

CAPÍTULO 2:

CONDUCTOS DE AIRE

1. GENERALIDADES

1.1. Consideraciones generales

El correcto dimensionamiento de la red de conductos y la adecuada disposición y selección de difusores en una instalación de climatización (distribución de aire) es fundamental, ya que si realizamos una buena evaluación de las cargas térmicas, elegimos apropiadamente el sistema de climatización y su regulación, pero ejecutamos un incorrecto reparto del fluido que compensa las cargas del local, no seremos capaces de mantener condiciones de confort en los locales.

Un diseño inadecuado de la red de conductos produce frecuentemente un costo excesivo de mano de obra (sobre todo en equilibrado), y un mal funcionamiento del sistema en su conjunto (zonas mal ventiladas, corrientes de aire, molestos ruidos, etc.).

En definitiva, no solamente es primordial “producir” la cantidad de aire necesario y en condiciones térmicas adecuadas, sino que también es fundamental enviarlo a los locales que lo necesiten y distribuirlo bien en el interior de los mismos.

El cálculo correcto de un sistema de distribución incluye:

A) El dimensionado de la red de conductos, que deberá:

- Repartir el aire en todos y cada uno de los difusores, según las necesidades establecidas en los cálculos.
- Trabajar con una caída de presión total del sistema adecuada a la máquina o ventilador seleccionado (la intersección de sus curvas de funcionamiento proporcione el caudal requerido con un rendimiento del ventilador aceptable).
- Cumplir con las características constructivas del inmueble (altura máxima, trazado impuesto, etc.).
- Acercarse en lo posible a un óptimo dimensionamiento económico, minimizando el coste total suma de inversión (conducto + ventilador), operación (energía consumida) y mantenimiento.

B) La distribución de aire, en función de:

- Caudal de aire requerido (dependiendo de las cargas y las condiciones de impulsión).
- Su proyección o alcance (dependiente de las dimensiones del local y del tipo de difusor).
- Su nivel de ruido que es función de la actividad que se vaya a desarrollar en el local.

1.2. Clasificación de los sistemas de distribución de aire

Los sistemas de distribución de aire, tanto de impulsión como de retorno, se clasifican: en función de su velocidad máxima (**A**) y/o en función de la presión total del aire en los conductos (**B**). Además otro aspecto que caracteriza a los conductos y que no debe perderse de vista es su coste (**C**).

A) Atendiendo a su **velocidad**, pueden clasificarse en de baja velocidad, o sistemas convencionales, y de alta velocidad. La línea divisoria entre estos sistemas es imprecisa, pero estableceremos la siguiente norma a título de orientación:

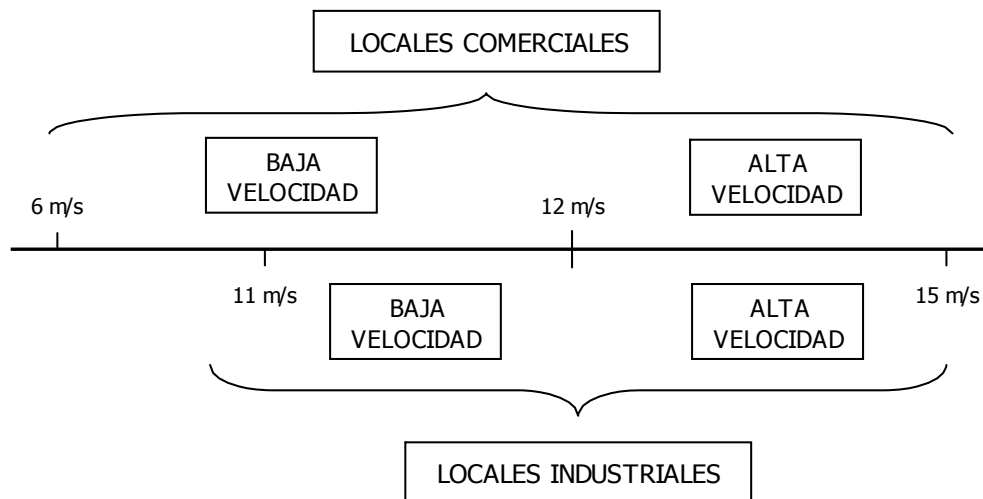


Fig. 1. *Sistemas de distribución de aire en función de su velocidad*

Normalmente, los sistemas de retorno de aire, tanto para baja como para alta velocidad de impulsión, se proyectan a baja velocidad.

B) Dependiendo de su **presión total**, los sistemas de distribución de aire se dividen en tres categorías: Baja, media y alta presión. Esta clasificación corresponde a la misma que utilizan los ventiladores, que clasificamos como clase I, clase II y clase III, en la forma siguiente:

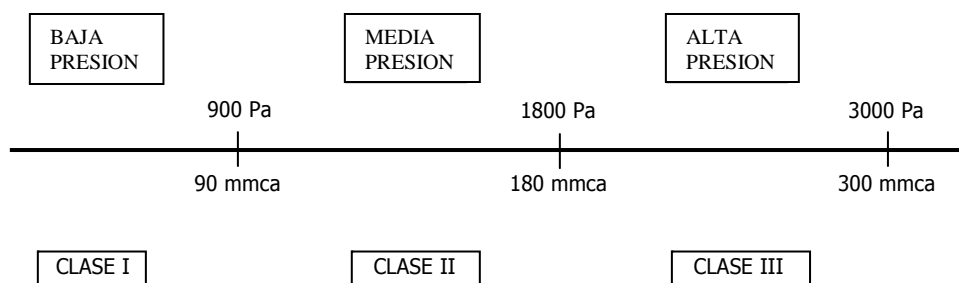


Fig. 2. *Sistemas de distribución de aire en función de su presión*

C) Atendiendo al **coste** del conducto. Para conductos rectangulares existe una vinculación entre coste y perímetro (que aumenta con la relación anchura/altura).

Esto nos debe llevar a utilizar, si es posible, la relación 1:1 (no se aconseja nunca pasar de la relación 7:1, ya que esta relación duplicaría el coste del conducto para un mismo caudal de aire manejado) esta relación también es válida para los conductos ovales. En cuanto a los circulares hay que tener en cuenta que la altura es un parámetro fundamental en la construcción de los edificios y que con el circular exige mayor altura que el rectangular y el oval.

Clase	Dimensión mayor	Semiperímetro
1	15 – 45 cm.	25 – 60 cm.
2	30 – 60 cm.	60 – 120 cm.
3	65 – 100 cm.	80 – 120 cm.
4	60 – 125 cm.	120 – 240 cm.
5	120 – 230 cm.	240 – 450 cm.
6	230 – 370 cm.	240 – 610 cm.

Tabla 1. *Sistemas de distribución de aire en función de su coste*

1.3. Ecuación general de la energía

1.3.1. Ecuación de Bernoulli

La energía total por unidad de tiempo de una corriente fluida en un sistema abierto se establece como la suma de su energía interna, su flujo de trabajo, su energía potencial y su energía cinética, por el flujo másico circulante:

$$E_i = m_i \cdot \left[u_i + P_i \cdot v_{ei} + \frac{v_i^2}{2} + g \cdot z_i \right] = m_i \cdot \left[u_i + \frac{P_i}{\rho_i} + \frac{v_i^2}{2} + g \cdot z_i \right] \quad (1)$$

donde,

E_i = Energía por unidad de tiempo de la corriente “i” (J/s = W)

m_i = Flujo másico de la corriente “i” (kg/s)

u_i = Energía interna de la corriente “i” (J/Kg)

P_i = Presión de la corriente “i” (Pa)

v_{ei} = Volumen específico de la corriente “i” (m³/Kg)

v_i = Velocidad de la corriente “i” (m/s)

z_i = Altura o elevación sobre un plano arbitrario de la corriente “i” (m)

g = Constante de gravedad

ρ_i = Densidad de la corriente “i” (Kg/m³)

En un conducto de aire acondicionado se puede asumir que no varía la energía interna del fluido, al no variar apreciablemente su temperatura ni su fase.

Si no existieran pérdidas de energía por rozamiento, tendríamos la ECUACION DE BERNOULLI, en la que se afirma que “se mantiene constante a lo largo de un mismo conducto (sin bifurcaciones o uniones) la energía en forma de presión, más la energía en forma cinética, más la energía en forma potencial.”

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v_i^2}{2} + gz_i = Cte \quad (2)$$

Expresando dicha ecuación en términos de presión (multiplicando todo por la densidad):

$$p_i + \frac{\rho_i v_i^2}{2} + \gamma_i z_i = Cte \quad (3)$$

donde,

$\gamma_i = \rho_i g$ es la masa específica del fluido ($\text{kg/m}^2\text{s}^2 = \text{N/m} = \text{Pa/m}$)

O finalmente en términos de altura del fluido utilizado (m):

$$\frac{p_i}{\gamma_i} + \frac{v_i^2}{2g} + z_i = Cte \quad (4)$$

1.3.2. Presión estática, presión dinámica y presión total

- La PRESION ESTATICA es la fuerza por unidad de superficie ejercida por el fluido sobre las paredes del conducto, se representa por “P” y se mide en Pascales (Pa) o en mm.c.a. ($1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa} = 10332 \text{ mm.c.a.}$ lo que equivale a que $1 \text{ mm.c.a} = 9,8 \text{ Pa} \approx 10 \text{ Pa}$).
- La PRESION DINAMICA se representa por “Pv”, es la correspondiente a la velocidad del fluido y a partir de la ecuación (3) se define como:

$$p_v = \frac{\rho_i v_i^2}{2} \quad (5)$$

Si utilizamos como densidad media del aire húmedo $1,204 \text{ Kg/m}^3$ correspondiente a una temperatura seca de 20°C , y aire seco (humedad relativa 0%) obtenemos:

$$p_v = 0.602 v_i^2 = 9,63 \frac{v_i^2}{16} \quad (6)$$

donde,

p_v = Presión dinámica (Pa)

v_i = Velocidad del fluido (m/s)

ρ_i = Densidad del fluido (Kg/m^3)

Expresando la presión dinámica en mm.c.a., obtenemos la conocida relación ($101325\text{Pa} = 1\text{ atm} = 10332\text{ mm.c.a.}$):

$$p_v = 9.63 \frac{v_i^2}{16} \frac{10332\text{ mm. c. a.}}{101325} \approx \frac{v_i^2}{16} \quad (7)$$

donde,

p_v = Presión dinámica (mm.c.a.)

v_i = Velocidad del aire (m/s)

La presión por diferencia de cotas se define a partir de la ecuación (3), donde sustituyendo el valor de la densidad obtenemos:

$$p_{\text{cota}} = \rho g z = 1,204 \cdot 9,8 z = 11,8 z \quad (8)$$

donde,

p_{cota} = Presión por diferencia de cotas (Pa)

Z = Altura o cota sobre un plano arbitrario (m)

Y expresándola en mm.c.a., se obtiene:

$$P_{\text{cota}} = 11,8z \frac{10332\text{ mm. c. a.}}{101325} = 1,203 z \quad (9)$$

La variación de presión por diferencia de cotas se producirá tanto en el interior como en el exterior del conducto, por lo que no va a influir en nuestros cálculos (independientemente que la red de conducto se desarrolle de forma horizontal o vertical), es por ello, que no se contabiliza normalmente, y se define la presión total independientemente de la presión por diferencia de cotas. (La presión total de forma absoluta debería contabilizar dicho término).

- La PRESION TOTAL de un sistema se denomina a la suma de la presión estática y dinámica,

$$P_T = P + P_v \quad (10)$$

En el dibujo adjunto se representa la medida de dichas presiones mediante la utilización del tubo de Pitot.

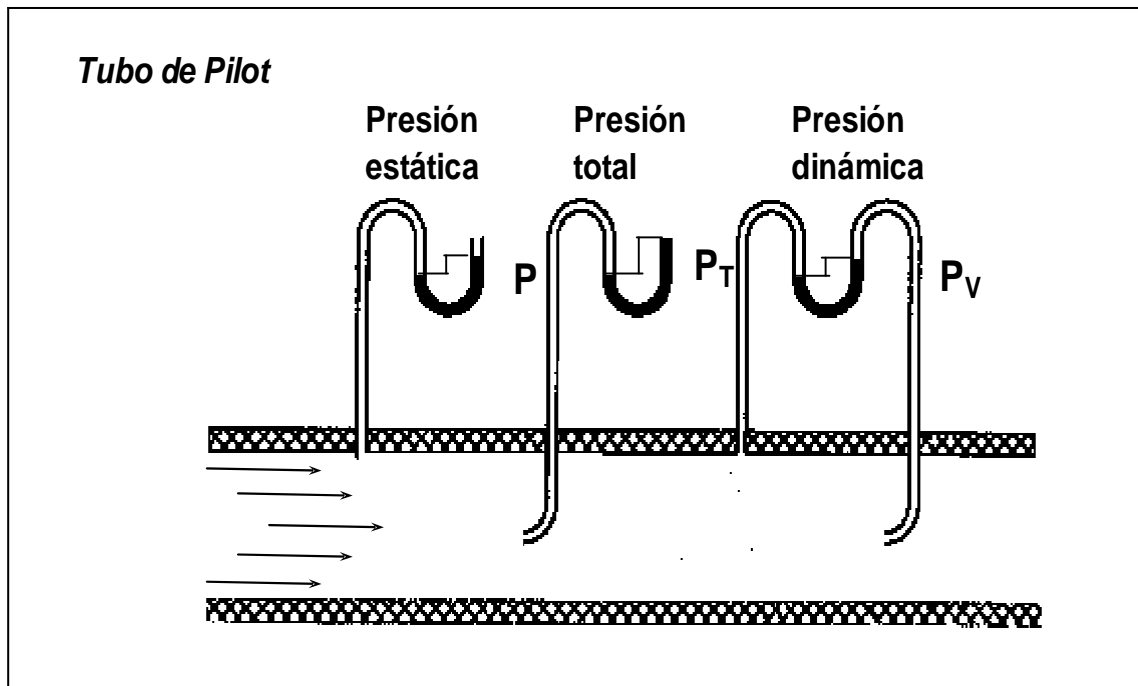


Fig. 3. Representación gráfica de toma de medidas de presión

De acuerdo con las ec. (6) y (7), observamos que la medida de la presión dinámica es una forma indirecta de medir la velocidad del fluido, ahora bien, en la misma ecuación se observa que valores de velocidad de 4 m/s (velocidades normales en conductos de baja velocidad), equivalen a 1 mm.c.a. en presión, y es muy difícil observar con precisión presiones tan bajas (10 Pa), es por lo que para medir bajas velocidades de aire en conductos se utilizan otras técnicas, como la del hilo caliente. Una velocidad de 6 m/s equivale a 2,25 mm.c.a. (22,5 Pa), por lo que el tubo de Pilot se suele emplear para velocidades superiores a 6 m/s.

2. COMPONENTES DE UNA RED DE CONDUCTOS

2.1. Definición de términos

A continuación se definen los principales conceptos que utilizaremos en la nomenclatura de una red de conductos:

- **TRAMO:** Conducto de igual sección que se extiende entre dos bifurcaciones, o entre una bifurcación y una boca. Dicho tramo contendrá una cantidad de accesorios dados, tales como codos, obstáculos, compuertas de regulación,..., además de la transformación respecto al tramo anterior.

Algunos tramos especiales a tener en cuenta en cualquier instalación son:

- **PRIMER TRAMO:** Será aquel que partiendo del ventilador o equipo de climatización inicia la red de impulsión.
- **TRAMOS A BOCAS:** Conducen el aire a cada boca de impulsión.
- **TRAMO DE RETORNO:** En caso de existir una sola rejilla de retorno será el tramo que una a ésta con el ventilador o equipo.
- **BOCA:** Coincidirán con cada uno de los elementos de difusión de aire.
- **RAMA :** Serán los diferentes recorridos (conjunto de tramos) que se pueden establecer desde el ventilador hasta los locales (existirá una rama por cada boca de impulsión). Análogamente se pueden definir en la red de retorno (rejilla retorno hasta el ventilador).

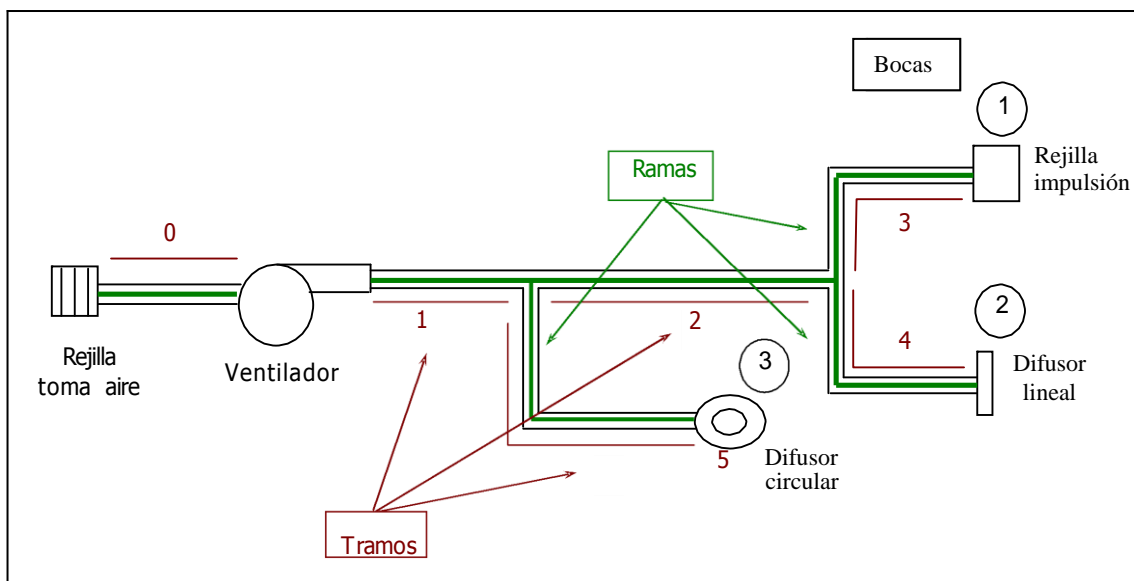


Fig. 4. Nomenclatura en una red de conductos

2.2. Accesorios del sistema de conductos

En el tendido de un sistema de conductos han de tenerse en cuenta una serie de elementos que forman parte de la instalación, entre los que destacaremos:

- CONDUCTOS

Los conductos de aire pueden ser rectangulares, ovales o circulares. Cualquier tipo de material empleado en la construcción de conductos debe tener la propiedad de no propagar el fuego, no desprender gases tóxicos en caso de incendio y, además, ser capaz de resistir mecánicamente los esfuerzos producidos por su peso, las manipulaciones a las que sean sometidos y las vibraciones producidas por el paso del aire por su interior. En la mayoría de las aplicaciones estos conductos son de chapa de acero galvanizada o de materiales aislantes, como, por ejemplo, la fibra de vidrio aglomerada.

Un caso particular de conductos circulares son los conductos metálicos flexibles, que suelen emplearse como elementos terminales de la instalación para conectar con la boca de impulsión.

- DERIVACIONES

Las derivaciones son accesorios que se emplean para bifurcar conductos y de esta forma repartir la corriente de fluido. Tanto en los conductos rectangulares como en los circulares se pueden instalar varios tipos de derivaciones. Las figuras 5 y 6 representan los tipos de derivaciones más comúnmente empleados.

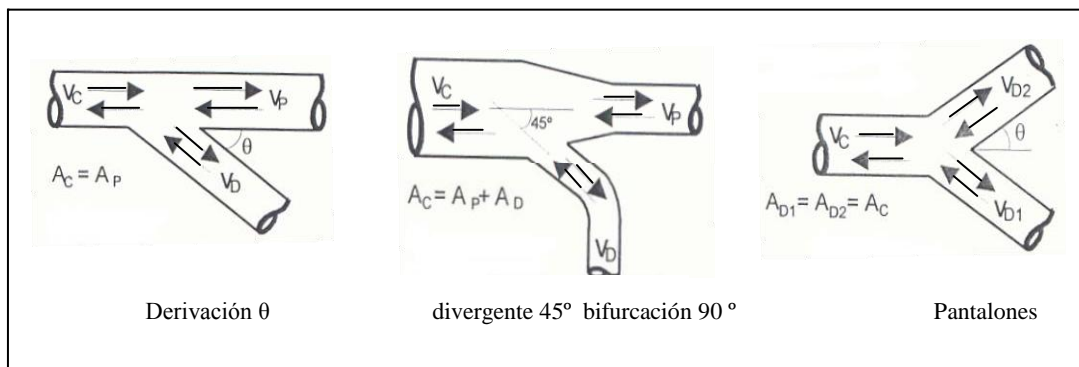


Fig. 5. Tipos de derivaciones circulares.

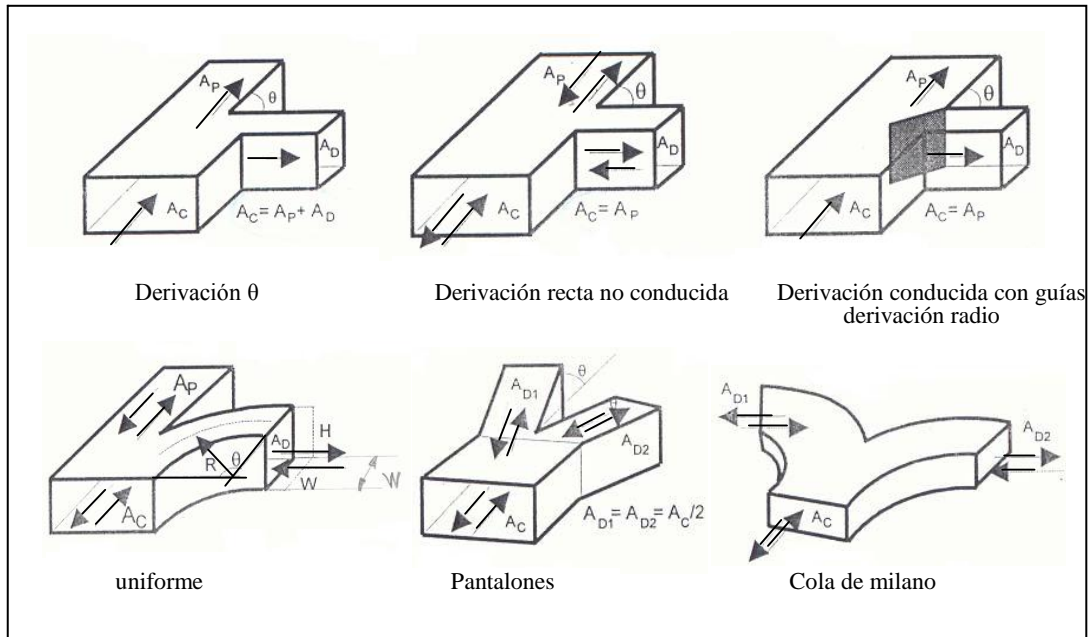


Fig. 6. Tipos de derivaciones rectangulares

- CODOS

Son elementos que se emplean en una instalación para modificar la dirección de la corriente fluida. En los conductos circulares y rectangulares pueden establecerse distintos tipos de codos, como podemos observar en las siguientes figuras:

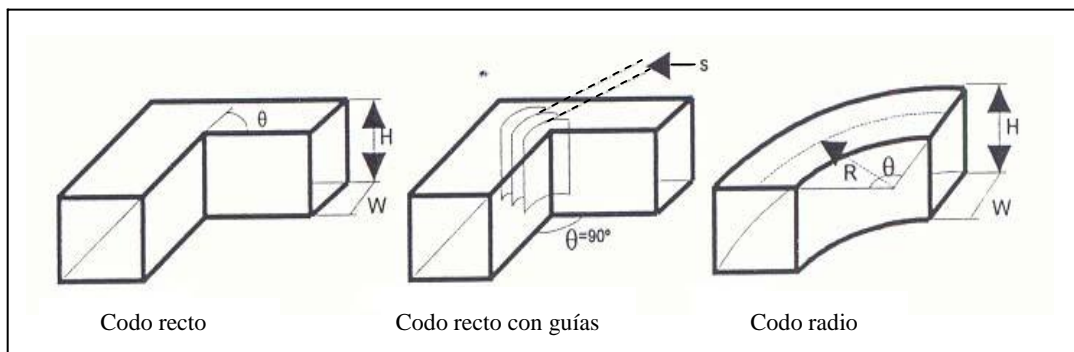


Fig. 7. Tipos de codos rectangulares

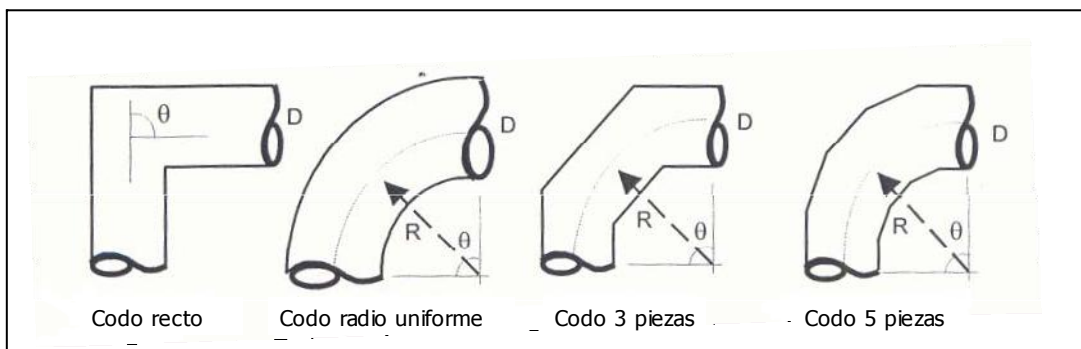


Fig. 8. Tipos de codos circulares

- COMPUERTAS Y MARIPOSAS

Estos son accesorios utilizados para limitar y/o controlar el paso de caudal a través de un conducto. En la figura se representan los más comúnmente empleados junto con los parámetros de fabricación.

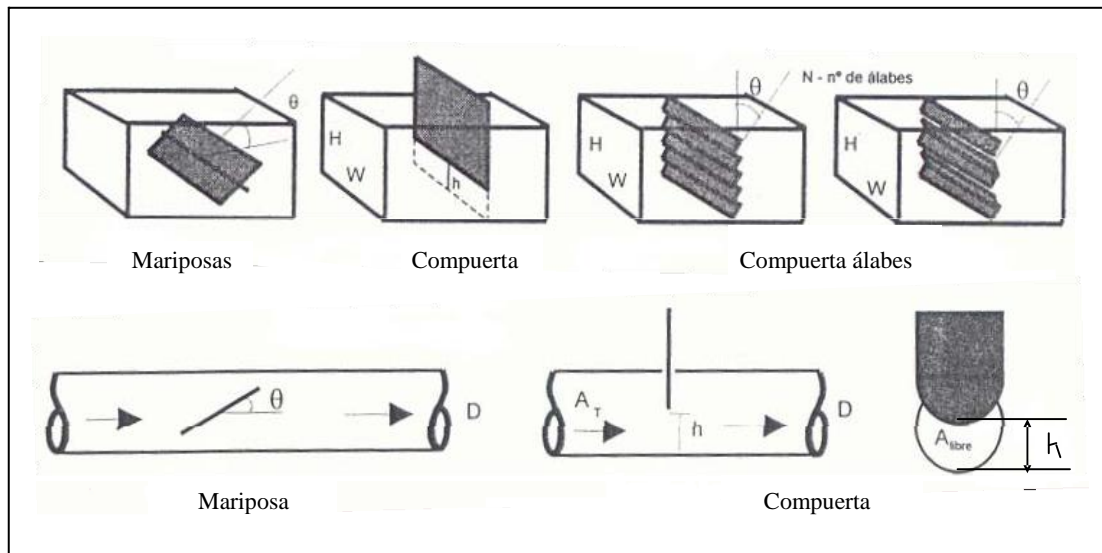


Fig. 9. Tipos de mariposas y compuertas rectangulares y circulares

- TRANSFORMACIONES

Se emplean las transformaciones para unir dos conductos de diferente forma o sección. La pendiente más recomendable para reducir la sección del conducto es del 15%. Cuando sea imposible llegar a este valor, puede aumentarse la inclinación hasta un máximo del 25%.

Algunos tipos de transformaciones pueden ser observados en la fig. 10, tanto para conductos rectangulares como para conductos circulares.

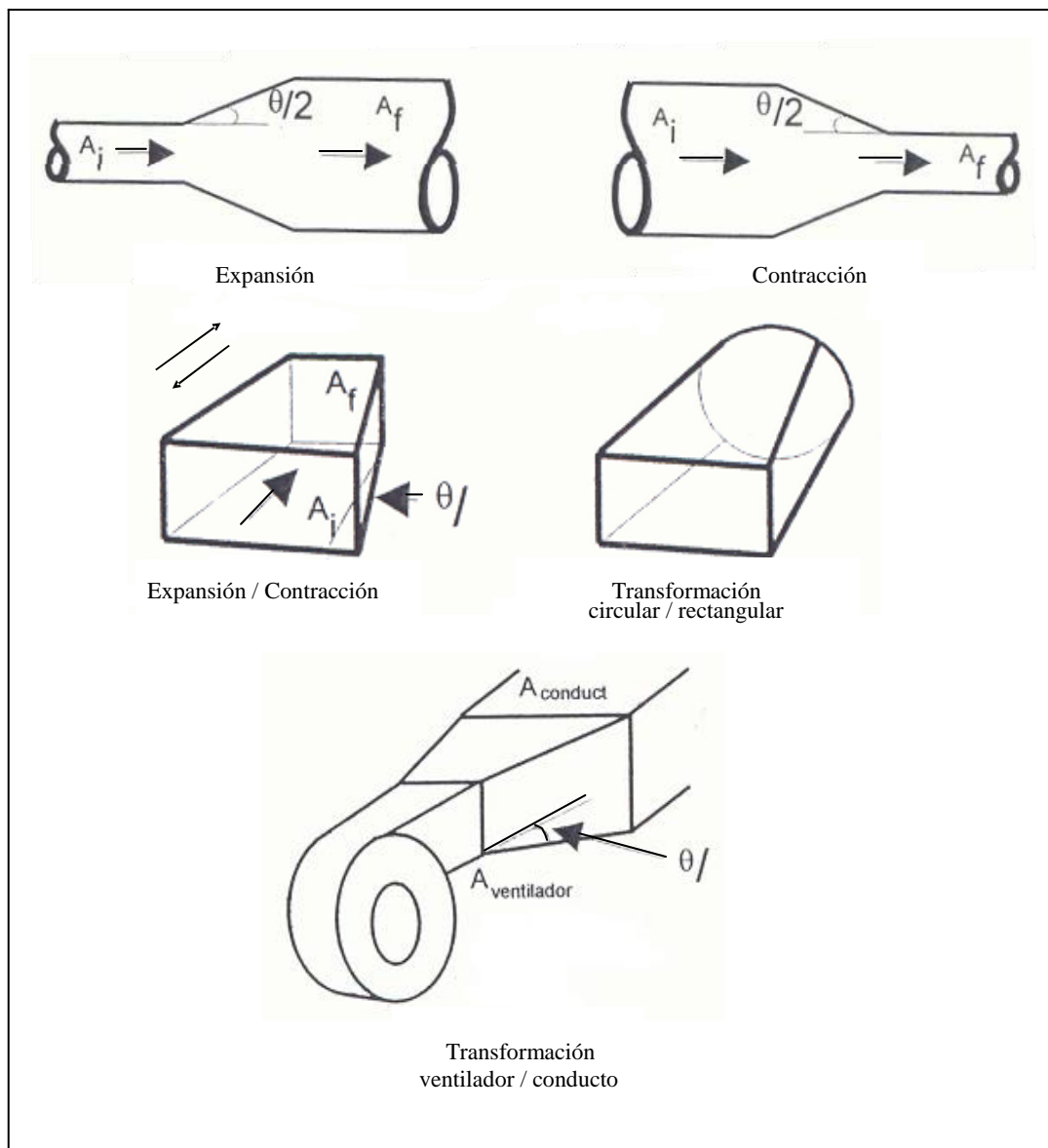


Fig. 10. Distintos tipos de transformaciones entre conductos, y entre conductos y ventiladores

Como casos particulares de las transformaciones, se encuentran la expansión y la contracción. La primera de ellas tiene lugar cuando la conducción aumenta sus dimensiones de manera gradual, al final de la expansión se produce el efecto de recuperación estática que estudiaremos en el próximo apartado. Si la conducción disminuye sus dimensiones de manera gradual se denomina contracción, ésta produce un incremento de velocidad y una disminución de presión a la salida.

- ENTRADAS Y SALIDAS DE CONDUCTOS

En ocasiones, el aire precisa pasar desde un conducto de gran tamaño, por ejemplo un plenum, a un conducto de menor tamaño. Esta entrada se puede producir de diversas formas como se ve en la fig. 11.

También nos podemos encontrar con la situación contraria, es decir, el aire debe pasar de un conducto de menor tamaño a otro de gran tamaño, existiendo diferentes tipos de salidas en conductos, fig. 11.

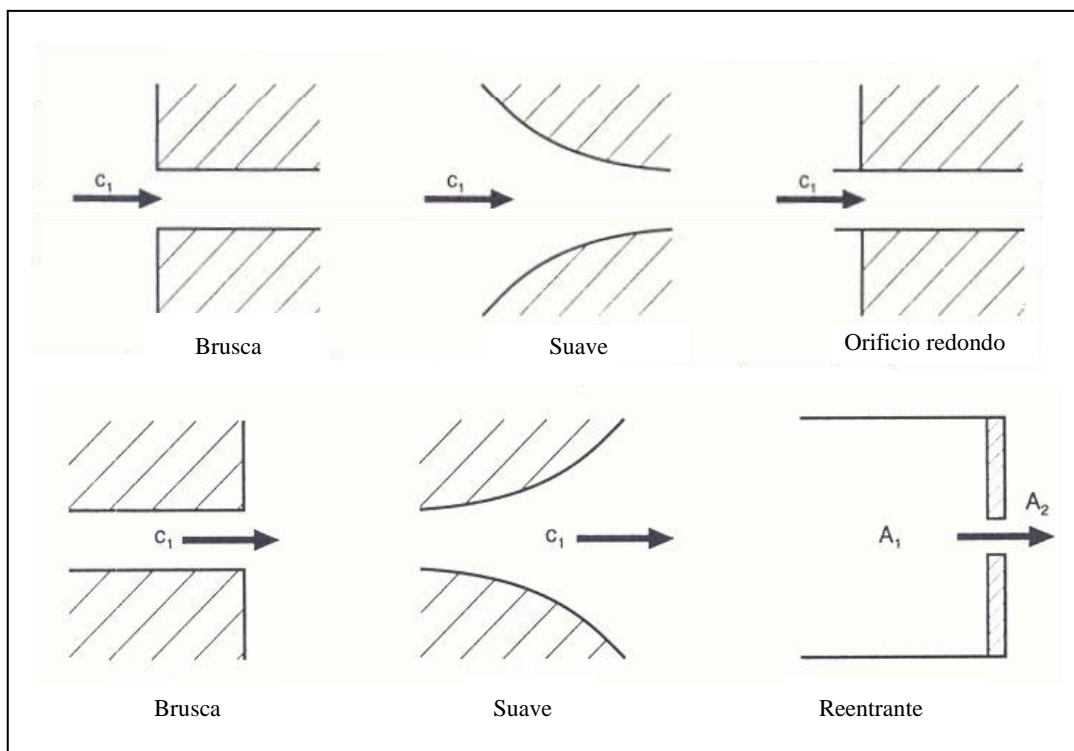


Fig. 11. Tipos de entradas y salidas

- OBSTÁCULOS INTERNOS

Las tuberías, conducciones eléctricas, elementos estructurales y otros obstáculos deben evitarse siempre en el interior de los conductos, especialmente en codos y derivaciones. Estos originan grandes pérdidas de carga innecesarias y pueden ser fuentes de ruidos en la corriente de aire. En la siguiente figura se muestra dos tipos de obstáculos internos, uno desnudo y otro con protección aerodinámica.

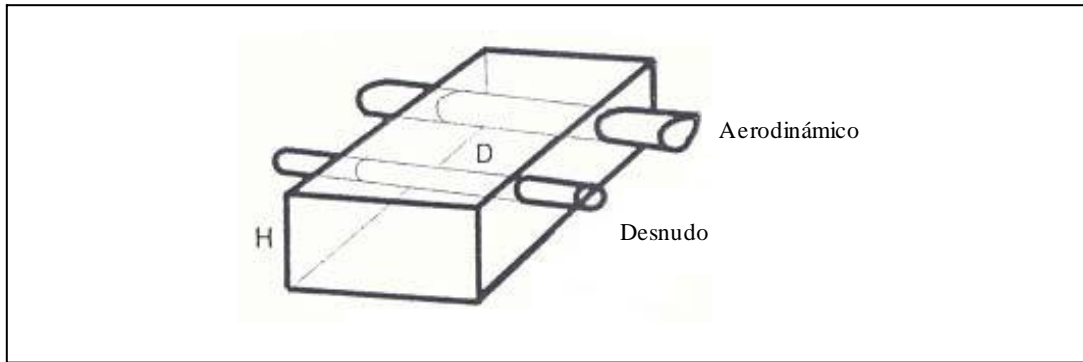


Fig. 12. Tipos de obstáculos internos

- DIAFRAGMAS Y REJILLAS AGUJEREADAS

Estos elementos permiten equilibrar las conducciones en cuanto a la pérdida de carga se refiere aportando al fluido una pérdida de carga adicional. Se emplean en conducciones rectangulares y en conducciones circulares.

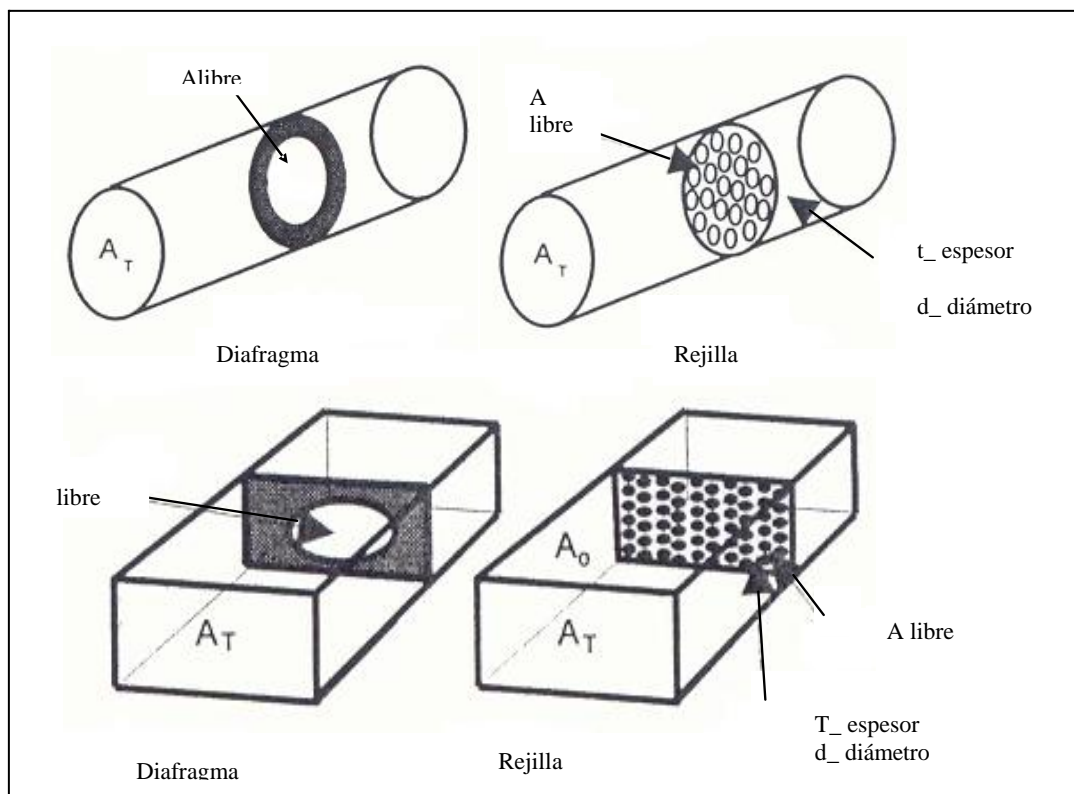


Fig. 13. Tipos de diafragmas y rejillas agujereadas

- **BOCAS**

Tienen como misión principal la de conseguir la correcta difusión del aire en el local. Básicamente, los impulsores pueden ser de techo y de pared. A continuación se mostrarán los tipos de impulsores más utilizados en climatización.

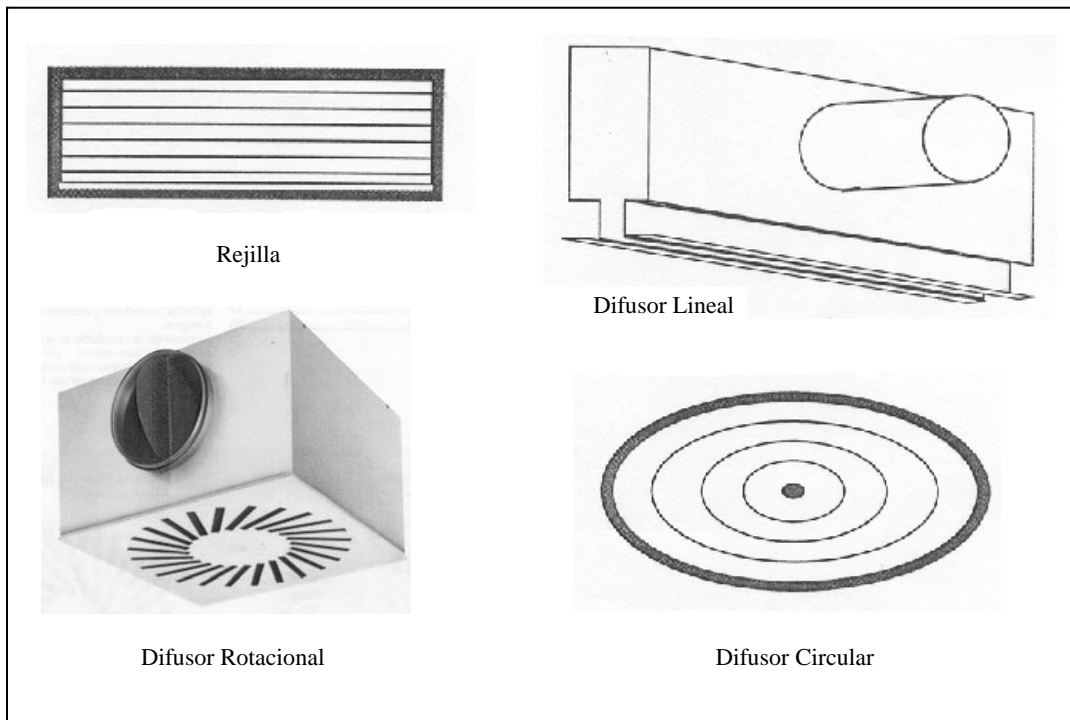


Fig. 14. Tipos de bocas, difusores y rejillas de impulsión

- **REJILLAS DE TOMA DE AIRE**

Las rejillas de toma de aire, normalmente van instaladas en la pared. Están formadas por una serie de láminas que pueden ser fijas o móviles que dirigen el aire hacia la conducción que comunica a ésta con el ventilador. Los tipos más utilizados se muestran en la figura 15.

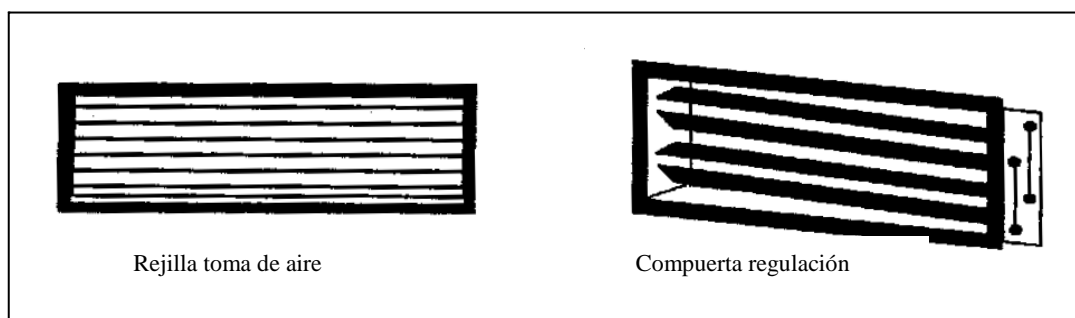


Fig. 15. Tipos de rejillas de toma de aire

- CORTAFUEGOS

Las compuertas cortafuegos posibilitan el cierre automático de secciones de incendio en las instalaciones de climatización y ventilación, pudiendo ser montadas tanto en paredes como en forjados. En conductos rectangulares suelen utilizarse dos tipos de cortafuegos, uno con pantalla rectangular giratoria que puede pivotar sobre un eje vertical u horizontal (fig. 16) y el otro consiste en una persiana cortafuego rectangular que puede utilizarse solamente en posición horizontal. En conductos circulares se emplean cortafuegos giratorios con eje vertical u horizontal (fig. 16).

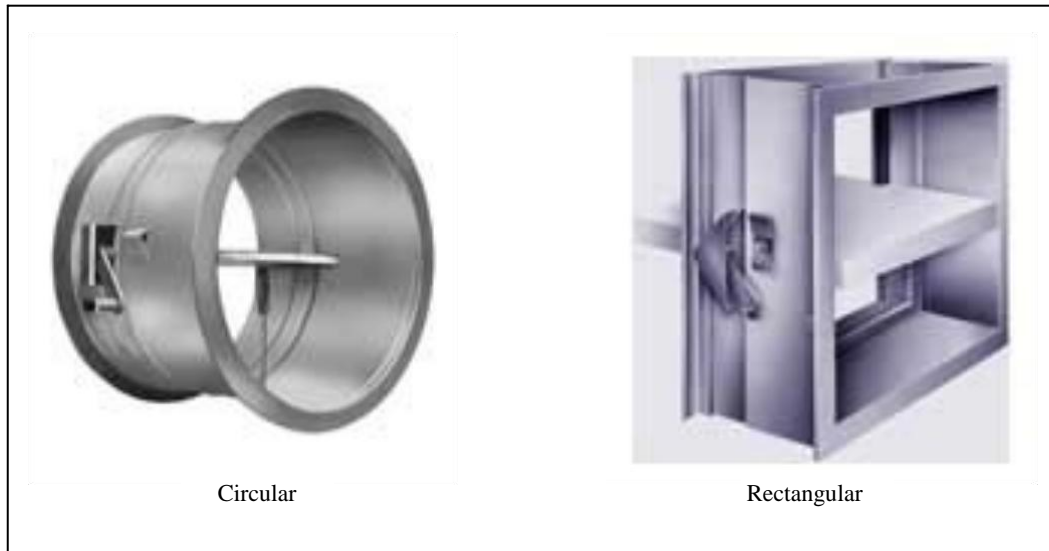


Fig. 16. *Compuertas cortafuegos circulares y rectangulares*

- REGULADORES AUTOMÁTICOS DE CAUDAL



Fig. 17. *Regulador tubo circular*

Los reguladores automáticos de caudal nos permiten regular el caudal de aire de forma automática según las necesidades de cargas térmicas variables del recinto climatizado. Se utilizan en locales con variaciones de cargas térmicas destacables.

3. CALCULO DE CONDUCTOS

3.1. Definición de pérdida de carga

Se define la pérdida de carga o pérdida de energía como la diferencia de presión hidrostática existente entre dos puntos de una tubería, que se debe a la energía perdida por el rozamiento del fluido con las paredes de la conducción.

Es decir, el fluido que circula por el interior de un conducto experimenta una pérdida de presión estática, una pérdida de velocidad (presión dinámica) y una pérdida por calentamiento (efecto Joule) debido al rozamiento con las paredes del conducto. En cualquiera de los tres casos, el fluido ha sufrido una pérdida de energía (en forma de presión estática, en forma de presión dinámica y por calentamiento) que se la denomina “pérdida de carga”.

Si no existieran pérdidas de energía por rozamiento obtendríamos la ecuación de Bernoulli, en la cual se afirma que se mantiene constante a lo largo de un mismo conducto (sin bifurcaciones o uniones) la energía en forma de presión, más la energía en forma cinética, más la energía en forma potencial.

3.2. Clasificación de las pérdidas de carga

La pérdida de carga depende de varios factores; los relativos al fluido son:

- La velocidad del aire en el interior de los conductos
- Viscosidad
- Densidad

Y los relativos al conducto:

- Longitud de los conductos
- Sección
- Rugosidad superficial de la pared interior.

Supongamos que disponemos de dos conductos de las mismas dimensiones y longitudes, pero de materiales con distinta rugosidad superficial, y hacemos circular a la misma velocidad un fluido como el aire. Si se determina la pérdida de carga en los conductos, se podrá observar que el conducto con mayor rugosidad superficial en la pared habrá producido una pérdida de carga mayor.

Ahora bien en una instalación, el aire no sólo circula por conductos rectos sino que también circula a través de otros elementos que también producen pérdidas de presión, como son codos, derivaciones, difusores, etc.

3.2.1. Pérdida de carga por rozamiento debida a la circulación del fluido por el conducto

Cuando un fluido circula por una tubería existen pérdidas de energía por rozamiento (las cuales finalmente se convierten en calor), lo que se traduce hablando en términos de presión en una pérdida de presión total del sistema. Así aplicando la ecuación de Bernoulli entre dos puntos cualesquiera de un conducto podemos decir:

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + \gamma z_1 = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + \gamma z_2 \quad (11)$$

(se han considerado invariantes las propiedades del fluido, es decir, hemos supuesto el fluido incompresible).

La pérdida de presión por circular un fluido a través de una tubería la estableció Darcy-Wisbach y Colebrook mediante la ecuación:

$$\Delta P_f = f \frac{L}{D_H} \frac{\rho v^2}{2} \quad (12)$$

donde,

ΔP_f = Pérdida de presión por circulación (Pa)

L = Longitud de la tubería (m)

v = Velocidad del fluido (m/s)

ρ = Densidad del fluido (Kg/m³)

f = Factor de fricción (adimensional)

D_H = Diámetro hidráulico de la tubería (m). Para una tubería cilíndrica coincide con el diámetro de la tubería (D)

$$D_H = \frac{4S}{P} \quad (13)$$

S = Sección de paso del fluido (m²)

P = Perímetro mojado (m)

El factor de fricción (f) depende del régimen de circulación (número de Reynolds), y de la rugosidad relativa de la tubería, definidos estos como:

• N° de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{\rho v D_H}{\mu} \quad (14)$$

donde,

μ = Viscosidad dinámica (Kg./m s)

Rugosidad relativa (ϵ_r):

$$\epsilon_r = \frac{\epsilon_a}{D_H} \quad (15)$$

donde,

ϵ_a = Rugosidad absoluta de la tubería (m)

La siguiente función empírica para régimen turbulento, llamada fórmula de Colebrook, permite el cálculo del factor de fricción: (f)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0.86858 \cdot \ln \left[\frac{\frac{\varepsilon_r}{D_H}}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right] \quad (16)$$

Una de la herramientas más utilizadas para el cálculo que relaciona el factor de fricción, el numero de Reynolds y el factor de rugosidad es el ábaco de Moody , donde además de los parámetro mencionados podemos diferenciar tres zonas, laminar lineal , de transición y turbulento , dependiendo del número de Reynolds estaremos en una de las tres zonas.

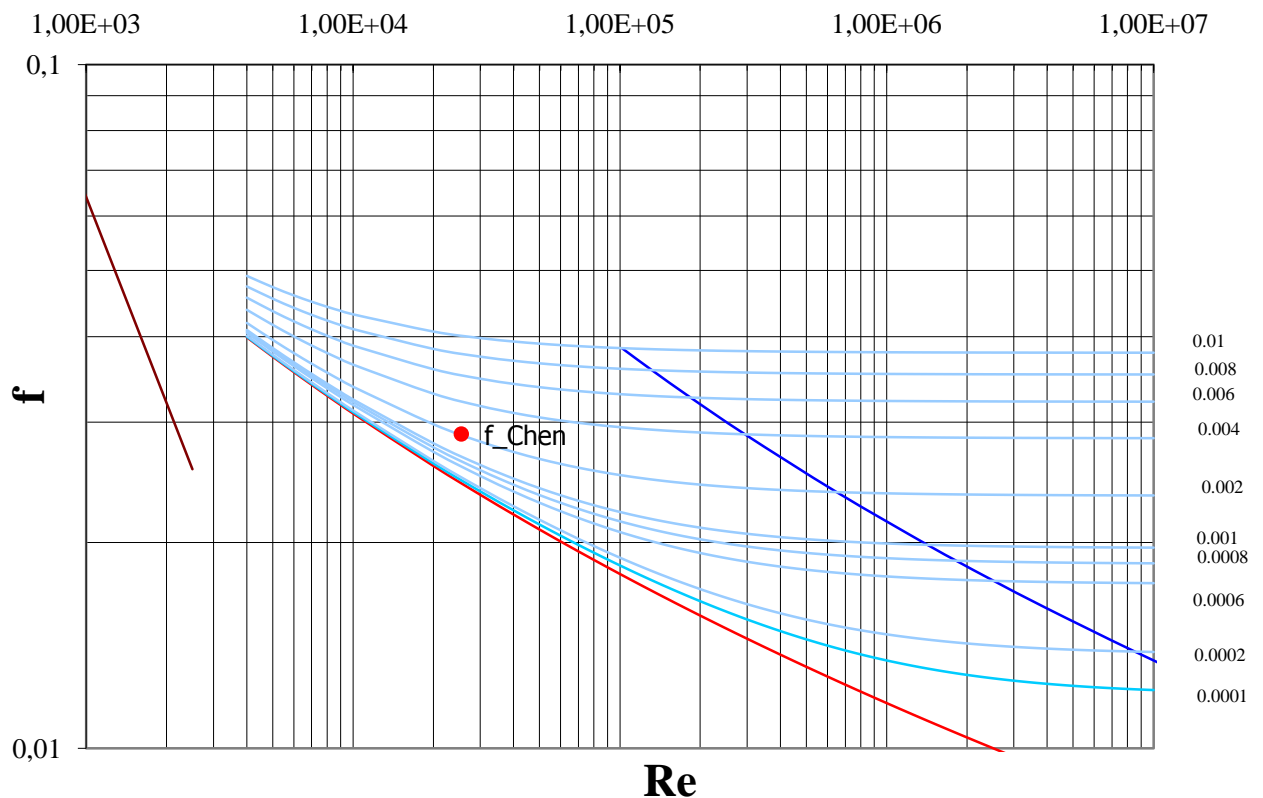


Fig. 17 Abaco de Moody. (relación entre factor de fricción, Re y factor de rugosidad)

Ahora bien, tanto la pérdida de carga como el factor de fricción dependen de las propiedades del fluido, las cuales van cambiando con la longitud recorrida de conducto.

Así pues, realizado un análisis exhaustivo teniendo en cuenta las variaciones de las propiedades del aire con la temperatura, humedad específica, altitud y presión respecto a las condiciones de referencia ($T_r=20^\circ\text{C}=293,15\text{ K}$; $z_r=0\text{ m}$; $W_r=0\text{ g/kg}$; $\varepsilon_r=0\%$; $P_r=1\text{ atm}=101325\text{ Pa}$) podemos considerar que la pérdida de carga por metro para el caso particular de FLUIDOS NO COMPRESIBLES, sin tener en cuenta variaciones de temperatura, ni de altitud, ni variaciones de

humedades específicas (válidas para rangos de temperatura entre 15 y 40 °C, localidades con una altitud inferior a 1000 m, variaciones de humedad relativa entre el 0% y 90% y conducciones a baja presión), se reduce a:

$$P_A - P_B = \alpha \cdot 14,1 \cdot 10^{-3} L \frac{v^{1,82}}{D_H^{1,22}} \quad (17)$$

donde,

$P_A - P_B$ (Pa) = Pérdida de presión
 L (m) = Longitud

con α = factor que depende del material utilizado (función de ϵ_a), (adimensional).

Los materiales utilizados en las conducciones de aire acondicionado, con indicación de su rugosidad absoluta y su correspondiente valor medio de α según la ec. (17) son:

Material	Rugosidad absoluta (ϵ_a en mm)	Valor medio de α (adimen.)
Acero inoxidable	0,05	0,835
Chapa galvanizada	0,14	0,9
Desarrollo de gráficos	0,31	1
Fibra de vidrio	0,58	1,125
Ladrillo enfoscado cemento	3,25	1,8

Tabla 2. Valores de rugosidad absoluta ϵ_a y α para distintos materiales

Para conductos cilíndricos el caudal volumétrico Q (m³/s) se expresa como:

$$Q = V \frac{\pi D^2}{4} \quad (18)$$

Y el diámetro hidráulico coincide con el diámetro de la conducción, por lo que la ecuación de pérdidas de presión por metro se puede expresar en función del caudal y de su diámetro mediante:

$$P_A - P_B = \alpha \cdot 21,81 \cdot 10^{-3} L \frac{Q^{1,82}}{D_H^{4,86}} \quad (19)$$

donde,

Q (m³/s) = Caudal

Como podemos comprobar hasta este punto, las expresiones de pérdida de carga debidas al rozamiento han sido desarrolladas para conductos de sección circular.

Pero en las instalaciones de aire acondicionado normalmente nos vemos limitados por la altura del conducto que es posible instalar. Recordemos a este respecto que 50 cm. en altura dedicados al paso de conductos, nos implica que en cada 6 alturas nos producirá 3 m no utilizables, y en ellos podríamos haber construido una planta más. Es por lo tanto importantísimo limitar en altura los conductos, siendo esta la razón principal de utilizar conductos rectangulares u ovals. Estos deberán tender lo más posible a la relación 1:1 (anchura/altura), ya que esta presenta la menor superficie, y por lo tanto el menor coste de material y menor superficie de pérdidas/ganancias de calor.

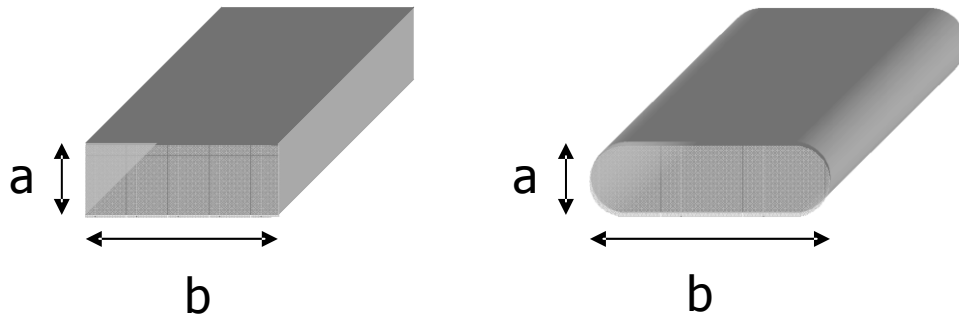


Fig. 18. Conductos rectangulares u ovals

Como hemos visto la ecuación general de pérdidas de carga en un conducto es:

$$P_A - P_B = \alpha \cdot 14,1 \cdot 10^{-3} L \frac{v^{1,82}}{D_H^{1,22}} \quad (20)$$

la cual se puede expresar en función del caudal (Q), de la sección de paso (S) y del perímetro (Per.) sustituyendo la velocidad y el diámetro hidráulico por:

$$Q = v S \quad (21)$$

$$D_H = \frac{4S}{\text{Per}} \quad (22)$$

Resultando:

$$P_A - P_B = \alpha \cdot 2,5984 \cdot 10^{-3} L \frac{Q^{1,82} \text{per}^{1,22}}{S^{3,04}} \quad (23)$$

De modo que se deberá de cumplir para la pérdida de carga por metro para un mismo caudal volumétrico de aire, independientemente de la forma del conducto, la siguiente expresión:

$$P_A - P_B = \alpha \cdot 2,5984 \cdot 10^{-3} L \frac{Q^{1,82} \text{per}^{1,22}}{S^{3,04}} = \alpha \cdot 21,89 \cdot 10^{-3} L \frac{Q^{1,82}}{D^{4,86}} \quad (24)$$

Es decir,

$$\frac{\text{per}^{1,22}}{S^{3,04}} = 8,4227 \frac{1}{D^{4,86}} \quad (25)$$

- El conducto rectangular se puede fabricar con cualquier dimensión de lados “a” y “b”, recordando que la relación anchura/base no debe exceder de 7:1 y que se debe de tender lo más posible a relaciones 1:1. En general las dimensiones cambian cada centímetro, cada 2 centímetros o cada 5 centímetros (dependiendo del proyectista y del instalador).

En un conducto rectangular la sección y el perímetro son:

$$S = a \times b \quad \text{Per} = 2 \times (a + b) \quad (26) \text{ y } (27)$$

donde,

a = Anchura del conducto (m)

b = Altura del conducto (m)

y por lo tanto sustituyendo en la ecuación (25) y despejando el diámetro:

$$D = 1,5503 \frac{S^{0,6255}}{P^{0,251}} = \frac{(ab)^{0,6255}}{(a + b)^{0,251}} \quad (28)$$

donde,

D= Diámetro equivalente en conducto circular (m)

En un conducto rectangular de lados “a” y “b” por el que circula un cierto caudal se producirá la misma pérdida de carga por metro de conducto que si ese mismo caudal se impulsara por un conducto circular cuyo diámetro fuera el establecido por la ecuación anterior. Dicha ecuación se representa de forma gráfica en la figura 18.

Resaltemos que en ambos conductos, el caudal circulante sería el mismo pero no llevaría la misma velocidad porque las áreas de las secciones del conducto circular y rectangular son diferentes:

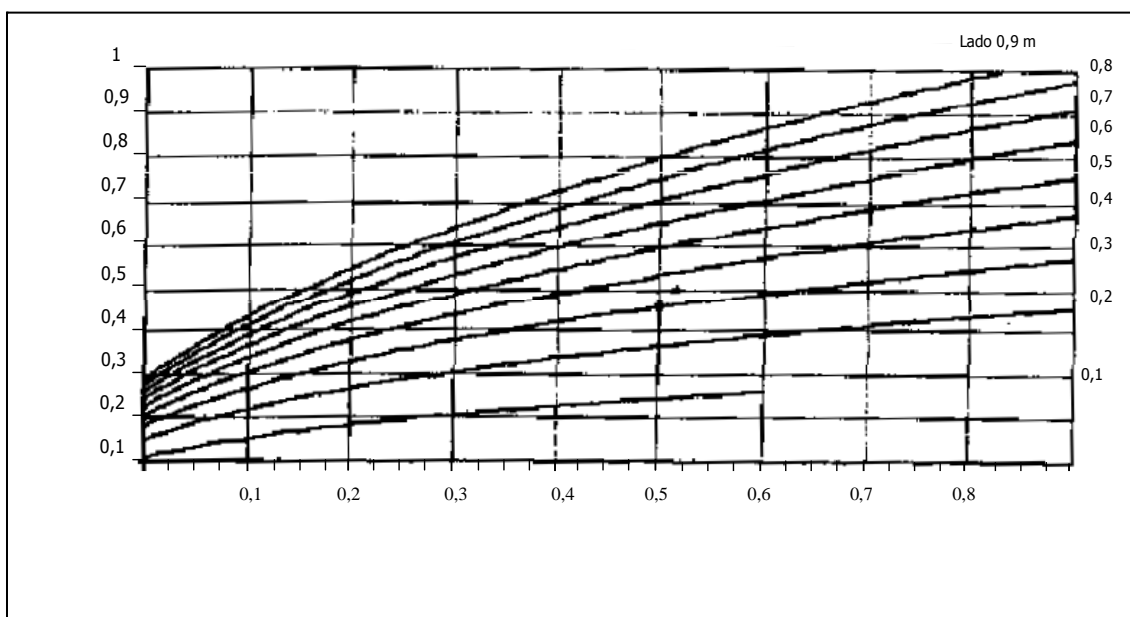


Fig. 19 .Relación entre los lados de un conducto rectangular y el diámetro de otro circular

3.2.2. Pérdida de carga en accesorios

Se definen como accesorios en una red de conductos cualquier elemento de la misma que produzca una modificación (aunque sea momentánea y después se recupere) de la velocidad del aire o de su trayectoria.

Esta modificación de su velocidad o trayectoria produce en el aire una pérdida de energía proporcional a la energía cinética que lleve en dicho instante, o lo que es lo mismo, se produce una pérdida de presión total proporcional a la presión dinámica que lleve el aire.

$$\Delta E_{total} = K_1 \frac{v^2}{2} \leftrightarrow \Delta P_{total} = K_2 P_v \quad (29)$$

Dicha constante de proporcionalidad es función del tipo de accesorio, y se conoce como COEFICIENTE DE PERDIDA DINAMICA, (adimensional).

$$\Delta P = C \frac{\rho v^2}{2} = 9,63 C \frac{v^2}{16} \quad (30)$$

donde,

C = Coeficiente de pérdida dinámica (adimensional)

v = Velocidad (m/s)

ΔP = Pérdida de presión (Pa)

El problema queda resuelto si conocemos para cada accesorio su coeficiente de pérdida de carga (C). Dichos coeficientes se facilitan para distintos accesorios rectangulares y circulares.

Cuando en el accesorio el aire cambia de velocidad (por cambio de sección), el coeficiente de pérdida dinámica siempre se refiere a la velocidad de entrada al accesorio

$$C' = C \frac{v^2}{v_s^2} \quad (31)$$

donde

v_s (m/s), es la velocidad a la salida del accesorio.

Y en este caso:

$$\Delta P = 9,63 C \frac{v^2}{16} = 9,63 C' \frac{v_s^2}{16} \quad (32)$$

Otro caso especial de accesorio a considerar son las derivaciones, utilizadas como elementos convergentes o divergentes (ver como ejemplo derivación fig.20); en estos casos ambos ramales presentan una pérdida de carga distinta, por lo cual se deben definir tanto el coeficiente de pérdida dinámica de la rama en la cual el aire continúa en la misma dirección (conocida como rama principal C_p), y el coeficiente de pérdida dinámica de la rama en la que el aire cambia de dirección (conocida como rama derivada C_D). Como siempre dichos coeficientes se refieren a la velocidad en la rama común (rama antes de la derivación o rama después de la convergencia, según el caso).

$$\Delta P_p = C_p \frac{\rho v^2}{2} = 9,63 C_p \frac{v^2}{16} \quad (33)$$

$$\Delta P_d = C_d \frac{\rho v^2}{2} = 9,63 C_d \frac{v^2}{16} \quad (34)$$

donde,

C_p = Coeficiente de pérdida dinámica para la rama principal (adim.)

C_D = Coeficiente de pérdida dinámica para la rama derivada (adim.)

v = Velocidad en la rama común (m/s)

ΔP_p = Pérdida de presión en la rama principal (Pa)

ΔP_D = Pérdida de presión en la rama derivada (Pa)

Estas pérdidas de presión se pueden expresar en función de la velocidad del aire en los tramos principal y derivado, para lo cual se deberán modificar las constantes “C” de la forma:

$$C_p' = C_p \frac{v^2}{v_p^2} \quad (35)$$

$$C_d' = C_d \frac{v^2}{v_d^2} \quad (36)$$

donde,

v_p = Velocidad en la rama principal (m/s)

v_D = Velocidad en la rama derivada (m/s)

Y finalmente podemos expresar la pérdida de presión por cada rama en función de sus respectivos coeficientes y de las velocidades respectivas de sus ramas:

$$\Delta P_p = 9,63 C_p \frac{v_p^2}{16} \quad (37)$$

$$\Delta P_d = 9,63 C_d \frac{v^2}{16} \quad (38)$$

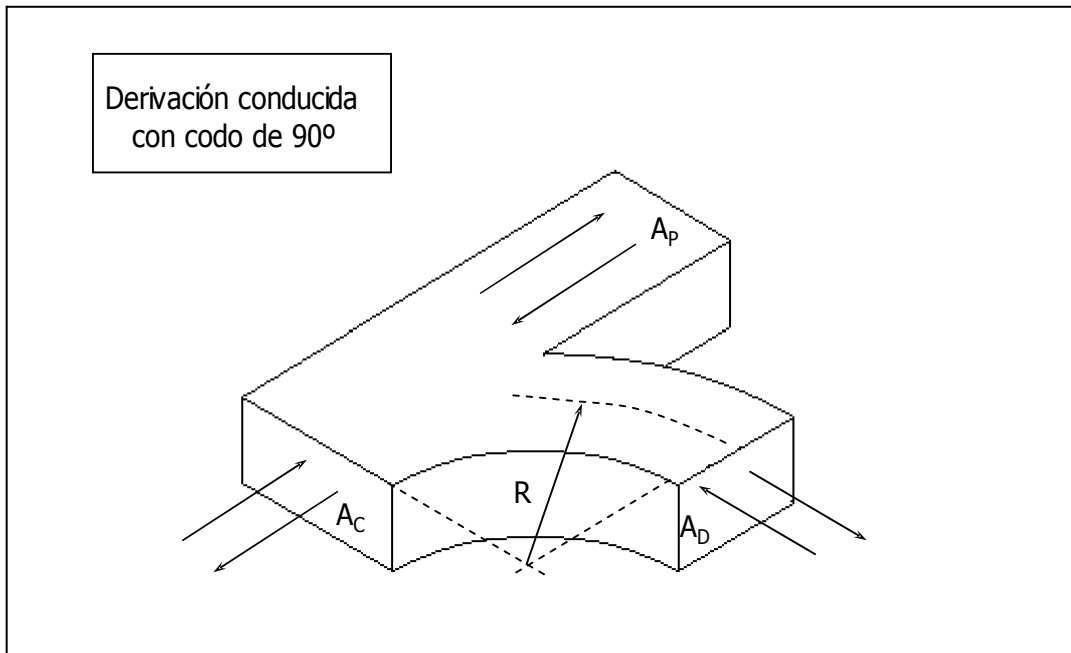


Fig. 20. Ejemplo de accesorio (derivación).

3.2.3. Concepto de longitud equivalente en accesorios

En muchas ocasiones se suele utilizar lo que se conoce como “Longitud equivalente del accesorio”, que no es más que estimar la longitud de conducto rectilíneo que nos produjera la misma pérdida de carga que el accesorio, por lo tanto:

$$\Delta P = 9,63 C \frac{v^2}{16} = \alpha \cdot 14,1 \cdot 10^{-3} L \frac{v^{1,82}}{D_H^{1,22}} \quad (39)$$

de donde despejando la longitud equivalente:

$$L = C D_H^{1,22} \frac{v^{0,18}}{\alpha 23,42710^{-3}} \quad (40)$$

se observa que la equivalencia es compleja, ya que realmente depende del diámetro hidráulico (DH), de la velocidad el aire (v) y del tipo de material (α).

No obstante lo anterior, podemos afirmar que la única dependencia importante a considerar es la debida al diámetro hidráulico, ya que:

- La dependencia con la velocidad es pequeña (observar el orden de su exponente), pudiendo variar el término $v^{0,18}$ entre $v=3$ m/s ($v^{0,18} = 1,219$) y $v=10$ m/s ($v^{0,18} = 1,513$).

- La incidencia del material es escasa (recordemos el orden de α). Fibra de vidrio ($\alpha=1,125$) y chapa galvanizada ($\alpha=0,9$).

Por lo tanto, finalmente se puede adoptar:

$$L = CD_H^{1,22} \frac{6^{0,18}}{23,42710^{-3}} = 60 C D_H^{1,22} \quad (41)$$

Así la longitud equivalente de un accesorio depende siempre del diámetro hidráulico del conducto al que está asociado dicho accesorio.

Determinados accesorios (equipos) presentan una pérdida de presión constante, tal es el caso de filtros, baterías, etc. Ello es debido a que en dichos elementos el aire circula a baja velocidad para poder realizar su función (intercambio de calor, eliminación de partículas, etc.). Pudiéndose en dichos casos señalar de forma general que la velocidad de paso es de unos 2 m/s.

En estos accesorios (equipos) la reducción de velocidad se hace a través de un aumento importante de sección (interior de una UTA, climatizador, batería, etc.), por lo que una modificación apreciable del caudal no supone una variación importante de la velocidad de paso, lo que implica que proporcionan una pérdida de carga prácticamente constante.

- La ecuación equivalente de accesorios circulares se obtiene de la ec. (38), y se representa gráficamente en función del valor del coeficiente de pérdida dinámica y del diámetro en la figura 21.

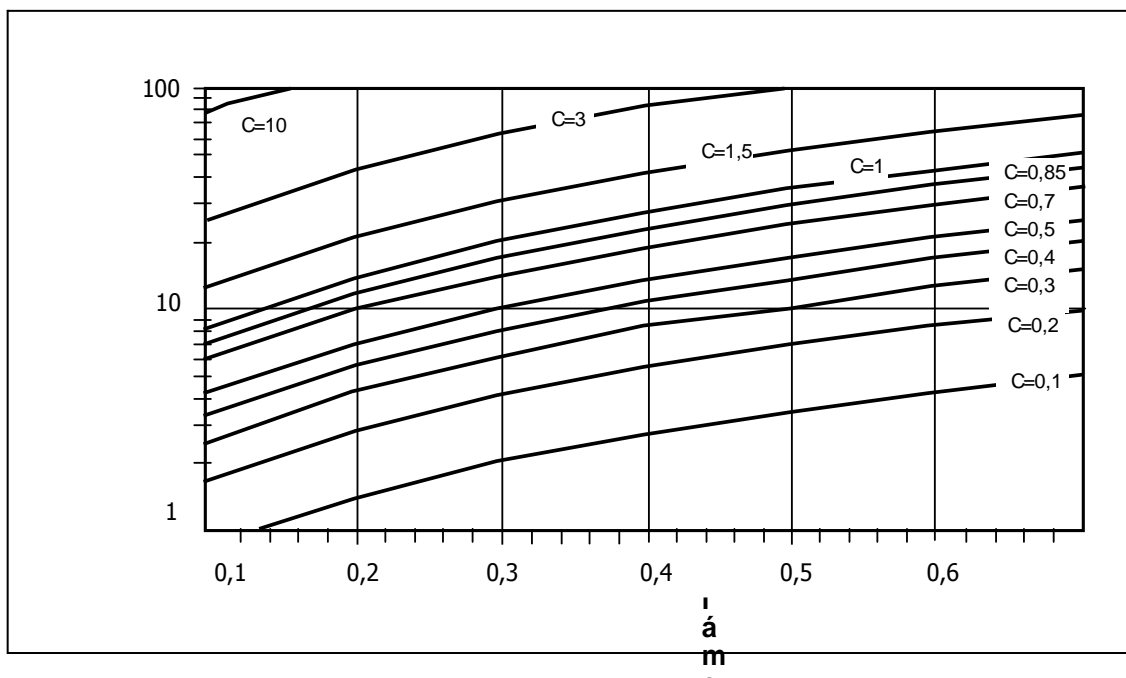


Fig. 21. Relación entre la L_{eq} y el valor de C para conducto circular

- La longitud equivalente en conductos rectangulares de los accesorios rectangulares se obtiene igualando la pérdida de presión en un tramo recto de conducto con la pérdida de presión en el accesorio, resultando la misma expresión 38, pero en este caso se debe utilizar el correspondiente diámetro hidráulico, que como sabemos resulta:

$$D_H = \frac{2 a b}{a + b} \quad (42)$$

El diámetro hidráulico de un conducto rectangular en función de sus lados se puede obtener gráficamente mediante la figura 21, y a partir de dicho valor y de la figura 20 calcular la longitud equivalente del conducto rectangular.

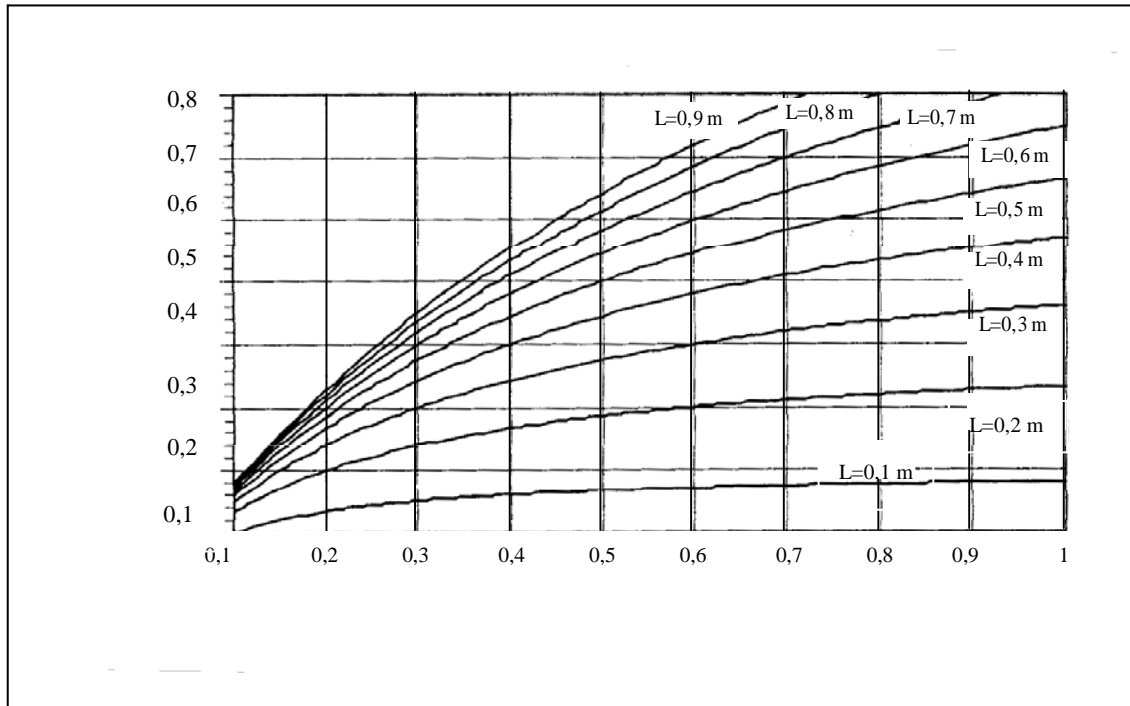


Fig. 22. Relación entre la L_{eq} y el valor de C para conducto circular

3.2.4. Pérdida de carga en elementos de impulsión/toma de aire

A) Difusores

El estudio del difusor a instalar en un determinado local es un proceso delicado, y depende como se dijo inicialmente del requerimiento en el movimiento de aire dentro de la habitación (velocidad en la zona ocupada), del caudal necesario, y del nivel de ruido permitido. En función de estos parámetros deberemos elegir un determinado producto.

Desde el punto de vista de pérdida de carga, el conjunto difusor más difusión en el local, ya sean por desplazamiento (laminar o micro-climatización), o de mezcla (tangencial ó difuso), se comporta como un accesorio, y por lo tanto la pérdida de carga que se produce será función del caudal de aire que impulsan (o de su velocidad en la sección de entrada al difusor).

El aire al entrar en el difusor, y desde su sección de entrada, sufrirá dentro del mismo una serie de cambios de dirección, y/o aumento/disminución de velocidad (por reducción/aumento de sección), saliendo en general del mismo a distinta velocidad que la de su entrada. No obstante podemos afirmar que la relación de velocidades será proporcional, siempre que exista una relación fija de superficies (entrada/salida).

El aire al salir del difusor inducirá aire de su entorno, comunicándole una cierta velocidad y difundiéndose por la habitación. A continuación, y durante el proceso de difusión, el aire irá perdiendo velocidad por rozamiento y finalmente se podrá considerar con una velocidad despreciable (la velocidad aconsejable en la zona de ocupación es inferior a 0,25 m/s).

Por lo tanto desde un punto de vista de pérdida de carga, tendremos una cierta pérdida de carga en el paso a través del difusor, y posteriormente una pérdida de carga a la salida por difusión en la habitación, y debido a que el aire finalmente alcanza velocidades despreciables al final de la difusión, la pérdida total de energía será igual a toda la energía que lleva el aire a la entrada del difusor.

La pérdida de carga dentro del difusor será proporcional al cuadrado de la velocidad de entrada al difusor, ó al cuadrado de su caudal.

$$\Delta P_{i.d.} = 9,63 C_{i.d.} \frac{v_{i.d.}^2}{16} = 9,63 \frac{C_{i.d.}}{S_{sent}^2} \frac{Q^2}{16} \quad (43)$$

donde,

- $\Delta P_{d.d.}$ = Pérdida de presión dentro del difusor (Pa)
- $v_{e.d.}$ = Velocidad (m/s), (en la sección de entrada al difusor)
- Q = Caudal (m³/s)
- $S_{ent.}$ = Sección de entrada al difusor (m²)
- $C_{i.d.}$ = Constante de pérdida de carga en el interior del difusor

La pérdida de carga por difusión en la habitación será igual a la presión dinámica del aire a la salida del difusor, función del cuadrado de la velocidad de salida del aire, la cual, para un difusor dado (relación de áreas de entrada/salida fija), será proporcional al cuadrado de la velocidad de entrada al difusor, ó al cuadrado de su caudal.

$$\Delta P_{v.s.d.} = \Delta P_{v.d.} = 9,63 \frac{v_{s.d.}^2}{16} = 9,63 K \frac{v_{e.d.}^2}{16} = 9,63 \frac{K}{S_{sent}^2} \frac{Q^2}{16} \quad (44)$$

donde:

- $P_{v.s.d.}$ = Presión dinámica del aire a la salida del difusor (Pa)
- $\Delta P_{s.d.}$ = Pérdida de presión por la difusión de aire en el local (Pa)
- $v_{s.d.}$ = Velocidad a la salida del difusor (m/s)
- K = Factor proporcional a la relación de áreas entrada / salida el difusor

Por lo tanto la presión total que debe llevar el aire a la entrada del difusor (sobre la presión estática reinante en la habitación), será la suma de ambos términos:

$$P_T = 9,63 (C_{i.d.} + K) \frac{v_{e.d.}^2}{16} = 9,63 \frac{(C_{i.d.} + K)}{S_{ent}^2} \frac{Q^2}{16} \quad (45)$$

El aire a la entrada del difusor poseerá una presión dinámica proporcional al cuadrado de su velocidad, por lo que la presión estática necesaria en el difusor será:

$$P = P_T - P_{v.e.d.} = 9,63 (C_{i.d.} + K - 1) \frac{v_{e.d.}^2}{16} = 9,63 \frac{(C_{i.d.} + K - 1)}{S_{ent}^2} \frac{Q^2}{16} \quad (46)$$

Es decir, tanto la presión estática como la presión total del aire a la entrada del difusor deberán ser proporcionales al cuadrado de la velocidad de entrada del aire al difusor (ó a su caudal), para que por dicho difusor circule un caudal dado Q.

$$C_{\text{difusor}} = (C_{i.d.} + k - 1) \quad (47)$$

$$\Delta P_{i.d.} = 9,63 C_{i.d.} \frac{v_{i.d.}^2}{16} = 9,63 \frac{C_{i.d.}}{S_{\text{ent}}^2} \frac{Q^2}{16} \quad (48)$$

$$P = P_T - P_{v.e.d} = 9,63 (C_{i.d.} + K - 1) \frac{v_{e.d.}^2}{16} = 9,63 \frac{(C_{i.d.} + K - 1)}{S_{\text{ent}}^2} \frac{Q^2}{16} \quad (49)$$

En definitiva, para caracterizar cualquier difusor, en cuanto a pérdida de carga, es únicamente necesario facilitar la constante “Cdifusor” referida al a velocidad de entrada del aire al difusor “ve.d.” y la sección de entrada al difusor “Sent.”.

Si la red de conductos está bien dimensionada el caudal de aire que circulará por cada difusor será el establecido “a priori” según el cálculo de cargas del local, y dado un difusor comercial el catálogo nos facilita para ese caudal:

- bien la presión total necesaria (dato, llamada normalmente disponible).
- bien la presión estática (dato, llamada normalmente disponible) y la sección de entrada al difusor (dato que, por desgracia, muy frecuentemente hay que elaborar a partir de las dimensiones del difusor), pudiendo obtener la velocidad de entrada del aire al difusor (cociente respecto al caudal), su presión dinámica, y por suma la presión total necesaria antes del difusor.

Esto lleva muchas veces en la práctica a considerar el difusor como una pérdida de carga constante y dato, denominada presión disponible en el difusor. (Este razonamiento es falso si la red no está bien dimensionada y por el difusor no circula el caudal previsto).

Si el conducto que alcanza al difusor tiene diferente sección (y por lo tanto el aire lleva distinta velocidad que en la sección de entrada al difusor), se deberá instalar una transformación (accesorio para embocar el difusor), en el cual se producirá una pérdida de carga adicional (observar en accesorios las posibles transformaciones).

Cuando el difusor lleva compuerta de regulación, la pérdida de carga que se producen en esta es función asimismo del cuadrado de la velocidad de entrada al difusor, y por lo tanto se pueden incluir dentro de la constante “Cdifusor” (difusor+compuerta+difusión en el local).

Finalmente se puede referir la característica del difusor a la velocidad del aire en el tramo que emboca al difusor (como se hizo para cualquier accesorio) mediante la relación:

$$C'_{\text{difusor}} = C_{\text{difusor}} \frac{v_{e.d.}^2}{v^2} \quad (50)$$

donde,

- v = Velocidad del aire en el último tramo (m/s)
- ve.d. = Velocidad del aire a la entrada del difusor (m/s)
- C'Difusor = Característica del difusor referida a la velocidad del aire en el último tramo

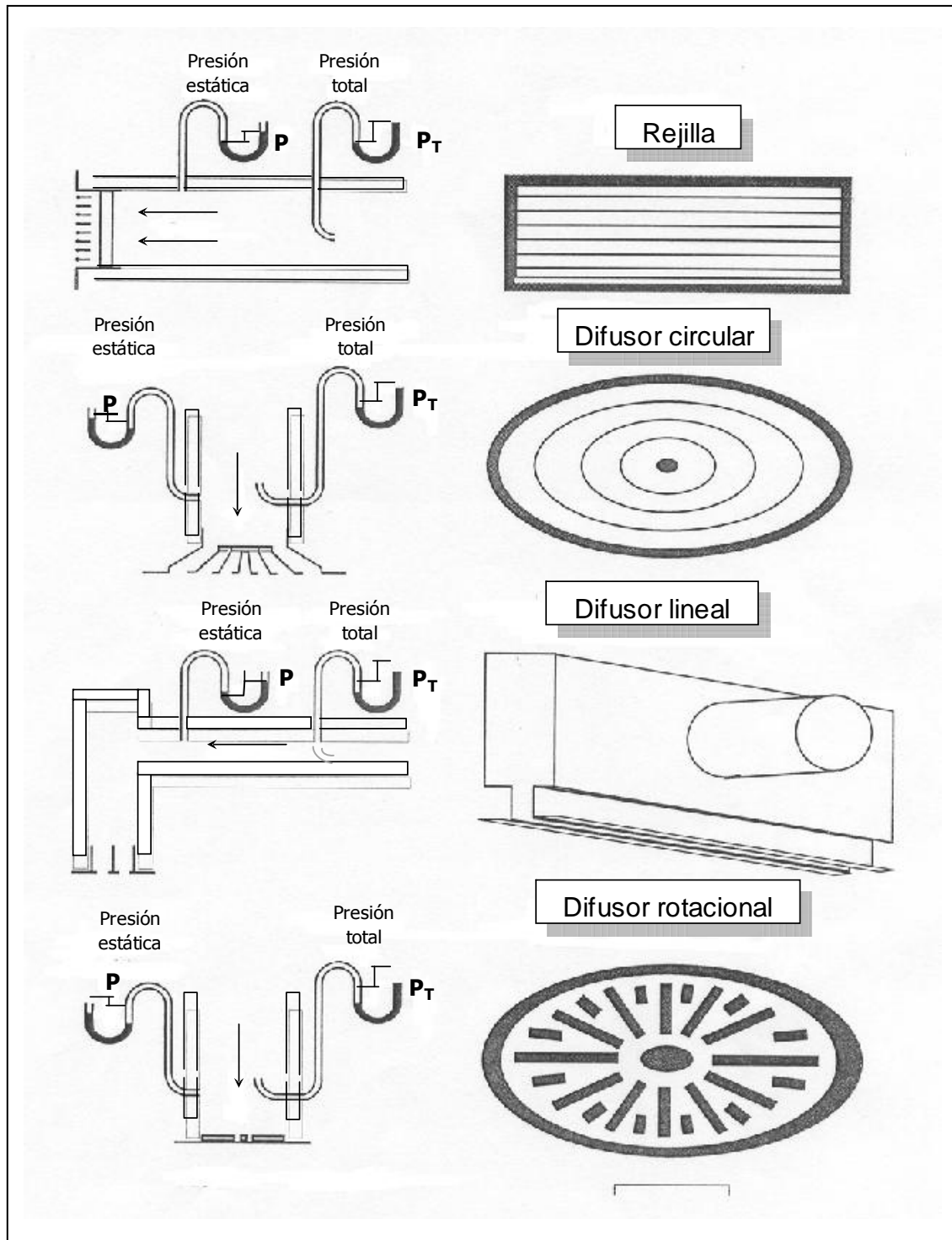


Fig. 24. Tipos de instrumentos para la difusión de aire y forma de medir la pérdida de carga-

B) Tomas de aire

Las tomas de aire, ya sea exterior, o interior, se realizan en general con rejillas, las cuales desde el punto de vista de pérdidas de carga se pueden igualmente considerar como un accesorio, y por lo tanto determinar su constante “Crejilla”. En este caso dicha $C_{rejilla}=C_{i.d.}$ (según la nomenclatura utilizada), pudiéndose obtener la pérdida de presión mediante la ecuación genérica de pérdida de carga en un accesorio con una $C=C_{i.d.}$.

Es evidente el diferente tratamiento que debemos dar a una rejilla de retorno con respecto a una de impulsión, ya que la de retorno sólo pierde energía por atravesar el aire este accesorio (rejilla), ya que la presión dinámica que adquiere el aire lo hace a costa de disminuir la presión estática del mismo, manteniéndose por tanto la presión total inalterada.

$$C_{rejilla} = C_{i.d.} \quad (51)$$

$$P_{T \text{ rejilla}} = P - 9,63 \frac{v_{e.d.}^2}{16} = 9,63 C_{rejilla} \frac{v_{e.d.}^2}{16} = 9,63 \frac{C_{rejilla}}{S_{sent}^2} \frac{Q^2}{16} \quad (52)$$

donde P_T pérdida , representa la presión total perdida en la rejilla de retorno, la cual viene expresada por la diferencia de la presión estática que tenía el aire al estar en reposo en el medio ambiente (P) menos la presión dinámica que adquiere el mismo al atravesar la rejilla de retorno consecuencia de la depresión originada por el ventilador.

En general en redes de retorno la sección de salida de la rejilla coincide con las dimensiones del conducto de retorno, en caso contrario se puede estimar la $C_{rejilla}$ en función de la velocidad en el tramo después de la rejilla mediante la relación:

$$C'_{rejilla} = C_{rejilla} \frac{v_{e.r.}^2}{v^2} \quad (53)$$

donde,

- v = Velocidad del aire en el primer tramo de la red de retorno (m/s)
- $v_{e.r.}$ = Velocidad del aire a la entrada de la rejilla (m/s)
- $C'_{rejilla}$ = Característica del rejilla referida a la velocidad del aire en el primer tramo

La velocidad del aire en los sistemas de retorno es en general pequeña, por lo que la pérdida de carga en dicha rejilla es también pequeña. Esto lleva muchas veces a considerar la rejilla como una pequeña pérdida de carga constante (~10 Pa).

Asimismo en los sistemas de retorno en los que la rejilla comunica a un plenum, (en general de dimensiones elevadas), se suele considerar la pérdida de carga de la rejilla como constante, y prácticamente despreciable la pérdida de carga en el plenum.

Por último indicar que en caso de existir compuertas de regulación, (no es frecuente poner este tipo de compuertas en rejillas de retorno), estas son un caso típico de accesorios dentro de un conducto, y por lo tanto se determina su comportamiento a partir de su constante “C”. En general estas compuertas imponen una pequeña pérdida de carga cuando están completamente abiertas a la circulación del aire.

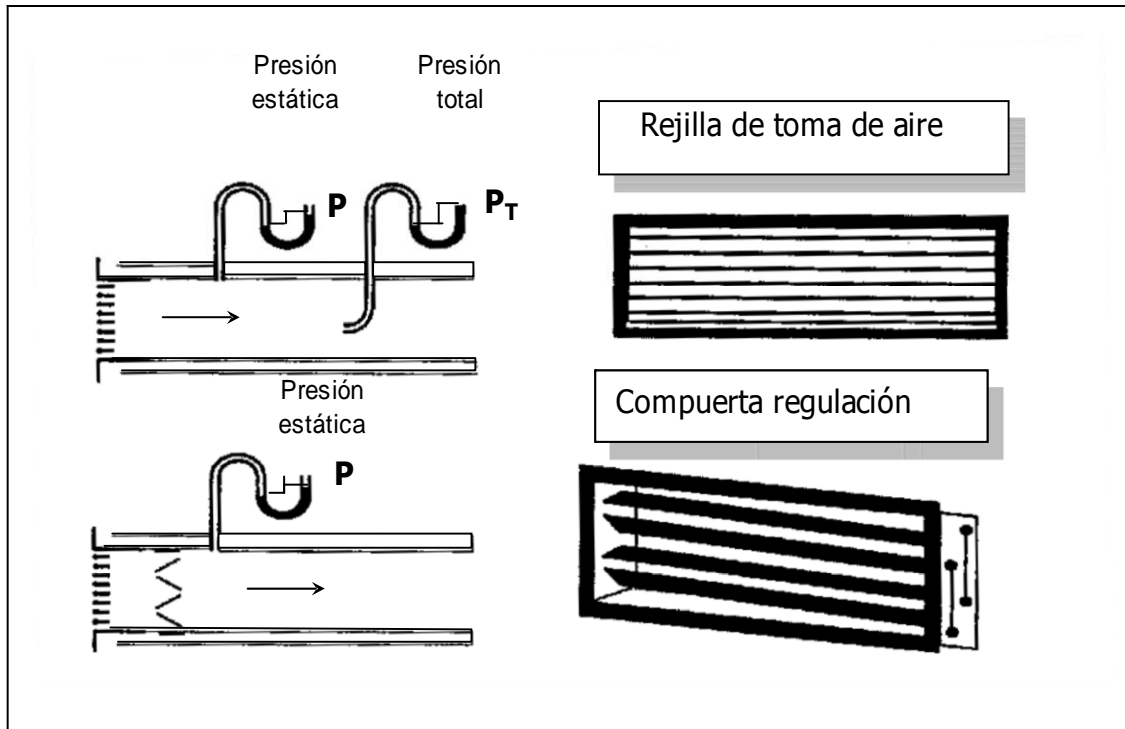


Fig 25. Tomas de aire y compuertas de regulación

3.3. Recuperación de presión estática a lo largo de una rama

De acuerdo con Bernoulli cualquier fluido transforma presión dinámica a estática, esta transformación se conoce como recuperación de presión estática, aunque para realizar dicha transformación es necesario la utilización de un accesorio (derivación, cambio de sección, ...), en donde a su vez se produce una pérdida de carga que se deberá contabilizar, por lo que la transformación total es imposible (siempre se pierde una energía).

La recuperación estática en conductos de aire se puede obtener de la siguiente expresión donde, debido a que sólo es posible recuperar una proporción suele multiplicarse por un factor de minoración K:

$$\Delta P_{R.E} = K \rho \frac{v_{sal.}^2 - v_{ent}^2}{2} \quad (54)$$

donde,

$\Delta P_{R.E}$ = Recuperación estática en la derivación (Pa)
 ρ = Densidad del fluido (kg/m³)
 $v_{sal} ; v_{ent}$ = Velocidad de salida y entrada en la derivación (m/s)

En la fig. 25. se observa cómo podría evolucionar la presión estática y total a lo largo de una rama, constituida por los tramos 1, 2 y 3, para el siguiente esquema de una red de conductos tomada como ejemplo.

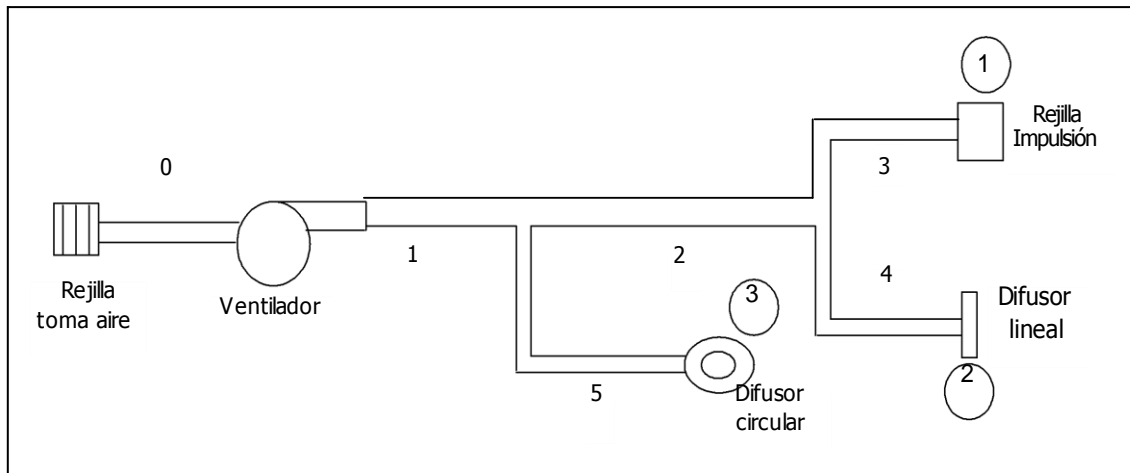


Fig. 26. Ejemplo de una red de conductos

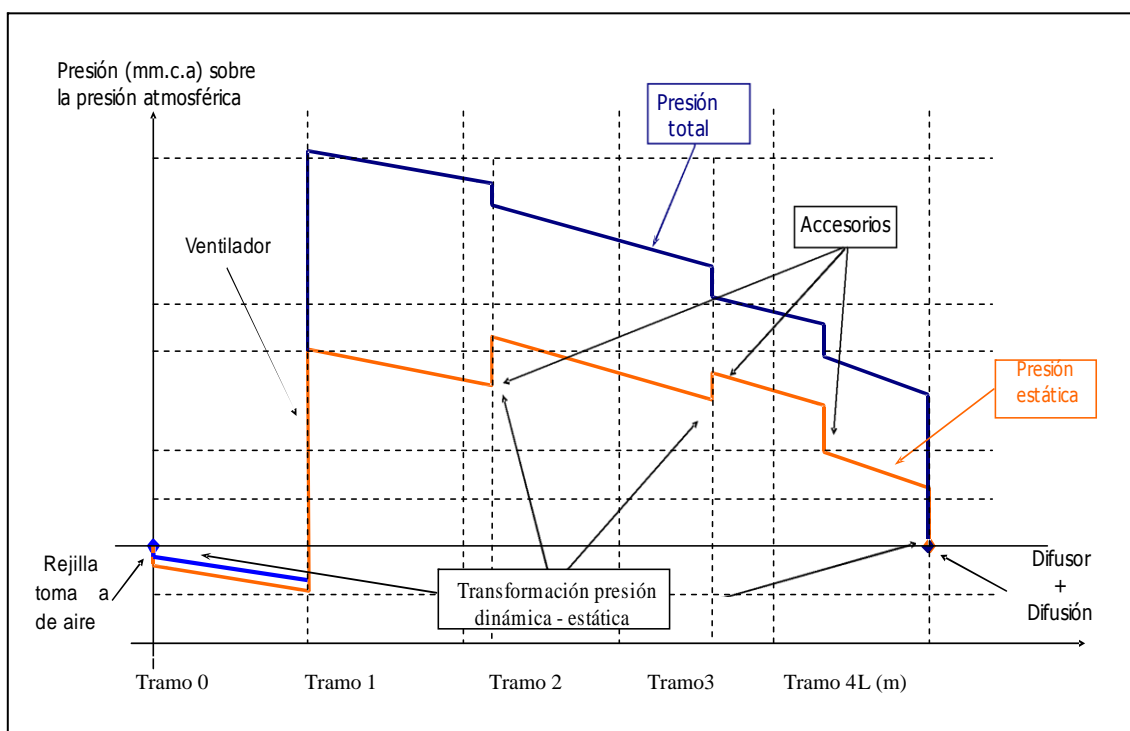


Fig. 27. Evolución de la presión a lo largo de una rama en una instalación

4. METODOS DE CÁLCULO

Para resolver el problema del "Cálculo de Conductos", suelen emplearse los siguientes métodos:

- 1.- Método de reducción de velocidad.
- 2.- Método de pérdida de carga constante en toda la instalación.
- 3.- Método de igual pérdida de carga en cada rama.
- 4.- Método de recuperación estática o igual fricción.

Cada método presenta unas determinadas características, y es aconsejable su utilización en cierto tipo de instalaciones. Asimismo es de señalar que presentan distinto dimensionamiento final de la instalación, lo cual produce diferente superficie total de conductos (coste), diferente presión total requerida en el ventilador y necesidad o no de utilizar diafragmas de regulación (en la práctica se suelen utilizar compuertas de regulación sobre el propio difusor para equilibrar la instalación cuando es requerido).

En nuestro proyecto analizaremos pormenorizadamente sólo el segundo y el cuarto método, ya que el tercer método es una derivación del segundo y el primero como describiremos a continuación no requiere software, está basado sobre todo en la experiencia del proyectista.

4.1. Método de reducción de velocidad

No se trata propiamente de un método de cálculo, sino más bien de un uso de la experiencia adquirida en este tipo de instalaciones. El procedimiento se basa en asignar a cada tramo una velocidad "asumida por la experiencia", de forma que la velocidad vaya descendiendo desde la salida del ventilador (ó equipo de climatización) hasta las bocas (difusores).

Dentro de esta asignación de velocidades podríamos diferenciar entre conductos principales (desembocan a su vez en otros conductos), y conductos derivados (proviene de conductos principales y van a bocas). Esta división puede realizarse tanto en la red de impulsión como la de retorno.

En la tabla 3 se facilitan los valores de las velocidades máximas aconsejables por la experiencia en los diferentes conductos y dependiendo del tipo de aplicación (relacionado con el nivel de ruido aceptable y por tanto con la velocidad máxima recomendada).

APLICACION	CONDUCTOS DE IMPULSION		CONDUCTOS DE RETORNO	
	PRINCIPAL	DERIVADO	PRINCIPAL	DERIVADO
RESIDENCIA	5	3	4	3
AUDITORIOS	6,5	5	5,5	4
DORMITORIOS	7,5	6	6,5	5
OFICINAS	9	7	7	6
BANCOS /RESTAURANTES	9	7	7,5	6
COMERCIOS /CAFETERIAS	10	8	8	6
INDUSTRIA	15	11	9	7,5

Tabla 3. Velocidades máximas recomendadas

Sabiendo los caudales que deben salir por cada boca (resultado del cálculo de cargas de la instalación y del número de difusores acoplado a cada local), y conociendo la red de distribución propuesta, podemos estimar el caudal que debe circular por cada uno de los tramos que componen la instalación.

Asignando una velocidad del aire en cada tramo de acuerdo con la experiencia (Tabla 3, reducción de la velocidad conforme nos alejamos de la salida del ventilador), estimamos la sección del conducto en cada tramo sin más que dividir el caudal que debe circular por la velocidad a la que circula.

A partir de dicha sección de conducto y mediante la consideración de conducto circular obtendremos el diámetro interior del conducto que se utiliza en cada tramo. En caso de ser conducto rectangular u oval mediante la sección y una altura dada (o relación base/altura) determinaremos la anchura del conducto.

A continuación se calculan las pérdidas de carga en la rama más desfavorable, elegida por la experiencia del proyectista (normalmente la rama más larga o la de mayor número de accesorios), para estimar la presión estática en el ventilador.

Aunque el método presenta un inconveniente importante, a la postre ni las velocidades ni los caudales estimados serán los reales, por lo que la red no estará equilibrada.

4.2. Método de pérdida de carga constante en toda la instalación

El método se basa en fijar para cualquier tramo de la red de conductos una pérdida de carga constante por metro, normalmente entorno a 1 Pa/m. ($\gg 0,1$ mm.c.a./m). A partir de la definición anterior, y mediante la siguiente ecuación, se tiene el diámetro en circular que debe tener el conducto en cada tramo, (ya que se conoce el caudal que se desea circule por cada tramo, a la vista del que debe salir por cada boca y la estructura de la red de conductos).

$$D_i = \left[\frac{\alpha 21,89 \cdot 10^{-3} Q_i^{1,82}}{(P_A - P_B)/L} \right]^{\frac{1}{4,86}} \quad (55)$$

donde,

$$\begin{aligned} (P_A - P_B)/L &= \text{Pérdida de presión por metro en cualquier tramo } (\gg 1 \text{ Pa/m}) \\ Q_i &= \text{Caudal circulante en el tramo "i" } (\text{m}^3/\text{s}) \\ \alpha &= \text{Parámetro dependiente del material empleado} \\ D_i &= \text{Diámetro del conducto en circular en el tramo "i" } (\text{m}) \end{aligned}$$

En caso de utilizar conductos circulares la velocidad en cada tramo se puede obtener mediante la expresión:

$$v_i = \frac{4Q_i}{\pi D_i^2} \quad (56)$$

donde,

v_i es la velocidad (m/s).

En caso de utilizar conductos rectangulares se obtienen sus dimensiones mediante la ecuación:

$$D_i = 1,30 \frac{(a_i b_i)^{0,6255}}{(a_i + b_i)^{0,251}} \quad (57)$$

donde,

$$\begin{aligned} D_i &= \text{Diámetro del conducto en circular en el tramo "i" } (\text{m}) \\ a_i &= \text{Altura conducto en rectangular del tramo "i" } (\text{m}) \\ b_i &= \text{Base conducto en rectangular del tramo "i" } (\text{m}) \end{aligned}$$

Y sus velocidades se obtienen sin más que realizar el cociente entre el caudal y la sección del conducto rectangular.

$$v_i = \frac{Q_i}{a_i b_i} \quad (58)$$

Si a continuación escogemos la siguiente rama más larga, la pérdida de presión total en dicha rama deberá ser la misma que en la rama principal, (para que el sistema este equilibrado y circule el caudal deseado por ella), por lo tanto se deberá cumplir para esta segunda rama:

$$\begin{aligned} \Delta P_{T \text{ rama larga}} = \sum_{\text{tramos}} \left[\alpha 14,1 \cdot 10^{-3} \frac{v_i^{1,82}}{D_{Hi}^{1,22}} + 9,63 \sum C_{\text{tramo } i} \frac{v_i^2}{16} + \right. \\ \left. + 9,63 C_{Di} \frac{v_{\text{ant}}^2}{16} \right] + 9,63 (C_{\text{difusor}} + 1) \frac{v_{\text{e.d.}}^2}{16} \quad (59) \end{aligned}$$

donde el sumatorio se extiende a todos los tramos que componen dicha segunda rama más larga de impulsión.

- α = Parámetro dependiente del material empleado (Tabla 2.)
 L_i = Longitud del tramo "i" (m)
 v_i = Velocidad del aire en el tramo "i" (m/s)
 v_{ant} = Velocidad del aire en el tramo anterior (m/s)
 $v_{e,dif}$ = Velocidad de entrada del aire en el difusor (m/s)
 D_{Hi} = Diámetro hidráulico del conducto en el tramo "i" (m)
 $\sum C_{tramo\ i}$ = Sumatorio de los coeficientes de pérdida dinámica de todos los accesorios que existen en el tramo "i". (Se recuerda que también se puede operar por medio del concepto de longitud equivalente del accesorio)
 C_{Di} = Coef. de pérdida dinámica de la derivación para el tramo "i" $C_{difusor}$ = Ver características del difusor a partir de datos de catálogo
 $\Delta P_{T\ rama\ larga\ i}$ = Presión total requerida en la rama de impulsión más larga (Pa).

Hay que tener en cuenta que algunos tramos que componen esta segunda rama ya han sido dimensionados (los tramos comunes a la rama más larga y a esta segunda rama).

La pérdida de presión en los tramos no dimensionados deberá ser la diferencia, tal como se expresa en la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{T\ rama\ larga} = & \Delta P_{T\ rama\ larga} - 9,63 (C_{difusor} + 1) \frac{v_{e,d.}^2}{16} - \\
 & - \sum_{\text{tramos dimensionados}} \left[\alpha 14,1 \cdot 10^{-3} L_i \frac{v_i^{1,82}}{D_{Hi}^{1,22}} + 9,63 \sum C_{tramo\ i} \frac{v_i^2}{16} + \right. \\
 & \left. + 9,63 C_{Di} \frac{v_{ant}^2}{16} \right]
 \end{aligned} \quad (60)$$

donde,

$v_{e,dif}$ = Velocidad del aire en la entrada al difusor en esta segunda rama (m/s)

Una vez calculada la presión que se debe perder en los tramos no dimensionados, y conocida su longitud equivalente (realmente estimada y luego comprobada dicha estimación), se determina la pérdida de carga por metro que deben tener estos tramos no dimensionados, y que será diferente a la de la rama principal.

$$\frac{\Delta P_{T\ tramos\ no\ dimensionados}}{L_{equi.\ tramos\ no\ dimensionados}} \quad (61)$$

A partir de dicho valor y únicamente para los tramos no dimensionados de esta segunda rama se obtendrán sus diámetros circulares equivalentes mediante:

$$D_i = \left[\frac{\alpha 21,89 \cdot 10^{-3} Q_i^{1,82}}{\Delta P_{T\ tramos\ no\ dimensionados} / L_{equi\ tramos\ no\ dimensionados}} \right]^{\frac{1}{4,86}} \quad (62)$$

seguidamente se podrían obtener sus dimensiones equivalentes en el caso de ser conducto rectangular y sus velocidades.

El proceso se sigue con todas las restantes ramas, en las cuales siempre quedan tramos por dimensionar, aunque en algunos casos resta únicamente el tramo que llega al difusor.

4.3. Método de recuperación estática

Este método se basa en la idea de mantener constante la presión estática al final de cada tramo. Es decir, que la pérdida de carga que se produzca en cada tramo sea igual a la recuperación de la presión estática (por disminución de velocidad) que hayan tenido al principio de este tramo, por lo que la presión estática al final del tramo anterior y de este permanece constante.

El procedimiento utilizado para el dimensionamiento de cada tramo es diferente dependiendo del tipo de tramo, así podemos diferenciar:

- Tramo a la salida del ventilador y/o equipo de climatización.

Este tramo se dimensiona a voluntad del proyectista, bien fijando una velocidad dada, (en general la de salida del ventilador), o bien una pérdida de carga por metro (en general del orden de 1 Pa/m \gg 0,1 mm.c.a./m).

Si se fija la velocidad y conocido el caudal, se obtiene la sección ($Q=v S$), y conocido el tipo de conducto, circular, rectangular se determinan sus dimensiones y el diámetro equivalente en circular, con lo cual podemos estimar la pérdida de carga en el primer tramo mediante:

$$\alpha 14,1 \cdot 10^{-3} L_i \frac{v_i^{1,82}}{D_{Hi}^{1,22}} + 9,63 \sum C_{tramo\ i} + \frac{v_i^2}{16} + 9,63 C_{Di} \frac{v_{ant}^2}{16} = 9,63 \frac{v_{ant}^2 - v_i^2}{16} \quad (63)$$

donde,

α	= Factor dependiente del material empleado en el conducto
$L_{i\ equiv.}$	= Longitud equivalente del tramo "i" (m)
v_i	= Velocidad del aire en el tramo "i" (m/s)
D_{Hi}	= Diámetro hidráulico del conducto en el tramo "i" (m)
v_{ant}	= Velocidad del aire en el tramo anterior (m/s)

El valor del diámetro hidráulico se puede expresar en función del caudal (dato) y de la velocidad del aire en el conducto (v_i) como:

- En conductos circulares:

$$D_H = \frac{4S}{P} = \frac{\pi D^2}{\pi D} = D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_i}} = 1,128 \sqrt{\frac{Q}{v_i}} \quad (64)$$

-En conductos rectangulares tenemos dos variables independientes (base "b" y

altura “a”), debiendo definir una de ellas (por ejemplo una altura fija) o una relación base/altura dada (es lo más frecuente):

- En el caso de ser dato una de las variables (por ejemplo la altura),

$$D_H = \frac{4S}{P} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{4\frac{Q}{v}}{2\left(a + \frac{Q}{av}\right)} \quad (65)$$

En el caso de ser dato una relación base/altura = r

$$\begin{aligned} D_H &= \frac{4S}{P} = \frac{4\frac{Q}{v}}{a(\pi + 2(r-1))} = \frac{4\frac{Q}{v}}{\frac{1}{\sqrt{\frac{\pi}{4} + (r-1)}}\left(\pi + 2(r-1)\sqrt{\frac{Q}{rv}}\right)} = \\ &= \frac{2\sqrt{\frac{\pi}{4} + (r-1)}}{\left(\frac{\pi}{2} + r - 1\right)} \sqrt{\frac{Q}{v}} \end{aligned} \quad (66)$$

Sustituyendo estas relaciones (según el tipo de conducto y el dato conocido) en la ecuación general de este método (ec. 59) resulta una expresión en la que la única variable desconocida es la velocidad en el tramo. Así por ejemplo si se tratara de una conducto circular la expresión que se obtiene es:

$$\alpha 12.28 L_i \frac{v_i^{2.43}}{D_{Hi}^{0.61}} + 9,63 \sum C_{tramo\ i} \frac{v_i^2}{16} + 9,63 C_{Di} \frac{v_{ant}^2}{16} = 9,63 \frac{v_{ant}^2 - v_i^2}{16} \quad (67)$$

El procedimiento de obtención de la velocidad debe ser iterativo, lo cual lo hace extremadamente complicado ante cálculos manuales.

Por otra parte hay que señalar que con este método pueden existir determinados casos en los que no existe solución (realmente la solución presenta una sección de conducto muy elevada y una velocidad prácticamente despreciable). Esto ocurre cuando se parte de una velocidad en el tramo anterior muy pequeña.

5. VENTILADORES

5.1. Tipos de ventiladores

Los tipos de ventiladores utilizados en los sistemas/equipos de aire acondicionado, son los centrífugos y los axiales (ó helicoidales).

El comportamiento del ventilador centrífugo depende fuertemente de la orientación de las palas, por lo que es conveniente analizarlo en función de este hecho que se estudiará en un apartado posterior.

Los ventiladores helicoidales comunican muy poca presión estática al aire, aunque pueden manejar grandes caudales, por lo que en general no serán utilizados en las instalaciones de conductos, además hay que señalar que son ruidosos. Debido a estas características se suelen emplear en lugares donde la pérdida de carga es mínima y el caudal necesario a tratar sea elevado, no siendo demasiado importante el aspecto de ruido, es por lo que se emplean mucho en los equipos de condensación de máquinas frigoríficas.

Desde el punto de vista del dimensionamiento de una red de conductos es necesario conocer la presión estática (P), o la presión total (PT) que es capaz de comunicar el ventilador al aire cuando por este circula un cierto caudal, ya que mediante los ventiladores nosotros pretendemos transformar toda la energía estática del aire en presión dinámica.

En general las casas comerciales facilitan bien de forma gráfica, o bien por tablas las anteriores relaciones, así como todas las cotas de la máquina y/ó ventilador, por lo que es posible determinar la sección de salida del aire (y dado el caudal conocer la velocidad de salida y la presión dinámica comunicada al aire).

5.1.1. Ventilador centrífugo con paletas hacia delante

En la fig. 27 se representa el comportamiento del ventilador centrífugo con las paletas hacia delante, en ella se tiene la presión total, presión estática, potencia requerida y rendimiento del equipo en función del caudal trasegado.

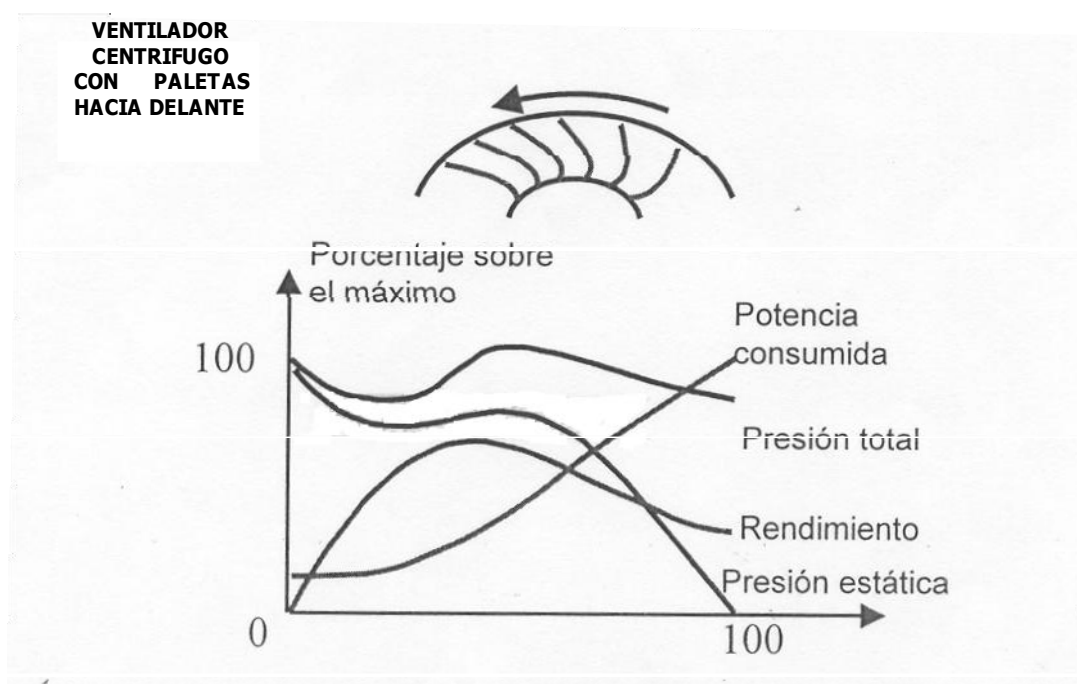


Fig. 27. Curvas $\Delta P-Q$ para ventilador centrífugo con paletas hacia delante

Podemos observar varias características importantes:

- Existe una zona muy amplia de caudales donde la presión estática se mantiene prácticamente constante.
- La potencia requerida aumenta conforme aumenta el caudal circulante, por lo que este tipo de ventiladores se pueden “embalar” y llevar a grandes consumos, y por lo tanto a sobrecargar el motor eléctrico que arrastre el ventilador.
- El ruido producido es en general bajo.

Debido a estas características son los más utilizados en ventilo-convectores (fan-coil).

El comportamiento del ventilador con las palas rectas es semejante a este, aunque hay que destacar que no se mantiene tan constante la presión estática, siendo más fácil de construir dichas palas.

5.1.2. Ventilador centrífugo con paletas hacia atrás

En la fig. 28 se representa el comportamiento del ventilador centrífugo con las paletas hacia atrás, en ella se tiene la presión total, presión estática, potencia requerida y rendimiento del equipo en función del caudal trasegado.

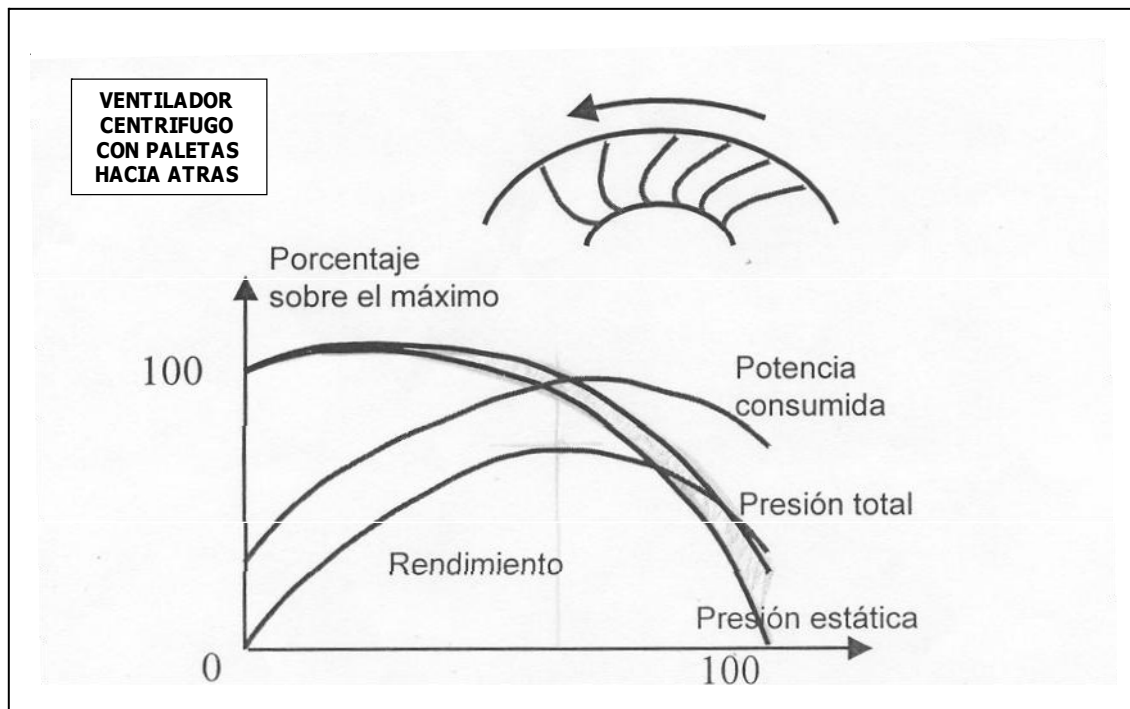


Fig. 28. Curvas $\Delta P(\text{estática}) - Q$ para ventilador centrífugo con paletas hacia atrás

Podemos observar en la figura anterior las siguientes características importantes:

- La presión estática comunicada al aire es un porcentaje elevado de la presión total, por lo que son muy interesantes en instalaciones de conductos de baja velocidad.
- La potencia requerida presenta un máximo en función del caudal circulante, por lo que este tipo de ventiladores no se pueden “embalar” y por lo tanto no llegan a sobrecargar el motor eléctrico que arrastre el ventilador.

- La presión estática varía apreciablemente en función del caudal circulante, así como su rendimiento, por lo que es necesario una buena selección para una instalación dada.
- El ruido producido es en general bajo.

Debido a estas características son los más utilizados en las instalaciones con conductos, así como en los equipos de aire acondicionado (partidos, autónomos, ...).

5.2. Leyes de los ventiladores

Para modificar las curvas de presión estática frente a caudal en un ventilador dado se utilizan diferentes técnicas, y concretamente la más conocida es modificar el número de revoluciones del ventilador (por cambio de poleas o por variación de frecuencia).

Cuando en un ventilador se modifican el número de revoluciones, de las condiciones

“1” (n_1) a las condiciones “2” (n_2), podemos afirmar que:

- El caudal circulante variará proporcionalmente al número de revoluciones.

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} \quad (68)$$

- La presión estática variará proporcionalmente al número de revoluciones al cuadrado:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (69)$$

- La potencia total consumida por un ventilador es:

$$W = \frac{\Delta P Q}{\eta_v} \quad (70)$$

por lo que la potencia consumida variará con el número de revoluciones al cubo:

$$W_2 = \frac{\Delta P_2 Q_2}{\eta_v} = \frac{\Delta P_1 Q_1}{\eta_v} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 = W_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (71)$$

donde,

W = Potencia (W)
 η_v = Rendimiento del ventilador
 Q = Caudal (m³/s)
 ΔP = Salto de presión estática (Pa)

De acuerdo con estas leyes, el comportamiento de un ventilador es fácilmente modificable en función del número de revoluciones.

Como hemos indicado el rendimiento del ventilador varía en función del punto $\Delta P - Q$ de funcionamiento, existiendo una zona de rendimiento máximo. Es por lo tanto muy interesante para una determinada instalación adaptar correctamente la curva del ventilador a la curva resistente de la instalación, con el fin de que el punto de funcionamiento se sitúe en una zona donde el rendimiento del ventilador sea elevado.

5.3. Datos de catálogo necesarios para los ventiladores y/o equipos de aire acondicionado

Como se ha indicado, las casas comerciales en general facilitan bien de forma gráfica, o bien por tablas las relaciones entre la presión estática y el caudal (ó la presión total y el caudal), además de la sección de salida del aire. En dichas gráficas o tablas se debería indicar también el rendimiento del ventilador (o la potencia total consumida) y el número de revoluciones (para poder extrapolar los resultados a otras condiciones de funcionamiento).

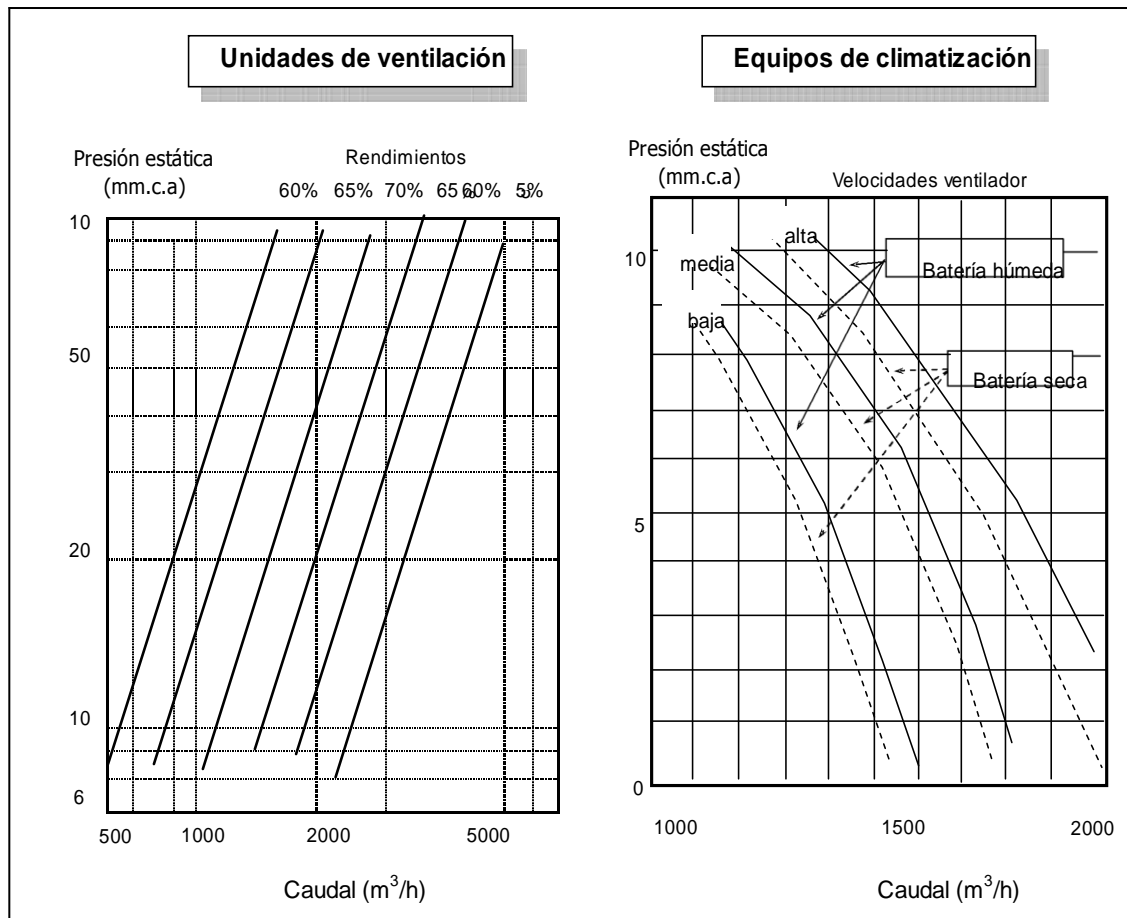


Fig. 29. Representación general de las curvas ΔP (estática) – Q facilitadas para un ventilador y para un equipo de aire acondicionado (ventilador + filtro + batería)

En caso de utilizar un equipo de climatización comercial, la curva de ΔP (estática) – Q es la del conjunto completo (ventilador + filtros + baterías). Normalmente se distingue entre baterías secas y húmedas, ya que estas últimas presentan mayor pérdida de carga. Evidentemente en nuestro proyecto deberemos utilizar la situación más crítica (ya sea verano – batería húmeda, ó invierno – batería seca).

Así mismo, y para un equipo de climatización con motor eléctrico directo sobre el ventilador se puede permitir la regulación entre 3 velocidades distintas del ventilador, (facilitándose en consecuencia dichas curvas a diferentes velocidades).

6. RESOLUCION GENERAL DE UNA INSTALACION

6.1. Principios del cálculo de instalaciones.

Las leyes físicas que se cumplirán en cualquier red de conductos se pueden resumir en los dos puntos siguientes:

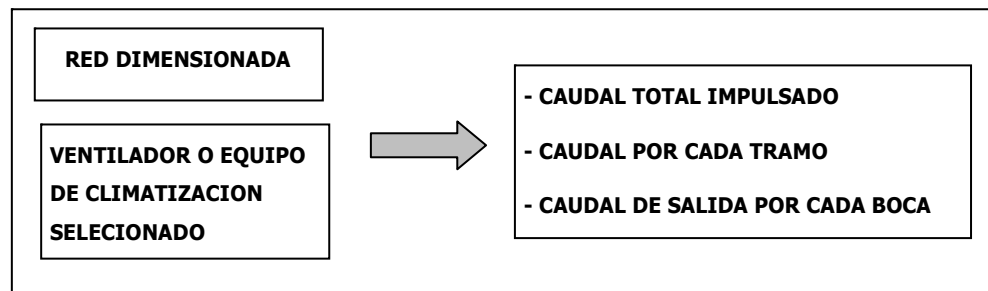
1.- El caudal de aire siempre se repartirá en la red de impulsión de forma que por cualquier rama se produzca la misma pérdida de carga (incluyendo la pérdida de carga por difusión en el local). Análogamente, y en el caso de existir varias ramas del retorno, el aire siempre se introducirá por dicha red de retorno de forma que la pérdida de carga que se produzca por cualquier rama sea siempre la misma.

2.- En una red de conductos ya dimensionada, el caudal circulante cuando le aplicamos un ventilador o un equipo de climatización, será aquel en el que se igualen la presión total que suministra el ventilador y la pérdida de presión total en la red de impulsión- retorno.

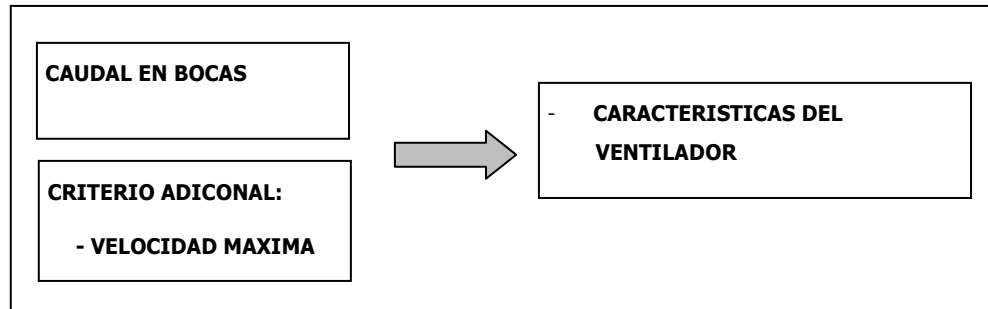
6.2. Objetivos del cálculo de instalaciones.

Los objetivos de cálculo que nos podemos plantear ante una red de conductos son tres:

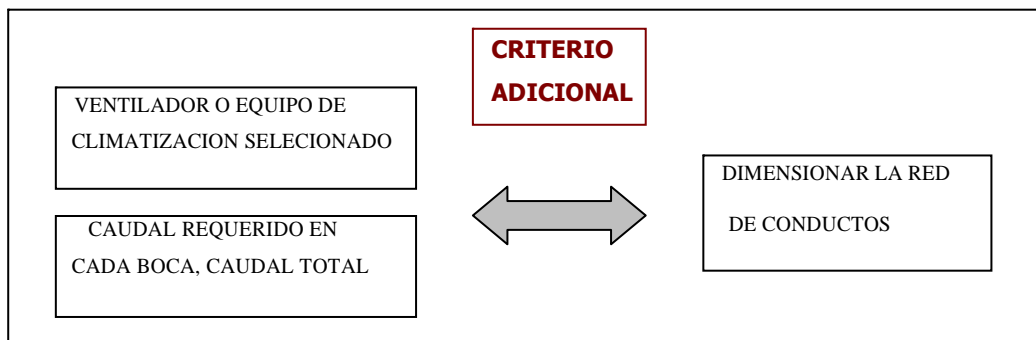
- A) Dimensionada una red de conductos y elegido un ventilador ó equipo de climatización, estimar el caudal real que circula por cada uno de los tramos, el que sale por cada boca (difusor), así como el caudal total impulsado.



- B) Dimensionar una red de conductos, de forma que circule el caudal requerido en cada una de las bocas, además de cumplir un criterio adicional (pérdida de carga por metro máxima, velocidad máxima, coste económico mínimo, ...). Como resultado obtendríamos las características del ventilador ó equipo de climatización necesario (conjunto presión estática, presión total y caudal) y las dimensiones de los conductos.



C) Elegido un ventilador ó equipo de climatización, y los caudales requeridos, (tanto el total como el que debe salir por cada boca), dimensionar la red de conductos. La forma de obtener la solución se puede plantear variando el criterio adicional (del punto anterior), hasta que la presión total requerida por el sistema sea la que suministra el ventilador para el caudal total supuesto. Se trataría de un proceso iterativo.



6.3. Estimación del punto de funcionamiento de una instalación.

En este apartado estudiaremos la estimación del punto de funcionamiento de una instalación cuando se ha seleccionado un ventilador o equipo de climatización y se ha dimensionado la red de conductos.

Se denomina curva característica resistiva del sistema o curva característica de un sistema a la relación entre la presión estática perdida y el caudal circulante en una instalación.

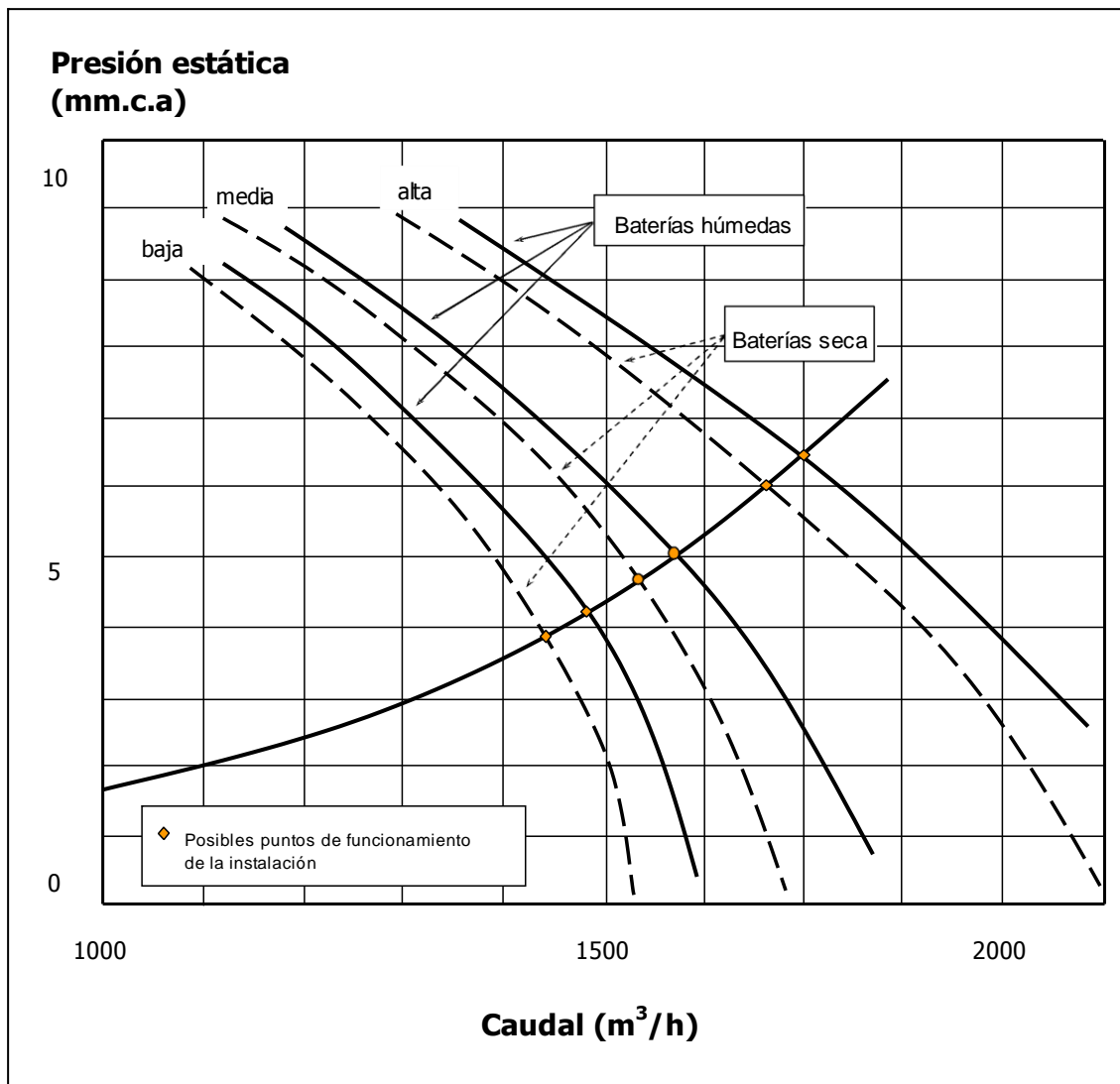


Fig. 30. Puntos de funcionamiento en una instalación.

En el caso que nos ocupa al estar ya dimensionada la red de conductos es posible conocer la curva característica del sistema y al estar seleccionado un ventilador también es posible conocer la relación entre la presión estática disponible y el caudal circulante por el mismo. Por lo tanto el sistema global funcionará en el punto de intersección de ambas curvas.

Evidentemente si a un ventilador ó equipo de climatización es posible modificarle el número de revoluciones, o las características del mismo (tres velocidades, consideración o no en equipos de climatización de serpentines secos ó húmedos, etc.), nos producirán varios puntos de funcionamiento posibles.

6.4. Selección del ventilador y equilibrado del sistema

Para que por la red ya dimensionada circule el caudal total propuesto, por cada uno de los tramos y ramas, se deberá cumplir:

1.- El ventilador deberá poseer una presión total igual a la suma de la mayor pérdida de presión total de todas las ramas de impulsión, más la mayor pérdida de presión total de todas las ramas de retorno.

Luego deberemos estimar la pérdida de presión total que se produce por cada rama de impulsión, (conjunto de tramos desde el ventilador a cada difusor) y por cada rama de retorno (conjunto de tramos desde cada toma de aire hasta el ventilador), y obtener sus máximos.

La presión estática necesaria será la anterior presión total menos la presión dinámica a la descarga del ventilador (y que de acuerdo con las condiciones de caracterización de los ventiladores será función de la sección de salida del ventilador y/o equipo de climatización), por tanto:

$$P = \Delta P_{T \text{ rama } i \text{ max.}} + \Delta P_{T \text{ rama } r \text{ max.}} - 9,63 \frac{Q_0^2}{16 S_{s.\text{vent}}^2} \quad (72)$$

donde,

Q_0 = Caudal total circulante por la instalación (m³/s)

$S_{s.\text{vent.}}$ = Sección de salida del vent. y/o equipo de climatización (m²)

$\Delta P_{T \text{ rama } i \text{ máx.}}$ = Pérdida de presión máx. total de las ramas de impulsión (Pa.)

$\Delta P_{T \text{ rama } r \text{ máx.}}$ = Pérdida de presión máxima total de las ramas de retorno (Pa.)

P = Presión estática necesaria del ventilador (Pa.)

2.- Para que el sistema este equilibrado en la impulsión, y por todos los difusores salgan los caudales deseados, se deberá cumplir que la presión total requerida por todas las ramas de impulsión sea la misma. De no ser así se deberán añadir los necesarios diafragmas, rejillas, o compuertas de regulación en cada uno de los tramos que dan a difusores para que la anterior condición se cumpla.

La característica “C” de dicho accesorio de regulación se estimaría mediante la ecuación (y a partir de ella su configuración):

$$C = \frac{16}{9.63 v_{\text{tramo } i}^2} [\Delta P_{T \text{ rama } i \text{ max}} - \Delta P_{T \text{ rama } i}] \quad (73)$$

donde,

$v_{\text{tramo } i}$ = Velocidad del tramo donde se quiere añadir el diafragma ó rejilla (m/s)

$\Delta P_{T \text{ (rama } i \text{ máx.)}}$ = Presión total máxima de las ramas de impulsión (Pa)

$\Delta P_{T \text{ (rama } i)}$ = Presión total de la rama “i” que se desea equilibrar (Pa)

3.- El sistema deberá estar igualmente equilibrado en el retorno, procediéndose de forma análoga a como se ha especificado en las ramas de impulsión.

De realizarse el método de cálculo completo, equilibrarse cada rama con el anterior procedimiento (ramas de impulsión y retorno), y seleccionar correctamente el ventilador requerido, el sistema sería coherente y funcionaría con las características previstas.

En los métodos de reducción de velocidad, pérdida de carga constante en toda la instalación y recuperación estática se deberían aplicar los pasos especificados en la elección del ventilador y equilibrado del sistema, aunque para este último si los difusores son iguales el sistema está prácticamente equilibrado. En cambio para el método de igual pérdida de carga en cada rama el ventilador queda determinado por la presión total requerida en la rama más larga (que es igual a las demás ramas), siendo el caudal igual a la suma de todos los caudales que deben salir por los difusores. El equilibrado de la instalación no es necesario, ya que la red está equilibrada por diseño, todas las ramas requieren la misma presión total a la salida del ventilador.