



# 4.2

## Ventilación y Clima

**Sergi Soler Rocasalbas**

**Gerente de Áurea Ingeniería Acústica**

**[Sergi@aurea-acustica.com](mailto:Sergi@aurea-acustica.com)**

- **ESTRUCTURA DE LA PRESENTACIÓN:**
  - Las instalaciones de ventilación y clima
  - El ventilador como fuente acústica
  - Guías de onda y cavidades
  - Silenciadores acústicos
  - Otros conceptos utilizados en climatización

# Las instalaciones de ventilación y clima

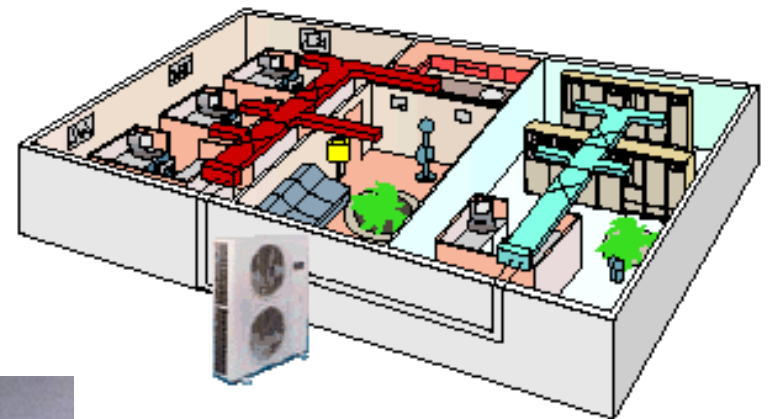
---

# Las instalaciones de ventilación y climatización



## Ventilación

# Las instalaciones de ventilación y climatización



## Climatización

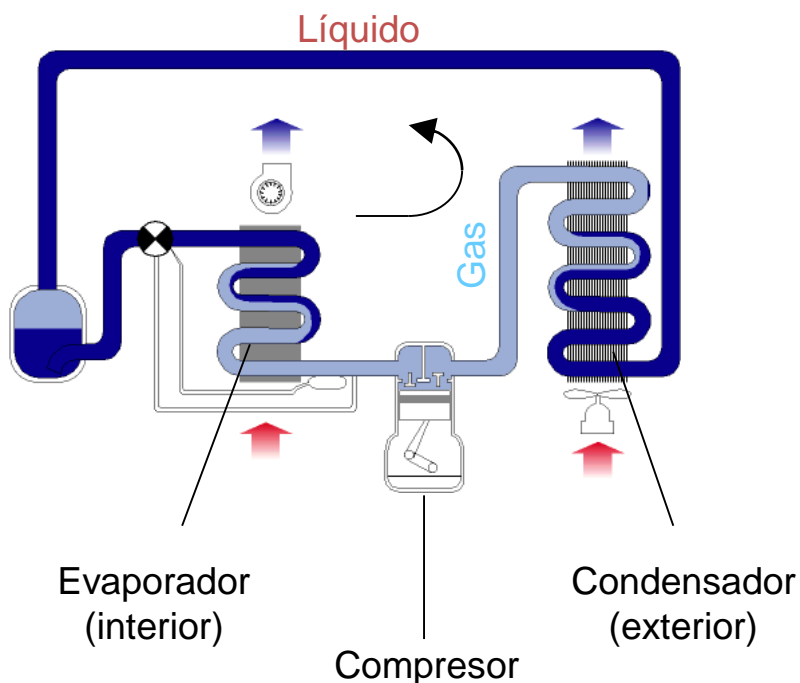
## Las instalaciones de ventilación y climatización



## Climatización

# Las instalaciones de ventilación y climatización

## Idea básica de funcionamiento de la climatización (AC):



Se hace circular un fluido frigorígeno por un circuito cerrado. En su recorrido el fluido en estado líquido pasa por el evaporador donde se le cede el calor del aire ambiente interior convirtiéndolo a gas.

Este gas se comprime calentándose hasta unos 55°C (por la ley de compresión de los gases perfectos:  $P/T = \text{Cnste.}$ )

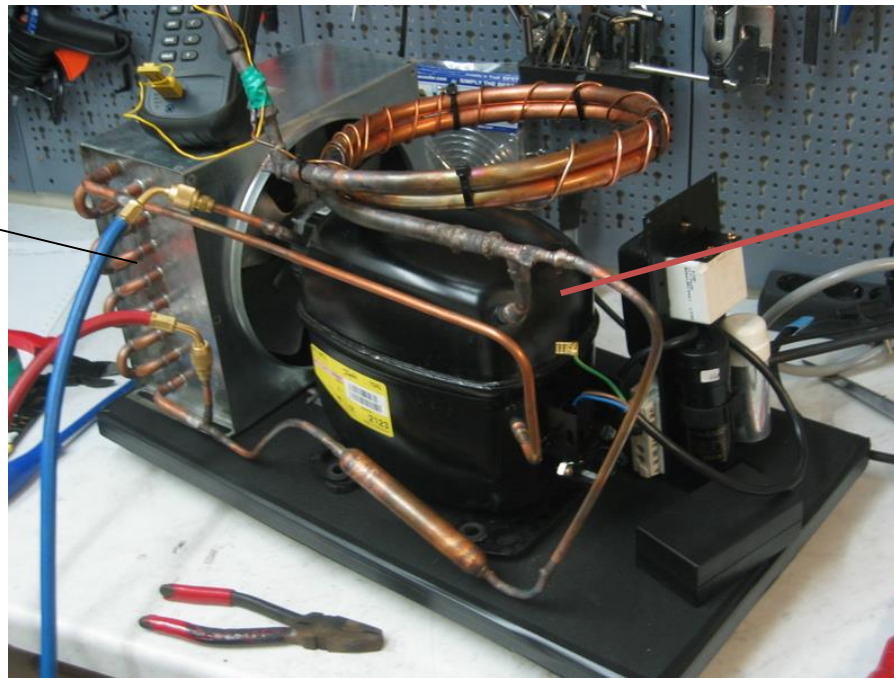
En el condensador se enfrenta este gas caliente con aire exterior (más frío) consiguiendo su condensación por intercambio de calor con el aire.



## Las instalaciones de ventilación y climatización

Idea básica de funcionamiento de la climatización (AC):

Condensador



Compresor



# Aspectos acústicamente peligrosos de las instalaciones de ventilación y climatización:

## 1.- Vibraciones:

Lo veremos en profundidad en la segunda parte del módulo



Aspectos acústicamente peligrosos de las instalaciones de ventilación y climatización:

## 2.- Ruido de la unidad condensadora:

Afectación a los vecinos



Aspectos acústicamente peligrosos de las instalaciones de ventilación y climatización:

### 3.- Ruido de los conductos y bocas de salida:

Afectación a los vecinos



Aspectos acústicamente peligrosos de las instalaciones de ventilación y climatización:

#### 4.- Ruido en las rejillas de impulsión:

Afectación a los habitantes de la sala climatizada



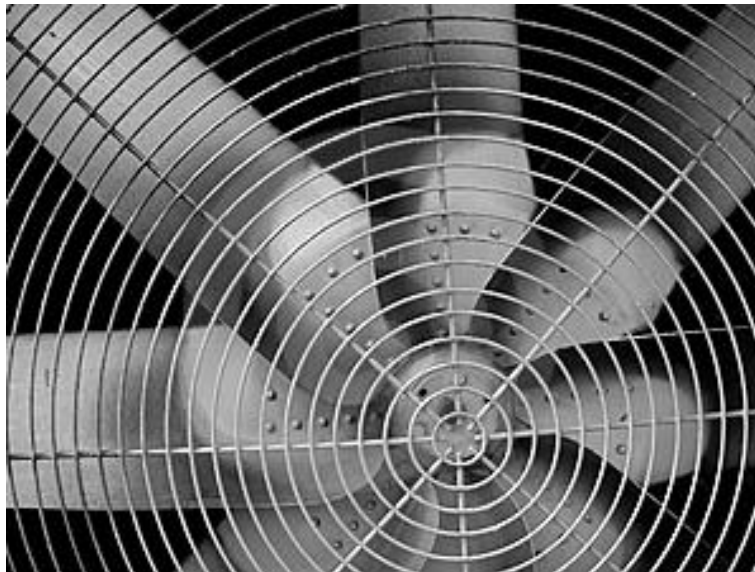
**Hay 2 tipos:**

- 1.- Proveniente de la maquinaria: Ruido con contenido tonal.
- 2.- Generado por la salida de aire: Ruido de banda ancha (muy blanco).  
Se llama ruido regenerado.

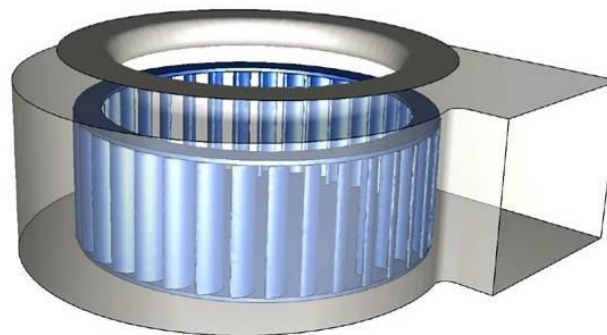


## El ventilador como fuente acústica

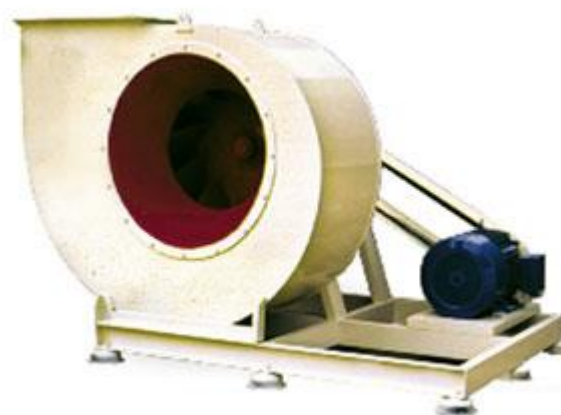
---



## Tipos de ventilador:



Axial

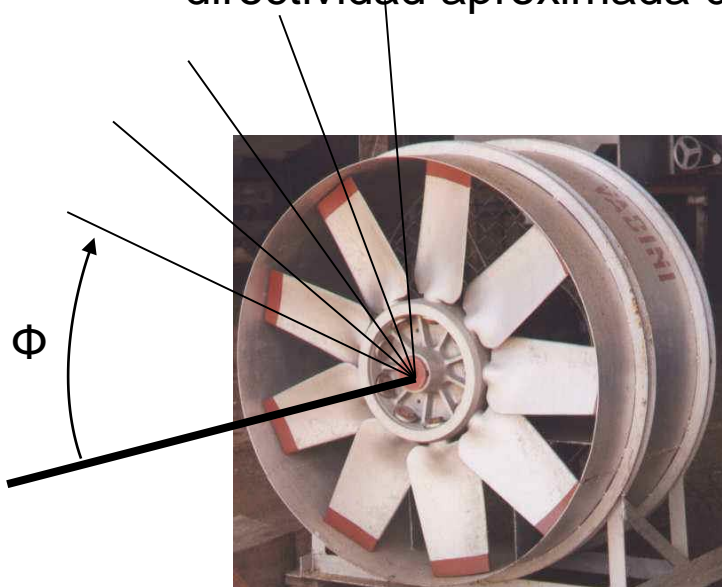


Centrífugo

# Directividad del ventilador como fuente acústica:

Depende del cabal y de muchos factores mecánicos del ventilador.

Si se lo conecta a un tubo, en la salida del tubo se puede esperar una directividad aproximada del tipo:



$\Phi$	63	125	250	500	1K	2K	4K	8KHz
0 a 50°	2	3	4	5	5	5	5	5
60°	0	1	2	2	3	3	3	3
70°	0	0	0	0	0	0	0	0
80°	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-6	-6
90°	-2	-3	-5	-8	-10	-11	-11	-11

Su divergencia es esférica y su  $Q_{\text{mín}} = 2$  al encastarse a pared.

Fuente: J.P. America Inc.



# **$L_w$ del ventilador como fuente acústica:**

Existen muchas expresiones y ábacos para la estimación de la potencia acústica del ventilador.

Las de ingeniería dan unas precisiones de unos  $\pm 10\text{dB}$ .

Existen otras formulaciones más científicas, pero su precisión acaba dependiendo de la precisión de las variables introducidas, que normalmente no se consiguen fácilmente.

Veremos:

## **Formulación de Ingeniería**

Formulación de Graham  
Formulación de Arau  
Formulación de Beranek  
Formulación de HFP Consultants Ltd.  
Otras formulaciones de ingeniería.

## **Formulación científica**

Formulación de aerodinámica

# $L_w$ del ventilador como fuente acústica:

## Puntualización previa:

El ruido de un ventilador, como el de cualquier máquina rotativa tiene componentes tonales claras.

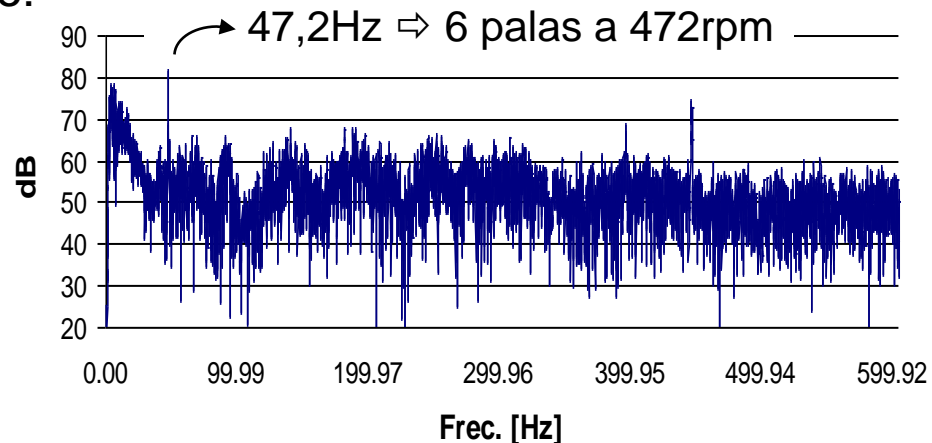
Estas componentes tienen frecuencias múltiplo de la frecuencia de palas, que se puede calcular como:

$$Bf = \frac{N \cdot RPM}{60}$$

Donde:

**N:** nº de palas

**RPM:** Revoluciones por minuto a las que gira el ventilador.



Fuente: *Industrial noise and vibration control*. [J.D. Irwin]

## $L_W$ del ventilador como fuente acústica:

### Formulación de Graham:

Solo calcula el nivel de potencia global de las bandas [500Hz-4KHz], donde dice que se concentra la mayor parte de la energía.

$$L_W = 10 \cdot \log(C) + 20 \cdot \log(P') + K$$

Donde:

$C$ : Caudal en  $m^3/s$

$P'$ : Presión estática en  $cm H_2O$       $[1 cmH_2O = 98,0638 Pa]$

$K$ : Constante que depende del tipo de ventilador:

Axial  $\Rightarrow K = 72$

Centrífugo  $\Rightarrow K = 59$

Si  $Bf$  cae entre 500Hz-4KHz hay que sumar 3dB a  $L_W$ .

Fuente: *Industrial noise and vibration control*. [J.D. Irwin]

# $L_W$ del ventilador como fuente acústica:

## Formulación de Arau:

$$L_W = 10 \cdot \log(C) + 20 \cdot \log(P) + 40$$

Donde:

$C$ : Caudal en  $\text{m}^3/\text{s}$

$P$ : Presión estática en Pa ( $=\text{N}/\text{m}^2$ )

y para obtener el espectro hay que sumar:

	63	125	250	500	1000	2000	4000	
Axial	-5	-5	-6	-7	-8	-10	-13	dB
Centrif.	-2	-7	-12	-17	-22	-27	-32	dB

Fuente: *ABC de la acústica arquitectónica*. [H. Arau]

## $L_W$ del ventilador como fuente acústica:

$C$ : Caudal en  $\text{m}^3/\text{min}$ .  
 $P$ : Presión estática en Pa  
( $=\text{N}/\text{m}^2$ )

### Formulación de Eric W. Wood :

**Axiales:** 
$$L_W = 24 + 10 \cdot \log(C) + 20 \cdot \log(P)$$

**Centrífugos :** 
$$L_W = 10 + 10 \cdot \log(C) + 20 \cdot \log(P)$$

y para obtener el espectro hay que sumar:

	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	A	
Axial	-11	-10	-9	-8	-8	-8	-10	-14	-15	-3	dB
Centrif.	-11	-9	-7	-8	-9	-9	-13	-17	-24	-5	dB

**Axiales:** A la banda frecuencial en la que caiga la  $Bf$  y a la siguiente hay que sumarles 10dB.

**Centrífugos:** A la banda frecuencial en la que caiga la  $Bf$  hay que sumarle 6dB y 3dB a la siguiente.

Fuente: *Noise and Vibration control engineering*. [Leo L. Beranek]

## $L_W$ del ventilador como fuente acústica:

Formulación de HFP Consultants Ltd. (sólo para axiales):

$$L_W = 30 \cdot \log(V) + 10 \cdot \log(W) + 37,1$$

Donde:

V: Velocidad en m/s

W: Potencia eléctrica del motor en W

y para obtener el espectro hay que sumar:

	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Axial	-5	-7	-5	-7	-10	-13	-18	-27	-33

dB

A la banda frecuencial en la que caiga la  $Bf$  hay que sumarle 5dB.

## **$L_W$ del ventilador como fuente acústica:**

**Otras fórmulas de Ingeniería:**

$$L_W = 67 + 10 \cdot \log(W') + 10 \cdot \log(P)$$

$$L_W = 40 + 10 \cdot \log(C) + 20 \cdot \log(P)$$

Donde:

$W'$ : Potencia eléctrica del motor en KW

$C$ : Caudal en m<sup>3</sup>/s

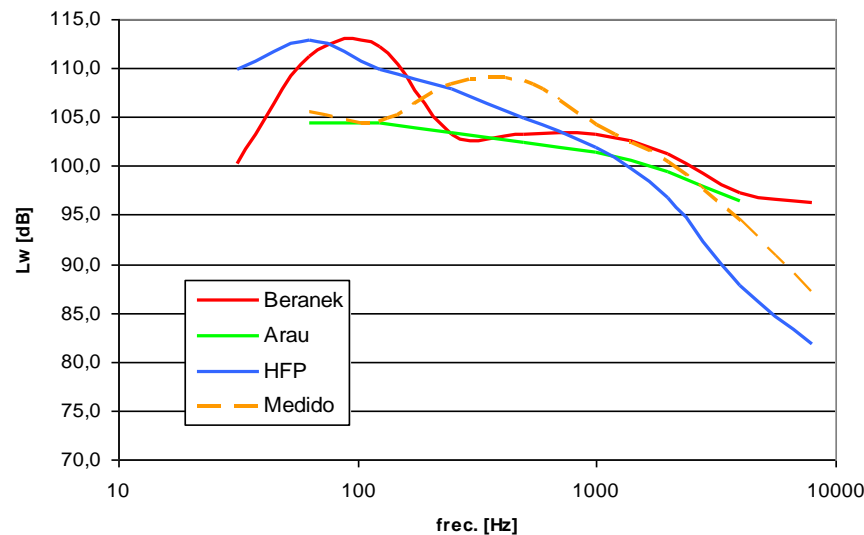
$P$ : Presión estática en Pa (=N/m<sup>2</sup>)



# $L_w$ del ventilador como fuente acústica:

## Otros aspectos a tener en cuenta:

El ruido real del ventilador puede tener además otras componentes tonales debidas a vibraciones mecánicas, a silbidos por turbulencias o ruidos eléctricos de los circuitos controladores.



## $L_w$ del ventilador como fuente acústica:

Formulación de aerodinámica (sólo para axiales):

$$L_w = K_w + 10 \cdot \log(2118,88 \cdot C) + 20 \cdot \log(0,004 \cdot \Delta P_s)$$

$$K_w = 72 \cdot D_s^{0,8} \quad D_s = \left[ \frac{\sqrt[4]{\Delta P_T / \rho}}{\sqrt{C}} \right] \cdot d \quad \Delta P_s = \Delta P_T - \frac{\rho \cdot v_a^2}{2} \quad v_a^2 = \frac{4 \cdot C}{\pi \cdot d^2}$$

Donde:

$d$ : Diámetro del ventilador en m

$C$ : Caudal en m<sup>3</sup>/s

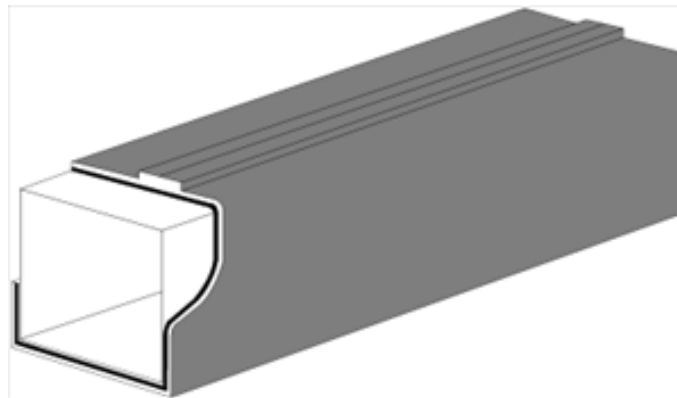
$\Delta P_T$ : Variación de presión total en Pa (=N/m<sup>2</sup>)

$\rho$ : Densidad del gas en Kg/m<sup>3</sup>

# Guías de onda y cavidades

---

Base teórica para la justificación y dimensionado de los silenciadores acústicos



# Acústica del interior de una guía de onda:

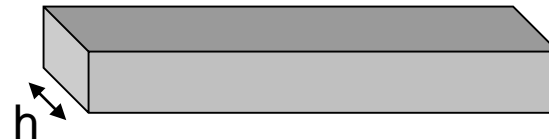
## Ondas planas:

Las ondas que se propagan en el interior de tubos, tanto cilíndricos como de sección rectangular, son planas y se propagan en la dirección del eje si se cumple que:



$$f \leq \frac{1'84 \cdot c_0}{\pi \cdot D}$$

- Tubos circulares -



$$f \leq \frac{c_0}{2 \cdot h}$$

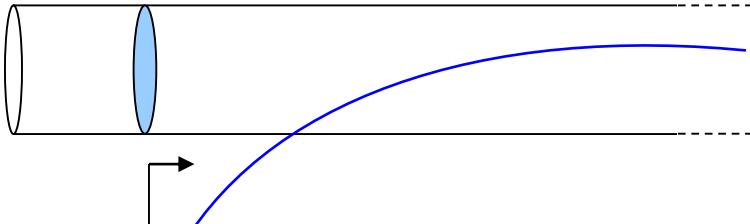
- Tubos rectangulares -

Si esto no se cumple estamos hablando de un recinto y trabajaremos con las teorías estadísticas de reverberación.

# Acústica del interior de una guía de onda:

## Ondas planas:

Las dos variables que describen la amplitud de la onda acústica del interior del tubo son la presión y la velocidad. Multiplicadas dan la Intensidad, divididas dan la impedancia acústica que se encuentra la onda:



**Si la terminación es totalmente absorbente**

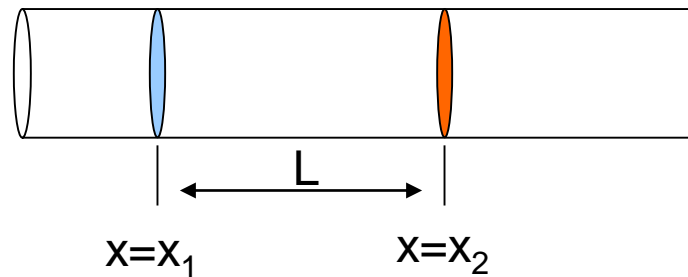
$$Z_s = \frac{p(x)}{v(x)} = \rho \cdot c_0 = Z_0$$

Impedancia característica del aire ( $Z_0 = 417$ )

$$I = p(x) \cdot v(x) = \frac{p^2(x)}{\rho \cdot c_0} = \frac{W}{S}$$

# Acústica del interior de una guía de onda:

Relación entre estas variables entre dos puntos del tubo:



$$\begin{Bmatrix} p(x_1) \\ v(x_1) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL) & j \cdot Z_0 \cdot \sin(kL) \\ \frac{j}{Z_0} \cdot \sin(kL) & \cos(kL) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} p(x_2) \\ v(x_2) \end{Bmatrix}$$

$$k = \frac{w}{c_0}$$

$$w = 2 \cdot \pi \cdot f$$

# Acústica del interior de una guía de onda:

## Resonancias del tubo:

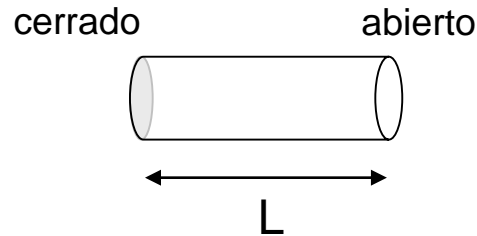
Ej: Cerrado-Abierto:

$$\left. \begin{array}{l} v(x=0)=0 \\ p(x=L)=0 \end{array} \right\}$$

$$w_n = \frac{(2 \cdot n - 1) \cdot \pi \cdot c_0}{2 \cdot L} = 2 \cdot \pi \cdot f_n$$

$$f_n = \frac{(2 \cdot n - 1) \cdot c_0}{4 \cdot L}$$

$$n = 1, 2, 3, \dots$$



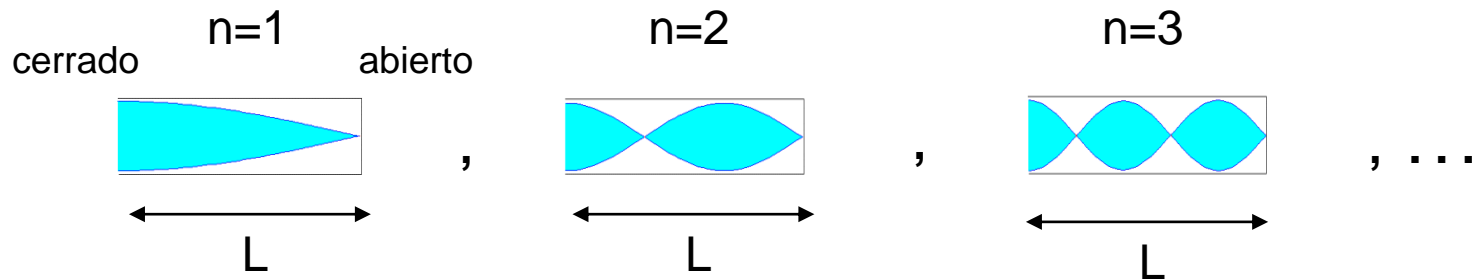


# Acústica del interior de una guía de onda:

## Resonancias del tubo:

Ej: Cerrado-Abierto:

$$f_n = \frac{(2 \cdot n - 1) \cdot c_0}{4 \cdot L}$$



*En azul se ve la presión de las partículas.*

En estas frec. la impedancia que se ve desde el extremo abierto tiende a 0.

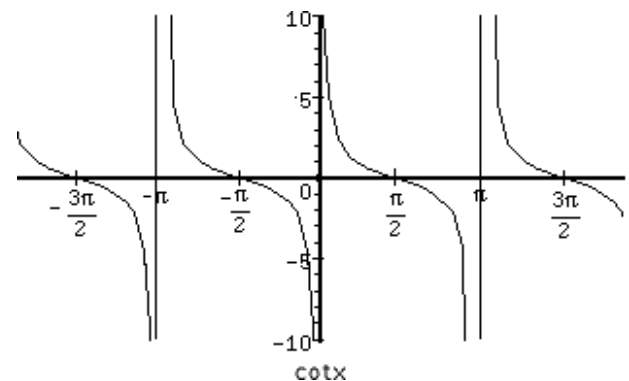
# Acústica del interior de una guía de onda:

## Impedancia a la entrada del tubo:

**Ej: Cerrado-Abierto. Visto desde el extremo abierto:**

$$\begin{Bmatrix} p(x_1) \\ v(x_1) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL) & j \cdot Z_0 \cdot \sin(kL) \\ \frac{j}{Z_0} \cdot \sin(kL) & \cos(kL) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} p(L) \\ v(L) \end{Bmatrix} \rightarrow v(L)=0$$

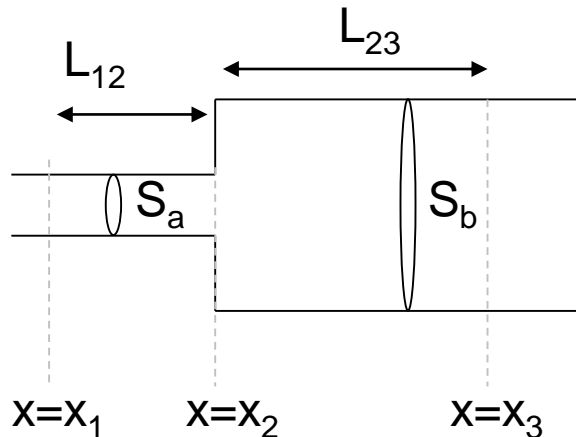
$$Z_s(x_1) = \frac{p(x_1)}{v(x_1)} = -j \cdot Z_0 \cdot \operatorname{tg}^{-1}(k \cdot L)$$



# Acústica del interior de una guía de onda:

## Cambios de sección:

- Continuidad de presión
- Discontinuidad de vel.
- Continuidad de Cabales



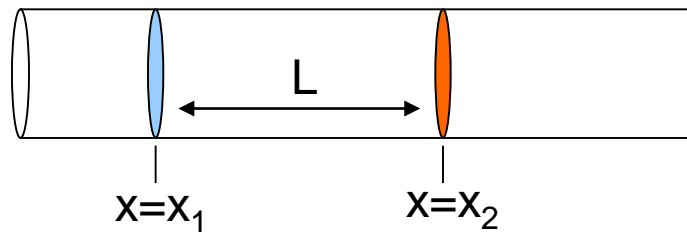
$$\begin{Bmatrix} p(x_1) \\ v(x_1) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL_{12}) & j \cdot Z_0 \cdot \sin(kL_{12}) \\ \frac{j}{Z_0} \cdot \sin(kL_{12}) & \cos(kL_{12}) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & \frac{S_b}{S_a} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos(kL_{23}) & j \cdot Z_0 \cdot \sin(kL_{23}) \\ \frac{j}{Z_0} \cdot \sin(kL_{23}) & \cos(kL_{23}) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} p(x_3) \\ v(x_3) \end{Bmatrix}$$

# Acústica del interior de una guía de onda:

## Cambios de sección:

Cambio de variables: utilizando el caudal ( $u$ ) en lugar de la velocidad ( $v$ ) la formulación se simplifica para los cambios de sección.

Nueva formulación:



$$\begin{Bmatrix} p(x_1) \\ u(x_1) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL) & j \cdot \frac{Z_0}{S} \cdot \sin(kL) \\ j \cdot \frac{S}{Z_0} \cdot \sin(kL) & \cos(kL) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} p(x_2) \\ u(x_2) \end{Bmatrix}$$

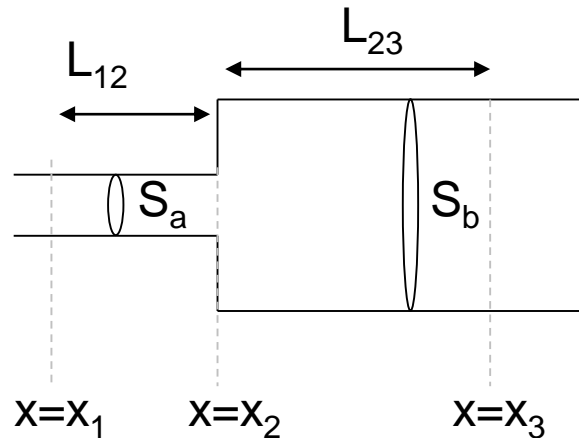
Impedancia Acústica

$$Z_{Ac} = \frac{p(x)}{u(x)} = S \cdot \rho \cdot c_0$$

Si la terminación es  
totalmente absorbente

# Acústica del interior de una guía de onda:

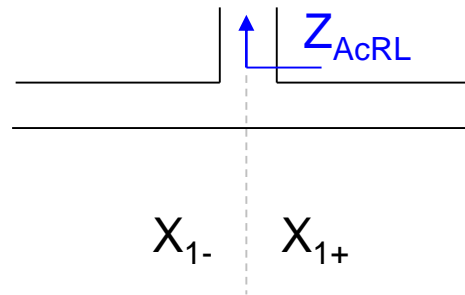
Cambios de sección:



$$\begin{Bmatrix} p(x_1) \\ u(x_1) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL_{12}) & j \cdot \frac{Z_0}{S_a} \cdot \sin(kL_{12}) \\ j \cdot \frac{S_a}{Z_0} \cdot \sin(kL_{12}) & \cos(kL_{12}) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos(kL_{23}) & j \cdot \frac{Z_0}{S_b} \cdot \sin(kL_{23}) \\ j \cdot \frac{S_b}{Z_0} \cdot \sin(kL_{23}) & \cos(kL_{23}) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} p(x_3) \\ u(x_3) \end{Bmatrix}$$

# Acústica del interior de una guía de onda:

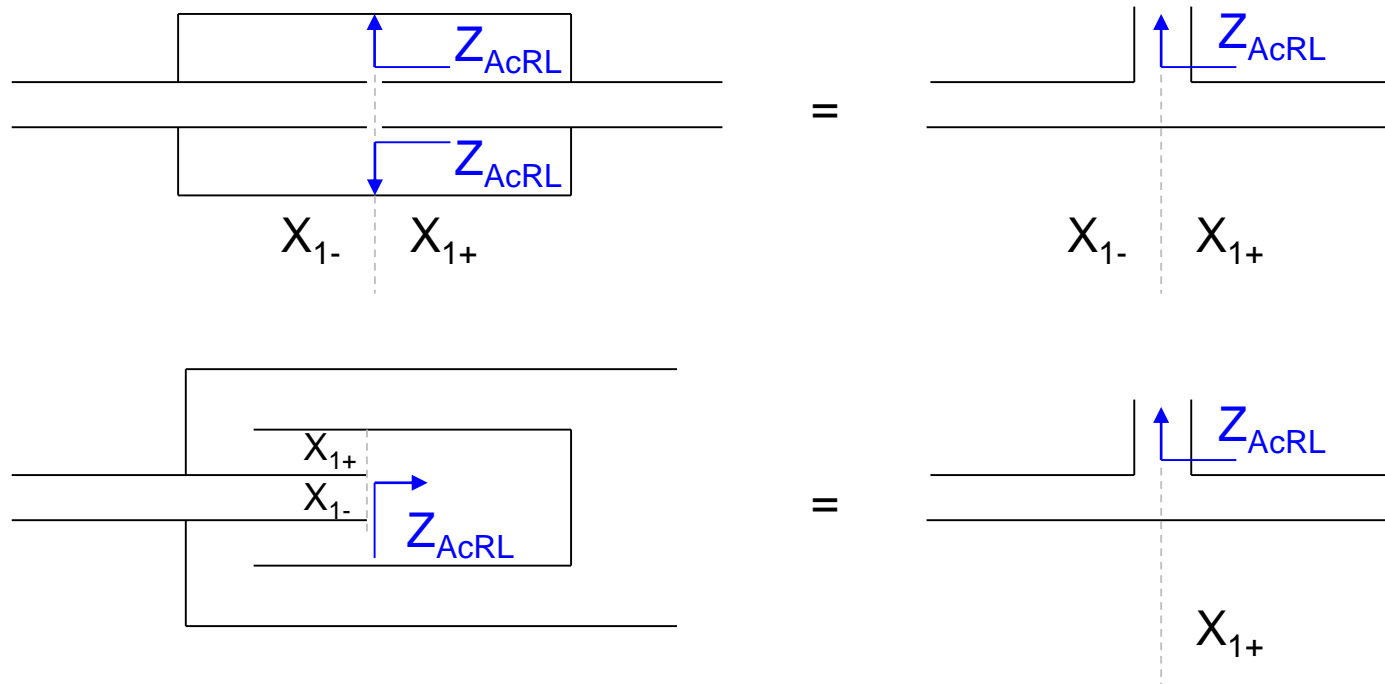
Ramas laterales:



$$\begin{Bmatrix} p(x_{1-}) \\ u(x_{1-}) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ \frac{1}{Z_{AcRL}} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} p(x_{1+}) \\ u(x_{1+}) \end{Bmatrix}$$

# Acústica del interior de una guía de onda:

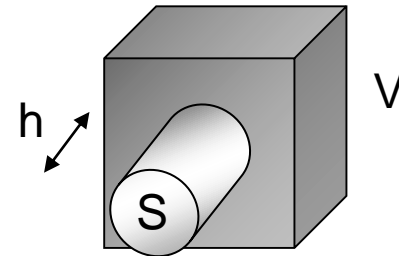
Ramas laterales:





# Acústica del interior de una guía de onda:

El resonador de Helmholtz:

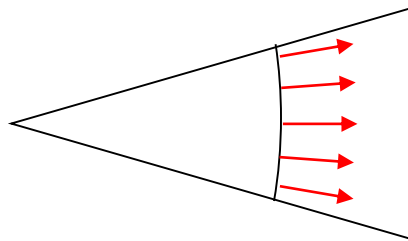


$$\hat{Z}_{ac,Helm}(\omega) = jZ_0 \left[ -\frac{1}{kV} + \frac{kh}{S} \right]$$

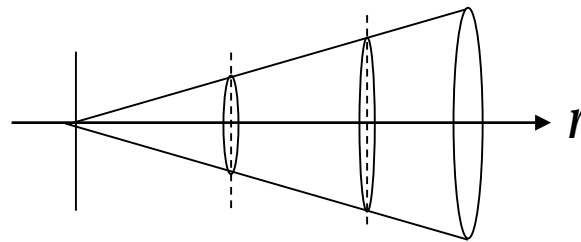
$$f_H = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{h_{ef}V}}, h_{ef} = h + \Delta h = h + 0,85r_H$$

# Acústica del interior de una guía de onda:

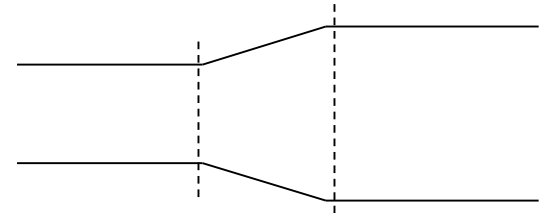
## Tramos cónicos:



Campo acústico esférico 1D



$r=0$   $r=r_1$   $r=r_2$



$r=r_1$   $r=r_2$

$$\begin{Bmatrix} \hat{p} \\ \hat{v} \end{Bmatrix}_1 = \begin{bmatrix} \frac{r_1}{r_2} \cos(kL) + \frac{1}{kr_2} \sin(kL) & -jZ_0 \frac{r_1}{r_2} \sin(kL) \\ j \frac{1}{kZ_0} \frac{r_1}{r_2} \left[ \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \cos(kL) - \left( k + \frac{1}{kr_1 r_2} \right) \sin(kL) \right] & \frac{r_1}{r_2} \left[ \cos(kL) - \frac{1}{kr_2} \sin(kL) \right] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \hat{p} \\ \hat{v} \end{Bmatrix}_2$$

$$L = r_2 - r_1$$

# Acústica del exterior de una guía de onda:

Radiación de un conducto con ruido en su interior:



Tanto para interiores como exteriores

$$L_W^R = L_{W_{\text{interior}}} - R + 10 \cdot \log \left( \frac{P \cdot L}{S} \right)$$

$L_W^R$  = Nivel de potencia radiada por el conducto

R = Aislamiento del material del conducto

P = Perímetro de la sección del conducto

L = Longitud considerada del conducto

S = Área de la sección del conducto

# Silenciadores Acústicos

---



# Cuantificación de un silenciador:

Vamos a ver que con guías de onda apropiadamente conectadas conseguiremos hacer un silenciador. Nos falta antes ver como relacionamos las matrices de transferencia con las pérdidas de potencia que provocaran a cada frecuencia.

**Existen 3 formas de cuantificar la atenuación que provoca un sistema acústico:**

***1.- Insertion Loss***

***2.-Transmission Loss***

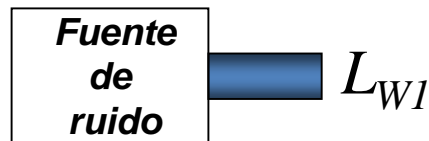
***3.- Noise Reduction***

# Cuantificación de un silenciador:

## 1.- Insertion Loss

La **Insertion Loss (IL)** es la diferencia entre el nivel de potencia acústica ( $L_W$ ) radiada sin el silenciador respecto al nivel con el silenciador puesto.

### Escenario A:



$$IL = L_{W1} - L_{W2}$$

### Escenario B:



# Cuantificación de un silenciador:

## ***1.- Insertion Loss***

No caracteriza por completo el sistema silenciador pues su valor depende de la impedancia de salida de la fuente de ruido. *A la práctica se da en condiciones normales de uso...*

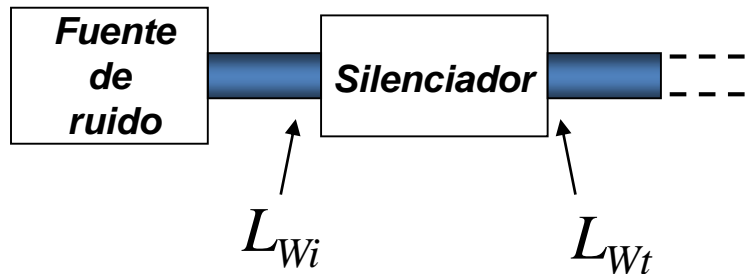
Es relativamente difícil de medir (medida de potencia acústica).

Es el evaluador más usado por ser muy práctico: se resta al nivel que se tiene sin silenciador y se obtiene directamente la previsión del resultado de instalar el mismo.

# Cuantificación de un silenciador:

## 2.- *Transmission Loss*

La ***Transmission Loss (TL)*** es la diferencia entre el nivel de potencia ( $L_W$ ) que entra al silenciador y el nivel de salida del mismo con una terminación anecoica (totalmente absorbente).



$$TL = L_{Wi} - L_{Wt}$$



# Cuantificación de un silenciador:

## ***2.- Transmission Loss***

Caracteriza completamente el sistema por ser una función de transferencia entrada-salida sobre la potencia.

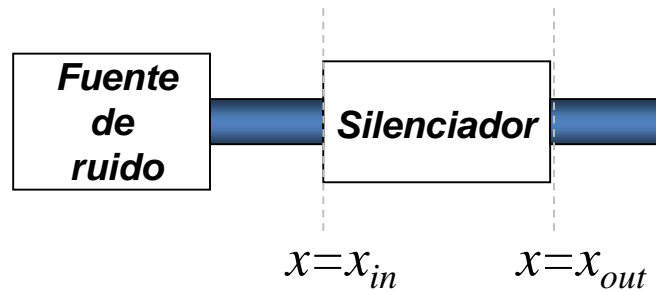
Muy difícil de medir. La potencia a la entrada del sistema depende de las impedancias de entrada del silenciador y de salida de la fuente de ruido. Y está compuesta por ondas progresivas y regresivas en el interior del tubo.

Puede calcularse sobre las matrices de transferencia del sistema y dan idea de sobre que frecuencias actuará mejor el silenciador. Básico para dimensionar-los.

# Cuantificación de un silenciador:

## 2.- Transmission Loss

Cálculo de la TL a partir de la matriz de transferencia global de un sistema:



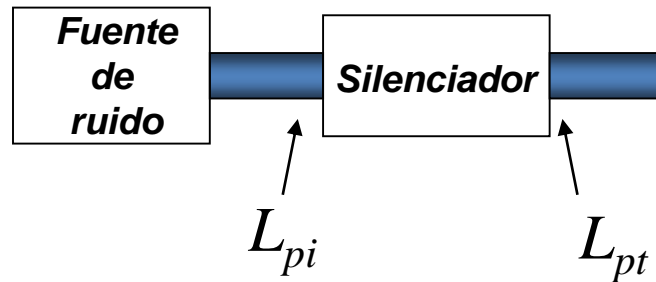
$$\begin{Bmatrix} p(x_{in}) \\ v(x_{in}) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} p(x_{out}) \\ v(x_{out}) \end{Bmatrix}$$

$$TL(w) = 20 \cdot \log \left| \frac{1}{2} \left[ t_{11}(w) + t_{22}(w) + Z_0 \cdot t_{21}(w) + \frac{t_{12}(w)}{Z_0} \right] \right|$$

# Cuantificación de un silenciador:

## 3.- Noise Reduction

La **Noise Reduction (NR)** es la diferencia entre el nivel de presión ( $L_p=NP$ ) que entra al silenciador y el nivel de salida del mismo.



$$NR = L_{pi} - L_{pt}$$

# Cuantificación de un silenciador:

## ***3.- Noise Reduction***

No caracteriza casi para nada el silenciador pues depende de todos los factores externos posibles (impedancia de la fuente, impedancia del silenciador, entorno acústico de salida, sección de los conductos,...)

Es sumamente fácil de medir ( $L_p$ ) y da una idea de cómo actúa el silenciador en ese caso concreto.

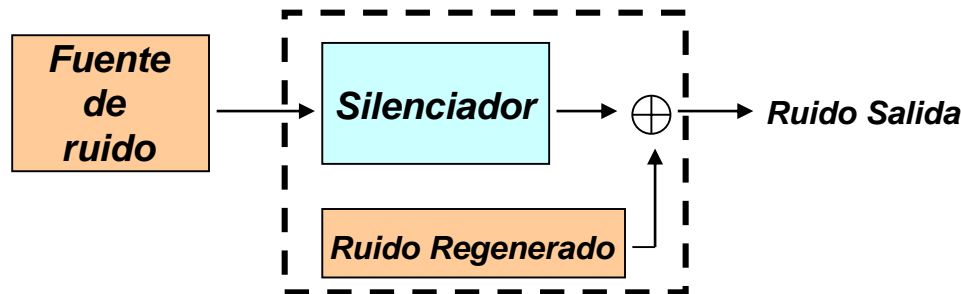
# Límite real de un silenciador:

## *El ruido regenerado*

Dimensionando bien una solución silenciadora podemos llegar a obtener niveles teóricos de TL muy elevados.

A la práctica siempre quedaran limitados por un ruido que aparecerá en los silenciadores por las turbulencias que ocasione el flujo de gas por su interior, se le llama ruido regenerado.

Este efecto provoca que la efectividad del silenciador dependa tanto del caudal que pasa por él como del ruido incidente:



## ***El ruido regenerado :***

A no ser que haya partes móviles que puedan vibrar con el flujo del gas, el ruido regenerado no acostumbra a tener componentes tonales. Es un ruido bastante rosa (igual nivel en todas las bandas de porcentaje constante)

Se puede calcular su nivel de potencia y sumarlo logarítmicamente al nivel de potencia que se espera a la salida del silenciador:

$$\begin{array}{c} \text{Silenciador} \xrightarrow{70\text{dB}} \oplus \\ \text{Ruido Regenerado} \xrightarrow{64\text{dB}} \oplus \end{array} \rightarrow 10 \cdot \log \left( 10^{\frac{70}{10}} + 10^{\frac{64}{10}} \right) = 71\text{dB}$$

## ***El ruido regenerado :***

### **Formulación de Allen:**

Está definida para rejillas de aire acondicionado donde el espectro no es tan rosa, por lo que propone una corrección en frecuencia a sumar al nivel de  $L_w$  calculado según:

Donde:

$$L_w = 50 \cdot \log V + 10 \cdot \log S$$

$V$  es la vel en m/s  
 $S$  es la sección de salida

Corrección en frecuencia:

63	125	250	500	1000	2000	4000
-4	-4	-6	-8	-13	-18	-23

dB

Fuente: *ABC de la acústica arquitectónica*. [H. Arau]

MAAM-PAA

Ventilación y Clima

Pág. 51

***El ruido regenerado :***

**Formulación de Vér:**

$$L_w(oct) = 10 \cdot \log \left( \frac{216 \cdot 10^5 \cdot V^{5.4} \cdot S_T}{T^{2.27} \cdot P^4} \right)$$

Donde:

V es la velocidad en m/s

$S_T$  es la sección total de salida del silenciador

T es la temperatura en grados K (=273'15+°C)

P es la fracción de área abierta (abierto/total)

Y se supone este valor en cada banda de octava.

Fuente: *Acoustics of ducts and mufflers*. [M.L.Munjal]

MAAM-PAA

Ventilación y Clima

Pág. 52



## ***El ruido regenerado :***

### **Formulación de Beranek:**

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

Donde:

V es la velocidad en m/s

S es la sección abierta de salida del silenciador

T es la temperatura en grados K (=273'15+°C)

P es la fracción de área abierta (abierto/total)

Y se supone este valor en cada banda de octava.

Fuente: *Noise and Vibration control engineering*. [Leo L. Beranek]

# Silenciadores Acústicos:

## Clasificación:

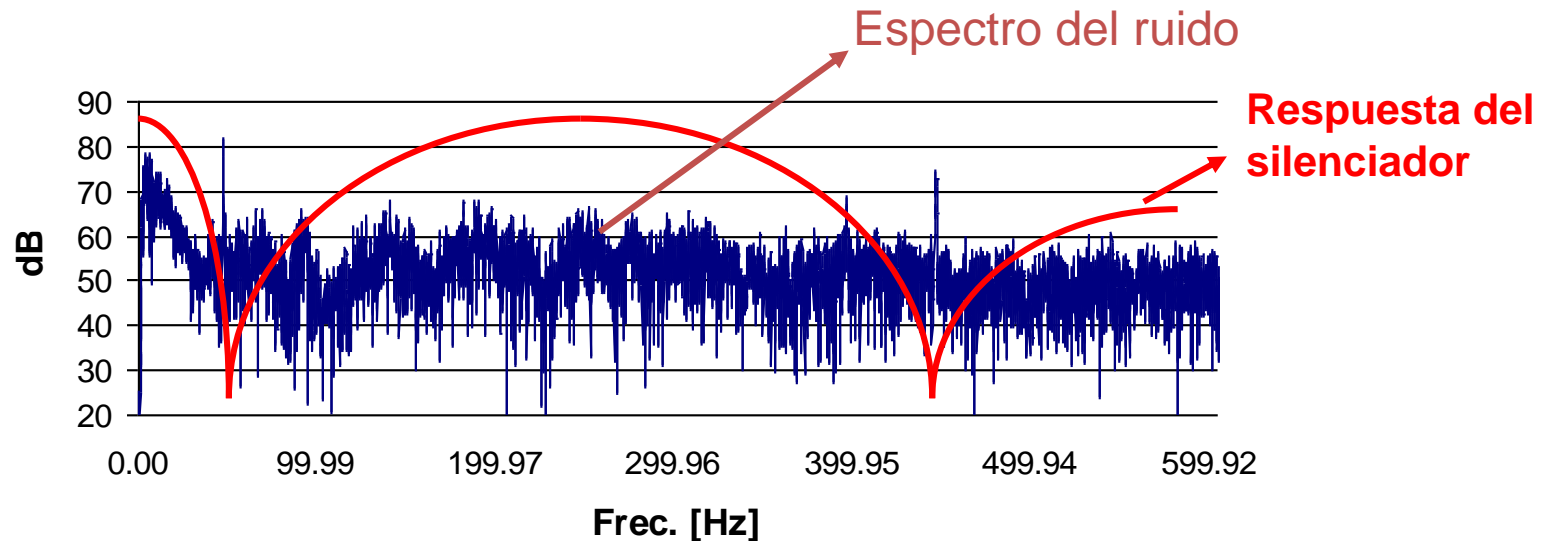
Los silenciadores acústicos son sistemas destinados a reducir el ruido emitido a través de algún conducto/vía de extracción/impulsión.

Se les acostumbra a clasificar según su forma de actuar:

- 1.-Silenciadores reactivos:
  - 1.1.- Cámaras de expansión
  - 1.2.- Filtros acústicos
- 2.-Silenciadores resistivos: (=disipativos)
  - 2.1.- Conductos absorbentes
  - 2.2.- Baffles
  - 2.3.- Plenums
- 3.-Silenciadores activos

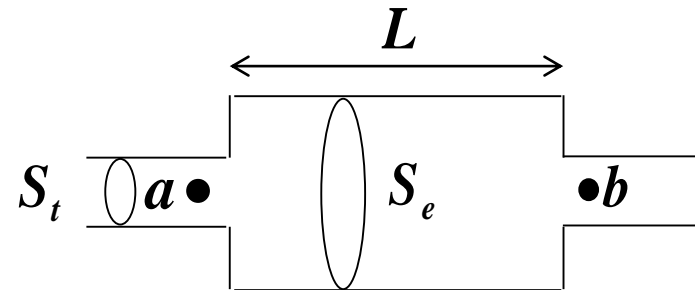
# 1.- Silenciadores reactivos:

Su funcionamiento consiste en provocar interferencias que provoquen pérdidas de nivel importantes en las frecuencias donde el ruido de la fuente es más intenso.



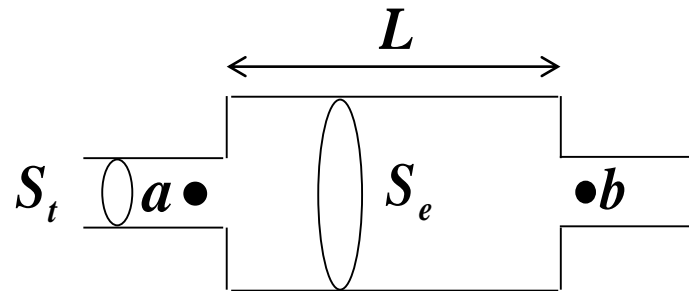
# 1.- Silenciadores reactivos:

## 1.1.- Cámaras de expansión:



# 1.- Silenciadores reactivos:

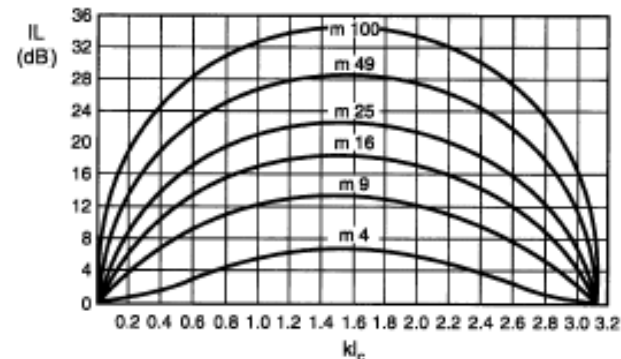
## 1.1.- Cámaras de expansión:



$$TL(kL) = 10 \log \left[ 1 + \left( \frac{S_e^2 - S_t^2}{2S_t S_e} \sin(kL) \right)^2 \right]$$

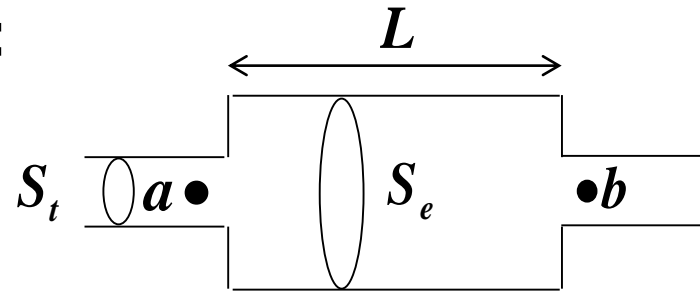
$$kL = \pi, 2\pi, 3\pi \dots \Rightarrow TL = \min$$

$$kL = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \frac{5\pi}{2} \dots \Rightarrow TL = \max$$

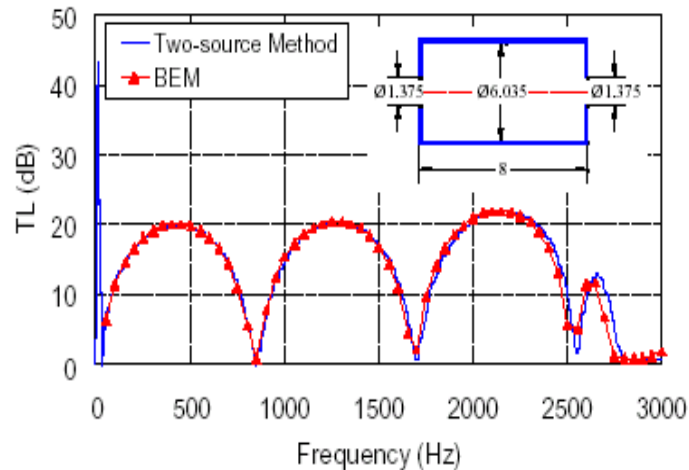


# 1.- Silenciadores reactivos:

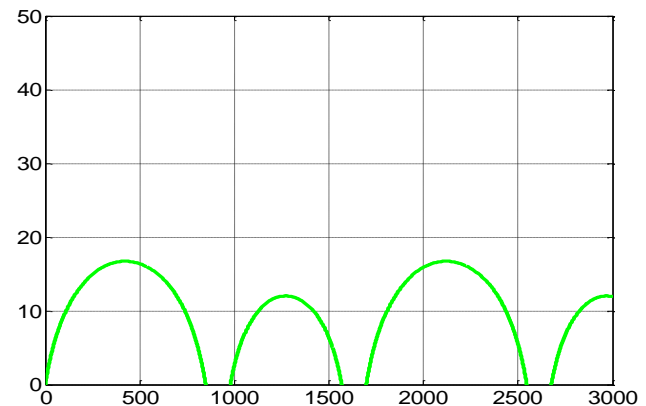
## 1.1.- Cámaras de expansión:



**Cálculo (BEM)**  
**Experimento**



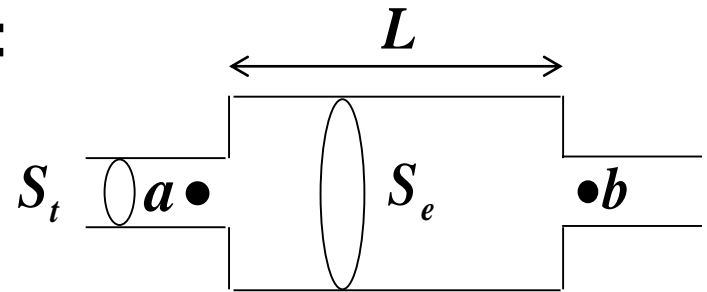
**Cálculo (Mat.Transf.)**



**(Z.Tao, A.F. Seybert)**

# 1.- Silenciadores reactivos:

## 1.1.- Cámaras de expansión:



El primer mínimo de la función de transferencia se da a la siguiente frecuencia:

$$k \cdot L = \pi \Rightarrow \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{c_0} = \frac{\pi}{L} \Rightarrow \boxed{f = \frac{c_0}{2 \cdot L}} \rightarrow \text{Dependencia con la temperatura.}$$

Pero podríamos sintonizar cualquier mínimo de la función a nuestra “frecuencia problema” . . .

# 1.- Silenciadores reactivos:

## 1.1.- Cámaras de expansión:

Para evitar ruido por turbulencias a veces se evitan las transiciones bruscas de sección con adaptadores cónicos.

Cuanto mayor es el caudal de gas menos efectivo es el cambio de sección.





# 1.- Silenciadores reactivos:

## 1.2.- Filtros acústicos:

Su funcionamiento consiste en diseñar conexiones de guías de onda con una respuesta que atenúe las frecuencias problema de nuestra fuente.

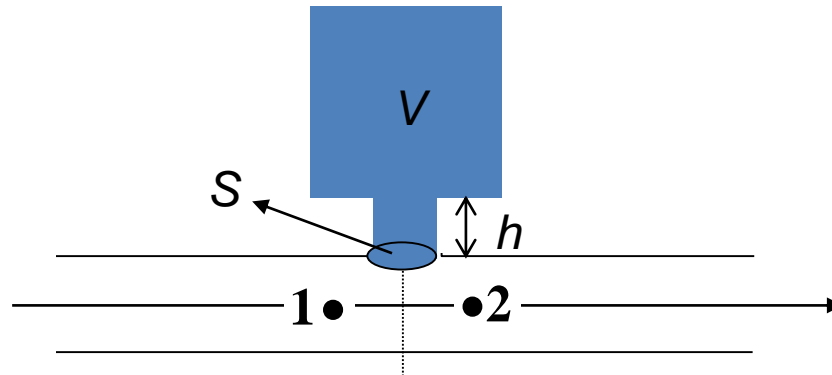
Los propios conductos de una instalación de aire acondicionado son, en su manera, un filtro acústico. Pero como también se acostumbra a forrar interiormente con absorbente los veremos en los silenciadores resistivos.



# 1.- Silenciadores reactivos:

## 1.2.- Filtros acústicos:

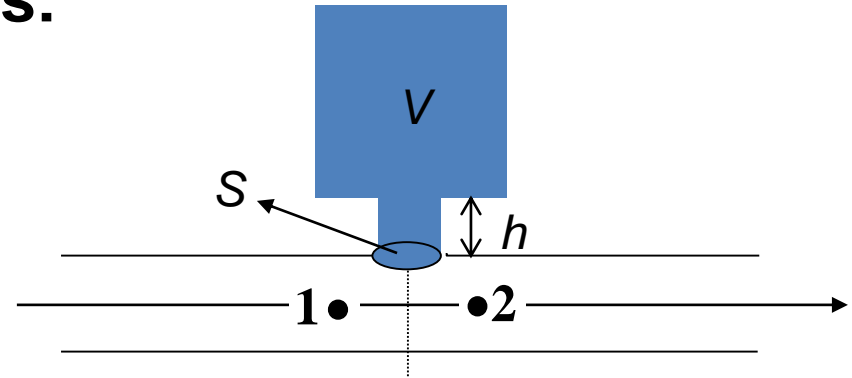
El recurso más utilizado es un Helmholtz en rama lateral. Su función es atenuar drásticamente una sola frecuencia, la frecuencia a la que está sintonizado el Helmholtz.



# 1.- Silenciadores reactivos:

## 1.2.- Filtros acústicos:

### Helmholtz en rama lateral:



$$TL(\omega) = 20 \log \left\| 1 + \left( Z_0 / 2 \hat{Z}_{ac,rl} \right) \right\|$$

$$\hat{Z}_{ac,Helm}(\omega) = jZ_0 \left[ -\frac{1}{kV} + \frac{kh}{S} \right]$$

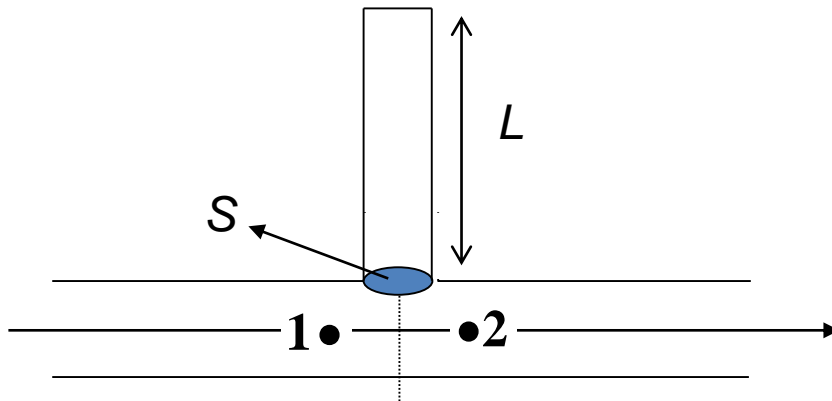
$$f_H = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{h_{ef}V}}, h_{ef} = h + \Delta h = h + 0,85r_H$$

La TL(w) será  
máxima cuando la  
 $Z_{RL}$  se haga mínima.

# 1.- Silenciadores reactivos:

## 1.2.- Filtros acústicos:

Una simple rama lateral en forma de tubo cerrado también funcionaría como filtro:

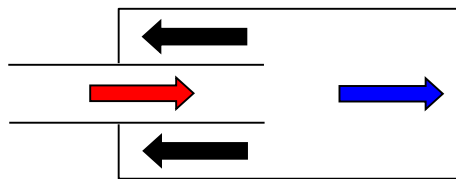


$$TL(\omega) = 20 \log \left\| 1 + \left( Z_0 / 2 \hat{Z}_{ac,rl} \right) \right\|$$

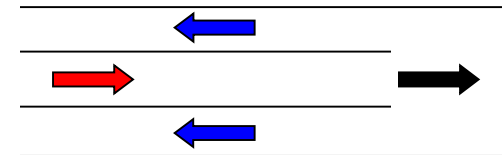
$$Z_{Tubo\_Lateral} = -j \cdot Z_0 \cdot \operatorname{tg}^{-1}(k \cdot L)$$

# 1.- Silenciadores reactivos:

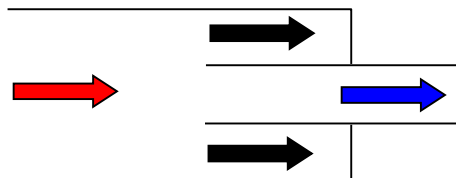
## 1.2.- Filtros acústicos. Otros recursos utilizados:



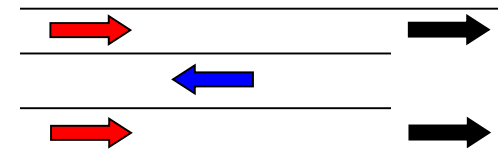
*“Extended inlet”*



*“Reversal expansion”*



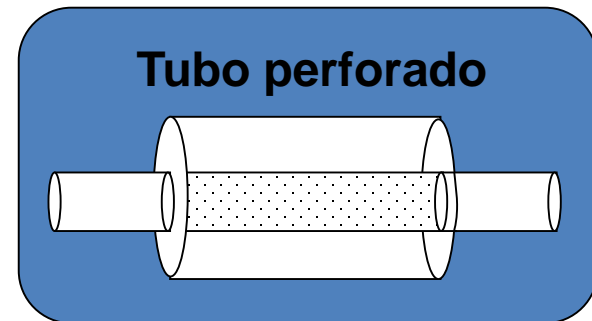
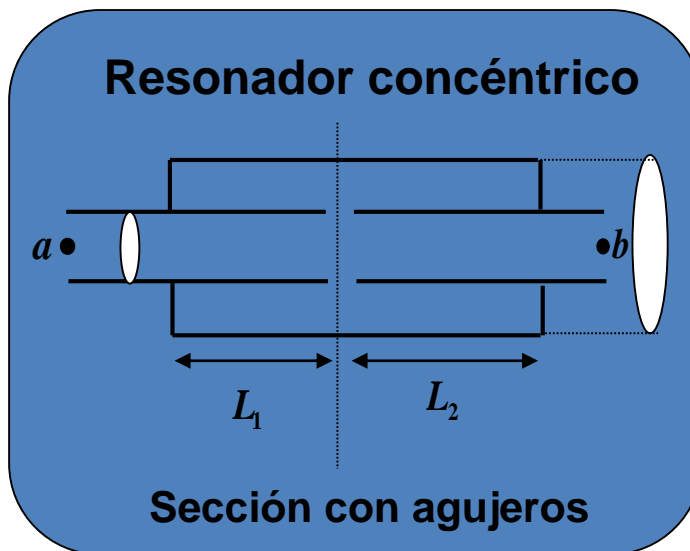
*“Extended outlet”*



*“Reversal contraction”*

# 1.- Silenciadores reactivos:

## 1.2.- Filtros acústicos. Casos más complicados:

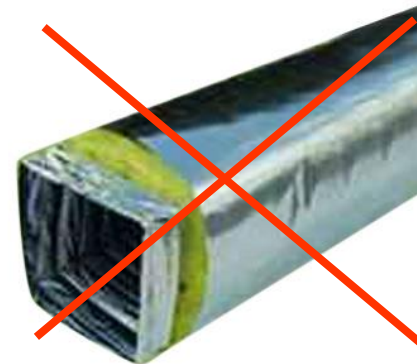
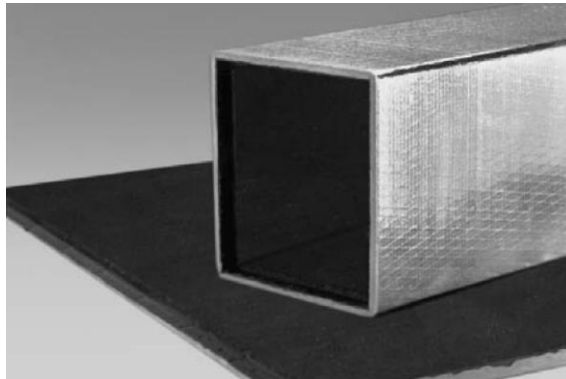


Fuente: *Acoustics of ducts and mufflers*. [M.L.Munjal]

## 2.- Silenciadores resistivos:

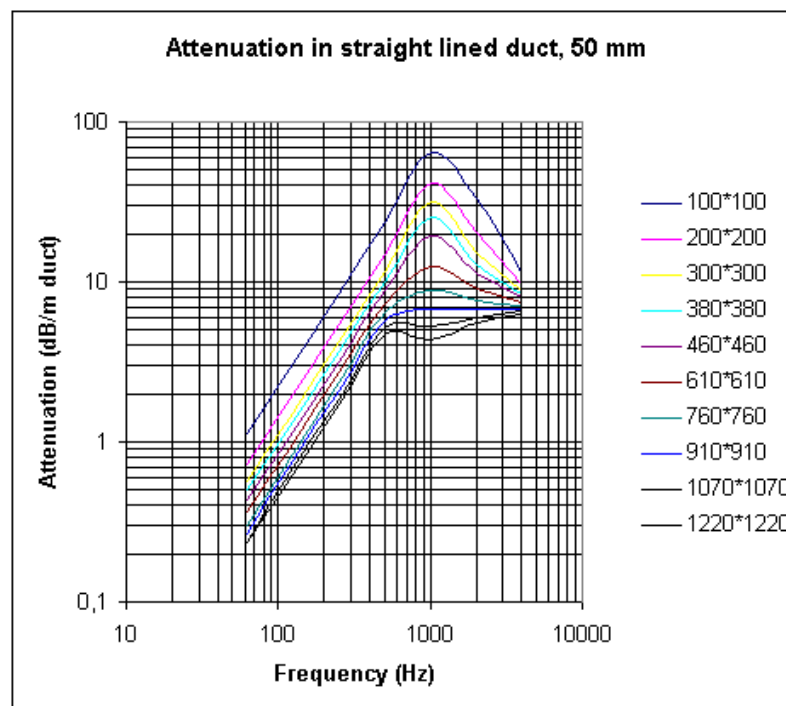
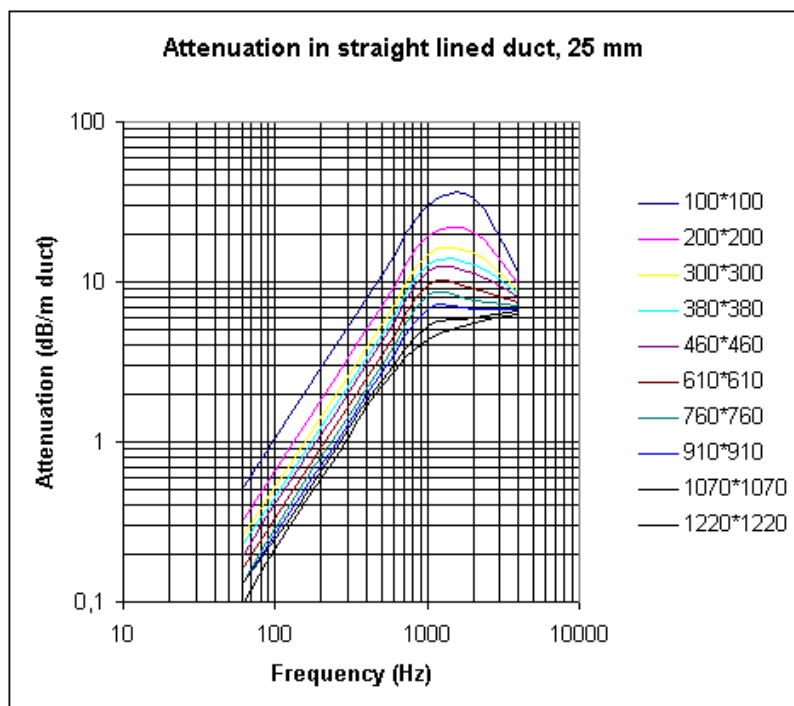
### 2.1.- Conductos Absorbentes:

La técnica más utilizada en los sistemas de clima. Consiste en utilizar conductos forrados interiormente de material absorbente y jugar con las bifurcaciones y codos que hace la distribución de los conductos.



## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.1.- Conductos Absorbentes:



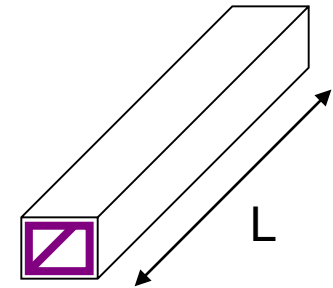


## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.1.- Conductos Absorbentes:

Formulación de Sabine:

$$IL = 1'05 \cdot L \cdot \frac{P}{S} \cdot \alpha^{1'4}$$



Donde:

P: Perímetro de la sección del conducto en m

S: Área de paso del flujo de gas en m<sup>2</sup>

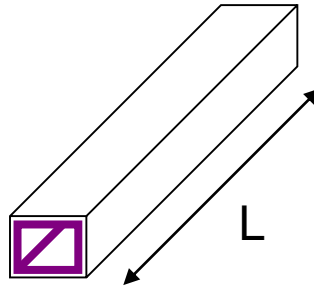
$\alpha$ : Coeficiente de absorción del material interno

## 2.- Silenciadores resistivos:

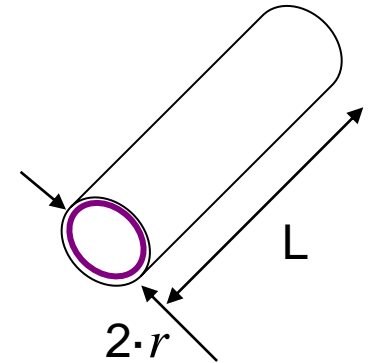
### 2.1.- Conductos Absorbentes:

Formulación de Piening:

$$IL = 1'5 \cdot L \cdot \frac{P}{S} \cdot \alpha$$



$$IL = 3 \cdot \frac{L}{r} \cdot \alpha$$



Donde:

P: Perímetro de la sección del conducto en m

S: Área de paso del flujo de gas en m<sup>2</sup>

α: Coeficiente de absorción del material interno

## 2.- Silenciadores resistivos:

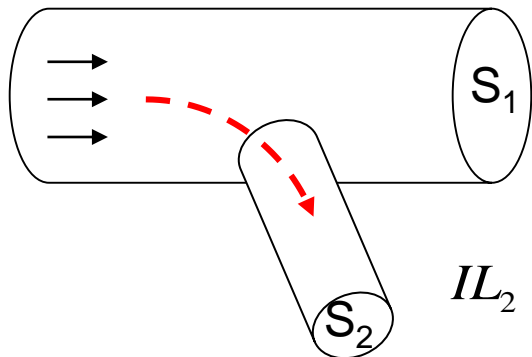
### 2.1.- Conductos Absorbentes:

#### Ramificaciones:



Al dividir el caudal entre diferentes conductos la potencia acústica se reparte equitativamente según la sección de cada uno de ellos.

Así pues la IL que cabe esperar en una bifurcación es:



$$IL = 10 \cdot \log \left( \frac{S_{\text{todos\_los\_conductos}}}{S_{\text{conducto\_considerad}}} \right)$$
$$IL_2 = 10 \cdot \log \left( \frac{S_1 + S_2}{S_2} \right)$$

## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.1.- Conductos Absorbentes:


#### Codos:

Un codo sin material absorbente interior provoca poco IL, y puede generar turbulencias según su curvatura. Si el codo se forra interiormente de absorbente se consiguen interesantes pérdidas:

	Anchura del conducto	Frecuencia en bandas de octava							
		63	125	250	500	1 k	2 k	+ k	Hz
	75-200	—	—	—	—	1	2	3	dB
	100-150	—	—	—	—	5	8	+	
	150-200	—	—	—	1	2	3	+	
	200-250	—	—	—	5	8	+	3	
	250-300	—	—	1	2	3	+	3	
	300-400	—	—	2	3	5	3	3	
	400-500	—	—	5	8	+	3	3	
	500-600	—	—	6	8	+	3	3	
	600-700	—	1	2	3	+	3	3	
	700-800	—	2	3	5	3	3	3	
	800-900	—	3	5	5	3	3	3	
	900-1000	—	5	8	+	3	3	3	
	1000-1100	1	6	8	+	3	3	3	
	1100-1200	1	7	7	+	3	3	3	
	1200-1300	1	7	7	+	3	3	3	
	1300-1400	2	8	7	3	3	3	3	
	1400-1500	2	8	6	3	3	3	3	
	1500-1600	3	8	5	3	3	3	3	
	1600-1800	5	8	+	3	3	3	3	
	1800-2000	6	8	+	3	3	3	3	

← Tubos rectangulares sin absorbente

↓ Tubos circulares sin absorbente

	Anchura del conducto Diámetro Dmm	Frecuencia en bandas de octava							
		63	125	250	500	1 k	2 k	+ k	Hz
	150-250	—	—	—	—	1	2	3	dB
	250-500	—	—	—	1	2	3	3	
	500-1000	—	—	1	2	3	3	3	
	1000-2000	—	1	2	3	+	3	3	

Fuente: *ABC de la acústica arquitectónica*. [H. Arau]


## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.1.- Conductos Absorbentes:

#### Codos:

Tubos rectangulares con absorbente

Caso particular de espesor del revestimiento =  $D/10$

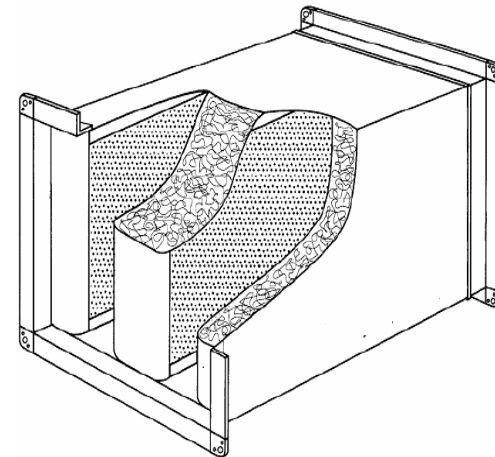
	Anchura del conducto	Frecuencia en bandas de octava						
		63	125	250	500	1 k	2 k	4 k
	75-200	—	—	—	—	2	13	18
	100-150	—	—	—	1	7	16	18
	150-200	—	—	—	4	13	18	18
	200-250	—	—	1	7	16	18	16
	250-300	—	—	2	11	18	18	17
	300-400	—	—	4	14	18	18	17
	400-500	—	1	5	16	18	16	17
	500-600	—	1	8	17	18	16	17
	600-700	—	2	13	18	18	17	18
	700-800	—	3	14	18	17	16	18
Espesor del revestimiento = $\frac{D}{10}$	800-900	—	4	15	18	18	17	18
	900-1000	—	5	16	18	17	17	18
	1000-1100	1	7	17	18	16	17	18
	1100-1200	1	8	17	18	16	17	18
Distancia de extensión del revestimiento: $> 2D$	1200-1300	1	10	17	18	16	18	18
	1300-1400	2	11	18	18	16	18	18
	1400-1500	2	12	18	18	16	18	18
	1500-1600	3	14	18	18	17	18	18
	1600-1800	4	15	18	18	17	18	18
	1800-2000	5	16	18	17	17	18	18

Fuente: *ABC de la acústica arquitectónica*. [H. Arau]

## 2.- Silenciadores resistivos:

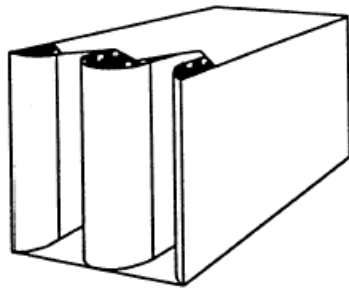
### 2.2.- Baffles:

Es el silenciador industrial más utilizado para grandes secciones. Consiste en paralelar baffles de material absorbente definiendo canales por donde debe circular el sonido viendo el máximo de material absorbente posible.

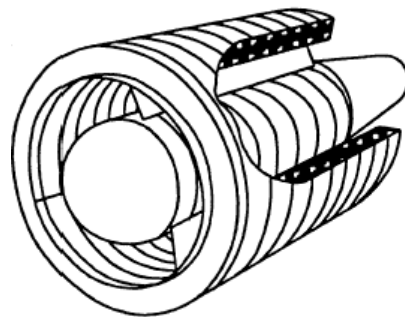


## 2.- Silenciadores resistivos:

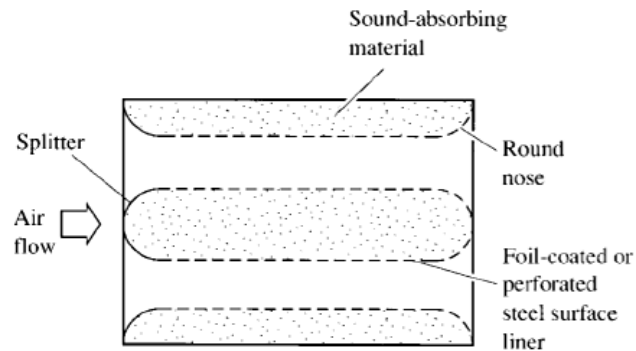
### 2.2.- Baffles:



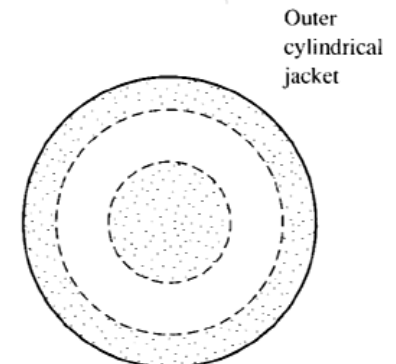
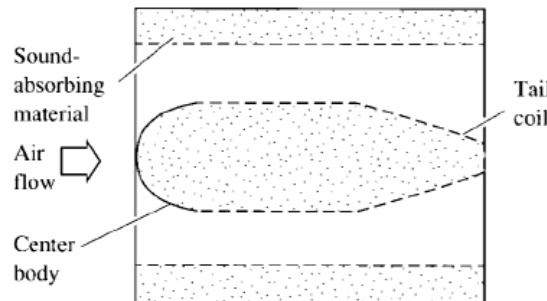
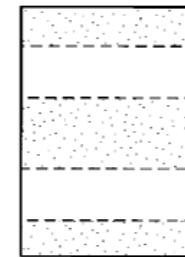
Rectangular Duct Silencer



Circular Duct Silencer



(a)



## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:





## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:



## 2.- Silenciadores resistivos:

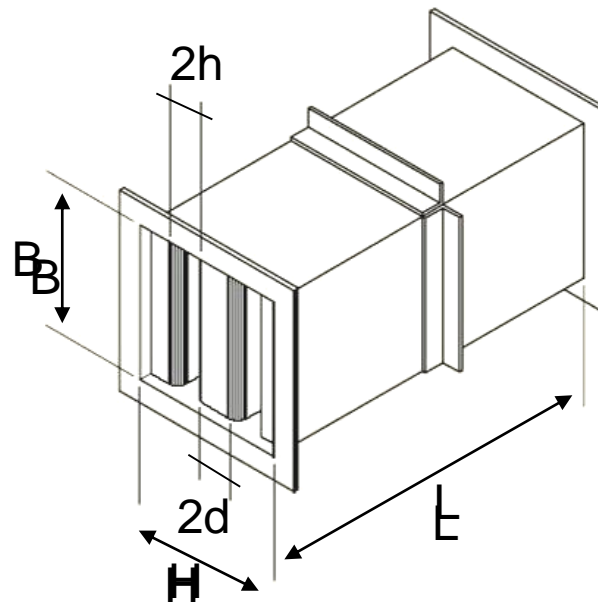
### 2.2.- Baffles:



## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

Nomenclatura que utilizaremos:

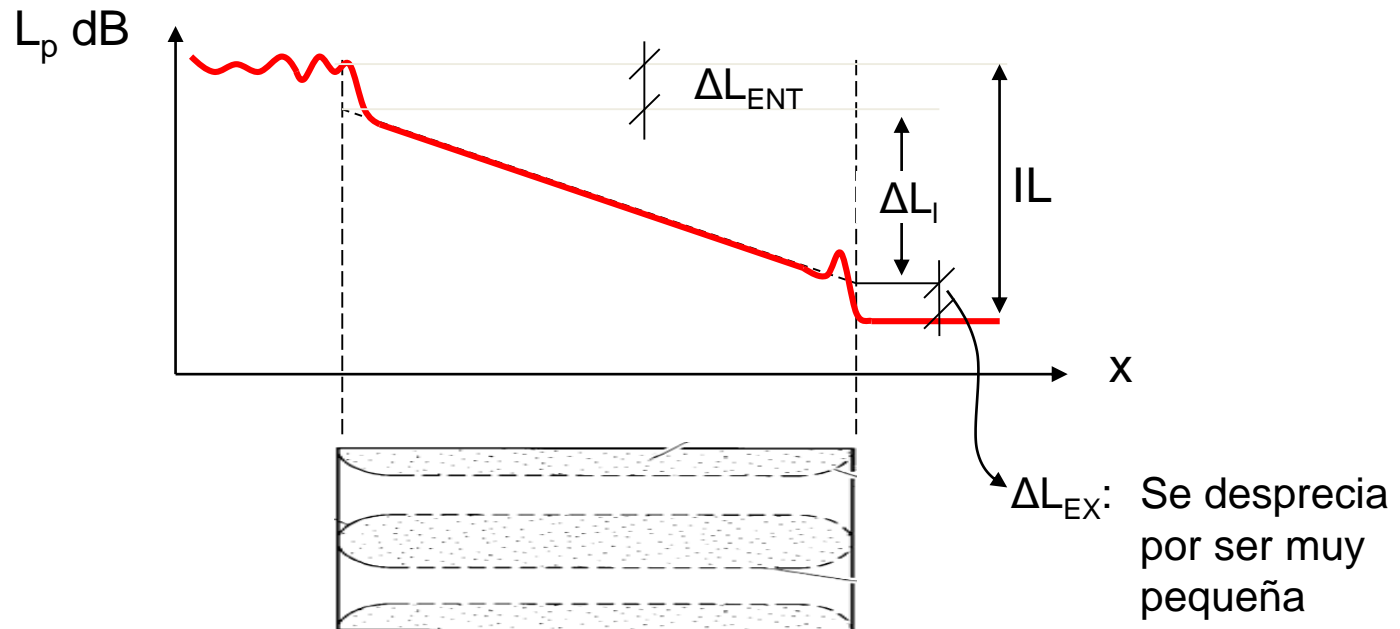


## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

Formulación de Vér:

**Pérdida lineal de dB**

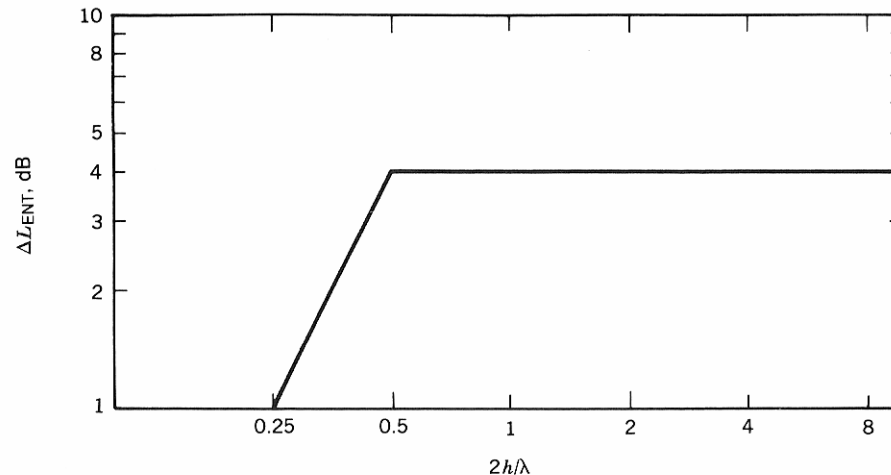


## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

#### Formulación de Vér:

$\Delta L_{ENT}$  se obtiene con el siguiente ábaco para cada frecuencia central de las bandas de octava que queremos estudiar:



## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

#### Formulación de Vér:

Parte de la formulación de Piening concretando en el caso de un conducto con la altura mucho mayor a la base. Y llega a:

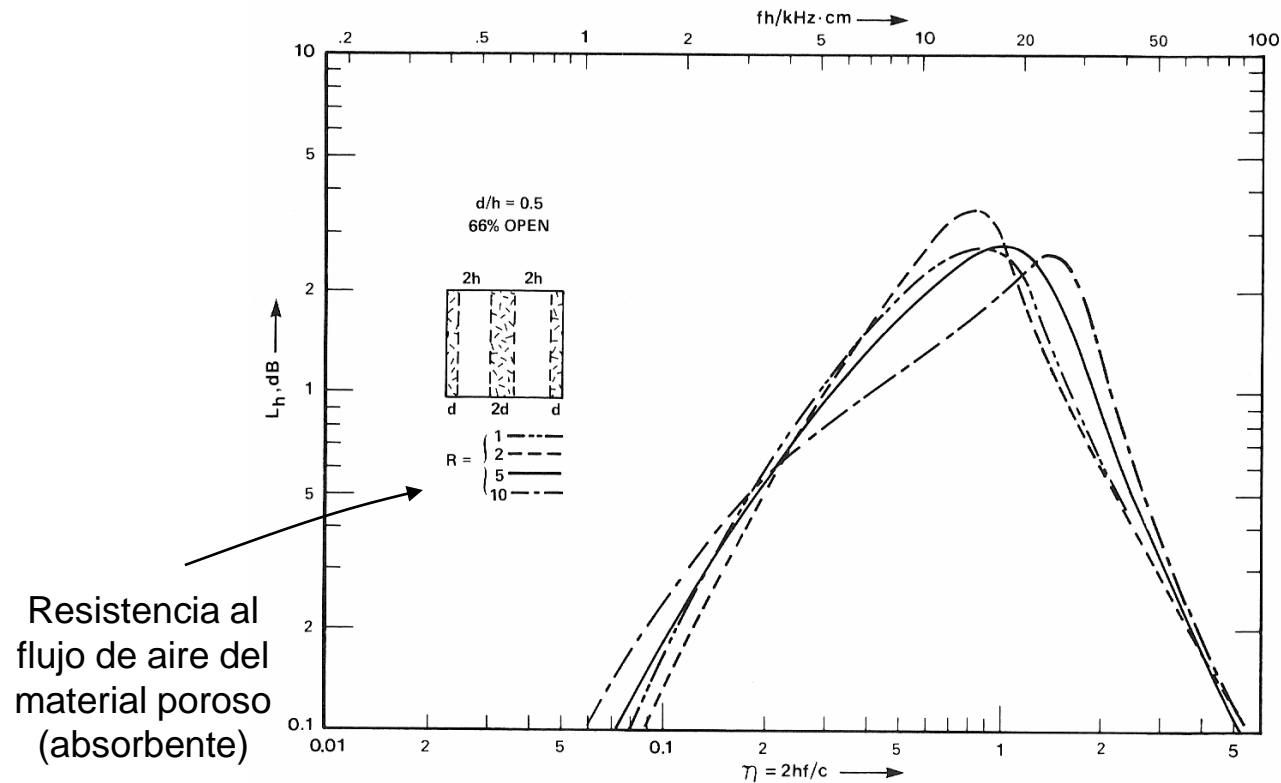
$$IL = L \cdot \frac{P}{S} \cdot L_h + \Delta L_{ENT} \approx \frac{L}{h} \cdot L_h + \Delta L_{ENT}$$

$L_h$  es la atenuación por anchura del canal y depende de una forma muy complicada de la geometría del baffle, del material absorbente, de la frecuencia y de la temperatura. Se obtiene con los ábacos empíricos que vemos a continuación.

## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

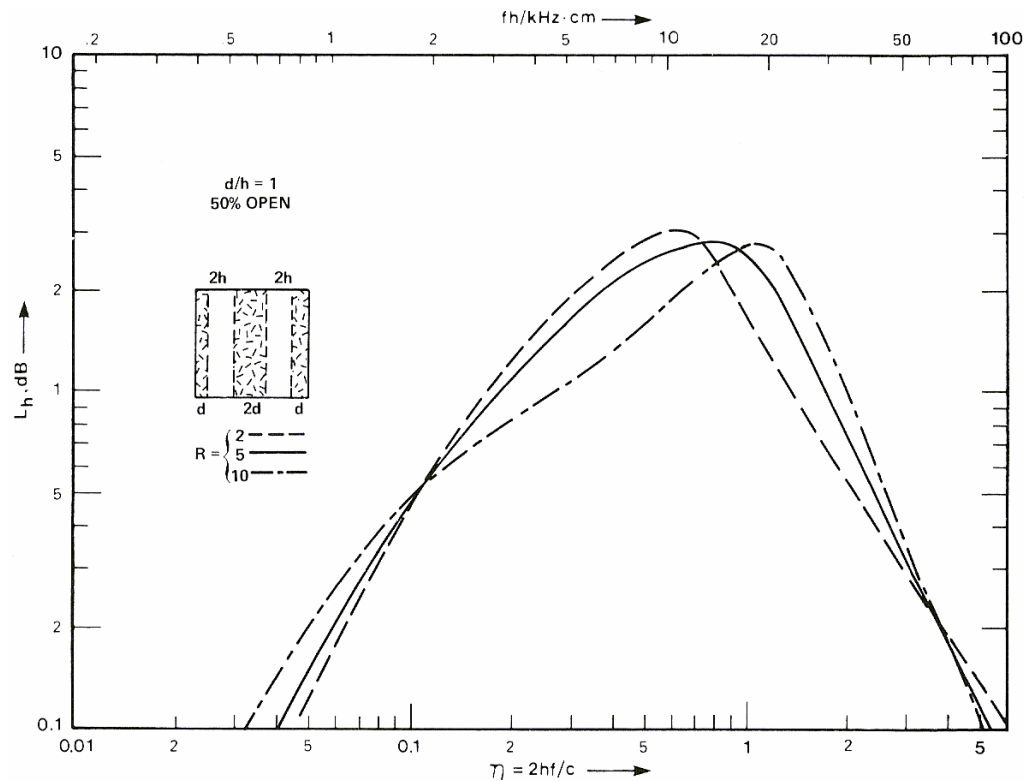
#### - Formulación de Vér -



## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

#### - Formulación de Vér -

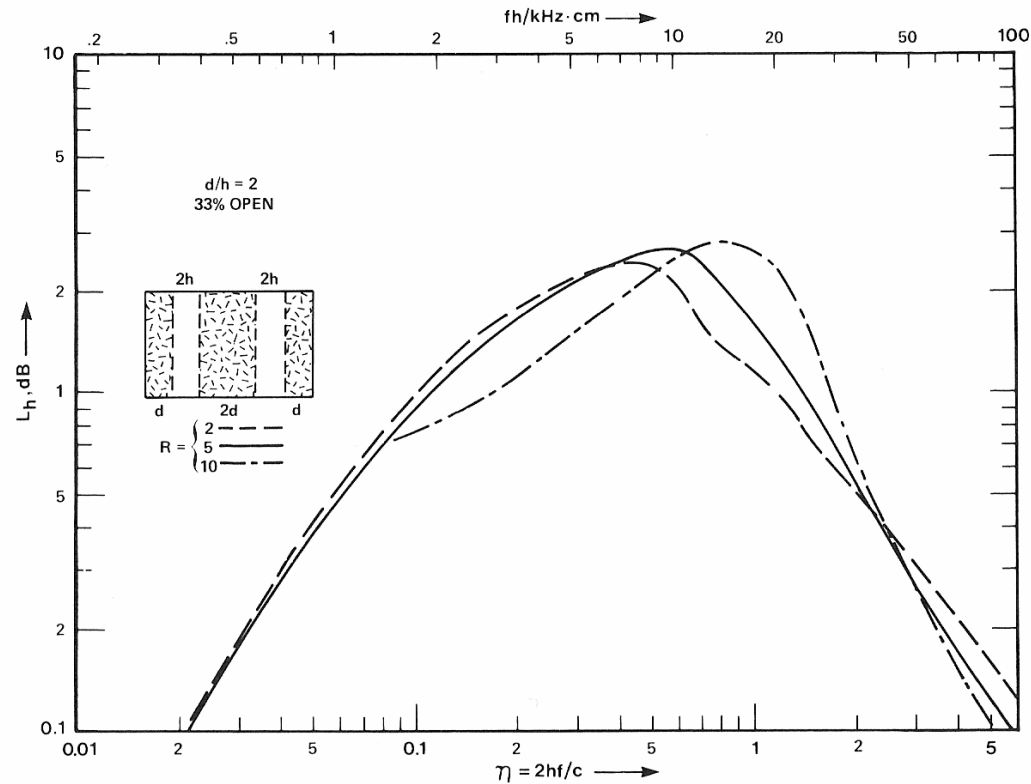




## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

#### - Formulación de Vér -



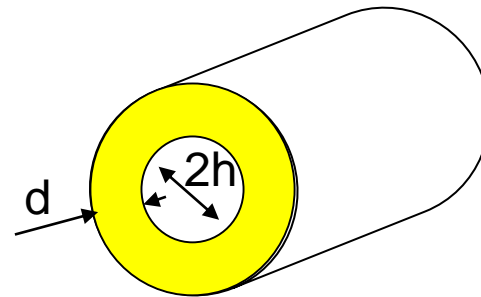
## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

#### Formulación de Scott & Mechel:

El caso de los baffles cilíndricos se calcula según esta expresión:

$$IL = \frac{L}{h} \cdot L_h^r + \Delta L_{ENT}$$

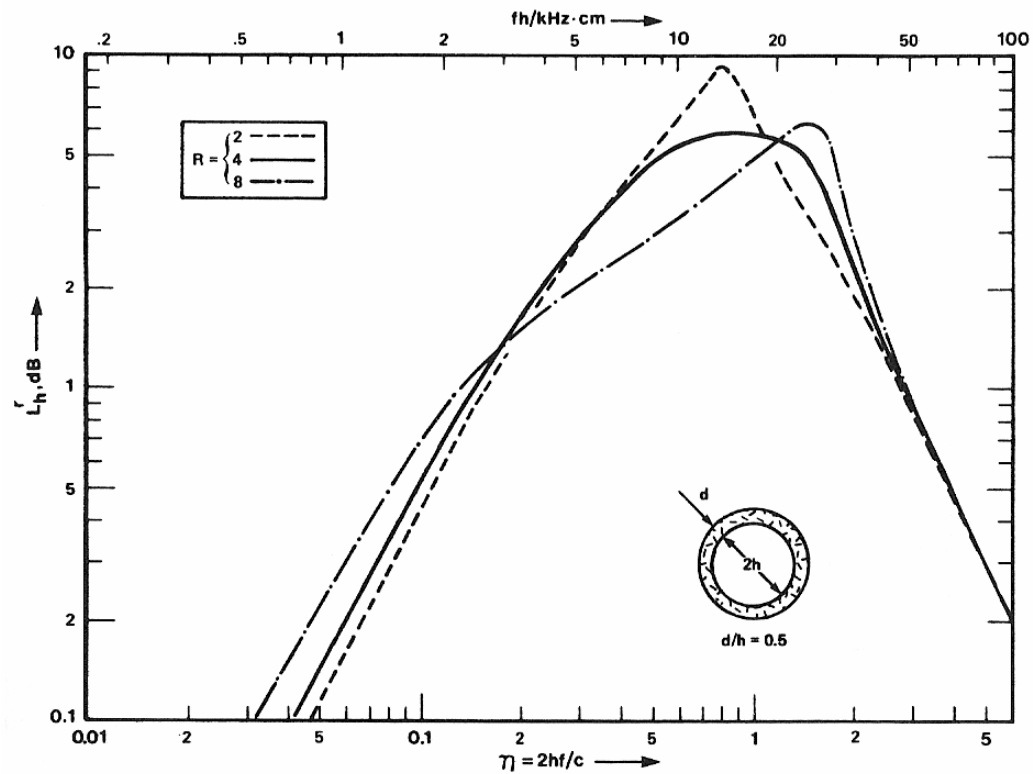


$L_h^r$  también se obtiene con los ábacos empíricos que vemos a continuación.

## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

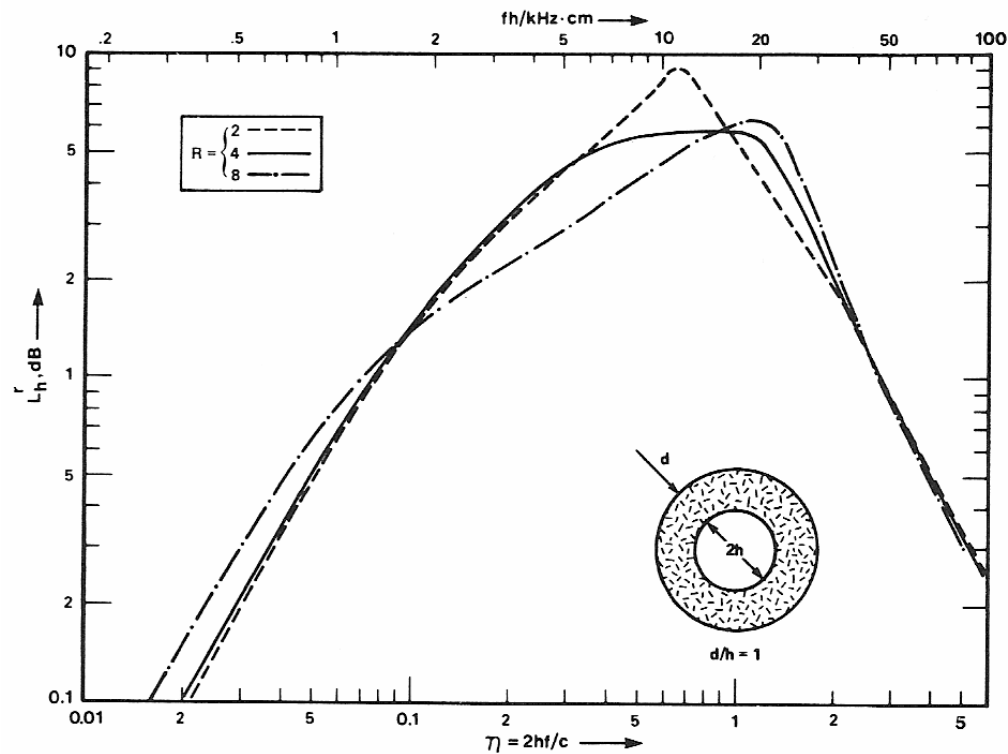
#### - Formulación de Scott & Mechel -



## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

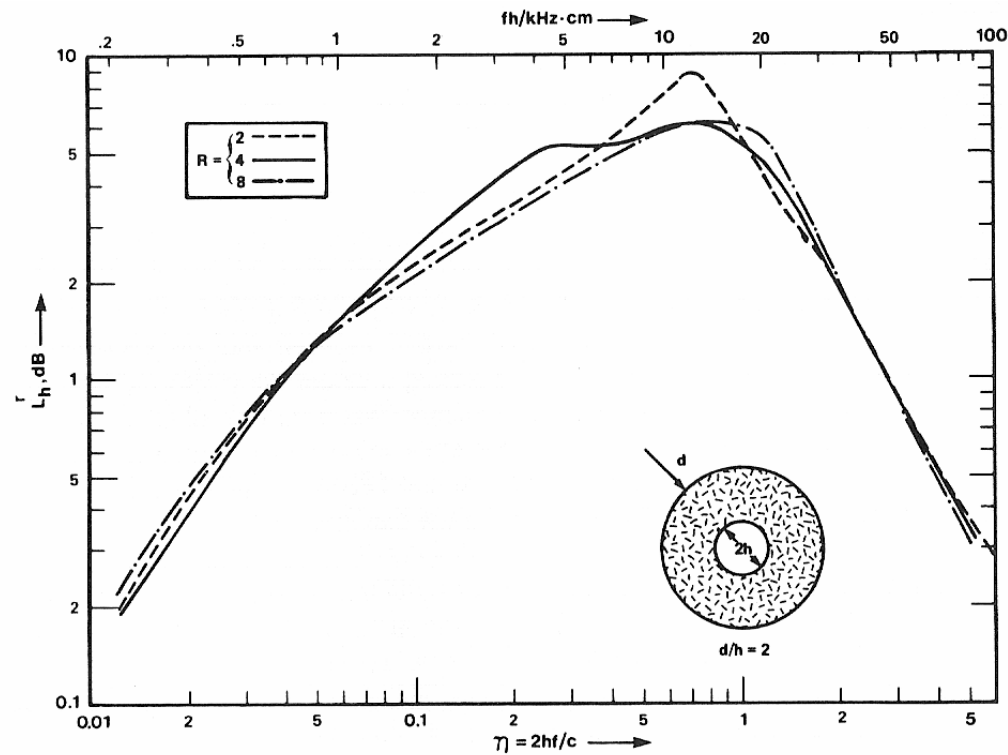
- Formulación de Scott & Mechel -



## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

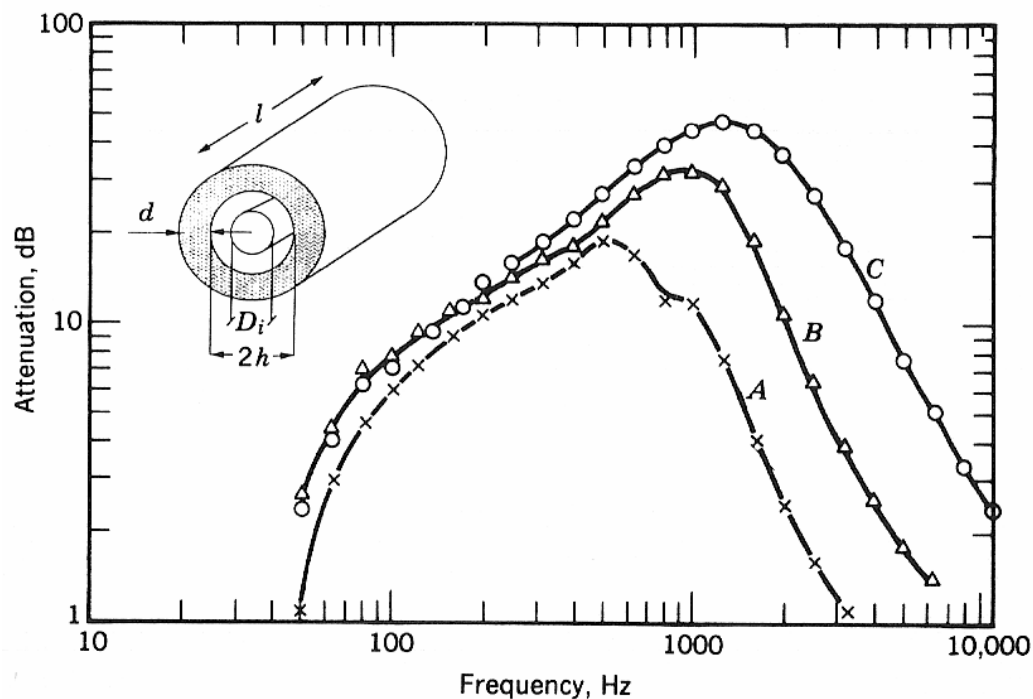
#### - Formulación de Scott & Mechel -



## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.2.- Baffles:

- Efecto de poner absorbente central -



**A:** Sin nada en el centro

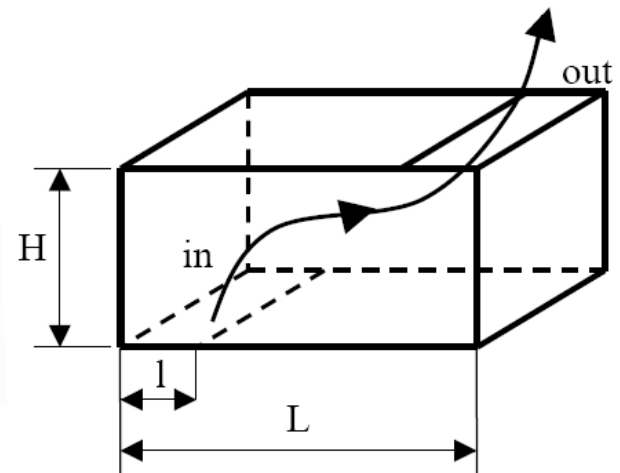
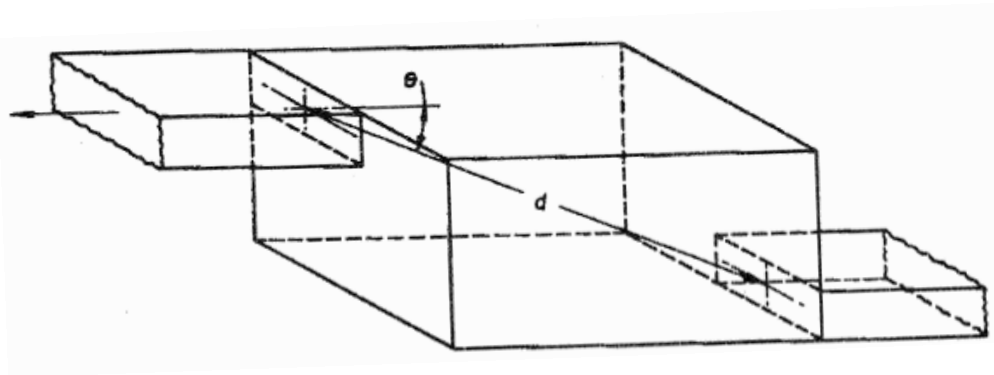
**B:** Con un cuerpo rígido

**C:** Con absorbente

## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.3.- Plenums:

Los plenums son cámaras de expansión de dimensiones importantes y con la entrada y la salida típicamente descentradas:



## 2.- Silenciadores resistivos:

### 2.3.- Plenums:

Calculamos la TS de un plenum según la formulación de Wells:

$$TL = -10 \cdot \log \left( \frac{S_{out}}{R} + \frac{S_{out} \cdot Q(\theta) \cdot \cos \theta}{4 \cdot \pi \cdot d^2} \right)$$

Donde:

R es la constante del interior del Plenum como sala

Q(θ) es el factor de directividad (mínimo 2) con el que podemos simular el efecto de incremento de directividad por caudal.

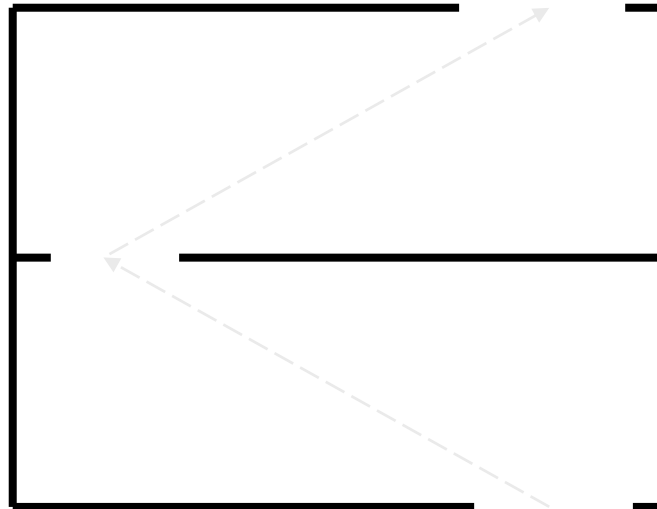
Esta experimentado que este modelo funciona bien a bajas frecuencias pero a altas frecuencias tiende a ser pesimista.



## 2.- Silenciadores resistivos:

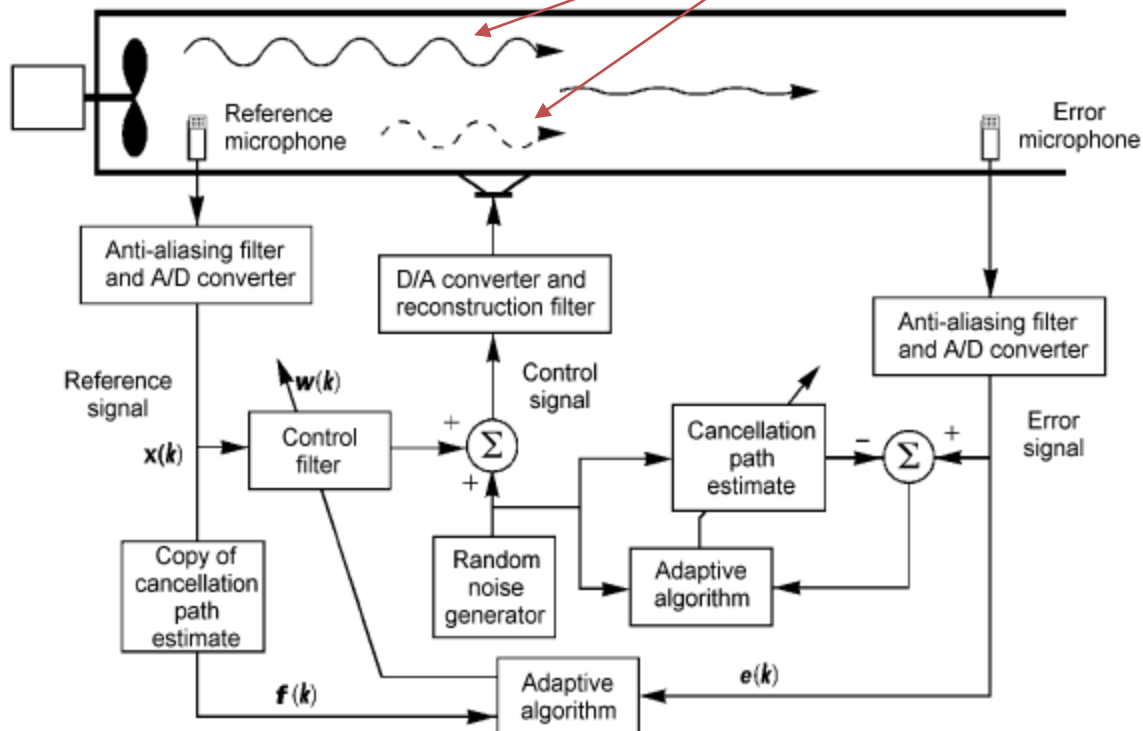
### 2.3.- Plenums:

La conexión de plenums en serie incrementa mucho la TL, pero provoca grandes pérdidas de carga:

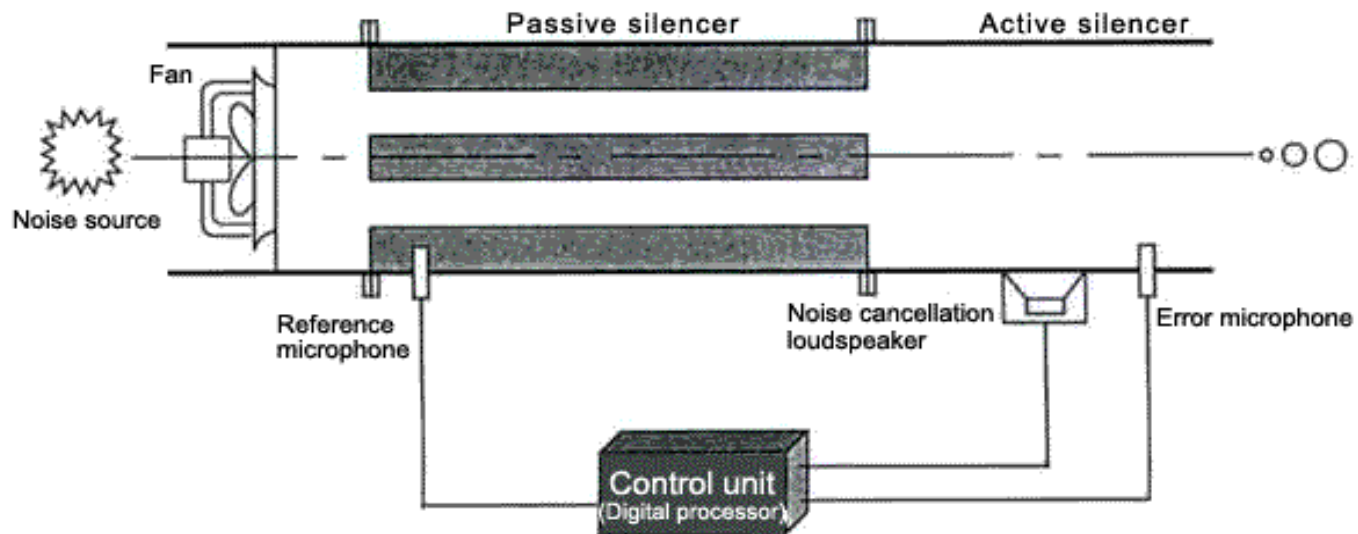


### 3.- Silenciadores activos:

Interferencia destructiva  
de señales coherentes



### 3.- Silenciadores activos:



# Otros conceptos importantes que se utilizan en Climatización

---

Fuera de temario de este módulo del MAAM

Cálculo de difracción de barreras y obstáculos

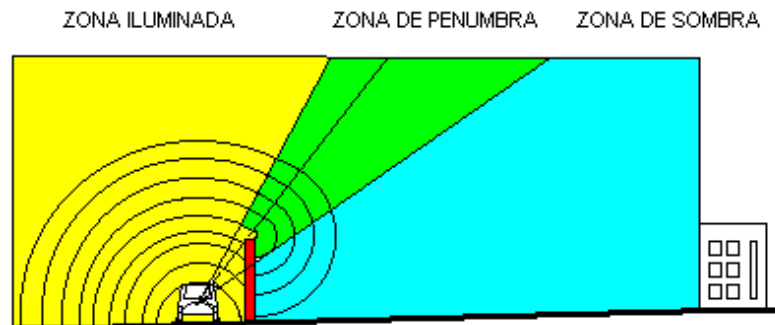
Control de la reverberación de los cerramientos

Calculo de los niveles de presión y potencia superficial  
en un recinto cerrado

Modos propios de los cerramientos

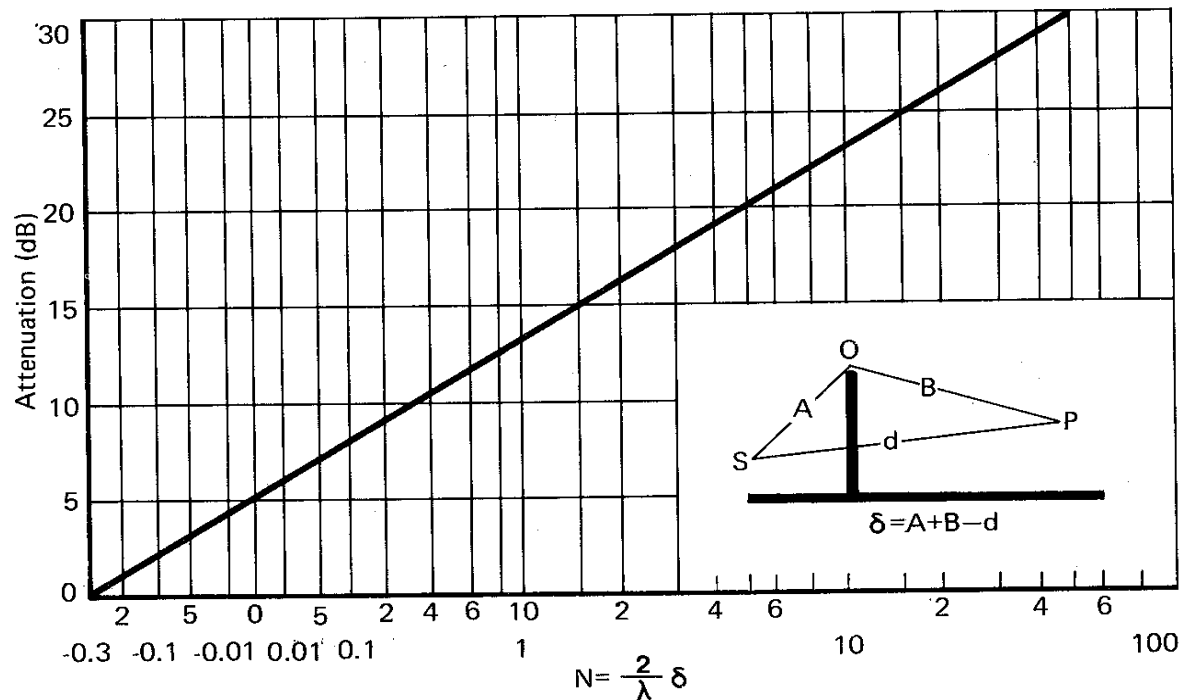
# Recordatorio de barreras acústicas: (Módulo Ambiental)

## Zonas acústicas:



# Barreras acústicas:

## Càlculo ràpid de Fresnel:



# Barreras acústicas:

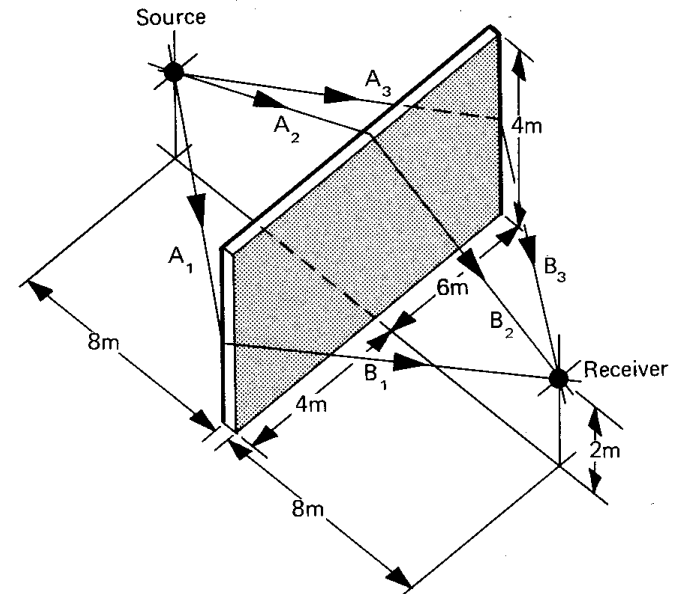
## Formulación de Maekawa:

$$IL = 10 \log \frac{1}{D}$$

$$D = \frac{\lambda}{3\lambda + 20\delta} \quad \delta = (A + B) - d$$

Si tenemos contribución de más de una arista (hasta  $n$  aristas):

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda}{3\lambda + 20\delta_i}$$



## Teoría estadística. Cálculo del nivel SPL.

En recintos cerrados, el nivel SPL se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$L_p = 10 \cdot \log \frac{W \cdot \rho c \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right]}{p_0^2}$$

O también:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \log \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right]$$

Q Factor de directividad de la fuente.

r Distancia fuente - receptor.

R Constante de la sala.

W Potencia acústica de la fuente.

$\rho c$  Impedancia del medio (aire).

$p_0$  presión sonora de referencia (20  $\mu$ Pa)



## Teoría estadística. Cálculo del nivel SPL.

Constante acústica de una sala (R).

Nos informa de la absorción acústica que tiene la sala.

$$R = \frac{S\alpha_m}{1 - \alpha_m}$$

Salas vivas (alta reverberación)  $\Rightarrow$  coeficiente medio de absorción bajo  $\Rightarrow R \rightarrow 0$

Salas muertas (baja reverberación)  $\Rightarrow$  coeficiente medio de absorción alto  $\Rightarrow R \rightarrow \infty$

## Teoría estadística. Cálculo del nivel SPL.

Variación del nivel SPL con la distancia.

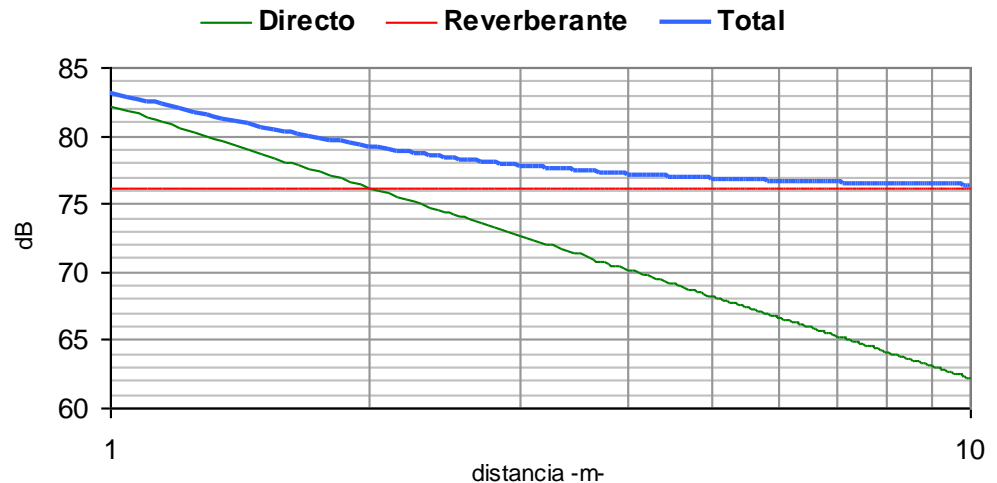
$$L_p = L_w + 10 \cdot \log \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right]$$

### Influencia del campo directo

- cerca de la fuente
- importante si las fuentes son muy directivas.

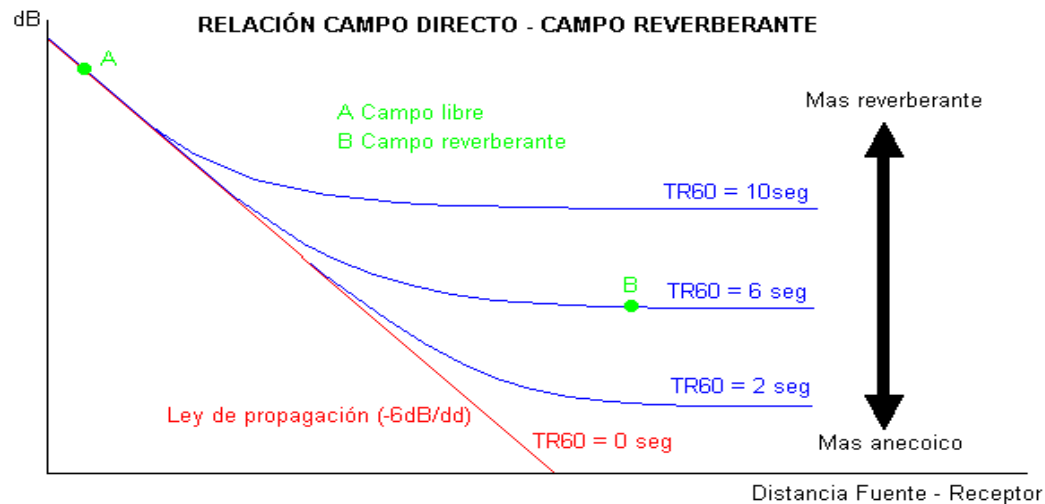
### Influencia del campo reverberante

- Importante si la constante de la sala es baja (reverberación alta).



# Teoría estadística. Cálculo del nivel SPL.

Variación del nivel SPL con la distancia.



El nivel SPL en una sala puede aumentar de manera considerable debido a la reverberación

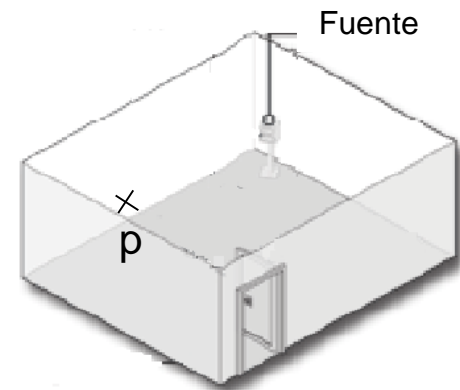
## Teoría estadística. Reducción del nivel de ruido.

En salas muy vivas es posible reducir el nivel de ruido a partir de reducir la reverberación.

Hay que realizar un tratamiento acústico para introducir absorción en la sala.

$$\Delta dB = L_{p1} - L_{p2} = \left( L_w + 10 \cdot \log \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1} \right] \right) - \left( L_w + 10 \cdot \log \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2} \right] \right)$$

- $L_{p1}$  Nivel SPL en el punto p antes de realizar el tratamiento acústico.
- $R_1$  Constante de la sala antes de realizar el tratamiento acústico.
- $L_2$  Nivel SPL en el punto p después de realizar el tratamiento acústico.
- $R_2$  Constante de la sala después de realizar el tratamiento acústico.



## Teoría estadística. Reducción del nivel de ruido.

$$\Delta dB = L_{p1} - L_{p2} = \left( L_w + 10 \cdot \log \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1} \right] \right) - \left( L_w + 10 \cdot \log \left[ \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2} \right] \right)$$

$$\Delta dB = L_{p1} - L_{p2} = 10 \log \left[ \frac{\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1}}{\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_2}} \right]$$

Si estamos a más distancia de la distancia crítica, podemos despreciar la influencia del campo directo, por lo que:

$$\Delta dB = L_{p1} - L_{p2} = 10 \log \frac{R_2}{R_1}$$

## Teoría estadística. Reducción del nivel de ruido.



Acondicionamiento acústico del interior de una sala de maquinaria con plancha perforada

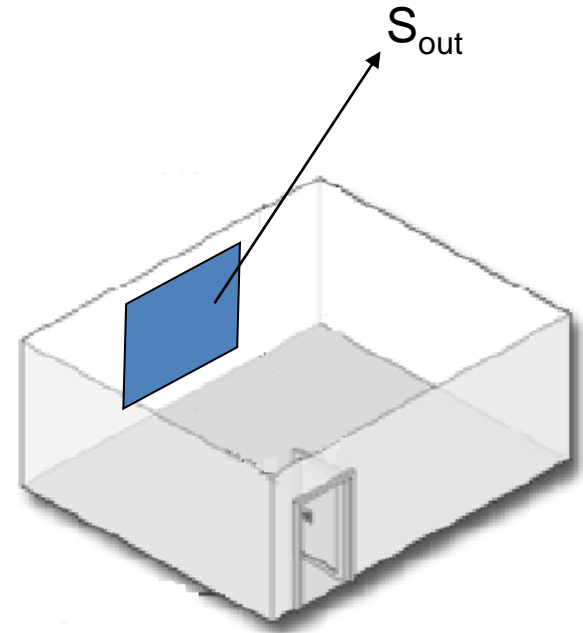
## Teoría estadística. Cálculo de la potencia acústica que llega a una superficie de contorno de una sala.

Intensidad acústica en campo difuso:

$$I = \frac{p^2}{4 \cdot \rho c}$$

A partir de la expresión anterior y de la expresión para el cálculo del nivel SPL en una sala, se puede deducir que:

$$L_{W_{S_{out}}} = L_W + 10 \cdot \log \left[ S_{out} \cdot \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{1}{R} \right) \right]$$

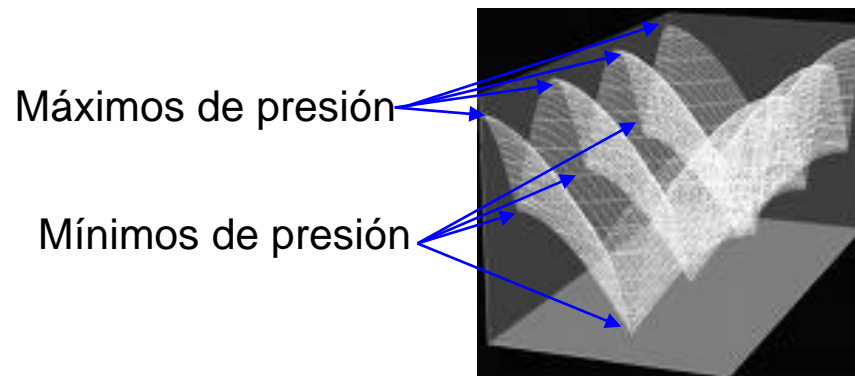


## Teoría ondulatoria. Modos propios de una sala.

Frecuencias de resonancia de una sala: al excitar una sala con alguna de sus frecuencias de resonancia el nivel SPL puede verse realzado en función de la posición de la sala en la que nos encontremos.

Este fenómeno se produce debido a las ondas estacionarias que se crean en la sala.

Todas las salas tienen frecuencias de resonancia, el valor de estas frecuencias de resonancia depende de las dimensiones de la sala.



Representación de la presión sonora cuando se excita la sala con la frecuencia correspondiente al modo (3,1,1)



## Teoría ondulatoria. Modos propios de una sala.

Cálculo de los modos propios de una sala.

Para calcular los modos propios de una sala se utiliza la siguiente expresión:

$$f_{(p,q,r)} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{p}{X}\right)^2 + \left(\frac{q}{Y}\right)^2 + \left(\frac{r}{Z}\right)^2} +$$

