

Extracció localizada

Emilio Castejón Vilella

PID_00186785



Los textos e imágenes publicados en esta obra están sujetos –excepto que se indique lo contrario– a una licencia de Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada (BY-NC-ND) v.3.0 España de Creative Commons. Podéis copiarlos, distribuirlos y transmitirlos públicamente siempre que citéis el autor y la fuente (FUOC. Fundació para la Universitat Oberta de Catalunya), no hagáis de ellos un uso comercial y ni obra derivada. La licencia completa se puede consultar en <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/es/legalcode.es>

Índice

Introducción	5
Objetivos	7
1. Principios generales de ventilación	9
1.1. Principios básicos	9
1.2. Cálculo de la pérdida de carga	13
1.3. Curva característica del sistema	20
1.4. Ventiladores	22
1.4.1. Curva característica de un ventilador	24
1.4.2. Punto de funcionamiento de un ventilador	26
2. Sistemas de extracción localizada	30
2.1. Campanas de extracción	31
2.1.1. Propiedades de los contaminantes	31
2.1.2. Captación de contaminantes: principios básicos	33
2.1.3. Diseño de campanas	37
2.1.4. Diseños específicos	41
2.2. Procedimiento de diseño	51
2.2.1. Caso de una sola campana	54
2.2.2. Caso de varias campanas	56
2.3. Verificación y mantenimiento de los sistemas de extracción localizada	64
2.3.1. Mediciones en los sistemas de extracción	64
2.3.2. Procedimientos de verificación	67
Ejercicios de autoevaluación	73
Solucionario	76
Bibliografía	82

Introducción

En muchas situaciones laborales se utilizan sustancias químicas de manera que es posible que contaminen el medio ambiente de trabajo y den lugar a daños a la salud de las personas que trabajan. Aunque tradicionalmente este tipo de problemas se han considerado propios de las industrias o las minas, hoy en día es posible encontrarlos en un amplio abanico de sectores, desde la construcción a los hospitales, pasando obviamente por la mayoría de actividades industriales.

Cuando se dan tales circunstancias, el Real Decreto 374/2001 sobre la protección de la salud y seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con los agentes químicos durante el trabajo hace obligatorio, en determinados casos, el empleo de medidas específicas de prevención y protección, la primera de las cuales debe ser la sustitución del agente químico peligroso por otro que no sea peligroso o lo sea en menor grado.

Cuando ello no es posible, una de las medidas contempladas en el artículo 5 del citado real decreto es la aplicación de:

“medidas de ventilación u otras medidas de protección colectiva, aplicadas preferentemente en el origen del riesgo”.

Artículo 5 del Real Decreto 374/2001

La forma más eficiente de eliminar un contaminante del ambiente mediante ventilación es captarlo en la proximidad inmediata del foco contaminante que lo libera recurriendo a la llamada **extracción localizada**, como se hace por ejemplo mediante las campanas utilizadas en las cocinas domésticas o profesionales; de esta forma se consigue no solo eliminar casi en su totalidad la dispersión del contaminante al ambiente (**eficacia elevada**), sino también lograrlo con un consumo de aire (y por tanto, de energía) relativamente pequeño (**eficiencia elevada**).

Cuando no es posible impedir que el contaminante quede confinado a la proximidad inmediata del foco y aquel llega a distribuirse por todo o gran parte del local, no queda otro remedio que recurrir a la **ventilación general**, consistente en renovar la totalidad del aire del local sustituyéndolo por aire limpio; la ventilación general es menos eficaz y eficiente que la extracción localizada, por lo que siempre que sea posible deberá recurrirse preferentemente a esta última.

Muy a menudo, la ventilación general se revela insuficiente para controlar por sí sola la contaminación a niveles suficientemente bajos, por lo que la forma más corriente de ventilación cuando se pretende controlar las exposiciones a

agentes químicos peligrosos es la extracción localizada, a la cual dedicaremos este módulo. Ello sin perjuicio de que la ventilación general debe existir en cualquier local de trabajo, existan o no agentes químicos peligrosos.

Un aspecto importante a considerar es que la normativa de protección del medio ambiente exige en muchos casos que el aire contaminado extraído sea depurado antes de ser vertido a la atmósfera. Dicho aspecto, sin embargo, no está directamente relacionado con la función de protección de la salud de los trabajadores, sino que es básicamente un problema medioambiental. Por ello, en aras a la brevedad, tampoco lo trataremos en este módulo.

Señalaremos finalmente que, puesto que los locales de trabajo no son casi nunca estancos, el aire extraído será inmediatamente sustituido por otro aire procedente del exterior o de otros locales colindantes. Toda **extracción** de aire de un local conlleva pues una **introducción** de aire hacia el mismo; si al diseñar el sistema de **extracción** no se diseña también un sistema de **impulsión**, esta se realizará de manera descontrolada, lo cual puede generar múltiples problemas: desde corrientes de aire indeseadas y bajo rendimiento de los ventiladores, hasta un mal funcionamiento del sistema de extracción. Por ello la implantación de un sistema de extracción debe conllevar siempre la toma en consideración de las necesidades de impulsión que se generan para sustituir al aire extraído.

Objetivos

Con el estudio de este módulo alcanzaréis los objetivos siguientes:

- 1.** Conocer los principios físicos de los sistemas de extracción localizada y ser capaz de aplicarlos.
- 2.** Ser capaz de diseñar sistemas de extracción localizada de complejidad media.
- 3.** Ser capaz de verificar si un sistema de extracción localizada funciona dentro de sus especificaciones mediante la realización de las mediciones adecuadas.
- 4.** Saber gestionar el mantenimiento de un sistema de extracción localizada.

1. Principios generales de ventilación

1.1. Principios básicos

El aire es un gas que, en las condiciones usuales de las aplicaciones de ventilación, cumple la ley de los gases perfectos y por tanto será:

$$d = k \frac{P}{T}$$

donde k es una constante, d es la densidad, P la presión y T la temperatura absoluta (Kelvin = °C + 273). A presión y temperatura constante, la densidad del aire es pues constante.

Cuando el aire circula por una conducción, su flujo a través de ella viene gobernado por dos principios: el de conservación de la masa y el de conservación de la energía.

El **principio de conservación de la masa** entre dos secciones 1 y 2 de un conducto por el que circula aire de 1 hacia 2 (sin aportaciones ni salidas del mismo) implica que se cumplirá:

$$d_1 \cdot S_1 \cdot v_1 = d_2 \cdot S_2 \cdot v_2 \quad (1)$$

donde d es la densidad (kg/m³), S la sección del conducto (m²) y v la velocidad media (m/s) en los puntos 1 y 2 respectivamente. Obsérvese que la expresión (1) significa que la masa por unidad de tiempo que pasa por la sección 1 es la misma que pasa por la sección 2, como es fácil de ver si se observa que el producto de kg/m³, m² y m/s tiene unas dimensiones de kg/s, es decir, masa por unidad de tiempo.

En los sistemas de ventilación habituales las variaciones de presión y temperatura entre dos puntos cualesquiera son pequeñas, por lo que es aceptable admitir que la densidad del aire es invariable.

Según la expresión (1) ello implica que:

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = Q \quad (2)$$

Condiciones estándar

A 20 °C y 1 atm de presión, que son las llamadas *condiciones estándar*, vale 1,2 kg/m³. Cuando la temperatura, la presión o la humedad son distintas, deben efectuarse las correcciones que pueden consultarse en la bibliografía.

El producto $S \cdot v$ ($m^2 \cdot m/s = m^3/s$) representa el caudal volumétrico (que suele representarse por Q) y la expresión (2) nos indica que es constante: el caudal que pasa por cualquier sección de un conducto es constante (siempre que no haya aportación o salida de aire).

El **principio de conservación de la energía** se expresa mediante la conocida como **ecuación o principio de Bernouilli**, que en su forma más simple se expresa:

$$P_1 + \frac{d_1 \cdot v_1^2}{2} + d_1 \cdot g \cdot h_1 = P_2 + \frac{d_2 \cdot v_2^2}{2} + d_2 \cdot g \cdot h_2 \quad (3)$$

donde P es la presión, d la densidad del aire, v su velocidad, h la altura de la sección respecto a una referencia arbitraria y g la aceleración de la gravedad ($9,81 \text{ m/s}^2$). Los tres términos de cada miembro de la expresión (3) tienen dimensiones de presión, y puesto que la presión en un gas es una medida de su contenido energético, cada uno de dichos términos representa un componente de la energía del aire.

La expresión (3) significa que el aire que circula por una tubería tiene energía por tres conceptos:

- 1) en primer lugar (término P) porque está comprimido a una cierta presión que normalmente es distinta de la atmosférica;
- 2) en segundo lugar, (término $d \cdot v^2/2$, que se suele denominar *presión dinámica* ya que **dimensionalmente** es una presión) porque se mueve; y
- 3) en tercer lugar (término $d \cdot g \cdot h$), porque está a una cierta altura y, como cualquier otro objeto, si lo dejásemos caer liberaría la energía gravitatoria que tiene acumulada.

La ecuación de Bernouilli indica que el contenido **total** de energía del aire no varía entre dos puntos cualesquiera de un conducto, lo cual no implica que no varíen algunos de los tres sumandos, pero manteniendo constante su suma.

En aplicaciones de ventilación en lugar del valor de la **presión absoluta** (P) suele emplearse el de la presión relativa al exterior, es decir, la diferencia entre la presión absoluta en un punto del conducto y la que existe en el exterior del conducto. A esta diferencia se le suele dar el nombre de **presión estática** (PE); por tanto, en un punto cualquiera A será:

$$PE_A = P_A - P_{\text{Exterior en A}} \quad (4)$$

Explicación de la ecuación de Bernouilli

Dimensionalmente la explicación es simple. Puesto que la presión es la fuerza ejercida por unidad de superficie (N/m^2), multiplicando numerador y denominador por una longitud se obtiene una energía por unidad de volumen: $N \cdot m/(m^2 \cdot m) = \text{Joule}/m^3$.

Obsérvese que si bien la **presión** no puede ser negativa, la presión estática sí puede serlo, ya que es posible, y de hecho ocurre con frecuencia, que la presión dentro de un conducto sea inferior a la atmosférica. De lo anterior se deduce que en el exterior del conducto la presión estática es nula por definición. Si el aire exterior apenas se mueve, como es lo habitual, su presión dinámica será también nula.

Se puede demostrar fácilmente que representando por PD la **presión dinámica** y empleando el concepto de **presión estática**, la ecuación de Bernouilli (3), puede escribirse:

$$PE_1 + PD_1 = PE_2 + PD_2 \quad (5)$$

La suma de la presión dinámica y la estática se suele llamar **presión total** y se representa por PT :

$$PT = PE + PD \quad (6)$$

Puesto que la presión dinámica no puede ser negativa pero la estática sí puede serlo, se deduce que la presión total dentro del conducto puede ser negativa. En el exterior, en cambio, la presión total siempre será nula, pues lo son la presión estática y, normalmente, la dinámica.

La **presión total** representa el contenido energético total del aire que circula por la conducción en relación al del aire exterior. Puesto que en ciertos puntos de la conducción el aire puede tener menos energía que el aire exterior, se explica que su presión total pueda ser negativa.

En condiciones reales la ecuación de Bernouilli no se cumple porque el rozamiento del aire con las paredes de la tubería hace que parte de la energía de aquel se disipe en forma de calor. La energía disipada de esa forma se denomina *pérdida de carga* (PC); en condiciones reales tendremos pues:

$$PE_1 + PD_1 = PE_2 + PD_2 + PC \quad (7)$$

que indica que la energía que tenía el aire en el punto 1 se ha repartido entre la que tiene en el punto 2 y la pérdida de carga.

La expresión (7) puede escribirse:

$$PT_1 = PT_2 + PC$$

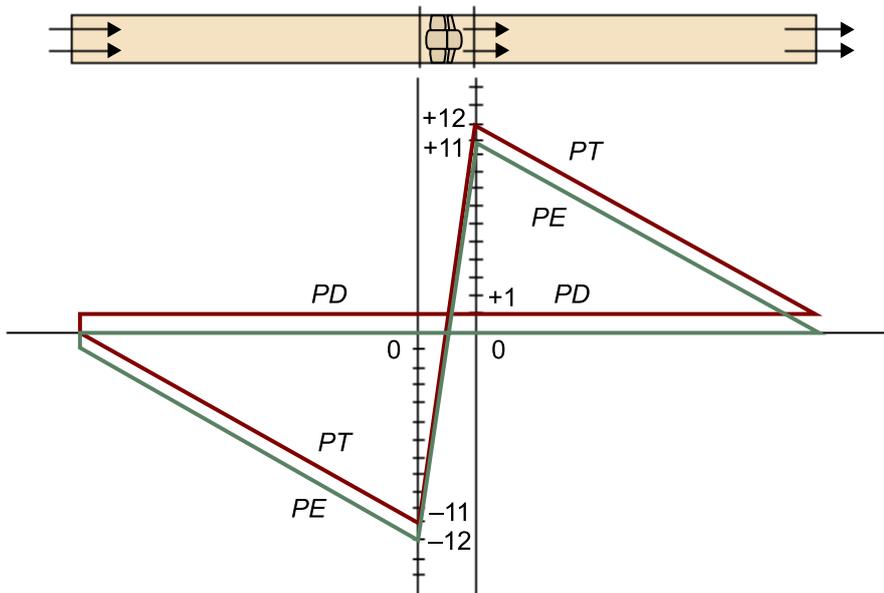
que indica que la presión total, que como ya hemos dicho es una medida de la energía que tiene el aire, se va “consumiendo” a lo largo del recorrido del aire en forma de pérdida de carga. Por ello la presión total va descendiendo a

Unidades de presión

Tradicionalmente, en las aplicaciones de ventilación las unidades de presión empleadas eran el milímetro de columna de agua (mm cda), que es la presión que produce una columna de agua de 1 mm de altura, y que equivale a 1 kg/m². Modernamente se tiende a medir la presión en pascuales (Pa). Un pascal es 1 Newton por metro cuadrado (N/m²), y por tanto, equivale a 0,0981 mm cda.

De la expresión (9) se deduce que a medida que el aire avanza a lo largo de un conducto, la presión total PT_2 tiene que ir disminuyendo, puesto que PC va aumentando progresivamente. Si el conducto es de sección constante, al ser constante el caudal también lo será la velocidad, como nos indica la expresión (2) y, por tanto, también la presión dinámica. De ello se deduce que la presión estática también tiene que disminuir progresivamente. En la figura 2 se muestra la evolución de la presión estática, dinámica y total a lo largo de un conducto de sección constante que tiene intercalado un ventilador. Su observación puede contribuir a una mejor comprensión de los conceptos de presión estática, dinámica y total y las relaciones entre ellos.

Figura 2. Evolución de las presiones total, dinámica y estática a lo largo de un conducto



1.2. Cálculo de la pérdida de carga

En toda instalación de ventilación el cálculo de la pérdida de carga es un aspecto importante, pues su valor influye directamente en la selección del ventilador necesario. Si la pérdida de carga no está bien calculada, no se seleccionará el ventilador adecuado y la instalación no funcionará correctamente, no eliminará la cantidad de contaminante que se había previsto y la concentración ambiental de aquel será excesiva, poniendo en peligro la salud de las personas que trabajan.

En una conducción recta y de sección circular constante la pérdida de carga viene dada por la siguiente expresión:

$$PC = \frac{27,8}{Q^{0,079} \cdot D^{1,066}} \cdot PD \cdot L \quad (10)$$

donde PC es la pérdida de carga expresada en las mismas unidades que la presión dinámica PD , Q es el caudal en m^3/s , D es el diámetro de la conducción en milímetros y L la longitud de aquella expresada en metros. La expresión (2)

es válida para conductos ordinarios de chapa de acero; para materiales distintos deben emplearse los coeficientes de corrección adecuados que usualmente proporciona el fabricante del conducto.

En ciertos casos interesa calcular la pérdida de carga unitaria por unidad de longitud y de presión dinámica, con lo que la fórmula (10) se convierte en:

$$PC = \frac{27,8}{Q^{0,079} \cdot D^{1,066}} \quad (11)$$

Ejemplo 1

Calcular la pérdida de carga en una conducción de sección circular de 0,2 metros de diámetro y 40 metros de longitud por la que circulan 0,2 m³/s de aire.

El primer paso es calcular la velocidad del aire en el conducto, que según la expresión (2) vale:

$$v = \frac{Q}{S} \quad (12)$$

donde v es la velocidad en m/s, Q el caudal en m³/s y S la sección del conducto en m².

Como el conducto es circular, su sección vale:

$$S = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,1416}{4} 0,2^2 = 0,0314 \text{ m}^2 \quad (13)$$

y la velocidad valdrá:

$$v = \frac{0,2}{0,0314} = 6,369 \text{ m/s} \quad (14)$$

A continuación calcularemos la presión dinámica; teniendo en cuenta que la densidad del aire es 20 °C y una atmósfera es 1,2 kg/m³, tendremos:

$$PD = \frac{d \cdot v^2}{2} = \frac{1,2 \cdot 6,369^2}{2} = 23,34 \text{ Pa} \quad (15)$$

Finalmente calculamos la pérdida de carga:

$$PC = \frac{27,8}{0,2^{0,079} \cdot 200^{1,066}} \cdot 24,34 \cdot 40 = \frac{27,8}{0,881 \cdot 283,7} \cdot 23,34 \cdot 40 = 108,3 \text{ Pa} \quad (16)$$

Cuando los conductos no son de sección circular, sino rectangular, se utiliza la misma fórmula (8) pero en lugar del diámetro D se utiliza el valor del **diámetro equivalente** D_e que es el diámetro de un conducto circular que, si circulase por él el mismo caudal que realmente circula por el conducto rectangular, presentaría la misma pérdida de carga. El diámetro equivalente se calcula con la fórmula de Huebscher:

$$D_e = 1,3 \frac{(ab)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}} \quad (17)$$

Área de un círculo

El área de un círculo vale $\pi D^2/4$, donde D es el diámetro.

donde a y b son las longitudes de los lados de la sección rectangular del conducto. Las unidades de D_e son las mismas de a y b .

Ejemplo 2

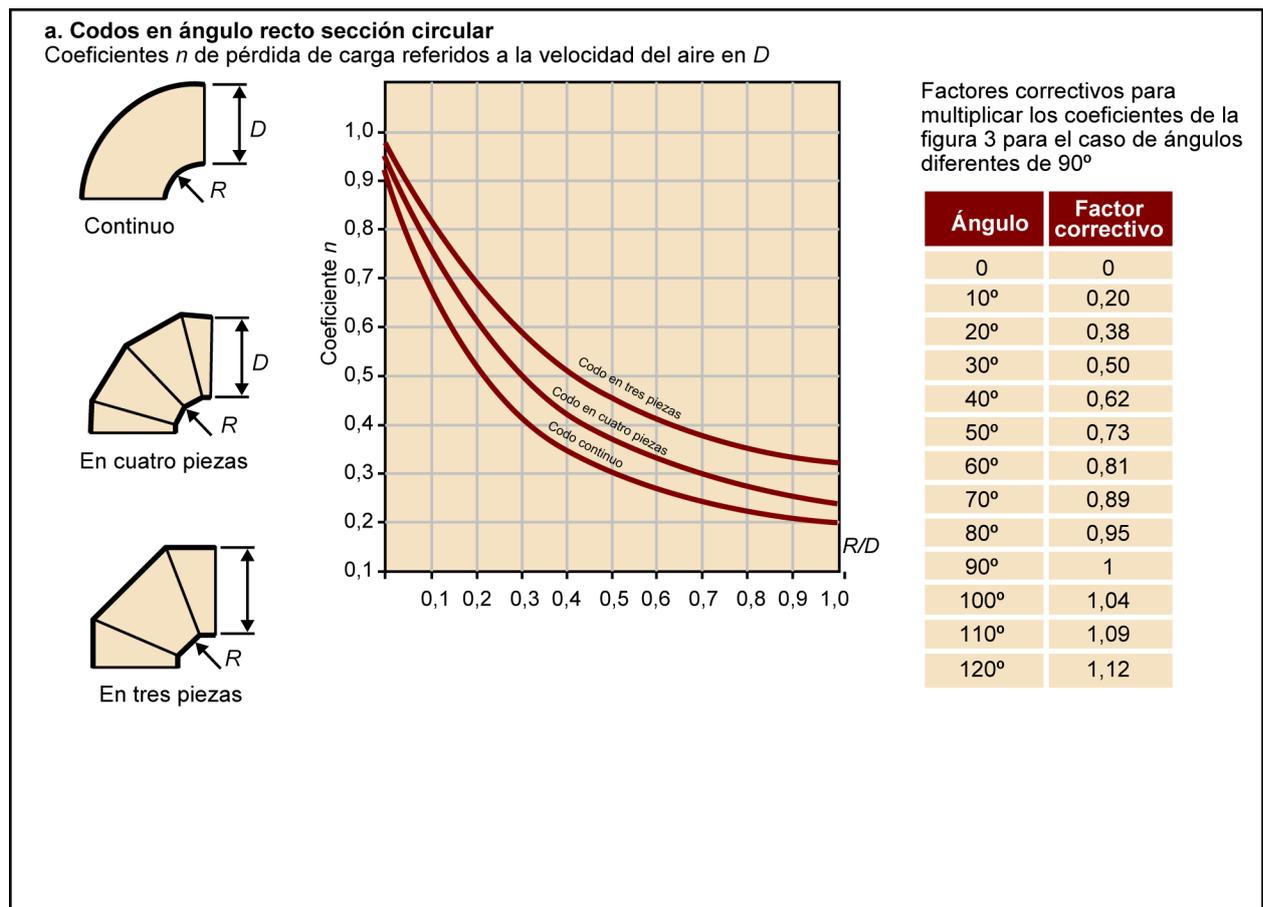
Calcular el diámetro equivalente de un conducto de sección rectangular de lados 200 y 400 mm.

Según la fórmula (17) tendremos:

$$D_e = 1,3 \frac{(400 \cdot 200)^{0,625}}{(400 + 200)^{0,25}} = 1,3 \frac{1.160}{4,949} = 304,7 \text{ mm} \quad (18)$$

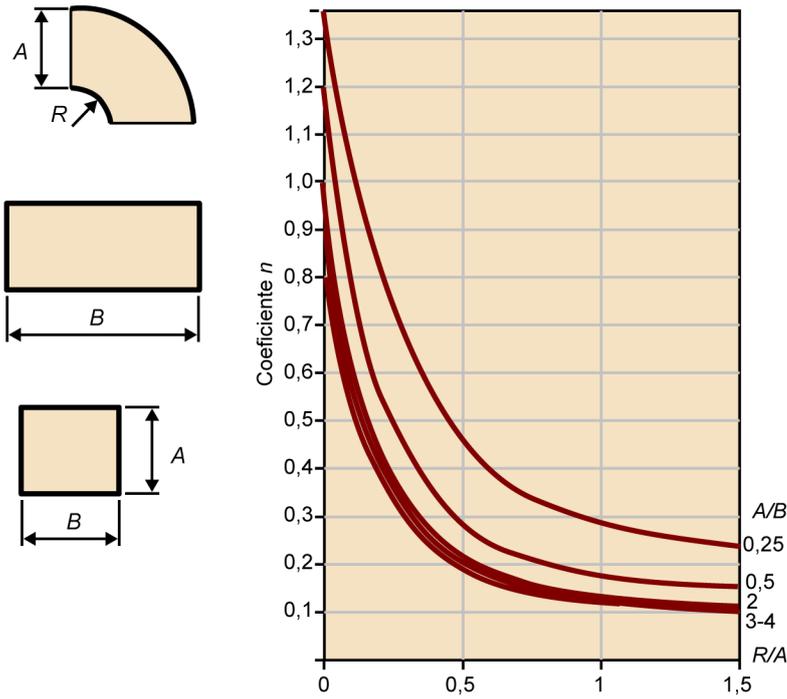
Las conducciones reales no se componen solo de tramos rectos, sino que en ellas existen codos, ensanchamientos, estrechamientos, uniones, etc. Esos **puntos singulares** de las conducciones también producen pérdida de carga, cuyo cálculo es imprescindible para conocer la pérdida de carga total. El valor de la pérdida de carga de los puntos singulares depende de su geometría, y se calcula multiplicando el valor de la presión dinámica del aire en el punto singular por un coeficiente obtenido experimentalmente.

Figura 3. Coeficiente de pérdida de carga en puntos singulares



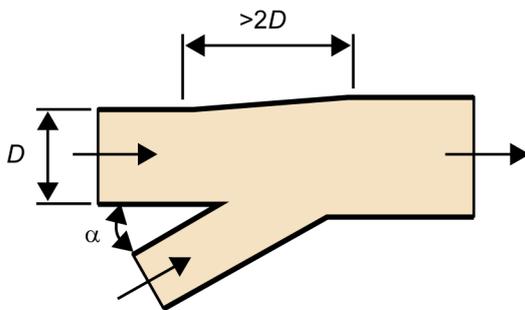
b. Codos en ángulo recto de sección rectangular

Coefficientes n de pérdidas de carga referidos a la velocidad de aire D

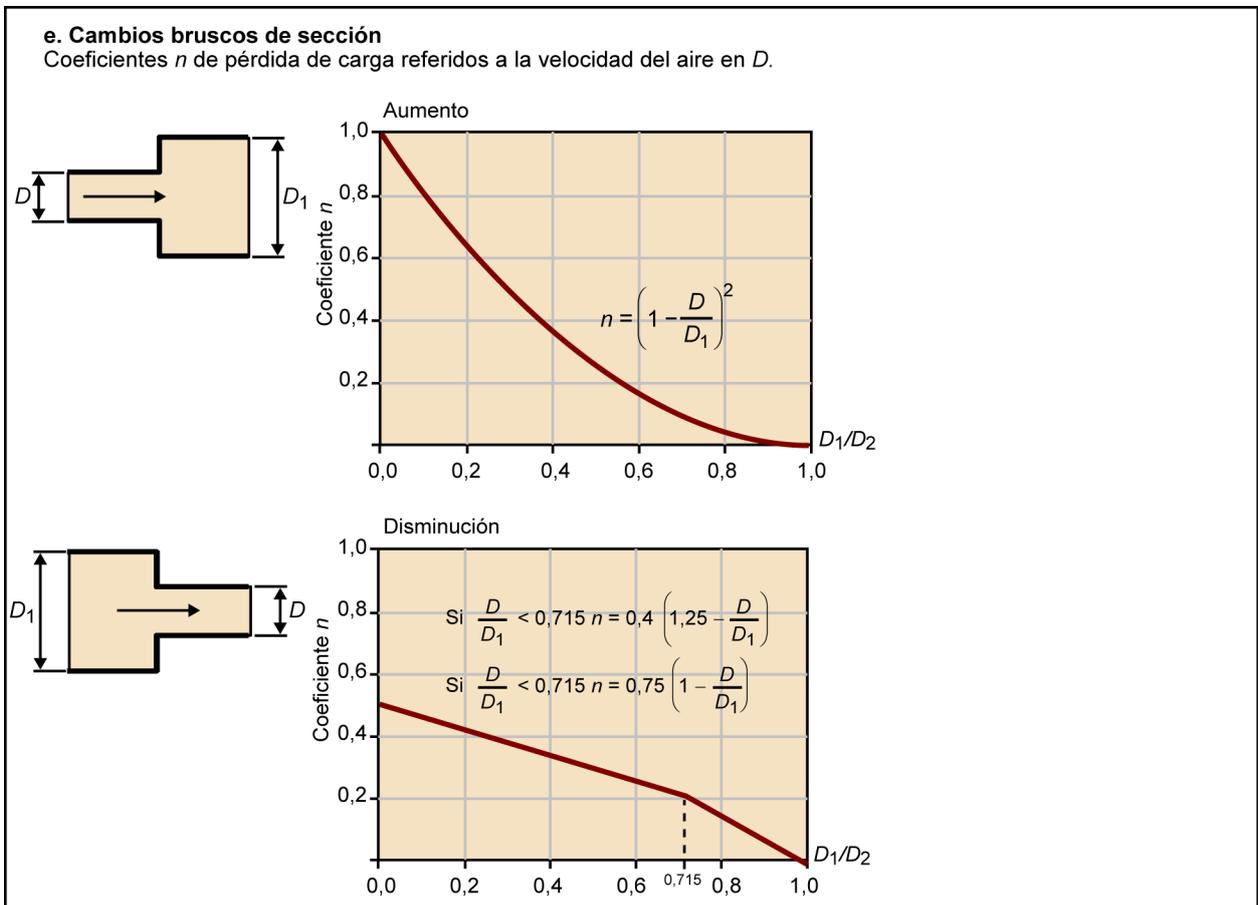
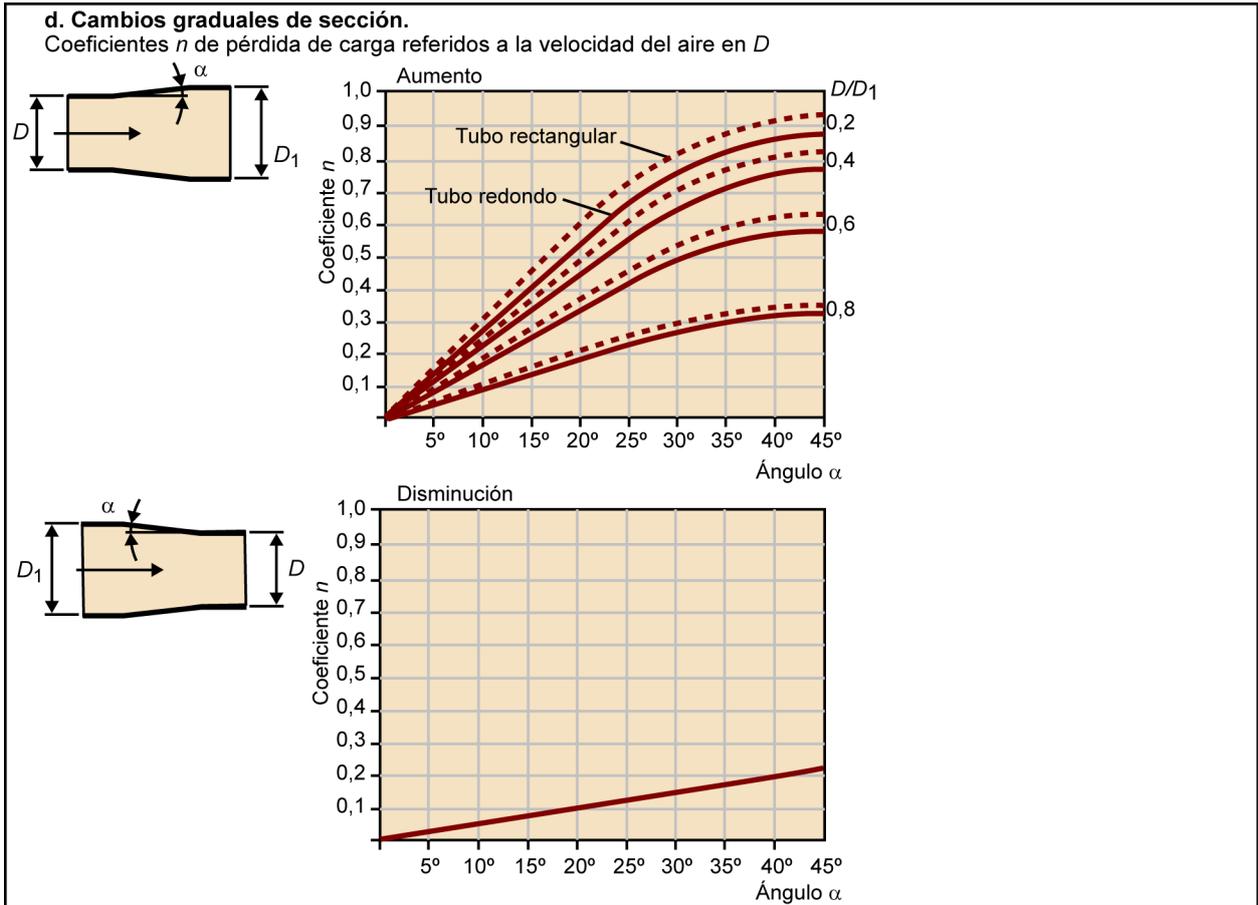


c. Factor de pérdida de carga en uniones.

Toda la pérdida de carga se considera que se produce en la rama lateral.

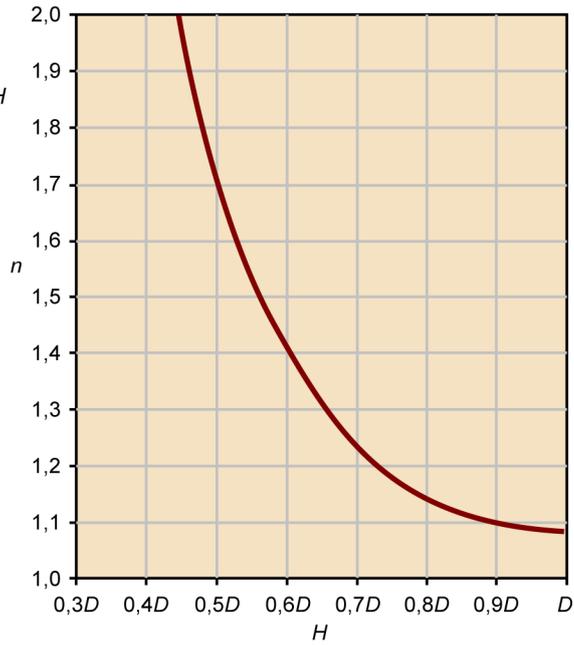
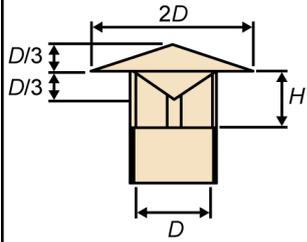


Ángulo α	Coefficiente n
10°	0,06
15°	0,09
20°	0,12
25°	0,15
30°	0,18
35°	0,21
40°	0,25
45°	0,28
50°	0,32
60°	0,44
90°	1,00



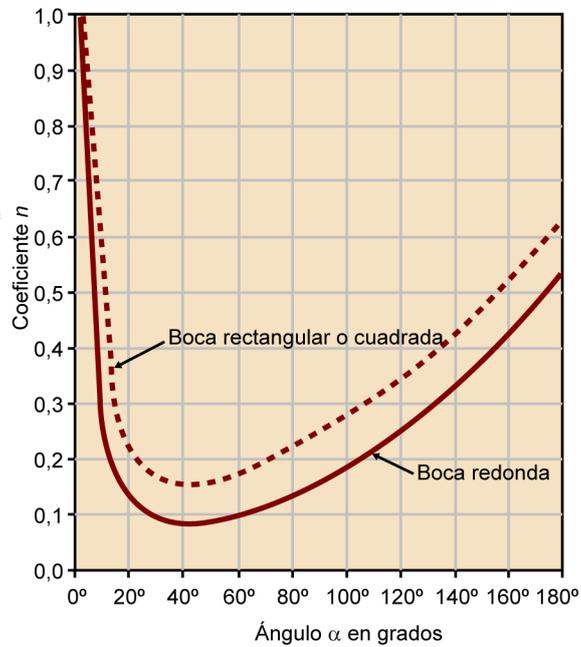
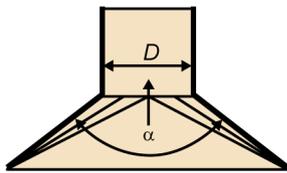
f. Salidas con sombrero

Coeficientes n de pérdida de carga referidos a la velocidad del aire en D



g. Entrada a campanas de captación

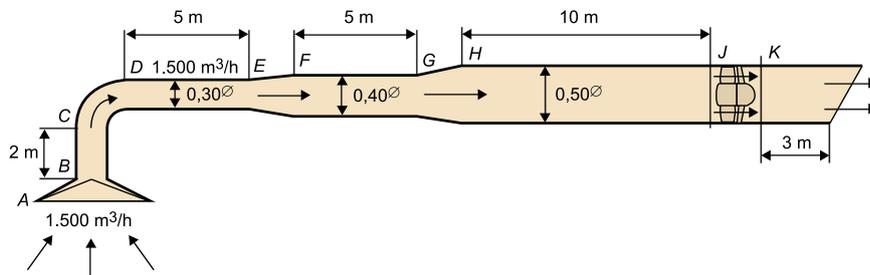
Coeficientes n de pérdida de carga referidos a la velocidad del aire en D



Ejemplo 3

Se trata de calcular la pérdida de carga en la instalación de la figura 4. Vemos que consta de tres campanas, cada una de las cuales aspira $1.500 \text{ m}^3/\text{h}$ y está conectada a una conducción de diámetro progresivamente creciente. Las campanas son de boca cuadrangular y los laterales tienen una inclinación de 60° . La pérdida de carga se calcula elemento a elemento y luego se suman las pérdidas de carga correspondientes a cada uno de ellos.

Figura 4. Instalación de extracción localizada



Campana A

Según la figura 3g el coeficiente de pérdida de carga n (también llamado *factor de fricción*) para una campana de boca cuadrangular y de 60° de inclinación vale $n = 0,18$.

Por otra parte, la velocidad en el conducto, habida cuenta de que la campana aspira $1.500 \text{ m}^3/\text{h}$ equivalentes a $0,417 \text{ m}^3/\text{s}$ y de que su diámetro es de $0,3 \text{ m}$ será:

$$v = \frac{0,417}{\frac{\pi \cdot 0,3^2}{4}} = 5,9 \text{ m/s} \quad (19)$$

Por tanto la presión dinámica en el conducto valdrá (recordemos que la densidad del aire es $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$):

$$PD = \frac{1,2 \cdot 5,9^2}{2} = 20,9 \text{ Pa} \quad (20)$$

Y la pérdida de carga en la entrada de la campana valdrá:

$$PC = n \cdot PD = 0,18 \cdot 20,9 = 3,8 \text{ Pa}$$

Tramo recto BC

Utilizando la fórmula (2):

$$PC = \frac{27,8}{Q^{0,079} \cdot D^{1,066}} \cdot PD \cdot L \quad (21)$$

teniendo en cuenta que $Q = 0,417 \text{ m}^3/\text{s}$, $D = 300 \text{ mm}$, $PD = 20,9 \text{ Pa}$ y que en la figura 4 se indica que $L = 2 \text{ m}$, la fórmula anterior da $PC = 2,85 \text{ Pa}$. Para facilitar los cálculos es conveniente programar la fórmula 12 en una hoja de cálculo o una calculadora programable.

Codo CD

Se trata de un codo circular continuo cuyo radio interior es igual al diámetro. La figura 3a nos da para él un coeficiente $n = 0,2$.

La pérdida de carga será por tanto:

$$PC = 0,2 \cdot PD = 0,2 \cdot 20,9 = 4,18 \text{ Pa}$$

Tramo recto DE

Es igual que el BC pero de 5 metros de longitud. La fórmula (2) da $PC = 7,11 \text{ Pa}$.

Ensanchamiento EF

Pasamos de un diámetro de 0,3 m a 0,4 m y suponiendo que el ángulo de conicidad α es de 20° , la figura 3d (con $D/D_1 = 0,3/0,4 = 0,75$) da v aproximadamente igual a 0,25.

La pérdida de carga valdrá pues:

$$PC = 0,25 \cdot 20,9 = 5,23 \text{ Pa.}$$

Obsérvese que la figura 3d indica que la presión dinámica que hay que tomar para el cálculo es la que corresponde a la velocidad en el diámetro menor (D) del ensanchamiento.

Tramo recto FG

Es un tramo de 5 metros de longitud, diámetro 0,4 m por el que pasan $0,417 \text{ m}^3/\text{s}$. La velocidad del aire, para ese caudal y diámetro, será de 3,31 m/s y la presión dinámica, 6,61 Pa. Y la fórmula (2) da para la pérdida de carga 1,66 Pa.

Ensanchamiento GH

Aquí la relación de diámetros es $0,4/0,5 = 0,8$ y la figura 3d con el mismo ángulo que antes, da $n = 0,18$ con lo que $PC = 0,18 \cdot 6,61 = 1,19 \text{ Pa}$.

Tramo recto HJ

Aquí el diámetro es de 0,5 m, la longitud de 10 m y el caudal de $0,417 \text{ m}^3/\text{s}$ con lo que la velocidad es de 2,12 m/s, la presión dinámica 2,71 Pa y la pérdida de carga 1,07 Pa.

Tramo recto KL

Es un tramo de igual diámetro y caudal que el anterior, pero de 3 m de longitud, por lo que la pérdida de carga será la tercer parte (3/10), es decir valdrá 0,32 Pa.

Pérdida de carga total

Valdrá la suma de:

$$PC_T = 3,8 + 2,85 + 4,18 + 7,11 + 5,23 + 1,66 + 1,19 + 1,07 + 0,32 = 27,41 \text{ Pa}$$

1.3. Curva característica del sistema

Puesto que, como hemos visto, la pérdida de carga es proporcional a la presión dinámica tanto en tramos rectos de tubería como en puntos singulares, y la presión dinámica es proporcional al cuadrado del caudal, se puede demostrar fácilmente que para cualquier sistema de ventilación constructivamente definido, la pérdida de carga total será proporcional al cuadrado del caudal que lo atraviesa.

Ahora bien, como para caudal nulo la pérdida de carga es evidentemente nula, la relación que liga la pérdida de carga global de un sistema de ventilación y el caudal que lo atraviesa será del tipo:

$$PC = k \cdot Q^2 \quad (22)$$

donde PC es la pérdida de carga, Q el caudal y k una constante característica del sistema de que se trate y que depende de la geometría del mismo (longitudes, diámetros, número y tipo de codos y uniones, etc.).

La representación gráfica de la expresión (22) es una parábola que pasa por el origen y que se llama **curva característica del sistema**, ya que representa el comportamiento del mismo en términos de pérdida de carga (es decir, energía consumida) en función del caudal que lo atraviesa.

Un sistema de ventilación solo puede funcionar en alguno de los puntos de su curva característica.

Dada la forma de la expresión (22), para calcular k y por tanto poder dibujar la curva característica del sistema es suficiente con calcular el valor de PC para un valor cualquiera (distinto de cero) del caudal.

Ejemplo 3 (continuación)

Así, si volvemos al ejemplo anterior, hemos obtenido que para un caudal de $0,417 \text{ m}^3/\text{s}$ la pérdida de carga era de $27,41 \text{ Pa}$. De ello se deduce que **para ese sistema tal como está configurado**, el valor de k valdrá:

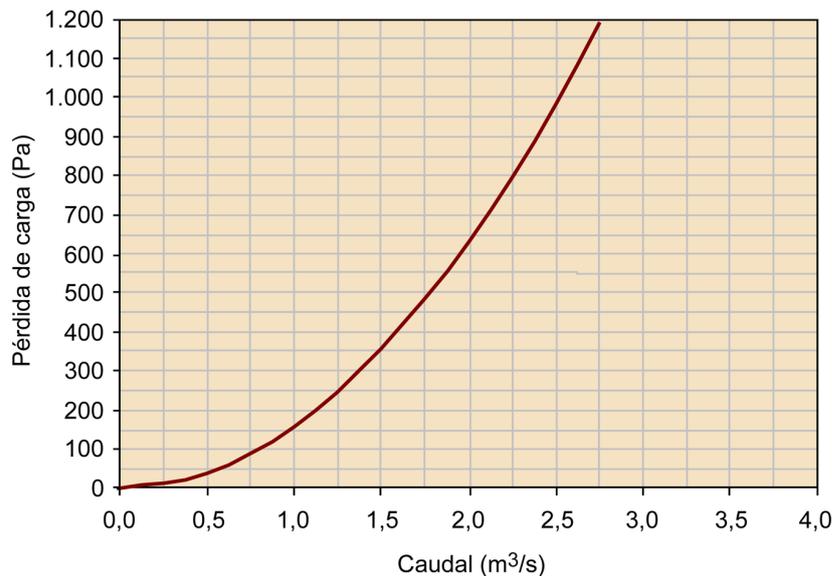
$$k = \frac{21,47}{0,417^2} = \frac{21,47}{0,174} = 123,40 \quad (23)$$

La curva característica del sistema tendrá pues la siguiente ecuación:

$$PC = 123,40 \cdot Q^2$$

con PC expresado en Pa y Q en m^3/s . Su representación gráfica se da en la figura 5.

Figura 5. Curva característica del sistema del ejemplo 3



1.4. Ventiladores

Mover aire a través de un sistema de ventilación exige aportar energía para compensar la energía consumida en forma de pérdida de carga. Esa energía, en la mayoría de los casos, se aporta mediante ventiladores, máquinas constituidas esencialmente por un rodete que impulsa el aire y que a su vez es movido por un motor eléctrico.

Un **ventilador** es una máquina diseñada para transferir energía al aire aumentando su presión e incrementando su movimiento. Se habla de ventiladores cuando el aumento de presión no supera aproximadamente los 7.000 Pa; aumentos de presión superiores se consiguen mediante las llamadas *soplantes* o mediante compresores.

Aunque los ventiladores pueden clasificarse atendiendo a muy distintos criterios, lo más habitual es clasificarlos en tres grandes grupos atendiendo a las características esenciales del flujo del aire en su interior: axiales, centrífugos y especiales. Como regla general, los **ventiladores axiales** se utilizan cuando se requieren grandes caudales con poca pérdida de carga, y los **centrífugos** para caudales menores y pérdidas de carga elevadas.

En los **ventiladores axiales** el aire entra y sale del ventilador moviéndose paralelamente al eje de giro del rodete (figura 6); normalmente este tipo de ventiladores no es capaz de aumentar la presión más de 250 Pa.

A menudo se mejora su capacidad de aumentar la presión recurriendo a los llamados ventiladores axiales tubulares (figura 7), que pueden llegar hasta los 500 Pa. Si además se colocan en su interior aletas directrices (figura 8) el aumento de presión logrado puede alcanzar los 2.000 Pa. La aplicación básica de los ventiladores axiales es la ventilación general, pues en ella se requieren caudales elevados con aumentos de presión pequeños o moderados.

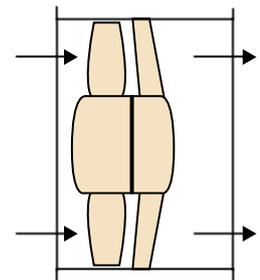


Figura 6. Ventilador axial

Figura 7. Ventilador axial tubular

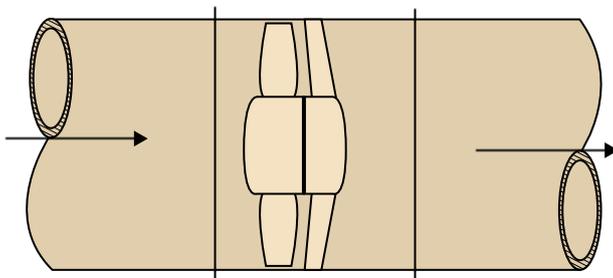
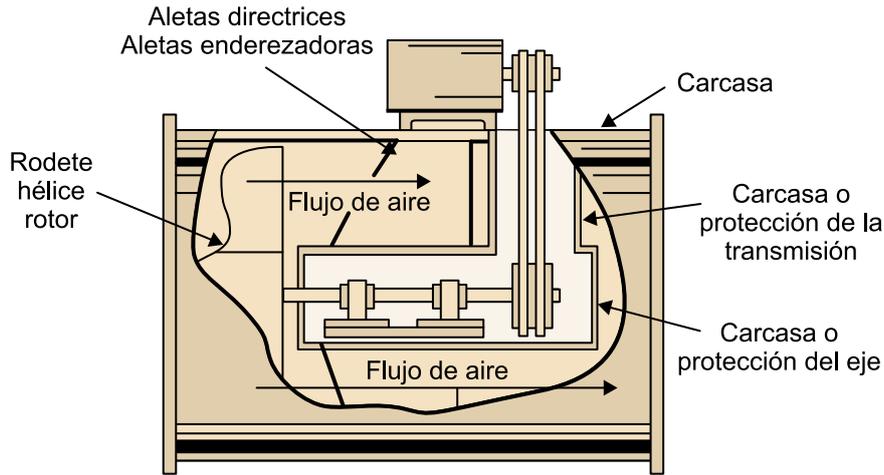
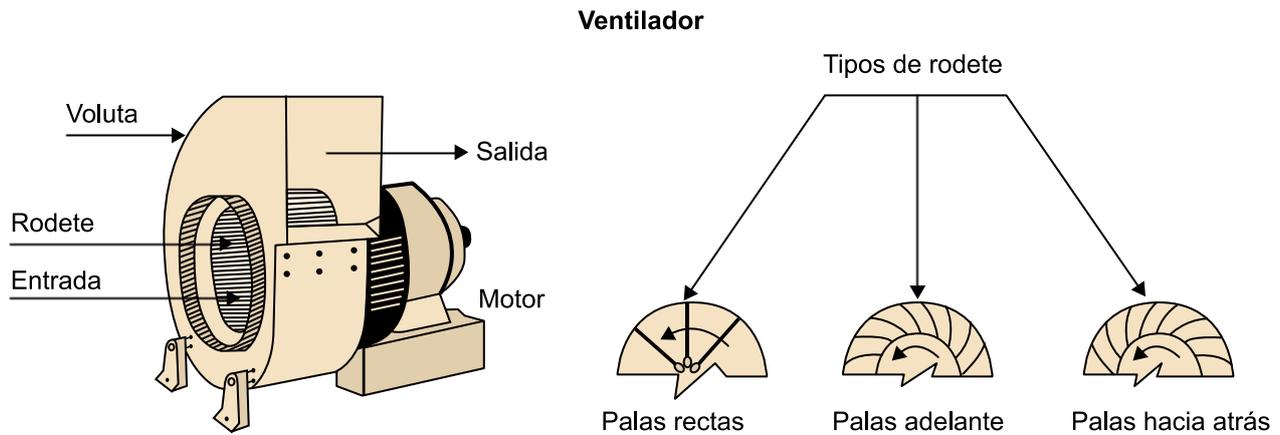


Figura 8. Ventilador axial con aletas directrices



En los **ventiladores centrífugos** las trayectorias del aire a la entrada y a la salida forman un ángulo de 90°, lo que permite rodetes que dan lugar a aumentos de presión mucho mayores que en los ventiladores axiales (figura 9).

Figura 9. Ventilador centrífugo



Los ventiladores centrífugos se construyen con tres tipos básicos de rodetes. Los rodetes de los ventiladores de **palas curvadas hacia delante** tienen las palas curvadas en el mismo sentido que la dirección de giro. Se utilizan para presiones de baja a media y son silenciosos, pero no son apropiados cuando el aire que han de vehicular es polvoriento, ya que el polvo tiende a adherirse a las palas provocando el desequilibrio del rodete.

Los ventiladores centrífugos radiales tienen el rodete dispuesto con las **palas en forma radial**. Esta disposición de las palas impide la acumulación de materiales sobre las mismas. Es el diseño más apropiado para las instalaciones de extracción localizada.

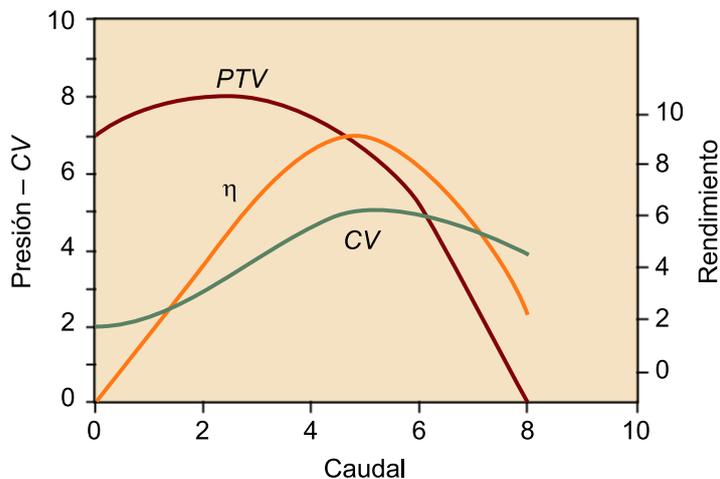
Los ventiladores centrífugos de **palas curvadas hacia atrás** son los de mayor rendimiento energético, pero en general su empleo debe limitarse a aplicaciones en las que el aire es limpio, como ocurre con los de palas curvadas hacia delante.

1.4.1. Curva característica de un ventilador

Contrariamente a lo que a menudo se imagina, un ventilador no es un artefacto que, una vez en marcha, aspire un cierto caudal fijo de aire. A esta creencia errónea contribuye sin duda el hecho de que los fabricantes de ventiladores coloquen sobre ellos una placa de características en la que normalmente se indica el **caudal**. Esta cifra representa el **caudal máximo**, que es el que el ventilador es capaz de dar cuando se pone en marcha sin tener conectada ninguna tubería.

Cuando un ventilador concreto gira a una velocidad de rotación determinada, el caudal de aire que vehicula y el aumento de presión total que proporciona a dicho aire (que suele denominarse presión total del ventilador, *PTV*) están relacionados por una curva que se denomina curva característica del ventilador (figura 10).

Figura 10. Curva característica de un ventilador, con indicación de su rendimiento η y la potencia consumida W (CV) en función del caudal



Un ventilador solo puede funcionar en las condiciones correspondientes a alguno de los puntos de su curva característica.

La curva característica del ventilador es la información básica que proporcionan los fabricantes para que los usuarios puedan seleccionar el ventilador más apropiado para una aplicación determinada. Usualmente, la información básica sobre la relación presión-caudal de un ventilador se complementa con datos sobre su rendimiento y la potencia consumida (figura 11).

Figura 11. Ventilador situado en el extremo del conducto



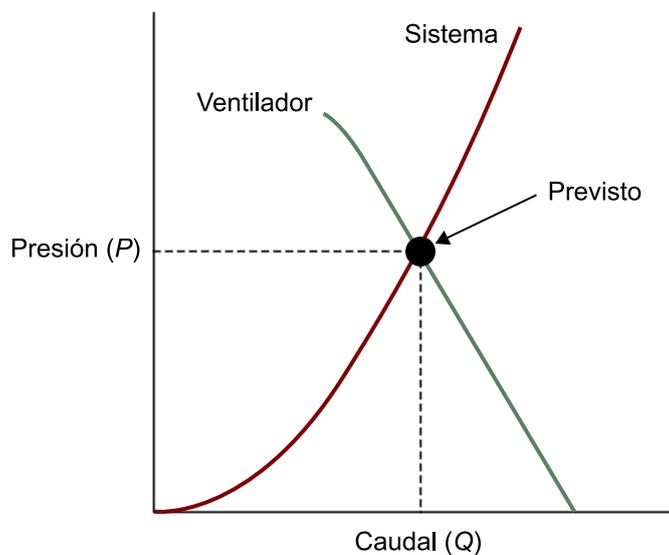
A menudo los fabricantes no dan la curva característica de un ventilador referida a su presión total sino a la **presión estática del ventilador** (PEV), que se define como:

$$PEV = PTV - PD_s \quad (24)$$

donde PEV es la presión estática del ventilador, PTV su presión total y PD_s la presión dinámica a la salida del ventilador.

Si el ventilador está situado al final del sistema, como es habitual en los sistemas de extracción localizada (figura 12) la presión dinámica a la salida del ventilador es una energía que se pierde, al mezclarse el aire con el del entorno: es una energía que ha sido efectivamente aportada por el ventilador a través de su PTV , pero que no es útil.

Figura 12. Punto de funcionamiento de un ventilador



Por ello la presión estática del ventilador representa la **energía útil** aportada por el ventilador.

La **potencia aportada al aire** por un ventilador, expresada en vatios vale el producto del caudal de aire expresado en m^3/s por la presión total del ventilador en pascal. En realidad la potencia consumida es bastante mayor, pues el valor así obtenido debe dividirse por el rendimiento del ventilador, que puede oscilar entre el 80 y el 40% según el tipo y las condiciones de funcionamiento,

y por el rendimiento del motor eléctrico de accionamiento. El rendimiento de un ventilador para las distintas condiciones de funcionamiento es un dato que suministra el fabricante.

Cuando se modifican ciertas condiciones de funcionamiento de un ventilador, su curva característica se modifica. Así, si se altera su velocidad de rotación pasando de RPM_1^1 a RPM_2 , su caudal Q , presión P y potencia consumida W se modifican de la siguiente forma:

⁽¹⁾RPM = Revoluciones Por Minuto

$$Q_2 = Q_1 \frac{RPM_2}{RPM_1} \quad (25)$$

$$P_2 = P_1 \frac{RPM_2^2}{RPM_1^2} \quad (26)$$

$$W_2 = W_1 \frac{RPM_2^3}{RPM_1^3} \quad (27)$$

Las expresiones (25), (26) y (27) permiten calcular la curva característica de un ventilador a una determinada velocidad a partir de su curva a otra velocidad.

Cuando se modifica la densidad del aire (por ejemplo, por un cambio de temperatura), el caudal no se altera (los ventiladores son máquinas volumétricas), pero sí cambian la presión y la potencia consumida; si d_2 y d_1 son las densidades del aire antes y después del cambio, tendremos:

$$Q_2 = Q_1 \quad (28)$$

$$P_2 = P_1 \frac{d_2}{d_1} \quad (29)$$

$$W_2 = W_1 \frac{d_2}{d_1} \quad (30)$$

1.4.2. Punto de funcionamiento de un ventilador

Imaginemos un sistema como el que se muestra en la figura 11, constituido por un solo conducto y un ventilador situado en un extremo del mismo. Cuando pongamos en marcha el ventilador empezará a pasar un cierto caudal de aire y el ventilador aportará una cierta presión total.

Aplicemos el teorema de Bernouilli entre un punto 1 situado a la izquierda de la boca de entrada del aire y alejado de la misma y el punto 2 situado justamente a la salida del ventilador.

Puesto que el punto 1 está en el aire abierto, la presión en él será igual a la atmosférica y por tanto la presión estática en él (ver ecuación (4)) será nula: $PE_1 = 0$.

Por otra parte, en el punto 1, alejado de la boca de entrada, la velocidad del aire será inapreciable, luego $PD_1 = 0$.

Puesto que la experiencia nos enseña que en cuanto el aire abandona un sistema de ventilación su presión se iguala de forma prácticamente instantánea a la atmosférica, en el punto 2 tendremos que $PE_2 = 0$ y $PD_2 = PD_s$.

Aplicando el teorema de Bernoulli en la forma de la ecuación (8) tendremos:

$$PE_1 + PD_1 + W = PE_2 + PD_2 + PC$$

donde sustituyendo los valores que hemos visto nos conduce a:

$$0 + 0 + W = 0 + PD_s + PC$$

puesto que la energía aportada por el ventilador, W , es justamente la presión total de este, queda:

$$0 + 0 + PTV = 0 + PD_s + PC$$

de lo que se deduce que:

$$PTV - PD_s = PC$$

Ahora bien, por definición la diferencia ($PTV - PD_s$) es la **presión estática** del ventilador (ecuación (24)) y queda finalmente:

$$PEV = PC$$

que nos indica que el conjunto ventilador-conducto funcionará en aquellas condiciones en las que se cumpla que la presión estática del ventilador coincide con la pérdida de carga del sistema.

Gráficamente, ello representa que el punto de funcionamiento del ventilador se encuentra en la intersección de la curva característica del sistema y de la curva característica del ventilador (figura 12).

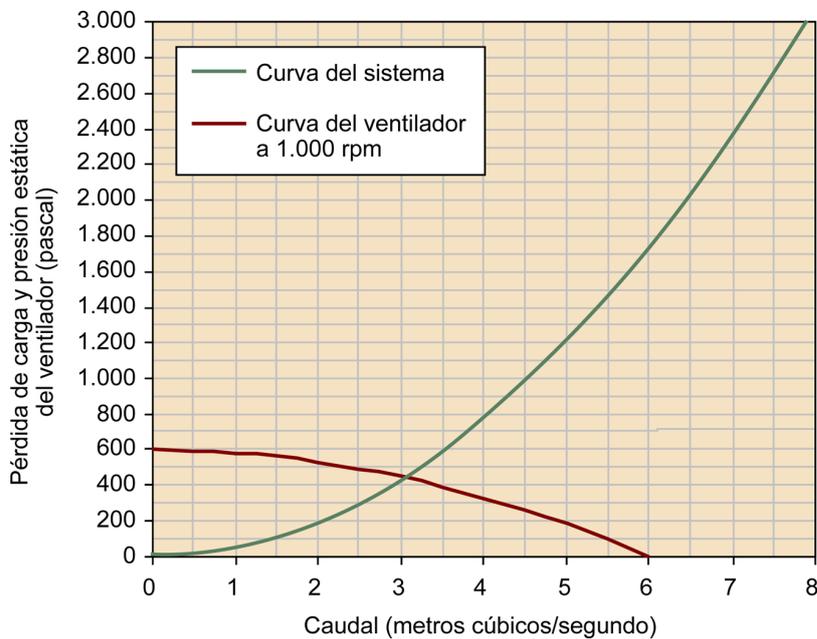
Cuando se modifica la velocidad de un ventilador **conectado a un sistema determinado**, debe tenerse en cuenta que el nuevo punto de funcionamiento debe estar sobre la curva característica del sistema. Las leyes de los ventiladores se cumplen entre **puntos homólogos** de las curvas de un ventilador, pero no entre puntos de funcionamiento a distintas velocidades.

Ejemplo 4

En la figura 13 se muestra el punto de funcionamiento de un sistema de ventilación a partir de la curva característica del sistema y de la curva característica del ventilador a 1.000 rpm. Calcular cuál será el nuevo punto de funcionamiento si la velocidad del ventilador se aumenta hasta 1.500 rpm.

En la figura 13 observamos que el punto de funcionamiento se encuentra a un caudal de $3 \text{ m}^3/\text{s}$ y una pérdida de carga de 450 Pa.

Figura 13. Punto de funcionamiento del ventilador a 1.000 rpm en el ejemplo 4



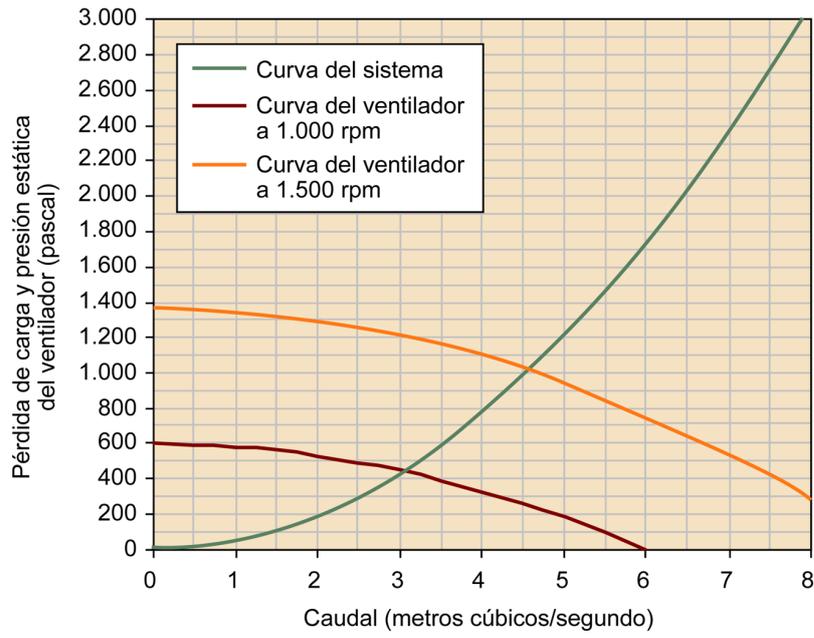
Para calcular cuál será la nueva curva característica del ventilador a 1.500 rpm debemos tomar cada punto de su curva a 1.000 rpm y convertirlo en un punto de la curva a 1.500 rpm empleando las fórmulas (25) y (26).

Tomando como ejemplo el punto $Q = 2,5 \text{ m}^3/\text{s}$ y $PC = 500 \text{ Pa}$, el punto correspondiente a 1.500 rpm será:

$$Q = \frac{1.500}{1.000} 2,5 = 3,75 \text{ m}^3/\text{s} \quad PC = \frac{1.500^2}{1.000^2} 500 = 1.125 \text{ Pa}$$

Y así iremos construyendo el resto de la curva. El resultado se muestra en la figura 14, en la que se ve que el nuevo punto de funcionamiento será $Q = 4,6 \text{ m}^3/\text{s}$ y $PC = 1.000 \text{ Pa}$.

Figura 14. Punto de funcionamiento del ventilador del ejemplo 4 a 1.500 rpm



2. Sistemas de extracción localizada

Como ya hemos dicho más arriba, la forma más eficiente de eliminar un contaminante del ambiente es captarlo en la proximidad inmediata del foco contaminante que lo libera recurriendo a la llamada **extracción localizada**, como se hace por ejemplo mediante las campanas utilizadas en las cocinas domésticas o profesionales. Para que una instalación de extracción localizada sea **eficaz** es necesario que sea capaz de reducir la concentración ambiental del contaminante que pretende captar hasta niveles considerados seguros. Por otra parte, la instalación debe ser **eficiente**, es decir, debe conseguir ser eficaz empleando caudales de aire **razonables**, pues los caudales excesivos generan costes innecesarios debidos al sobredimensionamiento del sistema y a un alto coste de funcionamiento.

Esencialmente un sistema de extracción localizada elemental se compone de tres partes:

- 1) un **elemento de captación** (habitualmente llamado *campana*² que, situado en las cercanías del foco contaminante, es el responsable de **atrapar** el contaminante;
- 2) un **ventilador**, que es el responsable de poner el aire en movimiento y
- 3) un **conducto** que une el ventilador y la campana.

Como ya hemos dicho, en algunos casos es necesario que el aire sea previamente depurado antes de ser expulsado al exterior. Cuando en un mismo local existen diversos focos de producción de contaminante (figura 15), las campanas respectivas de cada uno de ellos se conectan mediante conductos que se unen a un solo ventilador, a fin de lograr menores costes de construcción y un funcionamiento más económico.

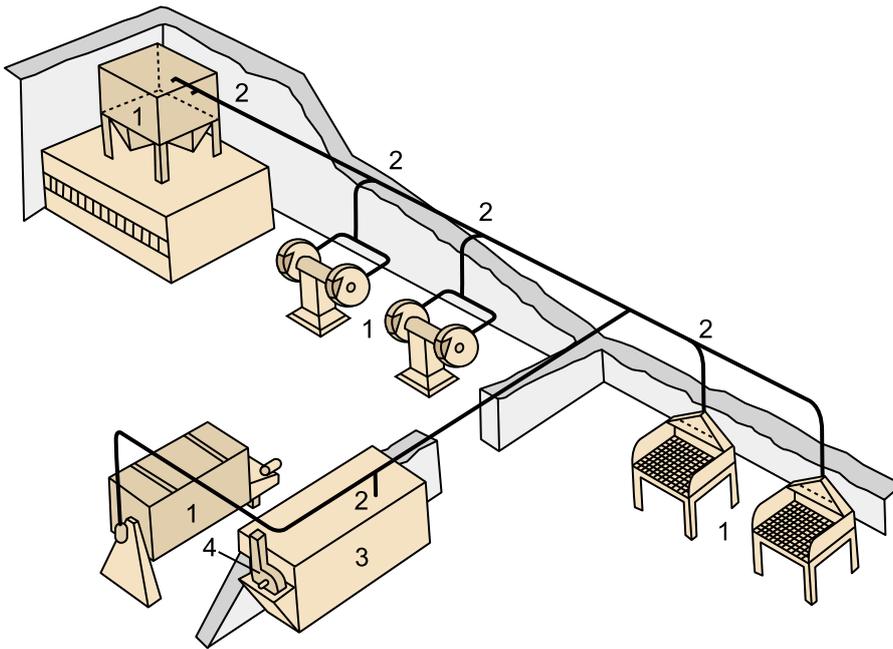
⁽²⁾En inglés, *hood*.

La primera condición para que un sistema de extracción localizada sea eficaz y eficiente es que se haya realizado un buen diseño de las campanas.

Ved también

Al diseño de las campanas se dedica el subapartado 2.1 de este módulo didáctico.

Figura 15. Esquema de un sistema de extracción localizada con varias campanas



1. Campanas. 2. Conductos. 3. Depurador. 4. Ventilador

2.1. Campanas de extracción

2.1.1. Propiedades de los contaminantes

La primera dificultad que debe vencer quien diseña una campana es comprender que el objetivo de esta es aspirar partículas de tamaño extremadamente pequeño, pues se trata bien de moléculas (en el caso de vapores) bien de partículas de tamaño inferior a 10 micras (en el caso de aerosoles) pues las de tamaño superior no son respirables y carecen por tanto de relevancia higiénica.

Aunque parezca poco intuitivo, las partículas de tamaño inferior a 10 micras se comportan como si carecieran de peso y de inercia, es decir, no caen (lo hacen a una velocidad inapreciable) y cuando se las proyecta incluso a gran velocidad son inmediatamente frenadas por el aire que las rodea.

La razón de tal comportamiento es simple. Cuando soltamos un objeto en el aire y este empieza a caer, sobre él actúan dos fuerzas contrapuestas (figura 16): el **peso** F_g , que tiende a hacer caer el cuerpo, y el **rozamiento** con el aire F_d , que tiende a frenar la caída. La primera es constante; la segunda es proporcional a la velocidad del objeto.

Al principio de la caída el rozamiento (que es aproximadamente proporcional a la velocidad) es muy pequeño y el objeto se va acelerando progresivamente hasta que, al cabo de un cierto tiempo, el rozamiento se hace igual al peso y el

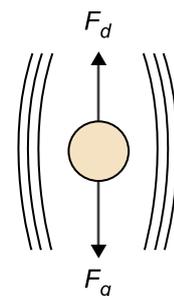


Figura 16. Fuerzas que actúan sobre una partícula que cae

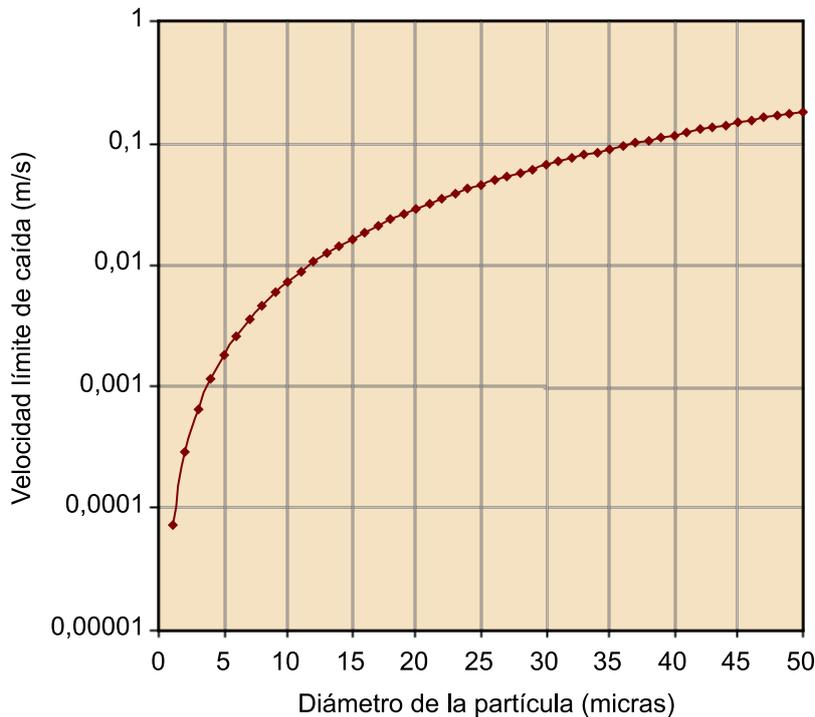
objeto sigue cayendo a una velocidad constante que se denomina velocidad límite de caída. La velocidad límite de caída es aproximadamente proporcional al peso de la partícula, por lo que las partículas muy pequeñas tienen velocidades límites de caída extremadamente pequeñas y, además, las alcanzan en fracciones de segundo. La velocidad límite de caída de una partícula pequeña en el aire viene dada por la expresión:

$$V_{lim} = \frac{g D^2}{18 \mu} (d_s - d) \quad (31)$$

donde D es el diámetro de la partícula, g es la aceleración de la gravedad, μ es la viscosidad del aire, d su densidad y d_s la densidad de la partícula.

Los resultados de la fórmula (31) para una partícula de densidad 2.700 kg/m^3 (aproximadamente igual a la de la sílice) se muestran en la figura 17 e indican que para una partícula de 10 micras de diámetro, la velocidad límite de caída es inferior a 1 cm/s . Además, esa velocidad se alcanza en fracciones de segundo desde que se “suelta” la partícula.

Figura 17. Velocidad límite de caída en el aire de una partícula de densidad 2.700 kg/m^3 en función de su diámetro



Un fenómeno similar se produce cuando una partícula es proyectada incluso a velocidades de muchos kilómetros por hora. El rozamiento con el aire la frena completamente en un espacio de pocos centímetros.

El hecho de que las partículas pequeñas (cuyo diámetro es del orden de las micras) se comporten en la práctica como si carecieran de peso y de inercia, implica que una vez liberadas en el aire carecen de movimiento independiente del que pueda tener aquel. En otras palabras, las partículas de ese tamaño se mueven en el aire si y solo si se mueve este.

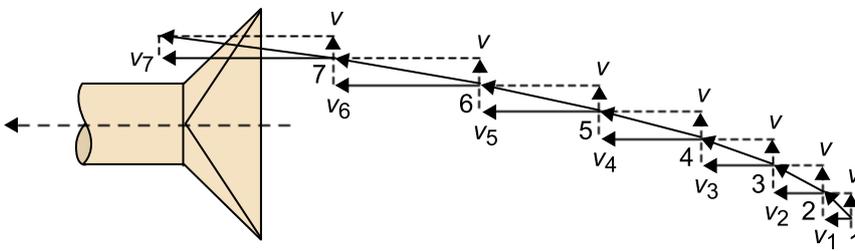
El rozamiento con el aire

Una partícula de 30 micras de diámetro de un material con una densidad de 7.500 kg/m^3 (similar al hierro) proyectada a 10 m/s , a los 10 cm de recorrido tiene una velocidad de solo $0,1 \text{ m/s}$.

2.1.2. Captación de contaminantes: principios básicos

Por lo que acabamos de ver, captar una partícula exige crear en el punto donde esta se encuentra una velocidad de aire que la arrastre hacia la campana. Ahora bien, como en todo local existen corrientes de aire originadas por distintas causas, lograr una captación efectiva exigirá que la corriente de aire generada por la campana sea lo suficientemente potente como para superar el movimiento que inducen en la partícula el resto de corrientes de aire del local. A la velocidad de aire generada por la campana que es necesaria para hacer que la partícula se dirija hacia aquella (es decir, para captarla) se la denomina velocidad de captura.

Figura 18. Trayectoria de una partícula solicitada simultáneamente por una campana y por una corriente de aire v



La figura 18 muestra esquemáticamente cómo la trayectoria de una partícula (1-2-3-4-5-6-7) se **decide** en cada punto como el resultado de la acción simultánea de la velocidad generada por la campana (que como es lógico es mayor cuanto más cerca estamos de la campana) y la velocidad de aire existente en el local, v . En el caso que se muestra en la figura la velocidad generada por la campana **vence**, y la partícula termina su trayectoria en el interior de la campana, es decir, es captada. Pero si la velocidad v fuera mucho mayor, la trayectoria no conduciría a la partícula al interior de la campana y no sería captada.

Muy a menudo la que acabamos de llamar velocidad de aire existente en el local no consiste en una **corriente de aire** aleatoria como las que existen en cualquier local debido al movimiento de personas y equipos, apertura de puer-

tas, etc., sino que se trata de velocidades de aire importantes en la zona próxima al foco que son generadas por el propio proceso que da lugar a la liberación del contaminante.

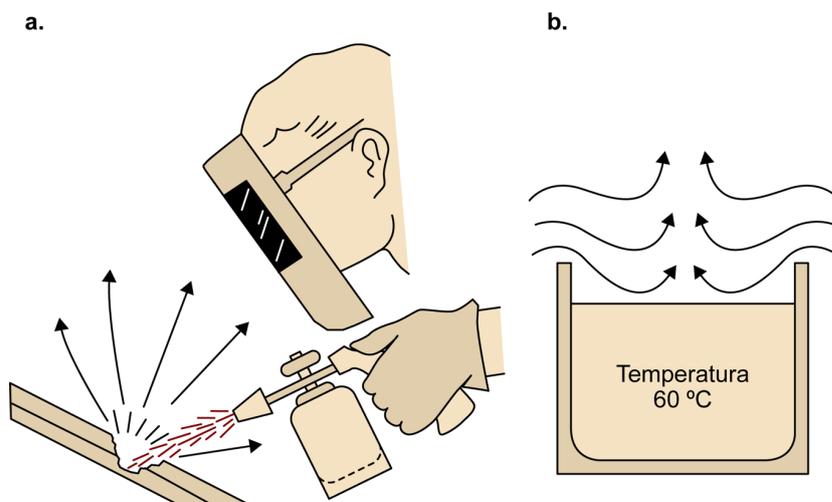
Los mecanismos a través de los cuales los procesos que generan contaminantes dan lugar al mismo tiempo a corrientes de aire que contribuyen a dispersar el contaminante son básicamente de dos tipos: **térmicos** y **mecánicos**.

Mecanismos térmicos

Un ejemplo de mecanismo térmico lo encontramos en la soldadura (figura 19a): el humo que vemos desprenderse de una soldadura no es más que aire caliente cargado de partículas, que asciende debido al calor que desprende la propia soldadura y, con ese movimiento, arrastra las pequeñas partículas de óxidos metálicos que se producen al oxidarse los vapores metálicos desprendidos del metal al reaccionar con el oxígeno del aire.

Otro ejemplo (figura 19b) se da en los baños electrolíticos (por ejemplo, de cromado): al encontrarse a temperatura superior a la del aire que los rodea, calientan este, que tiende a ascender. Este movimiento arrastra las pequeñas partículas de aerosoles líquidos que se desprenden de la superficie del baño y tiende a distribuir las por el resto del local.

Figura 19. Humos de soldadura producidos por el aire calentado por la propia acción de soldar (a); corrientes ascendentes de aire creadas por un baño electrolítico (b)



Procesos mecánicos

Un ejemplo de proceso mecánico de dispersión lo tenemos en las muelas abrasivas (figuras 20 y 21). Al girar a alta velocidad una muela arrastra al aire en contacto inmediato con ella, creando una capa de aire de algunos milímetros de espesor que gira también con la muela. Las partículas que se desprenden durante el amolado son atrapadas por esa capa de aire, mantenidas girando y finalmente dispersadas al resto del local.

Figura 20. Forma de las corrientes de aire creadas a su alrededor por una muela que gira

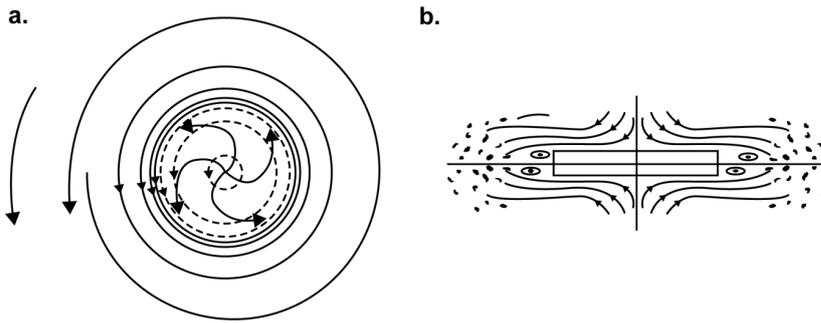
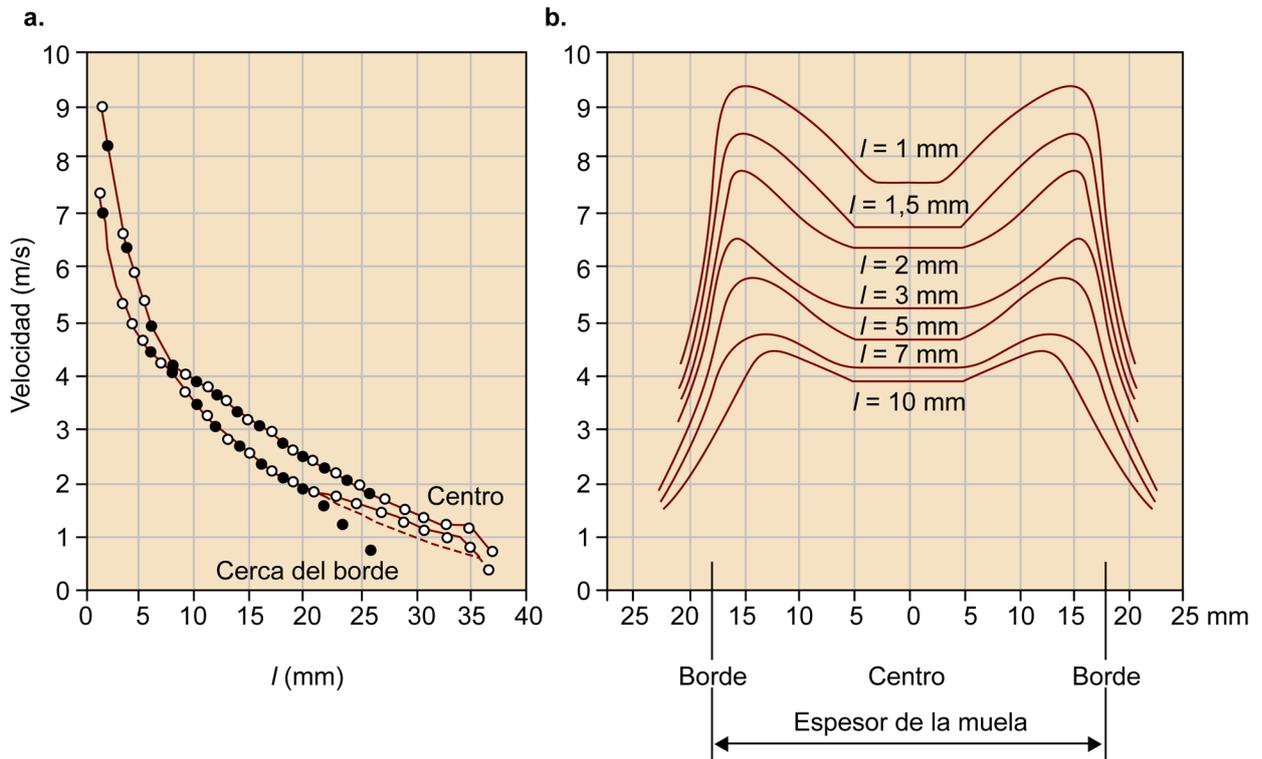
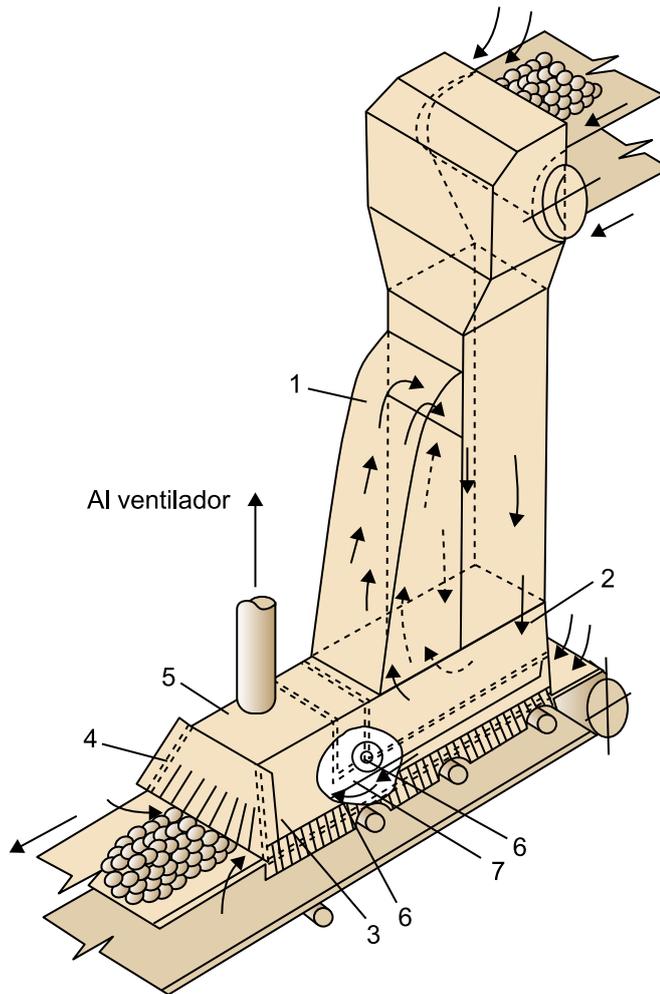


Figura 21. Distribución de las velocidades de aire creadas por una muela de 425 mm de diámetro que gira a 740 rpm. Velocidad periférica: 30 m/s



Otro ejemplo de proceso mecánico de dispersión lo tenemos en aquellos procesos en los que un material sólido granulado (carbón, cemento,...) se mueve verticalmente, por ejemplo, entre dos cintas transportadoras (figura 22). En ese caso las partículas sólidas que caen arrastran al aire inmediatamente en contacto con ellas generando una corriente de aire de caudal considerable (del orden de 3 m^3 de aire por tonelada de material). En el esquema de la figura 22 se muestra un sistema para controlar ese aire mediante un **canal de recirculación**; su instalación permite reducir el caudal de aire de extracción necesario para calcular el polvo.

Figura 22. Canal de recirculación que minimiza los efectos del aire arrastrado por el vertido de material sólido



La observación de las corrientes de aire asociadas al proceso debería permitir, con la ayuda de la tabla 1, concluir cuál es la velocidad de captura que debe emplearse en un proceso determinado, teniendo en cuenta que esa es la velocidad de aire que debe haber en el punto más alejado de la campana en el que pueda generarse contaminante.

Tabla 1. Velocidades de captura recomendadas

Condiciones de generación del contaminante	Velocidad de captura (m/s)
Liberado prácticamente sin velocidad en aire tranquilo. Ejemplos: evaporación desde depósitos, desengrase, etc.	0,25-0,5
Liberado a baja velocidad en aire con movimiento moderado. Ejemplos: cabinas de pintura, llenado intermitente de recipientes, transferencia entre cintas transportadoras a baja velocidad, soldadura, pasivado, recubrimientos superficiales.	0,5-1
Liberado con velocidad en aire con movimiento. Ejemplos: cabinas de pintura poco profundas, llenado de barriles, carga de cintas transportadoras, machacadoras.	1-2,5
Liberado con alta velocidad inicial en una zona de movimiento muy rápido de aire. Ejemplos: desbarbado, chorreado abrasivo, desmoldeo de fundiciones.	2,5-10 (requiere un estudio específico)

2.1.3. Diseño de campanas

Diseñar una campana es un proceso cuyos resultados deben aportar tres informaciones fundamentales:

- 1) La geometría y ubicación de la campana.
- 2) El caudal necesario que hay que aspirar para lograr una eficacia determinada.
- 3) La pérdida de carga que producirá cuando se aspire dicho caudal.

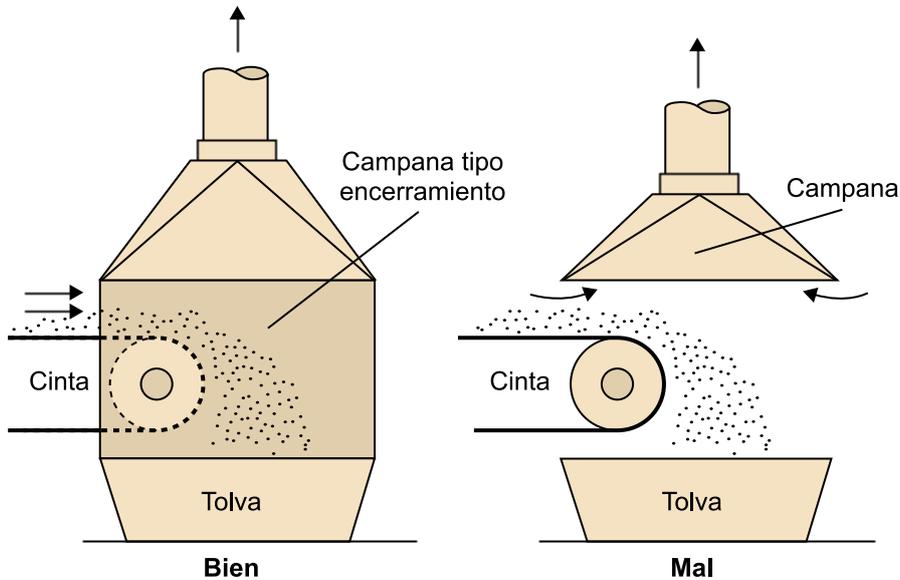
La primera condición que debe cumplir una campana es **no interferir con el proceso de producción**; si la presencia de la campana (como la de cualquier otro elemento preventivo) genera dificultades de producción, será rápidamente modificada (o incluso eliminada) para que no “moleste”. Indefectiblemente dichos cambios implicarán una disminución de la eficacia de la campana, cuya causa última no es otra que un error de diseño.

Para muchos procesos comunes existe un consenso generalizado acerca de cuál es el diseño de campana más adecuado, y en los manuales sobre el tema se especifican para cada uno de dichos procesos las características de las campanas más apropiadas, de los cuales veremos algunos ejemplos más adelante.

Cuando para el proceso al que se le debe dotar de extracción localizada no existe un diseño estandarizado, el proyectista debe diseñar por sí mismo una campana, lo que requiere una cierta experiencia y para lo cual deben respetarse algunos principios que recogemos sucintamente a continuación.

Muchos diseñadores, cuando se enfrentan con una operación nueva a la que hay que dotar de extracción localizada, empiezan por colocar mentalmente la fuente de contaminante completamente encerrada y a continuación abren en esa envoltura los mínimos orificios que permitan el desarrollo del proceso; esta forma de proceder es debida al hecho de que el caudal de aire a extraer es tanto menor cuanto más “encerrado” queda el foco de contaminante en el interior de la campana (figura 23).

Figura 23. Ejemplos de buen y mal encerramiento del foco



En consecuencia, pues, el diseño geométrico de una campana deberá siempre perseguir el objetivo de **encerrar al máximo el proceso contaminante en su interior**, minimizando el tamaño de las aberturas a través de las cuales pueda escapar el contaminante y difundirlas al ambiente.

Ejemplos de campanas

Ejemplos de campanas que suelen encerrar considerablemente el proceso lo constituyen las cabinas de pintura, los túneles de secado con extracción, etc.

En ocasiones, sin embargo, no es posible mantener el foco de contaminante dentro de la campana, sino que aquel debe ser exterior a esta (este tipo de campanas se denomina a veces **campanas exteriores**). En este caso la forma y dimensiones de la campana deben tener una disposición ajustada a la del foco y rodear a este tanto como sea posible.

Cuanto menos se respete este principio, mayor será el caudal de aspiración necesario para una eficacia dada.

Ejemplos

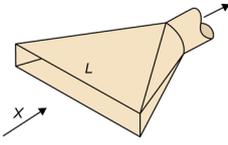
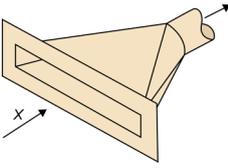
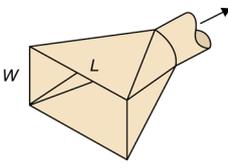
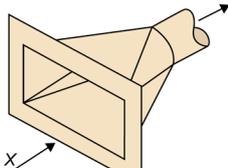
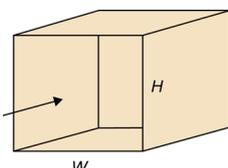
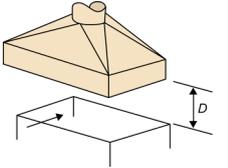
Aspirar las emisiones de un tanque de cromado cuya boca mida 3×1 metros con una campana colocada en uno de los lados menores de la boca sería una solución poco apropiada. En cambio, disponer rendijas de aspiración a lo largo de los lados mayores de la boca requeriría un caudal mucho menor.

Cuando la campana no encierra al foco, la distancia entre ambos debe ser la menor posible, pues el caudal necesario para una eficacia determinada crece rápidamente con la distancia al foco, como muestran las fórmulas de la tabla 2, mediante las cuales, para varios diseños simples, se puede calcular el caudal de aspiración necesario a partir de la velocidad de captura deseada (obtenida de la tabla 1) y de la distancia entre la boca de la campana y el foco de contaminante. Obsérvese que la utilización de pantallas deflectoras³ en la boca de la campana reduce en un 25% el caudal necesario. Ello es debido a que de esa forma se minimiza la cantidad de aire aspirado de la parte **posterior** de la

⁽³⁾En inglés, *baffles*.

campana, que no es útil para captar contaminante. Por ello, las campanas con pantallas deflectoras requieren menos caudal para una velocidad de captura determinada.

Tabla 2. Fórmulas para el cálculo del caudal en varios tipos de campanas simples

Tipo de campana	Descripción	Razón W/L	Caudal
	Rendija	0,2 o menos	$Q = 3,7LVX$
	Rendija rebordeada ⁽¹⁾	0,2 o menos	$Q = 2,8LVX$
	Abertura plana	0,2 o más y redonda	$Q = V(10X^2 + A)$ A = Superficie de la cara
	Abertura plana ⁽¹⁾	0,2 o más y redonda	$Q = 0,75V(10X^2 + A)$
	Cabina	Según trabajo	$Q = VA = VWH$
	Campana de techo	Según trabajo	$Q = 1,4 PDV$ P = Perímetro D = Altura

⁽¹⁾ Anchura de las pantallas deflectoras: 10-12 cm.

Q: caudal en m³/s,

X: distancia de la boca al foco en metros,

A: superficie de la boca de la campana en metros cuadrados

Ejemplo 5

Calcular el caudal necesario para captar los humos de una operación de soldadura mediante una campana de abertura plana con pantallas deflectoras (tabla 2) de 0,09 m² de boca, para una distancia entre la boca de la campana y el punto de soldadura de 20, 30 y 40 cm. Dibujar los resultados obtenidos en un gráfico y extraer conclusiones.

Para el tipo de campana definido la figura 24 da la fórmula:

$$Q = 0,75V(10X^2 + A)$$

donde Q es el caudal en m^3/s , X la distancia entre la boca de la campana y el punto de soldadura y A la superficie de la boca en metros cuadrados.

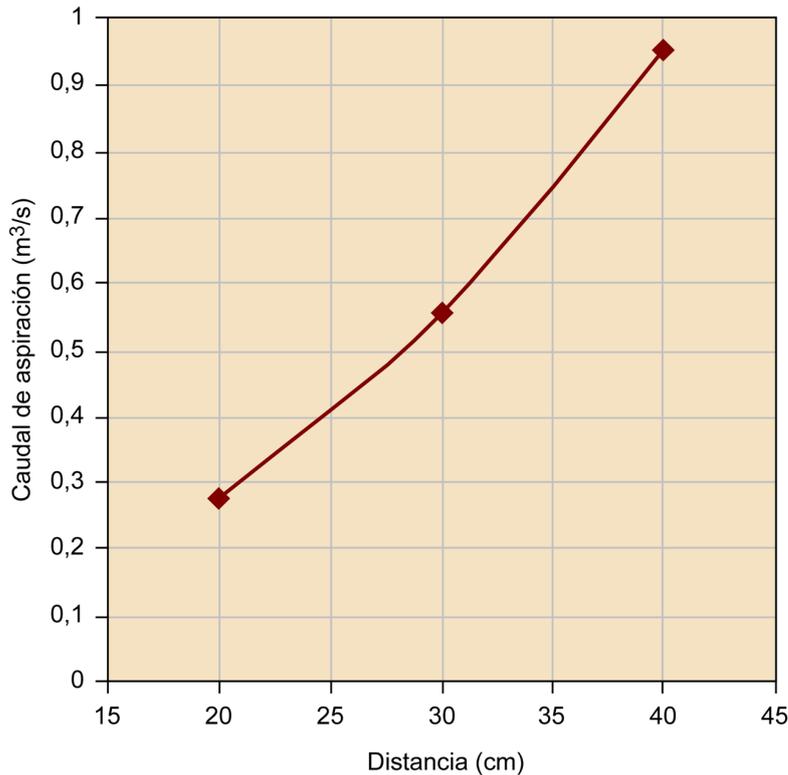
La tabla 1 nos indica que la velocidad de captura apropiada para una operación de soldadura oscila entre 0,5 y 1 m/s. Por ejemplo, adoptaremos 0,75 m/s.

Para 20 cm tendremos:

$$Q = 0,75 \cdot 0,75 \cdot (10 \cdot 0,2^2 + 0,09) = 0,28 \text{ m}^3/\text{s}$$

Para 30 cm se obtiene 0,56 y para 40 cm, $0,95 \text{ m}^3/\text{s}$.

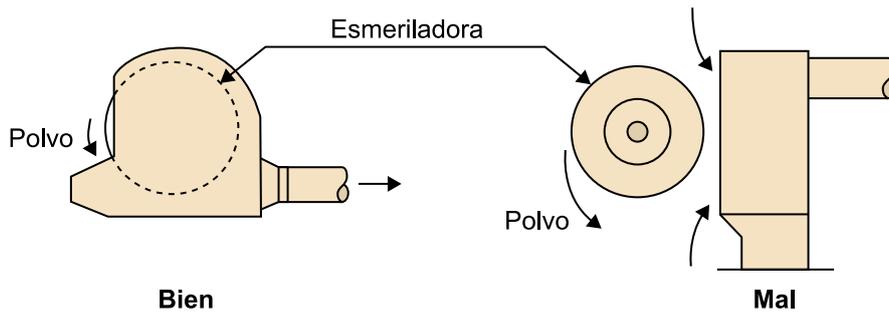
Figura 24. Resultados del ejemplo 5



Se observa que el caudal necesario aumenta muy rápidamente con la distancia, por lo que es deseable minimizar esta.

Cuando el foco de generación da lugar a una corriente de aire importante, es conveniente disponer la campana de manera que dicha corriente contribuya a la captación del contaminante. Así, para focos calientes que generan fuertes corrientes de aire ascendentes, será conveniente colocar la campana encima de ellos. En el caso de muelas abrasivas, la disposición de la pantalla debe aprovechar las corrientes de aire generadas (figura 25).

Figura 25. Buena y mala disposición de una campana para una muela de esmerilar



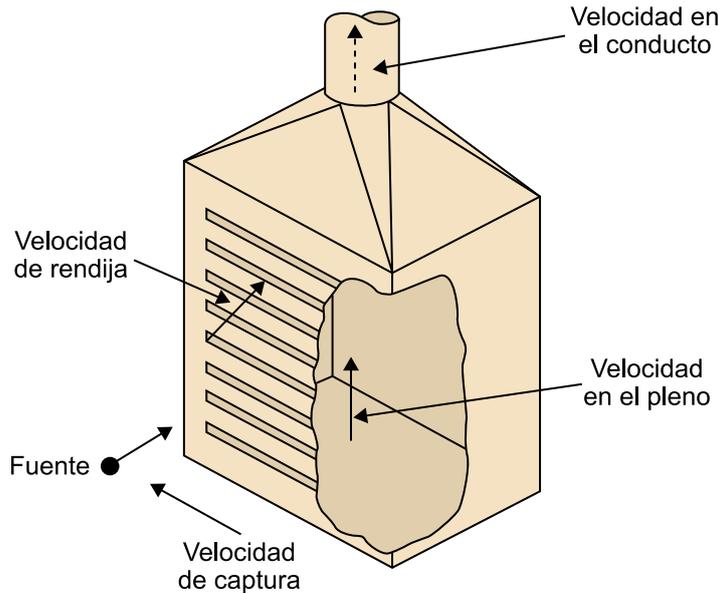
2.1.4. Diseños específicos

Los diseños estandarizados que se encuentran en los manuales de ventilación consisten en campanas cuya aplicabilidad se limita a una operación concreta o a un conjunto de operaciones similares, obteniéndose en general el caudal a emplear en cada caso en función de alguna dimensión característica del proceso mediante la aplicación de fórmulas muy simples.

Muchas de las campanas diseñadas para captar la contaminación generada por un foco extenso (un baño electrolítico, por ejemplo, cuya boca superior puede tener varios metros cuadrados de superficie o una mesa de soldadura) utilizan campanas cuya boca es larga y estrecha, en forma de rendija. Ahora bien, para que una campana en forma de rendija aspire eficazmente, es obvio que es condición imprescindible que la velocidad del aire aspirado en cualquier punto de la rendija sea razonablemente uniforme. De no ser así, en las proximidades de los puntos donde la velocidad de aspiración fuera pequeña, la captación sería muy deficiente.

Para lograr que la velocidad de aspiración a lo largo de la rendija sea uniforme, es condición imprescindible que inmediatamente detrás de la rendija exista un ensanchamiento que recibe el nombre de **pleno** (figura 26).

Figura 26. Disposición de rendija y pleno



La uniformidad en la distribución de la velocidad del aire a lo largo de la rendija depende de dos factores:

1) **La relación entre las secciones de la rendija y el pleno:** la distribución del flujo en la rendija será tanto más uniforme cuanto mayor sea la sección del pleno respecto a la de la rendija; las necesidades de espacio limitan en la práctica el tamaño del pleno, cuya sección debe ser, como mínimo, el doble que la de la rendija. En otras palabras, la velocidad del aire en el pleno debe ser inferior, al menos, al 50% de la velocidad en la rendija.

2) **El valor absoluto de la velocidad media del aire en la rendija:** cuanto mayor sea dicha velocidad (una vez cumplida la condición anterior) más uniforme será la distribución del flujo a lo largo de la rendija; sin embargo, como en todo punto singular la pérdida de carga en la rendija es proporcional a la presión dinámica en ella, y por tanto, proporcional al cuadrado de la velocidad. Ello significa que velocidades elevadas conducen a pérdidas de carga (y por tanto consumos de energía) muy altas, lo que exige que la velocidad de aire en la rendija no sea desmesuradamente elevada. En la práctica suelen adoptarse velocidades de rendija entre 5 y 10 m/s, lo que conduce a distribuciones de velocidad suficientemente uniformes.

En las figuras 27 a 33 se dan algunos ejemplos de diseños de campanas para operaciones corrientes, indicando en cada caso el caudal necesario y la pérdida de carga que producirán.

Lecturas complementarias

En las obras citadas en la bibliografía se pueden encontrar diseños para muchas otras operaciones corrientes.

Figura 27. Extracción perimetral en boca de barril

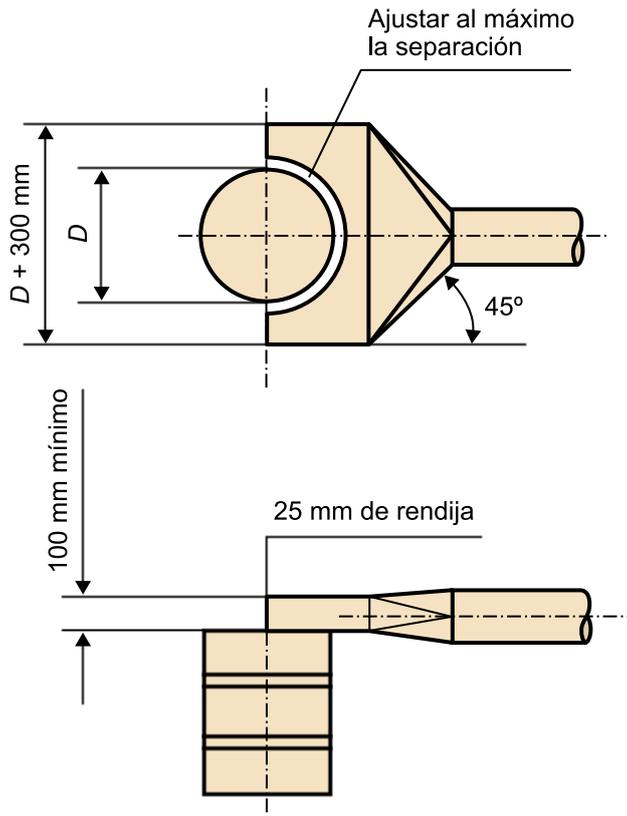


Figura 27

Caudal de extracción: 1.850 m³/h/m² de boca de barril

Velocidad mínima de aire en conducto: 10 m/s

Pérdida de carga:

- en la rendija: $1,78PD_r$
- en la entrada del conducto: $0,25PD_c$

siendo PD_r = presión dinámica en la rendija y PD_c = presión dinámica en el conducto.

Figura 28. Captación de contaminantes en operaciones de pintura y encolado

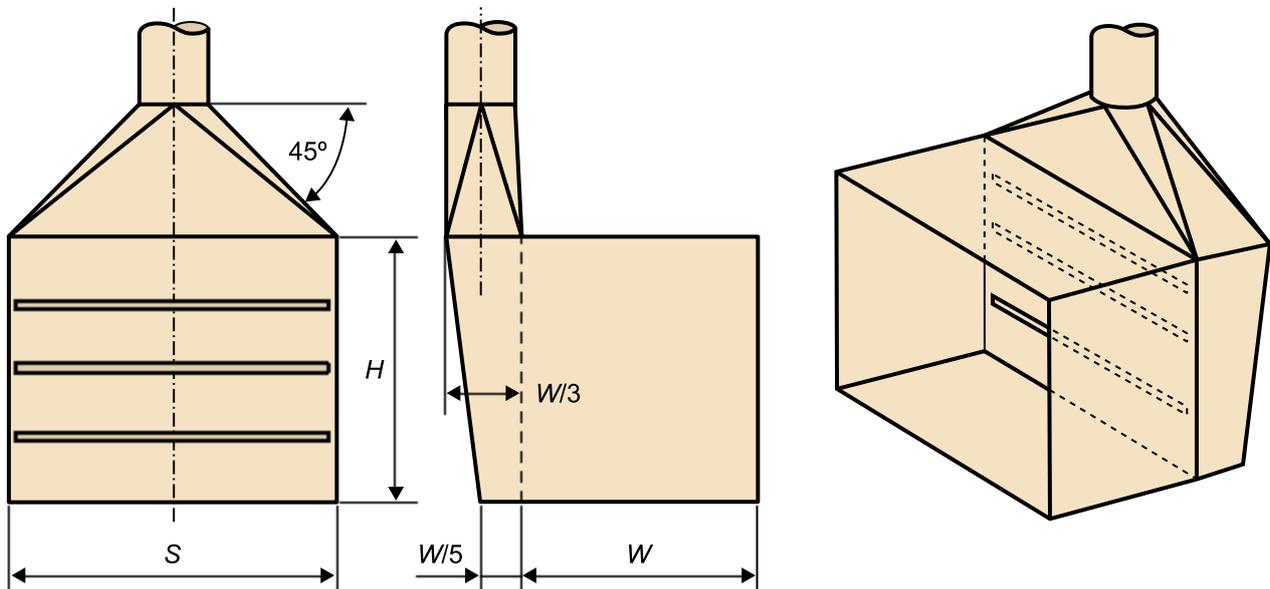


Figura 28

- W debe ser como mínimo el 75% de la mayor de las dimensiones S o H .
- La velocidad de aire en conducto debe ser superior a 15 m/s.

Caudal de extracción: 3.600 m³/h/m² de boca de cabina para materiales tóxicos y 2.300 para materiales de baja toxicidad.

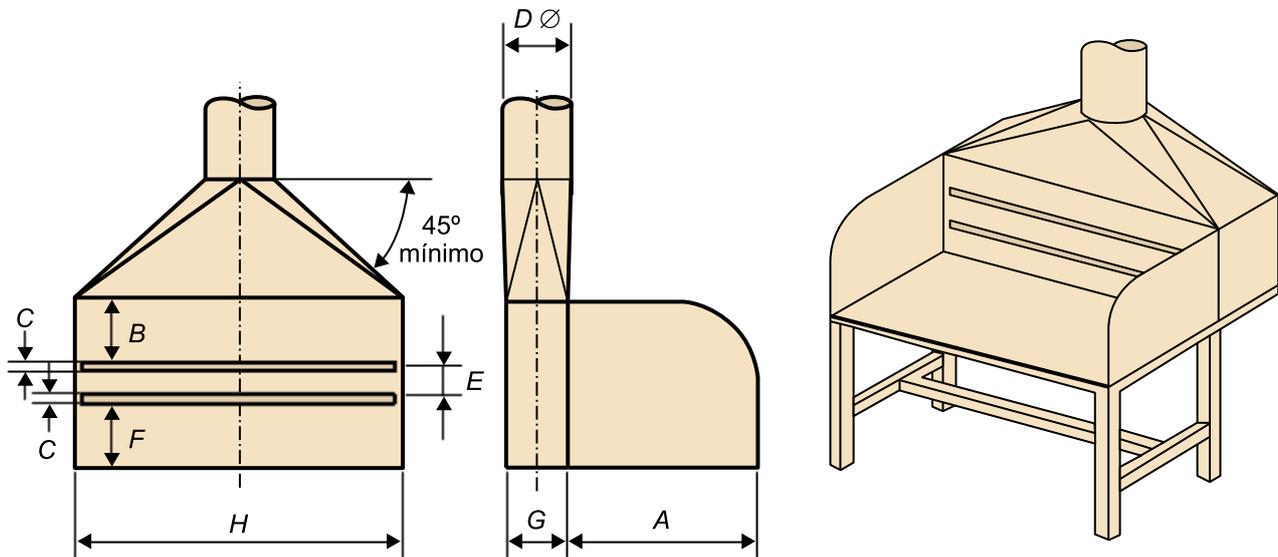
Pérdida de carga:

- en la rendija: $1,78PD_r$

- en la entrada del conducto: $0,25PD_c$

siendo PD_r = presión dinámica en la rendija y PD_c = presión dinámica en el conducto.

Figura 29. Captación de contaminantes en mesas de soldadura



$A = 600$ mm máximo. $B = 120$ mm. $C = 50$ mm. $E = 120$ mm. $F = 120$ mm. $G = 200$ mm. $H = 3.000$ máximo

Figura 29

- La longitud H de la mesa debe ser como máximo de 3 metros. Para longitudes superiores deben yuxtaponerse módulos de longitud no superior a 3 metros.
- Profundidad máxima de las mesas: 0,6 metros.
- Las pantallas dispuestas en los extremos de la mesa aumentan la eficacia de captación. De no utilizarlas debe aumentarse el caudal recomendado en un 20%.
- La velocidad del aire en las rendijas será de 5 m/s aproximadamente y en el conducto de 10 m/s.

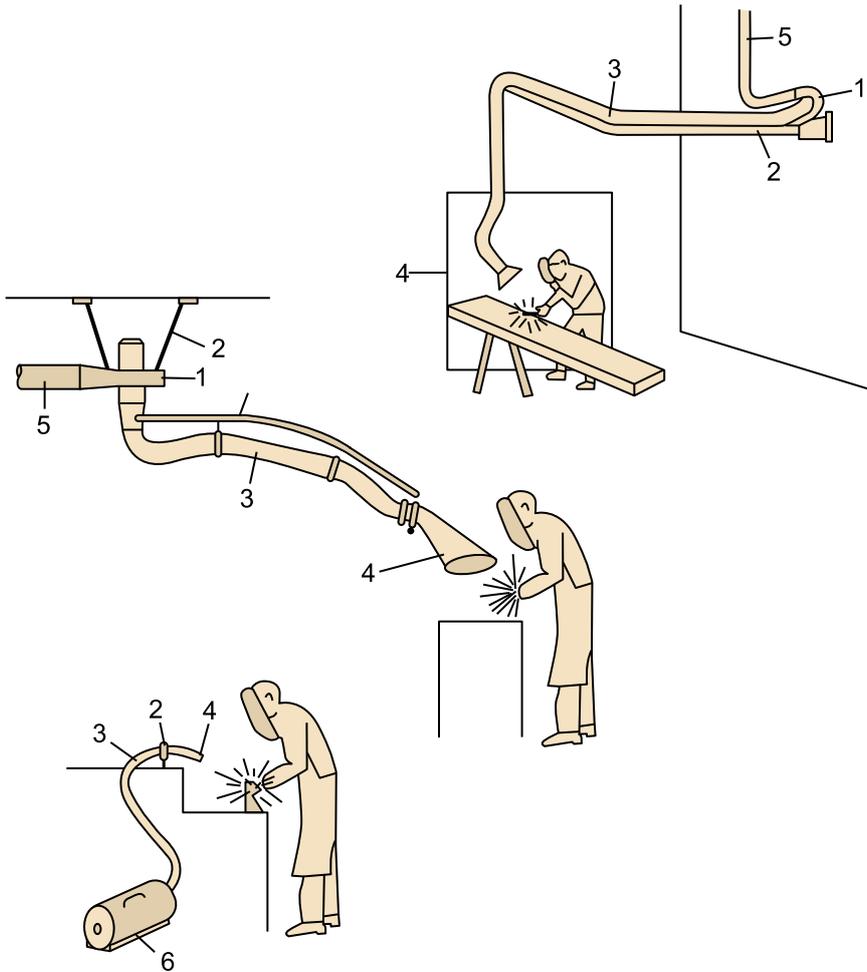
Caudal de extracción: $2.000 \text{ m}^3/\text{h}$ por metro de longitud de mesa.

Pérdida de carga:

- en la rendija: $1,78PD_r$
- en la entrada del conducto: $0,25PD_c$

siendo PD_r = presión dinámica en la rendija y PD_c = presión dinámica en el conducto.

Figura 30. Captación de contaminantes en operaciones de soldadura móvil



1. Extractor. 2. Soportes. 3. Conducto de extracción. 4. Boca de captación. 5. Conducto de expulsión. 6. Aspirador con filtro

Figura 30

Caudal de extracción: se calcula con las fórmulas de la figura 22.
Pérdida de carga: se calcula con la figura 3g en función del ángulo de abertura de la campana.

Figura 31. Extracción en una muela con velocidad periférica inferior a 33 m/s

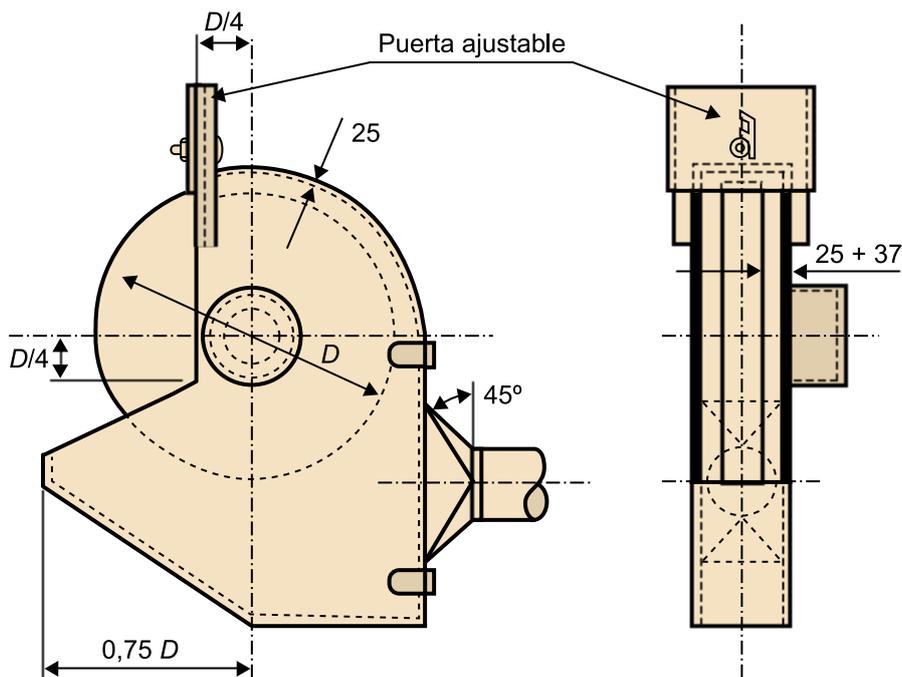
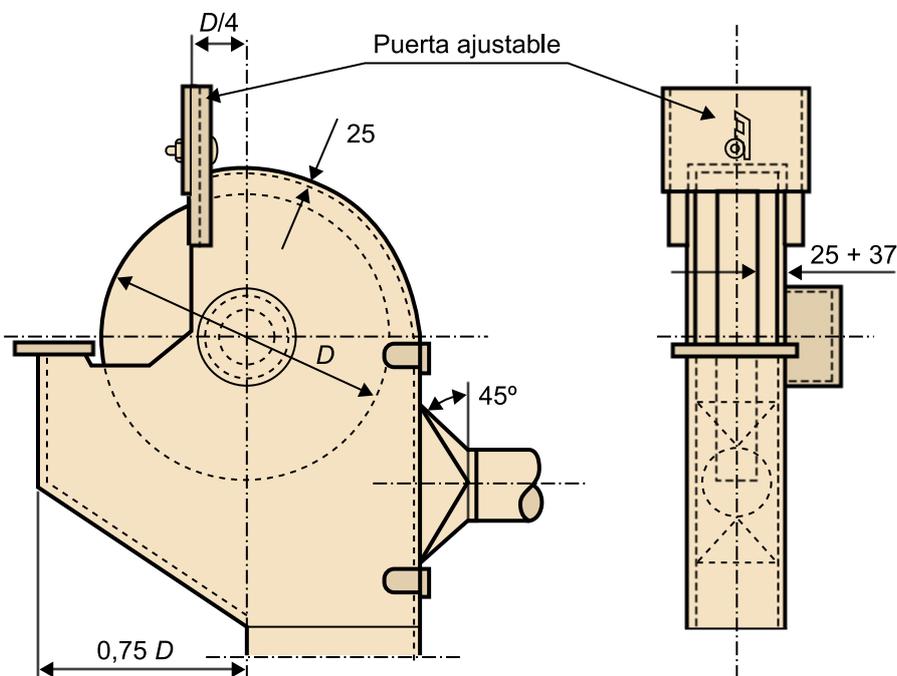


Figura 31

Diámetro muela (cm)	Grosor muela (cm)	Caudal (m ³ /h)
≤ 12	2,5	375
12-25	3,75	510
25-35	5	850
35-40	5	1.050
40-50	7,5	1.300
50-60	10	1.500
60-75	12,5	2.050
75-90	15	2.700

- La puerta ajustable indicada en el esquema tiene como función **romper** la capa de aire cargado de polvo generada por la muela (ver figura 19) y por ello debe mantenerse lo más cerca de la muela que sea posible, y ajustarse progresivamente a medida que se desgasta la muela.
- La velocidad del aire en el conducto no debe ser inferior a 20 m/s.
- El caudal se calcula con los datos de la tabla.
- La pérdida de carga vale $0,4PD_c$, siendo PD_c la presión dinámica en el conducto de extracción.

Figura 32. Extracción en una muela con velocidad periférica superior a 33 m/s

**Figura 32**

Diámetro muela (cm)	Grosor muela (cm)	Caudal (m ³ /h)
≤ 12	2,5	660

Díámetro muela (cm)	Grosor muela (cm)	Caudal (m ³ /h)
12-25	3,75	1.020
25-35	5	1.290
35-40	5	1.480
40-50	7,5	1.800
50-60	10	2.050
60-75	12,5	2.670
75-90	15	3.400

- La puerta ajustable indicada en el esquema tiene como función **romper** la capa de aire cargado de polvo generada por la muela (ver figura 19) y por ello debe mantenerse lo más cerca de la muela que sea posible, y ajustarse progresivamente a medida que se desgasta la muela.
- La velocidad del aire en el conducto no debe ser inferior a 20 m/s.
- El caudal se calcula con los datos de la tabla.
- La pérdida de carga vale $0,4PD_c$, siendo PD_c la presión dinámica en el conducto de extracción.

Figura 33. Captación de contaminantes en operaciones de desbarbado

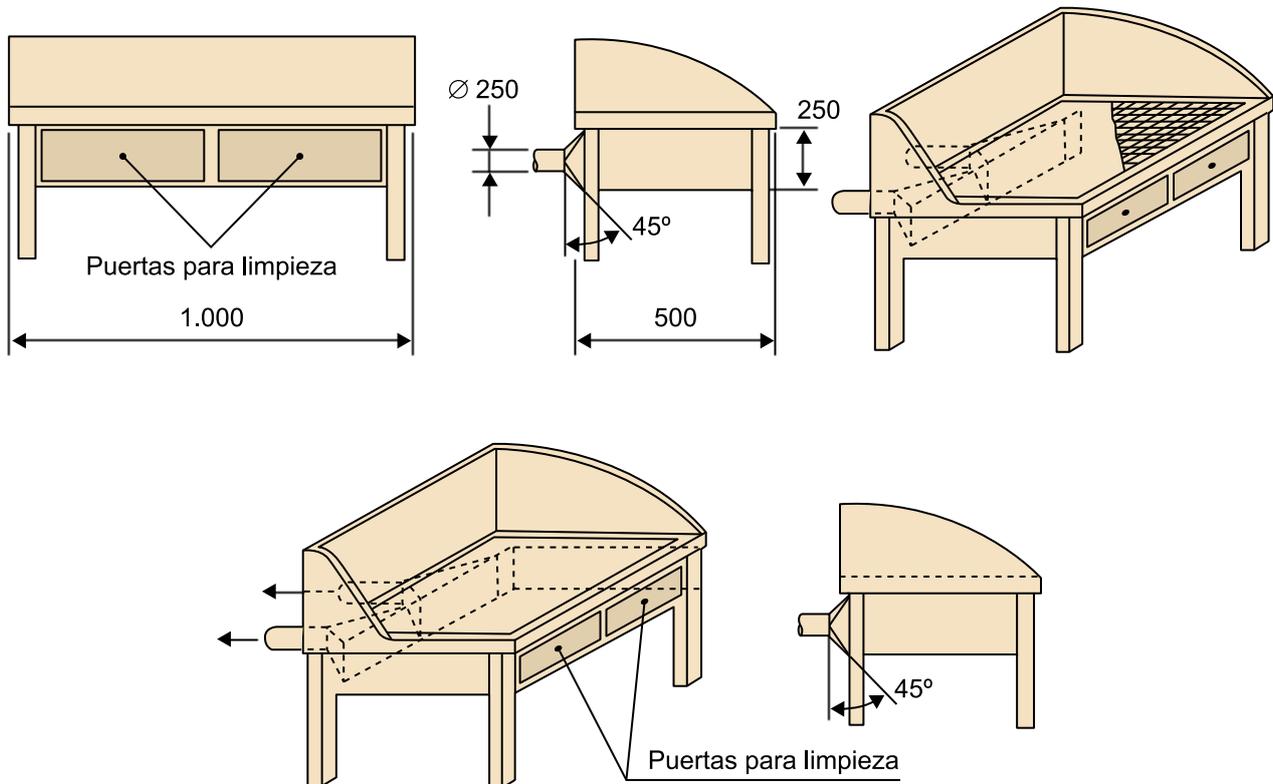


Figura 33

La velocidad de aire mínima en el conducto debe ser 18 m/s.

Caudal de extracción: de 2.800 a 4.700 m³/h/m² de superficie de mesa.

Pérdida de carga: $0,25PD_c$, siendo PD_c la presión dinámica en el conducto de extracción.

Uno de los casos más habituales es el de los **tanques abiertos**, un tipo de foco de emisión muy habitual en la industria, especialmente del metal. En las figuras 34 y 35 se muestran diversos diseños recomendados para la captación de los contaminantes desprendidos de este tipo de focos. En su diseño debe tenerse en cuenta que la velocidad del aire en las rendijas no debe ser inferior a 10 m/s.

Si la longitud del tanque es inferior o igual a 2 m el empleo de un solo conducto de extracción es suficiente; para longitudes comprendidas entre 2 y 3 metros es recomendable el empleo de dos conductos de extracción; para longitudes superiores a 3 metros es necesario el empleo de varias tomas de aire (figura 36).

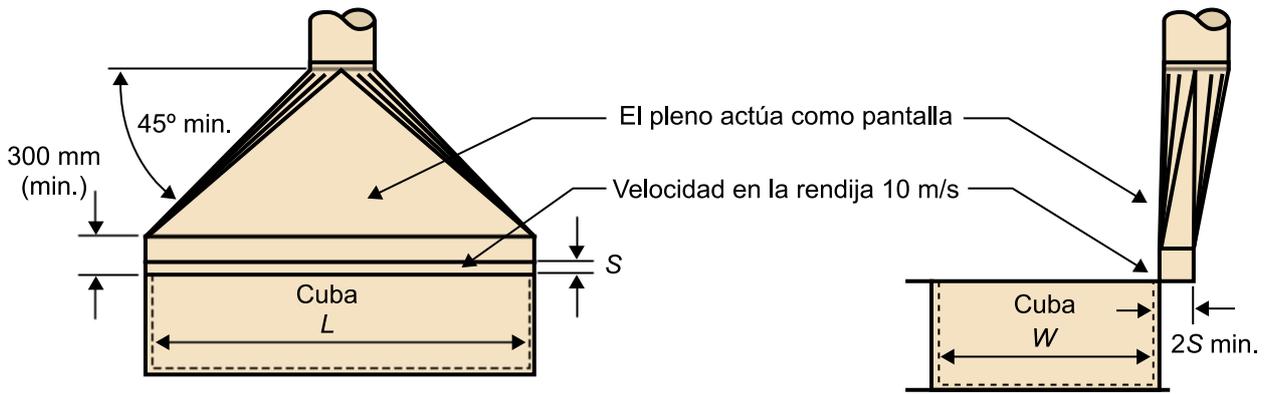
La anchura de la cuba es un factor determinante en el diseño de la campana:

- Si es inferior a 50 cm, es adecuado emplear una sola rendija lateral.
- Entre 50 y 90 cm, de anchura es aconsejable emplear una rendija a cada lado.
- Entre 90 y 120 cm, es necesario emplear dos rendijas.
- Para anchuras superiores a 120 cm, la ventilación no suele ser una solución práctica, siendo recomendable el encerramiento.

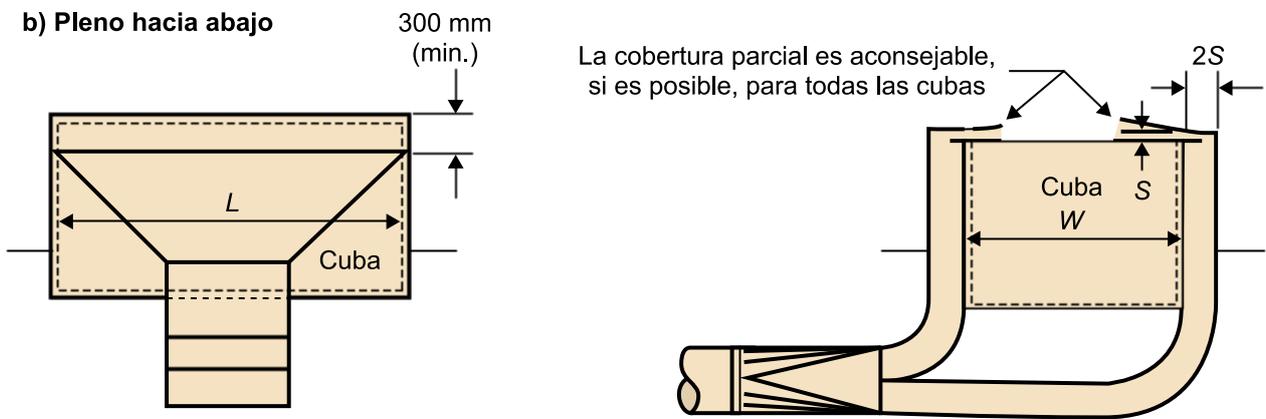
Asimismo, es importante la relación anchura (W) longitud (L), W/L . Para valores de W/L superiores a 2 no debe ventilarse una cuba a lo largo de su lado mayor, no siendo aconsejable hacerlo para valores de W/L superiores a la unidad.

Figura 34. Campanas para tanques abiertos (I)

a) Pleno hacia arriba



b) Pleno hacia abajo



c) Rendija central

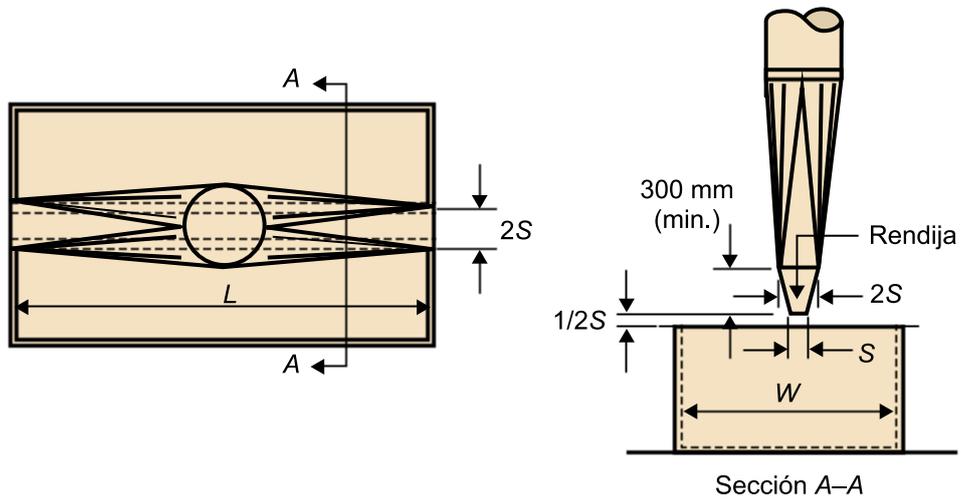
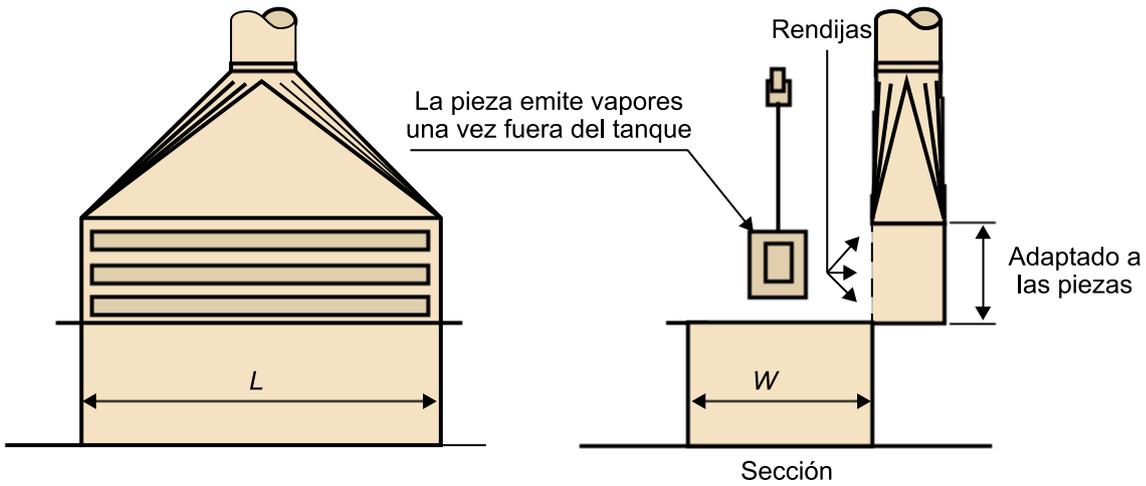
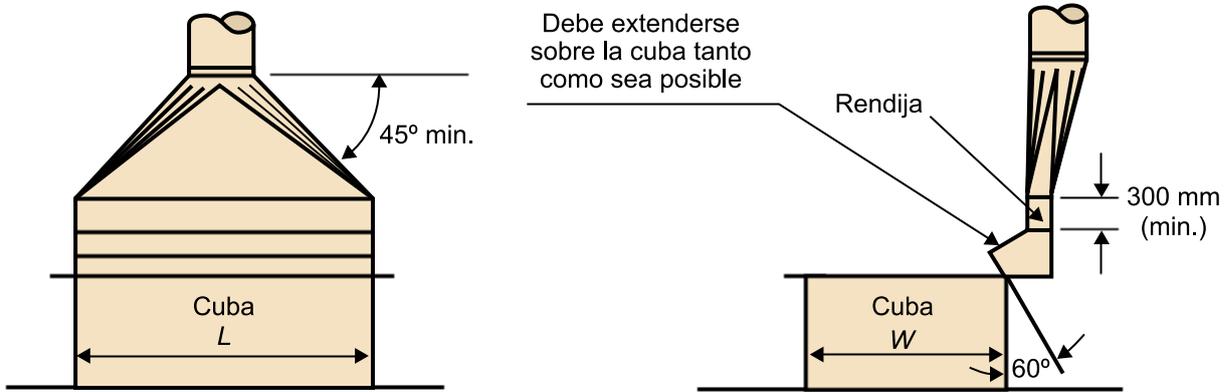


Figura 35. Campanas para tanques abiertos (II)

d) Cuba de decapado



e) Semi-lateral



f) Conducto en un extremo

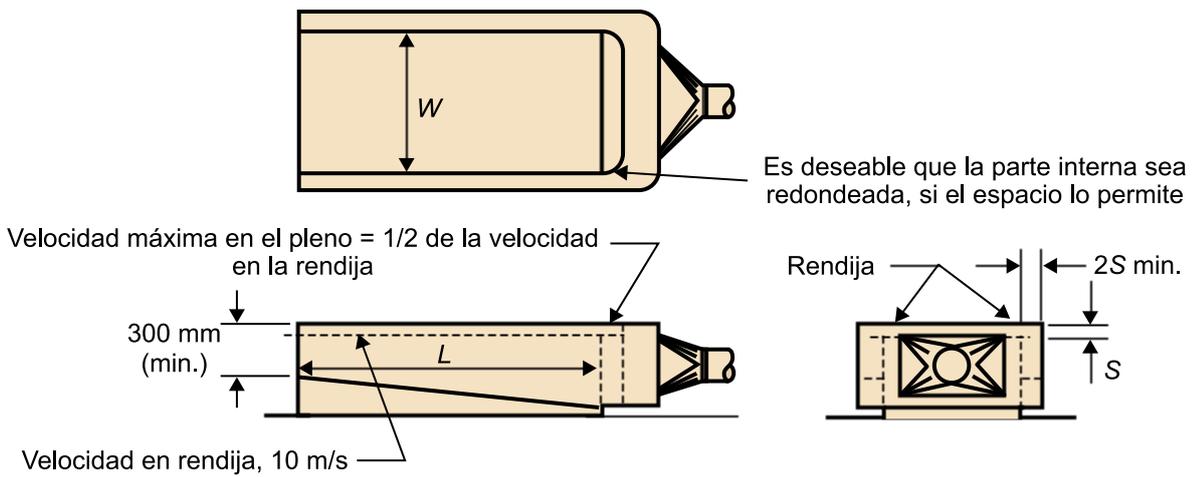
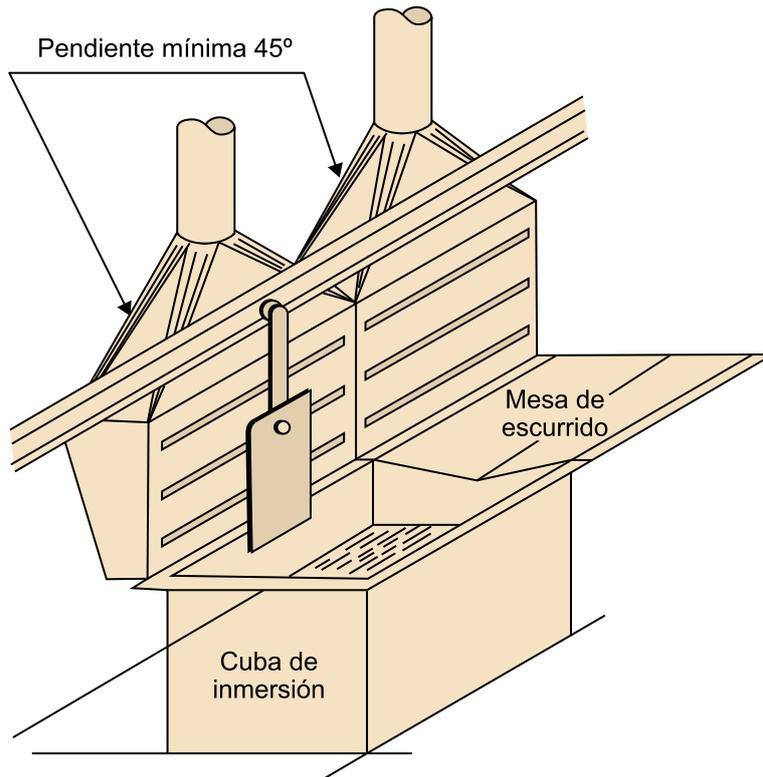


Figura 36. Campana con dos conductos de extracción



El cálculo del caudal se realiza teniendo en cuenta la toxicidad del producto, la magnitud estimada de la cantidad de contaminante desprendida, el diseño de la campana elegida y el valor de la relación W/L de la cuba. En función de los posibles valores de dichos parámetros, se obtienen caudales de aspiración que oscilan entre 0,25 y 1,25 m^3/s por metro cuadrado de superficie de la boca del tanque.

Otro caso particular que no trataremos aquí es el de las **campanas para focos muy calientes** (bocas de horno, crisoles, etc.). En tales casos las corrientes de aire ascendentes creadas por el foco pueden ser enormes, y si la campana situada sobre un foco de este tipo no ha sido dimensionada adecuadamente, una parte de estas corrientes **rebosarán** por el borde de la campana y contaminarán el resto del local. Las campanas para focos calientes deben pues dimensionarse con técnicas especiales que se encuentran en la bibliografía.

2.2. Procedimiento de diseño

Todos los sistemas de extracción localizada, desde el más simple al más complejo, tienen en común el uso de campanas de captación y un conjunto de conductos y accesorios hasta llegar al ventilador. De hecho, un sistema complejo de extracción localizada no es más que un conjunto de sistemas simples unidos por un conducto común. Al diseñar un sistema de extracción, deben recopilarse previamente los datos siguientes:

- Distribución en planta de operaciones, locales, etc.

Lectura recomendada

La obra de referencia en este tema es la siguiente:

American Conference of Governmental Industrial Hygienists (2004). *Industrial Ventilation. A manual of recommended Practice* (25th edition). Cincinnati: ACGIH.

Existe traducción española de la vigésima edición en inglés:

American Conference of Governmental Industrial Hygienists (1992). *Ventilación Industrial. Manual de recomendaciones prácticas para la prevención de riesgos profesionales*. Valencia: Generalitat Valenciana.

Para mayor detalle pueden consultarse las referencias dadas en la bibliografía.

- Esquema unificado del sistema de conductos, incluyendo las dimensiones en planta y alzado, la situación del ventilador, la del sistema de depuración, etc. Es conveniente identificar cada tramo de conducto con letras, números u otro sistema similar.
- Información sobre los detalles de cada operación (materiales y su toxicidad, forma de operar, etc.) a fin de poder proceder al diseño de las campanas.

Una vez recopilada toda esta información, debemos comenzar por la campana que esté más alejada del ventilador y proceder de acuerdo con el siguiente orden:

- 1) Seleccionar o diseñar todas las campanas de captación ajustando la operación a controlar y calcular el caudal de diseño.
- 2) Establecer la velocidad mínima en los conductos, un aspecto que trataremos más adelante.
- 3) Calcular la sección del conducto dividiendo el caudal que debe pasar por él por la velocidad mínima. Para sistemas que transporten materia particulada se debe elegir el conducto comercial disponible con la sección inmediatamente inferior a la calculada con el fin de asegurar que la velocidad real sea superior a la mínima necesaria.
- 4) Determinar, a partir del esquema trazado de la red de conductos, la longitud de cada tramo, el número y tipo de uniones y los codos necesarios. Un **tramo de conducto** se define como un conducto de diámetro uniforme que une dos puntos de interés, tales como campanas, puntos de unión, de entrada al ventilador, etc. La longitud a considerar en el diseño es la longitud medida sobre el eje del conducto.

Una cuestión previa a resolver la constituyen los criterios básicos para la determinación del diámetro de los conductos. Para sistemas de ventilación que no vehiculan partículas, la determinación del diámetro de tubería más económico es un problema clásico de optimización. Diámetros muy pequeños hacen que los conductos (incluida su instalación) tengan un coste bajo, pero dan lugar a pérdidas de carga altas (y por tanto a consumos de energía elevados): el coste de inversión es bajo, pero el de funcionamiento, alto. En cambio, diámetros grandes hacen que el coste de inversión sea alto pero como la pérdida de carga será baja, el coste de funcionamiento será bajo.

Para sistemas de ventilación que vehiculan aire cargado de partículas, es necesario establecer una velocidad mínima de diseño a fin de impedir la deposición de aquellas y el taponamiento del conducto. Por otra parte, velocidades demasiado elevadas implican un derroche de energía debido a las elevadas pérdidas de carga que generan y pueden causar rápidamente la abrasión de los

Diámetro óptimo

Como es intuitivo y puede demostrarse fácilmente, en estas condiciones existe un **diámetro óptimo**, que hace que el coste global (suma del coste de inversión y del coste de funcionamiento) sea mínimo. Para los conductos de ventilación ordinarios el diámetro óptimo se alcanza para velocidades de aire entre 5 y 10 m/s.

conductos. Las velocidades de diseño mínimas recomendadas son superiores a los valores teóricos y experimentales a fin de tener en cuenta contingencias tales como las siguientes:

- Si una o más ramas se obstruyen o son puestas fuera de servicio, se reducirá el caudal total del sistema y, por tanto, disminuirá la velocidad al menos en algunas partes del mismo.
- El deterioro de los conductos, por ejemplo por abolladuras, aumentará la resistencia y disminuirá el caudal y la velocidad en la parte dañada del sistema.
- Las fugas en los conductos aumentarán el caudal y la velocidad aguas abajo de la fuga, pero disminuirá el caudal aguas arriba y en otras partes del sistema.
- La corrosión o la erosión de las palas del ventilador o el deslizamiento de la correa de tracción del mismo reducirá el caudal y las velocidades.
- Las velocidades deben ser adecuadas para atrapar o arrastrar de nuevo el polvo que haya podido depositarse a causa de una utilización inadecuada del sistema de extracción.

En la tabla 3 se dan los valores recomendados por la experiencia para la velocidad mínima en conductos en función de los materiales vehiculados.

Tabla 3. Valores de la velocidad de aire recomendados para el diseño de conductos

Naturaleza del contaminante	Ejemplos	Velocidad de diseño (m/s)
Vapores, gases, humos de combustión	Todos los vapores, gases y humos	Indiferente (la velocidad económicamente óptima suele encontrarse entre 5 y 10 m/s)
Humos de soldadura, polvo muy fino y ligero, polvos secos	Soldadura	10-12,5
	Hilos de algodón, polvo de madera muy fino, polvo de talco	12,5-15
	Polvo fino de caucho, baquelita en polvo para moldeo, hilos de yute, polvo de algodón, virutas (ligeras), polvo de detergente, raspaduras de cuero	15-20
Polvo ordinario	Polvo de desbarbado, hilos de muela de pulir (secos) polvo de lana de yute, polvo de granos de café, polvo de cuero, polvo de granito, harina de sílice, manejo de materiales pulverulentos en general, corte de ladrillos, polvo de arcilla, fundiciones (en general), polvo de caliza	17,5-20
Polvos pesados	Polvo de aserrado (pesado y húmedo), viruta metálica, polvo de desmoldeo en fundiciones, polvo en el chorreado con arena, pedazos de madera, polvo de barrer, virutas de latón, polvo en el taladrado de fundición, polvo de plomo	20-22,5
Polvo pesado húmedo	Polvo de plomo con pequeños pedazos, polvo de cemento húmedo, hilos de muela de pulir (pegajosos)	> 22,5

2.2.1. Caso de una sola campana

Cuando el sistema se compone de una sola campana, una vez elegido el diámetro del conducto según los criterios que acabamos de ver, se calcula la pérdida de carga aportada por cada uno de los elementos de la conducción, lo que permite calcular la presión estática a la entrada y a la salida del ventilador.

Para el cálculo de las características del ventilador recordaremos que si el ventilador está situado en el extremo de la tubería, se cumple:

$$PEV = PC$$

La presión estática del ventilador (dato que nos permite seleccionarlo de un catálogo), coincide con la pérdida de carga. Si el ventilador no está situado en el extremo, sino que después de él hay otra conducción (figura 37), entonces recurriremos al teorema de Bernoulli: aplicándolo entre los puntos 1 y 2, siendo estos, respectivamente, un punto alejado de la boca de entrada y la salida del sistema, tenemos:

$$0 + 0 + PTV = PC + PD_2$$

Pero como por definición es:

$$PEV = PTV - PD_s$$

Resulta, sustituyendo el valor de PTV :

$$PEV = PC + PD_2 - PD_s \quad (32)$$

donde PD_2 es la presión dinámica a la salida del sistema y PD_s a la salida del ventilador.

Figura 37. Sistema con un conducto **después** del ventilador



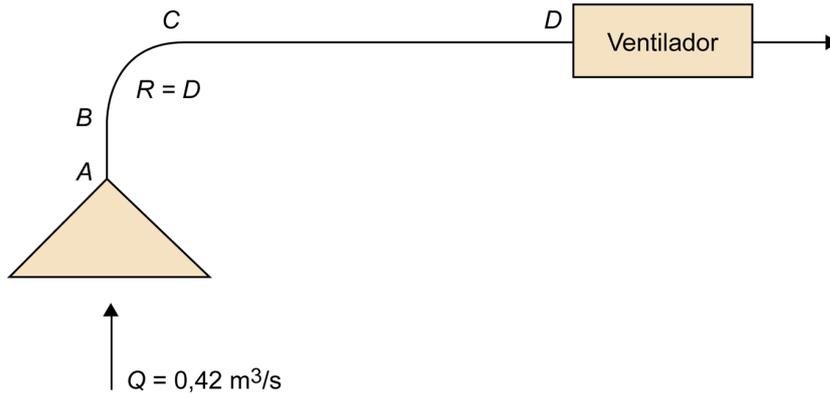
Ejemplo 6

Supongamos el sistema de la figura 38, que consta de una campana de boca rectangular y ángulo α (figura 3g) de 90° , dos tramos de conducto recto, AB de 1 m de longitud y CD de 4 m de longitud con un codo cuyo radio es igual a su diámetro. La campana debe aspirar $0,42 \text{ m}^3/\text{s}$. La velocidad mínima en el conducto debe ser de 5 m/s.

Ved también

Sobre las características del ventilador trata el subapartado "Punto de funcionamiento de un ventilador" de este módulo didáctico.

Figura 38. Sistema del ejemplo 6



El proceso de cálculo empleando una hoja de cálculo se muestra en la tabla 4:

Tabla 4. Proceso de cálculo empleando una hoja de cálculo

1	Identificación del tramo	Tramo único	Comentarios
2	Caudal, m^3/s	0,42	Dato
3	Velocidad mínima, m/s	5,00	Dato
4	Diámetro del conducto, mm	300,00	Elegido para cumplir con la velocidad mínima
5	Velocidad real en el conducto, m/s	5,90	Calculado con la expresión (3)
6	Presión dinámica, Pa	20,88	Calculado a partir de la definición de PD
7	Campana		
8	Área de la rendija, m^2	0,00	No procede
9	Velocidad en la rendija, m/s	0,00	No procede
10	Presión dinámica en la rendija, Pa	0,00	No procede
11	Factor de pérdidas en la rendija	0,00	No procede
13	Factor de pérdidas en la entrada al conducto	0,25	Calculado de la figura 3g
14	Otras pérdidas	0,00	No procede
15	Pérdida de carga de la campana, Pa	5,22	Producto de la PD por el factor de pérdidas (0,25)
16	Conducto		
17	Longitud, m	5,00	Dato
18	Factor de pérdidas n en PD	0,07	Calculado con la fórmula 12 bis
19	N.º de codos de 90°	1,00	Dato
20	Factor de pérdidas n en codos	0,20	Del gráfico de la figura 3a
21	Pérdidas en PD en codos	0,20	Producto del número de codos por el factor de pérdidas (0,2)
25	Otras pérdidas	0,00	No procede

1	Identificación del tramo	Tramo único	Comentarios
26	Factor de pérdidas global	0,27	Suma del factor de pérdidas en el codo y en el tramo recto
27	Pérdida de carga en el conducto, Pa	5,60	Producto de la PD por el factor de pérdidas (0,54)
28	Campana + Conducto		
29	Pérdida de carga total, Pa = presión estática necesaria del ventilador	10,82	Suma de la pérdida de carga de campana y conducto

Si en lugar de descargar directamente a la atmósfera, el ventilador descargara a un conducto adicional de 10 m de longitud y 250 mm de diámetro, la pérdida de carga en ese conducto adicional valdría 35,84 Pa (fórmula (11)) con lo que la pérdida de carga total pasaría a ser:

$$35,84 + 10,82 = 46,66 \text{ Pa.}$$

En el nuevo tramo la velocidad sería de 8,5 m/s y la presión dinámica valdría 43,3 Pa. Suponiendo que elegimos un ventilador en cuya salida la presión dinámica valga 50 Pa, la presión estática necesaria del ventilador será, según la fórmula (32):

$$PEV = PC + PD_2 - PD_s = 46,66 + 43,3 - 50 = 39,9 \text{ Pa}$$

2.2.2. Caso de varias campanas

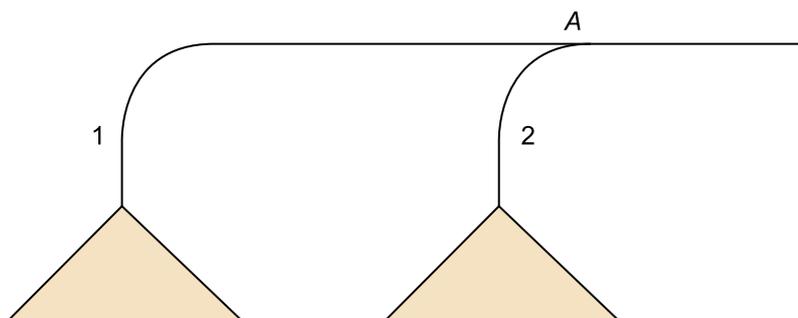
Cuando se trata de un sistema de extracción como el de la figura 4, en el que existen varias campanas unidas mediante sus respectivos conductos a un colector común, no debe olvidarse en ningún momento que, por complicado que sea, debe cumplir en todo momento los principios de conservación de la masa y de conservación de energía. Si en algún momento del proceso de diseño se plantean dudas, la aplicación de dichos principios suele ser el mejor medio de resolverlas.

Ved también

Podéis ver los principios de conservación de la masa y la energía en el subapartado 1.2 de este módulo didáctico.

Por otra parte, en un sistema de extracción **ya construido**, cuando se ponga en marcha el ventilador los caudales de aire que circularán por las conducciones se distribuirán entre las distintas ramas de manera que las pérdidas de carga que ocurran al circular el aire entre dos puntos por dos caminos distintos sean iguales. En efecto, supongamos un sistema como el de la figura 39 que consta de dos campanas cuyos respectivos conductos 1 y 2 confluyen en el punto A.

Figura 39. Sistema con dos campanas unidas a un colector común



Aplicando el teorema de Bernouilli entre un punto alejado de la boca y A **por la rama 1**, tendremos:

$$0+0=PE_A+PD_A+PC_1 \quad (33)$$

donde PC_1 es la pérdida de carga en la rama 1.

Si aplicamos el teorema de Bernouilli entre un punto alejado de la boca y A **por la rama 2**, tendremos:

$$0+0=PE_A+PD_A+PC_2 \quad (34)$$

Concluyéndose pues que PC_1 y PC_2 deben ser iguales. Los caudales que pasarán por una y otra rama serán los necesarios para que ello suceda, y dependerán de los diámetros respectivos: pasará más aire por la de mayor diámetro, como es intuitivo.

Puesto que la presión dinámica y la pérdida de carga son siempre positivas (o nulas), de la expresión (34) se deduce que la presión estática en cualquier punto de un sistema de extracción situado **antes del ventilador** es negativa, es decir, menor que la atmosférica. Por ello, al perforar un conducto, el aire, que se mueve siempre de los puntos con presiones altas hacia los de presiones bajas, **entrará** en el conducto.

Ahora bien, en un sistema de extracción el caudal que debe circular por cada rama está fijado de antemano, pues es el necesario para que la campana correspondiente realice eficazmente su función, y el problema consiste en cómo elegir los diámetros para que el caudal que pasa por cada una de las ramas sea **al menos** el que se deduce del diseño de la campana respectiva.

Uno de los mejores métodos para resolverlo es el llamado **equilibrado dinámico**. Consiste en calcular la pérdida de carga existente en cada rama lateral de la instalación, empezando por la más alejada del ventilador y avanzando progresivamente hacia el mismo. En cada unión de dos ramas se comprueba que la pérdida de carga llegando al punto de unión por uno u otro lado, coinciden. De no ser así, se modifica el caudal o el diámetro de una de las ramas laterales para conseguir el equilibrio.

A menudo se verifica el equilibrio comprobando la igualdad de las presiones estáticas calculadas en el punto de unión “llegando” por cada una de las ramas, lo que es equivalente a la igualdad de las pérdidas de carga, como se deduce de la expresión (34), pero presenta la ventaja de que en el momento de realizar

las mediciones para verificar el buen funcionamiento del sistema cuando este ya se ha construido, la presión estática en cada punto es un parámetro fácil de medir y puede compararse directamente con los valores de diseño.

Puesto que la **igualdad exacta** entre los valores de la presión estática llegando al punto de unión por una u otra rama es virtualmente imposible (principalmente porque los diámetros de conducto comercialmente disponibles no son infinitos, lo que impide un ajuste perfecto), deben establecerse criterios para decidir cuándo un sistema está equilibrado y cuándo debe modificarse el diseño.

El manual *Industrial Ventilation. A manual of recommended Practice* editado por la ACGIH recomienda los criterios siguientes:

- Cuando la relación entre la presión estática más baja y la más alta está comprendida entre 0,95 y 1, la situación se considera equilibrada.
- Cuando la relación se encuentra entre el 0,95 y 0,8, se incrementa el caudal en la rama que presenta menor pérdida de carga empleando la siguiente expresión:

$$Q_{\text{Corregido}} = Q_{\text{Diseño}} \sqrt{\frac{PE_{\text{En la unión}}}{PE_{\text{Calculada en el tramo}}}} \quad (35)$$

- Cuando la relación entre la presión estática más baja en valor absoluto y la más alta sea inferior a 0,8, se rediseña el conducto con la *PE* más baja.

En ocasiones, la velocidad en el conducto principal después de una unión es superior a la mayor de las velocidades en los conductos que confluyen en la unión. Si la diferencia es importante, el incremento de presión dinámica da lugar a una disminución de la presión estática. Deben introducirse correcciones cuando la diferencia entre la presión dinámica después de la unión y la presión dinámica media en los dos conductos que se unen es **superior a 25 Pa**.

La corrección se realiza calculando en primer lugar la **presión dinámica media** antes de la unión (también llamada presión dinámica resultante PD_r) y la **presión dinámica real** después de la unión, PD_3 (figura 40).

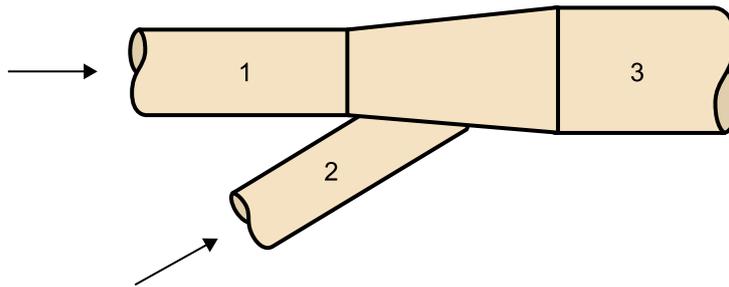
Referencia bibliográfica

American Conference of Governmental Industrial Hygienists (2004). *Industrial Ventilation. A manual of recommended Practice* (25.ª ed.). Cincinnati: ACGIH.

Existe traducción española de la vigésima edición en inglés:

American Conference of Governmental Industrial Hygienists (1992). *Ventilación Industrial. Manual de recomendaciones prácticas para la prevención de riesgos profesionales*. Valencia: Generalitat Valenciana.

Figura 40. Compensación de los cambios de presión dinámica en las uniones de conductos



- Si PD_3 es menor que PD_r , se produce una desaceleración y **no es preciso realizar correcciones**.
- Si PD_3 es mayor que PD_r , se produce una aceleración y la diferencia entre PD_3 y PD_r es la pérdida de presión estática necesaria para compensar el aumento de energía cinética para pasar de PD_r a PD_3 .

El valor corregido de PE se calcula con la fórmula siguiente:

$$PE_3 = PE_1 - (PD_3 - PD_r) \quad (36)$$

siendo PE_3 = presión estática en el conducto principal 3; PE_1 = presión estática en el conducto 1, igual a la presión estática en el conducto 2; PD_3 = presión dinámica en el conducto principal 3.

Realizado todo lo anterior, ya se está en condiciones de seleccionar el ventilador. Para ello, aplicamos el teorema de Bernouilli entre la entrada y la salida del ventilador. Tendremos:

$$PE_e + PD_e + PTV = PE_s + PD_s$$

donde los subíndices e y s designan, respectivamente, la entrada y la salida del ventilador. Pero como por definición es:

$$PEV = PTV - PD_s$$

resulta:

$$PEV = PE_s - PE_e - PD_e \quad (37)$$

Una vez finalizados los cálculos, como veremos, conoceremos PE_e y PD_e . Si el ventilador descarga directamente a la atmósfera, PE_s es nulo. Si después del ventilador existe un conducto, aplicando el teorema de Bernouilli entre la salida del ventilador y la salida de dicho conducto tendremos:

$$PE_s + PD_s = PD_{sc} + PC_{sc}$$

donde PD_{sc} es la presión dinámica a la salida del conducto situado después del ventilador y PC_{sc} es la pérdida de carga en dicho conducto y PE_s y PD_s tienen el mismo significado anterior.

Tendremos por tanto:

$$PE_s = PC_{sc} + PD_{sc} - PD_s \quad (38)$$

Si el conducto de descarga y la boca del ventilador son de igual sección, las velocidades de aire en ambos serán iguales y las presiones dinámicas también. En ese caso el valor de la presión estática a la salida del ventilador coincide con la pérdida de carga en el conducto situado después del ventilador.

Ejemplo 7

En la unión de la figura 40 el conducto 1 es de 250 mm de diámetro (área $0,04909 \text{ m}^2$) y por él circula un caudal de $0,9167 \text{ m}^3/\text{s}$. El conducto 2 es de 100 mm (área $0,00785 \text{ m}^2$) de diámetro y por él circulan $0,1597 \text{ m}^3/\text{s}$. El conducto principal (3) es de 250 mm de diámetro. En el punto de unión la presión estática vale $-529,74 \text{ Pa}$.

La velocidad media v_m antes de la unión se calcula considerando un conducto ficticio cuya caudal es la suma de los caudales y cuya área es la suma de las áreas:

$$v_m = \frac{0,9167 + 0,1597}{0,04909 + 0,00785} = \frac{1,0764}{0,057} = 18,89 \text{ m/s} \quad (39)$$

y la presión dinámica reducida valdrá:

$$PD_r = \frac{1,2 \cdot 18,89^2}{2} = 214 \text{ Pa} \quad (40)$$

En el conducto principal la velocidad será:

$$v_3 = \frac{1,0764}{0,04909} = 21,93 \text{ m/s} \quad (41)$$

y la presión dinámica:

$$PD_3 = \frac{1,2 \cdot 21,93^2}{2} = 288,6 \text{ Pa} \quad (42)$$

La presión estática corregida en 3 será según la expresión (36):

$$PE_3 = -529,74 - (288,6 - 214) = -604,34 \text{ Pa}$$

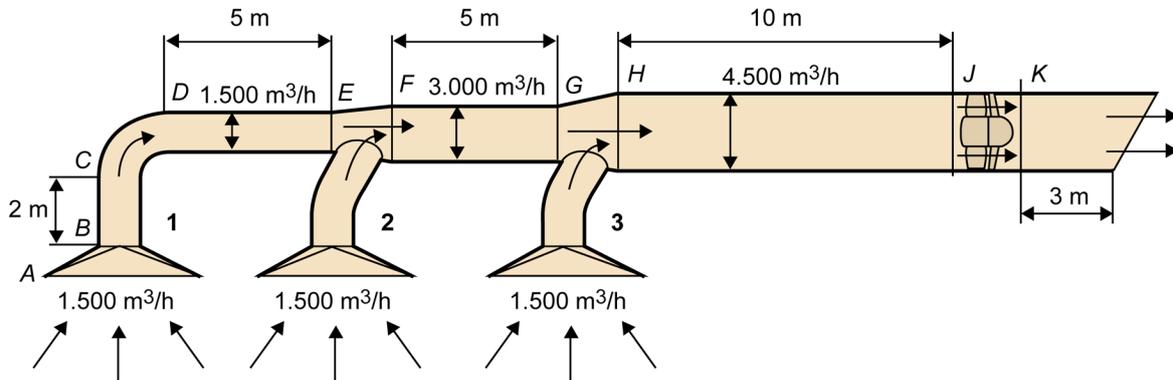
La presión estática disminuye porque la dinámica aumenta, y la suma, en ausencia de pérdida de carga, debe mantenerse constante, como nos indicó la expresión (5).

El procedimiento de cálculo es sencillo, pero si el número de campanas es elevado, resulta trabajoso realizarlo manualmente. Para agilizar la tarea, existen en el mercado programas de cálculo. Una alternativa intermedia es el empleo de una hoja de cálculo similar a la empleada en el ejemplo 6, cuyo uso explicamos en el siguiente ejemplo.

Ejemplo 8

Sea el sistema de la figura 41. Las tres campanas son iguales, de boca cuadrangular y los laterales tienen una inclinación de 60° . Todos los codos son de radio igual al diámetro. El codo CD es de 90° y los de las campanas 2 y 3, de 30° . Por tanto el ángulo α de las uniones (figura 3c) es de 60° . La velocidad mínima admisible en los conductos es de 5 m/s.

Figura 41. Sistema del ejemplo 8



Con estos datos recopilaremos primero los coeficientes n de pérdida de carga:

- **Campanas:** la figura 3g da para campanas cuadrangulares de 60° , $n = 0,18$.
- **Codo de 90° :** con $R = D$ la figura 3a da $n = 0,2$.
- **Codos de 30° :** con $R = D$ la figura 3a da $n = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1$.
- **Uniones:** con un ángulo de 30° la figura 3c da $n = 0,18$.

El detalle de los cálculos se recoge en la tabla 5.

Tabla 5

1	Identificación del tramo	1-E	2-EF	F-G	3-GH	3-GH	H-J	K-salida
2	Caudal, m^3/s	0,417	0,417	0,867	0,417	0,417	1,284	1,284
3	Velocidad mínima, m/s	5	5	5	5	5	5	5
4	Diámetro del conducto, mm	300	300	400	300	275	500	500
5	Velocidad real en el conducto m/s	5,90	5,90	6,90	5,90	7,02	6,54	6,54
6	Presión dinámica, Pa	20,88	20,88	28,55	20,88	29,57	25,65	25,65
7	Campana							
8	Área de la rendija, m^2	0,00	0,00		0,00	0,00		
9	Velocidad en la rendija, m/s	0,00	0,00		0,00	0,00		
10	Presión dinámica en la rendija, Pa	0,00	0,00		0,00	0,00		
11	Factor de pérdidas en la rendija	0,00	0,00		0,00	0,00		
12	Factor de aceleración (0 o 1)	1	1		1	1		
13	Factor de pérdidas en la entrada al conducto	0,18	0,18		0,18	0,18		
14	Otras pérdidas	0,00	0,00		0,00	0,00		
15	Presión estática después de la campana, Pa	24,64	24,64		24,64	34,90		

1	Identificación del tramo	1-E	2-EF	F-G	3-GH	3-GH	H-J	K-salida
16	Conducto							
17	Longitud, m	7,00	2,00	5	2,00	2,00	10,00	3,00
18	Factor de pérdidas n en PD	0,48	0,14	0,24	0,14	0,15	0,36	0,11
19	N.º de codos	1	1	0	1	1	0	0
20	Factor de pérdidas n en codos	0,20	0,10		0,10	0,10		
21	Pérdidas en PD en codos	0,20	0,10		0,10	0,10		
22	N.º de uniones	0	1	0	1	1	0	0
23	Factor de pérdidas en uniones	0,00	0,18		0,18	0,18		
24	Pérdidas en PD en uniones	0,00	0,18		0,18	0,18		
25	Pérdidas en tramo en PD (18 + 21 + 24)	0,68	0,42	0,24	0,42	0,43	0,36	0,11
26	Pérdidas en tramo (Pa) (6 × 25) Pa	14,14	8,69	6,76	8,69	12,70	9,28	2,78
27	Otras pérdidas							
28	Pérdida total (26 + 27)	14,14	8,69	6,76	8,69	12,70	9,28	2,78
29	Campana + Conducto							
30	Pérdida de PE en tramo (15 + 28) Pa	38,78	33,33	6,76	33,33	47,60	9,28	2,78
31	Pérdida por corrección de velocidad			0,60				
32	Presión estática acumulada, Pa	-38,78	-33,33	-46,13	-33,33	-47,60	-55,41	
33	Presión estática de control, Pa		-38,78		-46,13	-46,13		
34	Relación de presiones estáticas		0,86		0,72	1,03		
35	Caudal corregido (fórmula (35))		0,450		REDISE.	OK		
36	Presión estática a la entrada del ventilador, Pa						-55,41	
37	Presión estática a la salida del ventilador, Pa							2,78
38	Presión dinámica a la entrada del ventilador, Pa						25,65	

Sobre los cálculos recogidos en la tabla 5 del ejemplo 8 efectuaremos los comentarios siguientes:

1) **Tramo 1-EF:** Se elige un diámetro que conduzca a una velocidad ligeramente superior a la velocidad mínima admisible, eligiéndose 300 mm. Se calcula la pérdida de presión estática en el tramo, siendo de 38,78 Pa. Obsérvese que en dicha pérdida se incluye no solo la debida a la pérdida de carga, sino también la correspondiente a la aceleración del aire (fila 11). La razón para ello es

que aplicando el teorema de Bernouilli a la conducción de la figura 11 entre un punto alejado de la boca de entrada a la misma y un punto 1 cualquiera situado **antes** del ventilador; tendremos:

$$0 + 0 = PE_1 + PD_1 + PC$$

luego:

$$PE_1 = -PC - PD_1$$

es decir, la aceleración del aire hasta que logra la presión dinámica PD_1 implica una disminución de la presión estática igual a PD_1 adicional a la pérdida de carga sufrida hasta el punto 1.

2) **Tramo 2-EF:** Puesto que el caudal es el mismo que en el tramo 1-EF se elige el mismo diámetro. Pero al ser un tramo más corto que el anterior y tener la misma campana, la pérdida de carga es menor (a pesar de que se le imputa la pérdida de carga en la unión) y por tanto, también lo es la presión estática (en valor absoluto): 33,33 Pa frente a 38,78. Como el cociente entre ambos valores vale 0,86, superior a 0,8, se corrige el caudal con la fórmula (35). El nuevo caudal será $0,45 \text{ m}^3/\text{s}$, que es el que atribuiremos a esta rama en el resto del cálculo.

3) El **tramo FG** es un conducto recto en el que, si es necesario, deberá tenerse en cuenta la corrección por aceleración. Puesto que la velocidad en *FG* es de $6,9 \text{ m/s}$ y en *1-E* es de $5,9 \text{ m/s}$ y en *2-EF* (con el nuevo caudal de $0,450 \text{ m}^3/\text{s}$) es de $6,4 \text{ m/s}$, el aire en su conjunto se acelerará, lo que hará disminuir su presión estática. El cálculo (fórmula (36), ver también el ejemplo 7) indica que la corrección es de solo $0,6 \text{ Pa}$, por lo que, al ser inferior a 25 , debería despreciarse; sin embargo, se ha hecho constar en los cálculos para dejar constancia de dónde debe colocarse.

4) Al ser el caudal en la tercera campana idéntico al de las anteriores, parece lógico asignar al conducto el mismo diámetro que en los casos anteriores (300 mm). Sin embargo, el cálculo nos indica (primera columna 3-*GH*) que la pérdida de carga es insuficiente para lograr el equilibrio (línea 34 igual a $0,72$ inferior a $0,8$), por lo que hay que rediseñar la línea eligiendo un diámetro inferior. En la columna siguiente se ha elegido para ese tramo un diámetro de 275 mm que conduce a una presión estática ($47,6 \text{ Pa}$) prácticamente igual a la necesaria para el equilibrio ($-46,13$).

5) En el conducto siguiente *H-J* se ha calculado la corrección por velocidad que resulta igual a $-0,3 \text{ Pa}$, por lo que al ser negativa no se tiene en cuenta.

6) La última columna calcula la pérdida de carga en el conducto situado después del ventilador.

Para calcular la presión estática del ventilador, usaremos las fórmulas (37) y (38):

$$PEV = PE_s - PE_e - PD_e$$

$$PE_s = PC_{sc} + PD_{sc} - PD_s$$

Como el conducto de salida y el ventilador son del mismo diámetro, será $PD_{sc} = PD_s$. Y, por tanto, $PE_s = PC_{sc}$. La fórmula (37) queda de la manera siguiente:

$$PEV = PC_{sc} - PE_e - PD_e \quad (43)$$

La tabla nos proporciona los tres valores necesarios para calcular PEV :

- $PC_{sc} = 2,78$ (línea 28 – columna *K*-salida)
- $PE_e = -55,41$ (línea 32 – columna *H-J*)
- $PD_e = 25,65$ (línea 6 – columna *H-J*)

Tendremos por tanto:

$$PEV = 2,78 - (-55,41) - 25,65 = 32,54 \text{ Pa}$$

2.3. Verificación y mantenimiento de los sistemas de extracción localizada

En el momento de su puesta en marcha, en todos los sistemas de ventilación debe verificarse que su **funcionamiento real** se ajusta a las especificaciones de diseño. Para ello debe seguirse un procedimiento sistemático basado en la realización de mediciones de los parámetros de funcionamiento más significativos.

2.3.1. Mediciones en los sistemas de extracción

Puesto que la eficacia de una campana viene esencialmente determinada por su caudal de aspiración, la medición más importante de las obtenidas en la comprobación de un sistema de ventilación es el **valor del caudal**. Ahora bien, puesto que el caudal es el producto de la velocidad media por la sección (fórmula (2)) y esta se deduce fácilmente de la sección de paso, la medición básica a efectuar es la de la **velocidad media**.

El método más usual para determinar la velocidad del aire consiste en medir las presiones dinámicas del aire existentes en los distintos puntos de una sección recta y utilizar dichos valores, junto a la densidad del aire, para determinar la velocidad media.

La medición de la **presión estática** es también de utilidad para verificar el buen funcionamiento del sistema, como veremos más adelante. Para realizarla es suficiente emplear un sencillo manómetro de tubo en U graduado, lleno de agua, aceite u otro líquido apropiado (figura 42).

La localización del orificio para la medida de la presión estática no tiene usualmente excesiva importancia en la exactitud del resultado obtenido, aunque debe evitarse situarlo en los codos u otros puntos en los que la lectura obtenida sería incorrecta debido a que la dirección de la velocidad no es paralela a la pared del conducto. Es aconsejable efectuar de dos a cuatro orificios en la pared del conducto, a fin de obtener una media y poder detectar cualquier valor discrepante.

El orificio para la medición de la presión estática debe realizarse sin modificar la superficie interior del conducto, que no debe abombarse; tampoco deben quedar rebabas, por lo que el orificio debe perforarse con una broca y no con un punzón. Normalmente un diámetro de 1,5 a 3 mm es suficiente.

En el caso de las **campanas**, la medición de la presión estática inmediatamente después de la misma permite conocer directamente el caudal, pues la aplicación del teorema de Bernouilli entre un punto alejado de la boca y el punto de medición c da:

$$0 + 0 = PE_c + PD_c + PC$$

Puesto que en general PC es proporcional a PD_c (figura 3g y 28 a 34):

$$PC = n \cdot PD_c$$

y n es conocido, a partir del valor medido de PE_c es posible conocer PD_c y, por tanto, el caudal.

Para medir la **presión dinámica** con el fin de determinar la velocidad del aire debe emplearse un **tubo de Pitot** (figura 43). El instrumento consiste en dos tubos concéntricos, uno de los cuales mide la presión total de la corriente de aire, mientras que el otro mide solamente la presión estática. La diferencia entre ambas es la presión dinámica (expresión (6)), a partir de la cual se calcula

Recuérdese

La **presión dinámica** vale $dv^2/2$ donde d es la densidad del aire y v su velocidad.

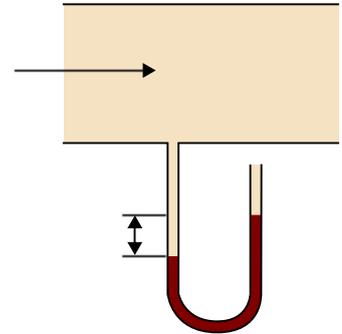


Figura 42. Medición de la presión estática

la velocidad del aire. Los tubos de Pitot presentan exactitudes aceptables para velocidades de aire superiores a 3-4 m/s, lo que los hace apropiados para la mayoría de las aplicaciones de ventilación industrial.

Figura 43. Tubo de Pitot

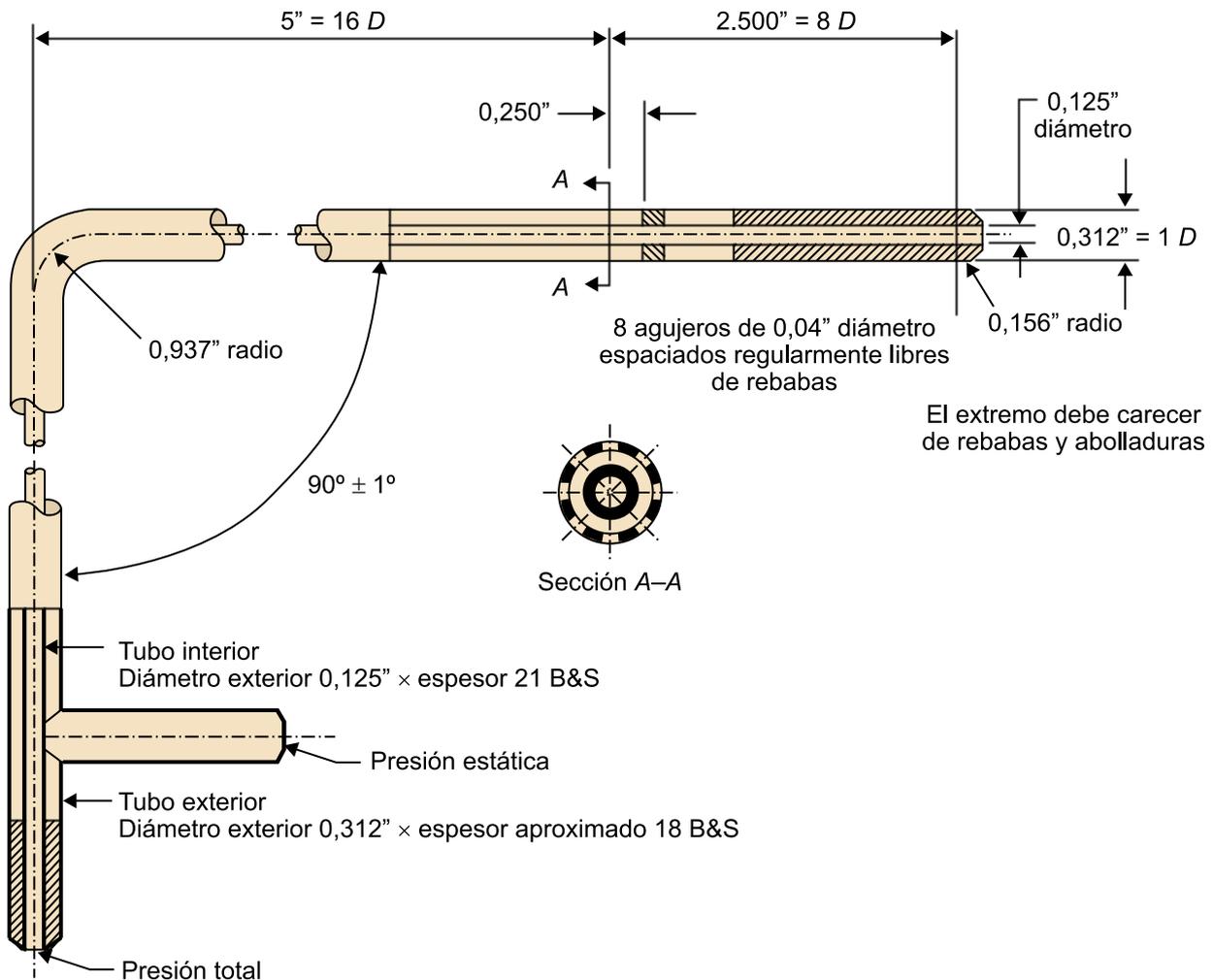


Figura 43

Cuando sea necesario pueden construirse tubos de Pitot de otras medidas manteniendo las proporciones, con la excepción de que los orificios estáticos laterales no deben ser de más de 1 mm de diámetro. El mínimo diámetro para tubo de Pitot admitido por la norma es 2,5 mm. En ningún caso el diámetro del tubo debe superar $1/30$ del diámetro del conducto.

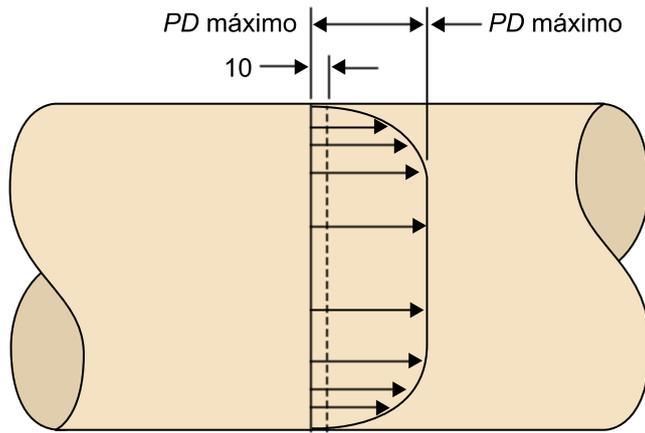
Puesto que normalmente (figura 44) la distribución de la velocidad del aire no es uniforme en la sección de un conducto, para calcular la velocidad media (necesaria para el cálculo del caudal), será necesario realizar varias mediciones de la presión dinámica en cada sección del conducto en la que deseemos determinar el caudal de aire y, a partir de los resultados, se determina la velocidad media. Los procedimientos para realizar estas mediciones están normalizados (figuras 45a y 45b).

Lectura recomendada

Los procedimientos para realizar estas mediciones pueden consultarse, por ejemplo, en la documentación siguiente:

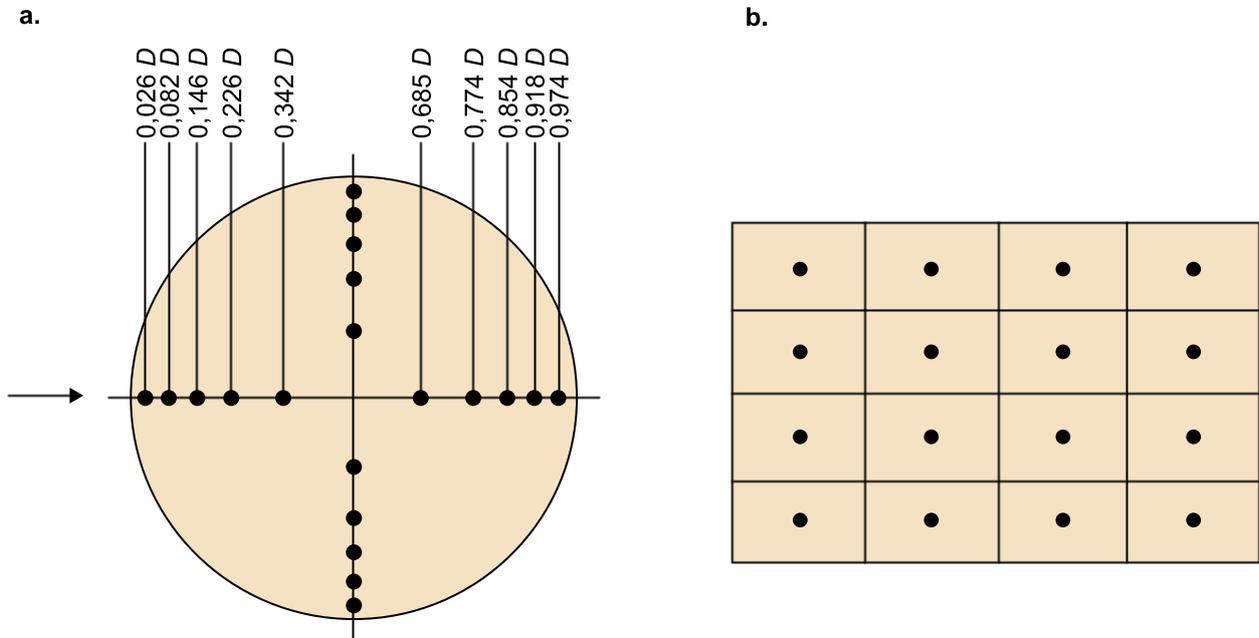
- Measuring air flow in ducts, pipes, hoods and stacks (en línea)

Figura 44. Distribución ideal de velocidad en la sección de un conducto circular



Distribución ideal de PD

Figura 45. Puntos de lectura de un tubo de Pitot en un conducto circular y en un conducto rectangular



a. Conducto circular. 10 o 20 puntos (6 o 12 en conductos pequeños y 20 o 40 en conductos grandes) en los centros de coronas circulares de igual área.
 b. Conducto rectangular. Centros de 16 a 64 áreas iguales. Ubicaciones separadas como máximo 15 cm.

2.3.2. Procedimientos de verificación

Una vez construida una instalación deben recopilarse los datos necesarios para asegurar que los caudales, su distribución y el equilibrio del sistema coinciden con los datos de diseño y que el control de los contaminantes es adecuado. Como primer paso debe dibujarse un esquema del sistema, no necesariamente a escala, en el que se indiquen tamaño, longitud y posición relativa de todos los conductos, uniones y otros elementos integrantes del sistema. El esquema debe emplearse como guía para la elección de los puntos de medida y muy a menudo pondrá en evidencia pequeñas incorrecciones de montaje y erro-

res de diseño. Las modificaciones físicas que puedan ocurrir con posterioridad (adición de ramas, alteraciones de campanas o conductos) se detectarán fácilmente si dicho esquema se conserva como registro permanente.

Las mediciones iniciales deben incluir el caudal, la velocidad y la presión estática en cada rama y en el conducto principal; mediciones de presión estática en cada una de las bocas de aspiración; mediciones de la presión estática y total tanto a la entrada como a la salida del ventilador; y mediciones de presión estática a la entrada y a la salida de los equipos de depuración si los hubiere (presión diferencial).

Los resultados de las mediciones pondrán de manifiesto cualquier diferencia respecto a los datos de diseño y la necesidad de equilibrar para mejorar la distribución, y permitirán verificar que las velocidades en los conductos son suficientes para transportar el material vehiculado. Cuando se detecta un desequilibrio es aconsejable repetir las mediciones de presión una vez se ha reequilibrado el sistema. Deben registrarse todos los resultados, así como los puntos de medida, a fin de poder servir de base en futuros ensayos para detectar posibles variaciones del caudal respecto a sus valores iniciales.

Debe verificarse el diseño de las campanas a fin de asegurar que los focos de contaminante están tan encerrados como sea posible sin interferir con el proceso. El tipo de control ambiental variará con el contaminante. Cuando se trata de materiales tóxicos debe recurrirse a muestras personales. La observación visual puede ser una alternativa satisfactoria cuando se trata de sustancias visibles y no tóxicas.

Aunque al construir los sistemas de ventilación es frecuente instalar compuertas de regulación cuyo ajuste permite equilibrar el sistema, ello no es recomendable cuando se captan productos muy tóxicos, para prevenir los riesgos de manipulaciones inadecuadas en las compuertas de regulación y los riesgos de exposición del personal a concentraciones que pueden derivarse de este hecho. Tampoco debe recurrirse a este sistema cuando se trabaja con materiales explosivos o radiactivos, a fin de eliminar el riesgo de acumulaciones en las compuertas.

En los sistemas diseñados para equilibrarse sin la ayuda de compuertas de regulación, para la verificación inicial de los cálculos de diseño y de la calidad constructiva puede emplearse el procedimiento siguiente (debe tenerse en cuenta, sin embargo, que no permite detectar una elección incorrecta de los criterios de diseño, tal como velocidades de captura o transporte demasiado bajas. Se consideran aceptables desviaciones de $\pm 10\%$ respecto a los valores de diseño):

1) **Determine el caudal en el conducto.** Si es correcto, vaya al paso 4. Si no, continúe con 1a.

a) Verifique el dimensionamiento del ventilador.

b) Verifique la velocidad y dirección de rotación del ventilador.

c) Verifique la configuración de la entrada y la salida del ventilador respecto a los planos.

2) Si encuentra algún error, una vez corregido vuelva al punto 1. De no hallarse, mida la presión estática a la entrada y la salida del ventilador y calcule la presión estática del ventilador. Mediante la curva característica del mismo verifique el caudal, la presión estática y la velocidad de giro del ventilador. Si el funcionamiento es satisfactorio, aunque el punto de funcionamiento no sea el de diseño, el ventilador funciona correctamente y el problema está en algún otro sitio. Vaya al paso 3.

3) Si la presión estática en la **entrada** del ventilador es mayor (más negativa) que la de diseño, vaya al paso 4. Si la presión estática a la **salida** del ventilador es mayor (más positiva) que la de diseño vaya al paso 8.

4) Mida la presión estática en cada una de las campanas y compare el resultado con el valor de diseño. Si son correctos, vaya al paso 10; si no, continúe con el paso 4a.

a) Verifique el tamaño y el diseño de las campanas y rendijas respecto a los planos.

b) Verifique la presencia de obstrucciones en cada una de las campanas.

5) Una vez que se hayan corregido todos los errores de construcción y las obstrucciones, si la presión estática de las campanas es correcta, vuelva al paso 1; si es demasiado baja, vaya al paso 6.

6) Mida la presión estática en las distintas uniones de los conductos y compare con los datos de diseño. Si en una unión es demasiado elevada, vaya midiendo presiones estáticas aguas arriba hasta que se encuentre una demasiado baja, aislando así el problema. En la zona en la que la pérdida de carga supera a la de diseño:

a) Verifique los ángulos de las uniones de conductos respecto a los planos.

b) Verifique asimismo los radios de los codos.

c) Verifique los diámetros de los conductos.

d) Verifique la posible presencia de obstrucciones.

7) Tras corregir todos los detalles constructivos que se desvían de las especificaciones, regrese al paso 1.

8) Mida la presión diferencial en el depurador de aire y compárela con los datos del fabricante. Si la pérdida de carga es excesiva, haga las modificaciones necesarias y vuelva al paso 1. Si la pérdida es menor de la prevista, siga al punto 8a.

a) Verifique los conductos, codos y entradas, como en los pasos 6a y 6d.

b) Verifique la descarga del sistema (tipo y dimensiones) respecto a los planos.

9) Si se detectan errores, corríjalos y vuelva al paso 1. Si no se detectan errores, verifique de nuevo el diseño respecto a los planos, rehaga los cálculos y vuelva al paso 1 con los nuevos valores de diseño esperados.

10) Mida las velocidades de control en todas las campanas en las que sea posible. Si el control es inadecuado, rediseñe o modifique la campana.

El proceso descrito debe repetirse hasta que se hayan corregido todos los defectos y la presión estática de las campanas y las velocidades de control sean razonablemente coincidentes con las de diseño. Entonces debe registrarse la presión estática de las campanas para usar dichos valores en las verificaciones periódicas del sistema.

La **verificación periódica** del buen funcionamiento de toda instalación de extracción localizada debería formar parte del programa de mantenimiento periódico general de la planta, y deberían aplicársele los mismos criterios que a las instalaciones **directamente productivas**. En general este principio no es tenido en cuenta, y es habitual que la eficacia de las instalaciones de extracción localizada no sea verificada más que de forma excepcional.

La verificación de que los caudales de las campanas se mantienen dentro de las especificaciones de diseño puede realizarse fácilmente midiendo simplemente su presión estática, una medición sencilla y sin apenas coste, por lo que no debería haber razón para no realizarla al menos una vez al año. En el caso de los equipos de depuración, en los que pueden haber acumulaciones de material que aumenten su pérdida de carga y disminuyendo en consecuencia el caudal de extracción del conjunto del sistema, estas verificaciones deberían ser

más frecuentes o, incluso, instalarse sistemas continuos de medición que proporcionaran una señal cuando la acumulación superara un valor fijado previamente.

Cuando el proceso sea modificado, o las campanas sufran alteraciones o se cambien los métodos de manejo de materiales, es necesario efectuar mediciones de la concentración ambiental a fin de verificar que la extracción sigue siendo eficaz.

Ejercicios de autoevaluación

Ejercicios

1. En un punto de una tubería de diámetro 300 mm por la que circula el aire a 12 m/s se produce un ensanchamiento hasta un diámetro de 400 mm ($\alpha = 30^\circ$ figura 3d). Teniendo en cuenta que antes del ensanchamiento la presión estática valía 150 Pa, ¿cuál es el caudal de aire que pasa por la tubería? ¿Cuánto valdrá después del ensanchamiento? Explicad la lógica del resultado.
2. Calculad la pérdida de carga en una tubería de diámetro 500 mm y 100 metros de largo por la que circulan $2 \text{ m}^3/\text{s}$ de aire. En la tubería existen tres codos de 90° construidos con tres piezas y radio igual al diámetro (figura 3a) y tres codos idénticos a los anteriores pero de 45° .
3. Representad gráficamente la curva característica del sistema del problema anterior. ¿Cuál será el caudal de aire y la pérdida de carga que se producirán cuando el sistema se conecte a un ventilador que está situado en la forma indicada en la figura 11 y cuya curva característica a 1.000 rpm viene dada en la tabla 6?

Tabla 6

Caudal (m^3/s)	Presión estática del ventilador (Pa)
0	2.475,0
0,4	2.470,2
0,8	2.455,8
1,2	2.431,8
1,6	2.398,2
2	2.355,0
2,4	2.302,2
2,8	2.239,8
3,2	2.167,8
3,6	2.086,2
4	1.995,0
4,4	1.894,2
4,8	1.783,8
5,2	1.663,8
5,6	1.534,2
6	1.395,0
6,4	1.246,2
6,8	1.087,8
7,2	919,8
7,6	742,2
8	555,0

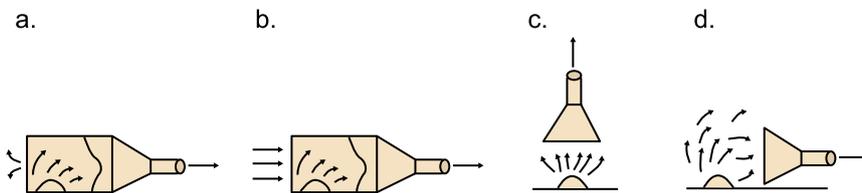
Caudal (m^3/s)	Presión estática del ventilador (Pa)
8,4	358,2

4. Siguiendo con el ejercicio 3, ¿cuál sería el nuevo punto de funcionamiento si la velocidad de giro del ventilador pasase a ser de 1.500 rpm?
5. Suponiendo que al soltar en el aire una partícula de diez micras de diámetro y densidad 2.700 kg/m^3 alcance instantáneamente la velocidad límite de caída, ¿cuánto tardará en descender un metro?
6. Calculad la velocidad en la rendija de una extracción perimetral en boca de barril (figura 27) en función del diámetro de aquel.
7. Diseñad los conductos y dimensionad el ventilador del sistema del ejemplo 8 suponiendo que la velocidad mínima en los conductos es de 10 m/s.
8. ¿Cuál será la presión estática a la entrada del conducto al que está conectada una campana del tipo de la dibujada en la figura 28 si la velocidad del aire en la rendija es de 7 m/s y en el conducto es de 15 m/s?

Preguntas abiertas

9. Si en una tubería se produce un estrechamiento, ¿cuál será la relación entre la presión estática y dinámica del aire antes y después del mismo? Justificad la respuesta.
10. En una conducción en cuyo extremo existe un ventilador que aspira aire, ¿cómo será la presión estática en cualquier punto: positiva o negativa? Justificad la respuesta.
11. ¿Cómo variará la pérdida de carga en un conducto si doblamos el caudal de aire que pasa por él?
12. ¿Cuál de los diseños de campana presentados en la figura 46 requerirá más caudal de aspiración y cuál menos para una eficacia de captación dada?

Figura 46. Diseños de campana



13. Explicad el principio en el que se basa el diseño de sistemas de ventilación mediante el equilibrado de conductos.
14. ¿Cuál es la mejor forma de verificar que una campana aspira realmente el caudal de aire para el que fue diseñada?

Elección múltiple

15. En una conducción ya construida, la pérdida de carga...
- es proporcional al caudal.
 - es proporcional al cuadrado del caudal.
 - no depende del caudal.
 - depende del diámetro.
16. La curva característica de un sistema...
- indica la relación existente entre la pérdida de carga y la velocidad del ventilador.
 - indica la relación entre el número de puntos singulares y la longitud recta.
 - indica cómo varía la pérdida de carga al variar el caudal.
 - relaciona la presión dinámica con el diámetro del conducto.

17. La curva característica de un ventilador...

- a) es independiente de la velocidad de giro.
- b) indica el consumo de potencia a cada velocidad de giro.
- c) relaciona la presión estática del ventilador con el caudal de aire trasegado.
- d) depende poco de las características constructivas del ventilador.

18. La presión estática del ventilador es una medida...

- a) de la energía útil aportada por el ventilador.
- b) de la energía total aportada por el ventilador.
- c) del caudal de aire trasegado.
- d) del consumo de energía del ventilador.

19. Para manejar aire cargado de polvo, el tipo de rodete recomendado para un ventilador centrífugo es...

- a) de palas inclinadas hacia delante.
- b) de palas inclinadas hacia atrás.
- c) de palas radiales.
- d) indiferente.

20. Para determinar el punto de funcionamiento de un ventilador, es necesario conocer...

- a) la curva característica del ventilador y la potencia del motor.
- b) la curva característica del sistema y la curva característica del ventilador.
- c) la curva característica del sistema.

21. Las partículas cuyo diámetro es del orden de las pocas micras se comportan...

- a) como si no tuvieran peso.
- b) como si no tuvieran inercia.
- c) como si no tuvieran ni peso ni inercia.
- d) Depende en gran medida de su densidad.

22. La dispersión inicial de los contaminantes en el medio ambiente de trabajo depende fundamentalmente...

- a) de las corrientes de aire provocadas por el propio foco.
- b) de la violencia de la generación.
- c) de las corrientes de aire generales del local.
- d) de la clase de contaminante.

23. Al diseñar un sistema de extracción, cuando en un punto de unión la diferencia de presión estática entre las dos ramas que confluyen en él se diferencian en un 10%, debemos...

- a) considerar que el sistema está equilibrado.
- b) redimensionar ambas ramas.
- c) redimensionar la rama de mayor caudal.
- d) recalcular el caudal de la rama que presenta un menor valor de la presión estática.

24. Para verificar que el caudal aspirado por una campana es el que corresponde a su valor nominal, la variable a medir será...

- a) directamente el caudal.
- b) la presión dinámica en el conducto.
- c) la presión estática en la entrada del conducto.
- d) la velocidad en la rendija.

Solucionario

Ejercicios de autoevaluación

1. Si el aire circula a 12 m/s su presión dinámica será 86,6 Pa.

Después del ensanchamiento la velocidad será de 6,8 m/s.

Para el ensanchamiento la figura 3d da para $\alpha = 30^\circ$, $n = 0,27$.

Luego la pérdida de carga en el ensanchamiento será:

$$PC = 0,27 \cdot 86,6 = 23,4 \text{ Pa}$$

Aplicando el teorema de Bernouilli (expresión (7)) antes y después del ensanchamiento, tendremos:

$$PD_1 + PE_1 = PD_2 + PE_2 + PC$$

de donde:

$$PE_2 = PD_1 + PE_1 - PD_2 - PC = 86,6 + 150 - 27,4 - 23,4 = 185 \text{ Pa}$$

Normalmente la presión estática después de un ensanchamiento tiene que subir, pues la presión dinámica baja (menos velocidad).

2. En esa conducción la velocidad del aire será de 10,2 m/s y la presión dinámica de 62,2 Pa.

Para los codos de 90° la figura 3a da $n = 0,32$ y por tanto la pérdida de carga en cada uno de ellos será:

$$PC_{90} = 0,32 \cdot 62,2 = 19,9 \text{ Pa}$$

Para los codos de 45° hay que introducir un factor de corrección que para 40° vale 0,62 y para 50° vale 0,73. Interpolando, para 45° estimamos 0,66.

Y para cada uno de dichos codos la pérdida de carga será:

$$PC_{45} = 0,66 \cdot 0,32 \cdot 62,2 = 13,1 \text{ Pa}$$

Para el tramo recto, la fórmula (10) da:

$$PC_R = \frac{27,8}{20,079 \cdot 500^{1,066}} \cdot 62,2 \cdot 500 = 217,4 \text{ Pa}$$

Y en total tendremos:

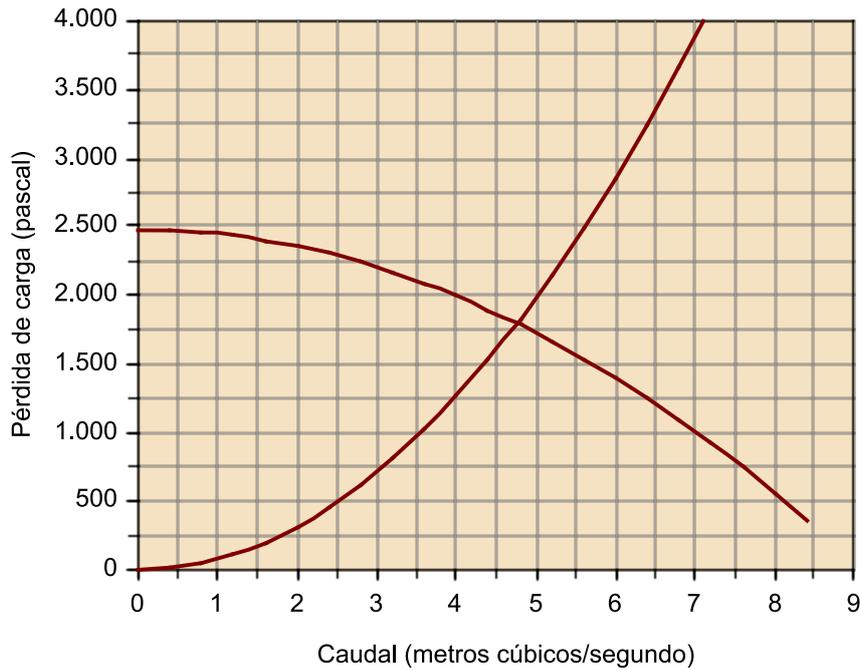
$$PC_{Total} = 217,4 + 3 \cdot 19,9 + 3 \cdot 13,1 = 316,4 \text{ Pa}$$

3. Puesto que la curva característica de un sistema ha de ser de la forma indicada en la expresión (22), conocido un punto de la misma, es posible determinar su ecuación y, por tanto, dibujarla.

En nuestro caso sabemos que pasa por el punto $PC = 316,4 \text{ Pa}$ y $Q = 2 \text{ m}^3/\text{s}$, de lo que se deduce que $k = 79,1$. Al dibujar su ecuación $PC = 79,1 \cdot Q^2$ sobre el gráfico en el que previamente hemos dibujado la curva característica del ventilador, obtenemos la figura 47 que nos indica que el funcionamiento real del sistema conectado a ese ventilador será:

$$Q = 4,75 \text{ m}^3/\text{s} \text{ y } PC = 1.775 \text{ Pa}$$

Figura 47



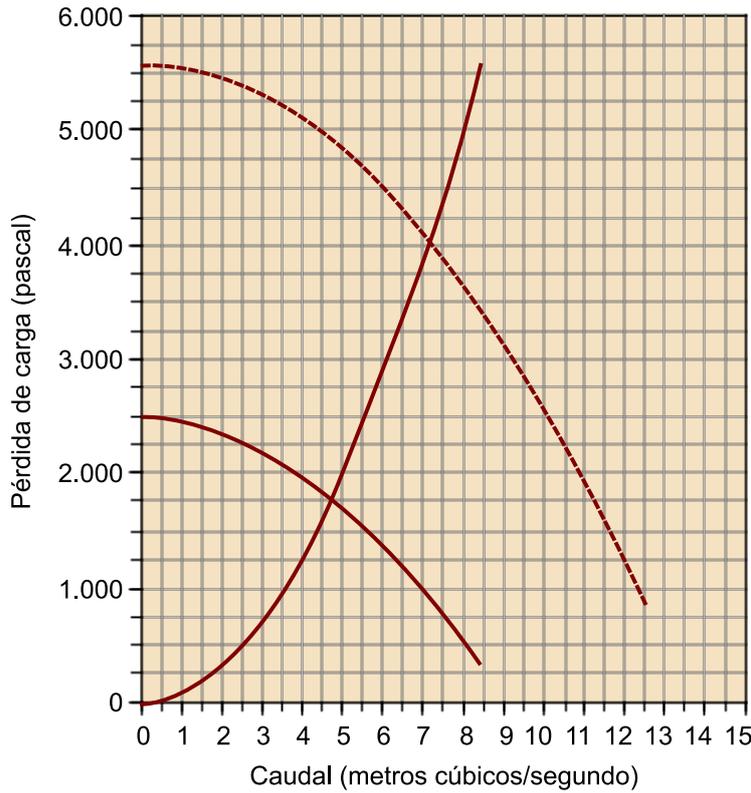
4. Habría que calcular la nueva curva característica del ventilador. Para ello, a partir de cada punto de la curva anterior calcularíamos un punto de la nueva curva teniendo en cuenta las expresiones (25) y (26).

Así, el punto (4, 1.995) se convertiría en (6, 4.489) ya que la relación de velocidades es 1,5 y su cuadrado 2,25. Por ello:

$$6 = 4 \cdot 1,5 \text{ y } 4.489 = 1.995 \cdot 2,25$$

Obtendremos así una nueva curva del ventilador y observaremos (figura 48) que el nuevo punto de funcionamiento es $7,2 \text{ m}^3/\text{s}$, 4.013 Pa.

Figura 48



5. La figura 17 nos indica que la velocidad límite de caída de una partícula de esas características es, aproximadamente, de 0,008 m/s. Por tanto, al descender un metro tardará:

$$1/0,008 = 125 \text{ segundos}$$

es decir, su movimiento es prácticamente inapreciable.

6. Puesto que la rendija tiene una longitud equivalente a la mitad del barril (cuyo diámetro es D), y tiene una anchura de 25 mm, la superficie de la rendija será:

$$S_{\text{rendija}} = 0,5 \cdot \pi \cdot D \cdot 0,025 = 0,039D \text{ m}^2$$

Por otra parte, el caudal recomendado es $1.850 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$ de superficie de barril, lo que en función del diámetro equivale a:

$$Q = 1.850 \frac{\pi}{4} D^2 = 1.453D^2 \text{ m}^3/\text{h}$$

La velocidad en la rendija será el cociente entre el caudal y la sección:

$$v = \frac{1.453D^2}{0,039D} = 37.256D \text{ m/h} = 10,35D \text{ m/s}$$

Para un barril de 1 metro de diámetro, que es el tamaño habitual, la velocidad será pues 10,35 m/s, en el margen habitual de velocidad para las rendijas.

7. Los resultados de los cálculos se indican en la tabla 7.

Tabla 7

1	Identificación del tramo	1-E	2-EF	F-G	3-GH	3-GH	H-J	K-salida
2	Caudal, m^3/s	0,417	0,417	0,880	0,417	0,417	1,360	1,360
3	Velocidad mínima, m/s	10	10	10	10	10	10	10
4	Diámetro del conducto, mm	225	225	325	225	200	400	400

1	Identificación del tramo	1-E	2-EF	F-G	3-GH	3-GH	H-J	K-salida
5	Velocidad real en el conducto, m/s	10,49	10,49	10,61	10,49	13,27	10,82	10,82
6	Presión dinámica, Pa	66,00	66,00	67,52	66,00	105,71	70,27	70,27
7	Campana							
8	Área de la rendija, m ²	0,00	0,00		0,00	0,00		
9	Velocidad en la rendija, m/s	0,00	0,00		0,00	0,00		
10	Presión dinámica en la rendija, Pa	0,00	0,00		0,00	0,00		
11	Factor de pérdidas en la rendija	0,00	0,00		0,00	0,00		
12	Factor de aceleración (0 ó 1)	1	1		1	1		
13	Factor de pérdidas en la entrada al conducto	0,18	0,18		0,18	0,18		
14	Otras pérdidas	0,00	0,00		0,00	0,00		
15	Presión estática después de la campana, Pa	77,87	77,87		77,87	124,74		
16	Conducto							
17	Longitud, m	7,00	2,00	5	2,00	2,00	10,00	3,00
18	Factor de pérdidas <i>n</i> en PD	0,65	0,19	0,29	0,19	0,21	0,46	0,14
19	N.º de codos	1	1	0	1	1	0	0
20	Factor de pérdidas <i>n</i> en codos	0,20	0,10		0,10	0,10		
21	Pérdidas en PD en codos	0,20	0,10		0,10	0,10		
22	N.º de uniones	0	1	0	1	1	0	0
23	Factor de pérdidas en uniones	0,00	0,18		0,18	0,18		
24	Pérdidas en PD en uniones	0,00	0,18		0,18	0,18		
25	Pérdidas en tramo en PD (18 + 21 + 24)	0,85	0,47	0,29	0,47	0,49	0,46	0,14
26	Pérdidas en tramo (Pa) (6 × 25) Pa	55,98	30,70	19,91	30,70	51,80	32,10	9,63
27	Otras pérdidas							
28	Pérdida total (26 + 27)	55,98	30,70	19,91	30,70	51,80	32,10	9,63
29	Campana + Conducto							
30	Pérdida de PE en tramo (15 + 28) Pa	133,85	108,58	19,91	108,58	176,54	32,10	9,63
31	Pérdida por corrección de velocidad							
32	Presión estática acumulada, Pa	-133,85	-108,58	-153,77	-108,58	-176,54	-185,86	
33	Presión estática de control, Pa		-133,85		-153,77	-153,77		
34	Relación de presiones estáticas		0,81		0,71	1,15		
35	Caudal corregido (fórmula (35))		0,463	0,94291	REDIS.	OK		

1	Identificación del tramo	1-E	2-EF	F-G	3-GH	3-GH	H-J	K-salida
36	Presión estática a la entrada del ventilador, Pa						-185,86	
37	Presión estática a la salida del ventilador, Pa							9,63
38	Presión dinámica a la entrada del ventilador, Pa						70,27	

En función de los resultados expuestos en la tabla 7 deben efectuarse los comentarios siguientes:

- Igual que en el ejemplo 8, el caudal del conducto 2-EF debe ser reajustado porque la pérdida de presión estática encontrada inicialmente es insuficiente.
- Igualmente debe rediseñarse el conducto 3-GH porque su pérdida de carga es insuficiente.
- Como en el conducto 3-GH la presión estática es inferior (superior en valor absoluto) a la de control, debe reajustarse el caudal en la rama FG (casilla 35-FG), empleando la fórmula (35) y pasando de un caudal de $0,88 \text{ m}^3/\text{s}$ a $0,943 \text{ m}^3/\text{s}$.
- No es necesario introducir correcciones por los cambios de velocidad en las uniones pues en ambas uniones se producen disminuciones de velocidad que, como hemos dicho, no se tienen en cuenta.

Obsérvese que el conjunto de los reajustes de caudal introducidos para equilibrar el sistema representan aumentar el caudal teórico ($0,417 \cdot 3 = 1,251 \text{ m}^3/\text{s}$) hasta 1,36%, solo un 8%.

La presión estática del ventilador (fórmula (43)) valdrá:

$$PEV = 9,63 - (-185,86) - 70,27 = 125,22 \text{ Pa}$$

8. La presión dinámica en la rendija valdrá 29,4 Pa y en el conducto, 135,4 Pa.

Por tanto la pérdida de carga valdrá:

$$PC = 1,78 \cdot 29,4 + 0,25 \cdot 135,4 = 93,18 \text{ Pa.}$$

Aplicando el teorema de Bernouilli entre un punto alejado de la entrada y la entrada del conducto, tendremos:

$$0 + 0 = PE + PD + PC$$

de donde:

$$PE = -PD - PC = -135,4 - 93,18 = -228,58 \text{ Pa}$$

Obsérvese que la presión estática es negativa, como en todas las conducciones que trabajan a succión.

9. Puesto que la velocidad después del estrechamiento será mayor que antes, también lo será la presión dinámica. La presión estática, por tanto, tiene que bajar.

10. Será negativa, porque si aplicamos el teorema de Bernouilli entre un punto alejado de la entrada y un punto cualquiera de la tubería, tendremos:

$$0 + 0 = PE + PD + PC$$

y como PD y PC son siempre positivas (o nulas), PE ha de ser negativa.

11. Puesto que la pérdida de carga es proporcional al cuadrado del caudal, al doblar este la pérdida de carga se multiplicará por cuatro.

12. El que requerirá menor caudal es a), porque es el que en mayor medida encierra al foco. Por la misma razón, el que requerirá mayor caudal será d), porque es el que menos encierra al foco.

13. Se basa en que las corrientes de aire que confluyen en el punto de unión de dos conductos han de tener la misma pérdida de carga medida entre un punto alejado de la entrada de ambas conducciones y el punto de unión, como demuestra el teorema de Bernouilli.

14. Midiendo la presión estática después de la campana, pues esta se encuentra directamente relacionada con la pérdida de carga de aquella, que a su vez depende del caudal (ver ejercicio 7).

15. b

16. c

17. c

18. a

19. c

20. b

21. c

22. a

23. d

24. c

Bibliografía

Alden, J. L. (1970). *Design of industrial exhaust systems*. Nueva York: Industrial Press.

American Conference of Governmental Industrial Hygienists (2004). *Industrial Ventilation. A manual of recommended Practice* (25.ª ed.). Cincinnati: ACGIH. Existe traducción española de la vigésima edición en inglés:

American Conference of Governmental Industrial Hygienists (1992). *Ventilación Industrial. Manual de recomendaciones prácticas para la prevención de riesgos profesionales*. Valencia: Generalitat Valenciana.

Baturin, V. V. (1976). *Fundamentos de ventilación industrial*. Barcelona: Labor.

Bernal, F. y otros (2008). *Higiene industrial*. Barcelona: INSHT.

British Occupational Hygiene Society (1987). *Controlling airborne contaminants in the workplace*. Londres: BOHS.

Burgess, W. A.; Ellenbecker, M. J.; Treitman, R. D. (1989). *Ventilation for control of the work environment*. Nueva York: Wiley.

Goodfellow, H. D. (1985). *Advanced design of ventilation systems for contaminant control*. Amsterdam: Elsevier.

Goodfellow, H. D. (1986). *Ventilation 85: proceedings of the 1st international symposium on ventilation for contaminant control, October 1-3, 1985, Toronto, Canada*. Ámsterdam: Elsevier.

Goodfellow, H. D.; Tähti, E. (2001). *Industrial ventilation: design guidebook*. San Diego: Academic Press.

Heinsohn, R. J. (1991). *Industrial ventilation: Engineering Principles*. Nueva York: Wiley.

Hemeon, W. C. L. (1963). *Plant and process ventilation*. Nueva York: Industrial Press.

Soler & Palau (1972). *Prontuario de ventilación*. Ripoll: Soler & Palau.