caudal de 2,3 l/s. Determinar el punto característico de funcionamiento, la potencia consumida por el conjunto y el rendimiento.

El punto de funcionamiento de la instalación es:

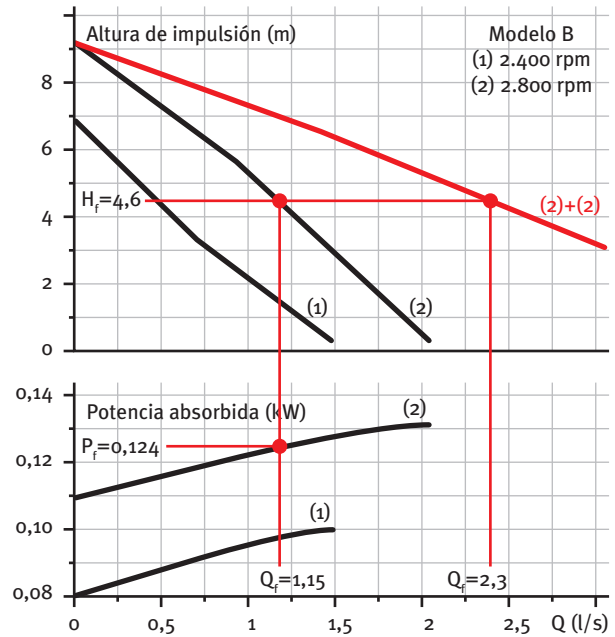
$$Q_f = 2,3 \text{ l/s}, \Delta p_f = 4,6 \text{ mm c.a.}$$

El punto de funcionamiento de cada bomba es:

$$Q_B = 1,15 \text{ l/s}, H_m = 4,6 \text{ m c.a.}, P_B = 124 \text{ W}$$

La potencia mecánica suministrada al fluido por las dos bombas es:

$$P_f = \rho g Q H_m = 1.000 \cdot 9,81 \cdot \frac{2,3}{1.000} \cdot 4,6 = 104 \text{ W}$$



El rendimiento del grupo de bombas es:

$$\eta = \frac{P_f}{P_{B1} + P_{B2}} = \frac{104}{124 + 124} = 41,8\%$$

4.3 COMPORTAMIENTO EN OTRAS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

El análisis dimensional permite reducir el número de variables de las que depende el funcionamiento de una bomba. Se relacionan los parámetros adimensionales que definen el funcionamiento de la máquina con las variables adimensionales del sistema.

Esta información junto con las leyes de la semejanza física permitirá:

- Predecir el comportamiento de una bomba a diferentes velocidades de giro.
- Predecir el comportamiento de una máquina con distintos diámetros del rodete.

La semejanza entre la bomba de características conocidas y la bomba prototipo debe ser:

- Semejanza física: modelo y prototipo geoméricamente iguales. Dificultades en que los radios de redondeo y las rugosidades tengan el mismo factor de escala.

- Semejanza cinemática: triángulos de velocidades a la entrada y a la salida de modelo y prototipo deben ser proporcionales.
- Semejanza dinámica: flujo de iguales características adimensionales, es decir, igual número de Reynolds.

Variables de funcionamiento

Se considera una bomba de forma y tamaño definido, que gira a una velocidad angular Ω y por donde circula un fluido dado.

Los parámetros de los que depende el flujo son los siguientes:

- Tamaño de la bomba definido por el diámetro del rodete, D .
- La rugosidad de las superficies internas en contacto con el líquido, k .
- El gasto volumétrico o caudal, Q .
- La velocidad angular de giro, Ω .
- Las propiedades del fluido: densidad, ρ y viscosidad, μ .

Las variables que nos interesan son las que definen su comportamiento global: altura manométrica comunicada al fluido $g H_m$, (similar al par $H_m = T \Omega$), la potencia P , y el rendimiento η .

$$H_m = f_1(D, Q, \Omega, \mu, \rho, k)$$

$$P = f_2(D, Q, \Omega, \mu, \rho, k)$$

$$\eta = f_3(D, Q, \Omega, \mu, \rho, k)$$

Reducción del número de parámetros en bombas

Aplicando la técnica del Análisis Dimensional, a las relaciones funcionales anteriores, se puede reducir el problema de 6 variables dimensionales a $6-3=3$ variables adimensionales.

En bombas, es habitual emplear el diámetro del rodete D , la densidad del fluido ρ y la velocidad de giro Ω para adimensionalizar el resto de variables.

Adimensionalizando convenientemente se obtienen las siguientes relaciones:

$$\frac{gH_m}{\Omega^2 D^2} = g_1 \left(\frac{Q}{\Omega D^3}, \frac{\mu}{\rho \Omega D^2}, \frac{k}{D} \right)$$

$$\frac{P}{\rho \Omega^3 D^5} = g_2 \left(\frac{Q}{\Omega D^3}, \frac{\mu}{\rho \Omega D^2}, \frac{k}{D} \right)$$

$$\eta = g_3 \left(\frac{Q}{\Omega D^3}, \frac{\mu}{\rho \Omega D^2}, \frac{k}{D} \right)$$

Además, el análisis dimensional permite simplificar más el problema:

- La rugosidad relativa k/D es naturalmente constante en una misma máquina, y en máquinas geoméricamente semejantes se va a considerar en principio que afecta muy poco al flujo.
- El parámetro $\mu/\rho\Omega D^2$ es la inversa del número de Reynolds. En bombas hidráulicas, el flujo se produce en régimen turbulento a muy altos números de Reynolds. El flujo en el rodete se hace independiente de este número adimensional, dentro del rango de valores correspondiente a un funcionamiento usual.

Con todas las consideraciones realizadas y para una familia de bombas determinada, se pueden simplificar las relaciones funcionales anteriores dejando la altura manométrica de la bomba, la potencia adimensionalizada, y el rendimiento, en función de un sólo parámetro adimensional correspondiente al caudal

$$\frac{gH_m}{\Omega^2 D^2} = g_1 \left(\frac{Q}{\Omega D^3} \right); \quad \frac{P}{\rho \Omega^3 D^5} = g_2 \left(\frac{Q}{\Omega D^3} \right); \quad \eta = g_3 \left(\frac{Q}{\Omega D^3} \right)$$

Las magnitudes adimensionales características en bombas (coeficiente de altura, coeficiente de potencia y rendimiento) se representan por tanto en función de una sola variable adimensional (el coeficiente de caudal). Se trata por tanto de las curvas adimensionales de actuaciones de las bombas. Su forma típica para una bomba centrífuga puede observarse en la Figura 4.3.

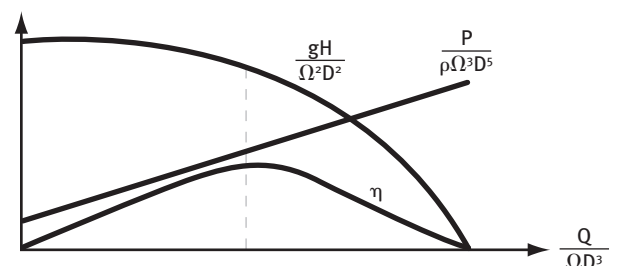


Fig. 4.3: Curvas características adimensionales de una familia de bombas

Dos puntos 1 y 2 son homólogos cuando son adimensionalmente iguales, es decir, tienen el mismo coeficiente de caudal y de altura:

$$\frac{gH_1}{\Omega_1^2 D_1^2} = \frac{gH_2}{\Omega_2^2 D_2^2}; \quad \frac{Q_1}{\Omega_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{\Omega_2 D_2^3}$$

De las ecuaciones de los puntos homólogos se puede obtener el comportamiento de una bomba a distintas revoluciones de giro. Dada una bomba de diámetro D, se obtiene:

$$\frac{gH_1}{\Omega_1^2 D^2} = \frac{gH_2}{\Omega_2^2 D^2} \Rightarrow \frac{H_1}{\Omega_1^2} = \frac{H_2}{\Omega_2^2} \Rightarrow \frac{\Omega_2^2}{\Omega_1^2} = \frac{H_2}{H_1}$$

$$\frac{Q_1}{\Omega_1 D^3} = \frac{Q_2}{\Omega_2 D^3} \Rightarrow \frac{Q_1}{\Omega_1} = \frac{Q_2}{\Omega_2} \Rightarrow \frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \Rightarrow \frac{\Omega_2^2}{\Omega_1^2} = \frac{Q_2^2}{Q_1^2}$$

Igualando ambas expresiones, eliminando las velocidades de giro, se obtiene: $H \propto Q^2$. Es decir, que cuando una bomba gira a distintas revoluciones de giro, los puntos homólogos (puntos de igual rendimiento) se sitúan en curvas parabólicas. Las curvas características dimensionales a distintas velocidades de giro en una bomba se muestran de forma gráfica en la Figura 4.4.

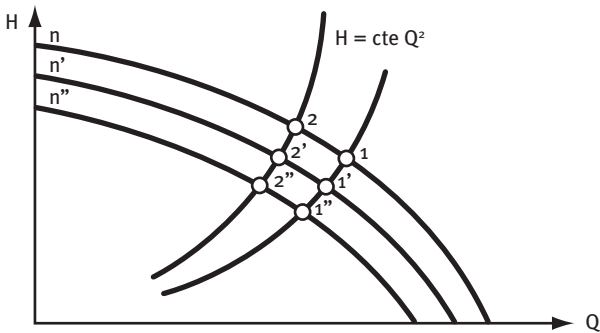


Fig. 4.4: Puntos homólogos de una bomba a distinta velocidad de giro

En teoría, los puntos de rendimiento constante forman parábolas, pero en realidad esto no es así. Los efectos del choque del flujo en condiciones distintas a la nominal, así como los efectos de la viscosidad del fluido y de la rugosidad del material, hacen que las parábolas se aproximen tanto por su parte inferior como por su parte superior. En las curvas reales nos encontramos que las líneas de rendimiento constante forman curvas cerradas denominadas colinas de rendimiento (véase Figura 4.5).

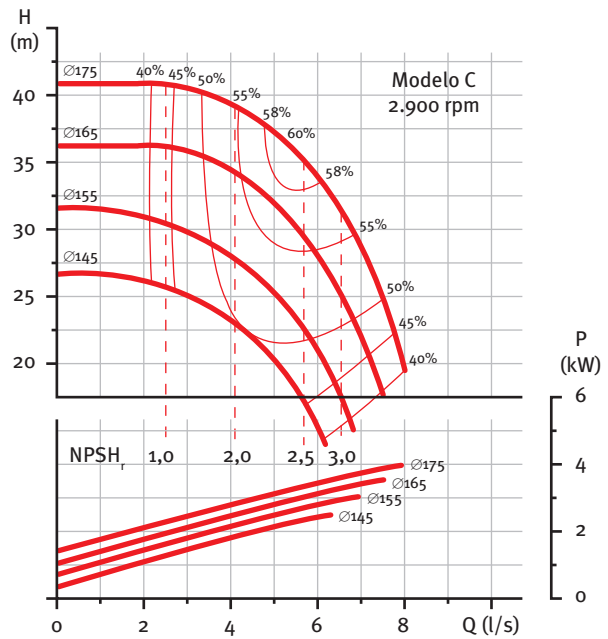


Fig. 4.5: Curvas características reales de una bomba centrífuga comercial

Ejemplo 4.6: Dada una bomba de comportamiento conocido, deducir qué ocurre con sus curvas de funcionamiento si se reduce la velocidad de giro a la mitad.

En este caso: $\Omega_2 = \Omega_1/2$ y $D_2 = D_1 = D$

La igualdad de coeficientes de caudal resulta:

$$\frac{Q_1}{\Omega_1 D^3} = \frac{Q_2}{(\Omega_1/2) D^3}$$

despejando: $Q_2 = Q_1/2$: el caudal se divide por 2.

La igualdad de coeficientes de altura resulta:

$$\frac{gH_1}{\Omega_1^2 D^2} = \frac{gH_2}{(\Omega_1/2)^2 D^2}$$

despejando: $H_2 = H_1/4$: la altura se divide por 4.

La igualdad de coeficientes de potencia resulta:

$$\frac{P_1}{\rho \Omega_1^3 D^5} = \frac{P_2}{\rho (\Omega_1/2)^3 D^5}$$

despejando: $P_2 = P_1/8$: la potencia se divide por 8.

Ejemplo 4.7: A partir de una bomba de comportamiento conocido, deducir qué ocurre con sus curvas de funcionamiento si se le recorta el rodete un 20%.

(Continuación)

En este caso: $\Omega_2 = \Omega_1 = \Omega$ y $D_2 = 0,8D_1$

La igualdad de coeficientes de caudal resulta:

$$\frac{Q_1}{\Omega D_1^3} = \frac{Q_2}{\Omega (0,8D_1)^3}$$

despejando: $Q_2 = 0,8^3 Q_1 = 0,512Q_1$

La igualdad de coeficientes de altura resulta:

$$\frac{gH_1}{\Omega^2 D_1^2} = \frac{gH_2}{\Omega^2 (0,8D_1)^2}$$

despejando: $H_2 = 0,8^2 H_1 = 0,64H_1$

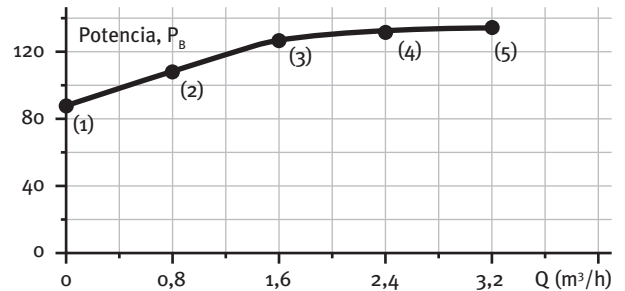
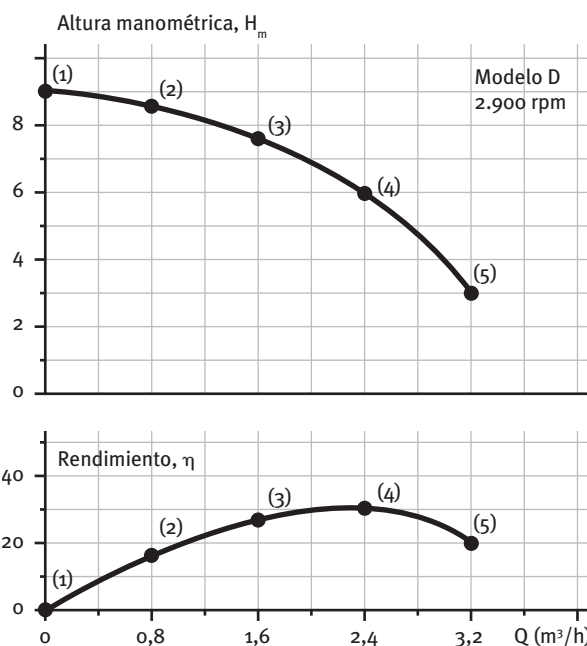
La igualdad de coeficientes de potencia resulta:

$$\frac{P_1}{\rho \Omega^3 D_1^5} = \frac{P_2}{\rho \Omega^3 (0,8D_1)^5}$$

despejando: $P_2 = 0,8^5 P_1 = 0,328P_1$

Ejemplo 4.8: Una bomba circuladora gira a 2.900 rpm cuando la frecuencia es de 50 Hz. Determinar su curva de funcionamiento si se varía su frecuencia a 40 Hz.

Se dispone de las curvas de altura manométrica, rendimiento y potencia en función del caudal.



De las curva de funcionamiento se extraen 5 puntos.

Punto	Caudal	Altura	Potencia	Rendimiento (%)
1	0	9	87,0	0,0
2	0,8	8,6	107,1	17,5
3	1,6	7,6	122,7	27,0
4	2,4	6	135,3	29,0
5	3,2	3	136,0	19,5

Aplicando análisis dimensional para:

$\Omega_2 = 0,8\Omega_1$ y $D_2 = D_1 = D$, se obtiene:

Igualdad de coeficientes de caudal:

$$\frac{Q_1}{\Omega_1 D^3} = \frac{Q_2}{0,8\Omega_1 D^3}; \text{ despejando: } Q_2 = 0,8Q_1$$

Igualdad de coeficientes de altura:

$$\frac{gH_1}{\Omega_1^2 D^2} = \frac{gH_2}{(0,8\Omega_1)^2 D^2}; \text{ despejando: } H_2 = 0,64H_1$$

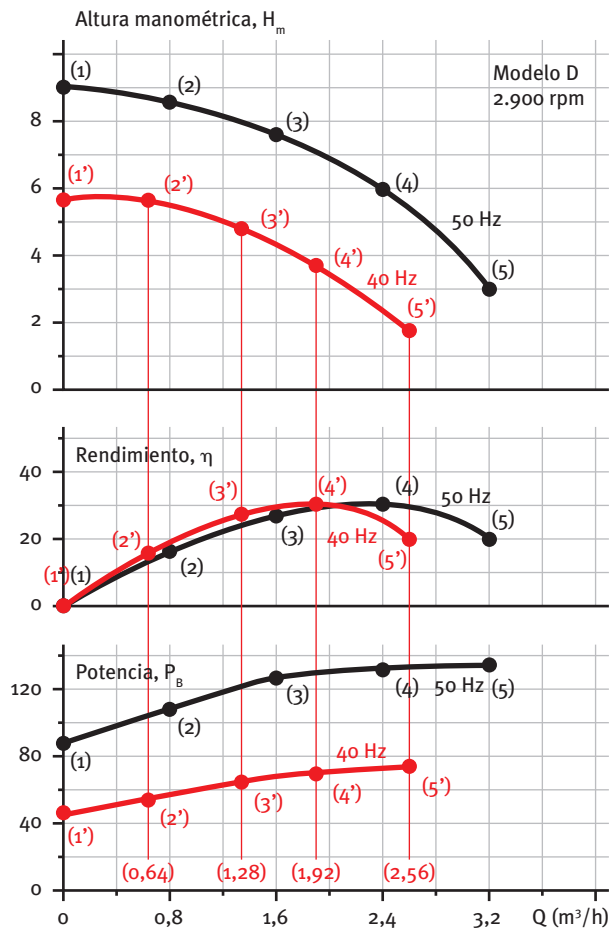
Igualdad de coef. de potencia:

$$\frac{P_{B1}}{\rho \Omega_1^3 D^5} = \frac{P_{B2}}{\rho (0,8\Omega_1)^3 D^5}; \text{ despejando: } P_{B2} = 0,512P_{B1}$$

Aplicando las relaciones obtenidas a los 5 puntos de la curva a 50 Hz, se obtienen los puntos homólogos de funcionamiento a 40 Hz.

Punto	Caudal	Altura	Potencia	Rendimiento (%)
1'	0	5,76	44,5	0,0
2'	0,64	5,504	54,9	17,5
3'	1,28	4,864	62,8	27,0
4'	1,92	3,84	69,3	29,0
5'	2,56	1,92	69,6	19,5

La siguiente figura muestra los resultados obtenidos de forma gráfica:



5

Punto de funcionamiento de la instalación

5.1 CURVA CARACTERÍSTICA DE LA INSTALACIÓN

Dada una instalación, calcularemos la pérdida de carga a vencer por la bomba para la situación de caudal nominal. Se trata de la suma de pérdidas de carga del tramo de tuberías más desfavorable, incluyendo accesorios. Además, se deberá tener presente la pérdida de carga en intercambiadores de calor, así como en los equipos generadores y terminales.

En circuitos de recirculación cerrados la energía mecánica proporcionada por la bomba se destina únicamente a vencer las pérdidas,

$$H_b = H_L,$$

donde H_L son las pérdidas en el circuito cerrado de recirculación. Las pérdidas en el circuito vienen dadas por la suma de las pérdidas por fricción en los tubos, pérdidas en accesorios y pérdidas en equipos como intercambiadores de calor o baterías. La ecuación de pérdidas se analizó en la Sección 2.1, resultando:

$$H_L = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum K_o \frac{v^2}{2g} + \sum H_{EQ}$$

Si las pérdidas por accesorios se expresan como una longitud equivalente de pérdidas en tubos, la ecuación de pérdidas resultará:

$$H_L = f \frac{L + L_{AC}}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum H_{EQ}$$

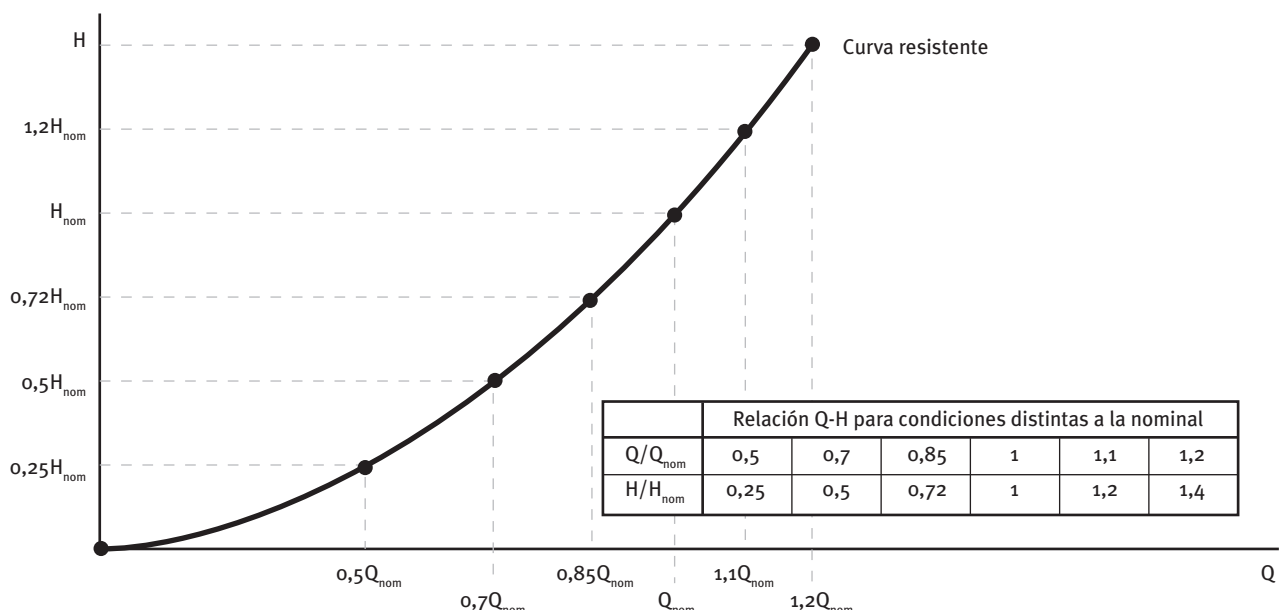


Fig. 5.1: Relación altura-caudal para distintos puntos de la curva de la instalación

En circuitos cerrados, independientemente de si transcurre por distintas plantas del edificio, no hay que emplear energía para elevar el fluido, siendo la curva resistente de la instalación H_i igual a la de pérdidas

$$H_i = H_L$$

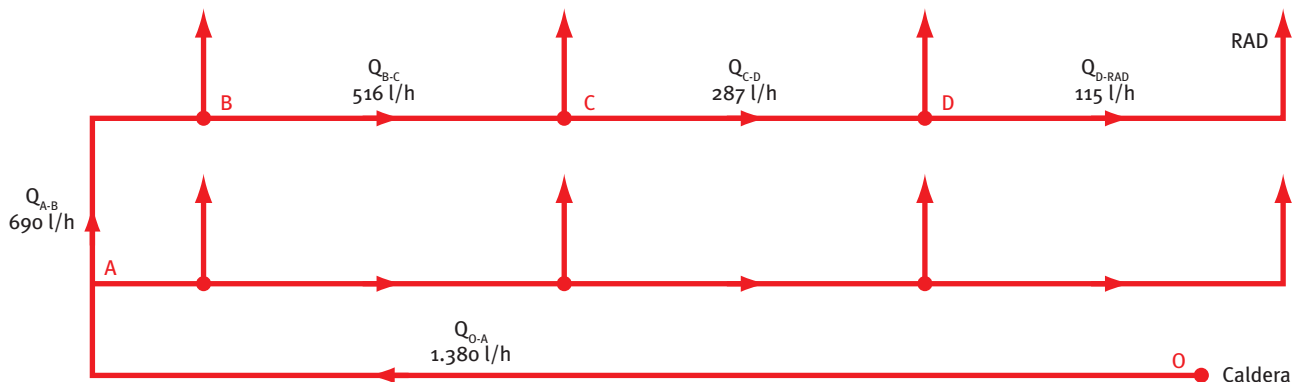
Se trata de una ecuación que es función del cuadrado del caudal y que pasa por el origen. En la práctica no se suele calcular directamente la curva sino que se calcula el punto de funcionamiento de la instalación, es decir, la pérdida de carga que se produce en la instalación hidráulica cuando por ella está circulando el caudal nominal.

Una vez calculado el punto de funcionamiento deseado o nominal (Q^*, H^*), el trazado de la curva resistente es directo: la pérdida de carga es proporcional al caudal al cuadrado.

$$H_L \propto Q^2$$

La Figura 5.1 (pág. anterior) muestra de forma gráfica y tabulada la relación entre distintos puntos de la curva de funcionamiento de la instalación con el punto nominal de la instalación.

Ejemplo 5.1: Determinar la curva característica de la bomba para la instalación de calefacción del Ejemplo 1.1. La siguiente figura muestra el caudal de agua por cada tramo de tubería:



La siguiente tabla muestra el cálculo de pérdidas de carga en la instalación de calefacción. El cálculo de pérdidas de carga se realiza para el radiador más desfavorable (generalmente el más alejado). Se considera que las pérdidas por accesorios son un 30% de las pérdidas por tuberías.

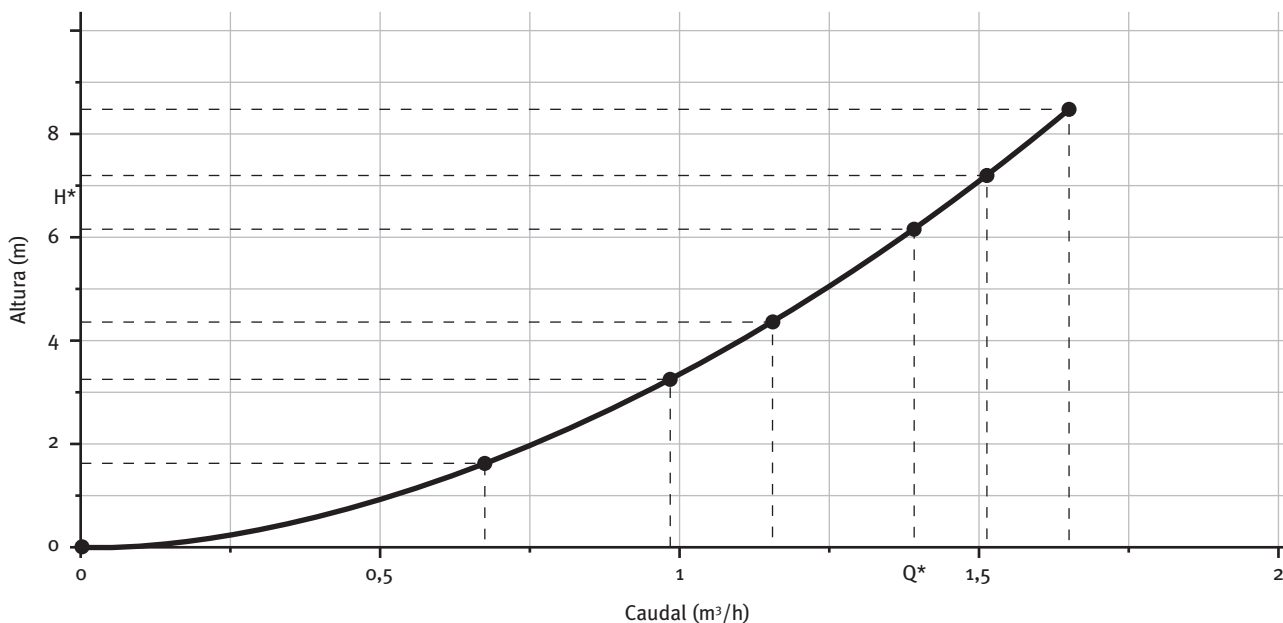
DIMENSIONADO DE LA RED DE TUBERÍAS DEL CIRCUITO SECUNDARIO

Tramo	$Q_{\text{diseño}}$ (l/s)	L (m)	D_i (mm)	V (m/s)	DP (mmca/m)	DP (mmca)
O - A	0,383	12	22	1,008	61,8	741,9
A - B	0,192	10	20	0,610	28,9	289,0
B - C	0,143	5	16	0,713	50,3	251,3
C - D	0,080	5	13	0,601	48,6	243,1
D - RAD	0,032	5	13	0,241	10,2	50,9
Pérdida de presión en tubos (Impulsión) [1]					1.576,3	mm c.a.
30% de pérdidas por accesorios [2]					472,9	mm c.a.
Pérdida de presión en otros elementos [3]					2.000,0	mm c.a.
Pérdida de presión total $2x[1] + 2x[2] + [3] = [4]$					6,1	m c.a.

La bomba debe dar un caudal de 1.380 l/h y una altura de 6,1 m c.a.

La curva resistente de la instalación resulta:

	Curva característica de la instalación						
Q/Q_{nom} 1,380	0	690	966	1.173	1.380	1.518	1.656
H/H_{nom} 6,1	0	1,525	3,05	4,392	6,1	7,32	8,54



5.2 PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

La determinación del punto de funcionamiento de una instalación de bombeo se realiza por la intersección de la curva característica de la bomba H_b con la de la instalación H_i .

Ambas curvas son función del caudal: la curva de la bomba tiene forma descendente mientras que en circuitos cerrados la curva de la instalación es una función cuadrática que parte desde el origen. El punto de funcionamiento se puede determinar haciendo la intersección de las mismas mediante un método gráfico o analíticamente igualando las ecuaciones.

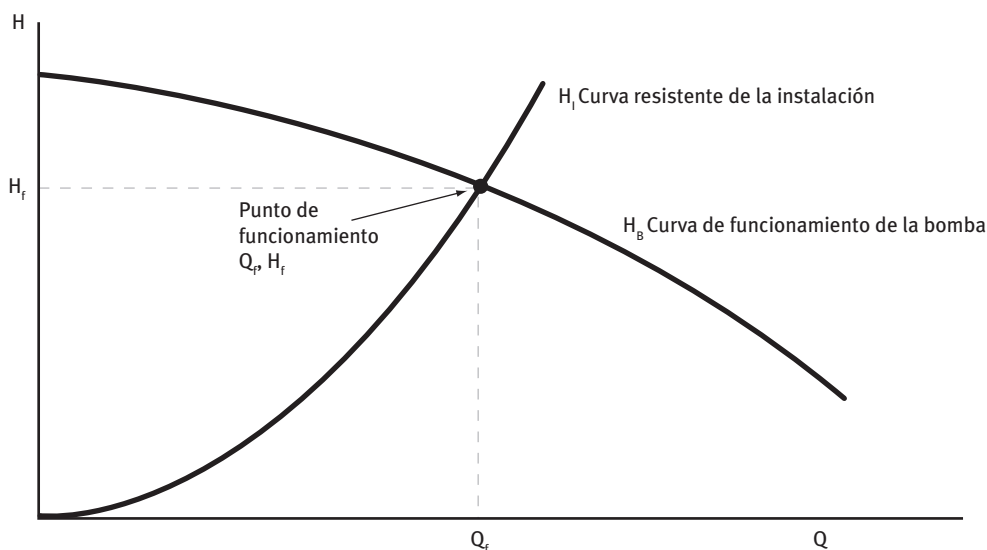


Fig. 5.2: Determinación gráfica del punto de funcionamiento de la instalación

La intersección de las curvas nos dará el punto de funcionamiento de la instalación. Debe asegurarse:

- Que la bomba proporcione el caudal deseado, esto es, que se sitúe lo más próximo al punto nominal de la instalación (Q_f^*, H_f^*).
- Que se sitúe lo más próximo al punto de rendimiento máximo de la bomba, esto es, su punto nominal (Q_B^*, H_B^*).

En la práctica, el punto de funcionamiento real de la instalación no coincidirá ni con el punto nominal de la bomba (Q_B^*, H_B^*) ni con el punto de funcionamiento nominal de la instalación (Q_f^*, H_f^*).

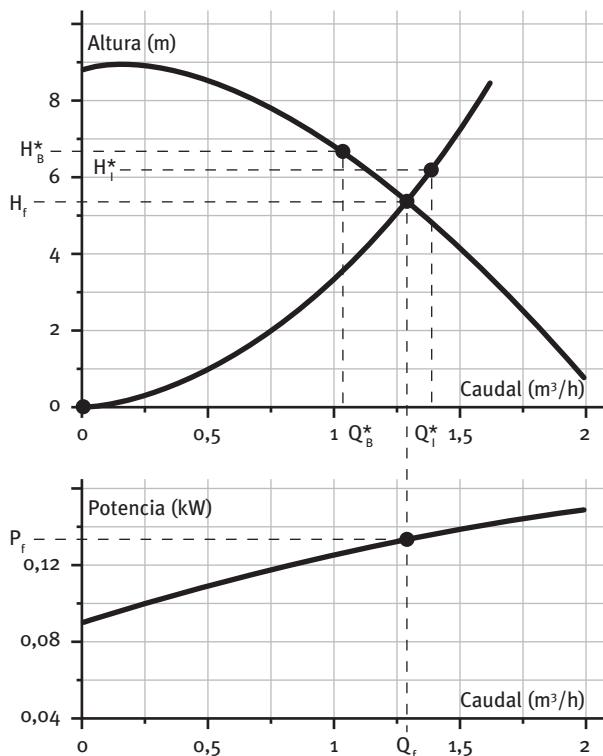


Fig. 5.3: Comportamiento real: punto de funcionamiento de la instalación, punto nominal de la bomba y punto nominal de la instalación

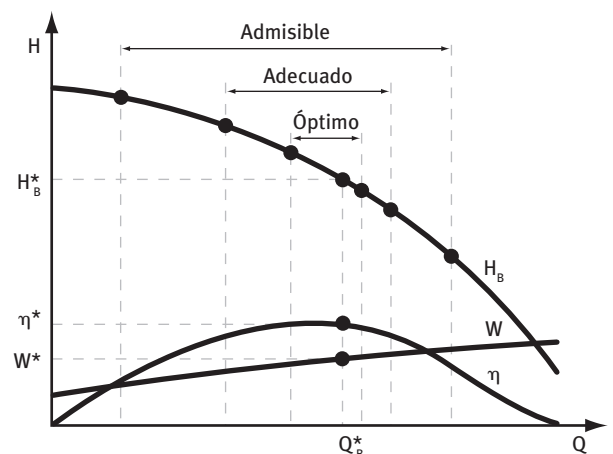
El punto de funcionamiento de la bomba debe estar lo más próximo posible al punto nominal de la misma. En general, siempre será preferible escoger la bomba para un caudal inferior al nominal ya que lo habitual es sobreestimar las pérdidas de carga del circuito. De esta forma, una vez instalada la bomba, el punto de funcionamiento estará próximo al nominal. A modo referencia, y al mar-

gen de la información particular dada por los fabricantes, se definen los siguientes rangos de funcionamiento:

Rango admisible: caudal entre el 20% y el 150% del nominal. A bajos caudales ($Q < 0,2Q^*$) la mayoría de la energía de la bomba se destina a pérdidas por choques en el rodete; el rendimiento de la bomba es muy bajo. A caudales elevados ($Q > 1,50Q^*$) el rendimiento de la bomba es también reducido, aunque el problema principal suele ser que aparece cavitación en el rodete de la bomba. Las bombas no deben trabajar nunca con poca resistencia hidráulica ya que trabajarán con un alto caudal y tendrán peligro de cavitación y deteriorarse.

Rango adecuado: caudal entre el 66% y el 115% del nominal. En esta región la bomba funcionará adecuadamente y con un rendimiento adecuado.

Rango óptimo: caudal entre el 85% y el 105% del nominal. En esta región el rendimiento es similar al rendimiento máximo de la bomba. Es preferible seleccionar la bomba con un caudal inferior al nominal, ya que por lo general se sobreestiman las pérdidas de carga. De esta forma, al ponerse en marcha la bomba, ésta trabajará en un punto de funcionamiento próximo al óptimo.



Rango admisible	Rango adecuado	Rango óptimo
$0,20Q_B^* < Q < 1,50Q_B^*$	$0,66Q_B^* < Q < 1,15Q_B^*$	$0,85Q_B^* < Q < 1,05Q_B^*$

Fig. 5.4: Rangos de funcionamiento de una bomba

Por otro lado, se debe analizar las consecuencias de que el caudal de la instalación sea distinto al punto de funcionamiento nominal. Debe recordarse que en circuitos de recirculación, el caudal nominal se calcula a partir de la potencia térmica a intercambiar y del salto de temperaturas (ver Ejemplo 1.1).

Caudal inferior al nominal: cuando el caudal que circula por un elemento terminal es inferior al nominal, el salto de temperaturas del fluido será superior. La potencia suministrada será asimismo inferior.

Si el caudal que circula por una caldera o por el evaporador de una máquina frigorífica es inferior al nominal, el salto de temperaturas del fluido será superior. La potencia suministrada será prácticamente la misma, existiendo un caudal de circulación mínimo, por debajo del cual se producirá la parada de seguridad del equipo.

Caudal superior al nominal: cuando el caudal que circula por un elemento terminal es superior al nominal, el salto de temperaturas del fluido será inferior. El elemento estará a mayor temperatura media e intercambiará más calor. El fluido circulará a mayor velocidad por los tubos y por los elementos terminales, produciéndose mayor pérdida de carga. Deberá verificarse que la velocidad es inferior a la máxima recomendada para evitar ruidos y desgaste de la instalación.

Si el caudal que circula por una caldera o por el evaporador de una máquina frigorífica es superior al nominal, el salto de temperaturas del fluido será inferior. La potencia suministrada será prácticamente la misma, pero la pérdida de carga será superior.

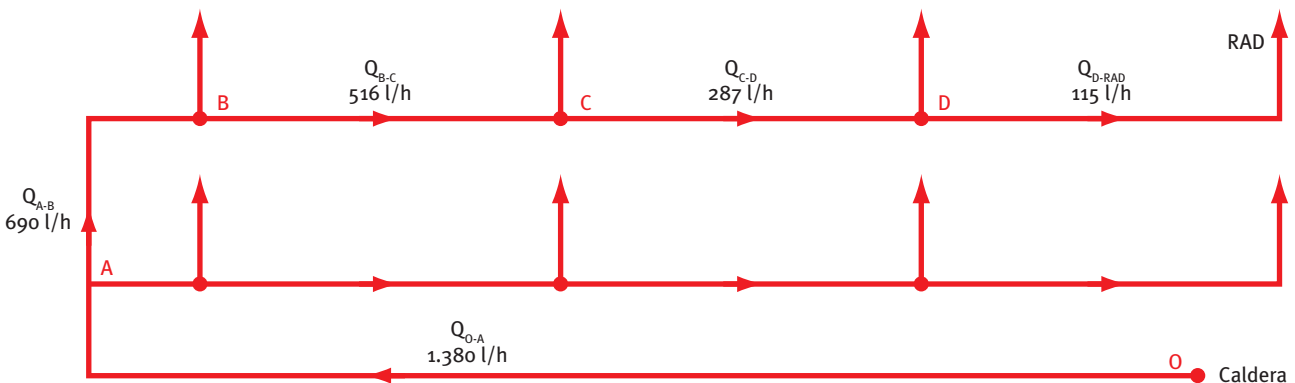
El hecho de circular más caudal del nominal afecta directamente al consumo energético de la bomba. Las pérdidas de carga son aproximadamente proporcionales al caudal al cuadrado $\Delta P \propto Q^2$ y la potencia viene dada por:

$$P_b = \frac{1}{\eta} \rho g Q \Delta P \propto Q^3$$

Si por una instalación circula un 15% más de caudal, la potencia consumida por la bomba será un 50% superior.

En la siguiente sección se analizarán los distintos sistemas de regulación empleados para conseguir que el punto de funcionamiento de la instalación coincida con el nominal.

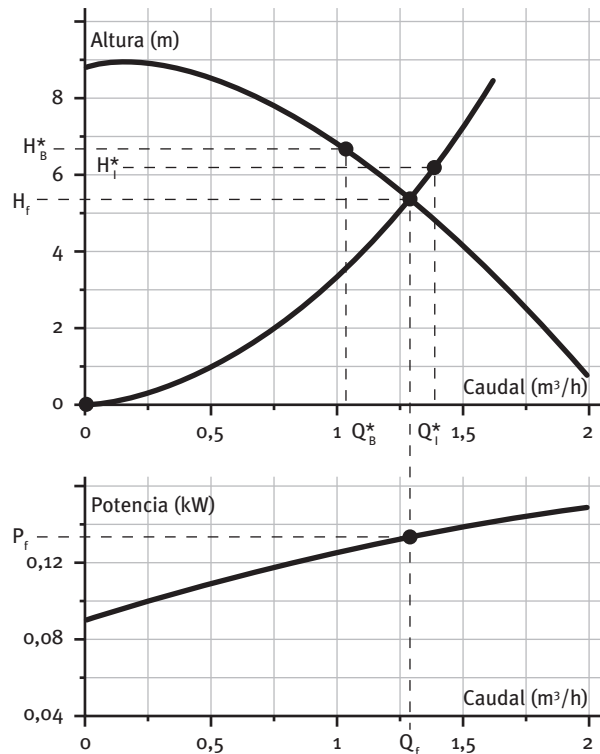
Ejemplo 5.2: Determinar el punto de funcionamiento de la instalación de calefacción del Ejemplo 5.1 si se selecciona la bomba Modelo F.



En el Ejemplo 5.1 se determinó el punto nominal de la instalación: $Q^* = 1.380$ l/h, $\Delta p^* = 6,1$ mm c.a, siendo la curva resistente de la instalación:

		Curva característica de la instalación						
Q/Q_{nom}	1,380	0	690	966	1.173	1.380	1.518	1.656
H/H_{nom}	6,1	0	1,525	3,05	4,392	6,1	7,32	8,54

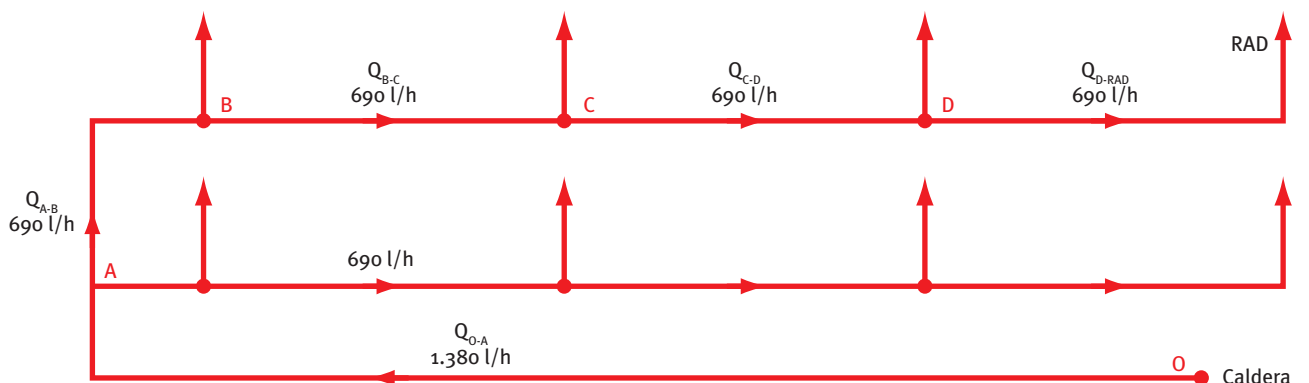
En la figura se representan las curvas características de la bomba y de la instalación, determinándose el punto de funcionamiento de la misma.



El punto de funcionamiento de la instalación es: $Q_f = 1.300$ l/h, H_f mm c.a. El caudal es ligeramente inferior al nominal, siendo éste admisible.

Ejemplo 5.3: Analizar el funcionamiento de la instalación de calefacción del Ejemplo 5.2 en el caso de que estén cerrados todos los radiadores excepto los 2 de 2 kW situados al final de los tramos principales.

Inicialmente se va a suponer que el caudal bombeado por la bomba es de 1.380 l/h.



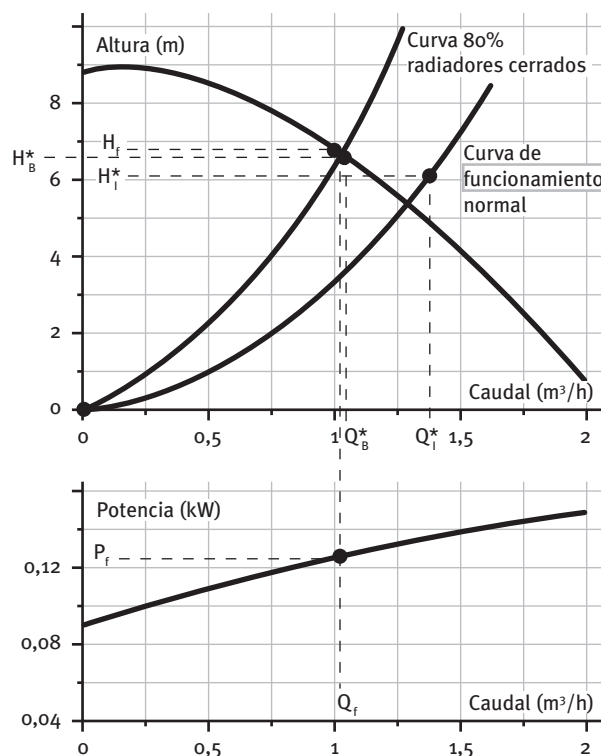
La siguiente tabla muestra el cálculo de pérdidas de carga en la instalación de calefacción. Se considera que las pérdidas por accesorios son un 30% de las pérdidas por tuberías. El cálculo de la pérdida de carga se ha realizado empleando la ecuación de Colebrook y su detalle queda fuera de esta guía técnica.

DIMENSIONADO DE LA RED DE TUBERÍAS

Tramo	$Q_{\text{diseño}}$ (l/s)	L (m)	Di (mm)	V (m/s)	DP (mmca/m)	DP (mmca)
O - A	0,383	12	22	1,008	61,8	741,9
A - B	0,192	10	20	0,610	28,9	289,0
B - C	0,192	5	16	0,953	83,5	417,3
C - D	0,192	5	13	1,473	235,4	1.177,2
D - RAD	0,192	5	13	1,473	235,4	1.177,2
Pérdida de presión en tubos (Impulsión) [1]					3.802,7	mm c.a.
30% de pérdidas por accesorios [2]					1.140,8	mm c.a.
Pérdida de presión en otros elementos [3]					2.000,0	mm c.a.
Pérdida de presión total $2x[1] + 2x[2] + [3] = [4]$					11,9	m c.a.

El nuevo punto de funcionamiento de la instalación es desconocido. El punto calculado ($Q = 1,380$ l/h y $H = 11,9$ m c.a.) sirve únicamente para determinar la nueva curva de funcionamiento de la instalación y así el punto de funcionamiento real.

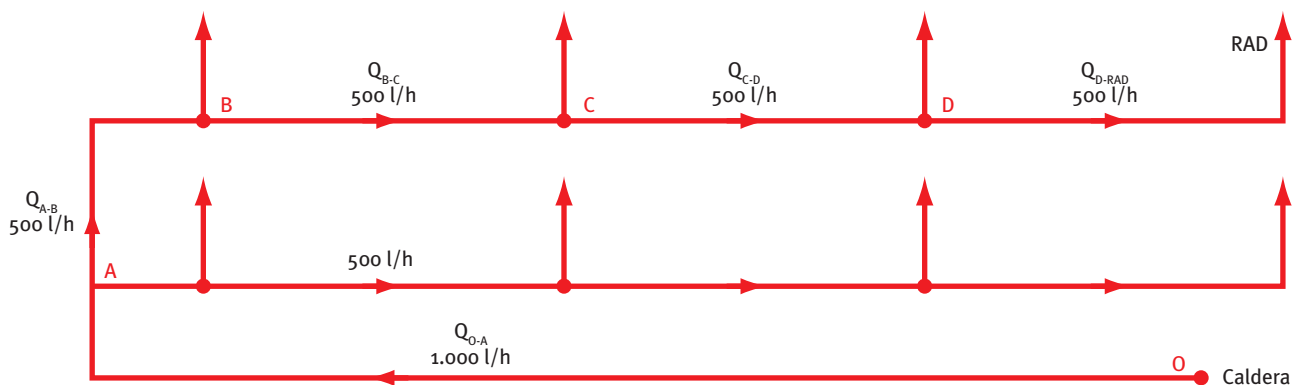
	Curva característica para 80% radiadores cerrados						
$Q/Q_{\text{nom}} 1,380$	0	690	966	1.173	1.380	1.518	1.656
$H/H_{\text{nom}} 11,9$	0	2,975	5,95	8,568	11,9	14,28	16,66



Se ha obtenido un punto de funcionamiento de $Q = 1.000 \text{ l/h}$ y $H = 6,5 \text{ m c.a.}$ Se trata de un punto muy cercano al punto de rendimiento máximo de la bomba. Se realizan las siguientes comprobaciones:

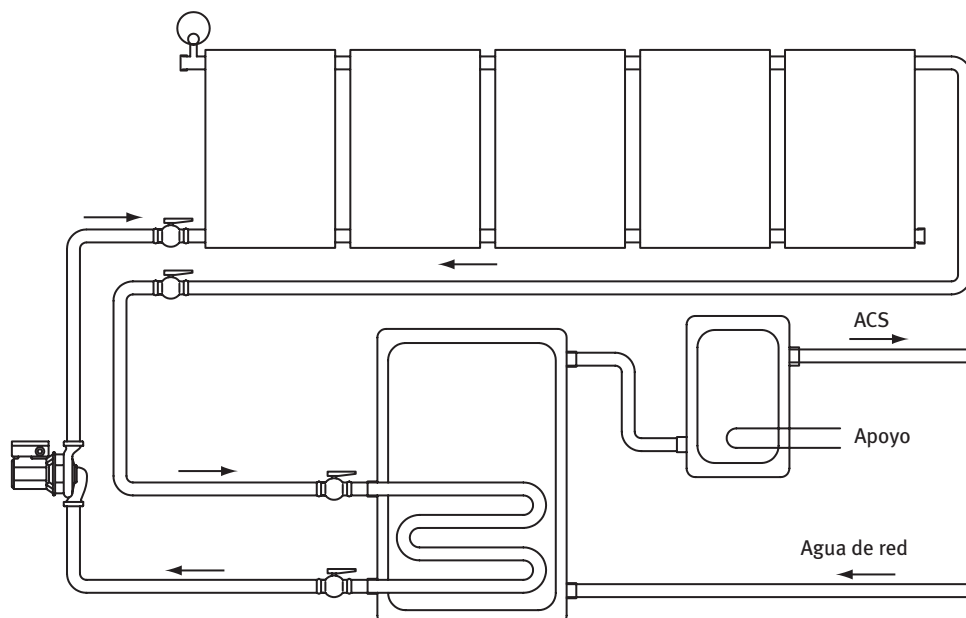
- 1) Al cerrarse los radiadores no se producen sobrepresiones en la instalación.
- 2) La velocidad máxima en las tuberías no es excesiva ($Q = 500 \text{ l/h}$ por tubería de 12 mm), se obtiene una velocidad $v = 1,22 \text{ m/s}$ (podría haber problemas de ruido).
- 3) El caudal mínimo que pasa por la caldera (1.000 l/h) es admisible para su funcionamiento.

El funcionamiento de la instalación real con un 80% de radiadores cerrados sería



En este caso concreto se ha comprobado que no se van a producir problemas de ruidos o sobrepresiones.

Ejemplo 5.4: Determinar la velocidad de giro de la bomba modelo G más adecuada para el funcionamiento de la instalación solar de la figura.



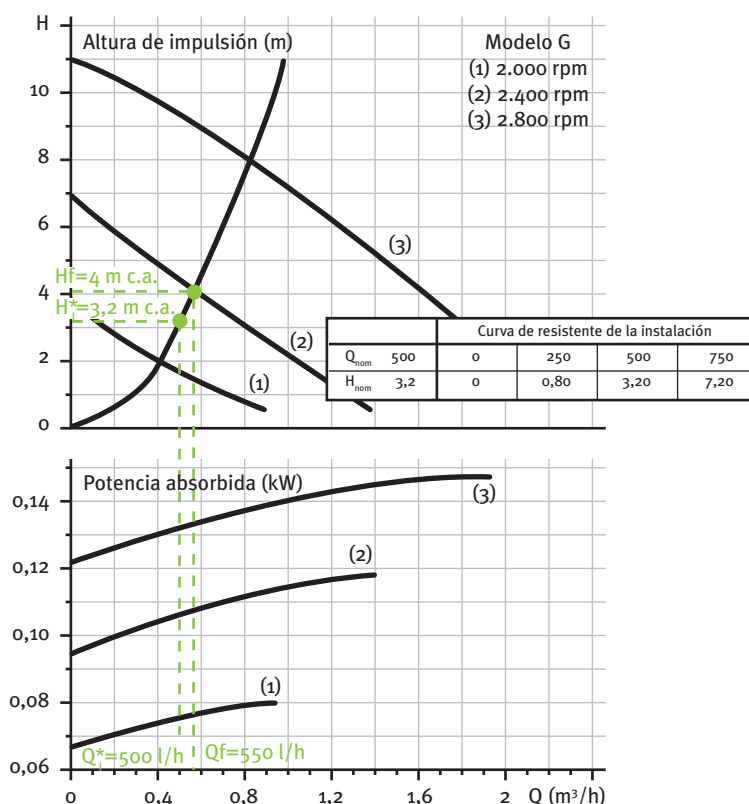
Se trata de una instalación solar formada por 5 captadores solares de 2 m² cada uno. Tomado como criterio 50 l/h por m² de captación, el caudal nominal de la instalación será de $Q_1^* = 500$ l/h.

Para un caudal de 500 l/h, y una mezcla de 60% agua y 40% propilenglicol, en un tubo de cobre de 18x1, la pérdida de presión por metro lineal de tubo es de 68,9 mm c.a.

- Pérdida de presión en tubos (30 metros): 2.070 mm c.a.
- Pérdida de presión en accesorios (30% tubos) 620 mm c.a.
- Pérdida de presión en el captador: 100 mm c.a.
- Pérdida de presión en el serpentín del interacumulador: 400 mm c.a.
- Pérdida de presión TOTAL: 2.070 + 620 + 100 + 400 = 3.190 mm c.a. (3,2 m c.a.)

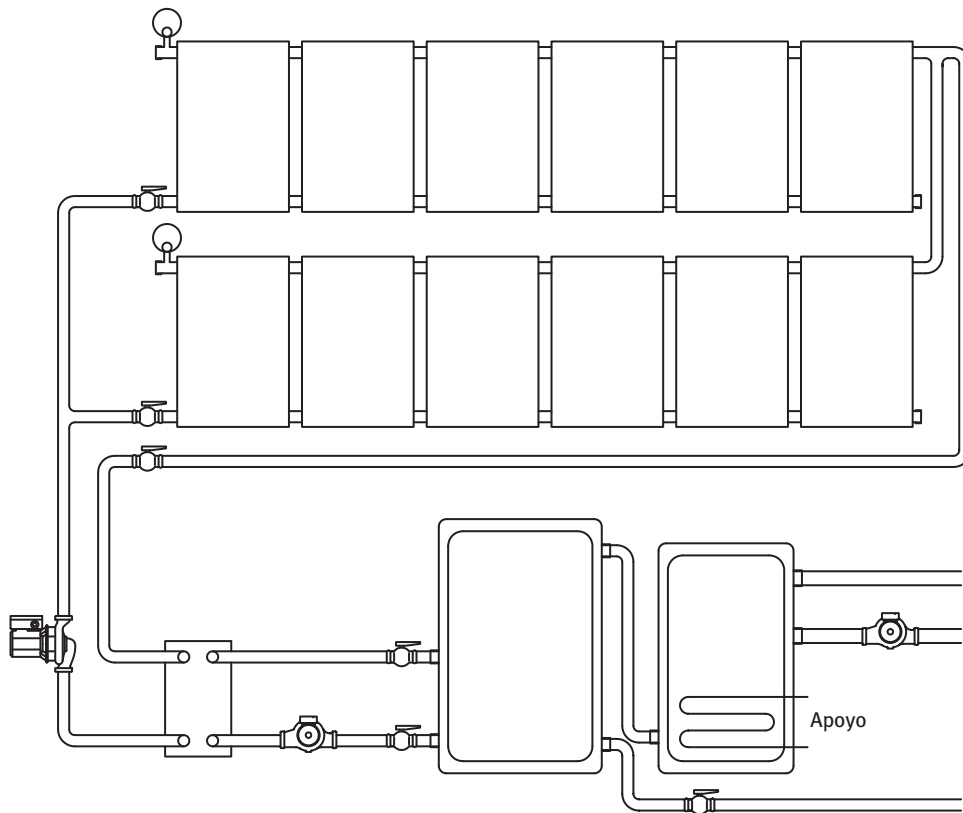
El punto nominal de la instalación es: $Q_1^* = 500$ l/h, $\Delta p_1^* = 3,2$ m c.a, siendo la curva resistente de la instalación:

		Curva de resistente de la instalación			
Q_{nom}	500	0	250	500	750
H_{nom}	3,2	0	0,80	3,20	7,20



La velocidad de giro más adecuada es 2.400 rpm: curva (2). De la intersección entre la curva resistente de la instalación y la curva (2) de la bomba se obtiene: $Q_f = 550$ l/h, $H_f = 4,0$ m c.a, siendo el consumo de la bomba de 0,108 kW.

Ejemplo 5.5: Determinar la velocidad de giro de la bomba modelo G más adecuada para el funcionamiento de la instalación solar de la figura.



Se trata de una instalación solar formada por 12 captadores solares de 2 m^2 cada uno. Tomado como criterio 50 l/h por m^2 de captación, el caudal nominal de la instalación será de $Q^* = 1.200 \text{ l/h}$.

Para una mezcla de 60% agua y 40% propilenglicol a $30 \text{ }^\circ\text{C}$, las pérdidas de presión por metro lineal de tubo son de:

Caudal 1.200 l/h , tubo de cobre de $25 \times 1,5$, $\Delta p_f = 68,4 \text{ m c.a./ml}$

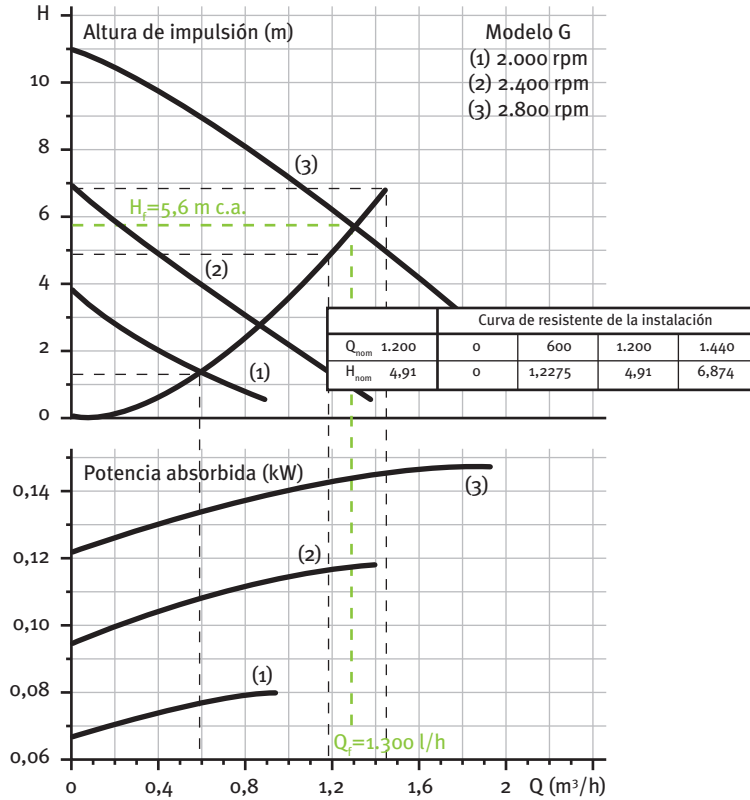
Caudal 600 l/h , tubo de cobre de 18×1 , $\Delta p_f = 91,1 \text{ m c.a./ml}$

Las dos filas de captadores del circuito primario están conectadas en retorno invertido. Para la fila inferior, la pérdida de carga de cualquier captador (sólo uno) es de:

- Pérdida de presión en tubos de 25×1 (24 metros): 1.500 mm c.a.
- Pérdida de presión en tubos de 18×1 (8 metros): 730 mm c.a.
- Pérdida de presión en accesorios (30% tubos): 670 mm c.a.
- Pérdida de presión en el captador: 10 mm c.a.
- Pérdida de presión en el intercambiador de calor: 1.000 mm c.a.
- Pérdida de presión TOTAL: $1.500 + 730 + 670 + 10 + 1.000 = 4.910 \text{ mm c.a. (4,91 m c.a.)}$

El punto nominal de la instalación es: $Q_1^* = 1.200 \text{ l/h}$, $H_1^* = 4,91 \text{ m c.a.}$, siendo la curva resistente de la instalación:

Curva de resistente de la instalación				
Q_{nom} 1.200	0	600	1.200	1.440
H_{nom} 4,91	0	1,23	4,91	6,87



El punto de funcionamiento será 1.300 l/h y $5,6 \text{ m c.a.}$

5.3 REGULACIÓN DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO

La solución encontrada de caudal y altura manométrica del conjunto bomba-instalación puede precisar de regulación, esto es, de una intervención externa en sus condiciones para ajustar el caudal al valor deseado. Se comentarán brevemente a continuación los modos más habituales de regulación.

5.3.1 Regulación por estrangulamiento con válvula en serie

Si se modifica la abertura de la válvula a la salida de la bomba se introduce una pérdida localizada que modi-

fica la función $H_i(Q)$ de la instalación, desplazando el punto de intersección con la curva característica de la bomba (véase la Figura 5.5).

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 sitúa siempre en la zona de presión.

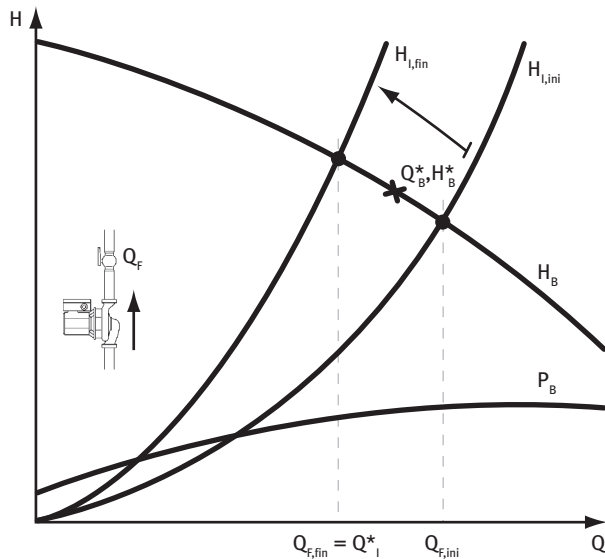


Fig. 5.5: Regulación del punto de funcionamiento por válvula en serie

5.3.2 Regulación por válvula en by-pass

Se trata de una regulación simple mediante válvula instalada en derivación. De este modo, una parte del caudal bombeado retorna al depósito 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.

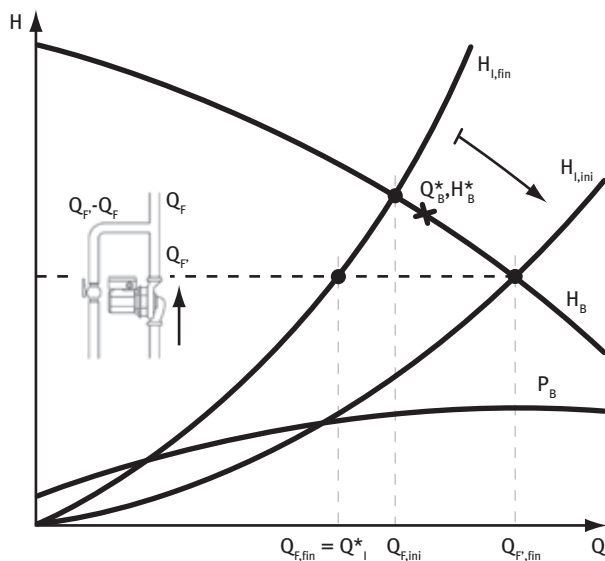


Fig. 5.6: Regulación del punto de funcionamiento por válvula en paralelo

La Figura 5.6 muestra de forma gráfica la regulación en serie de una instalación. Para obtener el caudal nominal de la instalación $Q_{f,i}^*$, la bomba trasiega un caudal superior $Q_{f,s}^*$, existiendo la posibilidad de cavitación de la bomba.

5.3.3 Regulación por variación del régimen de giro

Al cambiar el régimen de giro de la bomba se modifica la curva característica, y naturalmente el punto de funcionamiento, tal como se muestra en la Figura 5.7. Se trata de un sistema muy eficiente desde el punto de vista energético pues no se introducen pérdidas adicionales.

La regulación mediante variador de frecuencia tiene el inconveniente del consumo energético del mismo que puede ser aproximadamente del 10%. En algunos casos, el ruido eléctrico producido por el variador puede causar problemas en el sistema de medida. No es recomendable disminuir la velocidad de giro de la bomba por debajo del 50% de su velocidad nominal.

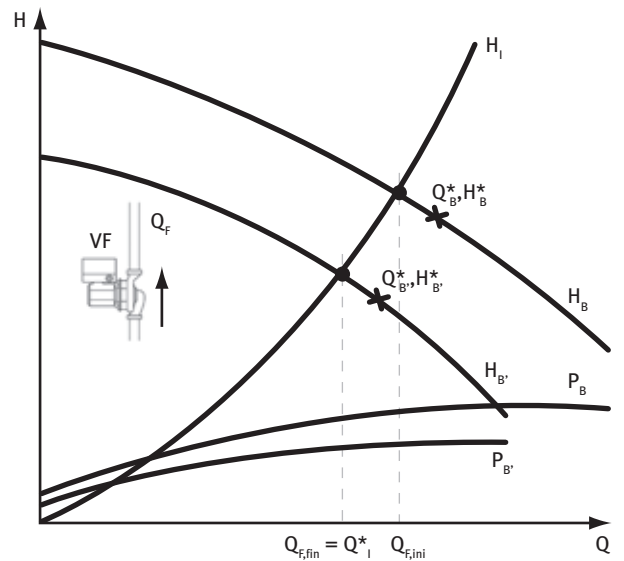


Fig. 5.7: Regulación por variación del régimen de giro de la bomba

El empleo de variadores de frecuencia para la regulación de instalaciones hidráulicas es cada vez más habitual. Muchos fabricantes han incorporado el variador de frecuencia en algunos de sus modelos de bombas, siendo esta opción muy adecuada en sistemas de caudal variable.

La regulación se suele hacer:

- Regulación de la velocidad de giro manteniendo la presión diferencial constante.
- Regulación de la velocidad de giro con presión diferencial variable.

5.3.3.1 Regulación de Ω por presión diferencial constante

Tal y como su nombre indica, se trata de la regulación de la velocidad de giro de la bomba de forma que la altura manométrica suministrada por la bomba sea constante. El variador de frecuencia acoplado a la bomba regula su régimen de giro de forma que se mantiene constante la presión diferencial entre impulsión y aspiración de la bomba.

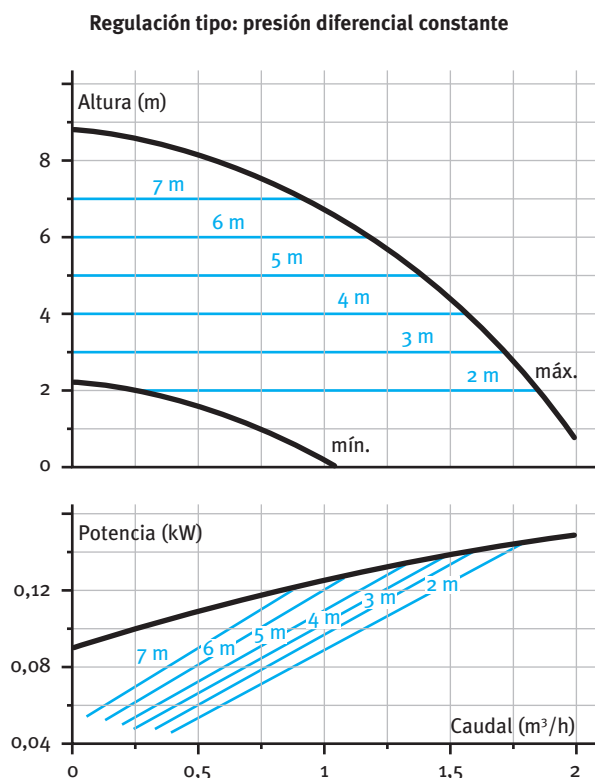


Fig. 5.8: Variación del régimen de giro de la bomba para Δp , constante

En un sistema a caudal variable, en primer lugar se ajustará la bomba para la situación de caudal nominal (máximo). En este punto se le indica al sistema de regulación que mantenga constante la altura proporcionada (incremento de presión). De esta forma, al cerrarse las válvulas de regulación del sistema (radiadores, fan-coils, etc.), la bomba mantendrá la altura, reduciendo el caudal de suministro, teniendo las siguientes ventajas:

- Se evita que el circuito hidráulico trabaje a presiones altas.
- El caudal disminuye significativamente al aumentar las pérdidas de presión, reduciéndose la velocidad en las tuberías y los posibles problemas de ruidos.
- La energía consumida disminuye significativamente en sistemas donde el caudal es muy variable.

5.3.3.2 Regulación de Ω por presión diferencial variable

Se trata de una modificación del sistema anterior. En circuitos de recirculación, la resistencia hidráulica del circuito aumenta a medida que cierran las válvulas de control de dos vías de los elementos terminales: radiadores, fancoils, baterías, etc.

Algunos fabricantes de bombas ofrecen la posibilidad de establecer una curva de funcionamiento correspondiente con la altura manométrica a la velocidad de giro máxima. El usuario selecciona la curva correspondiente que de esta forma es ascendente con el caudal. Se consigue de esta forma que al aumentar la resistencia hidráulica del circuito por actuación de las válvulas de control, la bomba responda circulando menos caudal.

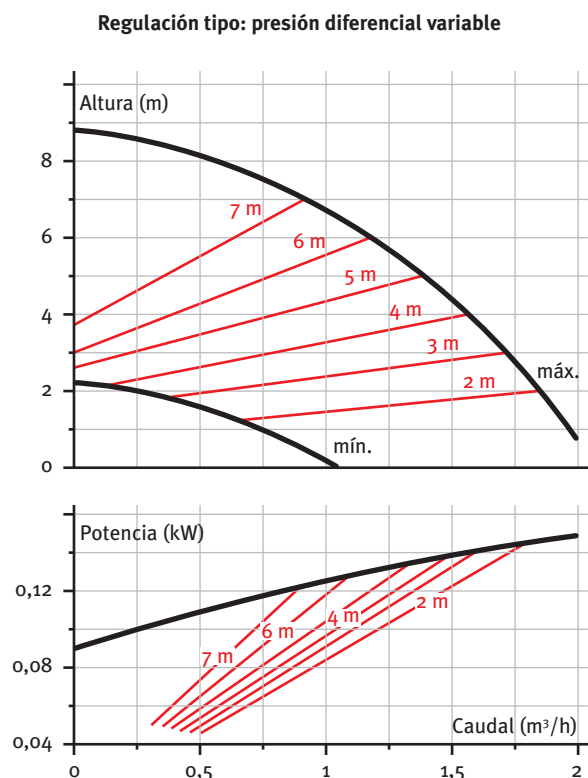


Fig. 5.9: Variación del régimen de giro de la bomba para Δp , variable

Una vez puesta en marcha la bomba y ajustada la altura suministrada por la bomba, la regulación del régimen de giro de la bomba se realiza de forma automática. A medida que se vayan cerrando las válvulas de control el caudal suministrado por la bomba disminuirá significativamente según las curvas resistentes representadas a modo de ejemplo en la Figura 5.9.

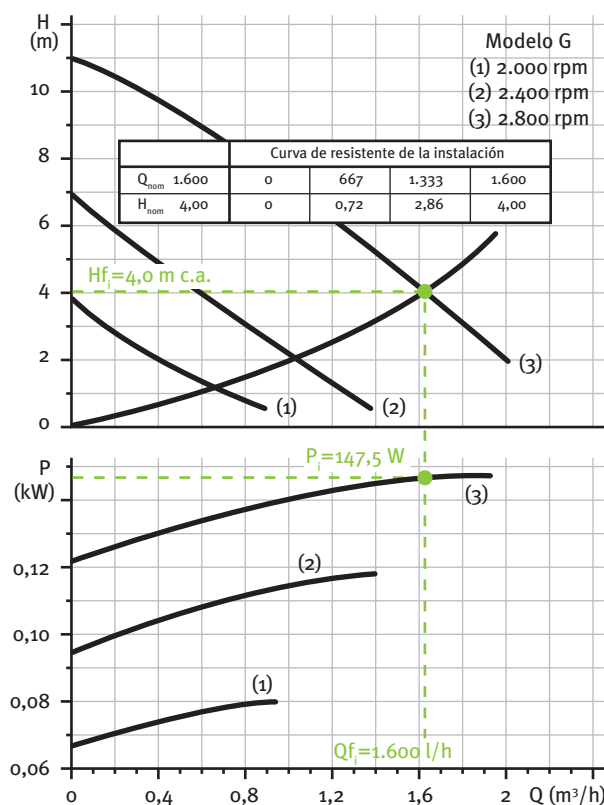
5.3.4 Ajuste del punto de funcionamiento por recorte o cambio del rodete

En instalaciones a caudal constante puede ser más interesante emplear la bomba correcta que utilizar un variador de frecuencia.

Algunos modelos de bombas están disponibles con distintos diámetros de rodete. Una vez instalada la bomba y puesta en funcionamiento, es posible cambiar el rodete por otro de diámetro adecuado a la curva de funcionamiento real de la instalación.

En el caso de que esto no sea posible, puede analizarse la posibilidad de recortar del rodete de la bomba de forma que se ajuste el punto de funcionamiento de la bomba con un coste reducido y sin penalización energética. El análisis gráfico del comportamiento es similar al representado en la Figura 5.7.

Ejemplo 5.6: Una vez puesta en marcha la bomba de primario de la instalación del Ejemplo 5.5, el manómetro de la entrada marca 1,5 bar y el de la salida 1,89 bar. Determinar el caudal que circula por la instalación y analizar la regulación de la instalación a su caudal nominal $Q = 1.200 \text{ l/h}$.



La altura suministrada por la bomba es:

$$H_m = \frac{p_s - p_e}{\rho g} = \frac{189.000 - 150.000}{1.000 \cdot 9,81} = 4 \text{ m c.a.}$$

Entrando en la curva de la bomba se obtiene un caudal de 1.600 l/h.

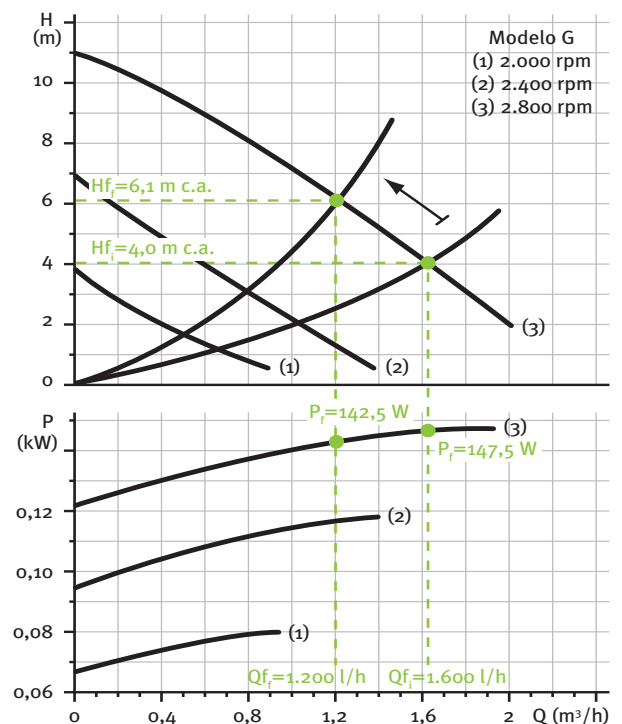
El caudal obtenido es superior al nominal debido a la práctica común de sobrestimar las pérdidas de carga por encima del valor real.

Regulación por cambio de velocidad

Si se cambia la bomba a la segunda velocidad, de la observación de la curva característica se obtiene que el caudal bombeado será de 1.050 l/h. Este caudal podría ser admisible en función del tipo de captador de la instalación solar. El consumo de la bomba se verá reducido de 147,5 W (velocidad 3) a 112 W (velocidad 2).

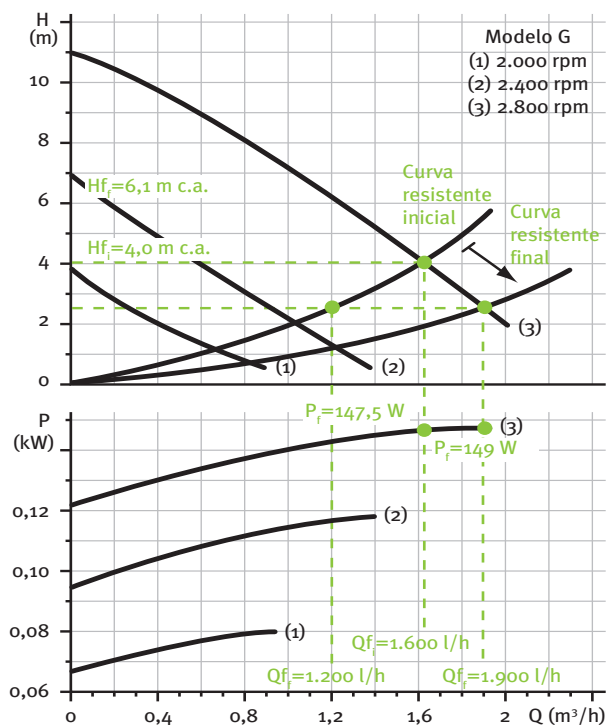
Regulación mediante válvula en serie

En este caso se cambia la curva característica de la instalación tal y como se indica en la figura.

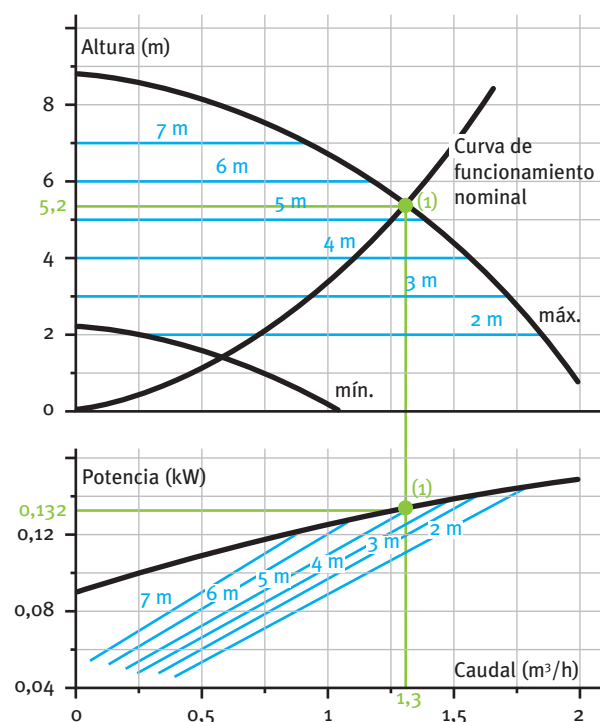


La potencia consumida por la bomba se reduce sólo 5 W (de 147,5 a 142,5 W).

Regulación mediante válvula en paralelo (by-pass)



La bomba se encuentra funcionando prácticamente fuera de rango. La regulación mediante válvula en by-pass (válvula de tres vías) no es recomendable desde el punto de vista energético y debe analizarse con cuidado desde el punto de vista funcional.

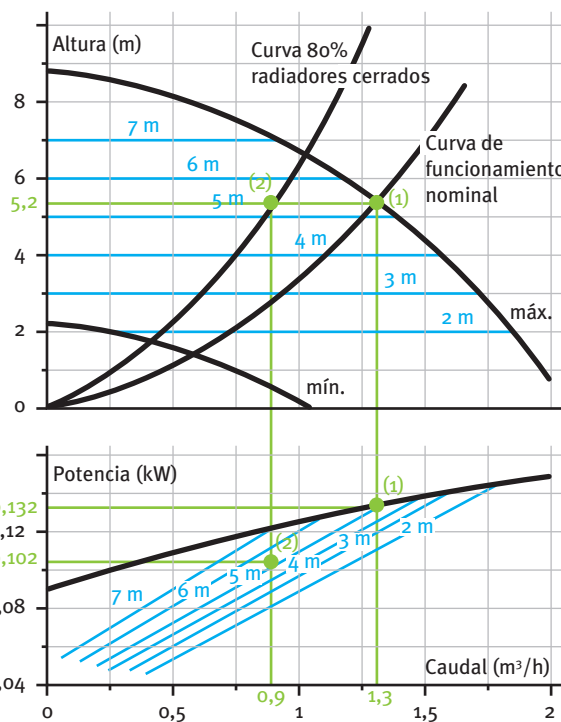


Ejemplo 5.7: En la instalación de calefacción de los Ejemplos 5.2 y 5.3, el punto de funcionamiento en condiciones nominales es: $Q_f = 1.300 \text{ l/h}$, $H_f = 5,2 \text{ m c.a.}$, $P_B = 132 \text{ W}$, tal y como se muestra en la figura de la curva de funcionamiento.

Determinar el nuevo punto de funcionamiento cuando la curva de funcionamiento cambia al cerrarse el 80% de los radiadores.

Regulación caudal-incremento de presión constante

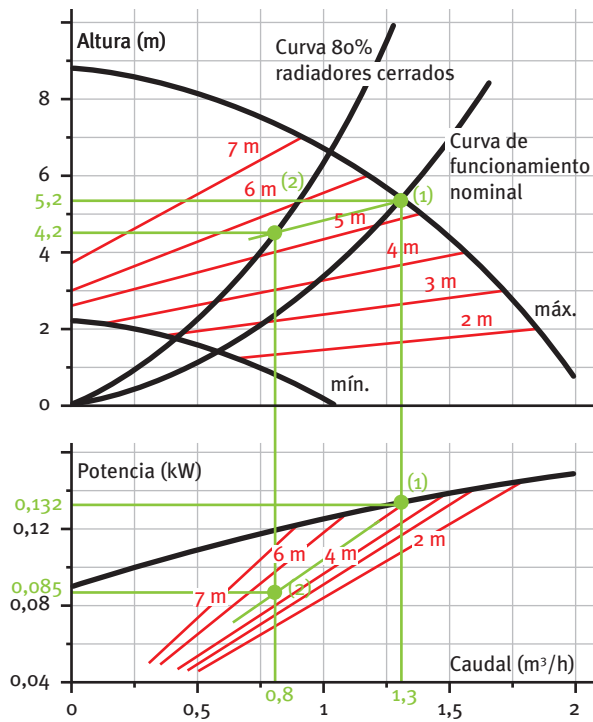
La siguiente figura muestra como al variar la resistencia hidráulica del circuito, la bomba cambia manteniendo constante la altura de impulsión en $5,2 \text{ m c.a.}$



El nuevo punto de funcionamiento es: $Q_f = 900 \text{ l/h}$, $H_f = 5,2 \text{ m c.a.}$, $P_B = 102 \text{ W}$. Se produce una reducción del caudal y una reducción de la potencia consumida muy adecuados para el funcionamiento a carga parcial.

Regulación caudal-incremento de presión variable

La figura de la página siguiente muestra cómo al variar la resistencia hidráulica del circuito, la bomba se desplaza por la curva descendente correspondiente a $H_f = 5,2 \text{ m c.a.}$



El nuevo punto de funcionamiento es: $Q_f = 800 \text{ l/h}$, $H_f = 4,2 \text{ m c.a.}$, $P_B = 85 \text{ W}$. Se produce una reducción más acusada del caudal y de la potencia consumida.

Análisis energético

6

6.1 CONSUMO ENERGÉTICO DE LAS BOMBAS

El consumo energético de una bomba viene dado por:

$$\text{Consumo} = \frac{\text{Demanda}}{\eta_{\text{medio}}}$$

La energía consumida en kWh viene dada por la integral de la potencia consumida a lo largo del tiempo de funcionamiento:

$$\text{Consumo} = \int_0^T P_B = \int_0^T \frac{\rho g Q H_m}{\eta_{\text{inst.}}}$$

En el caso de una bomba funcionando en condiciones estacionarias, la integral se sustituye por un producto:

$$\text{Consumo} = P_B \cdot T = \frac{\rho g Q H_m}{\eta} \cdot T \text{ (kWh)}$$

Si la bomba funciona a régimen variable, el consumo energético se determinará en la práctica por el sumatorio de las distintas condiciones de funcionamiento:

$$\text{Consumo} = \sum_0^i P_{Bi} \cdot T_i = \sum_0^i \frac{\rho g Q_i H_{m,i}}{\eta_{\text{inst},i}} \cdot T_i \text{ (kWh)}$$

Para reducir el consumo energético deberemos reducir la potencia suministrada a la instalación, aumentar el rendimiento de la bomba o disminuir el número de horas de funcionamiento de la instalación.

6.1.1 Optimización de la energía consumida por la bomba

El análisis energético de una instalación de bombeo puede realizarse analizando en primer lugar el consumo mínimo de la instalación. La energía necesaria para

recircular un caudal de fluido caloportador se destina únicamente a vencer las pérdidas de presión y éstas pueden ser reducidas con el diseño del circuito.

La potencia eléctrica consumida por la bomba viene dada por:

$$P_B = \rho g Q H_m / \eta_B$$

Para reducir la potencia consumida se deberá optimizar el caudal trasegado ya que las pérdidas de presión y, por tanto, la altura manométrica a suministrar por la bomba depende del caudal al cuadrado $H_m \propto Q^2$ y por tanto la potencia depende del caudal al cubo $P_B \propto Q^3$.

Para que la potencia consumida por la bomba no sea excesiva, la pérdida de carga debe ser reducida. Por último, se deberá asegurar que la bomba funcione con un rendimiento cercano al máximo.

Optimización del caudal

El caudal a bombear depende de la energía por unidad de tiempo a transportar y del salto de temperaturas. Para una caldera de calefacción de 24 kW, con temperatura de impulsión $T_i = 75^\circ\text{C}$ y temperatura de retorno $T_r = 60^\circ\text{C}$, es decir, $DT = 15^\circ\text{C}$, se obtiene:

$$24 \text{ kW} = \dot{m} \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ kJ/kg }^\circ\text{C} \cdot 15^\circ\text{C} \Rightarrow \dot{m} = 0,383 \text{ kg/s}, \\ \dot{V} = 0,383 \text{ l/s} = 1,380 \text{ l/h}$$

La bomba debe impulsar por tanto un caudal de 1,380 l/h. Si se dimensionan los elementos terminales para una temperatura de impulsión $T_i = 75^\circ\text{C}$ y una temperatura de retorno $T_r = 55^\circ\text{C}$, es decir, $DT = 20^\circ\text{C}$, el caudal trasegado será de:

$$24 \text{ kW} = \dot{m} \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ kJ/kg }^\circ\text{C} \cdot 20^\circ\text{C} \Rightarrow \dot{m} = 0,287 \text{ kg/s}, \\ \dot{V} = 0,287 \text{ l/s} = 1,034 \text{ l/h}$$

El caudal a trasegar es menor y el consumo energético en el transporte del fluido caloportador generalmente disminuirá.

Optimización de la pérdida de carga

La pérdida de carga en el circuito puede reducirse aumentando el diámetro de las tuberías. La práctica ingenieril ha llevado a establecer como adecuado el criterio de 20 a 100 mm c.a. por metro lineal de tubo. Además, deben considerarse las pérdidas en los accesorios del circuito hidráulico y de elementos como la caldera, intercambiadores de calor y elementos terminales.

Rendimiento de la bomba

El rendimiento máximo de las bombas puede ser superior al 70% en bombas de altas potencias. La mayoría de bombas circuladoras son de baja potencia y su rendimiento suele ser muy bajo (inferior al 30%).

En bombas de menos de 50 W, algunas tienen rendimientos inferiores al 10%. Debe considerarse la posibilidad de emplear bombas de alta eficiencia (bombas con motor de imán permanente) cuyo rendimiento es superior.

Optimización del tiempo de uso

La bomba que menos consume es la que se encuentra parada. En el análisis del sistemas de control de las instalaciones se deberá considerar la conveniencia o no de parar determinados circuitos, principalmente los de recirculación de ACS.

6.1.2 Optimización del consumo energético mediante el sistema de control

La regulación de la bomba puede adaptar el caudal y consumo energético de la bomba a la demanda. La configuración del control de la carga en los elementos terminales determinará la posibilidad o no de ahorrar energía de bombeo con la regulación. La Figura 6.1 muestra la conexión de los elementos terminales en un circuito secundario a caudal constante y a caudal variable.

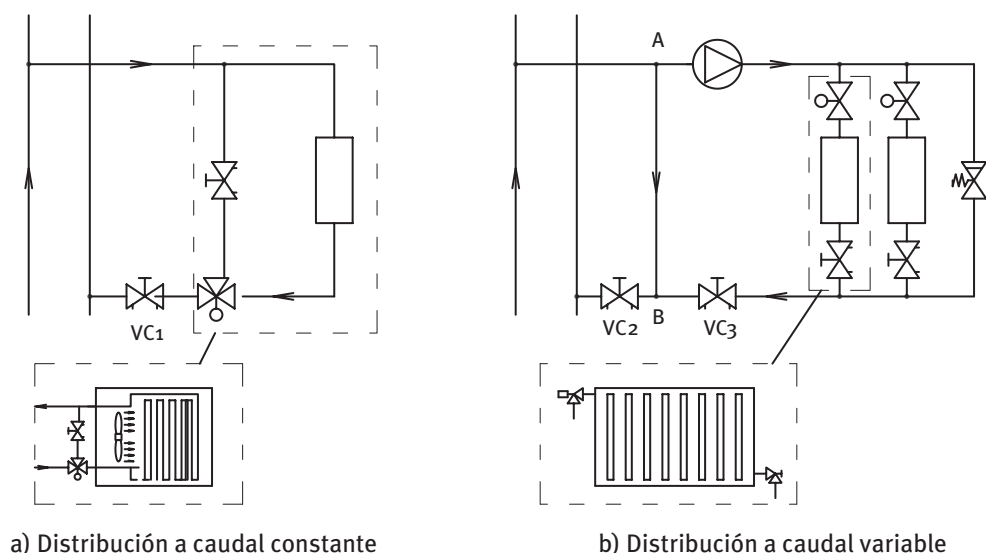


Fig. 6.1: Conexión de los elementos terminales en un circuito secundario a caudal constante y a caudal variable

Sistema secundario a caudal constante

El control se realiza mediante válvulas de tres vías que mantienen el caudal constante de forma independiente a la demanda energética. Las variaciones en la demanda energética de la climatización producen variaciones en la temperatura de retorno.

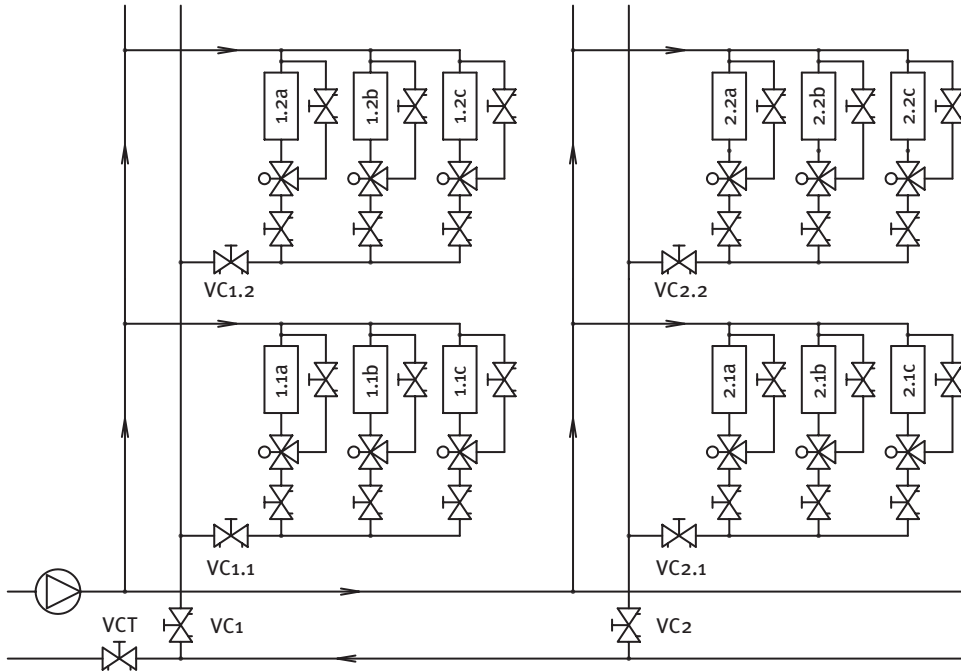


Fig. 6.2: Distribución de secundario a caudal constante

Sistema secundario a caudal variable

El control se realiza mediante válvulas de dos vías donde las variaciones de la demanda producen el cierre parcial o total de las válvulas. De forma global, el sistema se comporta de forma similar a una estrangulación por válvula en serie con la bomba. El caudal impulsado disminuirá a medida que se van cerrando las válvulas de dos vías (Figura 6.3 en página siguiente).

Desde el punto de vista energético, los sistemas a caudal variable permiten el ahorro energético de la energía requerida a carga parcial. El beneficio real se obtiene cuando se emplea una bomba con variador de frecuencia, con regulación de la velocidad de giro manteniendo la presión diferencial constante o incluso a presión diferencial variable (véase sección 5.3.3).

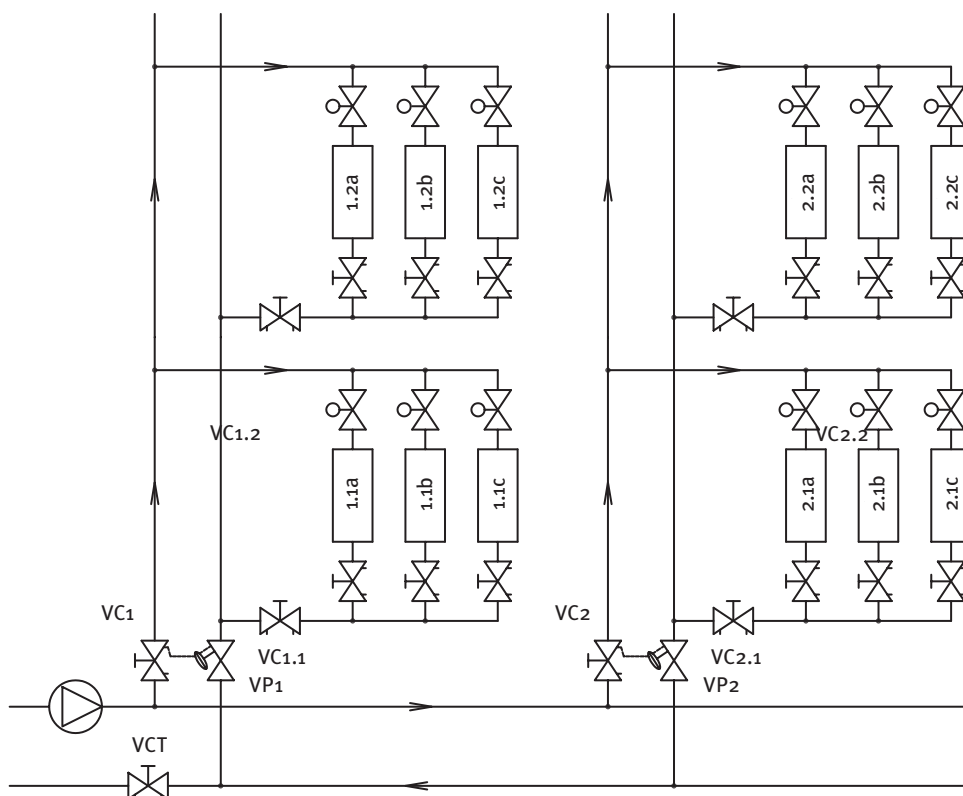


Fig. 6.3: Distribución de secundario a caudal variable

6.2 CÁLCULO DEL CUMPLIMIENTO DEL RITE

Para el cumplimiento del RITE 2007 se deberá atender a lo especificado en el artículo 12 del Reglamento y a su Instrucción Técnica IT 1.2.4.2.5.

Las bombas se deberán 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 SPP (*Specific Pump Power*) 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 IP54 o IP55, de 2 ó 4 polos, de diseño estándar, de 1,1 a 90 kW.

kW	1,1	1,5	2,2	3,0	4,0	5,0	7,5	11,0	15,0	18,5	22,0	30,0	37,0	45,0	55,0	75,0	90,0
%	76,2	78,5	81,0	82,6	84,2	85,7	87,0	88,4	89,4	90,0	90,5	91,4	92,0	92,5	93,0	93,6	93,9

Tabla 6.1: Rendimiento mínimo de motores eléctricos establecido en el RITE

Quedan excluidos los motores destinados para ambientes especiales, encapsulados y no ventilados.

Ejemplo 6.1: Determinar la potencia específica de una bomba que impulsa 1.370 l/h y que consume 110 W.

La potencia específica resulta:

$$w_{\text{esp}} = \frac{P_B}{Q} = \frac{110}{1.370/3.600} = 289 \text{ W/(l/s)}$$

6.3 CÁLCULO DE EMISIONES DE CO₂ Y DE ENERGÍA PRIMARIA CONSUMIDA

Las emisiones de CO₂ y de energía primaria derivadas del consumo energético de las bombas se determinan a partir del consumo energético en kWh. La Tabla 6.2 muestra los factores de conversión entre energía eléctrica consumida y las emisiones de CO₂ producidas y la energía primaria consumida.

	Tipo de energía	Coefficiente de paso a kWh de energía primaria	Coefficiente de paso a emisiones en g de CO ₂
Energía eléctrica	Convencional peninsular	2,603 kWh/kWh _e	649 gCO ₂ /kWh _e
	Horas valle peninsular	2,022 kWh/kWh _e	517 gCO ₂ /kWh _e
	Convencional insular	3,347 kWh/kWh _e	981 gCO ₂ /kWh _e
	Horas valle insular	3,347 kWh/kWh _e	981 gCO ₂ /kWh _e
Energía térmica	Gas Natural	1,011 kWh/kWh _t	204 gCO ₂ /kWh _t
	Gasóleo C	1,081 kWh/kWh _t	287 gCO ₂ /kWh _t
	GLP	1,081 kWh/kWh _t	244 gCO ₂ /kWh _t

Tabla 6.2: Coeficientes de paso. Energía consumida a energía primaria y energía consumida a emisiones de CO₂

Se observa que los coeficientes de paso dependen de si el consumo se realiza en la península o en territorio insular. Esta distinción se realiza debido a que en las islas la mayor parte de la energía eléctrica se genera por combustión de combustibles fósiles.

Además, en la península se dan coeficientes de paso distintos para horas valle y llano. Son horas valle:

- En horario de verano, de 0 a 8 h.
- En horario de invierno, de 23 a 24 h y de 0 a 7 h.

En todo caso, 8 horas al día son valle y 16 horas son llano o convencional.

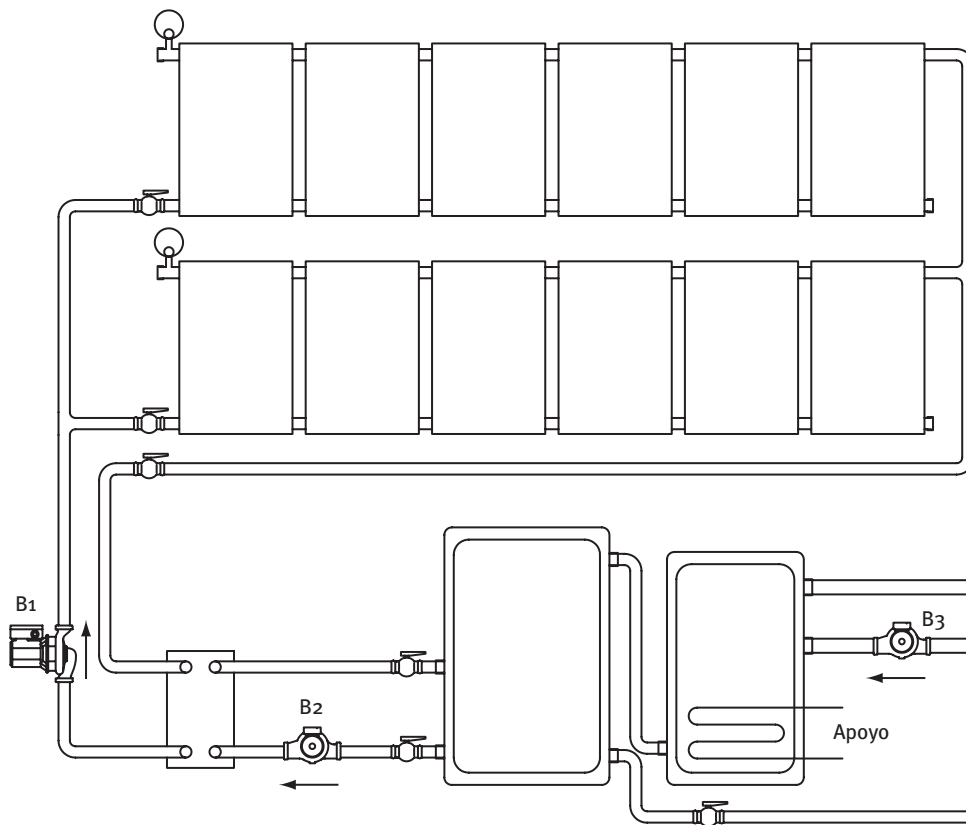
Ejemplo 6.2: Determinar la energía anual consumida por las bombas de la instalación solar del esquema, correspondiente a un edificio de 16 viviendas (Figura página siguiente).

Datos de las bombas:

Bomba B1

El caudal de la bomba 1 viene determinado por los captadores solares. Generalmente, el caudal a recircular es de 50-60 l/h por m². En este caso se consideran captadores de 2 m² y un caudal de 60 l/h por m², resultando:

Caudal: $Q_{B1} = 12 \cdot 120 = 1.440 \text{ l/h}$



Pérdida de carga en el circuito primario (50 metros de longitud):

- Pérdidas primarias: $50 \text{ m} * 60 \text{ mm c.a./ml} = 3.000 \text{ mm c.a.}$
- Pérdidas en accesorios (25%): 750 mm c.a.
- Pérdidas en el intercambiador: 1.000 mm c.a.
- Pérdidas en el captador: 100 mm c.a.

Altura de la bomba: $H_{m1} = 4,85 \text{ m c.a.}$ (pérdidas totales = 4.850 mm c.a.).

Potencia de la bomba: $P_{B1} = 110 \text{ W}$

Bomba B2

El caudal de la bomba 2 es igual al caudal del circuito primario. La igualdad de caudales es recomendable para el correcto funcionamiento del intercambiador de calor

Caudal: $Q_{B2} = Q_{B1} = 1.440 \text{ l/h}$

Pérdida de carga en el circuito (5 metros de longitud):

- Pérdidas primarias: $5 \text{ m} * 60 \text{ mm c.a./ml} = 300 \text{ mm c.a.}$
- Pérdidas en accesorios (25%): 75 mm c.a.
- Pérdidas en el intercambiador: 1.000 mm c.a.

Altura de la bomba: $H_{m2} = 1,38 \text{ m c.a.}$ (pérdidas totales = 1.375 mm c.a.).

Potencia de la bomba: $P_{B2} = 38 \text{ W}$

Bomba B3

La instalación solar abastece a 16 viviendas. Siguiendo el CTE-HS4, el consumo de ACS de una vivienda con 2 cuartos de baño es de aproximadamente 1 l/s. Aplicando un factor de simultaneidad para 12 elementos de 0,34 se obtiene 0,34 l/s por vivienda. Además, para 16 viviendas se puede aplicar un coeficiente de simultaneidad de 0,21, resultando un caudal de diseño de 1,14 l/s. Se va a considerar una recirculación del 10% del caudal de diseño, esto es, de 0,114 l/s (410 l/h).

Nota: se debería comprobar que la pérdida de temperatura en este circuito sea inferior a 3 °C. El caudal mínimo a recircular debe producir una pérdida de temperatura inferior a 3 °C según HS4. La pérdida de energía en tuberías de diámetros menores de 32 mm es inferior a 10 W por metro lineal de tubo. De esta forma puede demostrarse que para un caudal de 250 l/h, la pérdida de 3 °C se produciría en 87 metros y para 400 l/h se produciría en 139 metros. En este ejemplo se realiza la recirculación para un caudal de 410 l/h.

Caudal: $Q_{B3} = 410$ l/h

Pérdida de carga en el circuito secundario:

- Pérdidas primarias: 2.000 mm c.a. (los diámetros de la impulsión son muy superiores al diámetro de retorno).
- Pérdidas en accesorios (25%): 500 mm c.a.

Altura de la bomba: $H_{m3} = 2,5$ m c.a. (pérdidas totales = 2.500 mm c.a.).

Potencia de la bomba: $P_{B3} = 42$ W

Consumo energético

Se considera que las bombas B1 y B2 trabajan una media de 6 horas diarias mientras que la bomba B3 funciona las 24 horas. La energía consumida por cada bomba en un año es de:

Energía eléctrica consumida por B1:

$$E_{C,B1} = P_{B1} \cdot T = (110/1.000) \cdot (365 \cdot 6) = 241 \text{ kWh}$$

Energía eléctrica consumida por B2:

$$E_{C,B2} = P_{B2} \cdot T = (38/1.000) \cdot (365 \cdot 6) = 83 \text{ kWh}$$

Energía eléctrica consumida por B3:

$$E_{C,B3} = P_{B3} \cdot T = (42/1.000) \cdot (365 \cdot 24) = 368 \text{ kWh}$$

Total: 692 kWh (35% B1, 12% B2 y 53% B3).

Con una tarifa eléctrica de 0,08 €/kWh, el coste de la energía eléctrica necesaria para el bombeo es de $692 \cdot 0,08 = 55,4$ €/año.

Ejemplo 6.3: Determinar las emisiones de CO₂ y la energía primaria consumida por las tres bombas circuladoras

de la instalación solar del Ejemplo 6.2. La instalación se encuentra en la península.

Emisiones de CO₂ al año

Emisiones B1:

$$EM_{CO_2,B1} = E_{C,B1} \cdot C_{PASO} = 241 \cdot 0,649 = 156 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Emisiones B2:

$$EM_{CO_2,B2} = E_{C,B2} \cdot C_{PASO} = 82 \cdot 0,649 = 54 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Emisiones B3: (8 horas al día son valle y 16 son convencionales)

$$EM_{CO_2,B3} = E_{C,B3} \cdot C_{PASO} = 241 \cdot (16/24) \cdot 0,649 + 241 \cdot (8/24) \cdot 0,517 = 223 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Total emisiones: 433 kg CO₂/año (36% B1, 13% B2 y 51% B3).

Energía primaria consumida al año

E. primaria B1:

$$EP_{C1} = E_{C,B1} \cdot C_{PASO} = 241 \cdot 2,603 = 627 \text{ kWh}$$

E. primaria B2:

$$EP_{C2} = E_{C,B2} \cdot C_{PASO} = 82 \cdot 2,603 = 217 \text{ kWh}$$

E. primaria B3: (8 horas al día son valle y 16 son convencionales)

$$EP_{C3} = E_{C,B3} \cdot C_{PASO} = 241 \cdot (16/24) \cdot 2,603 + 241 \cdot (8/24) \cdot 2,022 = 886 \text{ kWh}$$

Total consumo de energía primaria: 1.730 kWh/año (36% B1, 13% B2 y 51% B3).

Si la instalación solar estuviera en territorio insular, los resultados globales serían:

Emisiones totales:

$$EM_{CO_2} = E_C \cdot C_{PASO} = 692 \cdot 0,981 = 679 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Energía primaria:

$$EP_C = E_C \cdot C_{PASO} = 692 \cdot 3,347 = 2.316 \text{ kWh/año}$$

6.3 COSTES DE OPERACIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO

La decisión para la adquisición final de una bomba debe tener presente 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.

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

Ejemplo 6.4: Analizar los costes de operación de dos alternativas para seleccionar una bomba en una instalación de punto de funcionamiento nominal: $Q = 4.000$ l/h y $H_m = 6$ m c.a. Se debe escoger entre una bomba simple de 600 € y una bomba electrónica de 900 €. La primera bomba tiene un consumo de 280 W y la segunda un consumo de 150 W. Funcionamiento continuo 24 h. 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 al coste de la energía eléctrica, se puede conocer el dato actualizado.

Consumo energía eléctrica B1:

$$E_{C,B1} = P_{B1}T = (280/1.000) \cdot (365 \cdot 24) = 2.453 \text{ kWh/año}$$

Consumo energía eléctrica B2:

$$E_{C,B2} = P_{B2}T = (150/1.000) \cdot (365 \cdot 24) = 1.314 \text{ kWh/año}$$

Coste energía eléctrica al año:

Coste energía eléctrica B1:

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

Coste energía eléctrica B2:

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

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. El valor actual de un dinero que se paga en el futuro, se calcula mediante:

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

donde k es la tasa de descuento de la inversión, definida como la rentabilidad deseada para el dinero invertido. Por ejemplo, 196,2 € que tengamos que pagar dentro de 5 años es como si hoy nos costase:

$$VA = \frac{196,2}{(1 - 0,07)^5} = 146,6 \text{ €}$$

(se ha elegido una tasa de descuento del 7%)

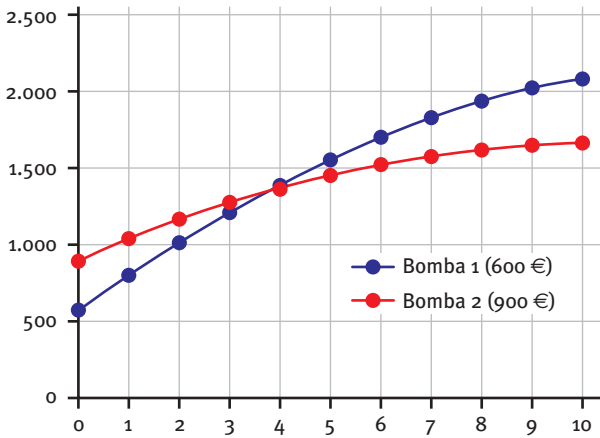
Operando de forma similar se obtiene:

	196,2	105,1
1	185,1	99,2
2	174,6	93,6
3	164,8	88,3
4	155,4	83,3
5	146,6	78,6
6	138,3	74,1
7	130,5	69,9
8	123,1	66,0
9	116,1	62,2
10	109,6	58,7

El coste actualizado del ciclo de vida de cada bomba es:

	Inversión	
	B1: 600 €	B2: 900 €
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	1.426,6	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

El coste actualizado del ciclo de vida se muestra gráficamente:



6.4 MEDIDA DE LA ENERGÍA CONSUMIDA POR UNA BOMBA

La medida de la energía consumida por una bomba se puede realizar empleando distinto tipo de instrumentación.

Medida de potencia mediante vatímetro

Existen vatímetros analógicos y digitales para la medida de la potencia instantánea consumida por una bomba. Para conocer la energía consumida se requiere además de un registro periódico de datos o, en el caso de funcionamiento constante, un contador del tiempo de funcionamiento de la bomba.

El empleo de vatímetros en bombas monofásicas es simple y económico. Sin embargo, en bombas con variador de frecuencia, la medición de la potencia es mucho más compleja tanto antes del variador (señal de corriente en forma de pico) como después del variador (necesidad de vatímetro trifásico).

Medida de energía mediante contador de energía

Se trata de una solución adecuada para equipos de gran potencia. En el caso de bombas, no es ni habitual ni parece lógico emplear un contador de energía exclusivamente para determinar el consumo energético de bombas circuladoras.

Medida de potencia mediante polímetro

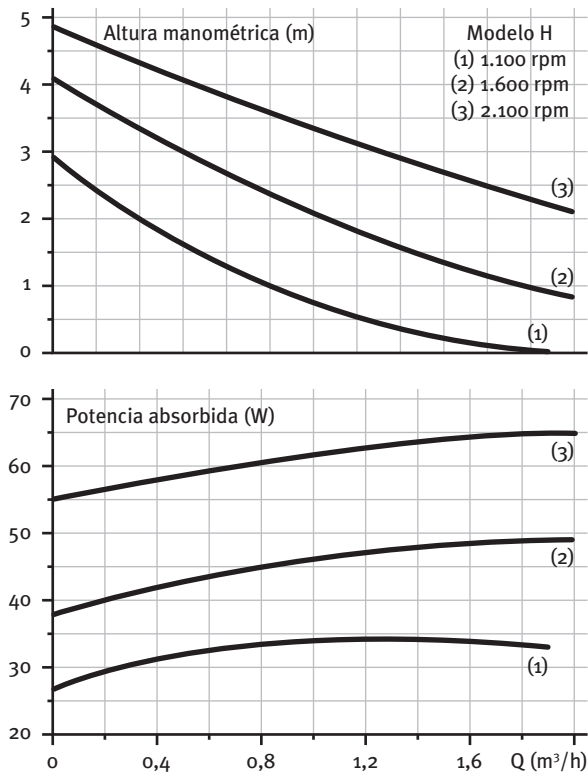
Es posible emplear un polímetro para medir la potencia consumida por una bomba, siempre y cuando el factor de potencia sea conocido. En bombas monofásicas de

pequeña potencia el factor de potencia es muy próximo a 1 y prácticamente constante.

Medida de potencia mediante analizador de redes

Se trata de un sistema con el que se puede medir la potencia consumida por cualquier equipo. En el caso de bombas con variador de frecuencia, la medida puede realizarse tanto en la entrada como en la salida del variador de frecuencia.

Ejemplo 6.5: En este ejemplo se van a analizar las posibilidades de medir la potencia consumida por una bomba MODELO H, monofásica de 3 velocidades y 3 potencias: 65 W, 45 W y 30 W. La curva característica proporcionada por el fabricante es la siguiente:



Medida de la potencia mediante analizador de redes. Se han obtenido los siguientes datos. La variación del caudal se ha realizado estrangulando el flujo en una válvula en serie.

Velocidad 3

Caudal (l/h)	Potencia activa (W)	Potencia aparente (W)	Cos ϕ (-)
0	51,04	52,60	0,989
100	52,42	53,03	0,990
200	53,00	53,51	0,991

Velocidad 3

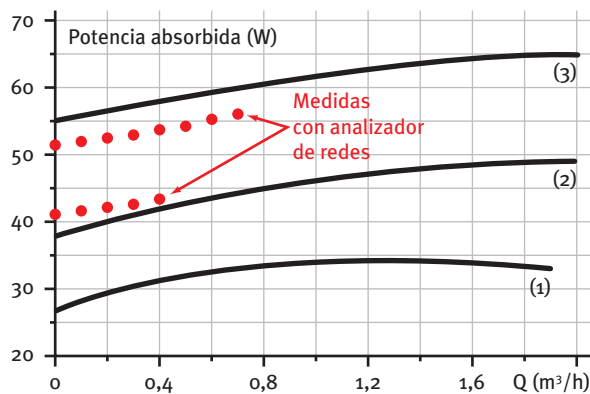
(Continuación)

Caudal (l/h)	Potencia activa (W)	Potencia aparente (W)	Cos fi (-)
300	53,49	53,91	0,991
400	54,08	54,47	0,992
500	54,64	55,07	0,992
600	55,10	55,50	0,993
700	55,43	55,84	0,993

Velocidad 2

0	40,72	42,62	0,957
100	41,32	43,07	0,959
200	41,74	43,43	0,961
300	42,12	43,87	0,962
400	42,61	44,2	0,963

Se muestran, de forma gráfica, los resultados obtenidos:



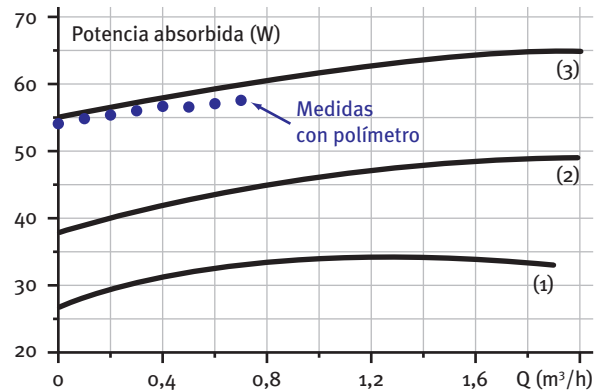
Medida de la potencia mediante polímetro. Considerando que el factor de potencia es próximo a la unidad, se

ha empleado un polímetro para la medida de la potencia consumida por la bomba. Las lecturas tomadas son:

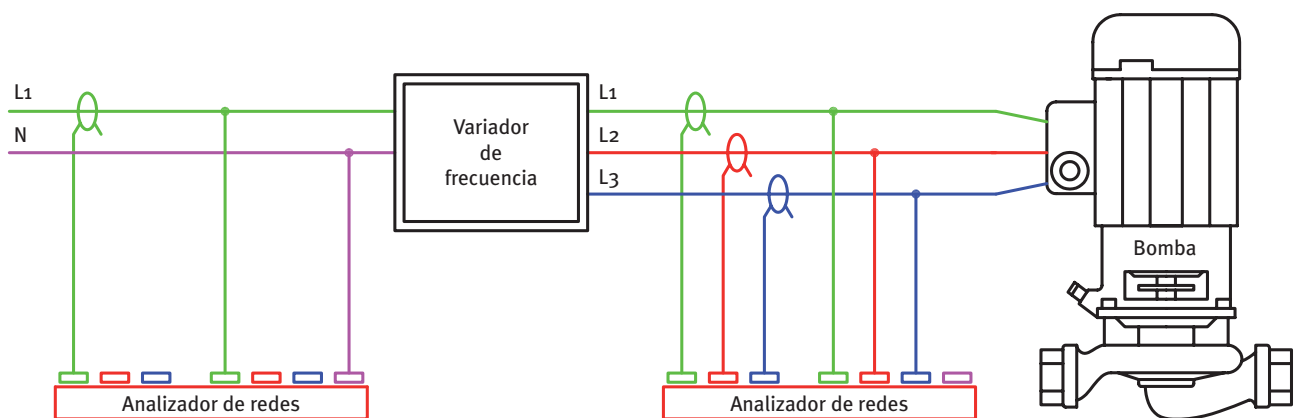
Velocidad 3

Caudal (l/h)	Tensión	Intensidad (A)	Potencia (W)
0	226	0,242	54,692
100	226	0,244	55,144
200	226	0,244	55,144
300	226	0,247	55,822
400	226	0,248	56,048
500	226	0,249	56,274
600	226	0,250	56,500
700	226	0,251	56,276

Se muestran, de forma gráfica, los resultados obtenidos:



Ejemplo 6.6: Analizar las medidas en campo realizadas en una bomba de rotor seco con variador de frecuencia. Las medidas se realizaron a la entrada del variador y entre el variador y la bomba.



Frecuencia (Hz)	Caudal (l/h)	Entrada al variador (Monofásica)			Salida del variador (Trifásica equilibrada)		
		Potencia activa (W)	Potencia aparente (VA)	Cos fi (-)	Potencia activa (W)	Potencia aparente (VA)	Cos fi (-)
50	0	300,00	589,10	0,511	282,00	569,00	0,489
	720	315,50	610,90	0,518	308,00	577,00	0,535
	1.440	330,00	629,60	0,525	320,00	584,00	0,551
	1.950	338,00	641,00	0,525	330,00	581,00	0,574
40	0	209,00	423,00	0,489	188,00	722,00	0,263
	720	220,00	449,00	0,492	200,00	710,00	0,281
	1.440	232,00	470,90	0,495	212,00	718,00	0,297
32	1.440	175,00	366,00	0,478	156,00	700,00	0,224

Conclusiones de las medidas:

En la entrada al variador, la forma de la curva de intensidad está muy distorsionada, siendo imprescindible el empleo de un aparato de precisión para su lectura correcta. Además, el ruido de la señal impide su lectura correcta con polímetros y vatímetros convencionales.

En la salida del variador (entrada a la bomba) la lectura resulta más sencilla. Debe tenerse presente que el $\cos(\phi)$ varía tanto con la carga de la bomba como con la frecuencia de trabajo: se obtienen valores por debajo de 0,3.

RENDIMIENTO DEL VARIADOR DE FRECUENCIA

Frecuencia (Hz)	Caudal (l/h)	Potencia activa a la entrada (W)	Potencia activa a la salida (W)	Rendimiento (%)
50	0	300,00	282,00	94,0
	720	315,50	308,00	97,6
	1.440	330,00	320,00	97,0
	1.950	338,00	330,00	97,6
40	0	209,00	188,00	90,0
	720	220,00	200,00	90,9
	1.440	232,00	212,00	91,4
32	1.440	175,00	156,00	89,1

6.5 MEDIDA EXPERIMENTAL DEL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA

Para conocer el punto de funcionamiento de una bomba en una instalación, se puede recurrir a dos métodos de medida:

Método simplificado

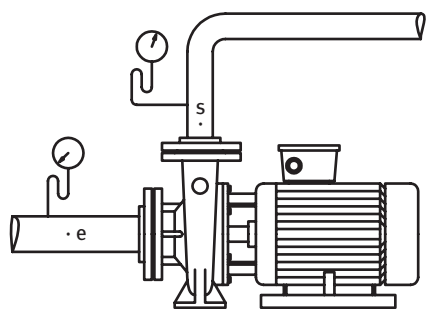
El método simplificado consiste en medir el incremento de presión producido por la bomba y a partir de este dato, y con las curvas características de funcionamiento de la misma proporcionadas por el fabricante, determinar el resto de parámetros.

Método detallado

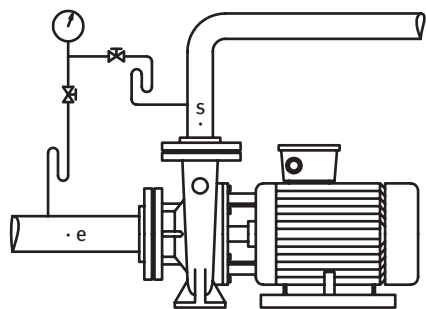
La medida del comportamiento de una bomba puede determinarse midiendo todos sus parámetros de funcionamiento:

Incremento de presión. Se trata de una medida intrusiva. La medida será fácil de realizar si la instalación dispone de:

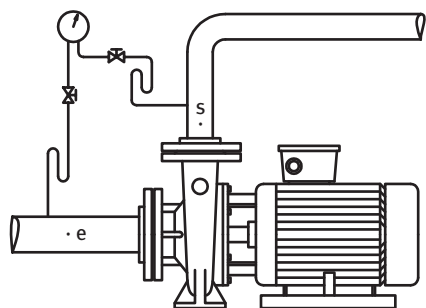
- a) Dos manómetros instalados en la aspiración y en la impulsión.
- b) Un manómetro con conexión a la aspiración o a la impulsión.
- c) Un manómetro de presión diferencial (recomendado).



a) Dos manómetros independientes



b) Un manómetro con doble conexión



c) Un manómetro diferencial

Fig. 6.4: Medida de la altura manométrica producido por una bomba

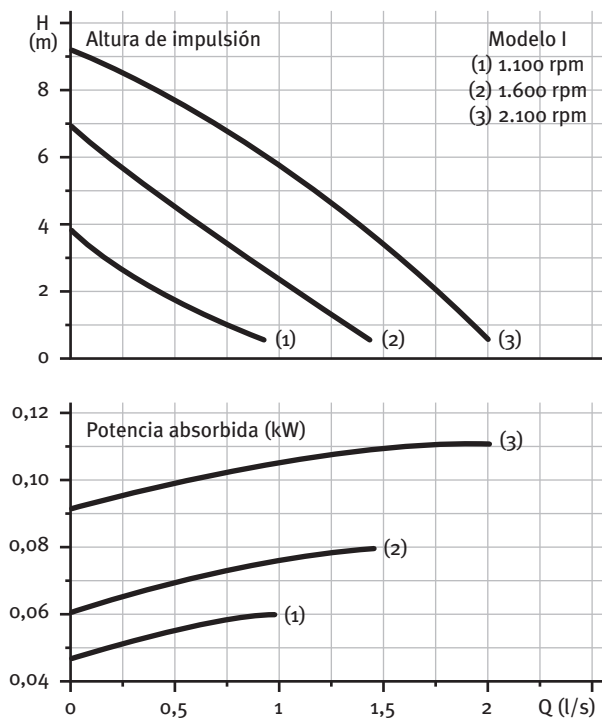
Caudal. Cada día es más habitual emplear algún tipo de caudalímetro para la medida del caudal en circuitos de recirculación. Resultan muy útiles para asegurar que los caudales bombeados en la instalación sean los nominales. No se obtiene ningún beneficio por bombear un caudal superior al nominal mientras que la potencia de bombeo depende del caudal al cubo. Los tipos de caudalímetros más habituales son:

- a) Rotámetros. Son los más sencillos y económicos.
- b) De turbina.
- c) Electromagnéticos.
- d) Por ultrasonidos.

Medida de potencia. La medida de la potencia de una bomba requiere de un ratímetro, un contador eléctrico o un analizador de redes. Debe medirse tensión, intensidad y factor de potencia.

Si la bomba funciona en su punto nominal, podría emplearse el factor de potencia nominal, simplificándose la medida: sólo se necesitaría un voltímetro y un amperímetro.

Ejemplo 6.7: En una instalación se encuentra instalada la bomba MODELO I en la posición de velocidad máxima. Los manómetros de aspiración e impulsión de la bomba miden $p_e = 1,5$ bar, $p_i = 1,9$ bar. Determinar el punto de funcionamiento de la bomba y su rendimiento.



Altura manométrica:

$$H_m = \frac{p_s - p_e}{\rho g} = \frac{190.000 - 140.000}{1.000 \cdot 9,81} = 4,07 \text{ m c.a.}$$

La bomba está trabajando a 3.000 rpm. Entrando en las curvas características de la bomba se obtiene:

Caudal: $Q = 125 \text{ l/s}$

Potencia absorbida: $P_a = 0,105 \text{ kW} = 105 \text{ W}$

La potencia útil suministrada al fluido viene dada por:

$$P_f = \rho g Q H_m = 1.000 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,25}{1.000} \cdot 4,07 = 50 \text{ W}$$

El rendimiento de la bomba resulta:

$$\eta = \frac{P_f}{P_a} = \frac{50}{105} = 0,476 \quad (47,6\%)$$

Ejemplo 6.8: En una instalación de calefacción se desea medir la altura manométrica de una bomba mediante dos manómetros instalados en la aspiración y en la impulsión. Los manómetros tienen un rango de medida de 5 bar y son de Clase 1. Determinar la incertidumbre en la medida de la altura manométrica si la lectura de los manómetros es $p_e=2,5 \text{ bar}$ y $p_s=3 \text{ bar}$.

Incertidumbre de cada medida. Clase 1 implica 1% de 5 bar = 0,05 bar.

La incertidumbre de las dos medidas se calcula mediante la suma cuadrática:

$$I_m = \sqrt{0,05^2 + 0,05^2} = 0,071 \text{ bar}$$

La incertidumbre en % de la medida resulta:

$$(\%) = 100 \times \frac{I_m}{p_s - p_e} = 100 \times \frac{0,071}{3,0 - 2,5} = 100 \times \frac{0,071}{0,5} = 14,1\%$$

Teóricamente se obtiene la misma incertidumbre con dos manómetros distintos que con un solo manómetro conectado alternativamente a la aspiración y a la impulsión. Sin embargo, el posible error de cero (no tenido en cuenta en el cálculo de incertidumbres) será despreciable en el caso de emplear un solo manómetro con doble conexión.

Ejemplo 6.9: Repetir el ejemplo anterior suponiendo que se emplea un manómetro diferencial de Clase 1 y rango de medida de 1 bar (diferencial). En este caso, la medida de la presión diferencial será de 0,5 bar.

Incertidumbre

$$I_n (\%) = 100 \times \frac{I_n}{\Delta p_B} = 100 \times \frac{0,01}{0,5} = 2\%$$

Se observa que la precisión de la medida cuando se realiza mediante un manómetro diferencial es muy superior a la que se obtiene con dos manómetros.

1

Parte II: Ventiladores

Introducción

1.1 SISTEMAS DE VENTILACIÓN

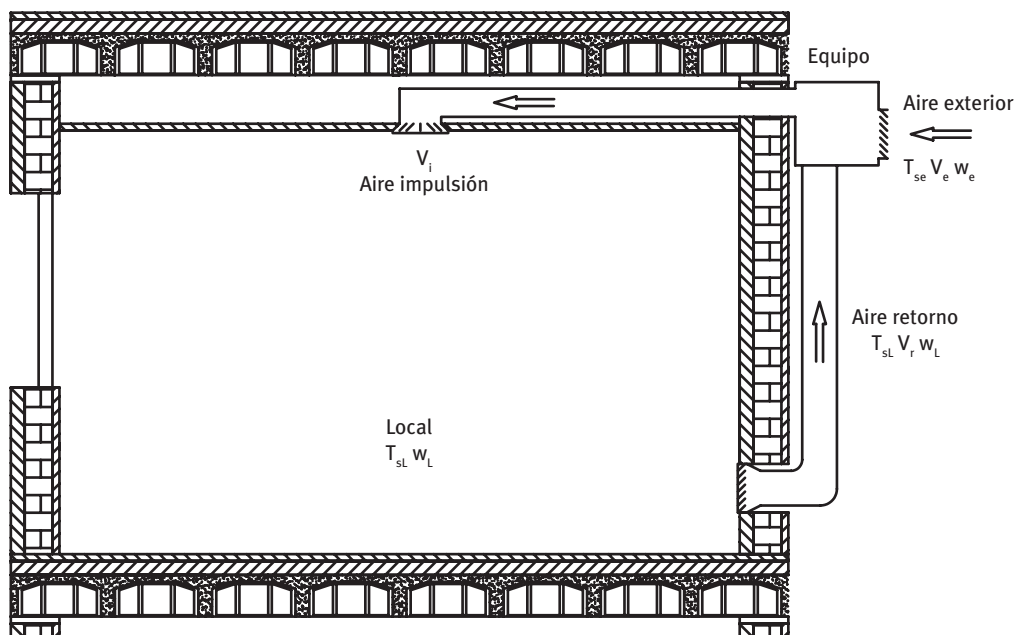
Los ventiladores son dispositivos mecánicos empleados para el transporte del aire en conductos de ventilación y climatización. En este documento nos centraremos en ventiladores empleados para la impulsión y extracción de aire en sistemas de ventilación y para la impulsión y retorno del aire en instalaciones de climatización.

En climatización, el transporte del aire se emplea para las funciones de renovación del aire (higiene) y de climatización de recintos (confort). En muchas instalaciones, la energía primaria empleada para el transporte del aire por los conductos de ventilación es superior al 25% de la demanda de energía primaria de la instalación. Los ventiladores suelen estar en funcionamiento un gran número de horas y cada kWh de energía eléctrica que consumen requiere entre 2 y 3,3 kWh de energía primaria. Además, cuando se pretende refrigerar un local, la

energía consumida por los ventiladores se convertirá en calor siendo una carga térmica más del sistema.

El Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RD 1027/2007) establece la obligación de seleccionar el ventilador de forma que su rendimiento sea máximo en las condiciones calculadas de funcionamiento. Además, para cada circuito deberá justificarse la potencia específica de ventilación (SFP), definida como la potencia absorbida por el motor dividida por el caudal de fluido transportado.

Ejemplo 1.1: La instalación de la figura impulsa un caudal de aire de 2.000 m³/h, retorna un caudal de 1.500 m³/h, siendo el caudal de ventilación de 500 m³/h (se considera que la densidad del aire es constante $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$). El tubo de impulsión tiene una longitud de 25 metros y el de retorno de 20 metros. La selección de los conductos se realiza para una pérdida de carga constante de 0,07 mm c.a./ml, considerándose una pérdidas secundarias en accesorios del 30%.



Pérdida de presión en la aspiración:

$$\Delta p_{asp} = 1,3 \cdot 0,07 \cdot L = 1,3 \cdot 0,07 \cdot 20 = 1,82 \text{ mm c.a.}$$

Se considera que la rejilla de entrada del caudal de ventilación se regulará para producir la misma pérdida de carga y equilibrar el circuito.

Pérdida de presión en la impulsión:

$$\Delta p_{imp} = 1,3 \cdot 0,07 \cdot L = 1,3 \cdot 0,07 \cdot 25 = 2,28 \text{ mm c.a.}$$

La pérdida de presión total en los conductos es de:

$$\Delta p_{COND} = 4,1 \text{ mm c.a.}$$

La pérdida de presión del filtro de la climatizadora, batería de frío, rejilla de aspiración y difusores se estima en 20 mm c.a., se obtiene: $\Delta p_T = 24,1 \text{ mm c.a.}$

El ventilador deberá proporcionar un caudal de $Q = 2.000 \text{ m}^3/\text{h}$ y un incremento de presión estática de $\Delta p_e = 24,1 \text{ mm c.a.}$

1.2 TIPOS DE VENTILADORES

Entre otras clasificaciones, los ventiladores empleados en instalaciones de ventilación y climatización se clasifican en función de la dirección del flujo en:

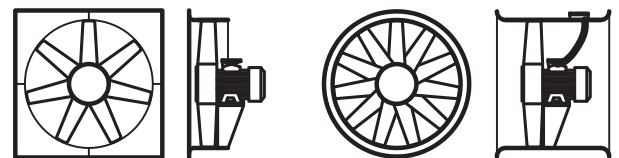
- Ventiladores axiales o helicoidales. El flujo entra y sale del rodete en dirección axial.
- Ventiladores centrífugos. El flujo entra y sale del rodete en dirección radial.
- Ventiladores helicocentrífugos. El flujo entra al rodete en dirección axial y sale del rodete en dirección radial (poco empleados).

Los ventiladores centrífugos son capaces de proporcionar mayores presiones y suelen emplearse en climatizadoras donde además de vencer las pérdidas de la red de conductos deben vencer las pérdidas de los filtros y de las baterías (muy superiores). Los ventiladores axiales se emplean en sistemas de ventilación que presentan pequeñas pérdidas de carga.

1.2.1 Ventiladores axiales

En los ventiladores axiales el aire circula en la dirección del eje del rodete y su diseño permite proporcionar ele-

vados caudales pero a pequeñas pérdidas de carga. En instalaciones de ventilación y climatización se suelen emplear dos tipos de ventiladores axiales: murales y tubulares. La Figura 1.1 muestra de forma esquemática un ventilador axial mural para instalación en paramento y un ventilador axial tubular, diseñado para su montaje en una red de conductos de sección circular.



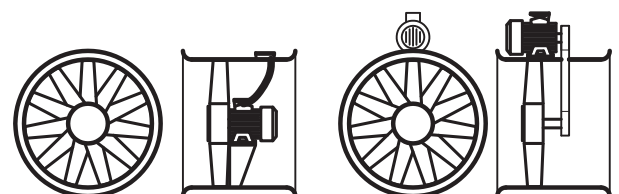
a) Ventilador axial en panel

b) Ventilador axial tubular

Fig. 1.1: Tipos de ventiladores axiales: mural y helicoidal

Un ventilador axial mural como el de la Figura 1.1 de 400 mm de diámetro y girando a 1.450 rpm, puede proporcionar un caudal de $3.000 \text{ m}^3/\text{h}$ con una presión estática de 8 mm c.a. Los ventiladores axiales tubulares comerciales impulsan caudales entre 2.000 y $100.000 \text{ m}^3/\text{h}$, proporcionando presiones estáticas generalmente inferiores a 40 mm c.a.

Para obtener resistencia al fuego, o facilitar el mantenimiento, el motor eléctrico puede instalarse al exterior del conducto (Figura 1.2 b).



a) Ventilador tubular con motor en línea

b) Ventilador tubular con motor exterior

Fig. 1.2: Ventiladores axiales helicoidales con motor en línea y exterior

1.2.2 Ventiladores centrífugos

Los ventiladores centrífugos son capaces de proporcionar mayores presiones y suelen emplearse en instalaciones de climatización con redes de conductos. En este tipo de ventiladores, los álabes pueden estar curvados hacia atrás, rectos o curvados hacia delante (Figura 1.3).

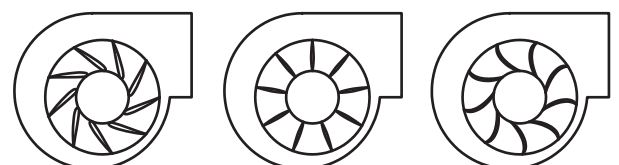


Fig. 1.3: Ventiladores centrífugos con álabes hacia atrás, rectos y hacia delante

Además, los ventiladores centrífugos pueden clasificarse en función de la presión estática que producen en ventiladores de baja presión, media presión y alta presión. La tipología de los ventiladores cambia en función de la presión suministrada y los modelos de los distintos fabricantes obedecen a esta clasificación:

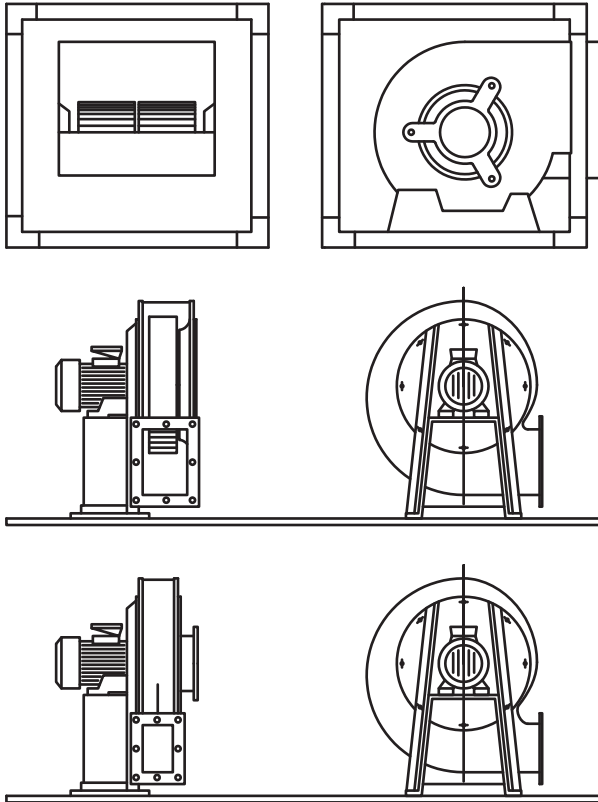


Fig. 1.4: Ventiladores centrífugos de baja, media y alta presión

Los ventiladores de baja presión proporcionan presiones estáticas por debajo de 50 mm c.a., los de media presión suelen trabajar entre 100 y 200 mm c.a., mientras que los de alta presión llegan a superar los 300 mm c.a.

1.3 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE LOS VENTILADORES

Para la selección del ventilador más adecuado para una aplicación concreta se deben tener en consideración los siguientes factores:

- 1 Caudal y presión estática nominal.
- 2 Características del motor: monofásico o trifásico.
- 3 Regulación todo-nada, mediante 2-3 velocidades o variador de frecuencia.
- 4 Ruido.
- 5 Configuración de la instalación: local a sobrepresión o depresión.
- 6 Fluido a transportar: aire de ventilación, climatización.

2

Balance energético en ventiladores

En esta sección se realiza el balance energético en un ventilador, estableciendo la ecuación de conservación de la energía en un volumen de control formado por la máquina. Se pretende analizar qué proporción de la energía mecánica procedente del motor eléctrico se transforma en energía mecánica del fluido: presión y cinética. El resto serán pérdidas energéticas que, en función de la configuración del ventilador, producirán el calentamiento del aire trasegado.

2.1 ECUACIÓN DE BERNOULLI GENERALIZADA

La energía mecánica del aire en un punto p se presenta en forma de presión y energía cinética (en el aire se desprecia la energía potencial)

- Energía de presión, presión estática:
 $e_{pr} = p_E/\rho$ [m^2/s^2] o [J/kg]
- Energía cinética, presión dinámica:
 $e_c = v^2/2 = p_D/\rho$ [m^2/s^2] o [J/kg]

La energía mecánica específica del flujo en un punto p viene dada por:

$$\omega_{esp} = \frac{p_T}{\rho} = \frac{p_E}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad [m^2/s^2] \text{ o } [J/kg]$$

En flujos de aire, la energía mecánica empleada habitualmente es la presión total:

$$p_T = p_E + \frac{1}{2} \rho v^2 = p_E + p_D \quad [Pa]$$

La energía por unidad de tiempo (potencia) del flujo en un punto p viene dada por:

$$\dot{P} = \dot{m} \omega_{esp} = Q \cdot p_T \quad [W]$$

Donde la presión total está relacionada con la potencia específica: $p_T = \rho \omega_{esp}$

Ejemplo 2.1: Determinar la energía mecánica de un flujo de 2.000 m³/h de aire que circula por un conducto circular de 400 mm de diámetro interior, presión estática en el conducto: 20 mm c.a.

La velocidad del flujo viene dada por:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{2.000/3.600}{\pi \cdot 0,4^2/4} = 4,42 \text{ m/s,}$$

donde Q es el caudal en m³/h y A la sección transversal del tubo en m².

La presión dinámica en Pa viene dada por:

$$p_D = \frac{1}{2} \rho_a v^2 = \frac{1}{2} 1,2 \cdot 4,42^2 = 11,7 \text{ Pa}$$

La presión estática del flujo en Pa viene dada por:

$$P_E [Pa] = \rho_w g p(\text{m c.a.}) = g p(\text{mm c.a.}) = 9,81 \cdot 20 = 196,2 \text{ Pa}$$

La presión total en Pa viene dada por:

$$p_T = p_E + p_D = 196,2 + 11,7 = 207,9 \text{ Pa}$$

La energía mecánica específica del flujo en m^2/s^2 o (J/kg) viene dada por:

$$\omega_{\text{esp}} = \frac{p_E + p_D}{\rho_a} = \frac{p_{\text{TOT}}}{\rho_a} = \frac{207,9}{1,2} = 173,3 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

La energía por unidad de tiempo (potencia) del flujo en un punto p viene dada por:

$$\dot{P} = \dot{m} \omega_{\text{esp}} = Q \cdot \Delta p_T = \frac{2.000}{3.600} \cdot 207,9 = 115,5 \text{ W}$$

2.2 FLUJO EN CONDUCTOS

Flujo ideal en la red de conductos

El flujo en conductos se produce a altos números de Reynolds. En el ejemplo anterior, suponiendo una temperatura del aire de 20°C ($\rho = 1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$, $\mu = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$), el número de Reynolds resulta:

$$\text{Re} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 4,42 \cdot 0,4}{1,8 \cdot 10^{-5}} = 118.000$$

A altos números de Reynolds se puede considerar que la influencia de la viscosidad en el flujo será poco importante, haciéndose la hipótesis de flujo ideal. En un flujo ideal no existe rozamiento ni por tanto transformación de la energía mecánica del flujo en energía térmica. En el caso del flujo de aire en un conducto, la energía mecánica del flujo entre dos puntos se conserva resultando:

$$\omega_{\text{esp}} = \frac{p_E}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{cte}$$

Se trata de una ecuación de conservación de la energía donde únicamente se produce intercambio de energía mecánica. En el tránsito de una partícula de un punto 1 a un punto 2 de una línea de corriente, la energía asociada al fluido se transforma de cinética a presión y viceversa, manteniéndose constante. En el flujo en conductos se suele emplear el concepto de presión total en lugar de la energía específica $\rho_a \omega_{\text{esp}} = p_T$.

$$p_T = p_E + \frac{1}{2} v^2 = \text{cte}; \quad p_T = p_E + p_D = \text{cte}$$

Flujo real en la red de conductos

En el flujo real se producen pérdidas energéticas por fricción del fluido con las paredes de los conductos y

por los choques producidos en los cambios de velocidad y dirección del flujo.

Las pérdidas de energía producen una disminución de la presión total del aire en el conducto. Estas pérdidas se traducen en una transformación irreversible de energía mecánica en calor, producida a lo largo de toda la longitud del conducto, denominada caída de presión. La pérdida de presión producida en el tramo de conducto Δp_L se produce por fricción (pérdidas primarias, Δp_f) y por choques en los accesorios (pérdidas secundarias, Δp_{ac}).

$$\Delta p_L = \Delta p_f + \Delta p_{ac}$$

Pérdidas primarias en conductos

Las pérdidas primarias dependen de la viscosidad del fluido, del tamaño y forma geométrica de la sección del conducto y de la rugosidad de las paredes del conducto. La pérdida de presión por fricción Δp_f se calcula empleando la ecuación de pérdidas:

$$\Delta p_f = f \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \rho v^2 = f \frac{L}{D_h} p_D$$

El factor de fricción de Darcy f se puede calcular mediante la fórmula de White-Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D_h}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right)$$

donde Re es el número de Reynolds, ε la rugosidad absoluta del conducto, y D_h el diámetro hidráulico del conducto $D_h = 4 \times \text{Área paso}/\text{perímetro mojado}$.

Altshul y Tsal han desarrollado una ecuación simplificada (error inferior al 1,6%) para hallar f sin recurrir a iteraciones:

$$f' = 0,11 \left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}$$

Una vez calculado f', el coeficiente de fricción f se calcula mediante:

$$\text{si } f' \geq 0,018 \Rightarrow f = f'$$

$$\text{si } f' \leq 0,018 \Rightarrow f = 0,85 f' + 0,0028$$

La rugosidad absoluta de los conductos ε puede ser muy variable y depende fundamentalmente del material de construcción de los conductos. De modo aproximado se pueden emplear los siguientes valores:

- Conductos de chapa de acero al carbono:
 $\varepsilon = 0,03 \text{ mm}$

- Conductos de plancha de aluminio:

$$\varepsilon = 0,03 \text{ mm}$$

- Conductos de chapa de acero galvanizado:

$$\varepsilon = 0,09 \text{ mm}$$

- Planchas de fibra de vidrio:

$$\varepsilon = 0,09 \text{ mm}$$

- Planchas de fibra con aluminio interior:

$$\varepsilon = 0,08 \text{ mm}$$

- Conductos metálicos flexibles:

$$\varepsilon = 3 \text{ mm}$$

Las pérdidas de carga también se pueden calcular empleando ábacos que representan caudales y pérdidas de carga, para los diferentes diámetros de conducto y velocidades.

Pérdidas secundarias en los accesorios de la red de conductos

Las pérdidas localizadas se producen en los cambios de velocidad o dirección en el flujo que ocurre en los accesorios que forman parte de la red de conductos. Se trata de las llamadas pérdidas secundarias que pueden calcularse mediante la siguiente ecuación:

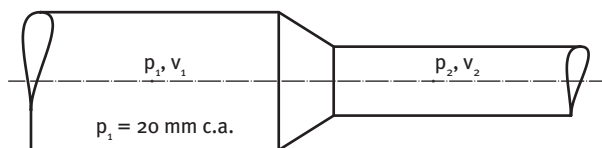
$$\Delta p_{ac} = C_o \frac{1}{2} \rho v^2 = C_o p_D$$

donde C_o puede hallarse consultando la amplia base de datos de ASHARE (Fundamentals 1993, páginas 32.27 a 32.39).

En otras ocasiones, las pérdidas se expresan como una longitud equivalente

$$\Delta p_{ac} = f \frac{L_{eq}}{D_h} \frac{1}{2} \rho v^2 = f \frac{L_{eq}}{D_h} p_D$$

Ejemplo 2.2: Un flujo de aire 2.000 m³/h que circula por un conducto de 400 mm de diámetro sufre una reducción en el paso a un diámetro de 200 mm. Determinar la presión en el tubo de menor diámetro cuando la presión en el tubo mayor es de 20 mm c.a suponiendo flujo ideal (son pérdidas).



La consideración de flujo ideal permite establecer que la presión total se mantiene constante:

$$p_{TOT} = p_{E1} + p_{D1} = p_{E2} + p_{D2} \text{ [Pa]}$$

La presión total en el punto 1 se ha calculado en el Ejemplo 2.1 y viene dada por:

$$p_{TOT} = p_{E1} + p_{D1} = 196,2 + 11,7 = 207,9 \text{ [Pa]}$$

La velocidad del flujo en el punto 2 viene dada por:

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{2.000/3.600}{\pi \cdot 0,3^2/4} = 7,86 \text{ m/s}$$

Siendo la presión dinámica en el punto 2:

$$p_{D2} = \frac{1}{2} \rho_a v_2^2 = \frac{1}{2} 1,2 \cdot 7,86^2 = 37,1 \text{ Pa}$$

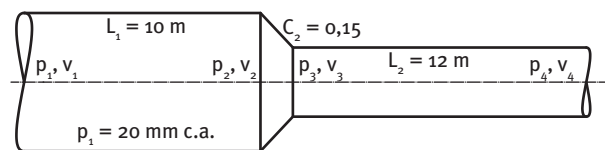
Como la presión total se conserva, se obtiene:

$$p_{TOT} = p_{E2} + p_{D2} = p_{E2} + 37,1 = 207,9 \text{ [Pa]}$$

$$p_{E2} = p_{TOT} - p_{D2} = 207,9 - 37,1 = 170,9 \text{ Pa (17,4 mm c.a.)}$$

Se observa cómo al aumentar la velocidad (mayor presión dinámica), disminuye la presión estática.

Ejemplo 2.3: Un flujo de aire de 2.000 m³/h que circula por un conducto de 400 mm de diámetro sufre una reducción en el paso a un diámetro de 200 mm. Determinar las presiones estática y total en los 4 puntos teniendo en cuenta las pérdidas de carga existentes



Punto 1:

Presión estática $p_{E1} = 20 \text{ mm c.a.}$

Presión dinámica

$$p_{D1} = \frac{1}{2} \rho_a v_1^2 = \frac{1}{2} 1,2 \cdot 4,42^2 = 11,7 \text{ Pa} = 1,2 \text{ mm c.a.}$$

donde

$$v_1 = \frac{Q}{A} = \frac{2.000/3.600}{\pi \cdot 0,4^2/4} = 4,42 \text{ m/s}$$

La presión total en el punto 1 es:

$$p_{TOT1} = p_{E1} + p_{D1} = 20 + 1,2 = 21,2 \text{ mm c.a.}$$

Punto 2:

Al considerar flujo real, la presión total disminuye por las pérdidas de presión

$$p_{TOT2} = p_{TOT1} - \Delta p_{L1} \text{ [Pa]}$$

Despejando resulta:

$$p_{E2} = p_{E1} + p_{D1} - p_{D2} - \Delta p_{L1}$$

Las pérdidas de carga en el tramo de tubería 1 se calculan mediante:

Número de Reynolds:

$$Re_1 = \frac{\rho v_1 D_1}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 4,42 \cdot 0,4}{1,8 \cdot 10^{-5}} = 118.000$$

Factor de fricción:

$$f' = 0,11 \left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,08}{0,4} + \frac{68}{118.000} \right)^{0,25} = 0,0184$$

$$f = f' = 0,0184$$

$$\Delta p_{L1} = f_1 \frac{L_1}{D_h} p_{D1} = 0,0184 \frac{10}{0,4} 11,7 = 5,38 \text{ Pa} = 0,55 \text{ mm c.a.}$$

La presión total en el punto 2 es:

$$p_{TOT2} = p_{TOT1} - \Delta p_{L1} = 20,65 \text{ mm c.a.}$$

La presión estática en el punto 2 es:

$$p_{E2} = p_{E1} + p_{D1} - p_{D2} - \Delta p_{L1} = 19,45 \text{ mm c.a.}$$

Punto 3:

Presión dinámica

$$p_{D3} = \frac{1}{2} \rho_a v_3^2 = \frac{1}{2} 1,2 \cdot 7,86^2 = 37,1 \text{ Pa} = 3,8 \text{ mm c.a.}$$

Las pérdidas de carga en el accesorio:

$$\Delta p_{ac} = C_o p_{D2} = 0,15 \cdot 37,1 = 5,56 \text{ Pa} = 0,56 \text{ mm c.a.}$$

La presión total en el punto 3 es:

$$p_{TOT3} = p_{TOT2} - \Delta p_{ac} = 20,65 - 0,56 = 20,1 \text{ mm c.a.}$$

La presión estática en el punto 3 es:

$$p_{E3} = p_{TOT3} - p_{D3} = 20,1 - 3,8 = 16,3 \text{ mm c.a.}$$

Punto 4:

Presión dinámica

$$p_{D3} = \frac{1}{2} \rho_a v_3^2 = \frac{1}{2} 1,2 \cdot 7,86^2 = 37,1 \text{ Pa} = 3,8 \text{ mm c.a.}$$

Las pérdidas de carga en el tramo de tubería 2 se calcula mediante:

Número de Reynolds:

$$Re_2 = \frac{\rho v_2 D_2}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 7,86 \cdot 0,3}{1,8 \cdot 10^{-5}} = 209.600$$

Factor de fricción:

$$f' = 0,11 \left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,08}{0,3} + \frac{68}{209.600} \right)^{0,25} = 0,0172$$

$$f' \leq 0,018 \rightarrow f = 0,85 f' + 0,0028 = 0,85 \cdot 0,0172 + 0,0028 = 0,0175$$

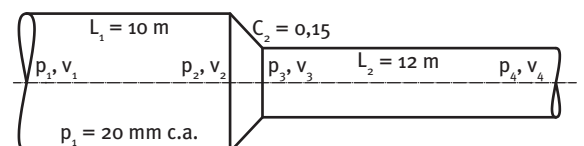
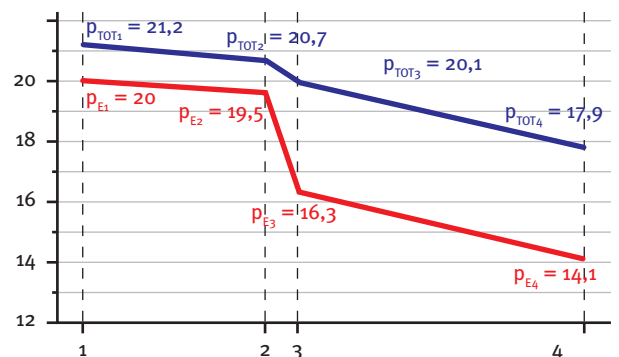
$$\Delta p_{L2} = f_2 \frac{L_2}{D_{h2}} p_{D2} = 0,0175 \frac{12}{0,3} 37,1 = 21,47 \text{ Pa} = 2,2 \text{ mm c.a.}$$

La presión total en el punto 4 es:

$$p_{TOT4} = p_{TOT3} - \Delta p_{L2} = 20,1 - 2,2 = 17,9 \text{ mm c.a.}$$

La presión estática en el punto 4 es:

$$p_{E4} = p_{E3} - \Delta p_{L2} = 16,3 - 2,2 = 14,1 \text{ mm c.a.}$$



2.3 BALANCE DE ENERGÍA MECÁNICA Y RENDIMIENTOS EN VENTILADORES

La energía por unidad de tiempo (potencia) comunicada al ventilador en el motor eléctrico se emplea por una parte en aumentar la energía del flujo y por otro lado a vencer pérdidas.

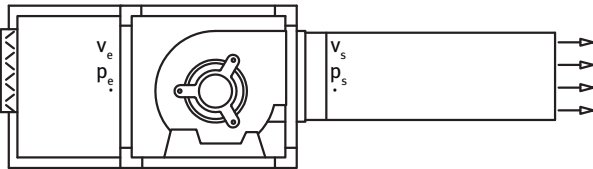


Fig. 2.1: Conservación de energía en un ventilador centrífugo

En el caso de ventiladores, el incremento de energía específica útil que el ventilador produce sobre el aire es igual al incremento de la presión total

$$\omega_{esp} = \left[\frac{p_T}{\rho} \right]_e^s = \frac{p_{T,s} - p_{T,e}}{\rho} \text{ [m}^2/\text{s}^2\text{]}$$

La potencia suministrada al fluido resulta:

$$\dot{P}_f = \dot{m} \omega_{esp} = Q \cdot (p_{T,s} - p_{T,e}) \text{ [W]}$$

En el caso de que las secciones de entrada y salida sean iguales, las presiones dinámicas a la entrada y salida son iguales. La potencia específica será por tanto igual al incremento de la presión estática

$$\omega_{esp} = \left[\frac{p_E}{\rho} \right]_e^s \text{ [m}^2/\text{s}^2\text{]}$$

Al igual que ocurre en bombas centrífugas, la energía suministrada al aire es mayor que la energía mecánica útil debido a la existencia de pérdidas por fricción,

$$\eta_h = \frac{\Delta p}{\Delta p + \Delta p_L}$$

La potencia que recibe el rodete (potencia interna) es de

$$\dot{P}_i = (Q + Q_f) \cdot (\Delta p + \Delta p_L)$$

Siendo Q_f el caudal de fugas (internas y externas).

La potencia de accionamiento del ventilador \dot{P}_v se calcula teniendo en consideración las pérdidas mecánicas y en su caso las eléctricas del motor eléctrico

$$\eta_o = \frac{(Q + Q_f)(\Delta p + \Delta p_L)}{\dot{P}_v}$$

Se define el rendimiento total del sistema como el cociente entre la potencia manométrica suministrada al caudal de aire trasegado y la total suministrada al eje de la misma,

$$\eta_t = \frac{Q \cdot \Delta p}{\dot{P}_v} = \frac{\Delta p}{(\Delta p + \Delta p_L)} \frac{Q}{(Q + Q_f)} \frac{(Q + Q_f)(\Delta p + \Delta p_L)}{\dot{P}_v}$$

que con todas las definiciones anteriores se puede poner, por lo tanto, como el producto de los rendimientos hidráulico, volumétrico y orgánico,

$$\eta_T = \eta_h \eta_v \eta_o$$

A continuación se muestra el diagrama de Sankey de energías de un ventilador:

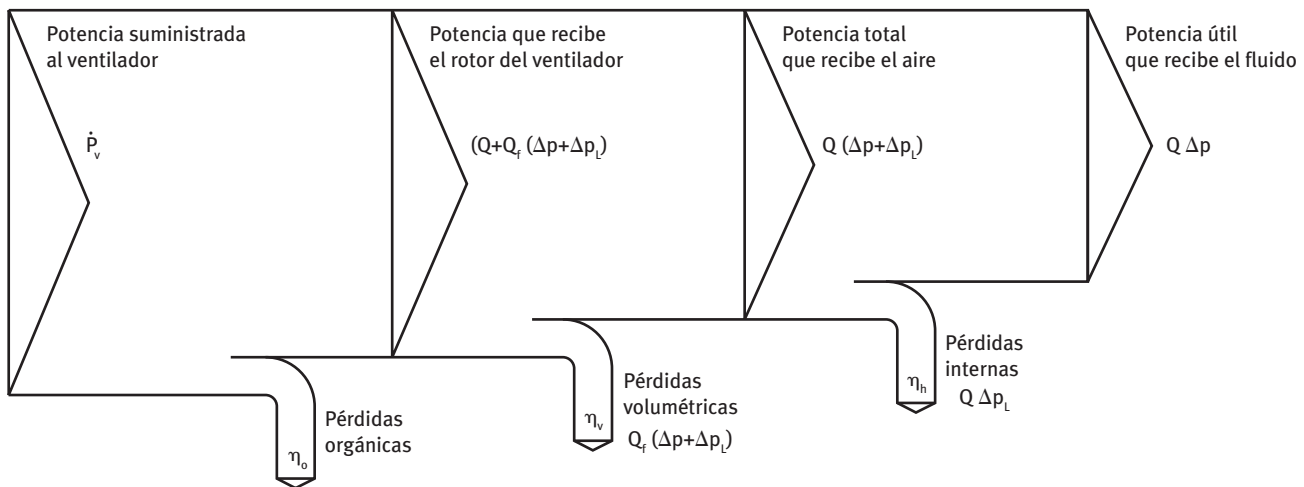


Fig. 2.2: Diagrama de Sankey de un ventilador axial

2.4 PRESIONES ESTÁTICA, DINÁMICA Y TOTAL EN LA CONEXIÓN DEL VENTILADOR

La relación entre las presiones estática, dinámica y total, viene dada por la expresión: $p_T = p_E + p_D$, siendo la presión dinámica: $p_D = 1/2\rho v^2$.

En la entrada a la red de conductos, si la forma está suavizada, puede evitarse las pérdidas, produciéndose una conservación de la presión total entre el exterior y la entrada al conducto ($p_T = 0$).

Por el contrario, las salidas se producen en forma de chorros turbulentos y toda la energía cinética del flujo se pierde. Esta pérdida deberá considerarse en todo caso y estará presente incluso en la suposición de flujo ideal.

Para reducir la pérdida de energía por la presión dinámica a la salida, se recurre a la reducción de la velocidad de forma ideal (sin pérdidas)

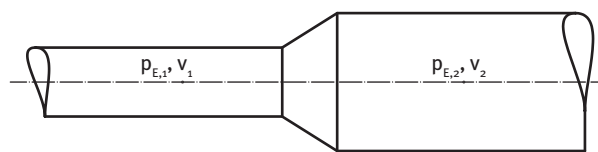


Fig. 2.3: Diagrama de Sankey de un ventilador axial

Si no hay pérdidas, la presión total se conserva: $p_{T,1} = p_{T,2}$ y, por tanto:

$$p_{E,1} + p_{D,1} = p_{E,2} + p_{D,2}$$

Si la velocidad disminuye, la presión estática deberá aumentar. El aumento de la presión estática aguas abajo del flujo se denomina regancia estática y en algunos casos permite reducir la pérdida por presión dinámica a la salida.

Sistema con conducto en la entrada y en la salida

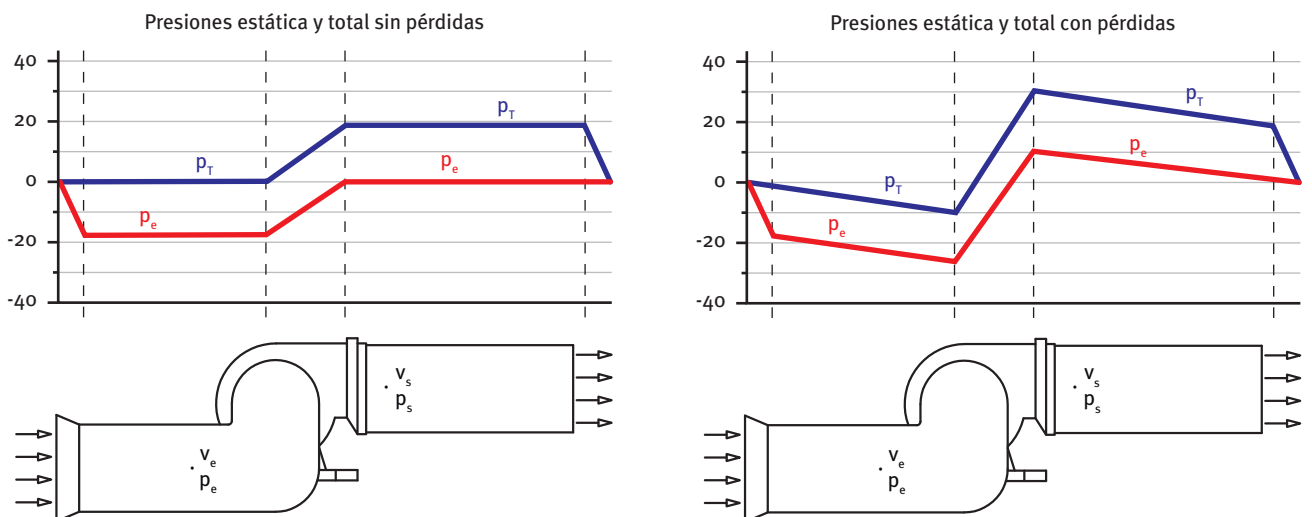


Fig. 2.4: Conexión de ventilador con conducto en la entrada y en la salida

El incremento de presión total a proporcionar por el ventilador es:

$$\Delta p_{T,V} = p_{T,3} - p_{T,2}$$

Al tener la misma sección las secciones de entrada y salida del ventilador, se cumple:

$$\Delta p_{T,V} = p_{T,3} - p_{T,2} = p_{E,3} - p_{E,2} = \Delta p_{T,E}$$

En el caso de flujo ideal sin pérdidas (Figura 2.4, izquierda), el ventilador sólo deberá vencer la pérdida correspondiente a la presión dinámica a la salida.

$$\Delta p_{T,V} = p_{T,3} - p_{T,2} = p_{E,3} - p_{E,2} = p_D$$

En el caso de flujo real con pérdidas (Figura 2.4, derecha), el ventilador deberá vencer además las pérdidas hidráulicas en los conductos.

$$\Delta p_{T,V} = p_{T,3} - p_{T,2} = \Delta p_{E,V} = p_{E,3} - p_{E,2} = p_D + \Delta p_{f2} - (\Delta p_{f1})$$

Sistema con plenum en la entrada y conducto en la salida

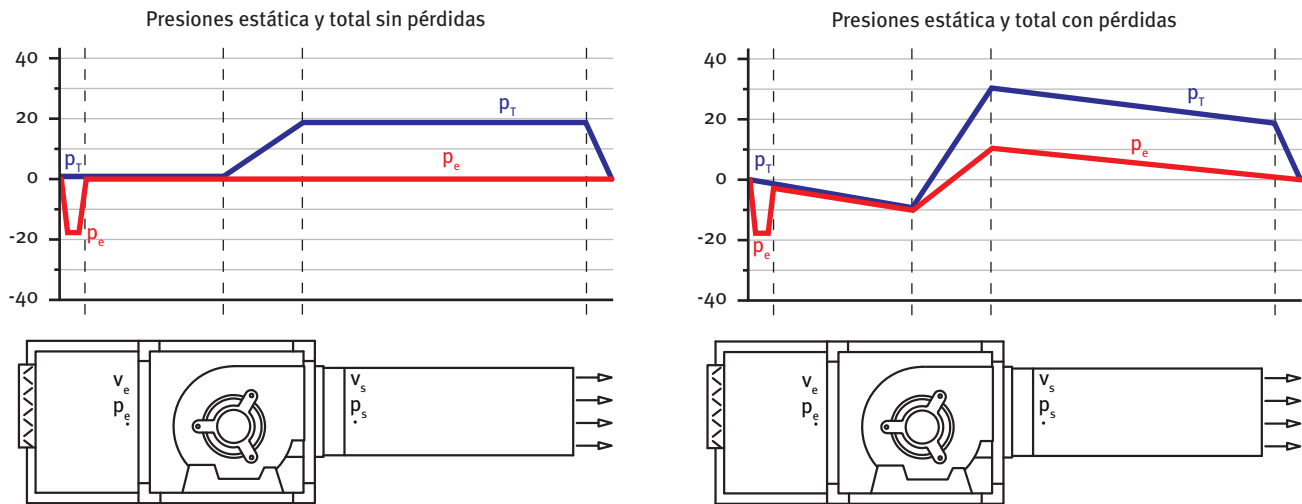


Fig. 2.5: Conexión de ventilador con plenum en la entrada y conducto en la salida

El incremento de presión total a proporcionar por el ventilador es:

$$\Delta p_{T,V} = p_{T,3} - p_{T,2}$$

En el caso de flujo ideal sin pérdidas (Figura 2.5, izquierda), el ventilador sólo deberá vencer la pérdida correspondiente a la presión dinámica a la salida.

$$\Delta p_{T,V} = p_{T,3} - p_{T,2} = p_{D,3}$$

En el caso de flujo real con pérdidas (Figura 2.5, derecha), el ventilador deberá vencer además las pérdidas hidráulicas en los conductos.

$$\Delta p_{T,V} = p_{T,3} - p_{T,2} = p_{D,3} + \Delta p_{fi} - 0$$

Recuperación estática de la energía del ventilador

Es habitual que los fabricantes proporcionen la curva del ventilador en forma de incremento de presión estática que producen. En el caso de configuración con plenum a la entrada, el incremento de presión estática podría ser nulo (ver Figura 2.5 derecha).

La curva proporcionada considera que el ventilador únicamente proporciona presión dinámica (velocidad) calculada en la sección de salida del ventilador. La Figura 2.6 muestra que si se reduce la velocidad del flujo, parte de la energía cinética puede pasar a energía de presiones, produciéndose la denominada recuperación estática.

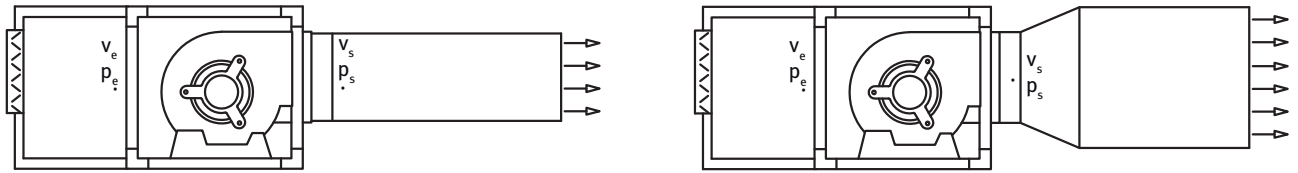
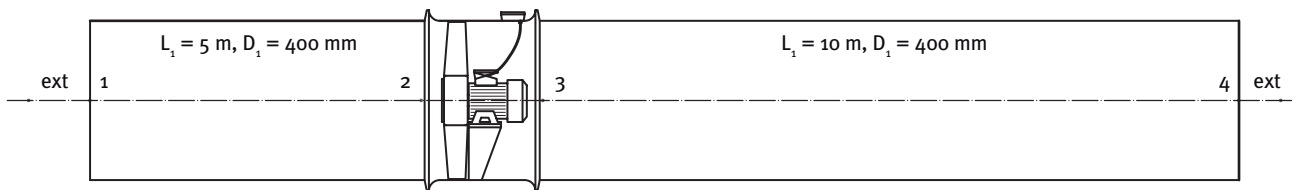


Fig. 2.6: Recuperación estática mediante difusor

En la selección práctica de ventiladores, donde se dispone en muchos casos de la curva de presión estática del ventilador, el incremento de presión estática a proporcionar será igual a las pérdidas de presión del circuito menos la recuperación estática producida.

$$\Delta p_{E,V} = \Delta p_L - \Delta p_{RES}$$

Ejemplo 2.4: Determinar la presión estática y dinámica en los 4 puntos del sistema de la figura cuando el caudal impulsado es de 2.000 l/h. Calcular la potencia del ventilador si su rendimiento total es de un 30%. Flujo ideal sin pérdidas.



Presión en 1

La presión dinámica en el tubo es de $p_{D,1} = 11,7$ Pa.

En la entrada no hay pérdidas, conservándose la presión total entre el exterior y 1.

La presión total en 1 es de: $p_{T,1} = 0 = p_{E,1} + p_{D,1}$, siendo la presión estática de $p_{E,1} = -11,7$ Pa.

Presión en 2

Las presiones estática, dinámica y total en 2 son iguales a las de 1.

Presión en 4

En la salida, la energía cinética del flujo se pierde (se pierde la presión dinámica).

Presión en 3

Las presiones estática, dinámica y total en 3 son iguales a las de 4.

El incremento de presión total a proporcionar por el ventilador es igual al incremento de presión estática

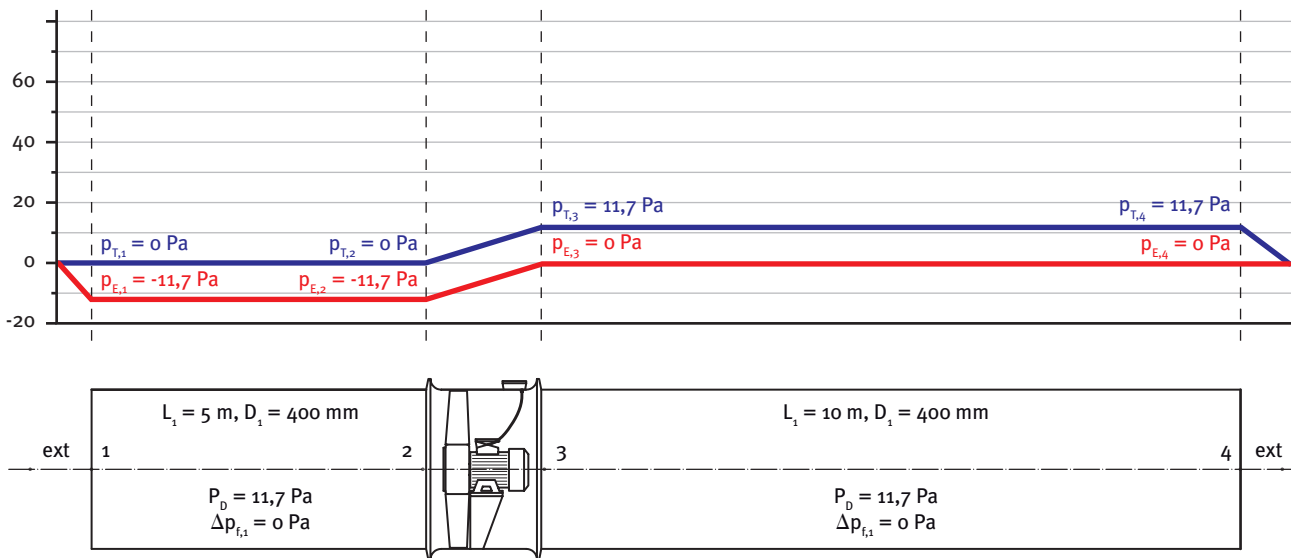
$$\Delta p_{T,V} = p_{T,3} - p_{T,2} = 11,7 - 0 = 11,7 \text{ Pa}$$

Potencia útil a aportar al fluido:

$$\dot{P}_f = Q \Delta p_T = \frac{2.000}{3.600} \cdot 11,7 = 6,44 \text{ W}$$

Potencia consumida por el ventilador:

$$\dot{P}_V = \frac{\dot{P}_f}{\eta_T} = \frac{6,44}{0,3} = 21,5 \text{ W}$$



Ejemplo 2.5: Repetir el ejemplo anterior considerando flujo con pérdidas.

Presión en 1

La presión dinámica en el tubo es de $p_{D1} = 11,7 \text{ Pa}$.

En la entrada no hay pérdidas, conservándose la presión total entre el exterior y 1.

La presión total en 1 es de: $p_{T1} = 0$, siendo la presión estática de $p_{E1} = -11,7 \text{ Pa}$.

Presión en 2

La presión total en 3 disminuye debido a la pérdida de presión en el tubo.

En el Ejemplo 2.3 se determinó $f_1 = 0,0184$

$$\Delta p_{f1-2} = f_1 \frac{L_1}{D_h} p_{D1} = 0,0184 \frac{5}{0,4} 11,7 = 2,65 \text{ Pa}$$

La presión total en 2 es de: $p_{T2} = p_{T1} - \Delta p_{f1-2} = 0 - 2,65 = -2,65 \text{ Pa}$.

La presión estática en 2 es de $p_{E2} = p_{T2} - p_{D2} = -2,65 - 11,7 = -14,4 \text{ Pa}$.

Presión en 4

En la salida, la energía cinética del flujo se pierde (se pierde la presión dinámica).

Presión en 3

La presión total en 3 es igual a la de 4 más las pérdidas entre 3 y 4.

La presión total en 3 es de: $p_{T,3} = p_{T,4} + Dp_{f3-4} = 11,7 + 5,3 = 17 \text{ Pa}$.

La presión estática en 3 es de $p_{E,3} = p_{T,3} - p_{D,3} = 17 - 11,7 = 5,3 \text{ Pa}$.

El incremento de presión total a proporcionar por el ventilador es igual al incremento de presión estática

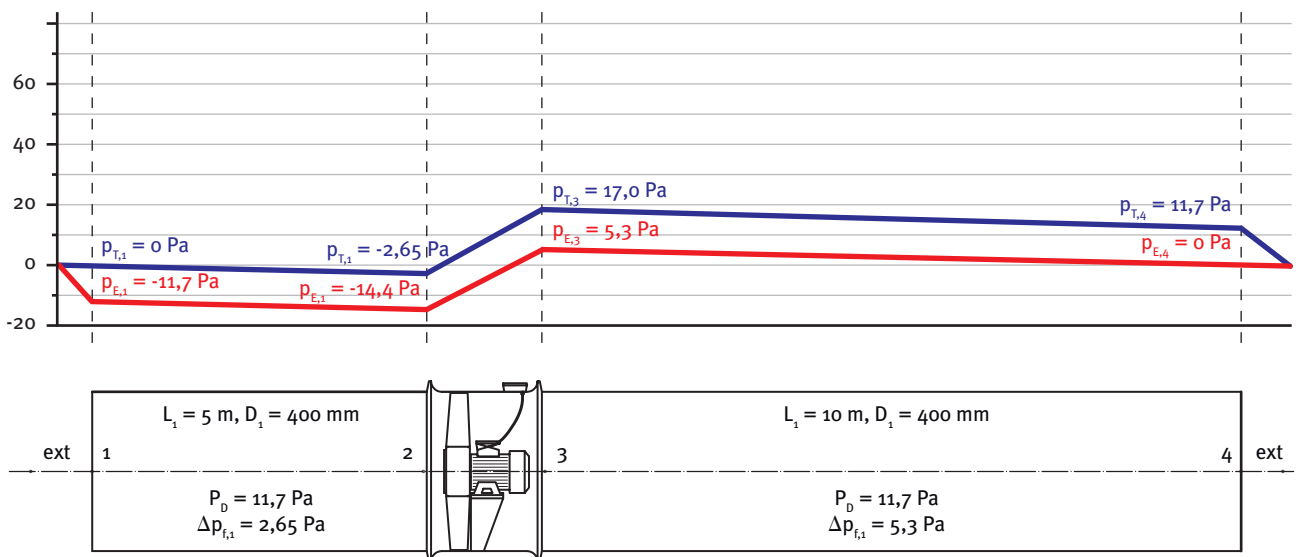
$$\Delta p_v = p_{E,3} - p_{E,2} = 17 - (-2,85) = 19,85 \text{ Pa}$$

Potencia útil a aportar al fluido:

$$\dot{P}_f = Q \Delta p = \frac{2.000}{3.600} \cdot 19,85 = 11,0 \text{ W}$$

Potencia consumida por el ventilador:

$$\dot{P}_v = \frac{\dot{P}_f}{\eta_r} = \frac{11,0}{0,3} = 36,8 \text{ W}$$



3

Curvas de funcionamiento

3.1 CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL VENTILADOR

Las curvas características de un ventilador muestran la dependencia de la presión estática, presión total, potencia eléctrica consumida y rendimiento con el caudal. Las curvas se obtienen según la norma ANSI/AMCA STANDARD 210-85 y su correspondiente UNE 100-212-90. La obtención de las curvas características del ventilador puede simplificarse según el siguiente ejemplo:

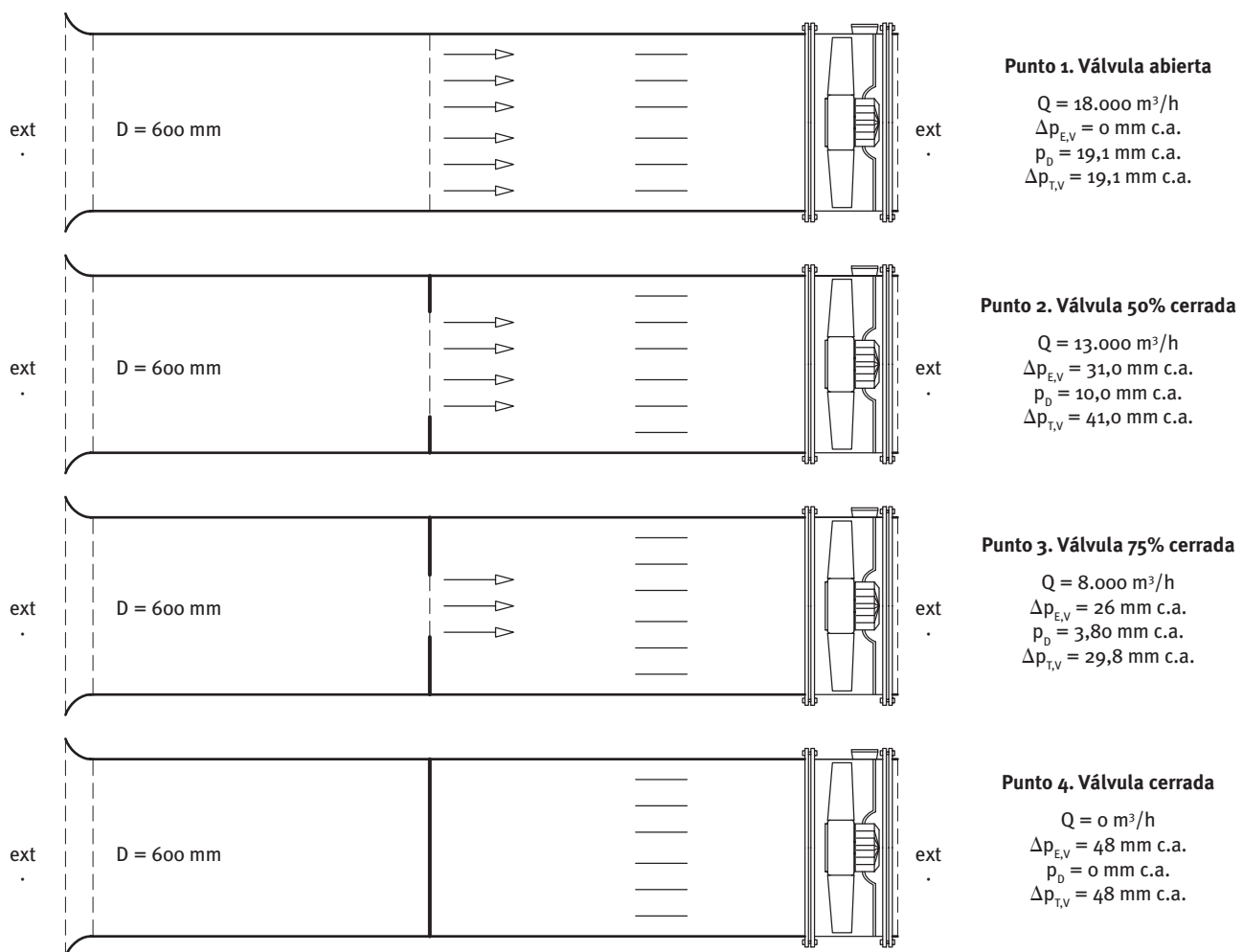


Fig. 3.1: Medidas experimentales de presión y caudal en un ventilador

Los datos muestran que a medida que aumenta la pérdida de carga, el ventilador proporciona menos caudal. El ventilador puede ensayarse desde válvula abierta donde la pérdida de presión es nula (caudal máximo) hasta válvula cerrada, presión máxima y caudal nulo.

La presión dinámica proporcionada por el ventilador se calcula mediante el caudal y la sección frontal del ventilador A. Para el punto 2 de este ejemplo se obtiene:

$$p_{D,2} = \frac{1}{2} \rho v^2$$

donde la velocidad media del flujo se calcula mediante:

$$v = \frac{Q(\text{m}^3/\text{s})}{A(\text{m}^2)} = \frac{13.000/3.600}{\frac{\pi \cdot 0,6^2}{4}} = 12,8 \text{ m/s}$$

$$p_{D,2} = \frac{1}{2} \rho v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 12,8^2 = 97,9 \text{ Pa (10 mm c.a.)}$$

Si el incremento de presión estática medido es de $\Delta p_{E,V2} = 31,0$ mm c.a. siendo la presión total de $\Delta p_{T,V2} = \Delta p_{E,V2} + p_D = 31,0 + 10 = 41$ mm c.a.

Cuando los datos obtenidos se representan gráficamente, se obtiene:

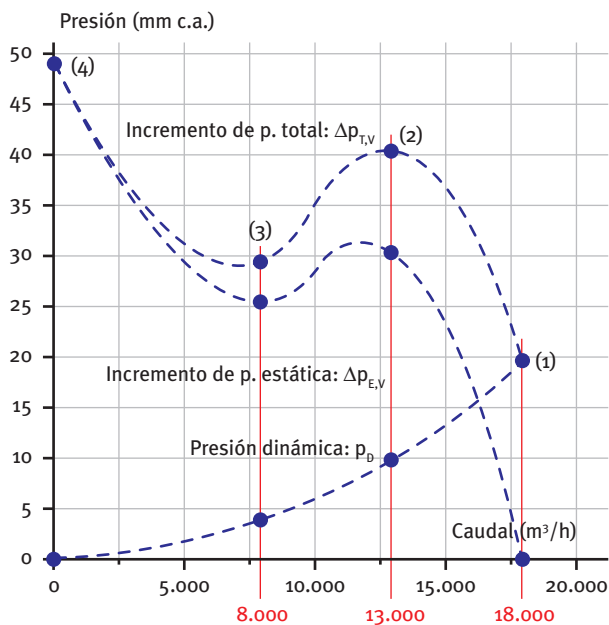


Fig. 3.2: Representación gráfica de las presiones estática, dinámica y total proporcionadas por un ventilador

Las curvas características de los ventiladores se realizan experimentalmente a partir de datos de este tipo más el dato de potencia consumida. En algunos casos

se da la potencia eléctrica consumida y en otros casos la potencia mecánica.

Existe una doble definición de rendimiento:

- Rendimiento basado en el incremento de presión total:

$$\eta_{T,V} = \frac{Q \Delta p_{T,V}}{P_V}$$

- Rendimiento basado en el incremento de presión estática:

$$\eta_{E,V} = \frac{Q \Delta p_{E,V}}{P_V}$$

Para el caso del punto 2 del ensayo del ventilador realizado, si la potencia consumida por el ventilador es de 3,1 kW se obtiene:

$$\eta_{T,V2} = \frac{Q \Delta p_{T,V2}}{P_{V2}} = \frac{(13.000/3.600) (41 \cdot 9,81)}{3.150} = \frac{1.452}{3.150} = 46,1\%$$

$$\eta_{E,V2} = \frac{Q \Delta p_{E,V2}}{P_{V2}} = \frac{(13.000/3.600) (31 \cdot 9,81)}{3.150} = \frac{1.100}{3.150} = 35,4\%$$

La Figura 3.3 muestra las diferentes curvas de funcionamiento de un ventilador: presión estática, dinámica y total, potencia consumida y rendimiento basado en el incremento de presión estática y dinámica.

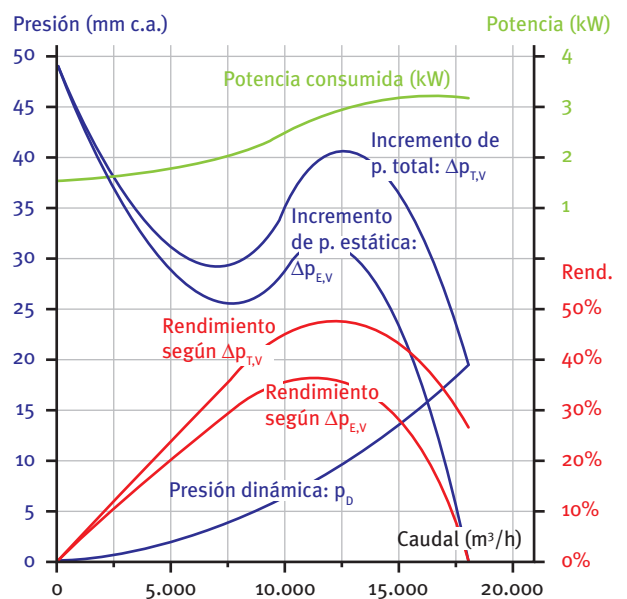


Fig. 3.3: Curvas características de un ventilador

Por desgracia, es habitual que los fabricantes únicamente proporcionen la curva de funcionamiento de presión estática frente al caudal $\Delta p_{e,v} = f(Q)$. En muchos casos no se proporciona la curva de rendimiento y en la mayoría de los catálogos sólo aparece el dato de la potencia del motor del ventilador que deberá ser mayor que la potencia consumida a caudal máximo (descarga libre). El motor eléctrico se selecciona de forma que sea capaz de funcionar en régimen continuo y sin sobrecalentarse a la potencia máxima requerida en la situación de descarga libre.

Las curvas características de los ventiladores tienen formas muy distintas en función del tipo de ventilador, axial o centrífugo, y de las características constructivas de los mismos. En las siguientes secciones se describen las curvas características típicas de los distintos tipos de ventiladores.

3.1.1 Curvas de ventiladores centrífugos

Los ventiladores centrífugos pueden clasificarse en función de la geometría de los álabes del rodete en: ventiladores centrífugos de álabes curvados adelante, de álabes radiales y de álabes curvados hacia atrás.

La Figura 3.4 muestra las curvas características típicas de los tres tipos de ventiladores centrífugos para el mismo diámetro de rodete y velocidad de giro.

Las características más importantes de cada tipo de ventilación son:

Ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia atrás. Son los ventiladores centrífugos más eficientes (mayor rendimiento), ya que el diseño de los álabes se realiza para que el flujo entre y salga tangente a los mismos. La velocidad de salida del flujo es inferior a la velocidad en el extremo de los álabes. Para la misma velocidad de giro, proporciona menos caudal.

Ventiladores centrífugos de álabes radiales. Se trata de un diseño de rodete de fácil construcción. Este diseño se emplea en ventiladores estrechos donde se pretende conseguir altos aumentos de presión con caudales bajos. La curva de potencia aumenta con el caudal hasta llegar a descarga libre, punto donde se seleccionará el caudal.

Ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia adelante. Es el diseño de rodete menos eficiente, pero con el que se consigue trasegar más caudal y a mayor presión y, por lo tanto, con un mayor consumo de energía. La curva del ventilador es más horizontal que en el caso de ventiladores de álabes curvados hacia atrás o radiales.

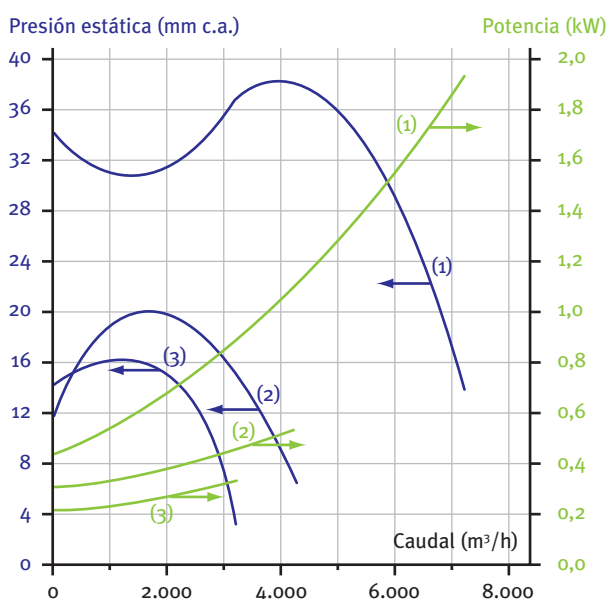
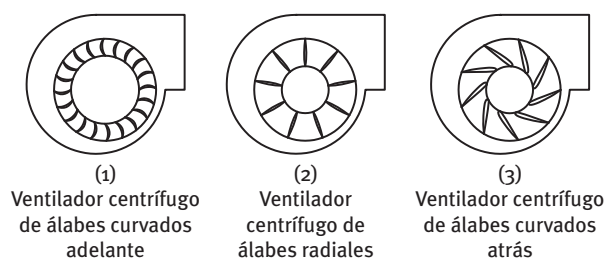


Fig. 3.4: Curvas características de tres ventiladores centrífugos del mismo diámetro: (1) álabes curvados hacia adelante; (2) álabes radiales; (3) álabes curvados hacia atrás

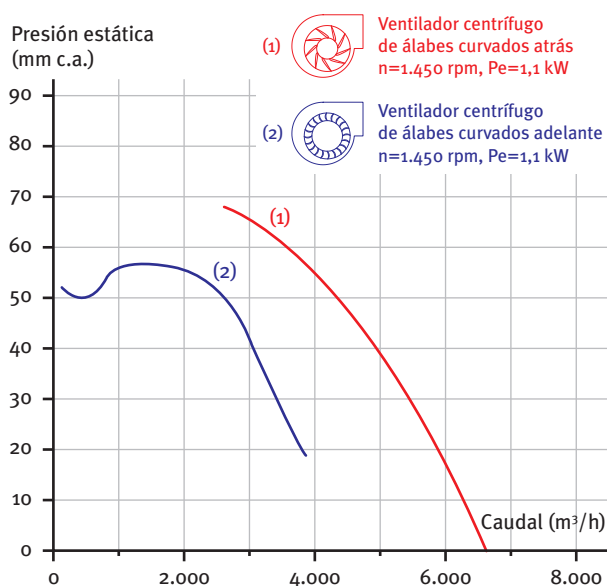


Fig. 3.5: Curvas características de dos ventiladores centrífugos con la misma potencia del ventilador y girando a la misma velocidad de giro: (1) álabes curvados hacia atrás; (2) álabes curvados hacia adelante

3.1.2 Curvas de ventiladores axiales

Los ventiladores axiales pueden clasificarse en función de la relación entre el diámetro del ventilador y el diámetro del buje.

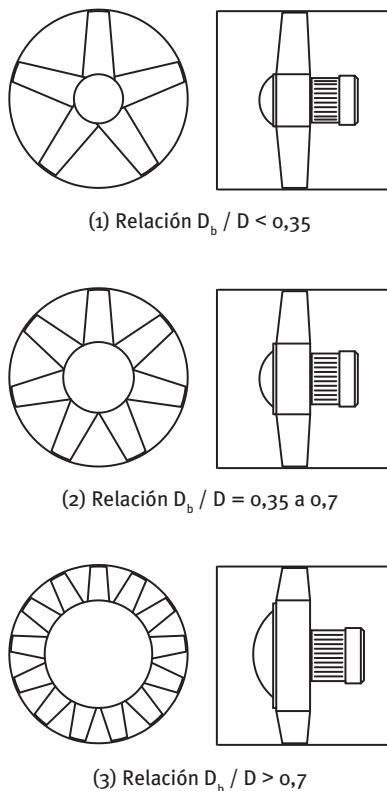


Fig. 3.6: Tipología de los ventiladores axiales en función de la relación diámetro de buje y diámetro del ventilador D_b/D

Ventiladores de relación $D_b/D < 0,35$. Los ventiladores de pequeño diámetro de buje proporcionan muy bajos incrementos de presión, empleándose generalmente como ventiladores murales. La mayor parte de la energía transferida es en forma de energía cinética (presión dinámica), produciendo poca presión estática. Son los ventiladores axiales de menor rendimiento.

Ventiladores de relación $D_b/D = 0,35 - 0,7$. Se trata del tipo de ventilador axial más empleado en aplicaciones de ventilación y extracción de aire de edificios. La curva presenta un mínimo a la izquierda del punto de máxima presión, siendo necesario evitar que el ventilador trabaje en esta zona (ver Figura 3.7).

Ventiladores de relación $D_b/D > 0,7$. Ventiladores que producen altas presiones con caudales medios. Para el mismo punto de funcionamiento son ventiladores más

compactos que los centrífugos. El diseño de los álabes es aerodinámico. Se produce un mínimo en la curva de presión a la izquierda del punto de presión máxima debido a la separación del flujo en los álabes. El ventilador no debe trabajar nunca en la zona del mínimo local que aparece a la izquierda del punto de máxima presión.

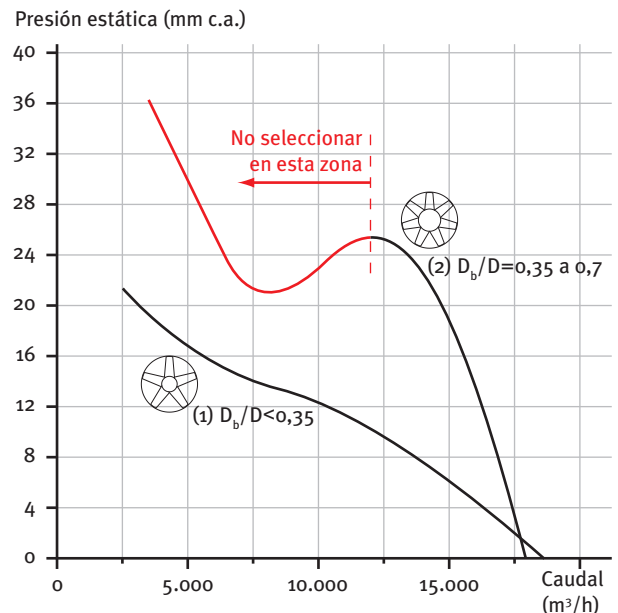
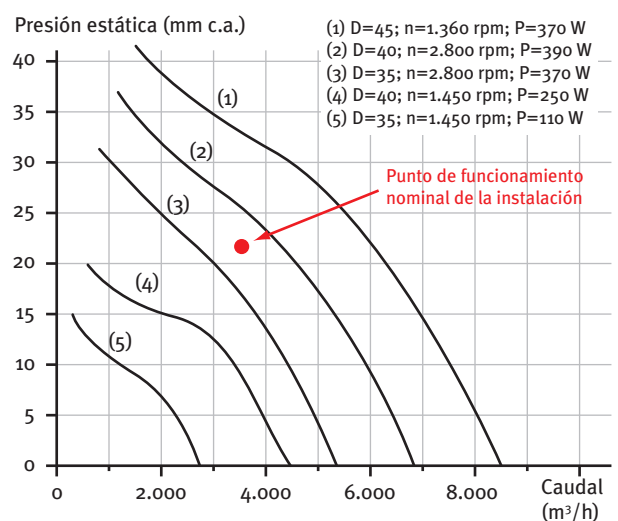


Fig. 3.7: Curva característica de un ventilador axial de $D_b/D = 0,3$ y 5 álabes y de un ventilador axial de $D_b/D < 0,5$ y 6 álabes

Ejemplo 3.1: Seleccionar el ventilador tubular helicoidal más adecuado para impulsar un caudal de $3.600 \text{ m}^3/\text{h}$ por una red de conductos que tiene una pérdida de presión estática de 22 mm c.a.



En este ejemplo debe decidirse si elegir el ventilador (2) o el (3). Por defecto, se tenderá a elegir el modelo 2 por estar sobredimensionado, asegurándose siempre el caudal nominal. No obstante, deberá analizarse la curva de funcionamiento de la instalación así como sus características y método de regulación para descartar la posibilidad de seleccionar el ventilador (3). Desde el punto de vista del consumo energético, la selección de un ventilador más pequeño (3) será siempre más adecuada.

3.2 ACOPLAMIENTOS SERIE Y PARALELO

Si el caudal o presión que hay que comunicar al aire no es alcanzable con un solo ventilador, o cuando se tienen variaciones importantes del caudal o presión puede ser

conveniente la instalación de ventiladores en serie o en paralelo.

Acoplamiento en serie

El acoplamiento en serie se emplea en sistema de ventilación y, en algunas ocasiones, de climatización. Se trata del caso del empleo de un ventilador de extracción que permita la extracción del aire impulsado a los locales sin que se produzca una sobrepresión excesiva de los locales ventilados (Figura 3.8).

Empleando un ventilador en el retorno se consigue vencer con mayor eficiencia las pérdidas de presión presentes en los tramos de aspiración e impulsión y en el filtro y baterías de la climatizadora.

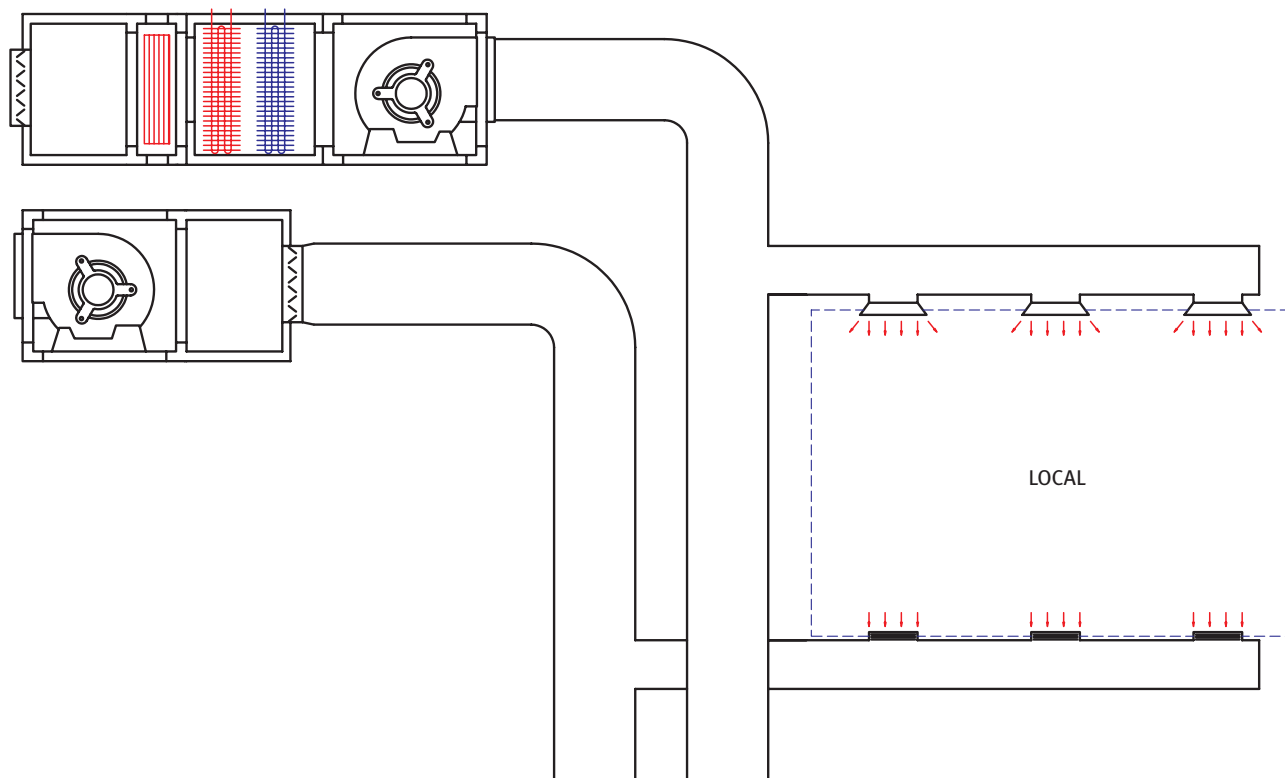


Fig. 3.8: Acoplamiento en serie de dos ventiladores en un sistema de ventilación

En instalaciones de ventilación es posible emplear dos ventiladores tubulares en serie, instalados uno a continuación del otro en un conducto de sección circular. La Figura 3.9 muestra de forma esquemá-

tica este acoplamiento. Se observa que el segundo recibe el flujo a la entrada (punto 2') con una fuerte rotación, lo que repercute muy negativamente en su funcionamiento.

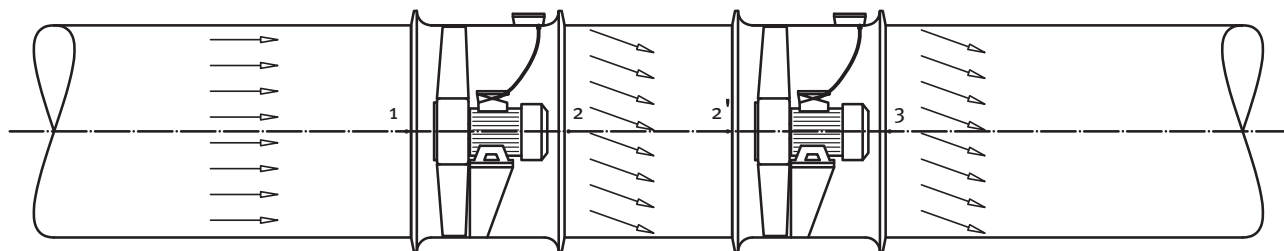


Fig. 3.9: Acoplamiento en serie de dos ventiladores en un conducto

Para evitar este problema debe instalarse una cascada de álabes directrices entre los dos ventiladores. La instalación de álabes directrices a la salida de los ventiladores tubulares siempre resulta muy beneficiosa, pues convierten parte de la energía rotacional del flujo en presión.

Otra solución consiste en hacer girar los ventiladores en contracorriente. Si se ajusta bien el funcionamiento de dos ventiladores iguales en serie y en contracorriente se consigue un comportamiento superior al que se esperaría del acoplamiento directo en serie. Se trata de una disposición existente en el mercado.

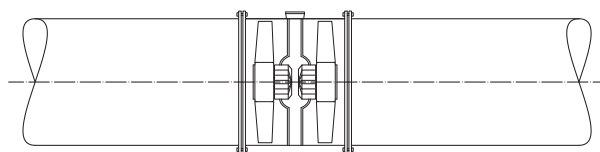


Fig. 3.10: Disposición comercial de 2 ventiladores en serie en contrarrotación

La Figura 3.11 muestra la curva de funcionamiento del acoplamiento en serie de dos ventiladores iguales bien acoplados (curva 3) y de dos ventiladores en serie con flujo con prerrotación a la entrada del segundo ventilador (curva 2).

Acoplamiento en paralelo

El acoplamiento de ventiladores en paralelo se realiza cuando se desea obtener caudales elevados en circuitos con poca pérdida de carga. Se trata de una disposición poco habitual pero que puede emplearse en el caso, por ejemplo, de dos climatizadoras que descargan sobre una única red de conductos.

La curva característica del conjunto de ambos ventiladores está formada por la suma del caudal proporcionado por cada ventilador para una misma pérdida de presión,

$$Q_{\text{paral}} = Q_1 + Q_2$$

$$\Delta p_{\text{paral}} = \Delta p_1 = \Delta p_2$$

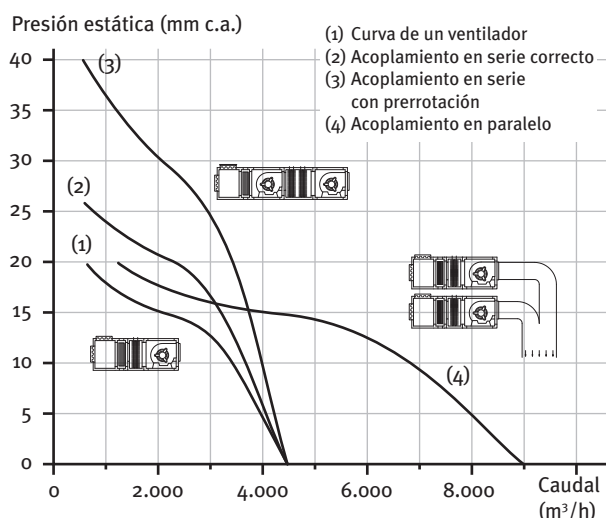


Fig. 3.11: Curvas de acoplamiento en serie y en paralelo de ventiladores

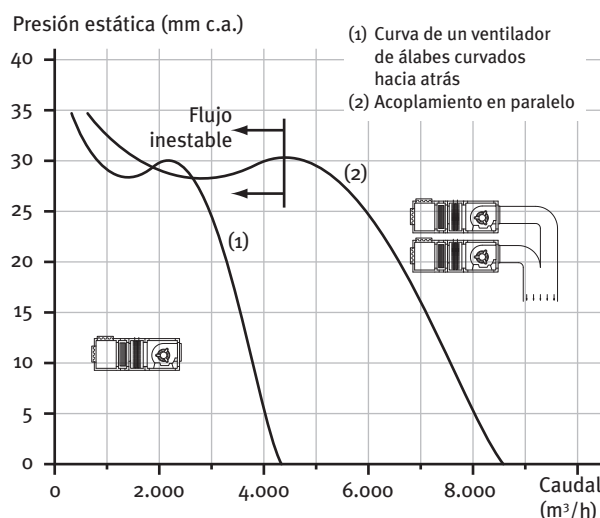


Fig. 3.12: Curva de acoplamiento en paralelo de dos ventiladores iguales de álabes curvados hacia atrás

El acoplamiento en paralelo de dos ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia delante o de ventiladores axiales tubulares, suele producir una región de flujo inestable debido al mínimo local que presenta la curva de funcionamiento. La Figura 3.12 muestra el acoplamiento en paralelo, señalando la región inestable donde nunca debe funcionar el grupo.

3.3 COMPORTAMIENTO EN OTRAS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

Si aplicamos a los ventiladores el análisis dimensional desarrollado para bombas en la Sección 3.4 de la parte I de esta guía técnica, se obtiene que, en ventiladores, las variables dimensionales de interés son:

$$\Delta p = f_1(D, Q, \Omega, \mu, \rho, k)$$

$$P_v = f_2(D, Q, \Omega, \mu, \rho, k)$$

$$\eta = f_3(D, Q, \Omega, \mu, \rho, k)$$

Se trata de las variables que definen su comportamiento global: la presión comunicada al fluido Δp , la potencia P_v , y el rendimiento η .

Adimensionalizando mediante el diámetro del rodete D , la densidad del fluido ρ y la velocidad de giro Ω , se reduce el problema a 3 variables adimensionales:

$$\frac{\Delta p}{\rho \Omega^2 D^2} = g_1 \left(\frac{Q}{\Omega D^3}, \frac{\mu}{\rho \Omega D^2}, \frac{k}{D} \right)$$

$$\frac{P_v}{\rho \Omega^3 D^5} = g_2 \left(\frac{Q}{\Omega D^3}, \frac{\mu}{\rho \Omega D^2}, \frac{k}{D} \right)$$

$$\eta = g_3 \left(\frac{Q}{\Omega D^3}, \frac{\mu}{\rho \Omega D^2}, \frac{k}{D} \right)$$

El análisis dimensional permite simplificar más el problema, despreciando la influencia de la rugosidad relativa k/D y del número de Reynolds $\mu/\rho\Omega D^2$. Finalmente, con todas las consideraciones realizadas y para una familia de ventiladores determinada, resulta:

$$\frac{\Delta p}{\rho \Omega^2 D^2} = g_1 \left(\frac{Q}{\Omega D^3} \right); \quad \frac{P_v}{\rho \Omega^3 D^5} = g_2 \left(\frac{Q}{\Omega D^3} \right); \quad \eta = g_3 \left(\frac{Q}{\Omega D^3} \right)$$

Por tanto, la presión proporcionada por el ventilador, la potencia adimensionalizada, y el rendimiento, dependen

de un sólo parámetro adimensional: el coeficiente de caudal. Su forma típica para un ventilador puede observarse en la Figura 3.13.

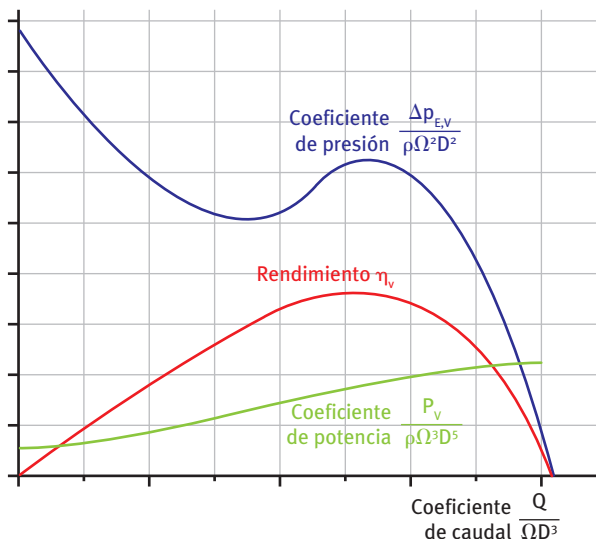


Fig. 3.13: Curvas características adimensionales de una familia de ventiladores

Uno de los beneficios más importantes del análisis dimensional es la utilización de puntos semejantes u homólogos. Dos puntos 1 y 2 son homólogos cuando son adimensionalmente iguales, es decir, tienen el mismo coeficiente de caudal y de altura:

$$\frac{\Delta p_1}{\rho \Omega_1^2 D_1^2} = \frac{\Delta p_2}{\rho \Omega_2^2 D_2^2}; \quad \frac{Q_1}{\Omega_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{\Omega_2 D_2^3}$$

De las ecuaciones de los puntos homólogos se puede obtener el comportamiento de un ventilador a distintas condiciones.

El mismo ventilador a distinta velocidad de giro

Dado un ventilador, del que se conoce su comportamiento a una velocidad de giro, el comportamiento a una velocidad distinta será:

$$\frac{\Delta p_1}{\rho \Omega_1^2 D^2} = \frac{\Delta p_2}{\rho \Omega_2^2 D^2} \Rightarrow \frac{\Delta p_1}{\Omega_1^2} = \frac{\Delta p_2}{\Omega_2^2} \Rightarrow \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\Omega_2^2}{\Omega_1^2};$$

$$\frac{Q_1}{\Omega_1 D^3} = \frac{Q_2}{\Omega_2 D^3} \Rightarrow \frac{Q_1}{\Omega_1} = \frac{Q_2}{\Omega_2} \Rightarrow \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\Omega_2}{\Omega_1};$$

$$\frac{P_{v1}}{\rho \Omega_1^3 D^5} = \frac{P_{v2}}{\rho \Omega_2^3 D^5} \Rightarrow \frac{P_{v1}}{\Omega_1^3} = \frac{P_{v2}}{\Omega_2^3} \Rightarrow \frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \frac{\Omega_2^3}{\Omega_1^3}$$

Un nuevo ventilador de distinto diámetro

Dado un ventilador, del que se conoce su comportamiento, el comportamiento al cambiar su diámetro será:

$$\frac{\Delta p_1}{\rho \Omega^2 D_1^2} = \frac{\Delta p_2}{\rho \Omega^2 D_2^2} \Rightarrow \frac{\Delta p_1}{D_1^2} = \frac{\Delta p_2}{D_2^2} \Rightarrow \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}$$

$$\frac{Q_1}{\Omega D_1^3} = \frac{Q_2}{\Omega D_2^3} \Rightarrow \frac{Q_1}{D_1^3} = \frac{Q_2}{D_2^3} \Rightarrow \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2^3}{D_1^3};$$

$$\frac{P_{V_1}}{\rho \Omega^3 D_1^5} = \frac{P_{V_2}}{\rho \Omega^3 D_2^5} \Rightarrow \frac{P_{V_1}}{D_1^5} = \frac{P_{V_2}}{D_2^5} \Rightarrow \frac{P_{V_2}}{P_{V_1}} = \frac{D_2^5}{D_1^5};$$

El mismo ventilador a distinta densidad del aire a la entrada

Dado un ventilador, del que se conoce su comportamiento en unas condiciones de presión y temperatura (densidad del aire), se puede determinar su comportamiento en otras condiciones cuando la densidad del aire es distinta mediante:

$$\frac{\Delta p_1}{\rho_1 \Omega^2 D^2} = \frac{\Delta p_2}{\rho_2 \Omega^2 D^2} \Rightarrow \frac{\Delta p_1}{\rho_1} = \frac{\Delta p_2}{\rho_2} \Rightarrow \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1};$$

$$\frac{Q_1}{\Omega D^3} = \frac{Q_2}{\Omega D^3} \Rightarrow Q_1 = Q_2;$$

$$\frac{P_{V_1}}{\rho_1 \Omega^3 D^5} = \frac{P_{V_2}}{\rho_2 \Omega^3 D^5} \Rightarrow \frac{P_{V_1}}{\rho_1} = \frac{P_{V_2}}{\rho_2} \Rightarrow \frac{P_{V_2}}{P_{V_1}} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

La densidad del aire (considerando aire seco) puede determinarse a partir de la ley de los gases ideales mediante:

$$\rho = \frac{p}{R_g T}$$

Donde ρ es la densidad en kg/m^3 , R_g es la constante del gas dada por la constante universal $R_u = 8.314$ entre el peso molecular del aire ($PM = 29 \text{ kg/kmol}$), T es la temperatura en Kelvin y p es la presión en Pascal.

Altitud	Altitud sobre el nivel del mar (m)						
	0	300	500	750	1.000	1.500	2.000
	Presión barométrica (Pa)						
	101.300	97.754	95.460	92.667	89.956	84.770	79.882
-20	1,396	1,347	1,315	1,277	1,239	1,168	1,101
-10	1,343	1,296	1,265	1,228	1,192	1,124	1,059
0	1,294	1,248	1,219	1,183	1,149	1,082	1,020
10	1,248	1,204	1,176	1,142	1,108	1,044	0,984
20	1,205	1,163	1,136	1,103	1,070	1,009	0,950
30	1,166	1,125	1,098	1,066	1,035	0,975	0,919
40	1,128	1,089	1,063	1,032	1,002	0,944	0,890
50	1,093	1,055	1,030	1,000	0,971	0,915	0,862
60	1,061	1,023	0,999	0,970	0,942	0,888	0,836

Tabla 3.1: Densidad del aire en kg/m^3 en función de la altitud y de la temperatura

En las condiciones a las que se realizan los ensayos ($T_a = 20\text{ }^\circ\text{C}$, $p_a = 101.300\text{ Pa}$), la densidad del aire es de:

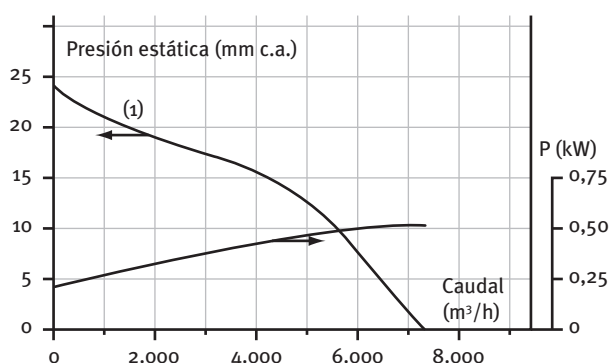
$$\rho_a = \frac{p_a}{R_g T_a} = \frac{101.300}{(8.314/29) \cdot (20 + 273)} = 1,205$$

La presión cambia con la altitud del lugar sobre el nivel del mar. La Tabla 3.1 (página anterior) muestra los valores de la densidad del aire para distintas altitudes y temperaturas.

Para una localidad situada a 750 m de altitud, la densidad del aire a $20\text{ }^\circ\text{C}$ es de $1,103\text{ kg/m}^3$, reduciéndose la presión proporcionada por el ventilador y su consumo energético en un factor:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{P_{V_2}}{P_{V_1}} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{1,103}{1,205} = 0,915$$

Ejemplo 3.2: Determinar la curva de rendimiento y el punto nominal del siguiente ventilador centrífugo de $D=45\text{ mm}$, $n=3.000\text{ rpm}$.



De las curvas características del ventilador se obtiene:

	Q (m ³ /h)	DP (mm c.a.)	P _V (W)
1	0	24,2	220
2	1.000	21	270
3	2.000	19	320
4	3.000	17,4	375
5	4.000	16	430
6	5.000	12,8	470
7	6.000	8	500
8	7.000	1,8	515
9	7.200	0	520

La potencia útil suministrada por el ventilador al fluido viene dada por:

$$P_f = Q\Delta p;$$

Para el punto número 5 resulta:

$$P_f = \frac{4.000}{3.600} (16 \cdot 9,81) = 174\text{ W}$$

y para este mismo punto 5, el rendimiento del ventilador es:

$$\eta = \frac{P_f}{P_v} = \frac{174}{430} = 0,406 (40,6\%)$$

Operando de igual forma en el resto de puntos se obtiene:

	P _f (W)	η (%)
1	0	0,0
2	57	21,2
3	104	32,4
4	142	37,9
5	174	40,6
6	174	37,1
7	131	26,2
8	34	6,7
9	0	0,0

El punto de funcionamiento nominal del ventilador es el de mayor rendimiento, en nuestro caso, el punto 5: $Q^* = 4.000\text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p^* = 16\text{ mm c.a.}$, $\eta = 40,6\%$.

Ejemplo 3.3: Determinar las curvas características del ventilador del Ejemplo 3.2 si se le hace girar a 2.500 rpm.

Como ejemplo se toma el punto 5 de los datos tabulados de las curvas características del Ejemplo 3.1.

Datos: $n_1 = 3.000\text{ rpm}$, $Q_1 = 4.000\text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_1 = 16\text{ mm c.a.}$, $P_{V_1} = 430\text{ W}$.

Para $n_2 = 2.500$ se aplicarán las relaciones del análisis dimensional para obtener el punto homólogo:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\Omega_2^2}{\Omega_1^2} \Rightarrow \Delta p_2 = \Delta p_1 \frac{\Omega_2^2}{\Omega_1^2} \Rightarrow \Delta p_2 = \Delta p_1 \frac{n_2^2}{n_1^2} = 16 \frac{2.500^2}{3.000^2} = 11,1\text{ mm c.a.}$$

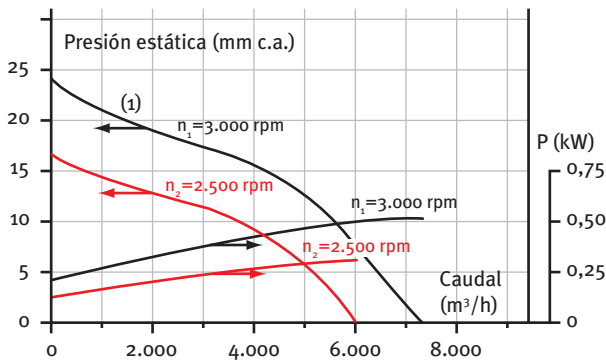
$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\Omega_2}{\Omega_1} \Rightarrow Q_2 = Q_1 \frac{\Omega_2}{\Omega_1} \Rightarrow Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} = 4.000 \frac{2.500}{3.000} = 3.333\text{ m}^3/\text{h}$$

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{\Omega_2^3}{\Omega_1^3} \Rightarrow W_2 = W_1 \frac{\Omega_2^3}{\Omega_1^3} \Rightarrow W_2 = W_1 \frac{n_2^3}{n_1^3} = 430 \frac{2.500^3}{3.000^3} = 249\text{ W}$$

La potencia útil suministrada al fluido es $P_f = Q\Delta p = 101\text{ W}$, siendo el rendimiento de $\eta = 101/249 = 40,6\%$: los puntos homólogos tienen el mismo rendimiento.

Realizando el mismo cálculo sobre los 9 puntos que forman la curva se obtiene la siguiente tabla de resultados:

Q (m³/h)	DP (mm c.a.)	P _v (W)	P _f (W)	η (%)	
1	0	16,8	127	0	0,0
2	833	14,6	156	33	21,2
3	1.667	13,2	185	60	32,4
4	2.500	12,1	217	82	37,9
5	3.333	11,1	249	101	40,6
6	4.167	8,9	272	101	37,1
7	5.000	5,6	289	76	26,2
8	5.833	1,3	298	20	6,7
9	6.000	0,0	301	0	0,0



Ejemplo 3.4: Determinar la modificación de la curva característica de un ventilador cuando las condiciones del aire a la entrada son: T_a=50 °C y p_a=950 mbar.

La densidad del aire (considerando aire seco) puede determinarse a partir de la ley de los gases ideales mediante:

$$\rho = \frac{p}{R_g T}$$

Donde ρ es la densidad en kg/m³, R_g es la constante del gas dada por la constante universal R_u = 8.314 entre el peso molecular del aire (PM=29 kg/kmol), T es la temperatura en Kelvin y p es la presión en Pascal.

Las curvas de los ventiladores se realizan a T_a = 20 °C y p_a = 101,3 mbar, siendo la densidad:

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_g T_a} = \frac{101.300}{(8.314/29) \cdot (20 + 273)} = 1,205$$

En las condiciones de funcionamiento, T_a = 35 °C y p_a = 950 mbar, la densidad es de:

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_g T_a} = \frac{95.000}{(8.314/29) \cdot (35 + 273)} = 1,07$$

La relación de presiones, caudales y potencias es la siguiente:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1}; \quad Q_1 = Q_2; \quad \frac{P_{V2}}{P_{V1}} = \frac{\rho_2}{\rho_1}$$

La relación de densidades es de:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{1,07}{1,205} = 0,892;$$

Por tanto, se obtiene:

$$\Delta p_2 = 0,892 \cdot \Delta p_1 \text{ y } P_{V2} = 0,892 \cdot P_{V1}$$

4

Punto de funcionamiento de la instalación

4.1 CURVA CARACTERÍSTICA DE LA INSTALACIÓN

Los ventiladores deberán ser capaces de vencer las pérdidas energéticas en la red de conductos producidas por la fricción del aire en la red y por las pérdidas en accesorios que incluyen la energía cinética del flujo en los difusores. Además, se deberá tener en consideración las pérdidas en las baterías de aire frío y caliente, las pérdidas en los elementos terminales y, sobre todo, las pérdidas en los filtros de aire.

En ventiladores, la energía del ventilador se destina a vencer las pérdidas en la red de conductos, accesorios y equipos:

$$\Delta p_L = f \frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho v^2 + \sum \kappa_o \frac{1}{2} \rho v^2 + \Delta p_{EQ}$$

Es importante realizar de forma correcta el cálculo de la pérdida de la energía cinética del flujo a la salida de la red.

La curva resistente de la instalación es función del cuadrado del caudal y pasa por el origen. En la práctica no se calcula directamente la curva resistente sino el punto de funcionamiento deseado o nominal ($Q^*, \Delta p^*$). El trazado de la curva resistente se realiza directamente: la pérdida de carga es proporcional al caudal al cuadrado.

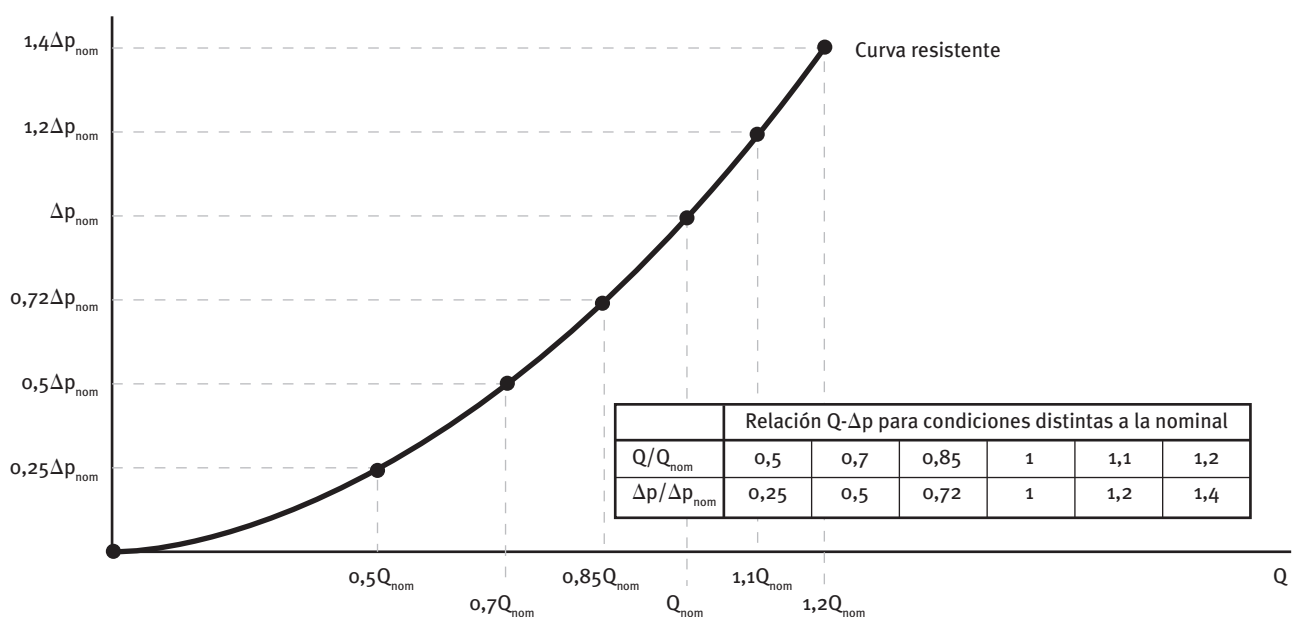


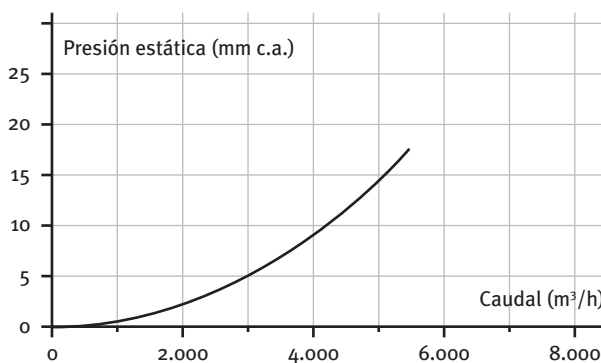
Fig. 4.1: Relación presión-caudal para distintos puntos de la curva de la instalación

Ejemplo 4.1: En una red de conductos, el caudal nominal de la instalación es de $Q_i^* = 4.500 \text{ m}^3/\text{h}$, siendo la pérdida de presión nominal de $\Delta p_i^* = 12 \text{ m c.a.}$ Determinar la curva resistente de la instalación.

Se han tomado 6 puntos a distintos caudales para representar la curva resistente de la instalación

	Q/Q_{nom}	$\Delta p/\Delta p_{\text{nom}}$	Q	Δp
Relación $Q-\Delta p$	0,5	0,25	2.250	3,0
	0,7	0,5	3.150	6,0
	0,85	0,72	3.825	8,6
	1	1	4.500	12,0
	1,1	1,2	4.950	14,4
	1,2	1,4	5.400	16,8

En la siguiente figura se representa la curva resistente de la instalación:



4.2 PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN

En ventiladores, la energía del ventilador se destina a vencer las pérdidas en la red de conductos, accesorios y equipos. La dificultad radica en la consideración correcta de la presión dinámica del aire en la sección de salida. Se considera que esta presión dinámica generalmente se pierde, aunque en algunos casos puede haber recuperación estática (paso de energía cinética a presión estática).

El incremento de presión total del ventilador resulta:

$$\Delta p_{T,V} = \Delta p_L + p_{D,S} - \Delta p_{R,ES}$$

donde $p_{D,S}$ es la presión dinámica del aire a la salida del ventilador, $\Delta p_{R,ES}$ es la recuperación estática de la red de conductos (de existir) y Δp_L son las pérdi-

das en conductos accesorios y equipos (ver sección anterior).

En el caso de tener la curva de incremento de presión estática del ventilador, el punto de funcionamiento se calcula mediante:

$$\Delta p_{E,V} = \Delta p_L - \Delta p_{R,ES}$$

La curva característica de la instalación $\Delta p_i = f(Q)$ se calcula generalmente mediante $\Delta p_i = \Delta p_L - \Delta p_{R,ES}$, empleándose directamente cuando se dispone la curva de incremento de presión estática del ventilador.

El punto de funcionamiento de la instalación se determina de la intersección de la curva característica de la instalación $\Delta p_i = f(Q)$ con la curva característica del ventilador $\Delta p_{E,V} = f(Q)$.

La Figura 4.2 muestra la determinación gráfica del punto de funcionamiento de la instalación ($Q_f, \Delta p_f$) dado por la intersección de la curva del ventilador (curva descendente) con la curva de la instalación (curva ascendente).

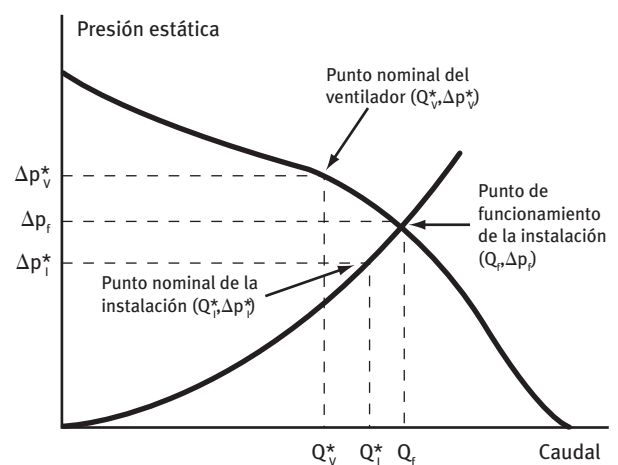


Fig. 4.2: Punto de funcionamiento de la instalación

El punto de funcionamiento real de la instalación ($Q_f, \Delta p_f$) debe estar:

- Lo más próximo posible al punto nominal de la instalación ($Q_i^*, \Delta p_i^*$) de forma que se impulse el caudal deseado.
- Lo más próximo al punto nominal del ventilador ($Q_v^*, \Delta p_v^*$) para que el rendimiento esté próximo al rendimiento máximo.

Problemas por impulsar un caudal distinto al nominal de la instalación en instalaciones a caudal constante

Caudal inferior al nominal

En una instalación de climatización, si el caudal de funcionamiento es inferior al nominal, la temperatura del aire de impulsión será distinta a la nominal.

Si la corriente de aire atraviesa una batería de frío, el aire se enfriará a una menor temperatura, produciéndose mayor condensación. Si la batería es de expansión directa, la potencia suministrada al aire será prácticamente constante, pero bajará la presión de evaporación, disminuyendo el COP. Si la batería está refrigerada con agua, la potencia intercambiada disminuirá ligeramente.

En el caso de baterías de calor el aire se calentará a mayor temperatura, produciéndose problemas similares al caso de la batería de frío. En ambos casos, las condiciones del aire serán distintas a la de diseño produciéndose problemas de confort.

En el caso de instalaciones de ventilación, se renovará un volumen de aire inferior al de diseño, produciéndose problemas de higiene por baja calidad del aire interior.

Caudal superior al nominal

En una instalación a caudal constante, si se impulsa más caudal del necesario se tendrá un mayor consumo energético del ventilador: las pérdidas de presión son proporcionales al cuadrado del caudal $\Delta p \propto Q^2$ y la potencia es proporcional al cubo del caudal $P_v \propto Q^3$.

La potencia suministrada por las baterías será similar a la nominal y las temperaturas de impulsión serán más cercanas a la del local. Sin embargo, una mayor velocidad del aire a la salida puede disminuir el confort térmico y aumentar el ruido de la instalación.

En el caso de ventilación, el exceso de caudal de aire exterior produce además un aumento de la demanda energética de la instalación de climatización o calefacción.

Problemas debidos a que el ventilador trabaje lejos de su punto nominal

El artículo 12 del RITE establece que los equipos de transporte de fluidos se seleccionarán en orden a que sus prestaciones, en cualquier condición de funcionamiento, estén lo más cercanas posible a su régimen de rendimiento máximo.

En instalaciones donde el ventilador funcione a régimen constante se deberá considerar:

Régimen adecuado: Caudales entre el 85% y el 105% del nominal. En esta zona el rendimiento es similar al máximo, cumpliéndose estrictamente del RITE.

Regímenes no admisibles:

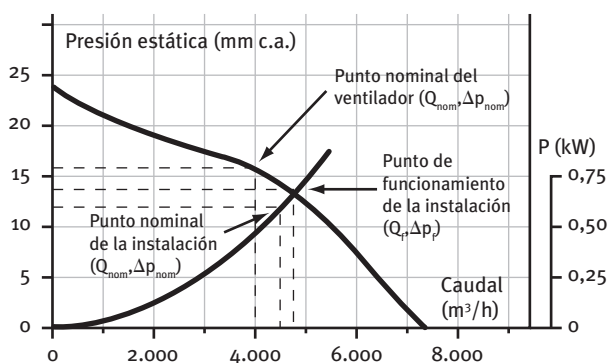
- Caudales muy por debajo del nominal (menores del 50%); el ventilador funciona con un rendimiento muy bajo. En ventiladores con álabes curvados hacia atrás es posible que se entre en la región de flujo inestable (mínimo local en la curva de funcionamiento).
- Caudales por encima del nominal (mayores del 150%); el rendimiento del ventilador disminuye rápidamente aumentándose la potencia consumida por el mismo.

La curva de funcionamiento de instalaciones de conductos suele ser muy variable debido a:

- Regulación de la instalación por volumen de aire variable. En este caso debe considerarse las distintas situaciones a las que puede verse sometido el ventilador.
- Ensuciamiento de filtros. La curva resistente de la instalación cambia a medida que se ensucian los filtros. El ensuciamiento de los filtros puede modificar la curva resistente de la instalación de forma importante, en algunos casos se puede duplicar la pérdida de carga total al ensuciarse los filtros.

En el caso de que la curva resistente se modifique de forma importante será necesario emplear alguno de los sistemas de regulación que se describen en la siguiente sección.

Ejemplo 4.2: Analizar la selección de un ventilador de curva de funcionamiento conocida y punto nominal $Q_v^* = 4.000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_v^* = 16 \text{ mm c.a.}$ en una instalación de punto nominal es $Q_i^* = 4.500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_i^* = 12 \text{ mm c.a.}$



La curva resistente de la instalación se calculó en el Ejemplo 4.1. Al hacer la intersección entre la curva resistente de la instalación y la curva característica del ventilador se obtiene el punto de funcionamiento:

$$Q_f = 4.750 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta p_f = 13,4 \text{ mm c.a.}, P_v = 0,6 \text{ kW}$$

El caudal de funcionamiento es un 5% superior al nominal de la instalación y un 18% superior al caudal nominal del ventilador. El rendimiento del ventilador en este punto es de $\eta = 38\%$, frente al máximo del $\eta = 40,6\%$. En todo caso, la selección del ventilador se puede considerar correcta.

4.3 REGULACIÓN DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO

Para ajustar el caudal de funcionamiento Q_f al caudal nominal de la instalación Q_i^* se puede emplear uno de los siguientes sistemas de regulación:

- Regulación por estrangulamiento mediante compuerta en serie.
- Regulación por by-pass mediante compuerta en paralelo.
- Regulación mediante variación de la velocidad de giro del ventilador.

A continuación se describen los sistemas de regulación.

4.3.1 Regulación por estrangulamiento con compuerta en serie

Realizando una pérdida de carga adicional por estrangulamiento de una compuerta se consigue ajustar el caudal del ventilador al valor deseado. Se trata de un ajuste de caudal por cambio de la curva resistente de la instalación.

La reducción de caudal producirá por lo general una reducción en la potencia consumida por el ventilador. Se trata de una regulación del caudal económica, aunque desde el punto de vista energético no sea lo mejor ya que la pérdida de presión producida en la compuerta lleva asociada una pérdida energética de:

$$P_{CS} = Q_f \Delta p_{CS}$$

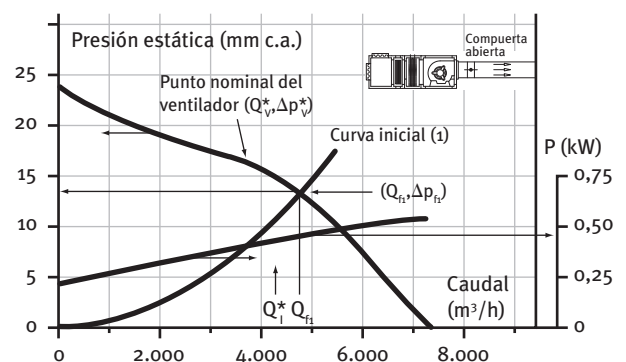
Esta pérdida energética en forma de transferencia de energía mecánica del fluido o energía térmica tiene un

coste en energía eléctrica del motor del ventilador de:

$$P_{E,CS} = Q \Delta p_{CS} / \eta_V$$

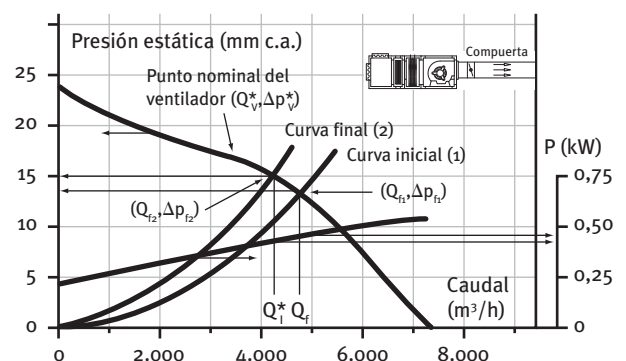
El Ejemplo 4.3 muestra la regulación en serie de un caso práctico.

Ejemplo 4.3: Regulación de sistema de ventilación mediante compuerta en serie. Se adjunta curva de funcionamiento ($Q_v^* = 4.000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_v^* = 16 \text{ mm c.a.}$, $\eta = 40,6\%$). El caudal nominal de funcionamiento de la instalación es $Q_i^* = 4.250 \text{ m}^3/\text{h}$. Inicialmente el caudal impulsado por el ventilador es $Q_{fi} = 4.750 \text{ m}^3/\text{h}$.



De la curva de funcionamiento del ventilador se obtiene el punto de funcionamiento inicial: $Q_{fi} = 4.750 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{fi} = 13,5 \text{ mm c.a.}$, $P_{vi} = 460 \text{ W}$. El rendimiento del ventilador en este punto es de $\eta = 38\%$.

La regulación se realiza mediante el cierre de compuerta en serie hasta obtener: $Q_{f2} = 4.250 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{f2} = 15 \text{ mm c.a.}$, $P_{v2} = 440 \text{ W}$. El rendimiento del ventilador en este punto es de $\eta = 39\%$.



El análisis energético del sistema debe realizarse considerando que parte de la energía se pierde en la válvula, concretamente: $\Delta p_{vS} = (15 - 10,7) = 4,3 \text{ mm c.a.}$

La pérdida energética del fluido en la válvula es de:

$$P_{L,VS} = Q \Delta p_{VS} = \frac{4.250}{3.600} \cdot (4,3 \cdot 9,81) = 49,8 \text{ W}$$

La potencia útil comunicada al fluido empleada para su circulación ha sido de:

$$P_{f2,UTIL} = Q \Delta p_{12} = \frac{4.250}{3.600} \cdot (10,7 \cdot 9,81) = 123,9 \text{ W}$$

La potencia útil total comunicada al fluido ha sido de:

$$P_{f2,TOTAL} = Q \Delta p_{12} = \frac{4.250}{3.600} \cdot (15 \cdot 9,81) = 173,7 \text{ W}$$

Teniendo en cuenta que el rendimiento máximo es de $\eta = 40,6\%$ mientras que el rendimiento del punto ha sido de $\eta = 39,5\%$, se obtiene:

Potencia eléctrica mínima empleada en bombear el fluido:

$$P_{V2,UTIL} = P_{f2,UTIL} / \eta_{max} = 123,9 / 0,406 = 305 \text{ W}$$

Potencia eléctrica empleada en vencer pérdidas de válvula:

$$P_{VL,VS} = P_{L,VS} / \eta_{max} = 49,8 / 0,406 = 122,7 \text{ W}$$

Potencia eléctrica mínima empleada si $\eta = \eta_{max}$:

$$P_{V2,\eta=MAX} = P_{f2,UTIL} / \eta_{max} = 123,9 / 0,406 = 305 \text{ W}$$

Potencia eléctrica pérdida por funcionar con un rendimiento inferior al máximo:

$$P_{VL,\eta \neq MAX} = 440 - 428 = 12 \text{ W}$$

4.3.2 Regulación por by-pass

Una forma común de ajustar el caudal en instalaciones de climatización por conductos consiste en realizar un by-pass en los conductos de impulsión y retorno. Se consigue una regulación del caudal impulsado a la instalación sin reducir el caudal de aire que pasa por la batería de frío o calor. La compuerta en by-pass se utiliza con frecuencia para evitar sobrepresiones en los conductos o caudales bajos en las baterías.

El sistema puede ser bueno desde el punto de vista de la regulación del sistema pero muy malo desde el punto de vista del consumo energético del ventilador. El ven-

tilador impulsa el flujo que pasa por el by-pass que no representa ningún beneficio a la instalación. La pérdida energética del flujo en el by-pass resulta:

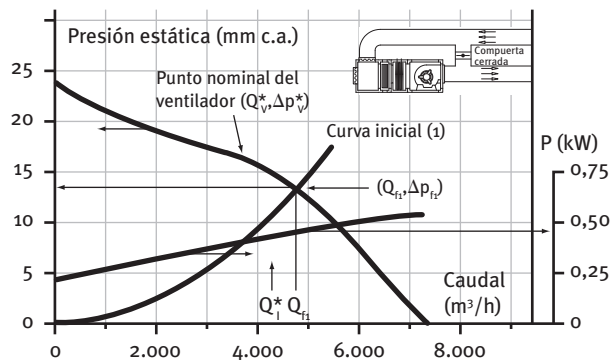
$$P_{B-P} = Q_{B-P} \Delta p_i$$

Esta pérdida energética en forma de transferencia de energía mecánica del fluido o energía térmica tiene un coste en energía eléctrica del motor del ventilador de:

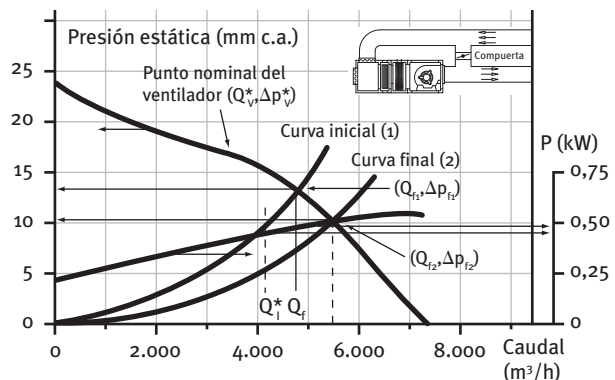
$$P_{E,B-P} = Q_{B-P} \Delta p_i / \eta_V$$

El Ejemplo 4.4 muestra un análisis detallado de la regulación de un ventilador por válvula en by-pass.

Ejemplo 4.4: Regulación de sistema de ventilación mediante compuerta en by-pass. Se adjunta curva de funcionamiento ($Q_v^* = 4.000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_v^* = 16 \text{ mm c.a.}$, $\eta^* = 40,6\%$). El caudal nominal de la instalación es $Q_i^* = 4.250 \text{ m}^3/\text{h}$. El punto de funcionamiento inicial es: $Q_{fi} = 4.750 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{fi} = 13,5 \text{ mm c.a.}$, $P_{V1} = 460 \text{ W}$, $\eta = 38\%$.



La regulación se realiza mediante el apertura de compuerta en by-pass hasta obtener: $Q_{f2} = 4.900 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{f2} = 10,7 \text{ mm c.a.}$, $P_{V2} = 486 \text{ W}$. El rendimiento del ventilador en este punto es de $\eta = 29,4\%$.



La potencia mecánica total comunicada al fluido ha sido de:

$$P_{f,TOT} = Q_{TOT} \Delta p_{1,2} = \frac{4.900}{3.600} \cdot (10,7 \cdot 9,81) = 142,9 \text{ W}$$

El análisis energético del sistema debe realizarse considerando que parte de la energía se pierde recirculando más caudal del útil, concretamente: $\Delta Q_{BP} = (4.900 - 4.250) = 650 \text{ m}^3/\text{h}$. La pérdida energética del fluido en la válvula es de:

$$P_{f,BP} = Q_{BP} \Delta p_{1,2} = \frac{650}{3.600} \cdot (10,7 \cdot 9,81) = 19 \text{ W}$$

La potencia útil comunicada al fluido empleada para su circulación ha sido de:

$$P_{UTIL,F} = Q \Delta p_{1,2} = \frac{4.250}{3.600} \cdot (10,7 \cdot 9,81) = 123,9 \text{ W}$$

Teniendo en cuenta que el rendimiento máximo es de $\eta = 40,6\%$ mientras que el rendimiento del punto ha sido de $\eta = 29,4\%$, se obtiene:

Potencia eléctrica mínima empleada en trasegar el aire:

$$P_{V_2} = P_{1,2} / \eta_{max} = 123,9 / 0,406 = 305 \text{ W}$$

Potencia eléctrica empleada en recircular aire por el by-pass:

$$P_{V_2} = P_{1,2} / \eta_{max} = 19,0 / 0,406 = 46,7 \text{ W}$$

Potencia eléctrica consumida: $P_{V_2} = 406 \text{ W}$

Pérdidas por rendimiento distinto del máximo:

$$P_{\eta \neq MAX} = 406 - 305 - 47 = 134 \text{ W}$$

4.3.3 Regulación por variación del régimen de giro

La variación de la velocidad de giro del ventilador permite ajustar el caudal a su valor nominal con poca penalización energética. Actualmente, se trata del sistema habitual de regulación en los sistemas de ventilación y climatización con caudal de aire variable. Se emplean convertidores de frecuencia con motores trifásicos y reguladores de velocidad que varían la tensión de alimentación en motores monofásicos de reducida potencia.

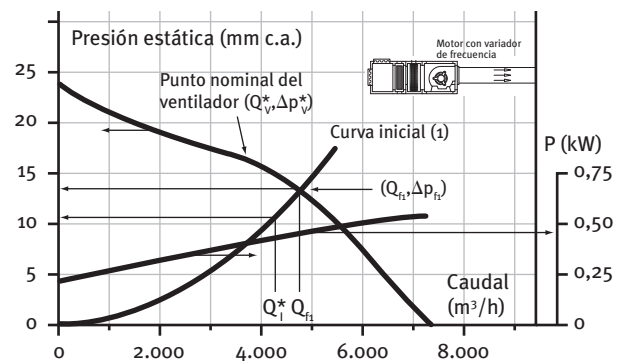
Normalmente, el ajuste del convertidor de frecuencia y del variador de tensión se realiza por presión. En

sistemas de climatización de regulación por volumen de aire variable, el cierre de las compuertas produce un aumento en la pérdida de presión del sistema que es detectado por el sistema de control que actúa disminuyendo la velocidad de giro del ventilador.

Con los variadores de tensión por tiristores con bajos niveles de tensión se pueden producir ruidos en baja frecuencia, por lo que en los equipos en los que se instale este tipo de variador deberá de instalarse las absorciones acústicas adecuadas para evitar su transmisión al ambiente. Con los convertidores de frecuencia actuales no suelen presentarse estos problemas.

La regulación mediante variador de frecuencia tiene el inconveniente del consumo energético de éste, que puede ser aproximadamente del 10%. Con los convertidores de frecuencia se puede variar el caudal de aire entre el 15% y el 100%.

Ejemplo 4.5: Regulación de sistema de ventilación mediante variador de frecuencia. Se adjunta curva de funcionamiento ($Q_v^* = 4.000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_v^* = 16 \text{ mm c.a.}$, $\eta^* = 40,6\%$). El punto de funcionamiento inicial es: $Q_{fi} = 4.750 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{fi}^* = 13,5 \text{ mm c.a.}$, $P_{V_1} = 460 \text{ W}$, $\eta = 38\%$. Se desea que la instalación funcione en el punto $Q_{fi} = 4.250 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{fi}^* = 10,7 \text{ mm c.a.}$

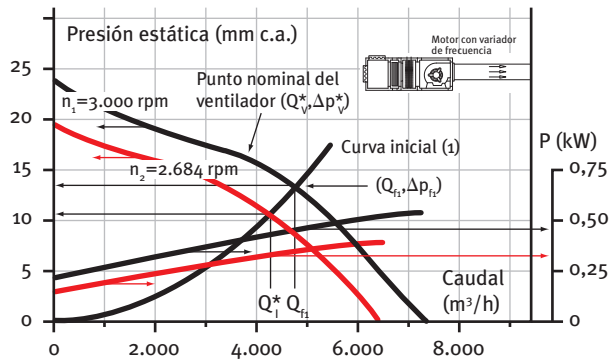


Aplicando las ecuaciones de los puntos homólogos

$$\frac{Q_1}{\Omega_1 D^3} = \frac{Q_2}{\Omega_2 D^3} \Rightarrow \frac{Q_1}{\Omega_1} = \frac{Q_2}{\Omega_2} \Rightarrow \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\Omega_2}{\Omega_1}$$

Despejando resulta:

$$\Omega_2 = \Omega_1 \frac{Q_2}{Q_1}; n_2 = n_1 \frac{Q_2}{Q_1} \Rightarrow n_2 = 3.000 \frac{4.250}{4.750} = 2.684 \text{ rpm}$$



Haciendo girar el rodete a $n_2 = 2.684$ rpm, el punto de funcionamiento del ventilador coincide con el nominal de la instalación: $Q_{f2} = 4.250$ m³/h, $\Delta p_{f2}^* = 10,7$ mm c.a. $P_{V2} = 326$ W, $\eta = 38\%$.

Considerando que el variador de frecuencia tiene unas pérdidas del 10% se obtiene:

$$P_{E,TOTAL} = P_{V2} / \eta_{VARIABLE} = 326 / 0,9 = 362 \text{ W}$$

Potencia eléctrica empleada en el ventilador:

$$P_{V2} = 326 \text{ W}$$

Potencia eléctrica mínima empleada en transportar el fluido:

$$P_{V2,MIN} = P_{f2} / \eta_{max} = 123,9 / 0,406 = 305 \text{ W}$$

Análisis energético

5

5.1 CONSUMO ENERGÉTICO DE LOS VENTILADORES

El consumo energético de los ventiladores viene dado como en cualquier equipo por la relación:

$$\text{Consumo} = \frac{\text{Demanda}}{\eta_{\text{medio}}}$$

En las secciones anteriores, los análisis se han centrado en determinar las necesidades de potencia en un instante dado con el objeto de seleccionar el ventilador más adecuado que cumpla con los requisitos más desfavorables de la instalación: por ejemplo, seleccionaremos el ventilador para condiciones de filtro sucio. Si existen 2 filtros, el ventilador se seleccionará para el filtro de mayor pérdida de carga totalmente sucio y el filtro de menor pérdida de carga al 50% de ensuciamiento.

En los análisis realizados hasta ahora se ha determinado la potencia del ventilador a partir de la potencia requerida por el fluido y el rendimiento instantáneo.

$$\text{Potencia vent.} = \frac{\text{Potencia fluido}}{\eta_{\text{inst.}}}; \quad P_v = \frac{Q \Delta p_f}{\eta_{\text{inst.}}}$$

El consumo energético vendrá dado por:

$$\text{Consumo} = \int_0^T P_v = \int_0^T \frac{Q \Delta p_f}{\eta_{\text{inst.}}}$$

En el caso de un ventilador funcionando en una instalación que funcione en régimen estacionario, la integral se sustituye por:

$$\text{Consumo} = P_v \cdot T = \frac{Q \Delta p_f}{\eta_{\text{inst.}}} \cdot T \quad (\text{kWh})$$

Cuando el ventilador funciona a régimen variable, a carga parcial, la integral se puede sustituir por un sumatorio:

$$\text{Consumo} = \sum_0^i P_{v_i} \cdot T_i = \sum_0^i \frac{Q_i \Delta p_{f,i}}{\eta_{\text{inst},i}} \cdot T_i \quad (\text{kWh})$$

5.1.1 Cálculo de costes de operación

El coste de operación de un ventilador a lo largo de un año se calcula directamente a partir del consumo energético en kWh. En su caso deberá tenerse en cuenta la existencia de una doble o triple tarifa.

En el caso de ventiladores que transportan el aire en sistemas de climatización, se deberá tener en consideración que la potencia consumida por el ventilador se transforma finalmente en calor. Este calor deberá ser extraído por el sistema de climatización que tendrá una eficiencia térmica determinada.

En cuanto a ventiladores instalados en sistemas de calefacción, también podrá considerarse la carga térmica positiva producida por las pérdidas energéticas derivadas del consumo de los ventiladores.

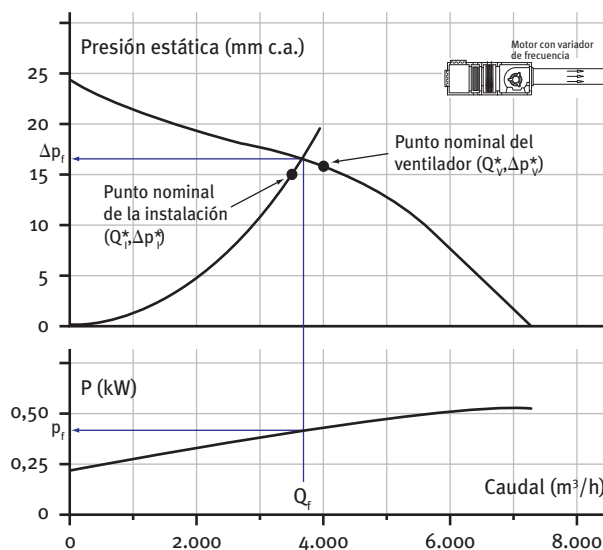
5.1.2 Cálculo de emisiones de CO₂

Las emisiones de CO₂ derivadas del consumo energético de los ventiladores se determinan a partir del consumo energético en kWh. La Tabla 5.1 muestra los factores de conversión entre energía eléctrica consumida y emisiones de CO₂.

Tipo de energía		Coefficiente de paso a kWh de energía primaria	Coefficiente de paso a emisiones en g de CO ₂
Energía eléctrica	Convencional peninsular	2,603 kWh/kWh _e	649 gCO ₂ /kWh _e
	Horas valle peninsular	2,022 kWh/kWh _e	517 gCO ₂ /kWh _e
	Convencional insular	3,347 kWh/kWh _e	981 gCO ₂ /kWh _e
	Horas valle insular	3,347 kWh/kWh _e	981 gCO ₂ /kWh _e
Energía térmica	Gas Natural	1,011 kWh/kWh _t	204 gCO ₂ /kWh _t
	Gasóleo C	1,081 kWh/kWh _t	287 gCO ₂ /kWh _t
	GLP	1,081 kWh/kWh _t	244 gCO ₂ /kWh _t

Tabla 5.1: Coeficientes de paso. Energía consumida a energía primaria y energía consumida a emisiones de CO₂

Ejemplo 5.1: En una instalación de climatización el caudal nominal de la instalación es de $Q_f^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$, siendo la pérdida de carga de $\Delta p_f^* = 15 \text{ mm c.a.}$. Determinar el coste energético de funcionamiento del ventilador instalado si éste trabaja todo el año (tarifa convencional: 0,08 €/kWh, Tipo 3: 12 horas/día llano, 4 horas/día punta +70% de recargo y 8 horas/valle -43% de bonificación).



Al instalar el ventilador seleccionado se obtiene el punto de funcionamiento de:

$$Q_f = 3.650 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta p_f^* = 15,9 \text{ mm c.a.}, P_v = 410 \text{ W}$$

En un año ($24 \cdot 365 = 8.760$ horas) el ventilador consume:

$$E_c = P \cdot T = 0,410 \cdot 8.760 = 3.592 \text{ kWh}$$

Para calcular el coste de esta energía, se tendrá en cuenta el tipo de tarifa horaria, resultando:

Horas llano

$$\begin{aligned} \text{Coste } E_{C,LLANO} &= P \cdot T_{LLANO} \cdot C_{E,LLANO} = \\ &= 0,410 \cdot (365 \cdot 12) \cdot 0,08 = 143,6 \text{ €/año} \end{aligned}$$

Horas punta

$$\begin{aligned} \text{Coste } E_{C,PUNTA} &= P \cdot T_{PUNTA} \cdot C_{E,PUNTA} = \\ &= 0,410 \cdot (365 \cdot 4) \cdot (0,08 \cdot 1,7) = 81,4 \text{ €/año} \end{aligned}$$

Horas valle

$$\begin{aligned} \text{Coste } E_{C,VALLE} &= P \cdot T_{VALLE} \cdot C_{E,VALLE} = \\ &= 0,410 \cdot (365 \cdot 8) \cdot (0,08 \cdot (1 - 0,43)) = 54,6 \text{ €/año} \end{aligned}$$

TOTAL:

$$\text{Coste } E_c = 143,6 + 81,4 + 54,6 = 279,6 \text{ €/año}$$

Ejemplo 5.2: Determinar las emisiones de CO₂ y la energía primaria consumida por el ventilador del Ejemplo 5.1. Considera que la instalación se encuentra en la península.

Se consideran horas valle:

En horario de verano de 0 a 8 h.

En horario de invierno de 23 a 24 h y de 0 a 7 h.

En todo caso, 8 horas al día son valle y 16 horas son llano o convencional.

El consumo energético al año del ventilador es de $E_c = 3.592 \text{ kWh}$, resultando:

Energía eléctrica consumida en horas llano (convencional):

$$E_{C,CONV} = 3.592 \cdot (16/24) = 2.395 \text{ kWh}$$

Energía eléctrica consumida en horas valle:

$$E_{C,VALLE} = 3.592 \cdot (8/24) = 1.197 \text{ kWh}$$

Cálculo de emisiones de CO₂

Emisiones horas llano (convencional):

$$EM_{CO_2,CONV} = 2.395 \cdot 0,649 = 1.554 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Emisiones horas valle:

$$EM_{CO_2,VALLE} = 1.197 \cdot 0,517 = 619 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Total emisiones:

$$EM_{CO_2} = 1.554 + 619 = 2.173 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Cálculo de energía primaria consumida

Energía primaria consumida en horas llano (convencional):

$$EP_{CONV} = E_{C,CONV} \cdot 2,603 = 2.395 \cdot 2,603 = 6.234 \text{ kWh energía primaria}$$

Energía primaria consumida en horas valle:

$$EP_{VALLE} = E_{C,VALLE} \cdot 2,022 = 1.197 \cdot 2,022 = 2.420 \text{ kWh energía primaria}$$

Consumo total de energía primaria:

$$EP = 6.234 + 2.420 = 8.654 \text{ kWh energía primaria}$$

Nota: si la instalación estuviera fuera de la península se obtiene:

Emisiones de CO₂:

$$EM_{CO_2} = E_C \cdot 0,981 = 3.592 \cdot 0,981 = 3.524 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Energía primaria:

$$EP = E_C \cdot 3,347 = 3.592 \cdot 3,347 = 12.022 \text{ kWh energía primaria}$$

Valores superiores a la península debido a que la producción de energía eléctrica fuera de la península se realiza principalmente por combustión de combustibles fósiles.

Ejemplo 5.3: En una instalación de conductos se ha determinado el punto de funcionamiento nominal de la instalación para la condición de filtro sucio $Q_1^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_1^* = 15 \text{ mm c.a.}$ Para filtro completamente limpio, la pérdida de presión es de $\Delta p = 5 \text{ mm c.a.}$ y cuando el filtro está algo sucio es de $\Delta p = 10 \text{ mm c.a.}$ Determinar los puntos de funcionamiento de la instalación y el rendimiento en estos 3 casos.

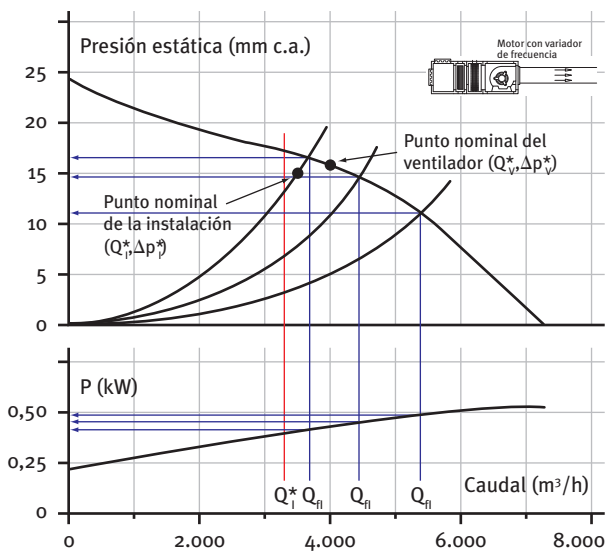
Los tres puntos de funcionamiento son:

Curva 1: $Q_{f1}^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{f1}^* = 15 \text{ mm c.a.}$

Curva 2: $Q_{f2}^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{f2}^* = 10 \text{ mm c.a.}$

Curva 3: $Q_{f3}^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{f3}^* = 5 \text{ mm c.a.}$

A partir de los puntos de funcionamiento se han determinado las 3 curvas resistentes de la instalación correspondientes a filtro sucio (1), intermedio (2) y limpio (3):



De la intersección de la curva característica del ventilador con cada curva resistente se obtiene:

Los tres puntos de funcionamiento son:

Curva 1: $Q_{f1} = 3.650 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{f1} = 16,3 \text{ mm c.a.}$, $P_{V1} = 0,410 \text{ kW}$, $\eta_1 = 39,5\%$

Curva 2: $Q_{f2} = 4.300 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{f2} = 14,9 \text{ mm c.a.}$, $P_{V2} = 0,440 \text{ kW}$, $\eta_2 = 39,6\%$

Curva 3: $Q_{f3} = 5.300 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{f3} = 11,4 \text{ mm c.a.}$, $P_{V3} = 0,480 \text{ kW}$, $\eta_3 = 34,3\%$

Ejemplo 5.4: Determinar el consumo energético, costes de funcionamiento, emisiones de CO₂ y consumo de energía primaria en la instalación del Ejemplo 5.3 si ésta funciona el 25% de los días según curva 1, el 50% según curva 2 y un 25% según curva 3.

Consumo energético:

$$E_c = \sum P \cdot T = 0,410 \cdot (0,25 \cdot 8.760) + 0,440 \cdot (0,5 \cdot 8.760) + 0,480 \cdot (0,25 \cdot 8.760)$$

$$E_c = 898 + 1.927 + 1.051 = 3.876 \text{ kWh/año}$$

Coste de la energía

La energía consumida en horas llano será 12/24 del total, en hora punta será el 4/24 del total y en hora valle el 8/24 del total. Además, se considera que los kWh consumidos en hora punta tienen un recargo del 70% y los consumidos en horas valle tienen una bonificación del 43%.

$$\begin{aligned} \text{Coste } E_{c,LLANO} &= E_{LLANO} \cdot C_{E,LLANO} = \\ &= (12/24) \cdot 3.876 \cdot 0,08 = 155,0 \text{ €/año} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Coste } E_{c,PUNTA} &= E_{PUNTA} \cdot C_{E,PUNTA} = \\ &= (4/24) \cdot 3.876 \cdot (0,08 \cdot 1,7) = 87,9 \text{ €/año} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Coste } E_{c,VALLE} &= E_{VALLE} \cdot C_{E,VALLE} = \\ &= (8/24) \cdot 3.876 \cdot (0,08 \cdot (1-0,43)) = 58,9 \text{ €/año} \end{aligned}$$

$$\text{TOTAL: Coste } E_c = 155,0 + 87,9 + 58,9 = 301,8 \text{ €/año}$$

Emisiones de CO₂

A efectos de emisiones y consumo de energía primaria para una instalación que trabaja 24 horas al día se consideran 16 horas al día de consumo convencional (2/3 partes) y 8 horas al día valle (1/3 parte).

$$\begin{aligned} EM_{CO_2,CONV} &= E_{c,CONV} \cdot 0,649 = (2/3 \cdot 3.876) \cdot 0,649 = \\ &= 1.677 \text{ kg CO}_2/\text{año} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} EM_{CO_2,VALLE} &= E_{c,VALLE} \cdot 0,517 = (1/3 \cdot 3.876) \cdot 0,517 = \\ &= 668 \text{ kg CO}_2/\text{año} \end{aligned}$$

Total emisiones:

$$EM_{CO_2} = 1.677 + 668 = 2.345 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Consumo de energía primaria

Operando de forma similar a lo realizado en el cálculo de emisiones se obtiene:

$$\begin{aligned} EP_{CONV} &= E_{c,CONV} \cdot 2,603 = (2/3 \cdot 3.876) \cdot 2,603 = \\ &= 6.726 \text{ kWh energía primaria} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} EP_{VALLE} &= E_{c,VALLE} \cdot 2,022 = (1/3 \cdot 3.876) \cdot 2,022 = \\ &= 2.612 \text{ kWh energía primaria} \end{aligned}$$

Total consumo:

$$EP = 6.726 + 2.612 = 9.338 \text{ kWh energía primaria}$$

5.2 CÁLCULO DEL CUMPLIMIENTO DEL RITE

Para el cumplimiento del RITE 2007 se deberá atender a lo especificado en el artículo 12 del Reglamento y a su Instrucción Técnica IT 1.2.4.2.5. En esta sección se resumen los aspectos reglamentados en materia de eficiencia energética.

Seleccionar los ventiladores 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 SFP (*Specific Fan Power*) definida como la potencia absorbida por el motor eléctrico entre el caudal transportado, medida en W/(m³/s).

Debe indicarse la categoría de cada sistema, considerando el ventilador de impulsión y el de retorno, de acuerdo con la siguiente clasificación: SFP1 y SFP2 para sistemas de ventilación y de extracción, y SFP3 y SFP4 para sistemas de climatización, dependiendo de su complejidad.

Categoría	Potencia específica W/(m ³ /s)
SFP 1	Wesp ≤ 500
SFP 2	500 < Wesp ≤ 750
SFP 3	750 < Wesp ≤ 1.250
SFP 4	1.250 < Wesp ≤ 2.000
SFP 5	2.000 < Wesp

Tabla 5.2: Potencia específica de los circuitos de ventilación y climatización

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 IP54 o IP55, de 2 ó 4 polos, de diseño estándar, de 1,1 a 90 kW.

kW	%
1,1	76,2
1,5	78,5
2,2	81,0
3,0	82,6
4,0	84,2
5,0	85,7
7,5	87,0
11,0	88,4
15,0	89,4
18,5	90,0
22,0	90,5
30,0	91,4
37,0	92,0
45,0	92,5
55,0	93,0
75,0	93,6
90,0	93,9

Tabla 5.3: Rendimiento mínimo de motores eléctricos

Quedan excluidos los motores destinados para ambientes especiales, encapsulados y no ventilados.

Ejemplo 5.5: Determinar la potencia específica del sistema de climatización del Ejemplo 5.3.

Se ha determinado como punto medio el correspondiente a la curva 2, resultando:

Curva 2: $Q_{f2}=4.300 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{f2}=14,9 \text{ m c.a.}$, $P_{V2}=0,440 \text{ kW}$

La potencia específica resulta:

$$W_{\text{esp}} = \frac{P_V}{Q_f} = \frac{440}{4.300/3.600} = 368,4 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{s})$$

Se trata por tanto de un sistema de categoría SFP 1.

5.3 MEDIDAS DE AHORRO EN INSTALACIONES DE VENTILACIÓN

En la Sección 5.1 se determinó que el consumo energético de los ventiladores viene dado por la relación:

$$\text{Consumo} = \frac{\text{Demanda}}{\eta_{\text{medio}}}$$

Para minimizar el consumo deberemos:

Aumentar el rendimiento del ventilador. El cumplimiento del RITE exige que el ventilador funcione durante la mayor parte del tiempo cerca del rendimiento máximo.

Disminuir la demanda. Los mayores ahorros energéticos se conseguirán generalmente en esta dirección. Dentro de la demanda energética podremos distinguir entre:

- Demanda energética necesaria para transportar el fluido. Para ello deberemos transportar sólo el fluido necesario y además el diseño de la instalación se deberá realizar con unas pérdidas de carga razonables.
- Demanda energética no necesaria. En sistemas a caudal variable será la demanda energética por transportar más caudal del necesario. En sistemas a caudal variable será la energía consumida por el sistema de control: compuertas en serie o en paralelo, variador de frecuencia, etc.

Como técnicos, procuraremos seleccionar ventiladores con el máximo rendimiento y, en su selección, haremos lo posible para que el ventilador trabaje lo más próximo posible al punto de rendimiento máximo. En la fase de diseño de la instalación los mayores ahorros se conseguirán disminuyendo al máximo la demanda energética. Los sistemas a caudal variable serán mejores, desde el punto de vista de ahorro energético, que los sistemas a caudal constante.

Medidas para la reducción de la demanda energética

Optimización del caudal impulsado

La instalación debe transportar únicamente el caudal de aire necesario. En la fase de diseño se determinará el caudal nominal óptimo de la instalación. En la fase de ejecución, mantenimiento y uso se realizará lo necesario para que el caudal impulsado sea el nominal.

Optimización de la pérdida de carga

La práctica de la ingeniería ha llevado a establecer la máxima pérdida de carga en la red de conductos (generalmente de 0,07 mm c.a. por metro lineal). En algunos casos, esta pérdida de carga viene restringida por el ruido en la instalación, tomándose en algunos casos como criterio de diseño 0,05 mm c.a. por metro lineal. En ningún caso es recomendable diseñar redes de conductos con pérdidas de cargas superiores a 0,1 mm c.a. por metro lineal.

En las redes de conductos las pérdidas de presión más importantes se producen en los componentes de la misma como baterías, difusores y filtros. Por lo general se le deberá prestar especial importancia a la pérdida de presión de estos componentes para minimizar la demanda energética. En este sentido, el RITE establece caídas de presión máximas admisibles: véase Tabla 5.4.

Baterías de calentamiento	40	Pa
Baterías de refrigeración en seco	60	Pa
Baterías de refrigeración y deshumectación	120	Pa
Recuperadores de calor	80 a 120	Pa
Atenuadores acústicos	60	Pa
Unidades terminales de aire	40	Pa
Elementos de difusión de aire	40 a 200	Pa (dependiendo del tipo de difusor)
Rejillas de retorno de aire	20	Pa
Secciones de filtración	Menor que la caída de presión admitida por el fabricante según tipo de filtro	

Tabla 5.4: Caídas de presión máximas admisibles en componentes

Regulación del caudal

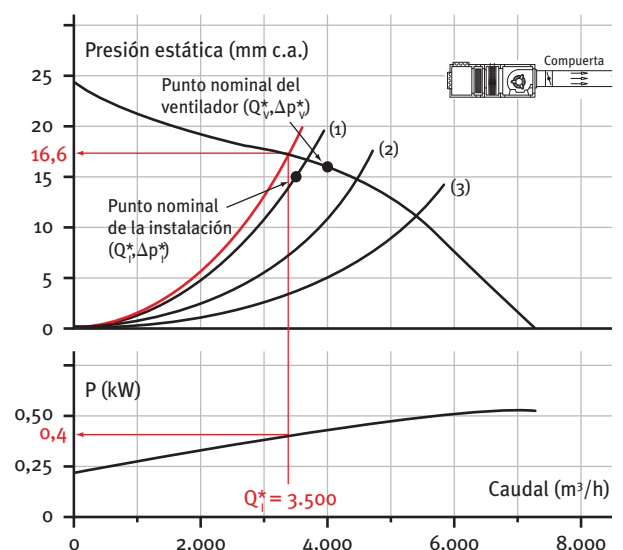
Muchas instalaciones de ventilación trabajan a caudal variable. No obstante, incluso las instalaciones que trabajan a caudal constante presentan, con el tiempo,

variaciones de la curva característica de la instalación debido al ensuciamiento progresivo de los filtros, que modifica de forma importante la curva resistente de la instalación y por tanto el punto de funcionamiento.

El tipo de regulación empleado influirá de forma importante en el consumo energético de la instalación de ventilación:

- Regulación mediante compuerta en serie: la potencia consumida por el ventilador será prácticamente constante. El consumo energético será inferior al caso de funcionamiento sin regulación.
- Regulación mediante compuerta en by-pass: la potencia consumida por el ventilador aumentará con la regulación. El consumo energético será superior al caso de funcionamiento sin regulación, pero se impulsará el caudal deseado a instalación. Se trata de una mala regulación desde el punto de vista energético.
- Regulación mediante variador de frecuencia: la potencia consumida por el ventilador disminuirá significativamente con la regulación. Se trata sin duda del mejor sistema de regulación desde el punto de vista del consumo energético.

Ejemplo 5.6: Regulación mediante compuerta en serie. Instalación de ventilación del Ejemplo 5.3. El punto de funcionamiento nominal de la instalación para la condición de filtro sucio es $Q_v^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_v^* = 15 \text{ m c.a.}$ Para filtro completamente limpio, la pérdida de presión es de $\Delta p = 5 \text{ mm c.a.}$ y cuando el filtro está algo sucio es de $\Delta p = 10 \text{ mm c.a.}$ La instalación funciona las 8.760 horas del año (25% filtro limpio, 50% filtro intermedio, 25% filtro sucio). Determinar la energía consumida, costes de operación, emisiones de CO_2 y energía primaria si la instalación se regula al caudal nominal mediante compuerta en serie.



Al realizar la regulación mediante la compuerta en serie, el caudal se mantendrá constante e igual al nominal $Q_i^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$.

El punto de funcionamiento de la instalación será constante:

$$Q_i = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}, \Delta p^* I = 16,6 \text{ m c.a.}, P_v = 400 \text{ W}, \eta = 39,6\%.$$

En un año ($24 \cdot 365 = 8.760$ horas) el ventilador consume:

$$E_c = P \cdot T = 0,400 \cdot 8.760 = 3.504 \text{ kWh}$$

Coste de la energía. Se tendrá en cuenta la tarifa horaria tipo 3, resultando:

$$\text{Coste } E_{C,LLANO} = P \cdot T_{LLANO} \cdot C_{E,LLANO} = 0,40 \cdot (3.650 \cdot 12) \cdot 0,08 = 140,2 \text{ €/año}$$

$$\text{Coste } E_{C,PUNTA} = P \cdot T_{PUNTA} \cdot C_{E,PUNTA} = 0,40 \cdot (3.650 \cdot 4) \cdot (0,08 \cdot 1,7) = 79,4 \text{ €/año}$$

$$\text{Coste } E_{C,VALLE} = P \cdot T_{VALLE} \cdot C_{E,VALLE} = 0,40 \cdot (3.650 \cdot 8) \cdot (0,08 \cdot (1 - 0,43)) = 43,9 \text{ €/año}$$

$$\text{Coste } E_c = 140,2 + 79,4 + 43,9 = 263,5 \text{ €/año}$$

Cálculo de emisiones de CO₂

$$EM_{CO_2,CONV} = E_{C,CONV} \cdot 0,649 = (16/24 \cdot 3.504) \cdot 0,649 = 1.516 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

$$EM_{CO_2,VALLE} = E_{C,VALLE} \cdot 0,517 = (8/24 \cdot 3.504) \cdot 0,517 = 604 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

$$\text{Total } EM_{CO_2} = 1.516 + 604 = 2.120 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Cálculo de energía primaria consumida

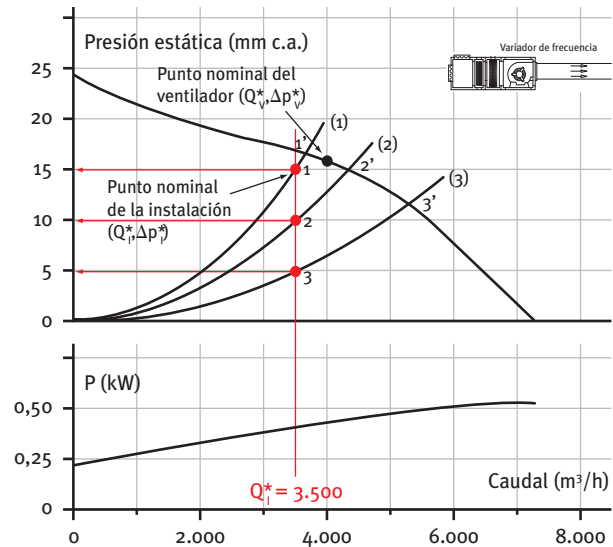
$$EP_{CONV} = E_{C,CONV} \cdot 2,603 = (16/24 \cdot 3.504) \cdot 2,603 = 6.081 \text{ kWh energía primaria}$$

$$EP_{VALLE} = E_{C,VALLE} \cdot 2,022 = (8/24 \cdot 3.504) \cdot 2,022 = 2.362 \text{ kWh energía primaria}$$

$$\text{Total } EP = 6.081 + 2.362 = 8.443 \text{ kWh energía primaria}$$

Ejemplo 5.7: Regulación mediante variador de frecuencia. Instalación de ventilación del Ejemplo 5.6.

Al realizar la regulación mediante el variador de frecuencia el caudal se mantendrá constante e igual al nominal $Q_i^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$. El rendimiento del punto se corresponderá con su punto homólogo situado en la misma parábola que la curva resistente.



Los puntos de funcionamiento 1, 2 y 3 son homólogos a los puntos 1', 2' y 3', siendo su rendimiento el mismo: $\eta_1 = 39,5\%$, $\eta_2 = 39,6\%$, $\eta_3 = 34,3\%$. Además, se tendrá en cuenta que el variador consumirá un 10% de la energía.

Punto de funcionamiento con filtro sucio (curva 1):

Curva 1: $Q_{i1}^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{i1}^* = 15 \text{ mm c.a.}$, $\eta_1 = 39,5\%$.

Potencia consumida por el ventilador (incluyendo 10% de consumo del variador):

$$P_{v1} = 1,1 \cdot (Q \cdot \Delta p_{i1}^*) / \eta_1 = 1,1 \cdot (3.500 / 3.600 \cdot 15 \cdot 9,81) / 0,395 = 398 \text{ W}$$

Punto de funcionamiento con filtro intermedio (curva 2):

Curva 2: $Q_{i2}^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{i2}^* = 10 \text{ mm c.a.}$, $\eta_2 = 39,6\%$.

Potencia consumida por el ventilador (incluyendo 10% de consumo del variador):

$$P_{v2} = 1,1 \cdot (Q \cdot \Delta p_{i2}^*) / \eta_2 = 1,1 \cdot (3.500 / 3.600 \cdot 10 \cdot 9,81) / 0,396 = 265 \text{ W}$$

Punto de funcionamiento con filtro limpio (curva 3):

Curva 3: $Q_{i3}^* = 3.500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta p_{i3}^* = 5 \text{ mm c.a.}$, $\eta_3 = 34,3\%$.

Potencia consumida por el ventilador (incluyendo 10% de consumo del variador):

$$P_{v3} = 1,1 \cdot (Q \cdot \Delta p_{i3}^*) / \eta_3 = 1,1 \cdot (3.500 / 3.600 \cdot 5 \cdot 9,81) / 0,343 = 153 \text{ W}$$

Consumo energético

$$E_c = \sum P \cdot T = 0,398 \cdot (0,25 \cdot 8.760) + 0,265 \cdot (0,5 \cdot 8.760) + 0,153 \cdot (0,25 \cdot 8.760)$$

$$E_c = 872 + 1.160 + 335 = 2.367 \text{ kWh}$$

Coste de la energía. Tarifa tipo 3 con 70% de recargo en 4 horas punta y 43% de bonificación en 8 horas valle.

$$\begin{aligned} \text{Coste } E_{c,LLANO} &= E_{LLANO} \cdot C_{E,LLANO} = \\ &= (12/24) \cdot 2.367 \cdot 0,08 = 94,7 \text{ €/año} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Coste } E_{c,PUNTA} &= E_{PUNTA} \cdot C_{E,PUNTA} = \\ &= (4/24) \cdot 2.367 \cdot (0,08 \cdot 1,7) = 53,7 \text{ €/año} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Coste } E_{c,VALLE} &= E_{VALLE} \cdot C_{E,VALLE} = \\ &= (8/24) \cdot 2.367 \cdot (0,08 \cdot (1-0,43)) = 36,0 \text{ €/año} \end{aligned}$$

$$\text{TOTAL: Coste } E_c = 94,7 + 53,7 + 36,0 = 184,4 \text{ €/año}$$

Emisiones de CO₂

$$\begin{aligned} EM_{CO_2,CONV} &= E_{c,CONV} \cdot 0,649 = (2/3 \cdot 2.367) \cdot 0,649 = \\ &= 1.025 \text{ kg CO}_2/\text{año} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} EM_{CO_2,VALLE} &= E_{c,VALLE} \cdot 0,517 = (1/3 \cdot 2.367) \cdot 0,517 = \\ &= 408 \text{ kg CO}_2/\text{año} \end{aligned}$$

$$\text{Total } EM_{CO_2} = 1.025 + 408 = 1.433 \text{ kg CO}_2/\text{año}$$

Consumo de energía primaria

$$\begin{aligned} EP_{CONV} &= E_{c,CONV} \cdot 2,603 = (2/3 \cdot 2.367) \cdot 2,603 = \\ &= 4.109 \text{ kWh energía primaria} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} EP_{VALLE} &= E_{c,VALLE} \cdot 2,022 = (1/3 \cdot 2.367) \cdot 2,022 = \\ &= 1.596 \text{ kWh energía primaria} \end{aligned}$$

$$\text{Total EP} = 4.109 + 1.596 = 5.705 \text{ kWh energía primaria}$$

Nota: la regulación mediante variador de frecuencia reduce tanto el coste energético como las emisiones un 32% respecto a la regulación mediante compuerta en serie y en casi un 40% respecto a la no regulación.

El ahorro económico en coste de la energía eléctrica es de 79 € al año. Dado el coste actual de los variadores de frecuencia, la amortización del mismo se realizará en menos de 3 años.

NOMENCLATURA PARTE BOMBAS

A	Área transversal, (m ²)
c _p	Calor específico, (kJ/kg K), para agua a 20 °C, c _p = 4,18 kJ/kg K
f	Factor de fricción de Darcy, (–)
g	Gravedad, (m/s ²), g = 9,81 m/s ²
H _L	Pérdida de presión en un tramo de tuberías, (m c.a.), H _L = H _{L,tub} + H _{L,ac}
H _{L,tub}	Pérdida de presión por fricción en un tramo de tuberías, (m c.a.)
H _{L,ac}	Pérdida de presión en los accesorios de un tramo de tuberías, (m c.a.)
H _m	Altura manométrica proporcionada al fluido, (m c.a.)
ṁ	Gasto másico, (kg/s)
p	Presión, (Pa)
P _e	Potencia eléctrica suministrada al motor, (W)
P _{eje}	Potencia mecánica suministrada al eje de la bomba, (W)
P _f	Potencia útil aportada por la bomba al flujo, (W), P _f = ρgQH _m
P _{TOT,f}	Potencia total aportada por la bomba al flujo, (W)
P _{rodete}	Potencia mecánica que recibe el rodete de la bomba, (W)
Q	Caudal, (m ³ /s)
Re	Número de Reynolds, (–), Re = (ρ vD)/μ
v	Velocidad media del flujo, (m/s), v = Q/A
z	Altura geométrica, (m)

Letras griegas

ε	Rugosidad de la tubería, (m)
κ ₀	Coefficiente de pérdidas de un accesorio, (–), H _{L,ac} = κ ₀ (v ² /2g)
μ	Viscosidad dinámica del fluido, (Pa.s), para agua a 20 °C, μ = 0,001 Pa.s
ρ	Densidad, (kg/m ³), para agua a 20 °C, ρ = 1.000 kg/m ³
ω _{esp}	Energía mecánica específica, (m ² /s ²)

NOMENCLATURA PARTE VENTILADORES

A	Área transversal, (m ²)
C _o	Coefficiente de pérdidas de un accesorio, (-), $p_{ac} = C_o p_D$
f	Factor de fricción de Darcy, (-)
g	Gravedad, (m/s ²), $g = 9,81 \text{ m/s}^2$
p _E	Presión estática, (Pa)
p _D	Presión dinámica, (Pa), $p_D = 1/2 \rho v^2$
p _T	Presión total, (Pa) $p_T = p_E + p_D$
P _f	Potencia aportada por el ventilador al flujo, (W), $P_f = Q \Delta p_{T,V}$
P _V	Potencia consumida por el ventilador, (W), $P_V = Q \Delta p_{T,V} / \eta_T$
Q	Caudal, (m ³ /s)
Re	Número de Reynolds, (-), $Re = (\rho v D) / \mu$
R _g	Constante del gas, $R_g = R_u / PM$, para el aire $R_g = 8,314 / 29 = 287$
R _u	Constante universal de los gases perfectos, $R_u = 8,314$
v	Velocidad media del flujo, (m/s), $v = Q/A$

Letras griegas

$\Delta p_{T,V}$	Incremento de presión total producido por el ventilador, (Pa)
$\Delta p_{E,V}$	Incremento de presión estática producido por el ventilador, (Pa)
Δp_L	Pérdida de presión en un tramo de conducto, (Pa), $\Delta p_L = p_f + p_{ac}$
Δp_f	Pérdida de presión por fricción en un tramo de conducto, (Pa)
Δp_{ac}	Pérdida de presión en los accesorios de un tramo de conducto, (Pa)
ϵ	Rugosidad del conducto, (m)
μ	Viscosidad dinámica del fluido, (Pa.s), para aire a 20 °C, $\mu = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$
ρ	Densidad, (kg/m ³), para aire a 20 °C y 101.300 Pa, $\rho = 1,205 \text{ kg/m}^3$
ω_{esp}	Energía mecánica específica, (m ² /s ²)

Títulos publicados de la serie "Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización"

- Guía nº 1:**
Guía técnica.
Mantenimiento de instalaciones térmicas
- Guía nº 2:**
Guía técnica.
Procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire
- Guía nº 3:**
Guía técnica.
Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos.
Incluye CD-ROM con programa AISLAM
- Guía nº 4:**
Guía técnica.
Torres de refrigeración
- Guía nº 5:**
Guía técnica.
Procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas
- Guía nº 6:**
Guía técnica.
Contabilización de consumos
- Guía nº 7:**
Comentarios al Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. RITE - 2007
- Guía nº 8:**
Guía técnica.
Agua caliente sanitaria central
- Guía nº 9:**
Guía técnica.
Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización
- Guía nº 10:**
Guía técnica.
Selección de equipos de transporte de fluidos



c/ Madera, 8 - 28004 Madrid
Tel.: 91 456 49 00. Fax: 91 523 04 14
comunicacion@idae.es
www.idae.es



P.V.P.: 20 € (IVA incluido)