



[cuaderno técnico de acústica]

Índice	3
Notas para el uso de este cuaderno técnico	4
Generalidades	5
1. Introducción	6
2. Teoría	7
2.1 Conceptos de atenuación lineal	9
2.2 Conceptos de transmisión por breakout y por breakin	9
3. Métodos de prueba	11
3.1 El equipo experimental	11
3.2 Medición y evaluación de los datos experimentales	14
4. Resultados experimentales relacionados con los conductos derechos	16
4.1 Resultados relacionados con la atenuación lineal de los conductos derechos	16
4.2 Resultados relacionados con la pérdida de transmisión de los conductos derechos	16
4.3 Resultados relacionados con el nivel de potencia acústica transmitida por los conductos derechos	17
5. Variación de la energía sonora en las piezas especiales	18
5.1 Premisa	18
5.2 Generalidades de los fenómenos de atenuación de las piezas especiales	18
5.3 Generalidades de los fenómenos de generación de las piezas especiales	19
5.4 Curva con borde vivo con aletas de orientación	20
5.5 Curva con empalme circular con divisores	22
5.6 Ramificaciones de tres vías	25
5.7 Ramificaciones de dos vías	30
5.8 Curva con empalme circular	31
5.9 Ramificación dinámica y derivación de tipo “zapato”	35
5.10 Derivación con collar	38
5.11 Atenuación por reflexión final	40
5.12 Reducciones, ensanchamientos, desplazamientos y compuertas	42
5.13 Atenuadores acústicos y silenciadores	43
6. Conclusiones	46
Factores de conversión	48
Bibliografía	49

Aceptación de las informaciones

Esta publicación ha sido redactada como cuaderno técnico de consulta para los que trabajan en el sector y no representa un estándar de calidad. La aplicación del contenido del mismo a un proyecto depende exclusivamente de la decisión del proyectista. P3 no tiene ni el poder ni la autoridad para hacer aplicar las informaciones y datos contenidos en este texto.

Modificaciones

P3 se reserva el derecho de modificar según su propio criterio los contenidos de este manual en ediciones posteriores o bien por medio de suplementos.

Interpretaciones formales

Una interpretación formal de aquellas partes del texto cuya comprensión fuera dudosa se puede solicitar únicamente a P3 por escrito, luego de lo cual la empresa enviará la respuesta escrita. Cualquier interpretación oral o escrita expresada por cualquier otra persona, que se trate tanto de persona física como de persona jurídica, deberá considerarse no oficial. Esta condición no impide que cualquier persona sea libre de manifestar su propia opinión sobre cualquier parte del cuaderno técnico, siempre que especifique claramente que se trata solamente de una opinión personal y que de ninguna forma representa un acto oficial de P3.

Aplicación

Las indicaciones contenidas en este cuaderno técnico han sido compiladas en base a principios de ingeniería e investigaciones con el asesoramiento y las informaciones obtenidas de los constructores, los usuarios, los talleres experimentales y otros especialistas del sector. Las mismas quedan sujetas a otras variaciones o modificaciones si nuevas experiencias o necesidades las hicieran necesarias o recomendables.

P3 no se asume ninguna responsabilidad sobre la aplicación de los principios ni de las técnicas contenidas en este manual. En el proyectado y en la construcción prevalece, de todas formas, el respeto de las leyes o de los reglamentos emanados por las autoridades competentes en la materia.

Permiso de uso y de reproducción

Está permitido el uso no exclusivo y exente de derechos de autor de partes del texto y de las ilustraciones, siempre que el empleo esté finalizado a las especificaciones para licitaciones, concursos, dibujos contractuales y especificaciones para la buena ejecución en la realización de sistemas del manejo del aire.

En todos los otros casos, está terminantemente prohibida por ley la reproducción, aun parcial, de este manual. Derechos de copyright by P3 Srl 2009 - PADOVA - ITALY.

Uso de los logos

Los logos P3 y P3ductal están debidamente registrados y son de propiedad de P3 Srl. Estos logos constituyen la marca de identificación de P3ductal. P3 establece el uso correcto de los logos y prohíbe expresamente su empleo por otros motivos o para otros propósitos. La presencia de logos no representa de ninguna forma la aprobación de los productos, de los métodos o de los componentes por parte de la empresa P3.

Los conocimientos sobre las propiedades acústicas de las paredes de los conductos es de fundamental importancia en la proyectación y el diseño de los sistemas de distribución del aire y de los dispositivos utilizados para la atenuación pasiva o activa para el control del ruido.

Es ya bastante conocido el comportamiento acústico de los conductos fabricados con materiales homogéneos (por ej. la chapa de acero o el aluminio) mientras todavía no han sido estudiadas detalladamente las estructuras más complejas (por ej. los paneles de tipo “sandwich” de espuma de poliuretano expandida colocada entre láminas de aluminio).

Con la creciente difusión de los conductos preaislados de aluminio P3ductal, hemos considerado que era aconsejable emprender un estudio de investigación teórica y experimental en este campo. En este cuaderno se presentan los resultados de una investigación experimental y se describe un aparato específico para la evaluación en una cámara reverberante del ruido transmitido a través de los conductos.

Este aparato permite medir la atenuación lineal como también los niveles de potencia acústica de “breakin” y de “breakout”. Con los datos obtenidos, fue posible establecer relaciones paramétricas para la evaluación de la atenuación lineal y del aislamiento acústico.

Estas relaciones son de gran ayuda en el aspecto acústico de la proyectación de los conductos preaislados de aluminio P3ductal y en la evaluación del ruido. Es sabido que cuando el ruido pasa a través de los conductos éste está sometido a variaciones debidas a los fenómenos de autogeneración y atenuación y que, a veces, la influencia de dichas variaciones adquiere una cierta importancia. Para poder tratar estos fenómenos, hemos decidido basarnos en un modelo de cálculo propuesto por la ASHRAE [6].

Partiendo del ruido generado por el ventilador se puede evaluar su variación a lo largo del conducto y, por consecuencia, es posible calcular la cantidad de ruido que sale por las terminales del ambiente.

En las instalaciones de climatización, el ruido provocado por los ventiladores y por la turbulencia del aire se transmite a lo largo de los conductos y se irradia hacia el ambiente que rodea las instalaciones por medio de las paredes de los mismos conductos.

Este fenómeno se denomina “breakout” y adquiere importancia a bajas frecuencias, con las cuales los ventiladores generan la mayor parte de la energía acústica haciendo que sean ineficaces los silenciadores por disipación.

El fenómeno llamado “breakin” se produce como consecuencia de la energía acústica generada en el ambiente que rodea el conducto: parte de esta energía atraviesa las paredes del conducto y puede propagarse a lo largo del mismo hacia los otros ambientes.

El conocimiento de las propiedades de transmisión acústica de los conductos es indispensable tanto para la evaluación de la energía acústica irradiada en un ambiente como consecuencia de la potencia acústica producida en el interior de la instalación de climatización como para la evaluación de la energía acústica que entra en el interior de los conductos y que proviene del ambiente que los rodea, para luego difundirse a lo largo de los conductos.

La capacidad del conducto de reducir la energía acústica que ingresa o que sale no depende solamente de las propiedades aislantes de las paredes del conducto sino también de la atenuación lineal, relacionada a su vez con la característica de disipación del material y con la longitud del conducto. Como se desprende de los resultados experimentales, el material en cuestión posee una elevada característica de atenuación lineal a bajas frecuencias.

Los datos que lo demuestran se obtuvieron por medio de una campaña experimental llevada a cabo por el Departamento de Física Técnica de la Universidad de Padua. La característica de atenuación lineal resulta estar en antítesis con respecto a las características típicas de autogeneración de ruido a lo largo del conducto calculadas con el modelo ASHRAE (y confirmadas por un trabajo de tesis realizado en dicho departamento universitario).

Es justamente esta antítesis que permite ignorar, debido a las usuales velocidades del aire de hasta unos 8 m/s, la potencia sonora que se produce en cualquier pieza especial del conducto (a causa de los movimientos vorticosos que se instauran); ya que ésta se atenúa en forma muy eficaz por el conducto.

Muchos estudios e investigaciones sobre el confort en las oficinas muestran que el excesivo nivel sonoro del sistema de climatización es responsable de la mayor parte de los reclamos y de las quejas más que ningún otro aspecto ambiental excluyendo, claro está, el de la temperatura. Las causas de un excesivo nivel de ruido pueden residir tanto en un proyecto inicial incorrecto como en la posterior revisión del mismo, revisión que a veces tiene el objetivo de reducir el coste sin contemplar el aspecto acústico, pero también pueden obedecer a los defectos de una instalación inapropiada. Para reducir al mínimo la posibilidad de que las decisiones y elecciones relacionadas con el proyecto puedan causar inconvenientes relacionados con el ruido y las vibraciones, los proyectistas deben considerar el aspecto acústico en cada una de las fases del proyecto: en el proyecto de base, en el proyecto detallado así como en la realización del mismo.

Muy frecuentemente el aspecto que se contempla en la proyectación acústica se limita a la agregación de silenciadores a los conductos, al revestimiento acústico de los conductos y a la aplicación de soportes antivibratorios; trabajos que se sitúan al final de la fase de diseño de construcción, después que el proyectista prácticamente ya ha completado el proyecto del sistema. Estos tratamientos acústicos, agregados así al último momento, pueden controlar el ruido y las vibraciones pero no quedan incorporados perfectamente en la estructura global: además de esto, para peor, pueden reducir las prestaciones si no están bien instalados pero pueden a su vez hasta causar problemas de ruido y vibraciones. Por tanto, la elección de los medios apropiados para el control del ruido tendría que empezar ya durante le fases de proyectación de base y detallada y luego continuar durante todas las fases del proyecto.

Cuanto más temprano se toma en consideración el aspecto del control del ruido y las vibraciones, menos necesario será intervenir más tarde.

El momento fundamental de la fase de proyectación es el momento en el que se completa el proyecto estructural. Retrasar el análisis acústico hasta después que dicho proyecto estructural esté completado le deja poca libertad a los proyectistas para definir y colocar aquellos sistemas y materiales acústicos que sean efectivamente convenientes y eficaces. Cuando se trata de solucionar un problema de ruido en una instalación de climatización, a menudo se descubre que la posición que se ha elegido para los tabiques estructurales, las vigas, las columnas o los tirantes de refuerzo hace que la solución más indicada sea demasiado costosa e incluso imposible.

Si las decisiones relacionadas con el proyecto acústico se toman en colaboración con el proyectista estructural, se pueden evitar problemas de este tipo y se logra reducir el coste de los materiales usados para contener el nivel de las emisiones sonoras.

La correcta proyectación acústica requiere una intensa colaboración entre arquitectos, proyectistas estructurales, mecánicos, electricistas y expertos en acústica.

Para obtener este resultado, el grupo de proyectación tiene que empezar a trabajar en equipo ya en las siguientes fases:

- 1) elección del tipo de instalaciones;
- 2) selección preliminar de las máquinas;
- 3) cálculo y elección de las dimensiones de los espacios técnicos;
- 4) planificación de dichos espacios técnicos.

El diagrama de flujo de energía acústica en una instalación de ventilación puede ser esquematizado como en la Fig. 1.

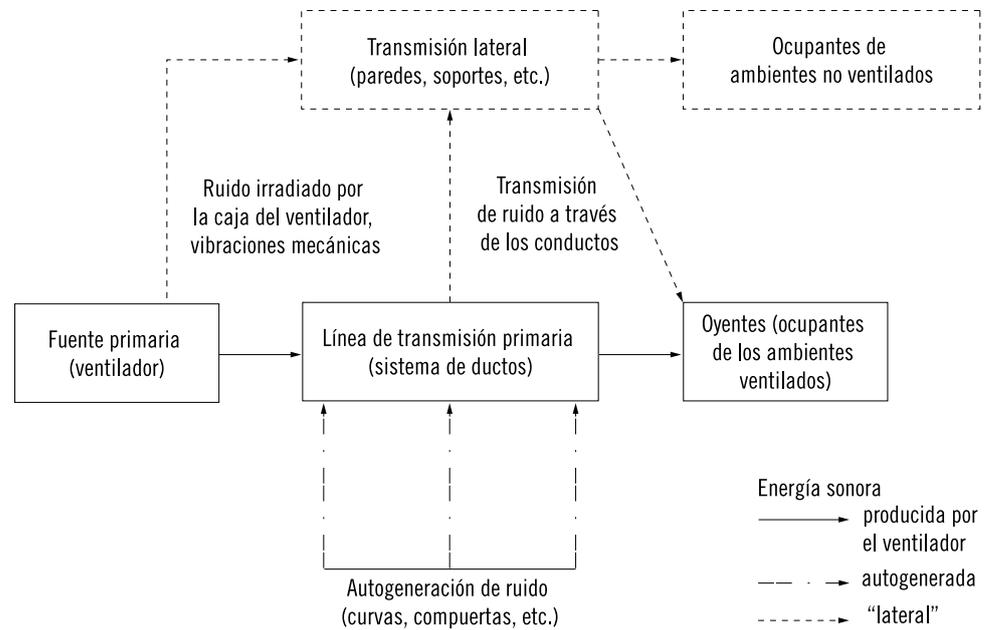


Fig. 1- Transmisión del ruido en una instalación de ventilación

Como los ventiladores constituyen la principal fuente de ruido en una instalación de manejo del aire, los sistemas de conductos para la circulación del aire deben ser proyectados, desde el punto de vista acústico, con el objetivo de no permitir que se produzca o que se transmita un nivel excesivo de emisiones sonoras a lo largo del itinerario.

Se puede afirmar que las propiedades acústicas de un sistema de conductos se identifican de acuerdo con los siguientes parámetros:

- 1) Atenuación acústica (a lo largo del recorrido), véase Figura 2
- 2) Resistencia a la transmisión de ruido ("break in" y "break out")
- 3) Autogeneración del ruido.

2.1 Conceptos de atenuación lineal

En una instalación de climatización, el sonido es generalmente producido por los ventiladores a causa de la turbulencia del aire que se propaga a lo largo de los conductos. Por la rigidez – rigidez solamente parcial – de las paredes de los conductos, las fluctuaciones de la presión del aire interno provocan vibraciones. Parte de esta energía puede ser que se irradie hacia el exterior en forma de sonido; mientras otra parte se transforma en calor a causa de la atenuación interna del material con el cual está fabricado el conducto. Como resultado de esto, se consigue una atenuación del ruido inicial a lo largo del conducto. Por lo tanto, es útil conocer la que se denomina “atenuación lineal” [dB/m], o sea la pérdida de energía en términos de nivel de presión del sonido por unidad de longitud del conducto. Por lo general, a bajas frecuencias, los conductos de forma rectangular brindan una mayor atenuación de la de los conductos circulares que tengan un valor equivalente de sección transversal (véanse los textos [4], [5] y [6] mencionados en la bibliografía).

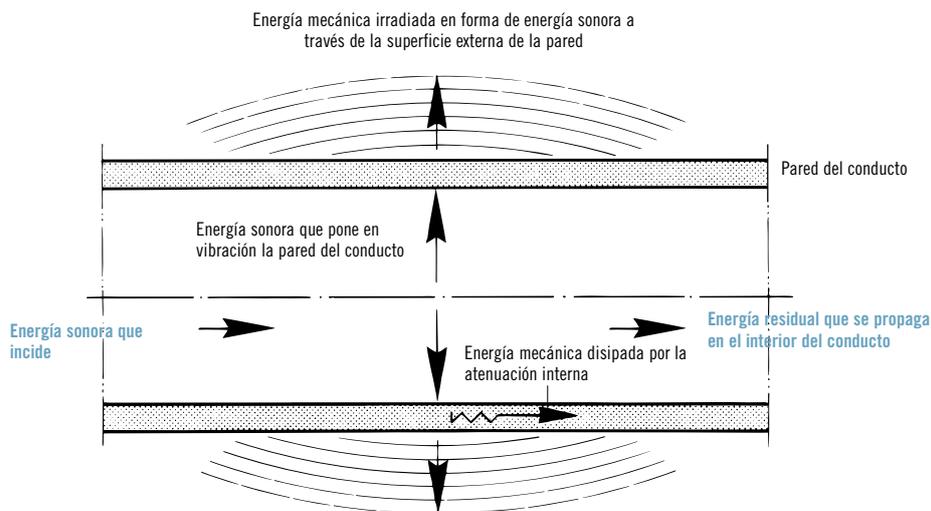


Fig. 2 - Proceso de atenuación acústica en un conducto con sección constante

El ruido de “breakout” es el sonido que se irradia desde el interior del conducto hacia el ambiente (Figura 3). En el caso de los conductos no revestidos, el nivel de potencia acústica irradiada hacia el ambiente se puede calcular de esta forma:

$$L_{W(BO)} = L_{W(in)} + 10 \log \left(\frac{A_i}{A_0} \right) - TL_{(BO)} \quad [dB] \quad (1)$$

donde $L_{W(in)}$ [dB] es el nivel de potencia acústica en el interior del conducto, A_0 [m²] es la superficie externa del conducto, A_i [m²] es la sección transversal del conducto, $TL_{(BO)}$ es la pérdida por transmisión de “breakout”, cuyos valores, en el caso de los conductos de metal, se pueden encontrar en los textos [4],[5], [6] y [7] mencionados en la biografía. Otros análisis sobre este argumento, en cambio, se pueden encontrar consultando los textos [1], [8] y [9]. Generalmente, el propósito final es el de evaluar la fracción de energía sonora que se difunde a lo largo del conducto (normalmente producida por los ventiladores) y que luego se irradia en el ambiente que lo rodea, para poder así calcular el nivel de presión del sonido en un determinado ambiente. La energía acústica en el interior del conducto disminuye de forma exponencial en función de la longitud del conducto por efecto de la irradiación acústica y de la disipación interna de las paredes.

El ruido de “breakin” es el sonido irradiado desde el ambiente externo que penetra en el interior del conducto (Figura 4). En el caso de los conductos no revestidos, el nivel de poten-

2.2 Conceptos de transmisión por “breakout” y por “breakin”

cia acústica que ingresa en el conducto se puede calcular de la siguiente forma:

$$L_{W(BI)} = L_{W(inc)} + TL_{(BI)} - 3 \text{ [dB]} \quad (2)$$

donde $L_{W(inc)}$ [dB] es el nivel de energía acústica que incide en la superficie externa del conducto, $TL_{(BI)}$ [dB] es la pérdida por transmisión de “breakin”, cuyos valores se pueden encontrar en los textos [4], [5], [6] y [7] mencionados en la bibliografía. Otros análisis acerca de este fenómeno se mencionan en los textos [1] y [8].

En general, puede haber dos causas posibles del ruido de “breakin”:

1. si el ambiente que rodea el conducto o el sistema es altamente reverberante, parte de la energía acústica que sale puede ser reflejada y volver al interior del conducto, pero generalmente esta cantidad es insignificante;
2. si el nivel de presión sonora causada por las fuentes externas en el ambiente que rodea la instalación es suficientemente alto, una cantidad considerable de energía puede entrar en el conducto.

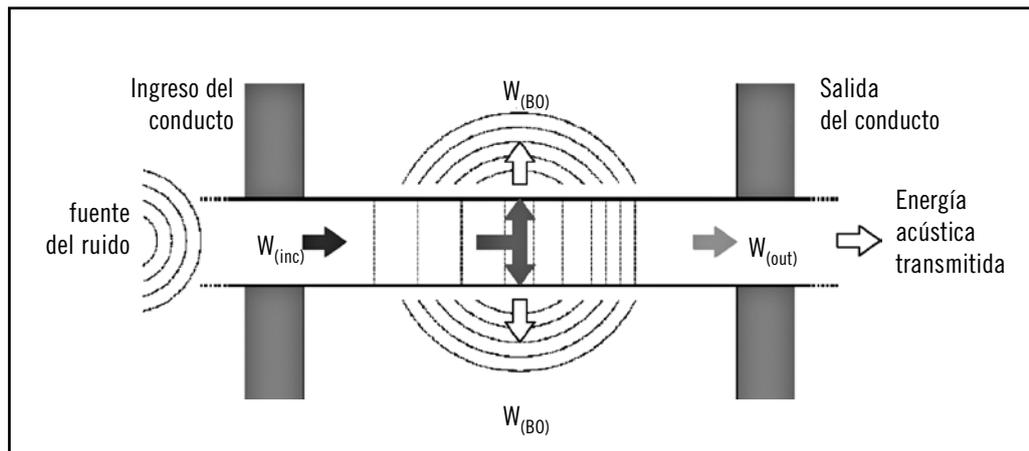


Fig. 3 – Concepto de transmisión del ruido por “breakout”

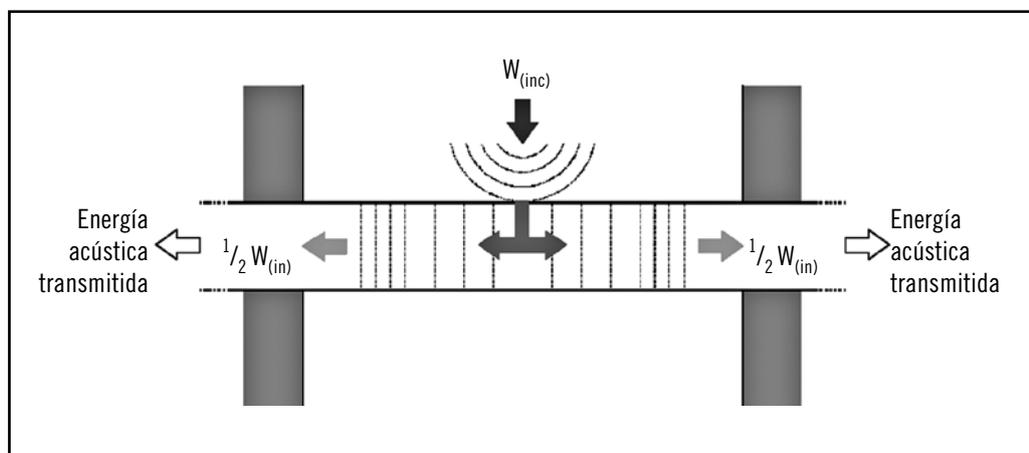


Fig. 4 – Concepto de transmisión del ruido por “breakin”

3 Métodos de prueba

Para poder determinar la atenuación lineal, la potencia acústica de “breakout” y el nivel de potencia acústica transmitida, se preparó un aparato experimental, proyectado específicamente en el Laboratorio de Investigaciones Acústicas del Departamento de Física Técnica de la Universidad de Padua (Fig. 5). Fueron utilizadas para los estudios experimentales tres cámaras reverberantes, distintas entre ellas por forma y volumen.

El conducto pasa de la cámara reverberante principal (fuente) a través de la cámara de recepción 1 para luego pasar a la cámara de recepción 2.

Las aperturas de los ambientes fueron llenadas con elementos de alto poder de aislamiento acústico R_w ($R_w \geq 70$ dB), con un rendimiento acústico comparable al de las paredes del laboratorio.

Se prepararon dos elementos de pasaje en ambas aperturas, uno de ellos entre la cámara reverberante principal y la cámara de recepción 1 (longitud 1000 mm) y otro entre la cámara de recepción 1 y la cámara de recepción 2 (longitud 1500 mm).

Los conductos que fueron sometidos a la experimentación (longitud 3000 mm) se acoplaron a los elementos de pasaje por medio de empalmes a bayoneta.

Los conductos preaislados de aluminio que fueron examinados están fabricados con material celular expandido (panel de espuma de poliuretano expandido por medio de la utilización del agua,

con una densidad de 52 ± 2 kg/m³, 20 mm de espesor), revestido en ambos lados con una lámina de aluminio de 80 μ m de espesor.

La tabla N° 1 muestra las características geométricas de los conductos utilizados en las pruebas (dimensiones y forma).

La tabla N° 2, así como las figuras 6 y 7 ilustran el tipo de medidas, la disposición y el montaje del aparato.

3.1 El equipo experimental

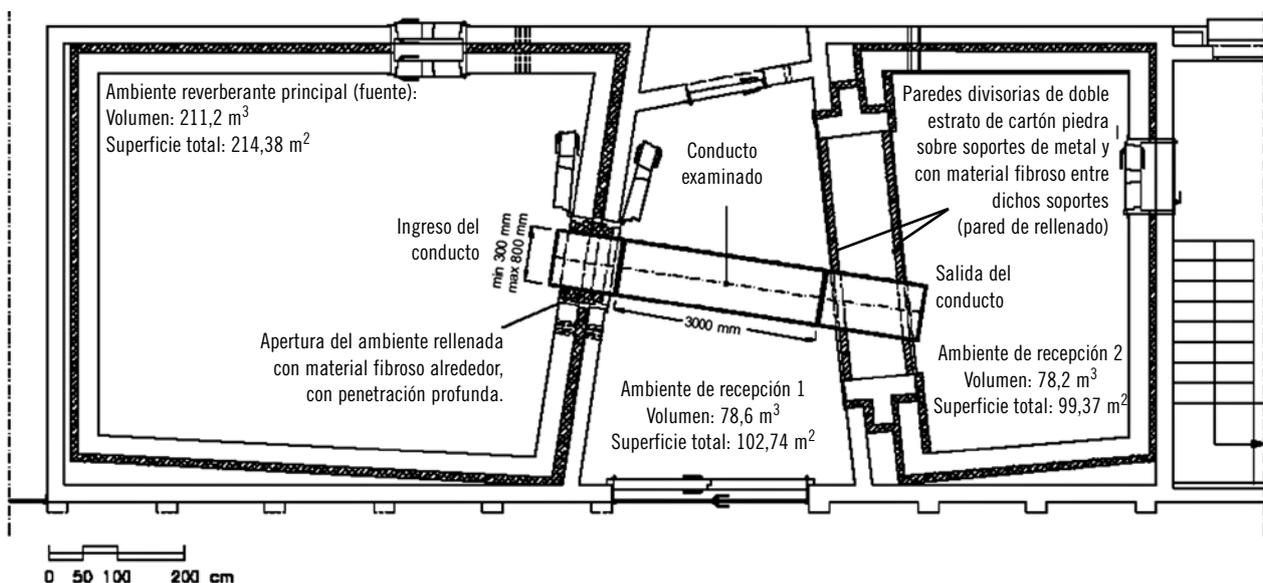


Fig. 5 – Vista plana del Laboratorio de Investigaciones Acústicas del D.F.T. y sección horizontal del aparato experimental con la disposición utilizada para las pruebas.

Altura (interna) [mm]	Ancho (interno) [mm]	Longitud [mm]	Factor de forma	Sección transversal [m ²]	Área de la superficie externa [m ²]	Peso [kg]
300	300	3000	1	0,09	4,08	4,2
400	400	3000	1	0,16	5,28	5,5
600	400	3000	1,5	0,24	6,48	6,7
800	400	3000	2	0,32	7,68	8,0
600	600	3000	1	0,36	7,68	8,0
900	600	3000	1,5	0,54	9,48	9,9
800	800	3000	1	0,64	10,08	10,5
1160	600	3000	2	0,70	11,04	11,5
1160	800	3000	1,5	0,93	12,24	12,7

Tabla 1 – Dimensiones y forma de los conductos examinados

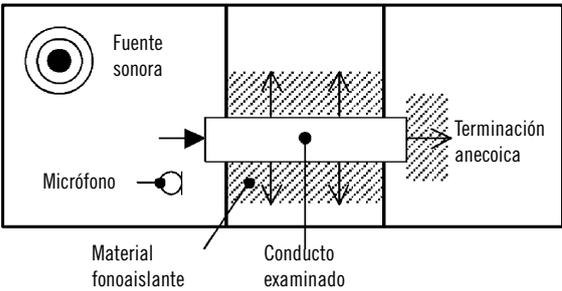
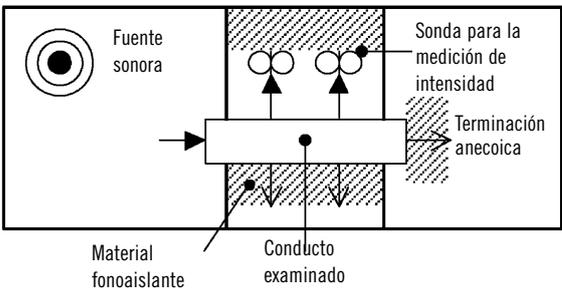
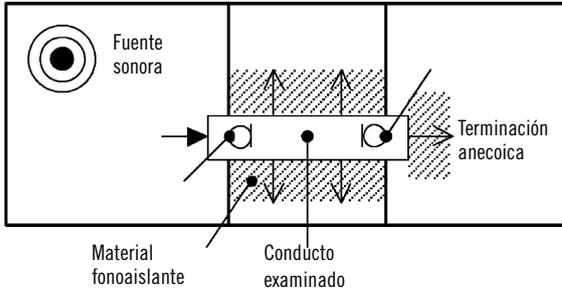
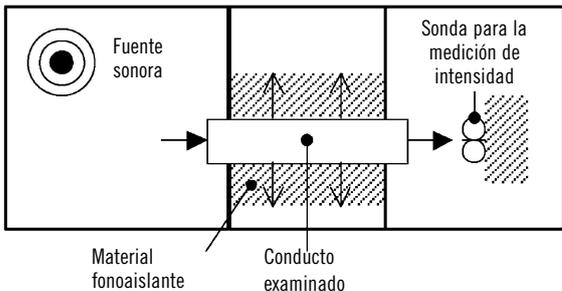
Tipo de medición	Disposición para las pruebas	Métodos y estándares	Montaje para las mediciones
<p>Nivel de potencia acústica en el ambiente emisor</p> <p>Tiempo de reverberancia en el ambiente emisor</p>	<p>Fuente de ruido omnidireccional con micrófonos en 6 posiciones fijas en el ambiente emisor.</p> <p>Material fonoaislante alrededor del conducto examinado.</p> <p>Terminación anecoica en la extremidad de salida del conducto</p>	<p>ISO 3741 [10]</p> <p>ISO 354 [11]</p>	 <p>Este diagrama ilustra el montaje para la medición de nivel de potencia acústica en el ambiente emisor. Se muestra un ambiente emisor a la izquierda con una fuente sonora y un micrófono. El conducto examinado está rodeado por material fonoaislante. El ambiente receptor 2 a la derecha contiene una terminación anecoica.</p>
<p>Nivel de intensidad del sonido irradiado a través de las paredes del conducto</p> <p>Nivel de potencia acústica de "breakout"</p> <p>Aislamiento acústico por vía aérea de las paredes del conducto</p>	<p>Fuente omnidireccional en el ambiente emisor.</p> <p>Material fonoaislante en el ambiente receptor 1 y cerca de las paredes del conducto, excepto en la que se examina.</p> <p>Paredes del conducto divididas en pequeños segmentos (~0,1 m²). Dos mediciones para cada segmento.</p> <p>Terminación anecoica en la extremidad de salida del conducto.</p>	<p>ISO 9614-2 [12]</p> <p>ISO/DIS 15186-1 [13]</p> <p>ISO 717-1 [14]</p>	 <p>Este diagrama ilustra el montaje para la medición de intensidad del sonido irradiado a través de las paredes del conducto. Se muestra un ambiente emisor con una fuente sonora. El conducto examinado está rodeado por material fonoaislante. El ambiente receptor 1 contiene sondas para la medición de intensidad y una terminación anecoica.</p>
<p>Nivel de presión acústica en el interior del conducto examinado</p> <p>Diferencia de nivel de presión acústica (atenuación)</p>	<p>Fuente omnidireccional en el ambiente emisor.</p> <p>Material fonoaislante alrededor del conducto examinado.</p> <p>Dos micrófonos fijos en el interior del conducto examinado.</p> <p>Terminación anecoica en la extremidad de salida del conducto.</p>		 <p>Este diagrama ilustra el montaje para la medición de nivel de presión acústica en el interior del conducto examinado. Se muestra un ambiente emisor con una fuente sonora. El conducto examinado está rodeado por material fonoaislante y contiene dos micrófonos. El ambiente receptor 2 contiene una terminación anecoica.</p>
<p>Nivel de intensidad del sonido transmitido a través del conducto</p> <p>Diferencia del nivel de potencia acústica (entrada – salida)</p>	<p>Fuente omnidireccional en el ambiente emisor.</p> <p>Material fonoaislante en el ambiente receptor 2 y alrededor del conducto examinado.</p> <p>Superficie de salida del conducto examinado dividida en pequeños segmentos. Dos mediciones para cada segmento.</p>	<p>ISO 9614-2 [12]</p>	 <p>Este diagrama ilustra el montaje para la medición de intensidad del sonido transmitido a través del conducto. Se muestra un ambiente emisor con una fuente sonora. El conducto examinado está rodeado por material fonoaislante. El ambiente receptor 2 contiene una sonda para la medición de intensidad y una terminación anecoica.</p>

Tabla 2 – Tipo de medición, disposición y montaje

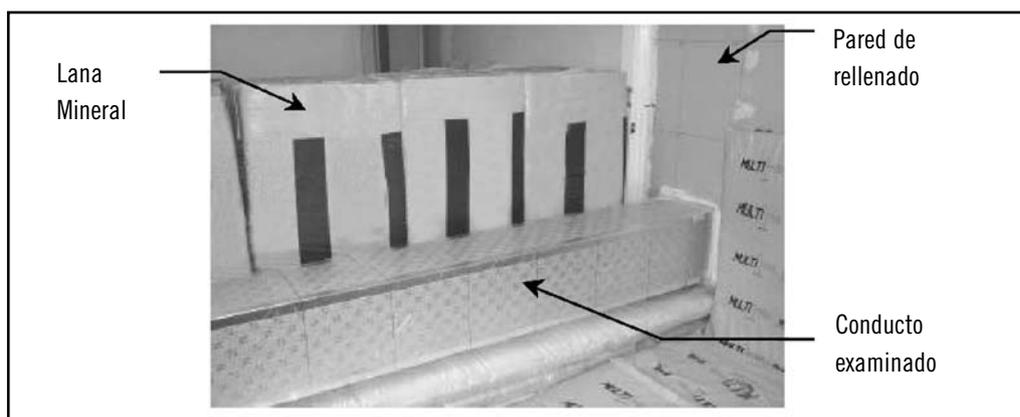


Fig. 6 – Vista externa del conducto examinado en el ambiente receptor



Fig. 7 – Vista interna del conducto examinado (lado del ambiente emisor)

Para aumentar la absorción del ruido en los ambientes receptores y para evitar el fenómeno de rebote del “breakout”, se utilizaron unos 15 m³ de lana mineral (50 kg/m³ de densidad). Donde era necesario, se aplicó una terminación anecoica en la extremidad de salida de los conductos. Los instrumentos de medición eran un analizador de sonido a dos canales de alta precisión con micrófonos de 1/2”, sonda de medición de intensidad y un amplificador de potencia con fuente de ruido omnidireccional. La señal de ruido blanco era generada por el mismo analizador. Las mediciones de la intensidad del sonido fueron realizadas por medio del método de la escanerización. Las paredes de los conductos se dividieron en pequeños segmentos con grillas (~0,1 m²) y se aplicaron estratos absorbentes de lana mineral a lo largo de las paredes no examinadas de modo que se redujera el campo reverberado.

3.2 Medidas y evaluación de los datos experimentales

Para la evaluación del fenómeno de “breakout” (y del de “breakin”) es necesario conocer las propiedades aislantes del conducto. Sin embargo, el aislamiento acústico de los conductos preaislados en aluminio depende de la frecuencia de onda en cuestión y de los paneles utilizados para construir dichos paneles que son fundamentalmente distintos entre ellos. Esto se debe a las características de rigidez, bajo peso y espesor de los materiales, en los cuales predomina la transmisión “multi-mode”, como se ve en la Figura 8.

Por consecuencia, no es posible calcular de forma confiable la pérdida de transmisión del conducto a través de la medición del aislamiento acústico por vía aérea de una muestra de material utilizado para el conducto, aunque los valores del índice ponderado de reducción del ruido del panel “sandwich” y del conducto compuesto estén muy cerca entre ellos.

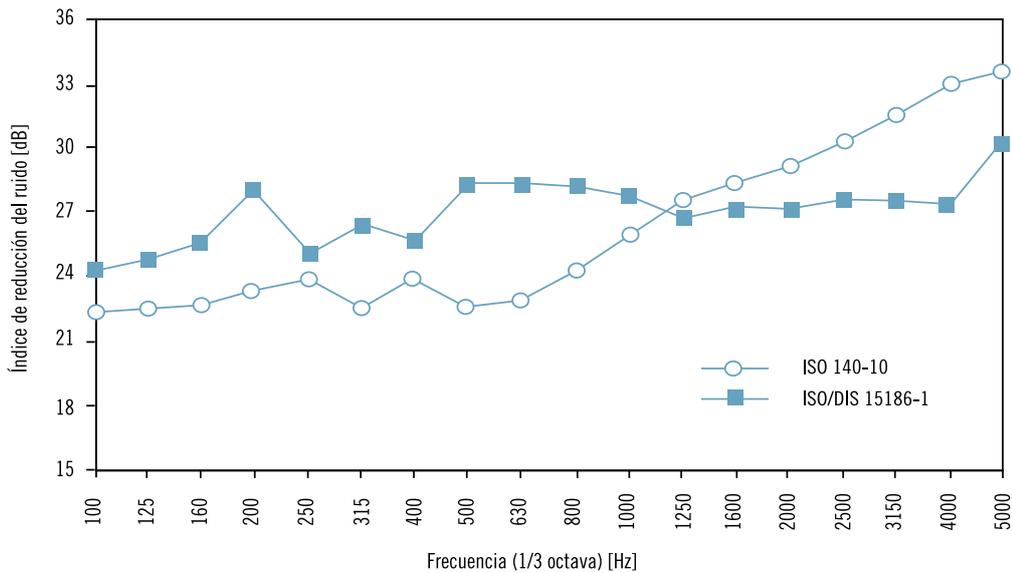


Fig. 8 – Comparación entre la diferencia de nivel sonoro normalizado para 20 mm de espesor y 0,95 m² de área de panel “sandwich” (ISO 140-10 [15]; D_{n,e,w} = 27 dB) e Índice de reducción del ruido medido con una sonda para la medición de la intensidad, para un conducto preaislado en aluminio de 3000 mm de longitud con sección transversal de 0,09 m² (ISO/DIS 15186-1; R_{i,w} = 28 dB)

Como ya se ha indicado más arriba, el aislamiento acústico aparente del conducto es igual a la energía acústica disipada desde las paredes y a la energía acústica de “breakout”. Es posible calcular la pérdida por transmisión partiendo desde la diferencia entre el nivel de energía acústica ingresada en el conducto y la irradiada desde la superficie externa del mismo, tomando en consideración la atenuación lineal del conducto, como mostramos a continuación:

$$TL_{(B0)} = L_{W(in)} - L_{W(out)} + 10 \log \left(\frac{P \cdot l}{A_i} \right) + C \quad [dB] \quad (3)$$

donde P [m] es el perímetro, l [m] es la longitud del conducto y C [dB] es un coeficiente de atenuación lineal [1]. La atenuación lineal en si es un importante parámetro de proyección del sistema HVAC. Como se puede ver en la Figura 9, para un conducto preaislado en aluminio P3ductal, la atenuación lineal es altamente variable entre los valores de frecuencia de 100 Hz y 500 Hz.

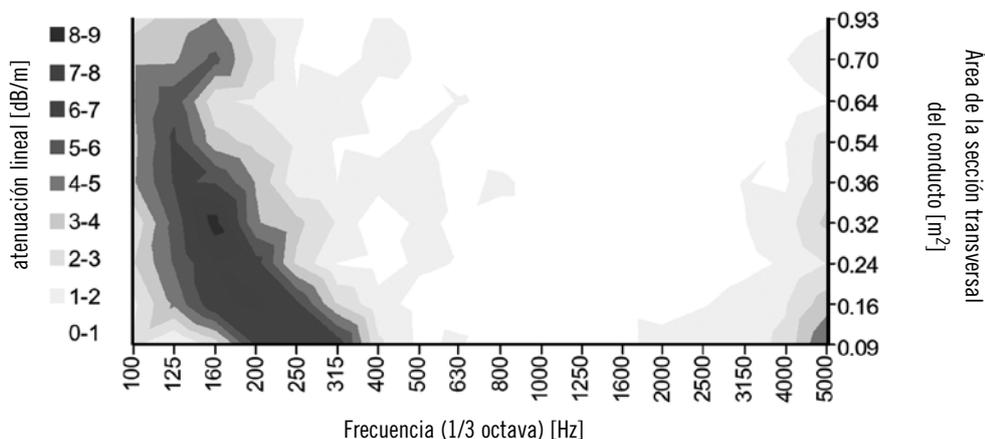


Fig. 9 – Atenuación lineal de los conductos preaislados en aluminio P3ductal con respecto a su sección transversal.

Las mediciones efectuadas y el análisis de la teoría de los fenómenos inherentes permiten representar los resultados en forma paramétrica, de modo tal que sean útiles para la proyectación.

4.1 Resultados de la atenuación lineal de los conductos derechos

En cuanto a la atenuación lineal, se ha observado que existe una correlación con la dimensión del lado menor de la sección transversal del conducto. Tomando en consideración este aspecto, los valores de atenuación lineal están indicados en la Figura 10, en función de la frecuencia para distintos valores de la dimensión del lado menor de la sección transversal de los conductos.

Las medidas demuestran que la atenuación lineal aumenta a medida que este parámetro disminuye.

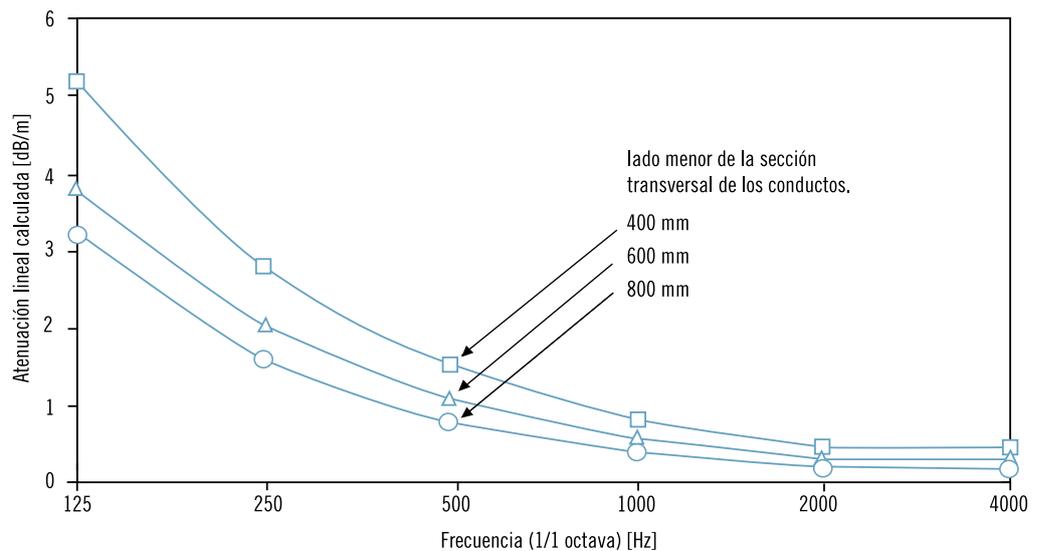


Fig. 10 – Relación paramétrica entre atenuación lineal y el lado menor de la sección transversal del conducto

4.2 Resultados de la pérdida de transmisión de los conductos derechos

Las mediciones del nivel de potencia de “breakout” permiten determinar la pérdida por transmisión de “breakout” del conducto. Ésta puede ser representada como una función de la frecuencia y de la sección transversal del conducto, como ilustra la Figura 11.

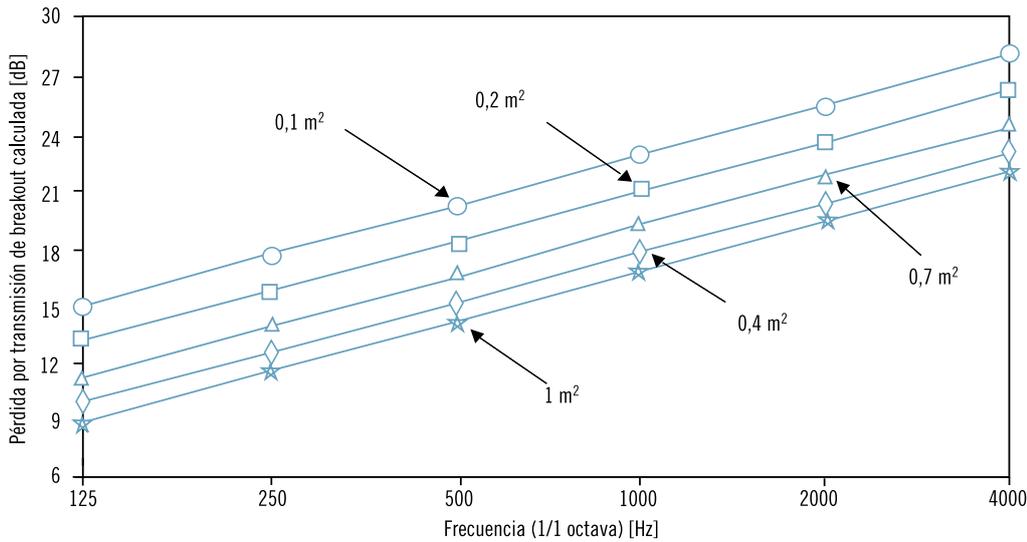


Fig. 11 – Pérdida por transmisión de “Breakout” en relación a la sección transversal del conducto

Los parámetros citados más arriba permiten evaluar de forma analítica el nivel de potencia acústica transmitida a lo largo del conducto. La Figura 12 muestra una comparación entre los valores medidos y los que habían sido calculados con anterioridad. Se nota que el nivel previsto de potencia acústica transmitida a lo largo de los conductos coincide prácticamente con los valores que efectivamente se obtuvieron con la medición.

4.3 Resultados relacionados con el nivel de potencia acústica transmitida por los conductos derechos

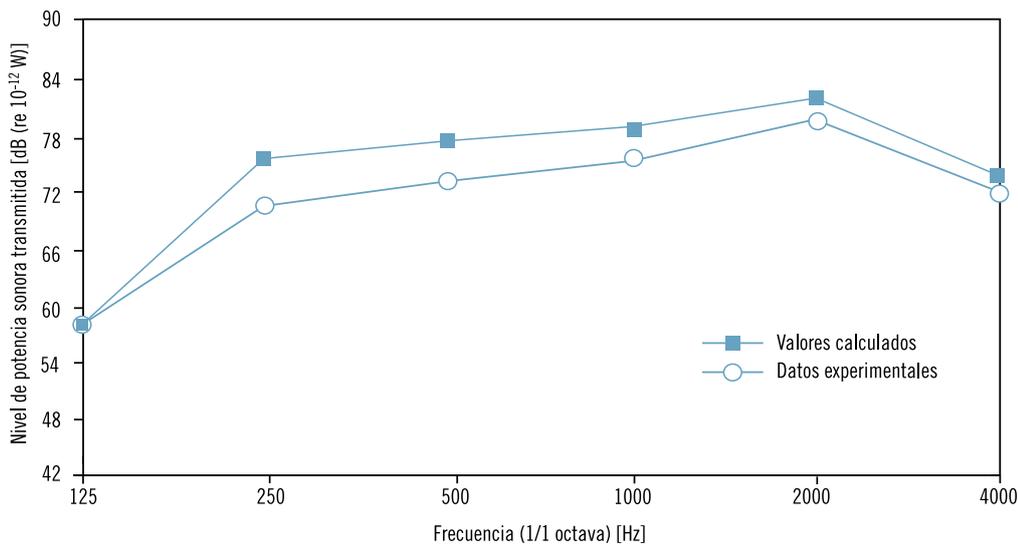


Fig. 12 – Comparación entre el nivel de potencia acústica transmitida calculada y los valores experimentales

5.1 Premisa

En este párrafo se tratan los fenómenos de autogeneración y de atenuación sonora que se manifiestan en las piezas especiales (curvas, derivaciones, etc.) de un sistema de manejo del aire.

Para el cálculo se usará un modelo de cálculo propuesto por la ASHRAE adaptado al tipo de conducto tomado en consideración. En efecto, gracias a un trabajo de tesis efectuado en el Departamento de Física Técnica de la Universidad de Padua, se integraron los resultados experimentales obtenidos para los conductos derechos con el procedimiento de cálculo del ASHRAE para las piezas especiales.

Gracias a mediciones experimentales posteriores, efectuadas durante dicha tesis universitaria y obtenidas en sistemas de manejo del aire mientras estaban en funcionamiento, se pudo verificar que los valores estimados según el modelo de cálculo apenas mencionado son coherentes con la realidad.

5.2 Generalidades acerca de los fenómenos de atenuación de las piezas especiales

Como los conductos derechos, también las piezas especiales contribuyen a atenuar el ruido.

Las curvas del sistema de manejo del aire causan un reflejo en dirección de la fuente. Como se puede imaginar, esta atenuación es mayor en las curvas con borde vivo, en las cuales la superficie que refleja es normal a la dirección de propagación de la onda que incide. Se pueden producir efectos de “resonancia”, que provocan picos de atenuación a las frecuencias cuya longitud de onda es exactamente el doble del ancho del conducto.

Al aumentar el radio de curvatura y el ángulo de apertura, la atenuación tenderá a disminuir.

Como criterio general, se puede afirmar que cuanto más baja es la resistencia aerodinámica de la curvatura, menor será la atenuación de la energía sonora que ésta produce. En cuanto a las ramificaciones, se podría suponer que la energía sonora que proviene del conducto principal se subdivide en los conductos secundarios de la misma forma en que se reparte el flujo de aire.

Por otra parte, si se considera la apertura de salida de un conducto principal después de una ramificación, habrá evidentemente menor energía de la que estaba presente antes de tal derivación. En general, se supone que hay una subdivisión de energía sonora proporcional a la de masa.

Después de haber pasado por distintos grados de atenuación por efecto del itinerario de los conductos, de las curvaturas y de las derivaciones, lo que queda de la energía original que ingresó

Alcanza al terminal del conducto y desemboca en el ambiente ventilado.

No toda esa energía se irradia en el ambiente. En efecto, por el principio de la reflexión, una parte de ella volverá al lugar de donde había venido (reflexión final o efecto “tapa”). Este fenómeno se debe a una variación de impedancia acústica que el ruido encuentra saliendo del terminal del conducto.

Además del ruido generado por el ventilador, en el interior del conducto prácticamente todos los cuerpos sólidos expuestos al movimiento del aire y, por lo tanto, que pueden generar turbulencias pueden provocar un incremento del ruido ya presente. La acción del flujo de turbulencia sobre una superficie sólida es la de provocar, en las cercanías inmediatas, rápidas fluctuaciones de presión.

El ruido generado aumenta al aumentar la velocidad del aire y como consecuencia, en estas condiciones se hace indispensable tomar en consideración estas fuentes adicionales de autogeneración sonora.

La relación que une la presión sonora producida a la sexta potencia de la velocidad, que casi siempre se produce, pone en evidencia que una reducción aun solamente del 12% en la velocidad puede ofrecer una atenuación del ruido de 4 dB.

La figura 13 muestra cómo tiene lugar la generación en las curvas de vórtices y, por tanto, de ruido. Es significativo conocer también el tramo necesario para la extinción de tales turbulencias, éste también representado (en general, $6 \div 8$ veces el d_{eq}). Efectivamente, es muy conveniente hacer que el flujo se haya estabilizado antes de entrar en otras potenciales fuentes de ruido, de lo contrario, el fenómeno general de autogeneración podría llegar a ser mucho más drástico.

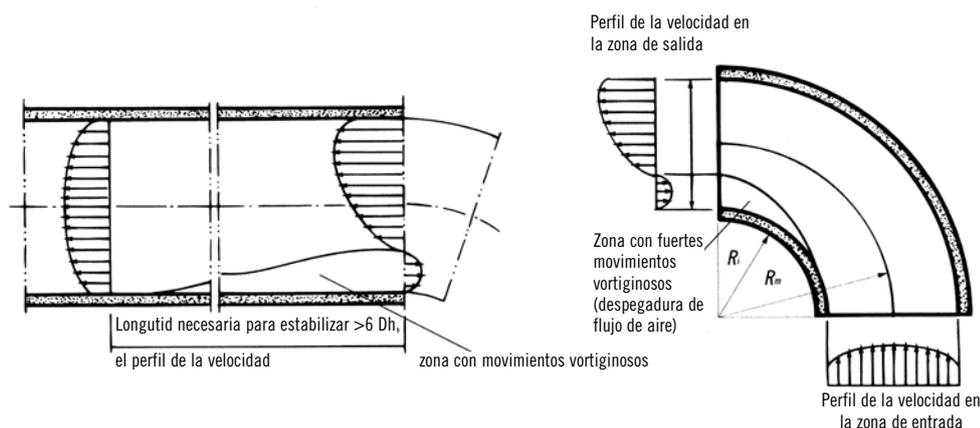
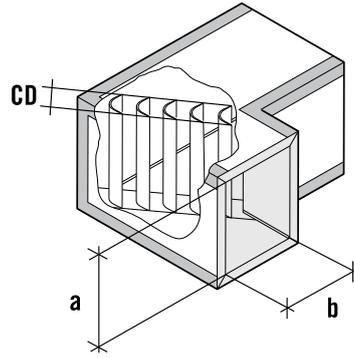


Fig. 13 – Fenómenos inherentes a las pérdidas de energía por fricción localizadas

Para calcular la autogeneración de ruido para ciertas piezas especiales, es menester conocer la caída de presión provocada por éstos mismos.

5.4 Curva con borde vivo con aletas de orientación



El nivel de potencia sonora generado por la curva con borde vivo con aletas de orientación y el de las piezas especiales mencionados en los párrafos sucesivos se puede obtener con el procedimiento que mencionamos a continuación propuesto por la ASHRAE en su forma general y adaptado aquí al tipo de conducto examinado. Los datos aún deben ser ingresados en las fórmulas en unidades anglosajonas para estar de acuerdo con los coeficientes de correlación.

Generación de potencia sonora

El nivel de potencia sonora generado por banda de octava está dado por la siguiente relación:

$$(4) \quad L_w = K_t + 10 \log_{10} \left(\frac{f_0}{63} \right) + 50 \log_{10} (U_c) + 10 \log_{10} (S) + 10 \log_{10} (CD) + 10 \log_{10} (n)$$

dove:

- f_0 es la frecuencia central de la banda de octava [Hz]
- U_c velocidad del fluido comprendido entre las aletas [ft/s]
- S sección de flujo del conducto [ft²]
- CD longitud de la cuerda de las aletas de orientación [in]
- n número de aletas
- K_t espectro característico
- Δp [in H₂O]
- Q [ft³/min]
- b [ft]

Los siguientes parámetros se determinan por medio de las relaciones que mencionamos a continuación:

a. $C = 15,9 \cdot 10^6 \cdot \frac{\Delta p}{(Q/S)^2}$ coeficiente de pérdida de presión total

b. $BF = \frac{\sqrt{C} - 1}{C - 1}$

c. $U_c = 0,0167 \cdot \frac{Q}{S \cdot BF}$

d. $S_t = \frac{f_0 \cdot b}{U_c}$ número de Strouhal

e. $K_t = -47,5 - 7,69 \cdot (\log_{10} (S_t))^{2,5}$

Ahora bien, de las fórmulas precedentes y por medio de la sustitución, es posible obtener el nivel de potencia sonora generado en función de los parámetros típicos característicos de este elemento:

$$L_w(f) = F \left(a, b, v, \frac{\Delta p}{\Delta l} \right)$$

Atenuación

Los conductos preaislados en aluminio examinados se deben considerar no revestidos (a causa de la lámina interna de aluminio). La característica de atenuación es más desfavorable con altas frecuencias; en efecto, se pueden observar en la figura 14 las características de atenuación para dos curvas con borde vivo donde uno tiene revestimiento interno, y el otro no tiene ningún revestimiento: la atenuación es mayor a altas frecuencias en el caso de los que están revestidos a causa del distinto poder fonoaislante de un material metálico y de un material aislante de estructura alveolar o fibrosa.

En la figura se usa el parámetro BW (utilizado por comodidad). Este parámetro se define como el producto entre la frecuencia y la dimensión mayor del conducto.

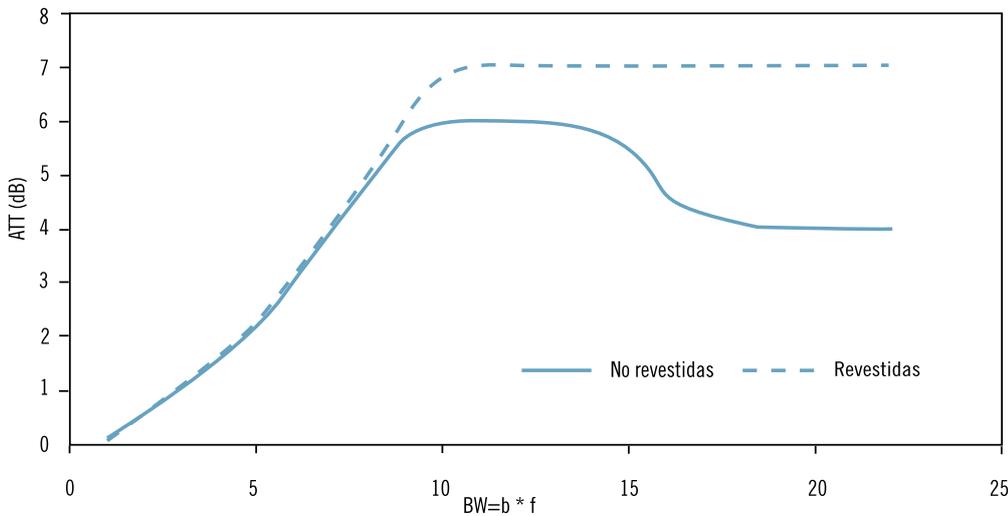


Fig. 14 - Influencia del revestimiento interno en una curva

En el caso de los conductos preaislados en aluminio P3ductal, por lo tanto, es de interés la característica representada por la línea continua, valores que han sido deducidos de la tabla 3 que presentamos a continuación:

Ancho del conducto (m)	Atenuación en decibeles por banda de octava							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
0,13÷0,25	0	0	0	1	4	6	4	4
0,25÷0,51	0	0	1	4	6	4	3	3
0,51÷1,02	0	1	4	6	4	3	3	3
>1,02	1	4	6	4	3	3	3	3

Tabla 3 – Atenuación lineal de una curva con borde vivo no revestida

Característica sonora del elemento

El elemento considerado está caracterizado por tener las aletas distanciadas 5,5 cm las unas de las otras y la longitud de la aleta, antes indicada con CD, es de 10 cm. Con estos datos es posible obtener la geometría del sistema de transmisión del aire y, en particular, el número de aletas necesarias que, como está claro, será proporcional a las dimensiones en el plano. Será el primer número entero que puede contener n aletas a la distancia de 5,5 cm una de la otra.

En la Figura 15 se muestra el espectro sonoro estimado después de la curva con borde vivo: al variar las dimensiones se hace evidente la influencia de las aletas que, como ya se ha dicho, aumentan al aumentar el ancho. Se supone una potencia sonora que entra constante y equivalente a 20 dB. El modelo de cálculo utilizado implica que al variar las dimensiones haya una generación de ruido poco variable a bajas frecuencias, un alto grado de variabilidad en las frecuencias intermedias y, finalmente, una influencia nula a frecuencias elevadas. En particular, en las intermedias se nota que al aumentar las dimensiones y por tanto el número de las aletas, el ruido producido disminuye, lo cual significa que el efecto de la atenuación se nota de forma particularmente marcada.

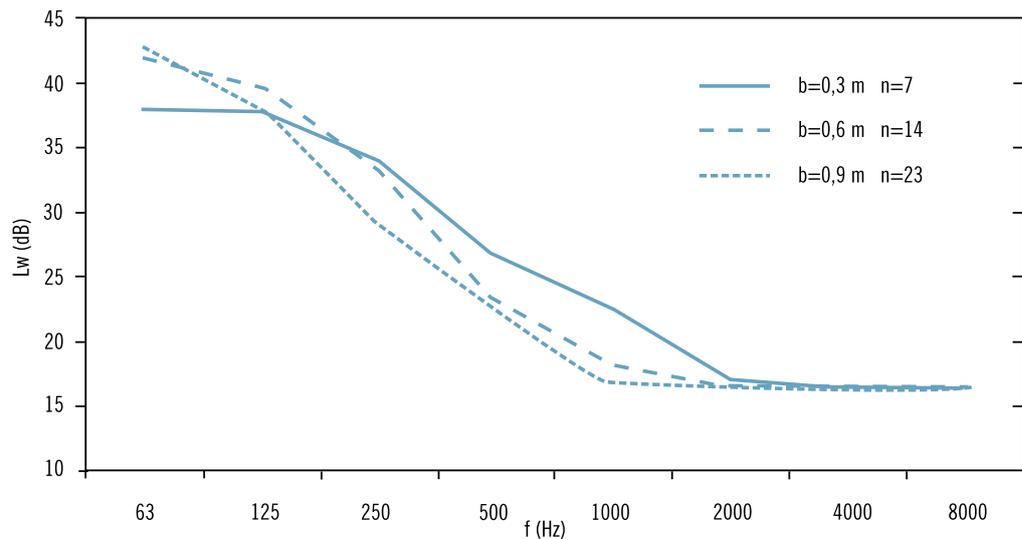
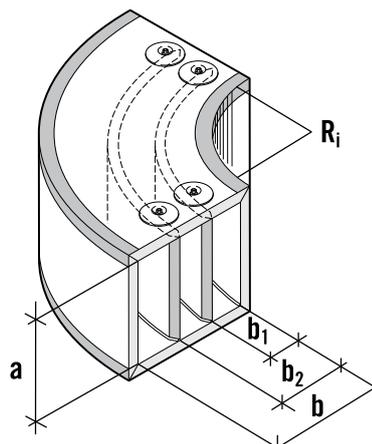


Fig. 15 – Espectro sonoro después de la curva con borde vivo con aletas de orientación con:
 $a=0,3\text{ m}$, $v=5\text{ m/s}$, $dp/dl=0,8\text{ Pa/m}$, $L_{w\text{ ingreso}}(f)=20\text{ dB}$

5.5 Curva con empalme circular con divisores



Este tipo de curva se utiliza cuando la velocidad del aire es elevada. Efectivamente sirven para evitar grandes pérdidas de energía por fricción pues tienen una longitud equivalente menor, o bien, un perfil aerodinámico más favorable en comparación con la categoría anterior.

Recordemos que la disminución de presión a través del obstáculo con el método de las pérdidas constantes de energía por fricción se calcula con el producto entre la longitud equivalente y la disminución de presión por metro (indicada con dp/dl).

Generación

Para este elemento se usa el mismo procedimiento utilizado en el párrafo anterior.

Aquí las pérdidas de energía por fricción son menores, como acabamos de decir, pero la disminución no es igualmente evidente en la generación de ruido. En efecto, en el caso de esta pieza especial, el número de divisores puede variar de uno a tres mientras la longitud CD alcanza extensiones mucho mayores con respecto al caso precedente. Esto es muy favorable desde el punto de vista de la disminución de presión, pero desfavorable para el aspecto de la generación de ruido. Al aumentar la dimensión del conducto, mientras para la curva con borde vivo con aletas de orientación aumenta la variable n (número de aletas de orientación), para la curva con empalme circular aumenta el valor CD (la longitud del divisor). Ambos factores causan un aumento de emisiones sonoras (como se puede deducir de la relación (4)). Con respecto a esto, véase el diagrama de la figura 16, donde se suponen claramente las mismas condiciones al contorno.

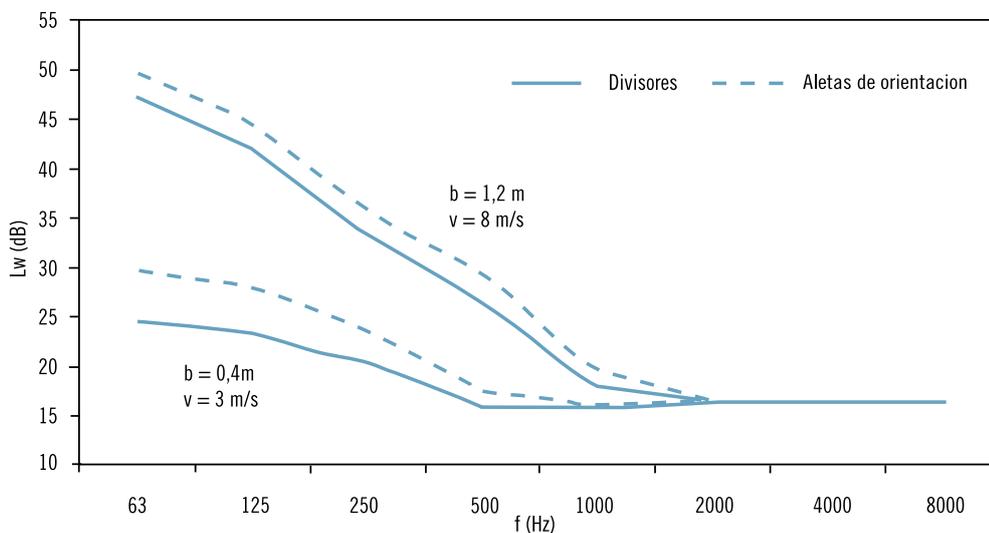


Fig. 16 – Comparación entre una curva con borde vivo y una curva con empalme circular con divisor con: $a=0,3$ m, $dp/dl=0,8$ Pa/m, $L_{w \text{ ingreso}}(f)=20$ dB

Los resultados obtenidos demuestran que, para valores altos de dimensiones y velocidad, la potencia acústica generada por una curva con divisores es, en promedio, un par de dB más baja con respecto a la de una curva con borde vivo con aletas de orientación (véase figura 16). Cuando las dimensiones disminuyen, y también la velocidad (se verá a continuación que para estas dos curvas el estudio de la atenuación es el mismo, mientras que el de la generación da resultados más desfavorables para el codo con aletas), el efecto de la generación comienza a ser muy distinto;

en estas últimas condiciones, generalmente, una curva con borde vivo con aletas de orientación tiene un nivel de emisiones sonoras de unos 5÷6 dB más elevada.

Recordemos que la potencia sonora que sale se determina con la siguiente relación:

$$(5) \quad L_{w,usc} = 10 \log_{10} (10^{\frac{L_{w,ing}}{10}} + 10^{\frac{L_{w,gen}}{10}}) - \Delta_{Latt}$$

O sea la suma logarítmica de la potencia sonora que entra y la que es generada en el lugar, a la cual se le resta el valor de la atenuación.

Atenuación

El modelo de cálculo que se está utilizando, a los efectos de la atenuación, no muestra ninguna diferencia entre los dos tipos de curvas (cada una con elementos diferentes para la corrección de la dirección del flujo de aire). Por consecuencia, los mismos resultados y las mismas consideraciones que se mencionaron en el párrafo anterior son también válidas para el elemento que estamos examinando ahora.

Característica sonora del elemento

El número de divisores para este tipo de elemento puede variar de uno a tres; a diferencia del anterior, esta vez la longitud CD no es constante. Como se ve en la expresión(4), la influencia por cierto no es irrelevante; una duplicación de esa longitud implica un aumento de la generación de potencia sonora de 3 dB. Lo mismo se puede afirmar para n.

El número de divisores y su longitud se establece en base a la tabla 4:

Ancho del conducto b mm	Número de los divisores	Colocación de los divisores		
		b ₁	b ₂	b ₃
400-800	1	aprox. b/3		
>800-1600	2	aprox. b/4	aprox. b/2	
>1600-2000	3	aprox. b/8	aprox. b/3	aprox. b/2

Tabla 4 – Colocación de los divisores

También se presenta el espectro sonoro generado después del empalme con una potencia sonora que entra de 20 dB por cada banda de octava (figura 17)

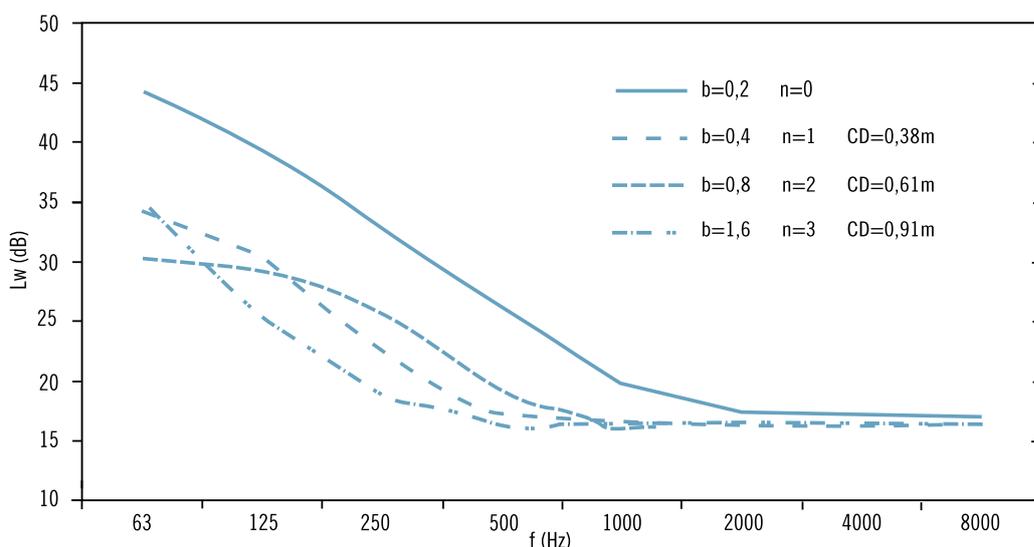
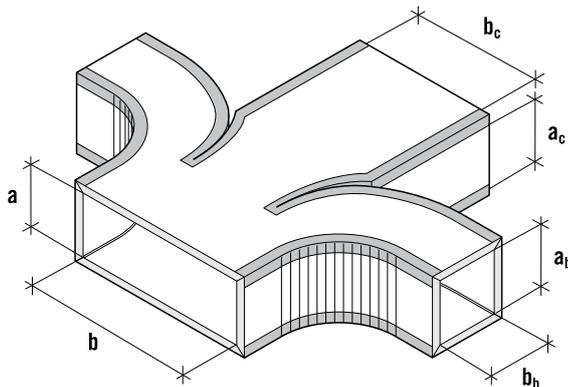


Fig. 17 – Espectro sonoro después de la curva con empalme circular con divisores con:
 $a=0,3$ m, $dp/dl=0,8$ Pa/m, $v=5$ m/s, $L_{w \text{ ingreso}}(f)=20$ dB

Se puede observar cómo la generación de ruido es insignificante cuando no hay divisores; con el aumento de b y de n la generación aumenta de forma notable, especialmente con bajas frecuencias

en efecto, al aumentar la frecuencia, la generación decrece de forma significativa, implicando un nivel de potencia sonora que sale menor de la que entra ya con frecuencias próximas a 500 Hz), efecto que se acentúa de forma gradual para dimensiones aun mayores: efectivamente, el CD sigue aumentando.



Generación de ruido en la brazo secundario

La generación de ruido puede ser calculada con la siguiente ecuación de origen teórico experimental:

$$L_w(f)_b = L_b(f) + \Delta r + \Delta t \quad (6)$$

$$L_b(f) = K_j + 10 \log_{10} \left(\frac{f_0}{63} \right) + 50 \log_{10} (U_B) + 10 \log_{10} (S_B) + 10 \log_{10} (D_B)$$

$$\Delta r = \left(1 - \frac{RD}{0,15} \right) (6,793 - 1,86 \cdot \log_{10} (S_t))$$

$$\Delta T = 1,667 + 1,8 \cdot m - 0,133 \cdot m^2$$

donde:

- f_0 es la frecuencia central de la banda de octava [Hz]
- U_B es la velocidad del fluido en el brazo secundario $U_B = \frac{Q_B}{S_B \cdot 60}$ [ft/s]
- Q_B es el caudal del brazo secundario [ft³/min]
- S_B es la sección de flujo del brazo secundario [ft²]
- D_B es el diámetro equivalente del brazo secundario $D_B = \left(\frac{4 \cdot S_B}{\pi} \right)^{0,5}$ [ft]
- K_j es el espectro característico obtenido con la siguiente ecuación::

$$K_j = -21,6 + 12,388 m^{0,673} - 16,482 m^{-0,303} \log_{10} (S_t) - 5,047 m^{-0,254} (\log_{10} (S_t))^2$$

5.6 Ramificación de tres vías

- RD parámetro de curvatura $RD = \frac{R}{12 \cdot D_B}$
- R radio de curvatura [ft]
- $S_t = \frac{f_0 \cdot D_B}{U_B}$ número de Strouhal
- $m = \frac{U_M}{U_R}$
- U_M e D_M se obtienen de la misma forma en que se obtuvieron los mismos parámetros para el brazo secundario, pero reemplazando las dimensiones por las del conducto antes del empalme.

Ahora bien, de las fórmulas anteriores y por medio de la sustitución, se puede obtener el nivel de potencia sonora generado en función de los parámetros típicos característicos del elemento:

$$L_w(f) = F(a, b, v, Q_B, a_b, b_b, R)$$

con ab y bb como dimensiones del brazo secundario y con a y b dimensiones antes del empalme. Deseamos además observar que en una ramificación de tres vías con derivación del tipo “zapato” conviene considerar el radio de curvatura como igual a cero.

Atenuación en el brazo secundario

En realidad, no existe una verdadera pérdida de energía que sea producida por las ramificaciones. Se puede afirmar, más bien, que la energía que proviene del conducto principal se subdivide en los conductos que se hallan después de la ramificación de la misma forma en que se subdivide el flujo de aire. No hay reflexiones ni absorción por efecto de los cuales la energía total después de la ramificación pueda ser menor de la que está antes. Por otra parte, si se considera la apertura de salida de un conducto principal después de una ramificación, habrá seguramente menor energía de la que originariamente estaba presente antes de la ramificación. A ese empalme, por tanto, se le atribuye una atenuación de la energía original, obtenida orientando parte de ella hacia otro lado. Se puede afirmar que la repartición de la energía sonora en una ramificación tiene lugar de acuerdo con dos términos:

- el primero está relacionado con la reflexión de las ondas sonoras incidentes; está presente si la suma de las secciones de flujo de las distintas ramificaciones después del empalme, S_{B_i} , difiere de la sección de flujo del conducto antes del empalme, S_M .
- el segundo está asociado con la relación entre la sección de flujo del brazo i -ésimo, S_{B_i} , con la suma de las secciones de flujo de los distintos brazos después de la unión o empalme, S_{B_i} .

La atenuación en el brazo i -ésimo está dada por la siguiente relación:

$$\Delta L_{B_i} = 10 \log_{10} \left(1 - \left(\frac{\sum S_{B_i} - 1}{\sum S_{B_i} + 1} \right)^2 \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{S_{B_i}}{\sum S_{B_i}} \right) \quad (7)$$

que adaptada a este caso particular es:

$$\Delta L_{B_i} = 10 \log_{10} \left(1 - \left(\frac{2 \cdot a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c - 1}{a \cdot b} \right)^2 \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{a_b \cdot b_b}{a_b \cdot b_b \cdot 2 + a_c \cdot b_c} \right)$$

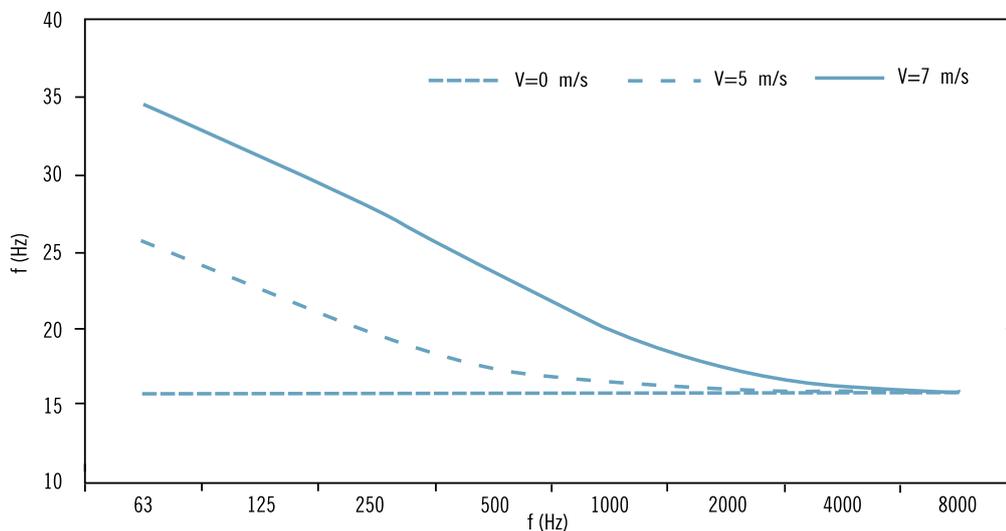
El primer término está presente solamente cuando las ondas que se propagan en el conducto principal son ondas planas. Existe, por lo tanto, una frecuencia de corte por encima de la cual este término no posee ningún efecto y se considera nulo. En el caso de menores longitudes de onda hay distintas formas de vibrar y las ondas ya no pueden ser consideradas planas.

Esta frecuencia se puede obtener de la siguiente relación:

$$f_{co} = \frac{c_0}{2b}$$

donde c_0 es la velocidad del sonido en el aire (que equivale a 340 m/s) y b es la dimensión mayor del conducto rectangular.

Potencia sonora en el brazo secundario



**Fig. 18 – Espectro sonoro después de la ramificación de tres vías con:
 $a=0,3$ m (constante), $b=0,6$ m, $b_c=0,5$ m, $b_b=0,3$ m, $Q_B=0,15$ m³/s, $L_{w \text{ ingreso}}(f)=20$ dB**

En el diagrama (figura 18) obtenido tomando en consideración una potencia sonora que ingresa de 20 dB para cada banda de octava, se puede observar que la generación de ruido tiene lugar sobre todo con bajas frecuencias después de la formación de vórtices fluctuantes. También se puede examinar en qué medida influye la velocidad.

También en el caso del conducto primario hay espectros similares con la variación de la velocidad; como veremos a continuación, cambiará solamente el módulo de los valores.

En el diagrama también se consideraron los efectos de la atenuación que resulta ser prácticamente constante al variar la frecuencia.

Generación de ruido en el brazo principal

Se puede resolver fácilmente refiriéndose a los resultados obtenidos para el brazo secundario; efectivamente:

$$L_w(f)_m = L_w(f)_s + 20 \log_{10} \left(\frac{D_{MV}}{D_B} \right) + 3$$

donde D_{MV} se obtiene de la misma forma que D_M sólo poniendo las dimensiones después de la unión en vez de las que están antes, como se había hecho anteriormente.

Por tanto, de las fórmulas anteriores, por medio de la sustitución, es posible obtener el nivel de potencia sonora generado en función de los parámetros característicos del elemento. En este caso serán:

$$L_w(f) = F(a, b, v, Q_B, a_b, b_b, a_c, b_c, R)$$

con a_c e b_c dimensiones del conducto principal después de la junta.

Atenuación en el brazo primario

También aquí se deberá utilizar la relación (7) que, adaptada al caso particular, será como indicamos a continuación:

$$\Delta L_{Bi} = 10 \log_{10} \left(1 - \frac{\left(\frac{2 \cdot a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c - 1}{a \cdot b} \right)^2}{\frac{2 \cdot a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c + 1}{a \cdot b}} \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{a_c \cdot b_c}{a_b \cdot b_b \cdot 2 + a_c \cdot b_c} \right)$$

ahora bien, la sección i-ésima será la de la continuación (brazo primario). De la misma relación se puede observar que si la suma de las secciones de los ramos después de la unión es igual a la que está antes del primer término el valor se hace nulo.

Se muestra un diagrama paramétrico (figura 19) de una ramificación de tres vías con toma dinámica, que muestra el efecto de la atenuación en la continuación del conducto principal y en la ramificación.

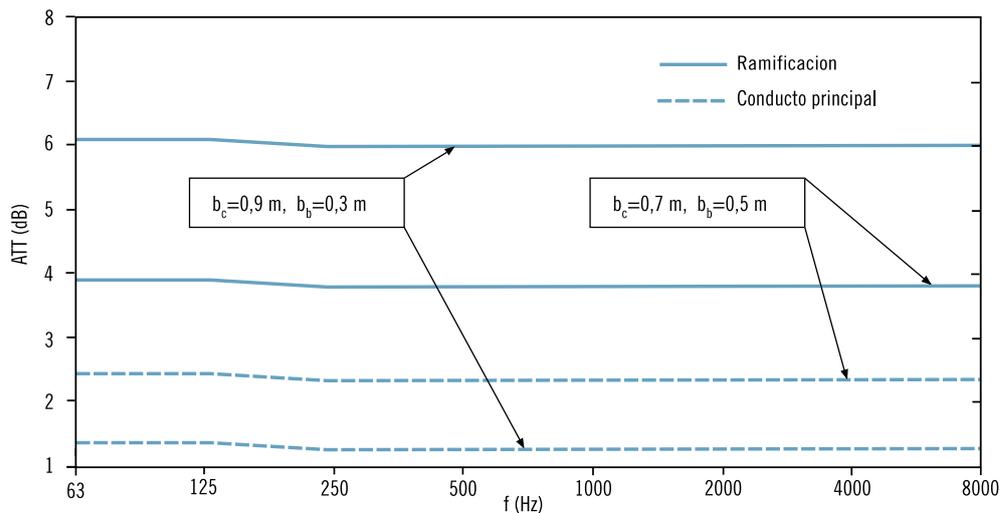


Fig. 19 – Atenuación producida por la ramificación de tres vías con: $a=0,3$ m (constante), $b=1,5$ m

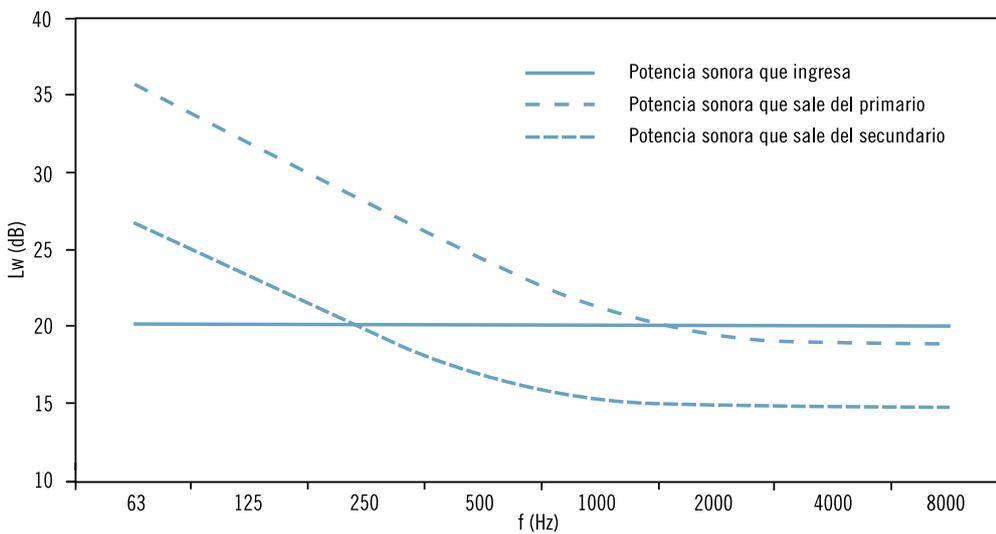
Obsérvese como, en estas condiciones, la disminución de la atenuación después de la f_{co} (frecuencia de corte) es muy leve, casi ni es visible, tanto para el brazo secundario como para el primario.

Característica sonora del elemento

En resumen, una ramificación de tres vías puede ser caracterizada acústicamente gracias a los siguientes parámetros:

$$L_w(f) = F(a, b, v, Q_B, a_b, b_b, R)$$

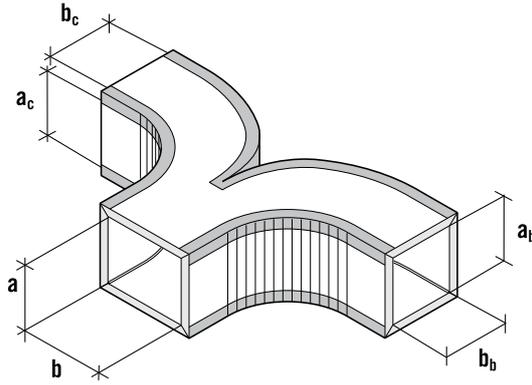
Conociendo estos parámetros, se puede calcular cómo se modifica el nivel de potencia sonora que entra en el pasaje a través de la ramificación de tres vías. En la figura 20 se puede observar cómo el ruido tiende preferentemente a dirigirse al conducto principal; esto resultará ser indudablemente una ventaja para el sistema, pues habrá más recorrido para alcanzar los ambientes climatizados y por tanto habrá atenuación adicional.



**Fig. 20 – Espectro sonoro después de la ramificación de tres vías con:
 $a=0,3$ m (constante), $b=0,6$ m, $b_c=0,5$ m, $b_b=0,3$ m, $Q_B=0,18$ m³/s, $L_{w\text{ingreso}}(f)=20$ dB**

Obsérvese cómo la generación de ruido se produce preferentemente a bajas frecuencias. Haber supuesto que es constante la potencia sonora que ingresa, hipótesis que en realidad no se concreta en la realidad, permite evaluar de forma objetiva cómo contribuyen la generación y la atenuación del ruido provocadas por el elemento.

5.7 Ramificación de dos vías



Generación de ruido

La generación de ruido puede ser calculada con la misma ecuación utilizada para el brazo secundario de una ramificación de tres vías, la única diferencia reside en el hecho que las fuentes de ruido provocadas por el despegue de la vena fluida en este caso son dos y son simétricas. Es como si hubieran dos fuentes de la misma intensidad, por tanto el nivel de la potencia sonora generado será el de la ecuación (6), al cual se le sumarán 3 dB. Como hemos hecho en el caso de los elementos anteriores, de las fórmulas vistas más arriba, por medio de sustitución, es posible obtener el nivel de potencia sonora generado en función de los parámetros típicos de la unión:

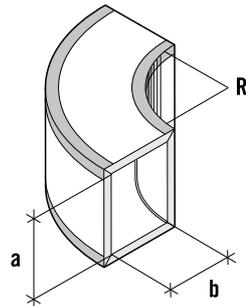
$$L_w(f) = F(a, b, v, Q_B, a_b, b_b, R)$$

con a_b e b_b que son las dimensiones de los dos conductos después de la unión. Deseamos notar que este modelo de cálculo utiliza, para ese elemento, los mismos parámetros que han sido utilizados para el brazo secundario de la ramificación de tres vías.

Atenuación del ruido

También para la atenuación del ruido valen los resultados vistos en el párrafo anterior. La relación (7) adaptada al caso particular que estamos examinando se transforma en la que indicamos a continuación:

$$\Delta L_{Bi} = 10 \log_{10} \left(1 - \left(\frac{\frac{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c}{a \cdot b} - 1}{\frac{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c}{a \cdot b} + 1} \right)^2 \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{a_b \cdot b_b}{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c} \right)$$



Generación de ruido

La generación de ruido puede ser calculada con la misma ecuación aplicada para el brazo secundario de una ramificación de tres vías; la única diferencia reside en el hecho que las dimensiones del conducto después del codo son iguales a las de antes de él; de lo cual se desprende que ciertas influencias quedan anuladas (obsérvense las relaciones (6)). Como hemos hecho para los elementos anteriores por medio de la sustitución se puede obtener el nivel de potencia sonora generado en función de los parámetros más significativos:

$$L_w(f) = F(a, b, v, R)$$

Deseamos hacer notar que según este modelo de cálculo la influencia del radio de curvatura interno, con respecto a la generación de ruido, tiene un efecto marginal (figura 21). Para dar mejores resultados el radio interno R debería asumir valores muy elevados (en comparación con los que se aplican en general) que, por motivos de dimensiones y de versatilidad de la misma instalación resultarían ser difícilmente aplicables.

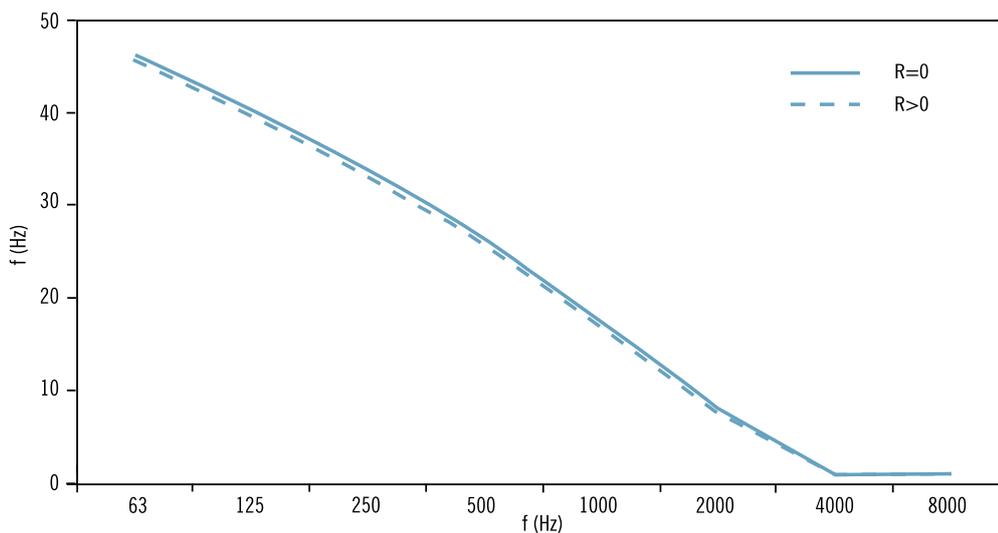


Fig. 21 – Generación en la curva con empalme circular con:
a=0,3 m , b=0,6 m , v=5 m/s

Atenuación del ruido

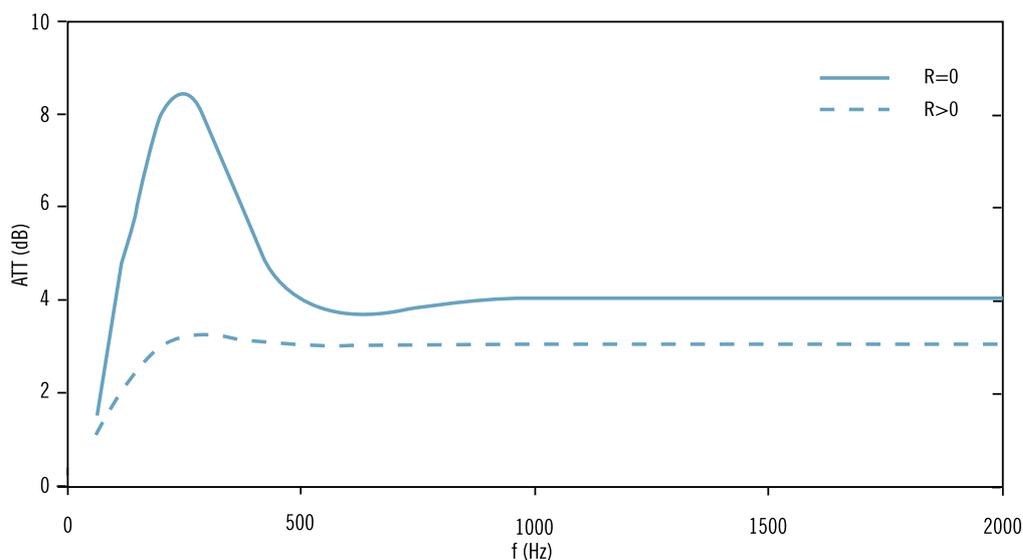


Fig. 22 – Comparación de la atenuación entre una curva con empalme circular con R=0 y con R>0

Obsérvese cuánto más puede atenuar una curva con empalme circular con R=0 en comparación con una con R>0 (figura 22); esto es sobre todo a las frecuencias medio-bajas y en particular, para una banda de longitud de onda determinada, la cual dependerá de las dimensiones del conducto (a medida que éstas aumentan el pico se desplaza hacia frecuencias menores).

Las curvas con dimensiones relativamente pequeñas situadas en general en las proximidades de las aperturas de salida, tienen un pico de atenuación hacia las frecuencias más altas. Esta peculiaridad es positiva en el ámbito de a las frecuencias que sabemos que es crítico (alrededor de 1000 y 2000 Hz). Efectivamente, de los resultados experimentales obtenidos, para el material del conducto que estamos examinando, se puede observar cómo la atenuación lineal es muy elevada a las frecuencias bajas y cómo decrece rápidamente cuando éstas aumentan. Resulta ser claro que estas bandas críticas serán aquellas en las que el ruido no se atenúa de forma eficaz (la atenuación lineal no es más elevada) y que al mismo tiempo están caracterizadas, a causa del ventilador, por un nivel de potencia sonora importante, o sea las frecuencias intermedias.

En resumen, el campo de frecuencias que demuestra ser más crítico es alrededor de 1000 y 2000 Hz, porque con bajas frecuencias aunque la potencia sonora generada por el ventilador sea alta, la notable atenuación lineal del tipo de conducto examinado permite atenuarla en forma eficaz en un tramo de pocos metros.

A las frecuencias más altas, el ventilador emite poca energía sonora y por lo tanto no surge este problema.

El problema se manifiesta, en cambio, en las frecuencias intermedias, en las que la característica de atenuación

lineal no es alta y la energía sonora del ventilador todavía es más bien alta.

En el ejemplo que mencionamos en la figura 23 se observa cómo el pico de atenuación se desplaza hacia las frecuencias mayores a medida que disminuyen las dimensiones:

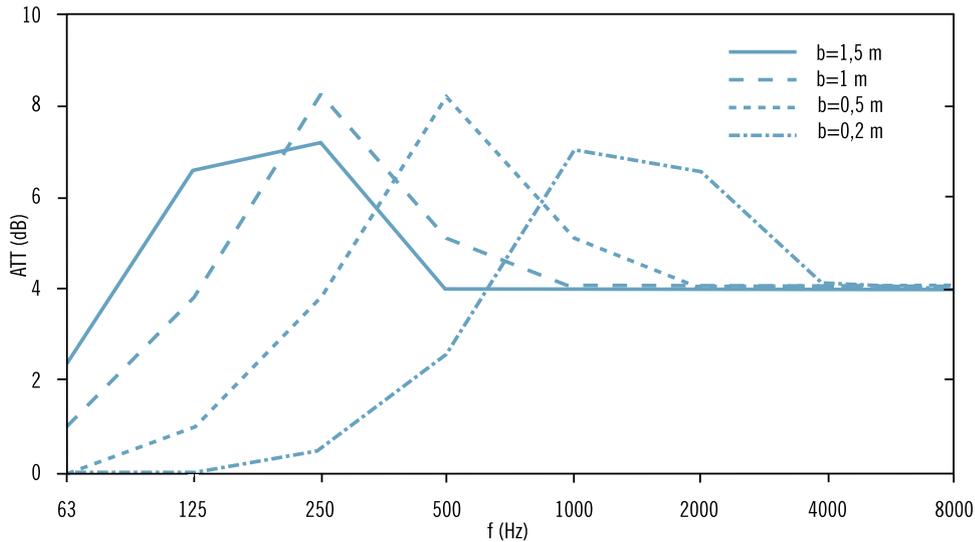


Fig. 23 – Atenuación en una curva con empalme circular con R=0 y a=0,2 m

Los valores de atenuación se pueden deducir de las tablas que mostramos a continuación:

R=0 (curvas pronunciadas)

Ancho del conducto (m)	Atenuación en decibel por banda de octava							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
0,13÷0,25	0	0	0	1	5	8	4	3
0,25÷0,51	0	0	1	5	8	4	3	3
0,51÷1,02	0	1	5	8	4	3	3	3
>1,02	1	5	8	4	3	3	3	3

Tabla 5 - Atenuación lineal de una curva con empalme circular con R=0

R>0 (curvas redondeadas)

Ancho del conducto (m)	Atenuación en decibel por banda de octava							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
0,13÷0,25	0	0	0	1	2	3	3	3
0,25÷0,51	0	0	1	2	3	3	3	3
0,51÷1,02	0	1	2	3	3	3	3	3
>1,02	1	2	3	3	3	3	3	3

Tabla 6 - Atenuación lineal de una curva con empalme circular con R>0

Característica sonora del elemento

El diagrama muestra, para un tramo de conducto de sección relativamente pequeña y en condiciones normales de utilización, cuál es la influencia de una curva con $R=0$, o de una redondeada (figura 24). La línea continua es el nivel de potencia sonora antes de la curva. Obsérvese cómo resalta el pico de atenuación del cual habíamos hablado antes. También aquí la generación de ruido se produce sobre todo a las frecuencias bajas mientras que con frecuencias altas el nivel de potencia sonora que sale es menor del que ingresa, o sea que se podría decir que la atenuación ha vencido la generación.

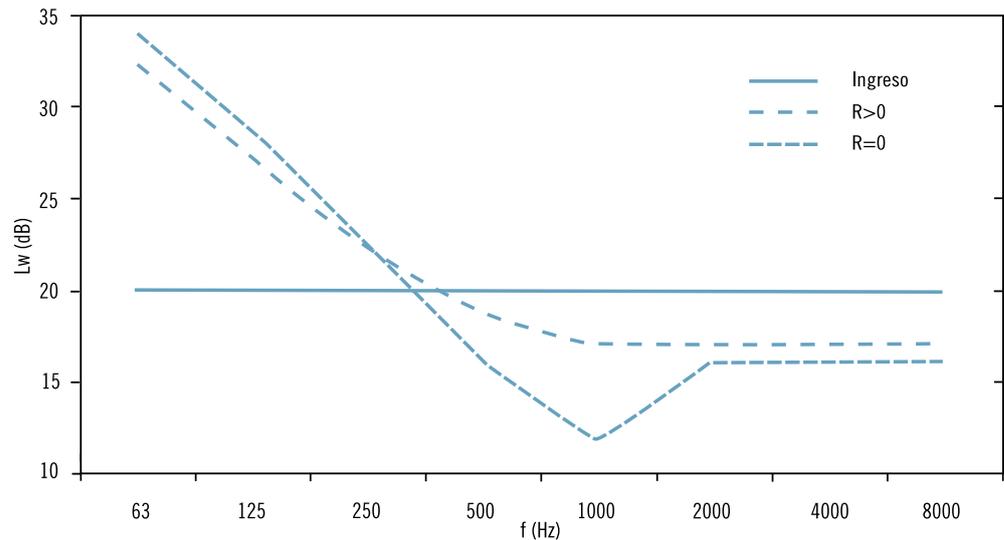
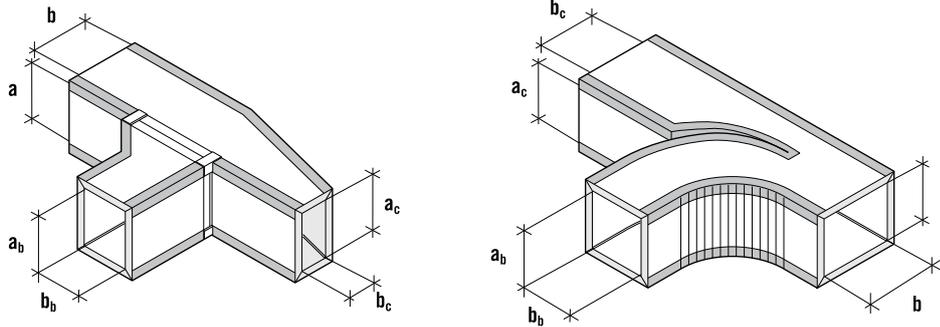


Fig. 24 – Espectro sonoro después de la curva con empalme circular con:
 $a=0,2$ m, $b=0,3$ m, $v=3$ m/s, $L_{w \text{ ingreso}}(f)=20$ dB



Generación de ruido en el brazo secundario

La generación de ruido se puede calcular con la (6), ecuación de origen teórico experimental que ya hemos visto antes.

De las fórmulas anteriores, y por medio de sustitución, es posible obtener el nivel de potencia sonora generado en función de los parámetros más significativos del elemento:

$$L_w(f) = F(a, b, v, Q_B, a_b, b_b, R)$$

con a_b y b_b dimensiones del brazo secundario y con a y b las dimensiones antes de la unión.

También para la ramificación de tipo “zapato” se utiliza el mismo modelo de cálculo. Está claro que la geometría es distinta, pero se supone que la incertidumbre sobre el modelo geométrico es inferior a la del modelo de cálculo.

Atenuación en el brazo secundario

También para este elemento valen las consideraciones ya mencionadas para las ramificaciones de tres vías. La relación (7) adaptada es entonces:

$$\Delta L_{Bj} = 10 \log_{10} \left(1 - \frac{\left(\frac{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c - 1}{a \cdot b} \right)^2}{\frac{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c + 1}{a \cdot b}} \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{a_c \cdot b_c}{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c} \right)$$

Característica sonora del brazo secundario

Se puede evaluar de la misma forma en que ya habíamos hecho para el brazo secundario de la ramificación de tres vías. Por tanto, se puede volver al párrafo en que se trata este argumento para observar los resultados ya obtenidos con anterioridad.

Generación de ruido en el brazo principal

Se resuelve haciendo referencia a los resultados ya obtenidos para el brazo secundario, efectivamente:

$$L_w(f)_m = L_w(f)_b + 20 \log_{10} \left(\frac{D_{MV}}{D_B} \right)$$

donde D_{MV} se obtiene de la misma forma que D_M sólo que se deben ingresar las dimensiones después de la unión en vez de las que están antes, como ya se ha hecho antes (párrafo de las ramificación de tres vías).

Entonces de las fórmulas anteriores y utilizando la sustitución se puede conseguir el valor del nivel de potencia sonora generado en función de los parámetros más significativos que, en este caso, serán:

$$L_w(f) = F(a, b, v, Q_B, a_b, b_b, a_c, b_c, R)$$

con a_c y b_c dimensiones del conducto principal después de la unión.

Estos resultados difieren del nivel de potencia sonora generada en el brazo primario de una ramificación de tres vías solamente por la falta del término adicional de 3 dB. Esta diferencia se puede intuir fácilmente porque las fuentes de ruido esta vez se reducen a una, mientras que en el caso anterior eran dos y eran simétricas y por ende duplicaban la potencia sonora generada.

Atenuación en el brazo primario

También aquí de deberá utilizar la relación [7]:

$$\Delta L_{Bi} = 10 \log_{10} \left(1 - \frac{\left(\frac{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c - 1}{a \cdot b} \right)^2}{\frac{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c + 1}{a \cdot b}} \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{a_c \cdot b_c}{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c} \right)$$

Ahora, la sección i-ésima será la del brazo primario. Valen aquí las consideraciones ya citadas antes acerca de la frecuencia de corte.

Se menciona en un diagrama paramétrico (figura 25), correspondiente a una ramificación con toma dinámica, que muestra el efecto de la atenuación en la continuación del conducto principal y en la ramificación. El efecto producido por la frecuencia de corte ahora ni siquiera es visible, porque en los dos casos examinados la suma de las secciones después de la unión es muy similar a la sección de monte. Además, el primer término de la (7), muy a menudo da una contribución ciertamente menor en comparación con el segundo.

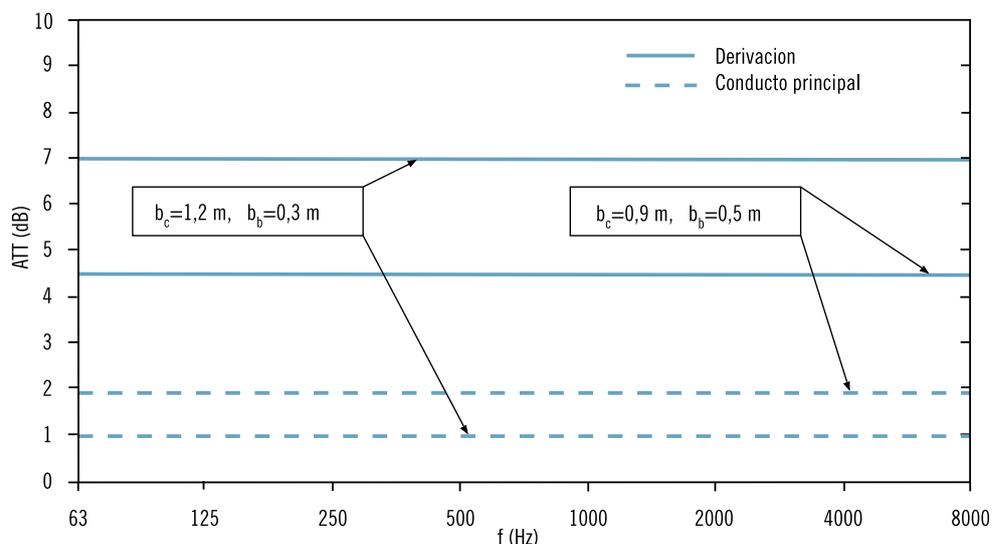


Fig. 25 – Atenuación provocada por la ramificación con:
 $a=0,3 \text{ m}$ (constante), $b=1,5 \text{ m}$

Característica sonora del elemento

Resumiendo, la ramificación dinámica está caracterizada por los siguientes parámetros:

$$a, b, v, Q_B, a_b, b_b, a_c, b_c, R$$

Por lo tanto, si se conoce el nivel de potencia sonora antes del elemento se puede calcular el que está después. Por ejemplo, considerando una potencia sonora entrante de 20 dB por cada banda de octava y en las condiciones especificadas más abajo, se calculan los siguientes espectros sonoros en las secciones de salida del conducto primario y de la ramificación.

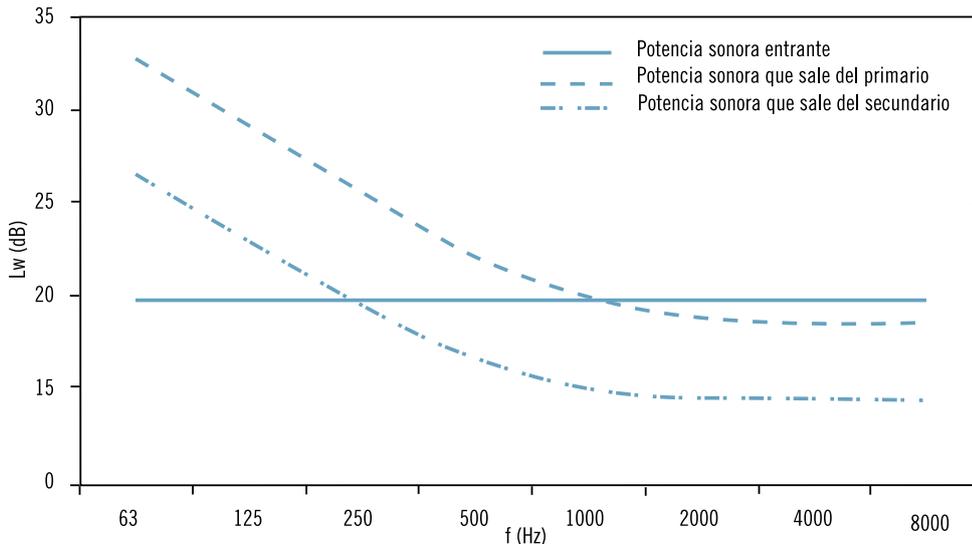


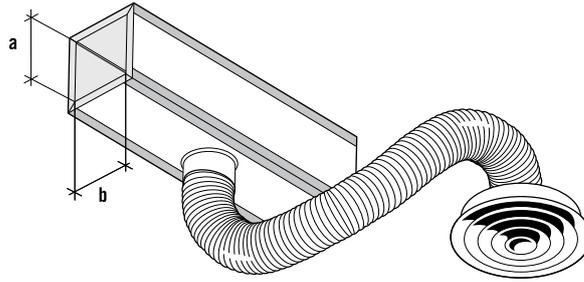
Fig. 26 – Espectro sonoro después de la ramificación dinámica con: $a=0,3$ m (constante), $b=0,6$ m, $b_b=0,6$ m, $b_c=0,6$ m, $v=5$ m/s, $Q_b=0,15$ m³/s, $L_{w \text{ ingreso}}(f)=20$ dB

También en la figura 26 se puede observar cómo el ruido tiende preferentemente a dirigirse hacia el conducto principal. Esto resulta ser una ventaja, pues habrá más recorrido a disposición para lograr una atenuación adicional.

Además, como ya habíamos indicado anteriormente, este tipo de sistema en material compuesto es particularmente apropiado para atenuar la energía sonora con elevada longitud de onda, justamente la que se autogenera con más ímpetu a lo largo del itinerario del aire.

Éste es otro motivo que demuestra la existencia de una afinidad significativa entre los fenómenos de autogeneración y de atenuación lineal presentes en el sistema.

5.10 Ramificación con collar



Generación de ruido en el brazo secundario

La generación de ruido se puede calcular con la (6) (ecuación de origen teórico-experimental propuesta por la ASHRAE), de la misma forma que se hizo para la unión anterior. De las fórmulas anteriores, entonces, por medio de sustitución, es posible obtener el nivel de potencia sonora generado en función de los parámetros más significativos y que fácilmente se obtienen (después que el sistema ha sido dimensionado en forma apropiada):

$$L_w(f) = F(a, b, v, Q_B, d)$$

d es el diámetro del collar, a y b son las dimensiones antes de la unión.

Atenuación en el brazo secundario

También para este elemento valen las consideraciones mencionadas para las ramificaciones de tres vías. La relación (7) adaptada para este propósito es, entonces:

$$\Delta L_{B1} = 10 \log_{10} \left(1 - \left(\frac{\frac{\pi \cdot d^2 \cdot 0,25 + a \cdot b}{a \cdot b} - 1}{\frac{\pi \cdot d^2 \cdot 0,25 + a \cdot b}{a \cdot b} + 1} \right)^2 \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{\pi \cdot d^2 \cdot 0,25}{\pi \cdot d^2 \cdot 0,25 + a \cdot b} \right)$$

De la misma relación se puede observar que en este caso la suma de las secciones del conducto después de la ramificación puede asumir gran variabilidad con respecto a las que están antes cuanto más grande es el collar, mayor es la influencia del fenómeno de la frecuencia de corte).

Característica sonora del brazo secundario

Ésta se puede evaluar de la misma forma en que se había hecho para el brazo secundario de la ramificación de tres vías. En este tipo de elemento las dimensiones de los dos conductos son muy distintos; en particular, el brazo primario tiene las mismas dimensiones del conducto antes de la unión. El secundario, que esta vez está representado por el collar, tiene diámetros relativamente pequeños. Se verá a continuación la consecuencia en los espectros sonoros que se debe a esta peculiaridad.

Generación de ruido en el brazo principal

Se puede resolver fácilmente refiriéndose a los resultados obtenidos para el brazo secundario, en efecto:

$$L_w(f)_m = L_w(f)_b + 20 \log_{10} \left(\frac{D_{MV}}{D_B} \right)$$

donde D_{MV} se obtiene de la misma forma que D_M solamente que se deben ingresar las dimensiones después de la unión en vez de las que están antes, como ya se había hecho anteriormente. Los parámetros de mayor interés serán ahora:

$$L_w(f) = F(a, b, v, Q_B, d)$$

El radio de curvatura de la ramificación esta vez no está presente pues se considera nulo.

Atenuación en el brazo primario

También aquí se deberá utilizar la relación (7); ahora la sección i -ésima será la del brazo primario.

$$\Delta L_{Bi} = 10 \log_{10} \left(1 - \left(\frac{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c - 1}{a \cdot b} \right)^2 \right) + 10 \log_{10} \left(\frac{a_c \cdot b_c}{a_b \cdot b_b + a_c \cdot b_c} \right)$$

Se muestra un diagrama paramétrico, correspondiente a una ramificación con collar, donde se ve el efecto de la atenuación en la continuación del conducto principal y en la ramificación (figura 27). Obsérvese el efecto producido por la frecuencia de corte.

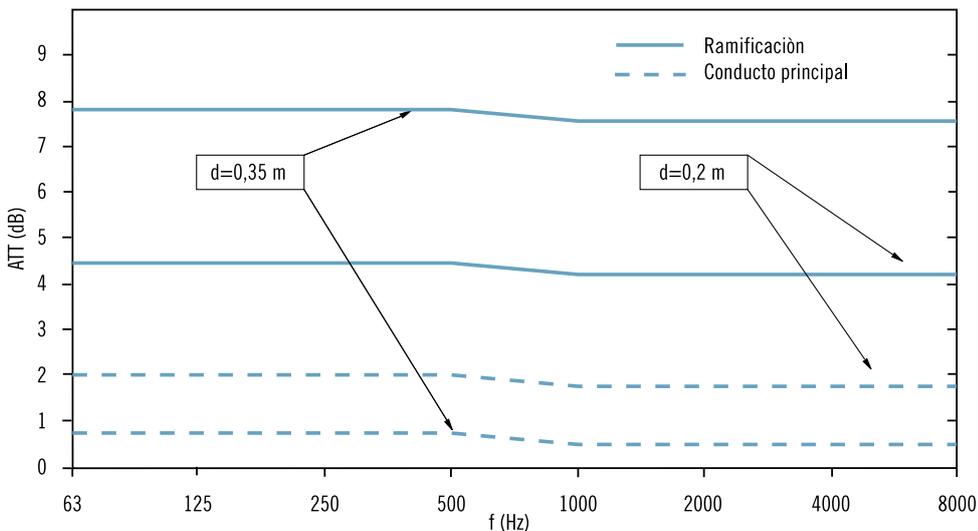


Fig. 27 – Atenuación provocada por la ramificación con:
 $a=0,4$ m, $b=0,4$ m

Característica sonora del elemento

Resumiendo, una unión con ramificación con collar puede estar caracterizada por estos parámetros:

$$a, b, v, Q_B, d$$

De la misma forma en que se había hecho para el elemento anterior, se pueden obtener los espectros sonoros de ejemplo que mencionamos en la figura 28:

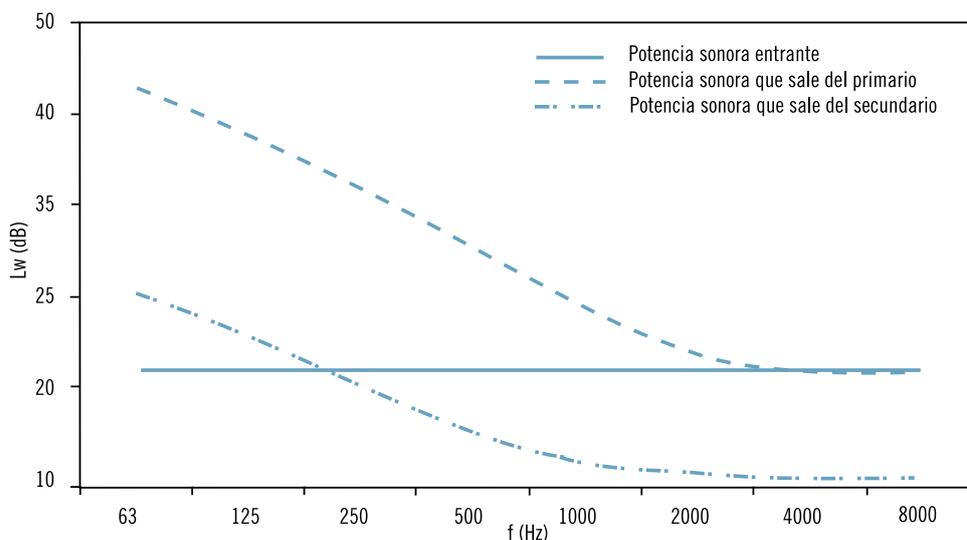


Fig. 28 – Espectro sonoro después de la ramificación con: $a=0,4$ m, $b=0,6$ m, $d=0,2$ m, $v=5$ m/s, $Q_B=0,1$ m³/s, $L_{w\text{ ingreso}}(f)=20$ dB

5.11 Atenuación por reflexión final

Después de haber pasado por distintos grados de atenuación por efecto del recorrido del conducto, de las curvaturas y de las ramificaciones, lo que queda de la energía original entrante alcanza la terminal del conducto y desemboca en el ambiente ventilado.

No toda esta energía se irradia en el ambiente: en realidad, en base al principio de la reflexión una parte de ella volverá hacia atrás al lugar de donde provenía. Uno de los factores

que influyen en la magnitud de este fenómeno es la direccionalidad de la fuente de ruido (terminal del ambiente).

La característica de direccionalidad de la unidad terminal depende de su posición con respecto a las paredes (como se observa en la figura 29) y de la frecuencia, o por mejor decir, de la

longitud de onda considerada en relación a las dimensiones de la boca.

Cuando la relación es grande, o sea con ruidos de bajas frecuencias y bocas pequeñas, la energía tiende a ser irradiada uniformemente en todas las direcciones. Con altas frecuencias, en cambio, tiende a concentrarse a lo largo de la dirección del eje.

Por lo tanto, el nivel de presión sonora de las bandas de alta frecuencia es más elevado en proximidad de la extensión del eje de las bocas que en las posiciones laterales.

Un cálculo tradicional considera, por lo tanto, el caso más severo, o sea con el oyente en línea con el terminal del conducto, evaluando el factor de direccionalidad en la extensión del eje (esto es lo que comúnmente se hace en la práctica ordinaria). Los valores típicos del parámetro en cuestión se indican en la figura 29.

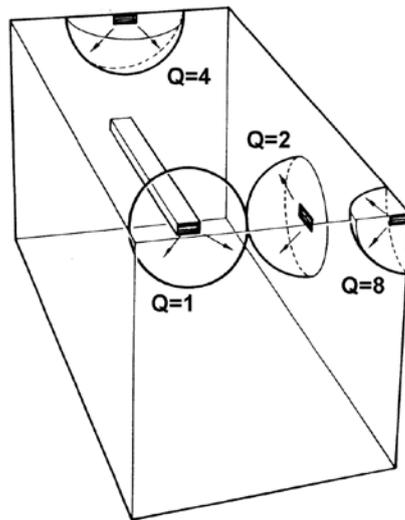


Fig. 29 – Direccionalidad de la fuente de ruido

El modelo utilizado para evaluar esta atenuación está representado por la siguiente relación

$$\Delta L_w = 10 \log_{10} \left(1 + \left(\frac{0,8 \cdot c_0}{\pi \cdot f \cdot D} \right)^{1,88} \right)$$

y corresponde al caso de conductos que terminan al mismo nivel de la pared (Q=2), caso más frecuente en la práctica.

donde:

- f es la frecuencia central por cada banda de octava
- D es el diámetro equivalente del conducto y se determina con la siguiente relación:

Existen muchas limitaciones en cuanto a la utilización de estas relaciones para la atenuación.

$$D = \left(\frac{4 \cdot A_{\text{flujo}}}{\pi} \right)^{0,5}$$

En particular, se utilizaban para conductos circulares pero, se ha notado que pueden ofrecer cálculos satisfactorios también para los otros tipos de conductos.

Estas relaciones se deberían utilizar cuando no hay difusores en apertura de salida, caso que se presenta muy raramente en la práctica. De todas formas, se pueden obtener resultados satisfactorios, aunque dentro de límites no restrictivos, considerando nulo el efecto del difusor, si lo(s) hay. Este efecto se ha de considerar posteriormente uniéndolo con los resultados que se obtendrían sin él (o sea, sumando logarítmicamente la generación de ruido que provoca y restando la correspondiente atenuación).

Para que las dos relaciones sean fiables, la apertura de salida del conducto debe hallarse a distancias suficientemente elevadas de la última desviación que se encuentra a lo largo del recorrido, de modo tal que se extingan las turbulencias que se han formado.

Una aplicación de los resultados obtenidos con el siguiente modelo está ilustrado en la figura 30. Se puede observar en el diagrama que al disminuir las dimensiones, la atenuación aumenta; lo cual es indiscutiblemente un beneficio, pues antes del ingreso en el ambiente, los conductos asumen dimensiones menores con respecto a los conductos de transmisión.

Éste es otro motivo para llegar a la conclusión que los efectos de la generación del ruido a lo largo del conducto son también los más indicados para ser atenuados en todas las instalaciones para el manejo del aire y especialmente en este tipo de conducto, gracias a la forma peculiar que asume la característica de atenuación lineal.

Esto no significa que sea superfluo inútil las varias generaciones; más bien sugiere que en ciertos regímenes de velocidad, éstas se pueden descuidar; pero que por encima de éstos, los efectos de la atenuación ya no son suficientes y la generación asume un papel de grande importancia.

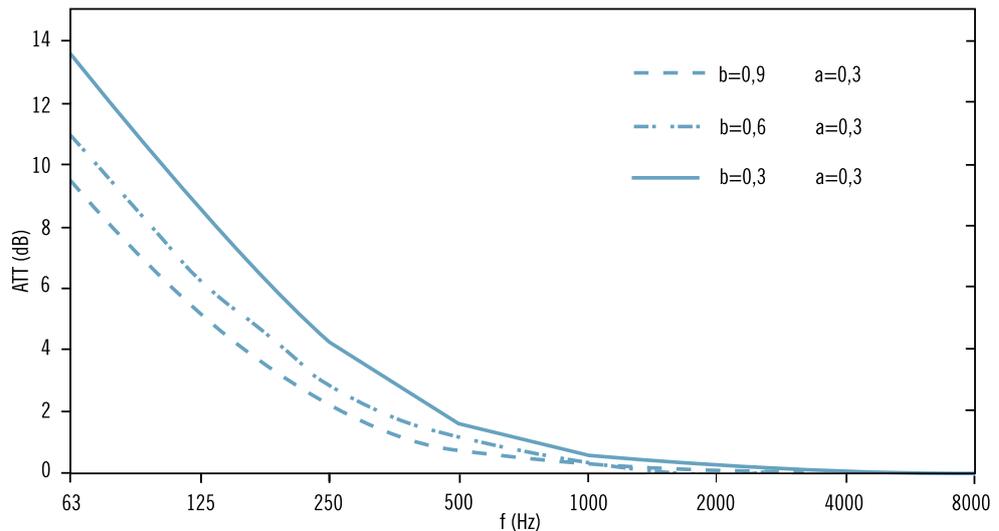


Fig. 30 – Atenuación provocada por la reflexión final

5.12 Reducciones, ensanchamientos, desplazamientos y compuertas

En una instalación para el manejo del aire también están presentes otros elementos en los que se produce una variación del ruido a lo largo de su recorrido en el conducto, por ejemplo: las compuertas, los atenuadores, los estrechamientos, las desviaciones, etc... Es difícil evaluar el comportamiento de estos elementos (vista la gran variedad de formas geométricas que se encuentran en el comercio), en la literatura no se encuentran ni siquiera modelos de cálculo genéricos para estos tipos de elementos.

A veces, los datos relacionados con el aspecto sonoro pueden ser proporcionados por el constructor del elemento; y entonces será posible componer el efecto sonoro específico de la pieza especial en cuestión con el que se halla en la instalación en el punto en el que éste está colocado.

La composición se deberá realizar, para cada banda de octava, aplicando la siguiente relación:

$$L_{w,usc} = 10 \log_{10} (10^{\frac{L_{w,ing}}{10}} + 10^{\frac{L_{w,gen}}{10}}) - \Delta_{Latt}$$

donde:

- $L_{w,ing}$ es el nivel de potencia sonora antes del obstáculo
- $L_{w,usc}$ es el nivel de potencia sonora después del obstáculo
- $L_{w,gen}$ es el nivel de potencia sonora generado por el obstáculo
- Δ_{Latt} es la atenuación que el obstáculo provoca.

Siendo conocidas, entonces, el caudal del aire y con la velocidad máxima del aire (o la pérdida de energía por fricción), con la ayuda de diagramas proporcionados por los fabricantes, se obtiene el coeficiente de caudal que debe tener el silenciador.

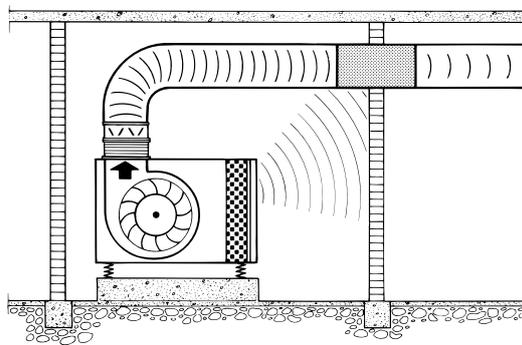
Para concluir, en las tablas de los datos relacionados con el manejo del aire se identifica el modelo de silenciador con el coeficiente de caudal igual o un poco superior al que se desea, entre los que permitan lograr la atenuación que se requiera. Si hay varios modelos como alternativa, se ha de elegir el que tiene las dimensiones más convenientes.

Dónde instalar los silenciadores

La ubicación exacta de los silenciadores depende del tipo de máquinas que están presentes y de su proximidad a las zonas críticas.

Cuando el nivel de ruido en la central es elevado, es recomendable colocar el silenciador en el tramo de conducto que precede inmediatamente su salida del local; de esta forma, cada ruido de la central que entra en el conducto, aun a través de sus paredes, será atenuado por el silenciador antes que pueda llegar la terminal de la instalación en los ambientes, como se muestra en la Figura 32.

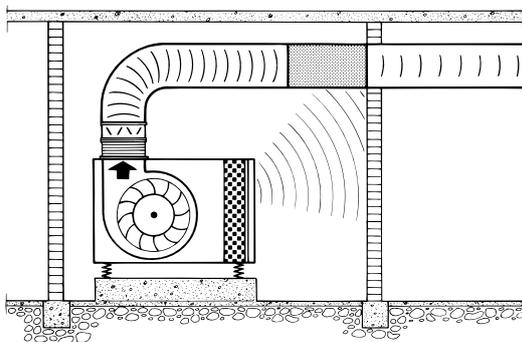
Colocar los silenciadores demasiado cerca de los ventiladores o a otros componentes puede ser causa de excesiva turbulencia con la consiguiente excesiva pérdida de energía por fricción y además excesivo ruido autogenerado.



In la pared

Mejor

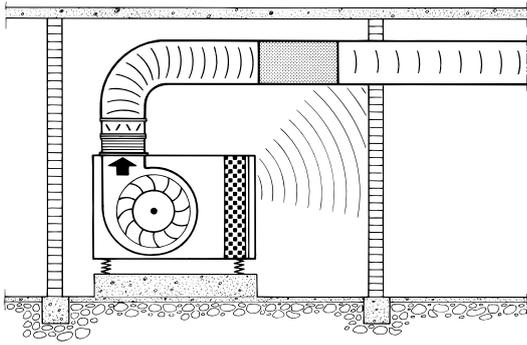
Se reduce el ruido en el conducto y el ruido que, desde el local técnico, podría ingresar en el conducto.



Inmediatamente antes de la pared

Muy buena

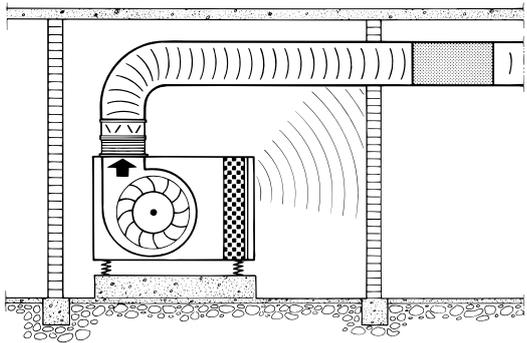
Es la alternativa más práctica cuando se necesita una compuerta anti-incendio en la pared.



Dentro del local técnico

Acceptable

En este caso una cierta cantidad de ruido producido por el local técnico entra en el conducto sin la atenuación del silenciador.



En el exterior del local técnico

Mediocre

El ruido en el interior del conducto sale a la zona ocupada antes de que sea atenuado por el silenciador.

Fig. 32 – Instalación de los silenciadores o atenuadores

La investigación realizada por el Departamento de Física Técnica de la Universidad de Padua, como se ha dicho en los capítulos anteriores, llevó a determinar las propiedades acústicas de los conductos preaislados en aluminio P3ductal, y aquí las resumimos a continuación:

- atenuación lineal (a lo largo del recorrido);
- resistencia a la transmisión de ruido (breakout y breakin);
- autogeneración de ruido.

En base a los resultados de las mediciones efectuadas se delinearon curvas paramétricas que pueden ser utilizadas como instrumentos de proyectación de las instalaciones de aire acondicionado. Los técnicos del sector, por lo tanto, conociendo las dimensiones de los conductos y la potencia sonora entrante (por ejemplo, debida al ventilador) podrán calcular tanto la potencia sonora irradiada por cada tronco de conducto como la potencia sonora transmitida después del tronco.

Considerando el hecho que los problemas comunes de excesivo nivel de emisiones sonoras de las instalaciones de aire acondicionado en general se deben a una proyectación equivocada o a una instalación inapropiada del sistema, a la luz de los fenómenos acústicos que hemos tratado hasta aquí, se indican a continuación algunas sugerencias útiles que se han de respetar si se quiere lograr una buena instalación de los conductos preaislados en aluminio P3ductal:

- es aconsejable calcular las dimensiones del conducto de forma que las velocidades del aire sean relativamente bajas, especialmente en las cercanías de las zonas críticas;
- estructurar la instalación de forma que se obtenga un flujo de aire lo más uniforme posible, evitando bruscas variaciones de dirección;
- espaciar en forma adecuada aquellos componentes de la instalación que puedan provocar turbulencias para permitir una calidad homogénea del flujo de aire entre ellos;
- considerando la elevada atenuación lineal de los conductos P3ductal, especialmente con bajas frecuencias, es preferible – si esto es posible – alargar el recorrido de la instalación para el manejo del aire en el exterior de los ambientes sensibles o aprovechar un local técnico para reducir la potencia sonora antes del ingreso en los ambientes que se desea acondicionar, como se muestra en la Figura 33;
- evitar colocar derivaciones en las proximidades de terminales de ambiente; en cambio, distanciarlos por lo menos 1 o 2 metros;
- en los tramos iniciales del sistema de manejo de aire donde las dimensiones de los conductos son bastante elevadas es preferible utilizar curvas con empalme circular con divisores más que curvas con borde vivo con aletas de orientación: en efecto, como ya hemos analizado antes, en el caso de grandes dimensiones con elevadas velocidades, la potencia acústica producida por una curva con empalme circular con divisores es, como promedio, un par de dB más baja con respecto a la de una curva con borde vivo con aletas de orientación.

Em conclusión, se reitera que los efectos de la generación de ruido también son los más adecuados para ser atenuados. Esto no significa que sea inútil considerar las varias generaciones, sino más bien que dentro de ciertos regímenes de velocidad (aprox. 8 m/s) tranquilamente se pueden descuidar. Además, por otro lado, los efectos de la atenuación ya no son suficientes y la generación asume un papel de grande importancia. Otra vez se pone en evidencia la gran importancia de limitar los valores de velocidad.

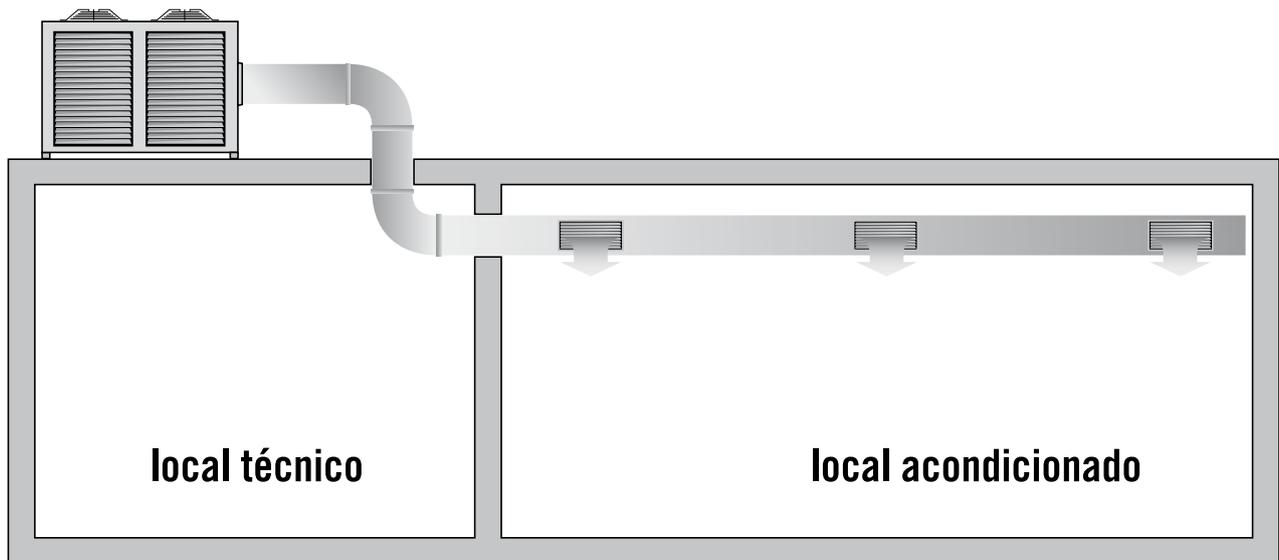


Fig. 33 – Recorrido ideal de un conducto P3ductal para lograr una mejor reducción acústica.

Factores de conversión

Cuando se hacen conversiones, hay que redondear el resultado final al mismo número de cifras significativas del valor original.

Atención: los valores de conversión son redondeados a la 3° o 4° cifra significativa, lo cual es suficientemente exacto para la mayor parte de las aplicaciones.

Cantidad	Multiplicar \longrightarrow Obtener \longleftarrow	Por \longrightarrow Por \longleftarrow	Obtener Dividir
Área	m ²	10,7643	ft ²
	mm ²	0,0015	in ²
Densidad	kg/m ³	0,0625	lb/ft ³
Energía	kJ	0,9478	Btu
Entalpía	kJ/kg	0,4299	Btu/lb
Fuerza	N	0,2247	lb _f
Coefficiente de intercambio térmico	W/(m ² K)	0,1761	Btu/(h ft ² °F)
Viscosidad cinemática	m ² /s	10,7643	ft ² /s
Longitud	m	3,2808	ft
	mm	0,0393	inch
Velocidad lineal	m/s	196,8504	ft/min, fpm
Masa	kg	2,2064	lb
Humedad absoluta	mg/kg	0,01	ppm
Potencia	W	3,4118	Btu/h
Presión	Pa	0,004	in w.g.
	Pa	0,0209	lb/ft ²
	kPa	0,145	psi (lb _f /in ²)
	kPa	0,01	bar
	kPa	0,2953	in Hg
Temperatura	°C	1,8 °C +/- 32°	°F
Conductividad térmica	W/(m K)	0,5777	Btu (h ft °F)
Volumen	m ³	1000	litri
	m ³	35,3107	ft ³
Caudal	L/s	2,1191	ft ³ /min, cfm

- Cummings, A. 1980. Low frequency acoustic radiation from duct walls, *Journal of Sound and Vibration*, **78**, pp. 201-226.
- Cummings, A. 1981. Stiffness control of low frequency acoustic transmission through the walls of rectangular duct, *Journal of Sound and Vibration*, **74**, pp. 211-227.
- Cummings, A. 1983. Approximate asymptotic solutions for acoustic transmission through the walls of rectangular ducts, *Journal of Sound and Vibration*, **90**, pp. 211-227.
- Cummings, A. 1985. Acoustic noise transmission through duct walls, *Transactions of the American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers*, **91**, pp. 48-61. [7]
- Cummings, A. 1995. Low frequency acoustic transmission through the walls of rectangular ducts. *Journal of Sound and Vibration*, **61**, pp. 327-345.
- De Carli, M. and Di Bella, A. 1999. Metodi parametrici per la stima delle capacità fonoisolanti dei canali d'aria a sezione rettangolare (in Italian). Atti del Convegno AICARR. "La climatizzazione ambientale e il rumore: aspetti tecnologici, legislativi e normativi", Padova, Italy. [8]
- Di Bella, A. and Zecchin, R. 1999. Multi-Purpose Apparatus for Evaluation of Noise Transmitted through Air Ducts. *Proceedings of the Joint Meeting "Berlin 99" – 137 th regular meeting of the Acoustical Society of America & 2 nd convention of the EAA: Forum Acusticum*, Berlin, Germany. [9]
- Di Bella, A., Magnaguagno, R., Moro, L. and Zecchin, R. 1998. La trasmissione del suono nei canali d'aria a sezione rettangolare: analisi e previsione dei fenomeni di "break in" e "break out" (in Italian), *Atti 39° Convegno Nazionale AICARR*, Milano, Italy, pp. 281-300. [1]
- Fahy, F. 1987. *Sound and structural vibration*, Academic Press.
- Fry, A. 1988. *Noise Control in Building Services*, Oxford, Pergamon Press.
- ISO 354:1985 Acoustics -- Measurement of sound absorption in a reverberation room. [11]
- ISO 717-1:1996 Acoustics -- Rating of sound insulation in buildings and of building elements -- Part 1: Airborne sound insulation. [14]
- ISO 140-10:1991 Acoustics -- Measurement of sound insulation in buildings and of building elements -- Part 10: Laboratory measurement of airborne sound insulation of small building elements. [15]
- ISO 3741:1999 Acoustics -- Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure Precision methods for reverberation rooms. [10]
- ISO 9614-2:1996 Acoustics -- Determination of sound power levels of noise sources using sound intensity -- Part 2: Measurement by scanning. [12]
- ISO 15186-1:2000 Acoustics -- Measurement of sound insulation in buildings and of building elements using sound intensity -- Part 1: Laboratory measurements. [13]
- Nelson, P., Fry, A. T. and Burnett, R. 1983. Definition of and relationships between breakout and breakin sound transmission loss of pipes and ducts, *Proceedings Inter-Noise*, Vol. 2, pp. 587-590.
- Reynolds, D. D. and Bledsoe, J. M. 1991. Algorithms for HVAC acoustics, *ASHRAE*, Atlanta, GA. [6]
- Schaffer, M. E. 1993. Guida pratica al controllo del rumore e delle vibrazioni (in Italian), PEG, Milano, Italy. [5]
- Sharland, I. 1994. L'attenuazione del rumore (in Italian), Woods Italiana, Italy. [4]
- Vér, I. L. 1983. Prediction of Sound Transmission Through Duct Walls: Breakout and Pickup, *ASHRAE Transactions*, **90**, pp. 391-413. [2]
- Vér, I. L. 1983. Definition of and relationships between breakout and breakin sound transmission loss of pipes and ducts, *Proceedings Inter-Noise*, Vol. 2, pp. 583-586. [3]
- Ziomek, J. 1995. *Fundamentals of acoustic field theory and space-time signal processing*, CRC Press.

Se agradece por su colaboración a

Prof. Ing. Roberto Zecchin, Departamento de Física Técnica, Universidad de Padua

Arch. Antonio di Bella, Departamento de Física Técnica, Universidad de Padua

Ing. Daniele Marchiori



P3 srl

Via Don G. Cortese, 3

35010 Villafranca Padovana Loc. Ronchi (Padova - Italy)

Tel. + 39 049 90 70 301 - Fax + 39 049 90 70302

p3italy@p3italy.it - www.p3italy.it

