



4.5.

Aproximación práctica a los silenciadores pasivos absorbentes

Josep Martí Carceller

Director de Ingeniería - dBplus consultores acústicos

jmarti@dBplusacoustics.com



Documentación:

Josep Martí Carceller

En función de:

Funcionamiento: **Pasivos absorbentes** - tratados en esta sesión

Pasivos reactivos

Pasivos mixtos

Activos

Ubicación: Admisión (Inlet)
Intercalados
Impulsión (Outlet)

Forma: Cilíndricos
Rectangulares (paralelepípedos)
Laberínticos
...

Caudal: Cantidad de fluido (gas) que pasa por una sección en una unidad de tiempo. A nivel práctico, es la velocidad del gas que circula por el conducto multiplicada por su sección, $Q = v \cdot S$. Habitualmente se da en m^3/h .

Pérdida de carga: Presión de aire necesaria para vencer la fricción en el conducto, determina el gasto de energía del sistema de impulsión. Puede ser continua o debida a circunstancias particulares y no debe sobrepasar la pérdida de carga admisible por el sistema de impulsión.

Ruido regenerado (o aerodinámico): Ruido generado por la interacción del gas y el propio silenciador. A mayor velocidad de circulación del gas, mayor será el ruido regenerado (compromiso caudal vs. dimensiones).

Insertion Loss: Diferencia de nivel en recepción con y sin silenciador. Habitualmente oscilan entre 10dB y 40dB, y los límites prácticos se establecen sobre los 70dB aprox.

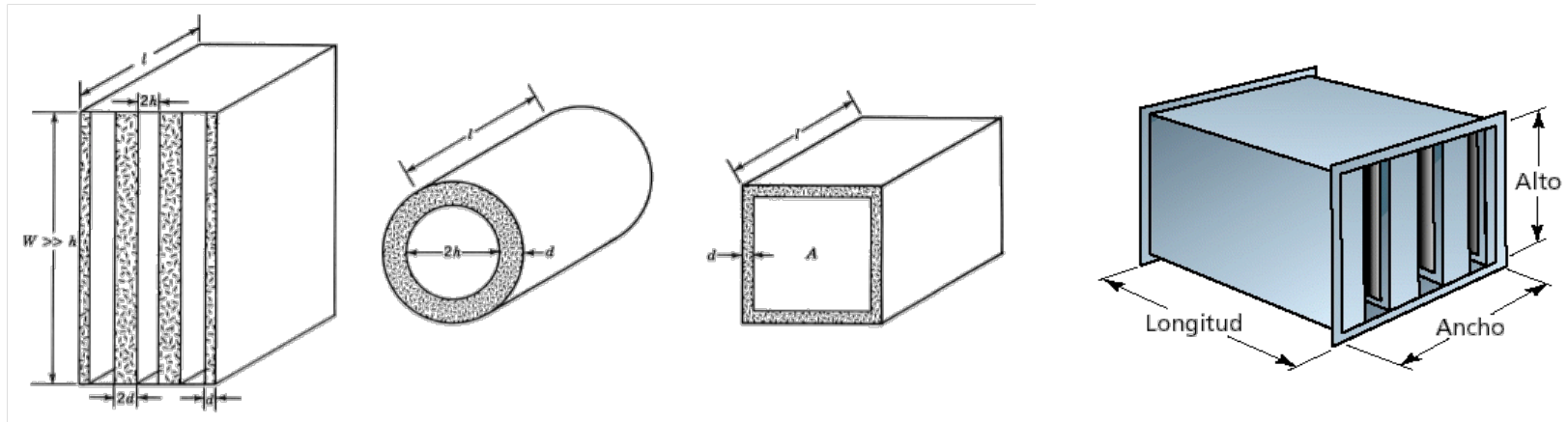
Dimensiones: Asociadas al caudal (poco ruido aerodinámico) y a la atenuación.

Silenciadores pasivos absorbentes

Atenuadores de régimen pasivo utilizados habitualmente para la disminución de ruido en la entrada / salida de los conductos de ventilación y climatización, así como en cerramientos de maquinaria.

Formados por material absorbente en su interior, introducen buena atenuación a alta frecuencia (absorción por porosidad) y poca pérdida de carga.

Acostumbran a ser circulares o rectangulares (de baffles o celdas).



Silenciadores pasivos absorbentes

Ejemplos:



Ref [1] – dBplus consultores acústicos



Ref [2] – SINTEC Insonorización



Ref [2] – SINTEC Insonorización



Ref [2] – SINTEC Insonorización



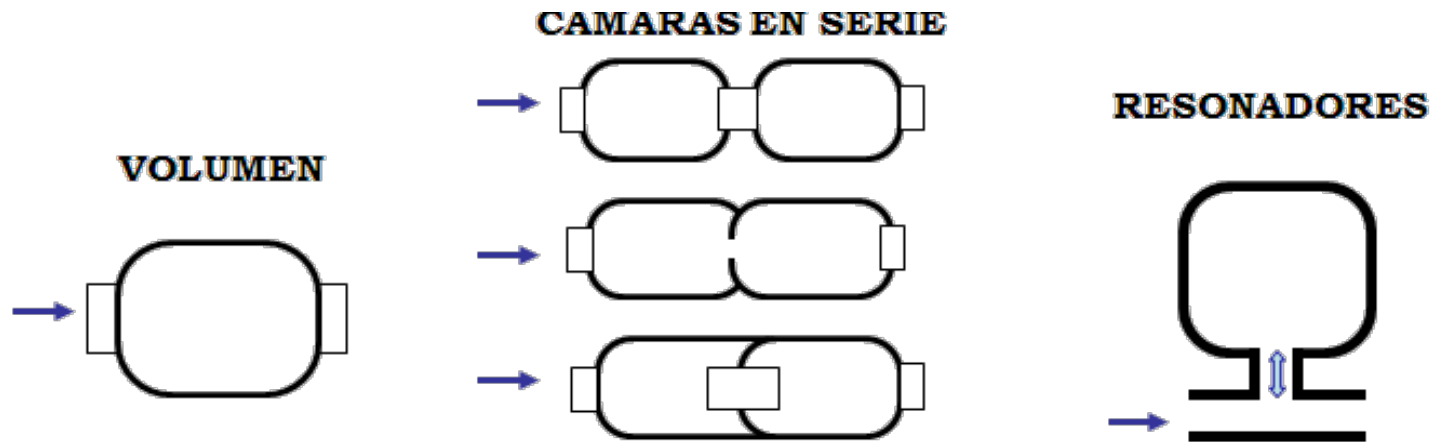
Ref [2] – SINTEC Insonorización

Silenciadores pasivos reactivos

Atenuadores de régimen pasivo para la disminución de ruido en la entrada / salida de los conductos con flujos de gases diversos. Existen numerosas morfologías.

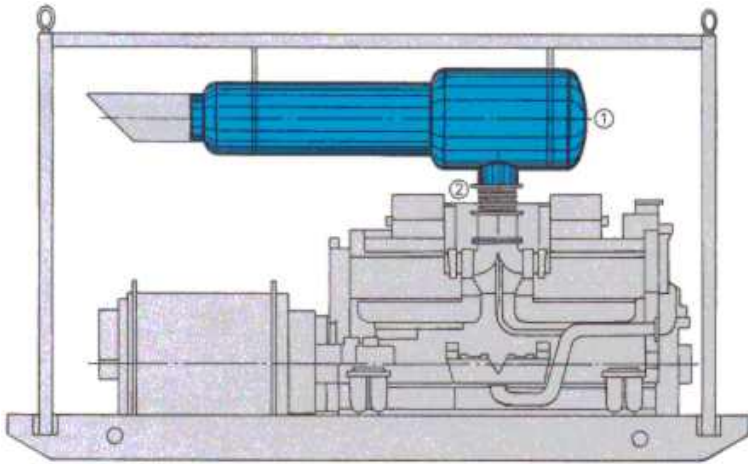
Su funcionamiento se basa en la reflexión acústica. Introducen buena atenuación a baja frecuencia y se pueden sintonizar.

Se usan habitualmente en descargas de vapor, alivio de válvulas o escapes de combustión (p. ej. en grupos electrógenos), etc., donde los materiales absorbentes porosos se degradarían, perdiendo su eficiencia.

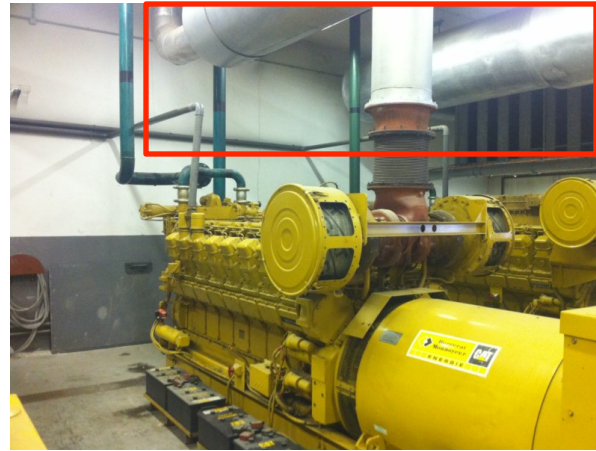


Silenciadores pasivos reactivos

Ejemplos:



Ref [3] – CARTERPILLAR



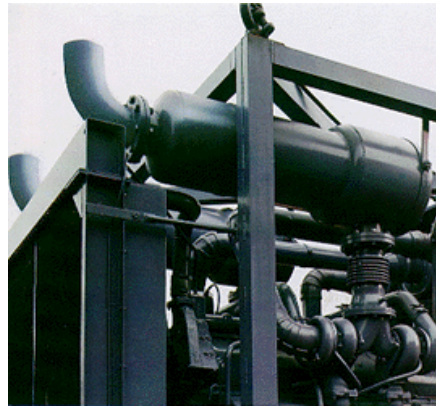
Ref [3] – CARTERPILLAR



Grupo
electrógeno



Ref [4] – IAC Stopson



Ref [4] – IAC Stopson



Ref [4] – IAC Stopson



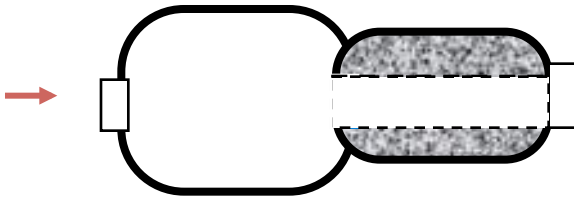
Escapes de
gas

Silenciadores pasivos mixtos

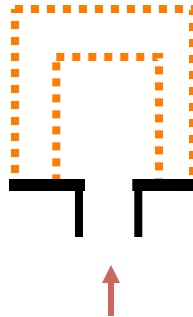
Combinan la absorción y la reflexión para conseguir atenuaciones de banda ancha o de frecuencias localizadas.

Existen numerosas morfologías:

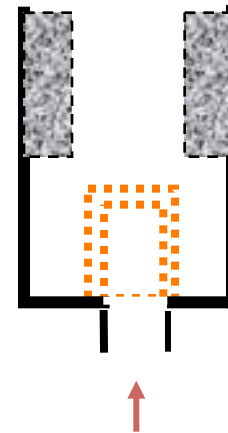
VOLUMEN + ABSORCION



DIFUSORES



DIFUSOR + ABSORCION

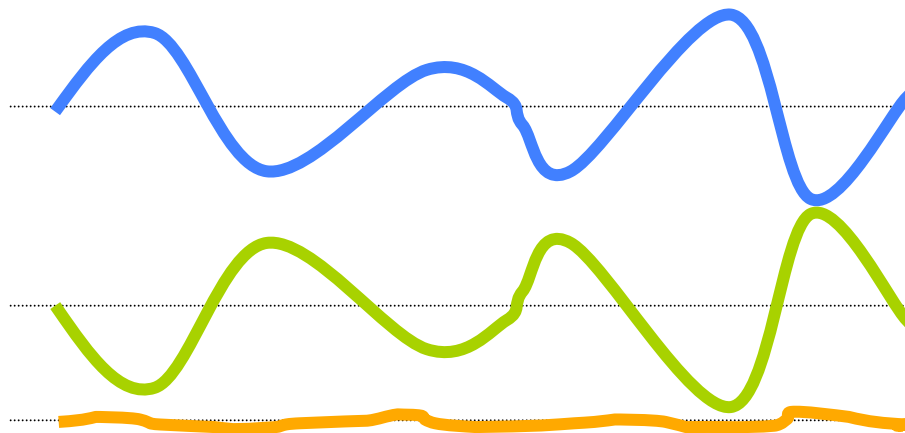


Silenciadores activos

Se basan en el análisis de la forma de onda para generar interferencias constructivas.

Resultan eficientes a frecuencias bajas ($<500\text{Hz}$) con niveles de IL muy elevados.

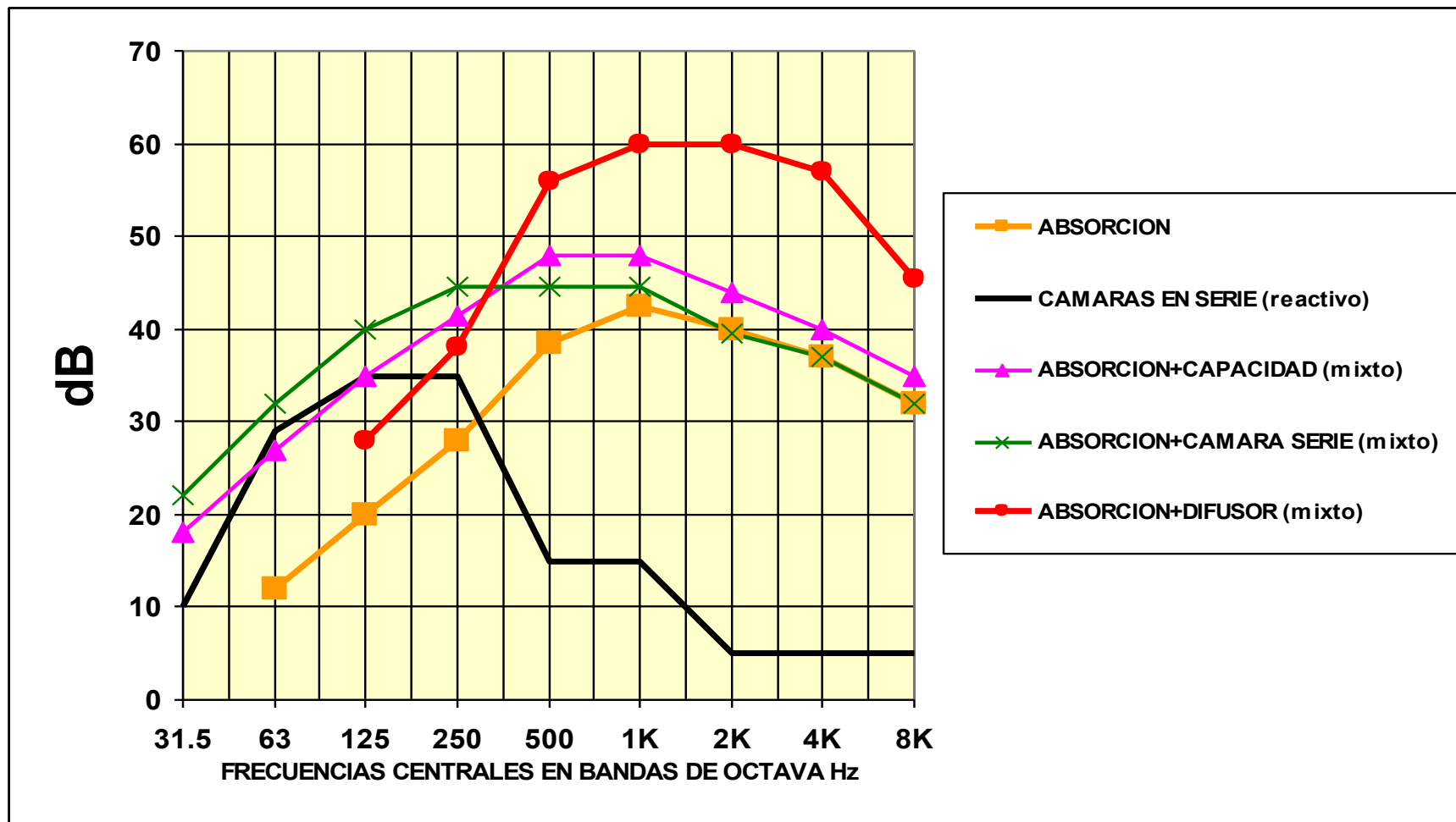
No son útiles a altas frecuencias debido a las exigencias en cuanto a tiempo de procesamiento.



Ruido gases de escape

Silenciador activo en oposición de onda

Señal residual o “error”



Elección del silenciador adecuado:

Variables de diseño:

Espectro ruido
Tipo de gas
Temperatura
Presión
Caudal
Pérdida de carga admisible
Atenuación
Dimensiones (espacio hábil)
Ruido aerodinámico



Tipología:

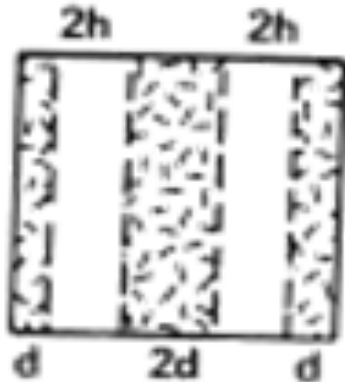
Absorción
Reactivo
Mixto
Activo

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes

Aproximación práctica al cálculo de atenuación de silenciadores absorbentes de baffles (Método Vér / Beranek):

En los silenciadores pasivos absorbentes rectangulares, la curva de atenuación (IL) vs. frecuencia depende principalmente de:

- Relación entre ancho de los baffles y ancho de los pasos de aire ($2h$ y $2d$).
- Profundidad del silenciador (L).



Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

Nomenclatura

- 2h**: ancho de pasos de aire
- d**: ancho de baffles o celdas
- L**: profundidad del silenciador
- H**: anchura total del silenciador
- B**: altura total del silenciador

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes

Pérdidas por inserción:

$$IL = L \cdot \frac{P}{S} \cdot L_h + \Delta L_{ENT} \approx \frac{L}{h} \cdot L_h + \Delta L_{ENT}$$

Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

Dónde

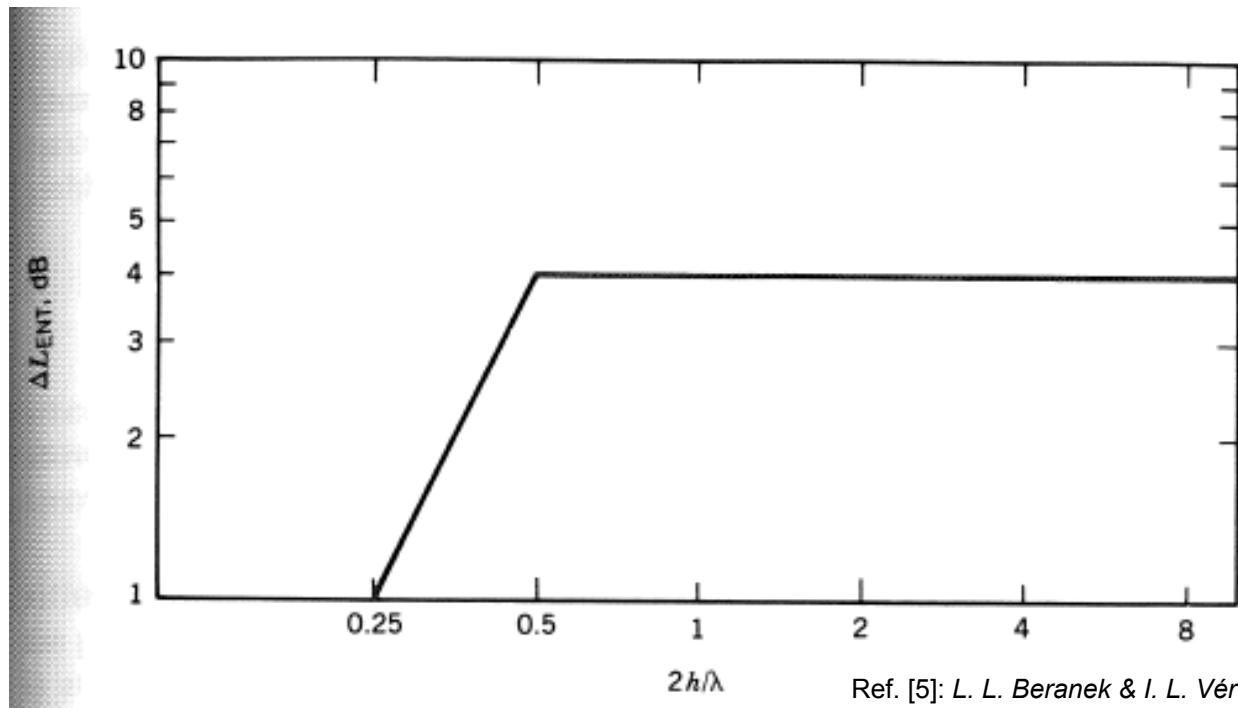
$-\Delta L_{ENT}$: Atenuación que sufre el sonido al “acceder” al silenciador, el cual tiene una sección abierta menor. Es dependiente de la frecuencia y se obtiene a partir de un ábaco de fácil aplicación.

$-L_h$: Atenuación normalizada del silenciador, por frecuencias. Parámetro que depende de forma compleja de la geometría del paso de aire y del baffle, así como de la resistividad al flujo de aire del material absorbente interior y de la temperatura del aire. Se obtiene a partir de las curvas normalizadas de L. Beranek.

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes

Término ΔL_{ENT} :

Obtenemos el valor para cada frecuencia a partir del siguiente ábaco (en función del ancho de paso de aire):



Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

Término $(L/h)*Lh$:

L. Beranek proporciona unas curvas normalizadas de atenuación vs. frecuencia para silenciadores de baffles, en función de la relación entre ancho de paso y ancho de baffles, así como en función de la rugosidad del material. Con estas curvas podemos realizar los procesos de análisis y síntesis de este tipo de silenciadores. La nomenclatura que utiliza es la siguiente:

- Se generaliza la solución para 3 casos, en función de la relación ancho de celda / ancho de paso de aire (33%, 50% y 66% de porcentaje de apertura).
- Eje vertical: atenuación normalizada Lh , en dB.
- Eje horizontal: frecuencia normalizada η . Depende de la velocidad del sonido (T°), el ancho de paso de aire y la frecuencia.
- Parámetro R : depende de la resistividad al aire que ofrezca el material poroso absorbente interior.

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes

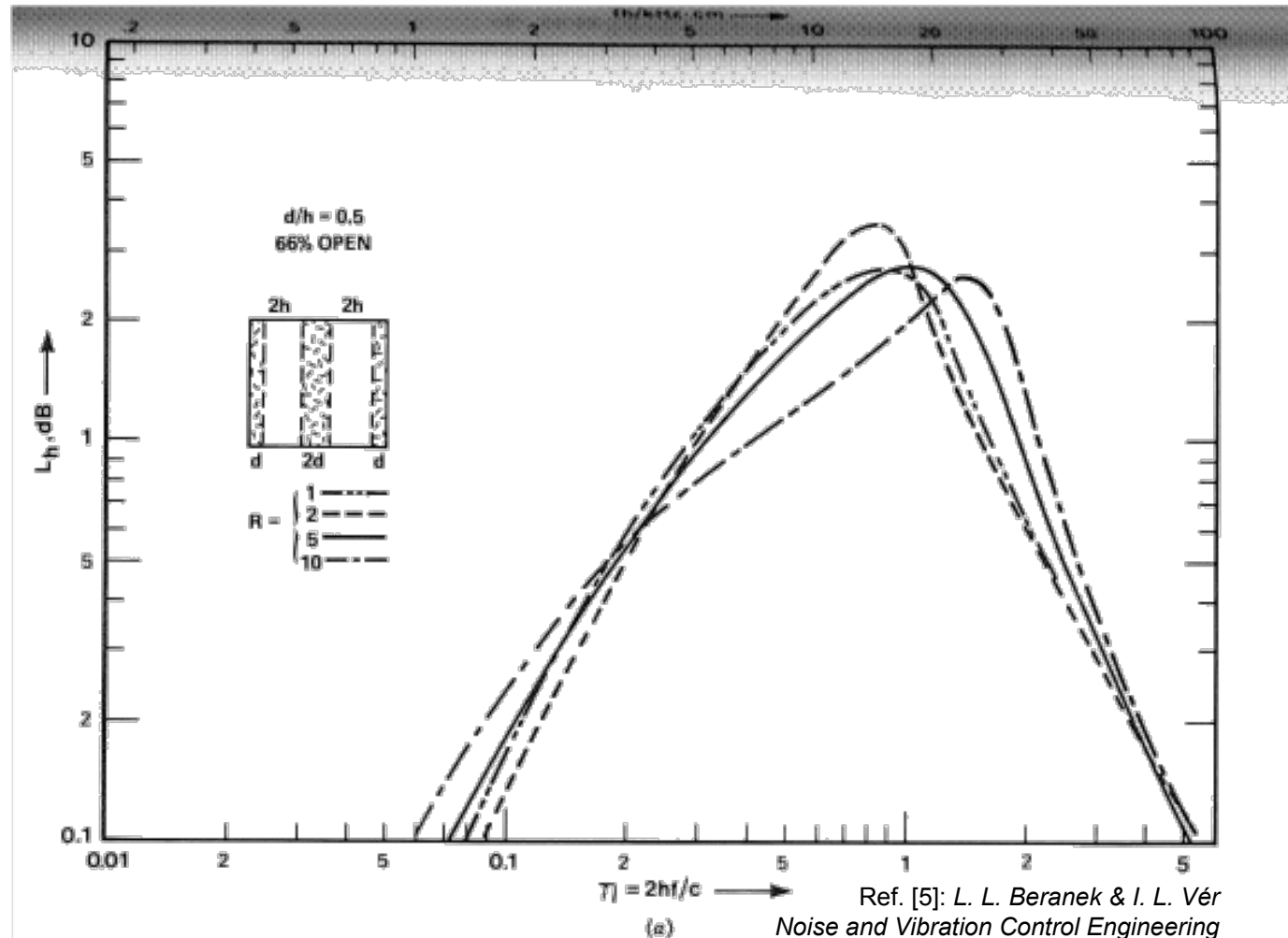
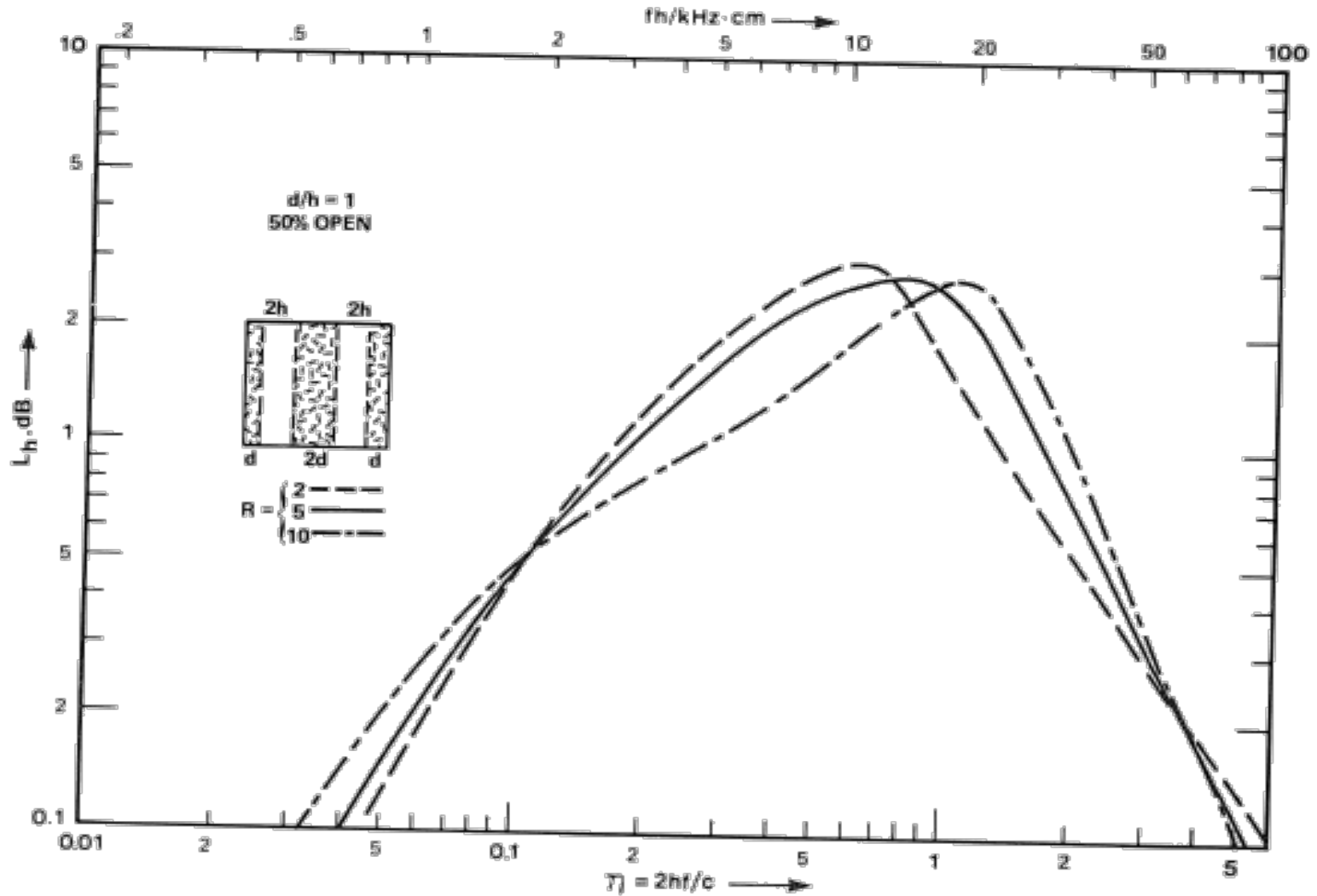


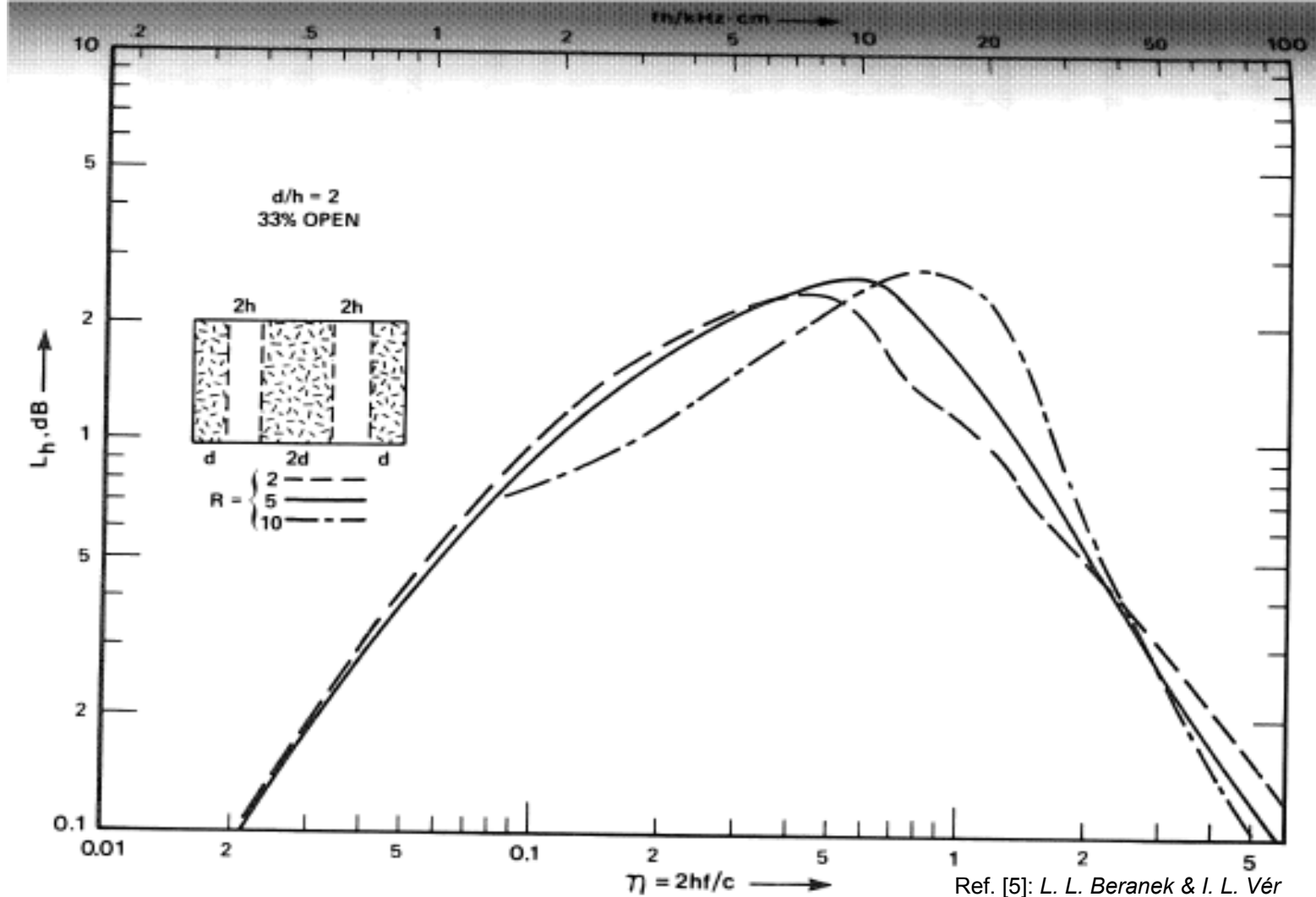
Fig. 10.20 Normalized attenuation-versus-frequency curves for parallel-baffle silencers with normalized baffle flow resistance $R = R_1 d / \rho c$ as parameter; (a) 66% open, (b) 50% open, (c) 33% open.

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes



Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes



Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes

Ejemplo 1: Análisis

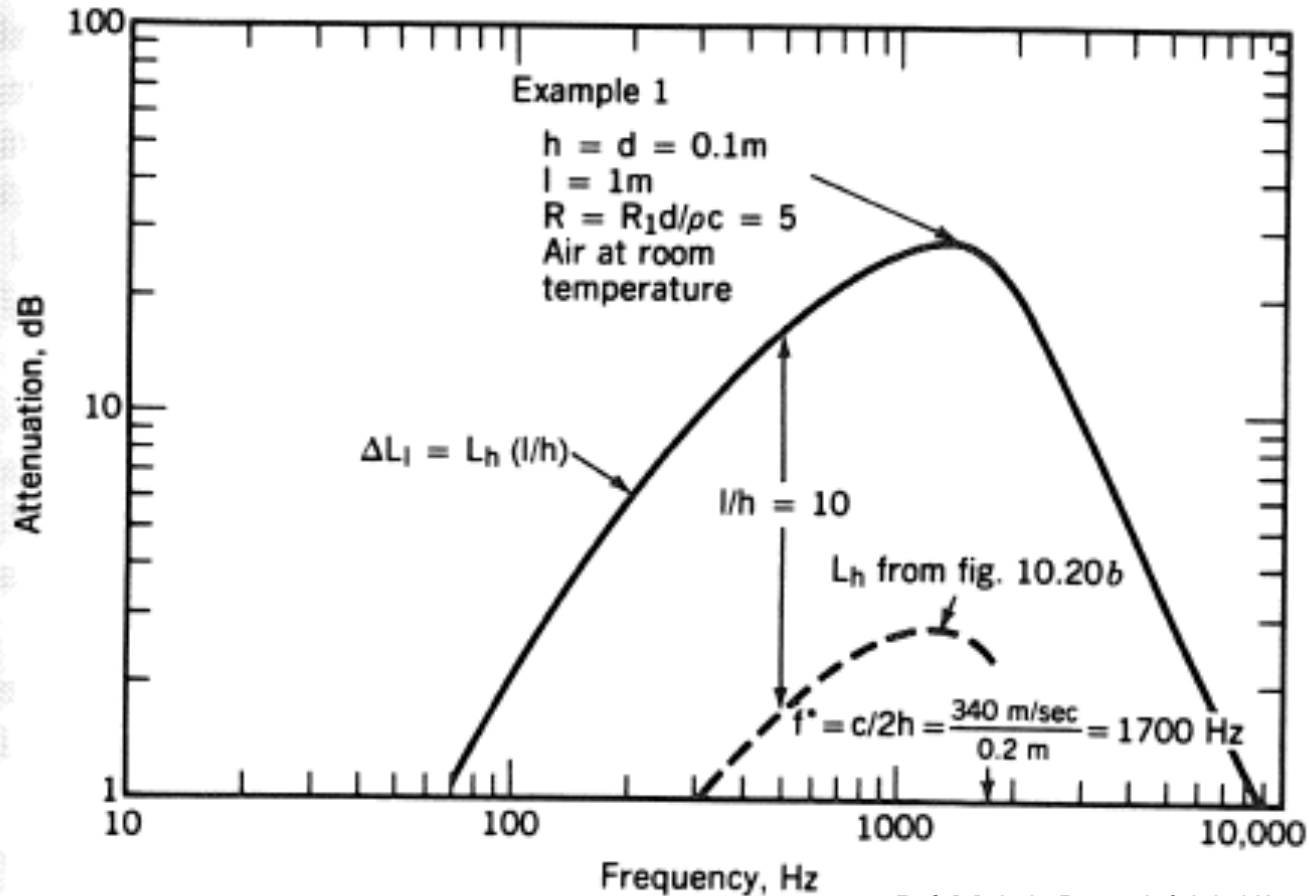
Predice la curva de atenuación de un silenciador de baffles de 200mm de espesor separados 200mm entre ellos y de 1m de profundidad. La resistencia al paso del aire de los baffles de $R=5$ ($R_1 \times d = 5 \times \rho \times c$), si por él atraviesa un flujo de aire a baja velocidad. $h = 0,1$; $d = 0,1$; $c = 340$ m/s ; $\rho = 1,2$ Kg/m³

Solución:

- Determina la frecuencia f^* a la que corresponde $\eta = 1$ $f^* = c/2h = 1700$ Hz
- Determina l/h $l/h = 1m/0,1m = 10$
- Localiza la curva de atenuación para $d/h = 1$ (% apertura) y $R = 5$ (resistividad)
- Dibuja una escala idéntica a la de las curvas de atenuación en un papel transparente y marca en el eje horizontal la frecuencia f^* obtenida.
- Desplaza horizontalmente el papel hasta que la frecuencia f^* en el papel transparente coincida con la marca $\eta = 1$
- Desplaza verticalmente el papel transparente hasta que la marca $L_h = 1$ de la curva de atenuación se corresponda con el valor 10 ($l/h = 10$) en el papel transparente
- Copia la curva de atenuación $R = 5$ en el papel transparente
- La curva resultante se corresponde con la atenuación predicha del silenciador diseñado.

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes

Ejemplo 1:



Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes

Ejemplo 2: Síntesis

Diseña un silenciador que cumpla con la curva de atenuación propuesta:

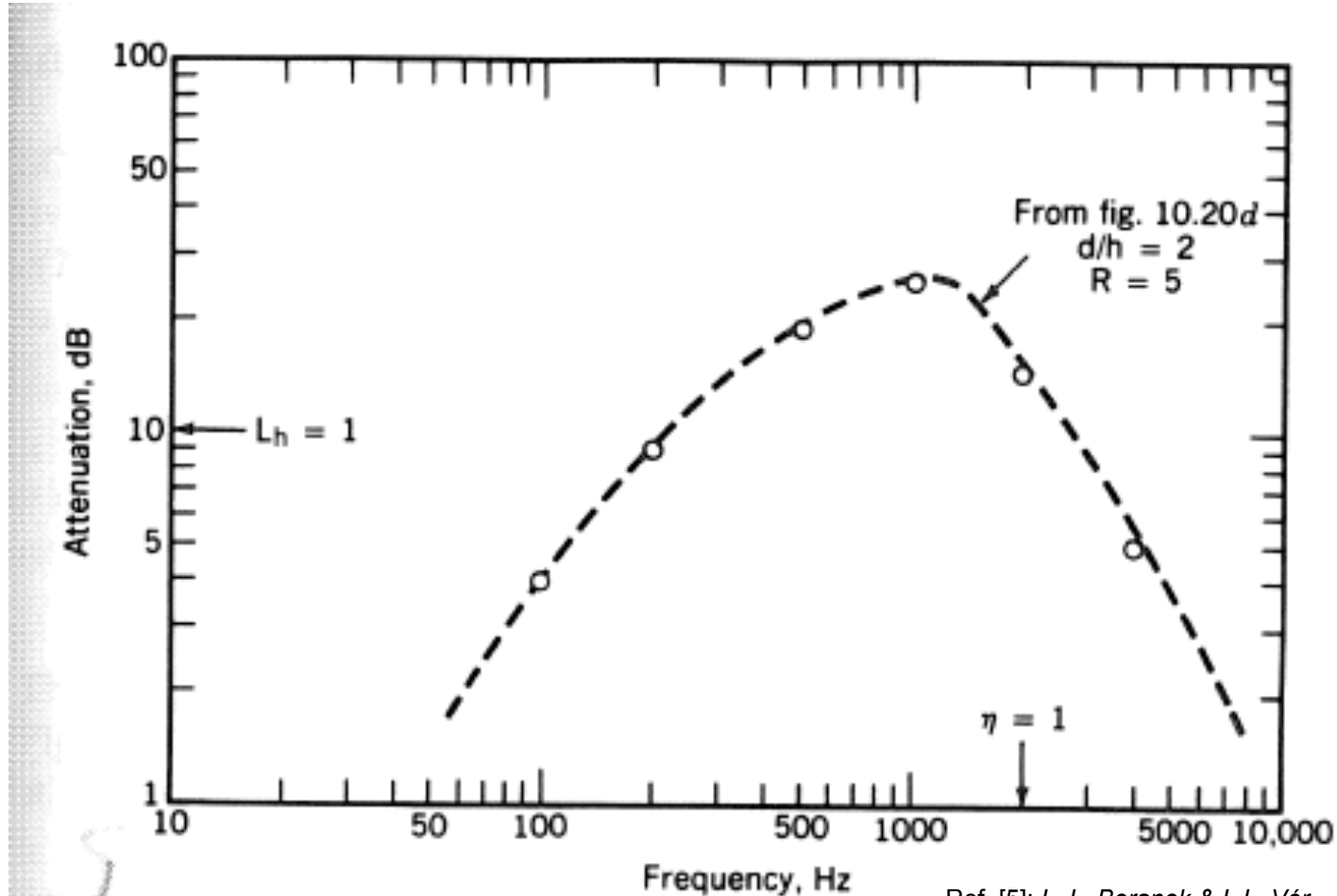
Freq (Hz)	100	200	500	1000	2000	4000
IL (dB)	4	9	19	26	10	5

Solución:

- Dibuja una escala idéntica a la de las curvas de atenuación en un papel transparente y marca los valores de atenuación para cada frecuencia.
- Selecciona la curva de atenuación que más se aproxima a la forma de la curva diseñada y desplaza el papel transparente hasta que todos los puntos queden por debajo de la curva de atenuación
- Marca en el papel transparente la frecuencia f^* que se corresponde con $\eta = 1$ y la atenuación ΔL que se corresponde con $L_h = 1$ (En este caso $f^* = 2000$ y $\Delta L = 10$)
- Marca en el papel transparente la relación d/h y el valor R que se corresponde con la curva de atenuación seleccionada, (en este caso $d/h = 2$ y $R = 5$)

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes

Ejemplo 2:



Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes

Ejemplo 2:

Diseña un silenciador que cumpla con la curva de atenuación propuesta:

Freq (Hz)	100	200	500	1000	2000	4000
IL (dB)	4	9	19	26	10	5

Solución:

Ahora operamos con los valores obtenidos:

$$\eta = 1 = 2hf^*/c \rightarrow 2h = 340/2000 = 0,17\text{m}$$

$$d/h = 2 \rightarrow 2d = 2 \times (2h) = 2 \times 0,17 = 0,34\text{m}$$

$$\Delta L^* = 10 = l/h \rightarrow l = 10 \times 0,17 / 2 = 0,85\text{m}$$

$$R = 5 = R1/(\rho \times c) \rightarrow R1 = 29,4 (\rho \times c)/\text{m}$$

Atenuación de silenciadores pasivos absorbentes

Conclusiones:

- Para obtener la atenuación total del silenciador debemos sumar los dos parámetros obtenidos:

$$IL = L \cdot \frac{P}{S} \cdot L_h + \Delta L_{ENT} \approx \frac{L}{h} \cdot L_h + \Delta L_{ENT}$$

Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

- La atenuación del silenciador decrece rápidamente cuando el ancho de paso de aire ($2h$) es superior a la longitud de onda (valor $\eta = 1$ en el eje horizontal normalizado). Por consiguiente, cuando menor sea el paso de aire, hasta más alta frecuencia será efectivo el silenciador.
- La atenuación no es excesivamente dependiente de la resistividad R del material absorbente (aspecto positivo, ya que es complicado obtener este tipo de datos del fabricante).
- A menor porcentaje de apertura del silenciador, mayor ancho de banda presentará la curva de atenuación.
- A mayor profundidad del silenciador, mayor atenuación.

Silenciadores rectangulares comerciales

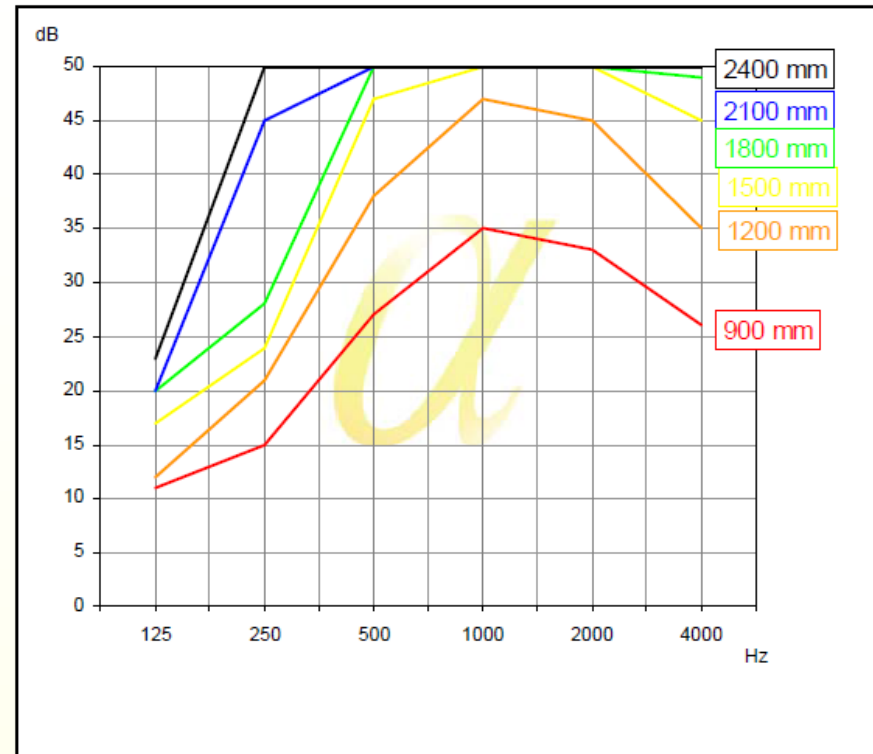
Silenciador absorbente:

Paso de aire: 10cm

Ancho de bafle: 20cm

A mayor longitud, mayor atenuación

Gráfico de Atenuación en función de la longitud



Frec. [Hz]	Longitud (mm)					
	900	1200	1500	1800	2100	2400
125	11	12	17	20	20	23
250	15	21	24	28	45	50
500	27	38	47	50	50	50
1000	35	47	50	50	50	50
2000	33	45	50	50	50	50
4000	26	35	45	49	50	50
IL r.rosa	25,7 dBA	31,2 dBA	35,8 dBA	39,2 dBA	41,6 dBA	44,1 dBA

Ref [2] – SINTEC Insonorización

Silenciadores rectangulares comerciales

Para una misma longitud, cuando mayor es el paso de aire, antes “cae” la curva de atenuación. (Relación con parámetro η de Beranek, cuando $\lambda < 2h$ el silenciador empieza a perder efectividad).

Frec. [Hz]	Paso de aire 10cm Longitud (mm)					
	900	1200	1500	1800	2100	2400
125	11	12	17	20	20	23
250	15	21	24	28	45	50
500	27	38	47	50	50	50
1000	35	47	50	50	50	50
2000	33	45	50	50	50	50
4000	26	35	45	49	50	50
IL r.rosa	25,7 dBA	31,2 dBA	35,8 dBA	39,2 dBA	41,6 dBA	44,1 dBA

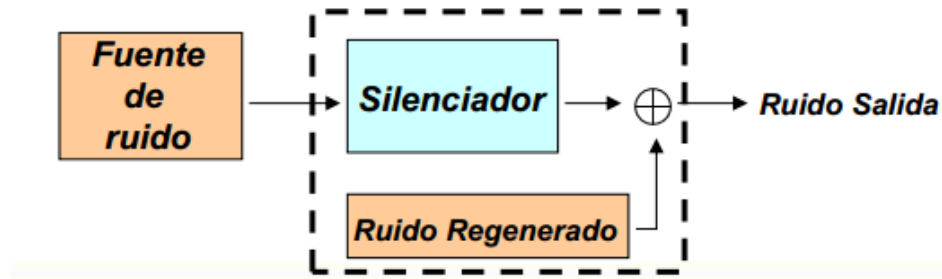
Frec. [Hz]	Paso de aire 15cm Longitud (mm)					
	900	1200	1500	1800	2100	2400
125	6	12	14	15	15	16
250	9	14	16	18	31	36
500	23	32	39	45	50	50
1000	29	37	45	47	50	50
2000	25	34	45	47	50	50
4000	15	22	26	34	36	42
IL r.rosa	17,7 dBA	24,2 dBA	27,4 dBA	30,8 dBA	35,4 dBA	37,5 dBA

Frec. [Hz]	Paso de aire 20cm Longitud (mm)					
	900	1200	1500	1800	2100	2400
125	5	7	9	11	12	12
250	9	14	18	23	26	27
500	20	25	35	39	50	50
1000	25	32	39	45	50	50
2000	19	24	30	37	50	50
4000	11	15	16	22	28	34
IL r.rosa	14,5 dBA	18,6 dBA	20,4 dBA	25,9 dBA	30,3 dBA	32,5 dBA

Ref [2] – SINTEC Insonorización

El ruido regenerado

- Además del ruido a la salida del silenciador, deberemos considerar el ruido generado por la fricción del gas con los baffles o celdas, el cual se deberá sumar al nivel SPL predicho a la salida.



- El ruido regenerado se puede calcular a partir de formulación teórica. En el caso de modelos comerciales, los fabricantes acostumbran a proporcionar ábacos para el cálculo de ruido regenerado.
- A mayor velocidad del aire, mayor será el ruido regenerado. Por consiguiente, dado el caudal debe mantenerse (por calidad del aire), a menor ancho de paso de aire, menor sección libre y mayor velocidad.
- Para velocidades mayores a 8 m/s acostumbra a ser problemático, pero siempre dependerá de los objetivos de diseño.

El ruido regenerado

Ejemplo:

- $Q = v \cdot S \rightarrow$ Caudal = velocidad * sección
- Tenemos un conducto de sección “S”, con un caudal de “Q” m³/h y una velocidad del aire de “v” m/s.
- Insertamos un silenciador de 50% de apertura $d/h = 1$ (p.ej. paso de aire = 20cm, ancho de celda = 20cm). Después de insertar el silenciador, la sección libre del conducto pasa a ser menor, por lo que la nueva velocidad del aire será mayor (el caudal es un valor fijo definido por la calidad del aire requerida para un recinto determinado).
- Por consiguiente, cuanto menor sea el ancho de paso de aire, mayor será la velocidad relacionada y, por lo tanto, el ruido regenerado.
- El ruido regenerado también aumentará cuando mayor sea el tamaño del silenciador, ya que el número de celdas aumenta y la fricción aerodinámica también.

Cálculo teórico. Formulación de Beranek:

$$L_w(oct) = 8'4 + 55 \cdot \log(V) + 10 \cdot \log(S) - 45 \cdot \log(P) - 25 \cdot \log\left(\frac{T}{294}\right)$$

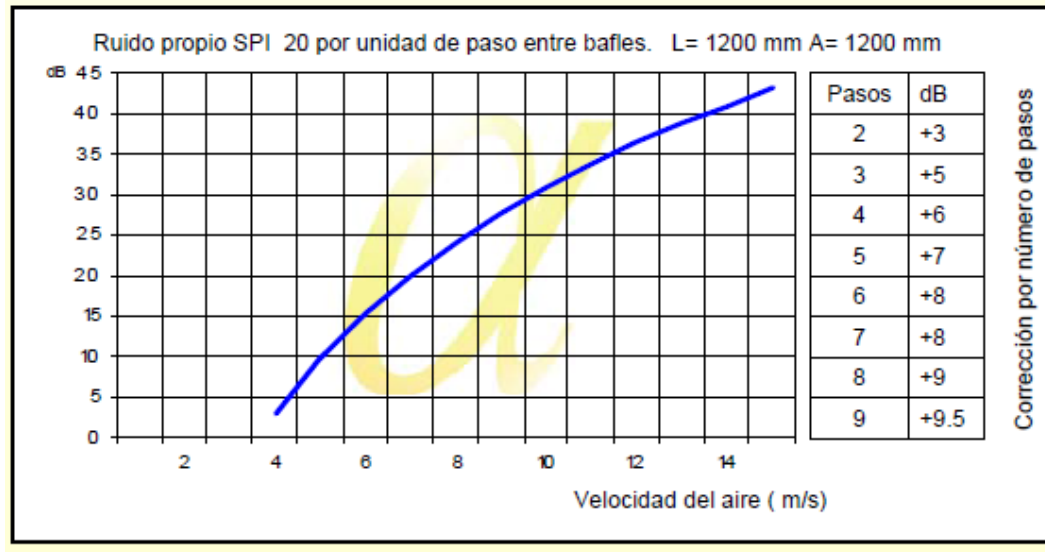
Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

- V: velocidad del aire en m/s.
- S: sección abierta del silenciador.
- T: Temperatura en grados Kelvin ($K = 273,15 + C^\circ$)
- P: Fracción de área abierta (abierto/total)
- Se supone este valor en cada banda de octava

El ruido regenerado

Ábacos de fabricantes comerciales:

Ruido regenerado para un silenciador de $L=1200\text{mm}$, $S=1200\text{mm}$ y $2h = 20\text{cm}$

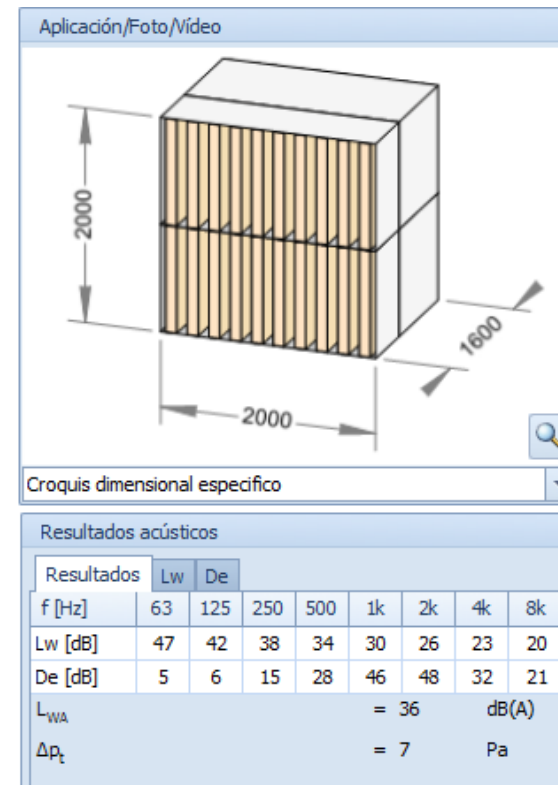
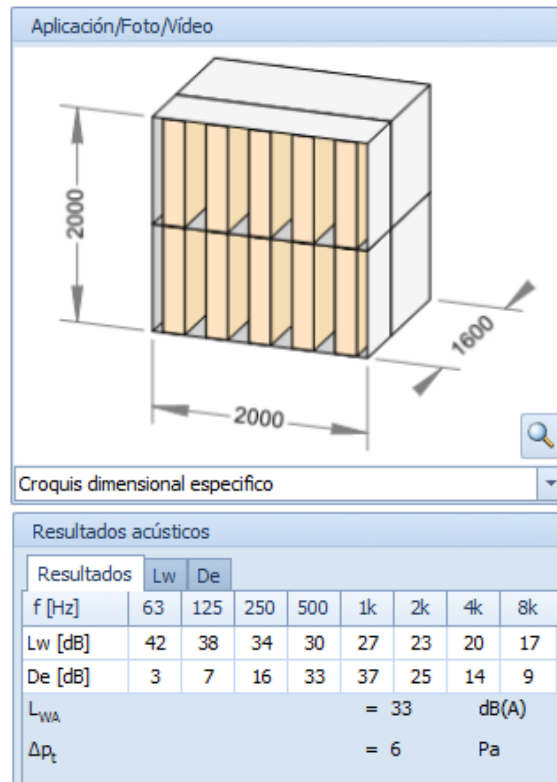


Ref [2] – SINTEC Insonorización

- Se busca el ruido regenerado en función de la velocidad.
- Se suma el factor de corrección en función del número de pasos de aire.
- El ruido regenerado nos importará más o menos en función del SPL previsto a la salida del silenciador. En casos en que el nivel a la salida sea muy elevado, el ruido regenerado será despreciable.

Ábacos de fabricantes comerciales:

Un mismo silenciador (dimensiones, caudal y velocidad idénticas), al doblar el nº de celdas aumenta su atenuación (De), pero también aumenta el ruido regenerado (LwA) y la pérdida de carga (ΔP_t):

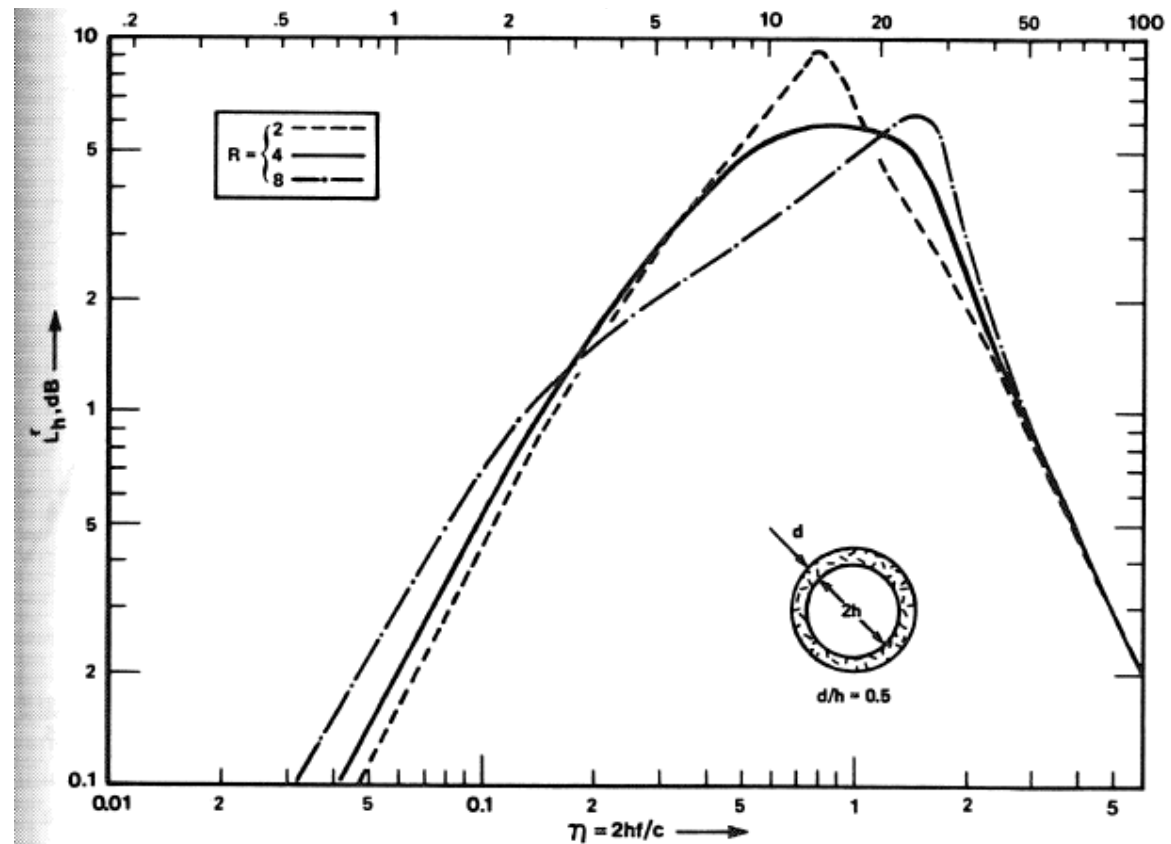


Ref [6] – TROX Easy Product Finder

Silenciadores absorbentes circulares

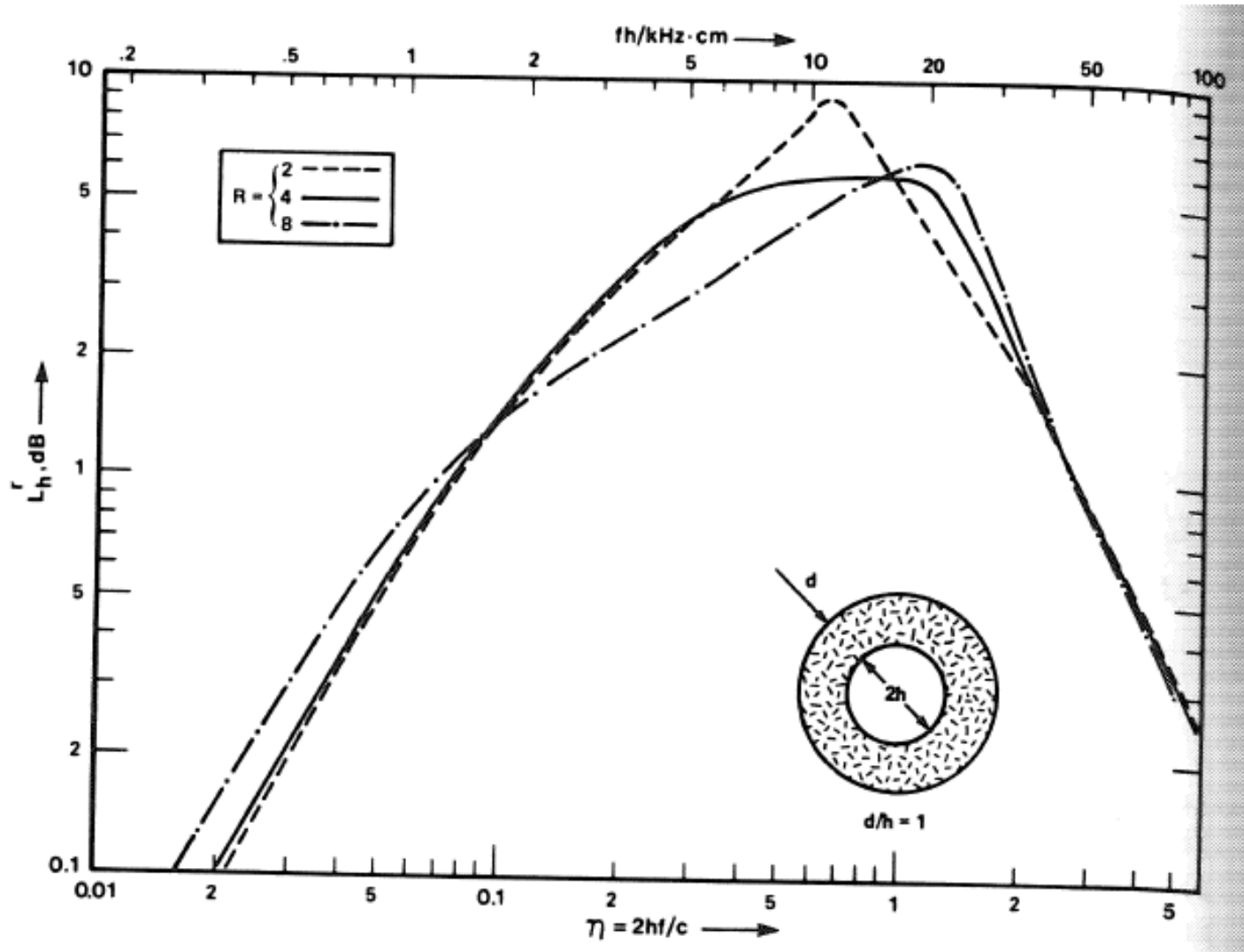
El cálculo y los parámetros relacionados son análogos a los de silenciadores rectangulares de celdillas, pero las curvas de cálculo son distintas:

$$\Delta L'(l) = L'_h \frac{l}{h}$$



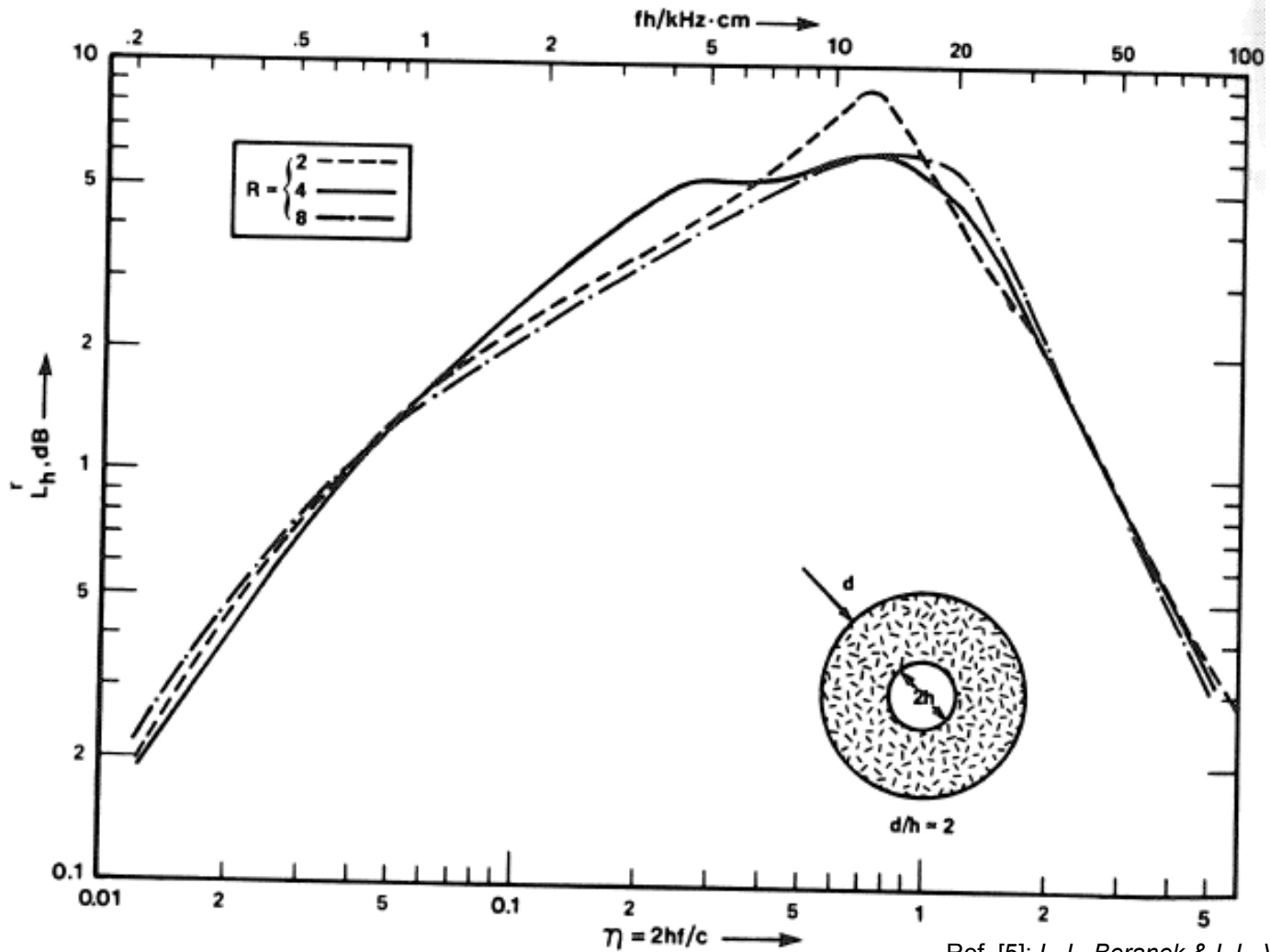
Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

Silenciadores absorbentes circulares



Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

Silenciadores absorbentes circulares



Ref. [5]: L. L. Beranek & I. L. Vér
Noise and Vibration Control Engineering

Silenciadores absorbentes circulares

Conclusiones:

- Las conclusiones que se obtienen para silenciadores circulares son análogas que para silenciadores rectangulares.
- La atenuación del silenciador decrece rápidamente cuando el diámetro interior del silenciador ($2h$) es superior a la longitud de onda (valor $\eta = 1$ en el eje horizontal normalizado).
- Para aumentar la frecuencia hasta la que será efectivo el silenciador circular, se puede introducir un núcleo absorbente en su interior de menor diámetro (no obstante la velocidad del aire aumentará debido a la menor sección).
- La atenuación no es excesivamente dependiente de la resistividad R del material absorbente (aspecto positivo, ya que es complicado obtener este tipo de datos del fabricante)
- A mayor espesor de material absorbente en relación al diámetro interior, mayor ancho de banda presentará la curva de atenuación.
- A mayor profundidad del silenciador, mayor atenuación.

- [1] **dBplus consultores acústicos.**
- [2] **SINTEC** insonorización.
- [3] **CARTERPILLAR.**
- [4] **IAC Stopson.**
- [5] Leo L. Beranek and István L. Vér, ***Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications***. Edited by Leo L. Beranek and István L. Vér. © 1992 John Wiley & Sons Inc. ISBN 0-471-61751-2.
- [4] **TROX** Easy Product Finder



4.5.

Aproximación práctica a los silenciadores pasivos absorbentes

Josep Martí Carceller

Director de Ingeniería - dBplus consultores acústicos

jmarti@dBplusacoustics.com



Documentación:

Josep Martí Carceller