

Universidad Austral de Chile
Facultad de Ciencias de la Ingeniería
Escuela de Ingeniería Acústica



Profesor Patrocinante:

Dr. Jorge Sommerhoff
Instituto de Acústica de la
Universidad Austral de Chile

**“EVALUACIÓN PRÁCTICA DEL AISLAMIENTO
ACÚSTICO DE DUCTOS UTILIZADOS PARA LA
VENTILACIÓN FORZADA DE VIVIENDAS”**

Tesis presentada como
parte de los requisitos para
optar al Grado Académico
de Licenciado en Acústica
y al Título Profesional de
Ingeniero Acústico

RODRIGO RAFAEL ALFARO GUTIÉRREZ
VALDIVIA – CHILE
2005

AGRADECIMIENTOS

Esta tesis es fruto de casi un año completo de trabajo, un año lleno de experiencias humanas y académicas, cada una de ellas con su profunda enseñanza.

En primer lugar, este largo proceso no hubiese podido ser llevado a cabo sin el apoyo y la confianza incondicional de mi madre Emilia, siempre presente para sentir mis penas y alegrías, sin importar la distancia. Gracias por creer en mi.

En momentos decisivos en que pude perder el rumbo, de entre el ruido pude sentir la presencia de mi padre Rafael, quien supo vencer la barrera de la muerte para hacerme ver cuán orgulloso está de mi, donde quiera que se encuentre. A su memoria y a mi madre dedico mi trabajo.

En esta etapa culmine de la vida universitaria, en que los amigos parten a sus lugares de origen, quienes somos de tierras apartadas debemos lidiar con la soledad del día a día, con el fin de encontrar ese sueño que nos impulso a dejar el hogar. Tal sueño hoy se ve cumplido, y en el camino mi soledad pareció desaparecer y las distancias parecieron encogerse gracias a mi gran amor, tan lejano y cercano a la vez, pero siempre dispuesta a tomar mi mano en momentos difíciles y siempre dispuesta a celebrar mis éxitos; mi amor, Daphne, tu eres mi próximo sueño a cumplir, Ik hou van jou liefde! Gracias por compartir tu vida conmigo.

Agradezco de todo corazón la disposición, creatividad, la buena voluntad y esa transparencia incondicional al actuar de don Víctor Cumián, muchas gracias.

El tedioso proceso de las mediciones de laboratorio pudo concretarse con la invaluable ayuda y buena voluntad de Pedro Brito, gracias maestro.

Finalmente agradezco el tiempo y la paciencia de mi profesor patrocinante, Jorge Sommerhoff siempre dispuesto a colaborar, a mis amigos consejeros y colaboradores Eduardo Pérez, Gonzalo Riquelme, Benjamín Ruz, Alejandro Torres y Familia, Héctor Santana, Felipe Galdamez y Pedro Antillanca. Gracias por su ayuda y amistad.

CONTENIDO

1. RESUMEN	5
ABSTRACT	6
2. OBJETIVOS	7
2.1 OBJETIVO GENERAL	7
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	7
3. INTRODUCCIÓN	8
4. MARCO TEÓRICO.....	10
4.1 MATRICES DE TRANSFERENCIA PARA ELEMENTOS PERFORADOS.	10
4.2 ELEMENTOS DE DOS VÍAS.....	11
4.2.1 Elementos de la cámara de expansión de flujo cruzado de dos vías	19
4.2.2 Condiciones de borde de los elementos de la cámara de expansión de flujo inverso de tres elementos	21
4.3 ALGUNAS OBSERVACIONES.....	24
4.4 IMPEDANCIA ACÚSTICA DE LAS PERFORACIONES.....	25
4.5 TUBOS, CAVIDADES Y GUÍAS DE ONDAS.....	28
4.5.1 Resonancia en tubos	28
4.5.2 Radiación de potencia por tubos abiertos.....	33
4.6 RUIDO URBANO	35
4.7 EFECTOS EN LA SALUD.....	36
4.7.1 Efectos auditivos	36
4.7.2 Efectos no auditivos	38
4.8 PRINCIPALES FUENTES CONTAMINANTES.....	39
4.9 TIPOS DE RUIDO.....	40
5. MATERIALES Y MÉTODOS.....	42
5.1 MATERIALES UTILIZADOS	42
5.2 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE SILENCIADORES.....	42
5.2.1 Diseño.....	42

5.2.2 Construcción.....	45
5.2.3 Perforaciones.....	46
5.3 MONTAJE DE LAS MEDICIONES.....	48
6. MEDICIONES Y RESULTADOS.....	50
6.1 MEDICIONES.....	50
6.1.1 Silenciadores de prueba.....	50
6.2 PRESENTACIÓN DE RESULTADOS.....	52
6.2.1 Comparaciones y análisis gráfico.....	53
6.2.2 Análisis de resonancias.....	56
7. CONCLUSIONES.....	59
8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	60

1. RESUMEN

El trabajo realizado en esta tesis es principalmente una evaluación práctica de un tipo de silenciador de dos vías, diseñado y construido para el acondicionamiento acústico de los ductos de ventilación utilizados en la construcción de las llamadas viviendas energéticamente eficientes.

Esta evaluación fue llevada a cabo mediante pruebas de laboratorio, en las cuales se sometieron los silenciadores de prueba a niveles de ruido blanco por sobre 95 dB (LIN) simulando la condición de silenciador empotrado en una pared rígida, con su salida conectada a una cámara anecoica.

El silenciador propuesto se pone a prueba considerando todas las combinaciones que se producen con las siguientes variables:

- Dos tamaños de cámara central.
- Dos diferentes diámetros en los agujeros de los ductos interiores que conforman el silenciador.
- Cámara central con y sin material absorbente.
- Terminación de uno de los ductos interiores en una tapa¹.

De esta forma se adquieren los datos necesarios para la medición de la mejora de su atenuación.

Luego, de la evaluación del comportamiento de las distintas variables se desprende que:

- Existe una influencia de las frecuencias de resonancia presentes en el ducto de entrada en el espectro final de la atenuación de los silenciadores, y las variaciones en los diámetros de las perforaciones alteran la posición de las frecuencias de resonancia, desplazándolas hacia las frecuencias más altas.
- Ninguno de los dos silenciadores alternativos proporciona un nivel de atenuación total mayor o igual al silenciador de dos vías.
- El máximo nivel de atenuación alcanzado corresponde al silenciador grande con perforaciones grandes y absorbente, con una atenuación de 10.7 dB con respecto al tubo sin acondicionar.

¹ La tapa contiene material absorbente y permite el acceso al interior del tubo para realizar su limpieza.

ABSTRACT

The research over this thesis, is mainly a practical evaluation of a kind of a “two-way” muffler, designed and built for the acoustical solution of duct ventilation used in efficient dwellings.

Specifically this evaluation was carried out by lab proves, in which test-mufflers were exposed to white noise levels up to 95 dB(LIN), pretending to be under condition of the muffler placed inside a rigid wall, having it's output connected to anechoic chamber.

The suggested muffler is tested by taking into account the results on all possible combinations on these variables:

- Two main chambers sizes.
- Two different diameters in the inner ducts perforates that sets the muffler up.
- Main chamber with and without an absorbing material.
- One of the duct's endings on a lid².

In this way the required data for the measurement of attenuation improvement is obtained.

Then, from the different variables behaviour's evaluation it's come off that:

- An influence of the resonance frequencies present in the input duct in the final attenuation spectrum of the silencers exists, and the variations in the perforations diameters alter the position of the resonance frequencies, moving them towards the highest frequencies.
- Neither alternative silencer provides a total attenuation level greater or equal as the two-pass mufflers.
- The maximum attenuation level reached belongs to the big chamber silencer with bigger perforations and absorbing material inside, with 10.7 dB attenuation with respect to the non prepared tube.

² The lid has absorbing material placed and it allows the access to the inner duct for a suitable cleaning.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Diseño, construcción y medición de silenciadores para ductos de ventilación forzada en viviendas.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar una metodología para la evaluación de los parámetros acústicos de los silenciadores.
- Evaluar distintos tipos de silenciadores de dos vías.
- Determinar el incremento cuantitativo de la atenuación al realizar mediciones del ducto con y sin silenciador.

3. INTRODUCCIÓN

Los esfuerzos del hombre por ahorrar energía, derivados de la tecnología usada a partir de la década del 70, tienden a la reducción del consumo energético recurriendo al empleo de nuevos aislantes térmicos y efectúa el cerramiento hermético de ventanas y puertas para disminuir la infiltración natural del aire exterior, sin contemplar una adecuada ventilación de los locales.

A principios y a mediados de 1900, los estándares de ventilación en edificios pedían aproximadamente 15 pies cúbicos por minuto (pcm) de aire exterior por cada habitante de un edificio, principalmente para diluir y remover los olores corporales. Como consecuencia del embargo al petróleo en 1973, las medidas de conservación de energía tomadas hicieron un llamado a reducir la cantidad de aire exterior proporcionada para la ventilación a 5 pcm por habitante. En muchos casos estas disminuciones en las tasas de ventilación fueron encontradas inadecuadas para mantener la salud y el confort de los ocupantes del edificio.

Como agravante, una inadecuada ventilación puede ocurrir también cuando los sistemas de calefacción, ventilación y de aire acondicionado (HVAC) no distribuyen el aire efectivamente hacia la gente en el edificio, hecho considerado como factor importante en el desarrollo del síndrome del edificio enfermo.

El síndrome del edificio enfermo (SEE) se trata de un conjunto de síntomas percibidos por los habitantes de un edificio de carácter agudo, cuyas causas no siempre pueden ser identificadas. Puede localizarse en un sector del edificio o en su totalidad.

Aparentemente, este síndrome está relacionado con el tiempo que las personas hayan vivido en el edificio. En 1984, un Comité especial de la OMS determinó que en más del 30% de los edificios nuevos o remodelados la falta de buena calidad del aire ambiente de los mismos, podría ser el origen de los trastornos expresados por los residentes.

Una de las soluciones para resolver este problema consiste en incrementar la ventilación, para asegurar un adecuado flujo de aire exterior. Esto se realiza mediante ductos destinados ya sea para un sistema de ventilación activa o pasiva.

La ventilación activa es aquella en la cual se actúa activamente en el movimiento del aire del edificio, utilizando una serie de ventiladores. La ventilación pasiva en cambio, es aquella en la que se realiza una serie de aperturas o perforaciones anulares en las paredes, y el viento natural que se produce en la zona en que se encuentre la explotación, va renovando el aire interior.

Aunque los sistemas artificiales para enfriar el aire permiten alcanzar los requisitos de confort térmico en todo momento, con independencia de las condiciones exteriores

del clima del lugar, la ventilación natural o pasiva, como técnica pasiva de enfriamiento es una alternativa más económica y contribuye a detener la escalada actual de consumo de energía.

El auge de las consideraciones ambientales y el énfasis en la necesidad de lograr un desarrollo sostenible se convierten en fuertes motivaciones para acondicionar los edificios por vías naturales o mixtas.

Junto con la creciente necesidad de cambio con respecto a la utilización de la energía, también han crecido los niveles de ruido urbano a los que las viviendas se ven expuestas, con lo que se vuelve necesario el acondicionamiento acústico de los ductos de ventilación para asegurar la salud y tranquilidad de los residentes al reducir los daños que conlleva la exposición temporal a niveles molestos de ruido.

Por esto recientemente en nuestra ciudad ya se ha empezado a utilizar el acondicionamiento acústico de estos ductos de ventilación por parte de las empresas constructoras SOCOVESA y CAPREVA.

La existencia de ruido en el ambiente de trabajo y vivienda puede suponer riesgo de pérdida de audición. Los niveles excesivos de ruido lesionan ciertas terminaciones nerviosas del oído. Las fibras nerviosas encargadas de transmitir al cerebro ruidos de frecuencia 4.000 Hz, son las primeras en lesionarse, continuando progresivamente el resto. El individuo es consciente de esta pérdida irrecuperable solo cuando son afectadas las frecuencias conversacionales, lo que le perjudica su relación con los demás.

Así, se hace necesario el complementar el acondicionamiento de ductos de ventilación con normativas que fiscalicen y aseguren el control de ruidos molestos de tráfico, como también los niveles de atenuación necesarios en la construcción de paredes.

4. MARCO TEÓRICO

Este capítulo corresponde a una revisión y recopilación de antecedentes bibliográficos-teóricos necesarios para poder comprender y enfrentar el problema del acondicionamiento acústico con silenciadores de dos vías.

En primer lugar se entrega una introducción histórica del problema destacando los avances e investigaciones en cuanto a la forma de modelar matemáticamente la respuesta de los silenciadores con elementos perforados. En él se destaca la utilización de la matriz de transferencia como principal herramienta para desacoplar sus ecuaciones. Enseguida se define el tipo de silenciador de dos vías utilizado en este trabajo y su análisis matemático [1].

En segundo lugar, se analiza el fenómeno acústico que ocurre dentro de un tubo de onda plana y se relaciona la función de transferencia con los parámetros de reflexión e impedancia.

Finalmente se entrega una reseña sobre la problemática del ruido urbano y su implicancia en la salud de los habitantes de una vivienda mal acondicionada expuesta a niveles molestos de ruido.

4.1 MATRICES DE TRANSFERENCIA PARA ELEMENTOS PERFORADOS

El análisis de los silenciadores de elementos perforados comenzó en 1978, cuando Sullivan y Crocker [2] sugirieron una metodología para predecir la pérdida de transmisión (TL) en resonadores de tubos concéntricos. Ellos solucionaron las ecuaciones acopladas, describiendo el campo acústico en la cavidad cilíndrica anular como una suma infinita de modos naturales que satisfacen las condiciones límite en ambos extremos.

Este método fue intrínsecamente débil en cuanto a que:

- uno necesita seleccionar un apropiado número de modos para cada caso,
- los modos no pueden ser descritos en términos de simples funciones circulares para condiciones límite no rígidas (de hecho, para terminaciones de paredes flexibles uno puede que no sea capaz de encontrar un set infinito de funciones modales ortogonales) y
- el método no puede ser aplicado a elementos de flujo cruzado.

A pesar de estas limitaciones de la técnica analítica, las predicciones de Sullivan y Crocker fueron ampliamente corroboradas por observaciones experimentales para el caso del medio estacionario.

Sullivan [3,4] continuó a la segunda etapa presentando una división en segmentos del procedimiento para modelar todos los tipos de silenciadores de elementos perforados. En este método, cada segmento es descrito por una matriz separada de transferencia. Este método, aunque es extenso en aplicación, asume que un elemento perforado se comportaría como si estuviera físicamente dividido en muchos segmentos.

No obstante, las predicciones de Sullivan contaron con buenos hallazgos experimentales para diferentes elementos perforados.

Luego, Jayaraman y Yam [5] presentaron un método de desacoplo para obtener soluciones discretas. Este método no sufre de las limitaciones mencionadas anteriormente, pero tiene un mayor inconveniente en el cual el desacoplo es posible solo para el caso hipotético en que los números de Mach³ del flujo medio son iguales, lo cual, por supuesto, no es cierto en el caso de un sistema silenciador actual, en donde los dos números de Mach estarían en proporción inversa a las áreas de las secciones cruzadas de ambos ductos.

Recientemente Thawani y Jayaraman [6] extendieron el método de desacoplo a silenciadores de tubos concéntricos, limitando su análisis al caso de cero flujo medio.

Los siguientes párrafos describen una metodología generalizada de desacoplo, con números de Mach actuales flujo medio (no iguales) en tubos anexos. Las expresiones resultantes han sido mostradas para producir las expresiones de Jayaraman y Yam [5] para el caso hipotético de los números de mach iguales. Algunas predicciones típicas revelan el efecto de convección desigual en los dos tubos concéntricos, y en particular el error implicado en el supuesto de convecciones iguales [7].

4.2 ELEMENTOS DE DOS VÍAS

Para el modelo de dos vías mostrado en la figura 4.2.1, que es común a los elementos de un silenciador de dos vías es mostrado en la fig 4.2.2, la continuidad de masa y las ecuaciones de momentum pueden ser escritas como [2]

$$\rho_0 \frac{\partial u_1}{\partial z} + \frac{\partial \rho_1}{\partial z} + \frac{4}{d_1} \rho_0 u_{1,2} = - \frac{\partial \rho_1}{\partial t} \quad (4.2.1)$$

y

³ Es el cociente entre la velocidad media del flujo promedio V , y la velocidad del sonido en el aire c .

$$\rho_0 \frac{Du_1}{Dt} = -\frac{\partial p_1}{\partial z} \quad (4.2.2)$$

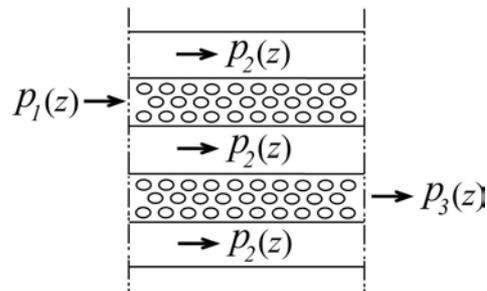


Figura 4.2.1: Las secciones perforadas comunes de dos vías.

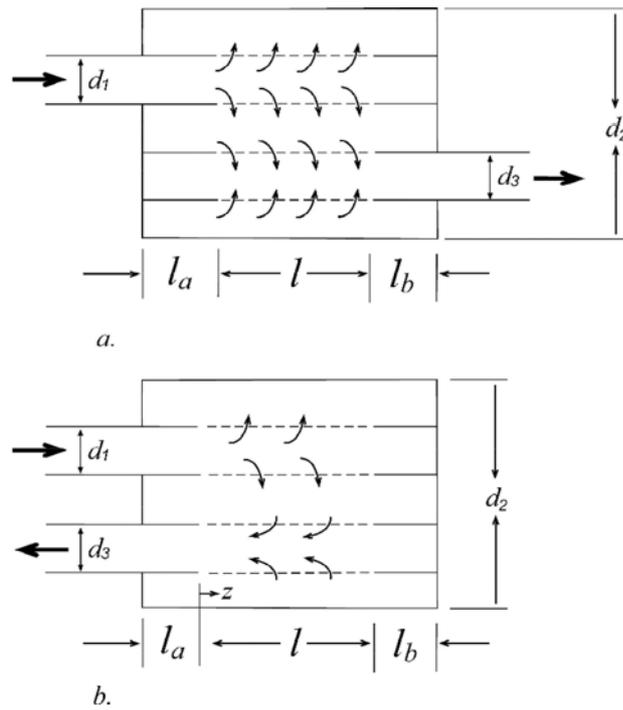


Figura 4.2.2: componentes de un silenciador de dos vías (a) Cámara de expansión de flujo cruzado. (b) Cámara de expansión de flujo inverso.

Para el ducto interior de diámetro d_1 ;

$$\rho_0 \frac{\partial u_2}{\partial z} + U_2 \frac{\partial \rho_2}{\partial z} - \frac{4d_1}{d_2^2 - d_1^2 - d_3^2} \rho_0 u_{1,2} + \frac{4d_3}{d_2^2 - d_1^2 - d_3^2} \rho_0 u_{2,3} = -\frac{\partial \rho_2}{\partial t} \quad (4.2.3)$$

y

$$\rho_0 \frac{Du_2}{Dt} = -\frac{\partial p_2}{\partial z} \quad (4.2.4)$$

para el exterior de diámetro d_2 ; y

$$\rho_0 \frac{\partial u_3}{\partial z} + U_3 \frac{\partial \rho_3}{\partial z} - \frac{4}{d_3} \rho_0 u_{2,3} = -\frac{\partial \rho_3}{\partial t} \quad (4.2.5)$$

y

$$\rho_0 \frac{Du_3}{Dt} = -\frac{\partial p_3}{\partial z} \quad (4.2.6)$$

Para el ducto interior de diámetro d_3 ;

Las ecuaciones de momentum radial en las interconexiones del ducto 1 y 3 son

$$u_{1,2} = \frac{p_1 - p_2}{\rho_0 c \zeta_1} \quad (4.2.7)$$

y

$$u_{2,3} = \frac{p_2 - p_3}{\rho_0 c \zeta_2} \quad (4.2.8)$$

Asumiendo que (a) el medio es fluido ideal, (b) el proceso de propagación de onda es isentrópico, (c) la dependencia del tiempo para todas las variables es del tipo $e^{j\omega t}$, y eliminando $\rho_1, \rho_2, \rho_3, u_1, u_3, u_{1,2}$, y $u_{2,3}$ desde las ecuaciones (4.2.1)-(4.2.8) se produce

$$\begin{pmatrix} D^2 + \alpha_1 D + \alpha_2 & \alpha_3 D + \alpha_4 & 0 \\ \alpha_5 D + \alpha_6 & D^2 + \alpha_7 D + \alpha_8 & \alpha_9 D + \alpha_{10} \\ 0 & \alpha_{11} D + \alpha_{12} & D^2 + \alpha_{13} D + \alpha_{14} \end{pmatrix} \begin{bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \\ p_3(z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.2.8a)$$

o

$$[A(D)]\{P\} = \{0\}, \quad (4.2.8b)$$

con α : número de onda convectivo (relativo al flujo) y M : número de Mach.

donde

$$\alpha_1 = \frac{-jM}{1-M_1^2} \left(\frac{k_a^2 + k_0^2}{k} \right), \quad \alpha_2 = \frac{k_a^2}{1-M_1^2}, \quad \alpha_3 = \frac{jM}{1-M_1^2} \left(\frac{k_a^2 - k_0^2}{k} \right),$$

$$\alpha_4 = \frac{k_a^2 - k_0^2}{1-M_1^2}, \quad \alpha_5 = \frac{jM_2}{1-M_2^2} \left(\frac{k_b^2 - k_0^2}{k} \right), \quad \alpha_6 = -\frac{k_b^2 - k_0^2}{1-M_2^2},$$

$$\alpha_7 = \frac{-jM_2}{1-M_2^2} \left(\frac{k_b^2 + k_c^2}{k_0} \right), \quad \alpha_8 = \frac{k_b^2 + k_c^2 - k_0^2}{1-M_2^2}, \quad \alpha_9 = \frac{jM_2}{1-M_2^2} \left(\frac{k_c^2 - k_0^2}{k_0} \right)$$

$$\alpha_{10} = -\frac{k_c^2 - k_0^2}{1-M_2^2}, \quad \alpha_{11} = \frac{jM_3}{1-M_3^2} \left(\frac{k_d^2 - k_0^2}{k_0} \right), \quad \alpha_{12} = -\frac{k_b^2 - k_0^2}{1-M_3^2}$$

$$\alpha_{13} = \frac{-jM_3}{1-M_3^2} \left(\frac{k_d^2 + k_0^2}{k_0} \right), \quad \alpha_{14} = \frac{k_d^2}{1-M_3^2}$$

$$D = \frac{d}{dz}, \quad k_0 = \frac{\omega}{c}$$

$$M_1 = \frac{U_1}{c}, \quad M_2 = \frac{U_2}{c}, \quad M_3 = \frac{U_3}{c},$$

$$k_a^2 = k^2 - \frac{j4k}{d_1 \zeta_1}, \quad k_b^2 = k^2 - \frac{j4k_0 d_1}{(d_2^2 - d_1^2 - d_3^2) \zeta_1}$$

y

$$k_c^2 = k^2 - \frac{j4k_0 d_3}{(d_2^2 - d_1^2 - d_3^2) \zeta_2}$$

Definiendo $p'_1 = y_1$, $p'_2 = y_2$, $p'_3 = y_3$, $p_1 = y_4$, $p_2 = y_5$, y $p_3 = y_6$, se puede ver que las ecuaciones de segundo grado (4.2.8a,b) pueden ser reconfiguradas como [8]

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & D & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & D & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & D \\ D & 0 & 0 & \alpha_1 D + \alpha_2 & \alpha_3 D + \alpha_4 & 0 \\ 0 & D & 0 & \alpha_5 D + \alpha_6 & \alpha_7 D + \alpha_8 & \alpha_9 D + \alpha_{10} \\ 0 & 0 & D & 0 & \alpha_{11} D + \alpha_{12} & \alpha_{13} D + \alpha_{14} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \\ y_5 \\ y_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.2.9a)$$

o

$$[\Delta]\{y\} = \{0\} \quad (4.2.9b)$$

Estas ecuaciones pueden ser transformadas a la forma desacoplada

$$\begin{bmatrix} D-\beta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & D-\beta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & D-\beta_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D-\beta_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & D-\beta_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D-\beta_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Gamma_1 \\ \Gamma_2 \\ \Gamma_3 \\ \Gamma_4 \\ \Gamma_5 \\ \Gamma_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.2.10a)$$

donde las β_s son ceros del polinomio $|\Delta|$. Las nuevas variables, que están en las principales coordenadas $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4, \Gamma_5$, y Γ_6 , están relacionadas con las variables y_1, y_2, y_3, y_4, y_5 y y_6 a través de la matriz modal $[\psi]$ como

$$\{y\} = [\psi]\{\Gamma\} \quad (4.2.10b)$$

donde

$$\psi_{1,i} = 1,$$

$$\psi_{2,i} = -\frac{(\beta_i^2 + \alpha_1\beta_i + \alpha_2)}{(\alpha_3\beta_i + \alpha_4)},$$

$$\psi_{3,i} = -\frac{(\beta_i^2 + \alpha_1\beta_i + \alpha_2)(\beta_i^2 + \alpha_7\beta_i + \alpha_8) - (\alpha_3\beta_i + \alpha_4)(\alpha_5\beta_i + \alpha_6)}{(\alpha_3\beta_i + \alpha_4)(\alpha_9\beta_i + \alpha_{10})},$$

$$\psi_{4,i} = 1/\beta_i,$$

$$\psi_{5,i} = \psi_{2,i} \beta_i,$$

y

$$\psi_{6,i} = \psi_{3,i} \beta_i,$$

donde el sub-índice i toma los valores $1, 2, \dots, 6$.

Las soluciones generales para las ecuaciones de primer orden (4.2.10) pueden ser obtenidas como

$$\begin{aligned} \Gamma_1(z) &= C_1 e^{\beta_1 z}, & \Gamma_2(z) &= C_2 e^{\beta_2 z}, \\ \Gamma_3(z) &= C_3 e^{\beta_3 z}, & \Gamma_4(z) &= C_4 e^{\beta_4 z}, \\ \Gamma_5(z) &= C_5 e^{\beta_5 z}, & \Gamma_6(z) &= C_6 e^{\beta_6 z}. \end{aligned} \quad (4.2.11)$$

luego, las ecuaciones (4.2.1), (4.2.3), y (4.2.5) pueden ser usadas para obtener expresiones para $u_1(z)$, $u_2(z)$, y $u_3(z)$. Finalmente, uno puede escribir

$$\begin{bmatrix} p_1(z) \\ p_2(z) \\ p_3(z) \\ \rho_0 c u_1(z) \\ \rho_0 c u_2(z) \\ \rho_0 c u_3(z) \end{bmatrix} = [A] \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \\ C_5 \\ C_6 \end{bmatrix}, \quad (4.2.12)$$

donde

$$A_{1,i} = \psi_{4,i} e^{\beta_i z},$$

$$A_{2,i} = \psi_{5,i} e^{\beta_i z},$$

$$A_{3,i} = \psi_{6,i} e^{\beta_i z}$$

$$A_{4,i} = -e^{\beta_i z} / (jk_0 + M_1 \beta_i),$$

$$A_{5,i} = -\psi_{2,i} e^{\beta_i z} / (jk_0 + M_2 \beta_i),$$

$$A_{6,i} = -\psi_{3,i} e^{\beta_i z} / (jk_0 + M_3 \beta_i),$$

$$i = 1, 2, \dots, 6.$$

Ahora, p_s y u_s en $z = 0$ pueden ser relacionadas con aquellas en $z = l$ eliminando $\{C\}$ desde (3.141). Así,

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ p_3(0) \\ \rho_0 c u_1(0) \\ \rho_0 c u_2(0) \\ \rho_0 c u_3(0) \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ p_3(l) \\ \rho_0 c u_1(l) \\ \rho_0 c u_2(l) \\ \rho_0 c u_3(l) \end{bmatrix} \quad (4.2.13)$$

donde

$$[T] = [A(0)][A(l)]^{-1} \quad (4.2.14)$$

La matriz de transferencia deseada de 2×2 para un elemento particular de dos vías puede ser obtenida a partir de $[T]$, haciendo uso de las variables adecuadas para las direcciones hacia uno y otro extremo, y cuatro condiciones de extremo características del elemento. Dejando fuera los detalles del proceso de eliminación/simplificación, los resultados finales son dados más abajo para los elementos de dos vías de la figura 4.2.2 [8].

4.2.1 ELEMENTOS DE LA CÁMARA DE EXPANSIÓN DE FLUJO CRUZADO DE DOS VÍAS

Condiciones límite

$$Z_2(0) = \frac{p_2(0)}{-u_2(0)} = -j\rho_0 c \cot(k_0 l_a) \quad (4.2.15a)$$

$$Z_3(0) = \frac{p_3(0)}{-u_3(0)} = -j\rho_0 c \cot(k_0 l_a) \quad (4.2.15b)$$

$$Z_1(l) = \frac{p_1(l)}{u_1(l)} = -j\rho_0 c \cot(k_0 l_b) \quad (4.2.15c)$$

$$Z_2(l) = \frac{p_2(l)}{u_2(l)} = -j\rho_0 c \cot(k_0 l_b) \quad (4.2.15d)$$

La relación de matriz de transferencia

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho_0 c u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_3(l) \\ \rho_0 c u_3(l) \end{bmatrix} \quad (4.2.16)$$

donde

$$T_a = TT_{1,2} + A_3 C_3,$$

$$T_b = TT_{1,4} + B_3 C_3,$$

$$T_c = TT_{3,2} + A_3 D_3,$$

$$T_d = TT_{3,4} + B_3 D_3,$$

$$A_3 = (TT_{2,2} X_2 - TT_{4,2}) / F_2,$$

$$B_3 = (TT_{2,4} X_2 - TT_{4,4}) / F_2,$$

$$C_3 = TT_{1,1} + X_1 TT_{1,3},$$

$$D_3 = TT_{3,1} + X_1 TT_{3,3}$$

$$F_2 = TT_{4,1} + X_1 TT_{4,3} - X_2 (TT_{2,1} + X_1 TT_{2,3}),$$

y $[TT]$ es una matriz intermedia de 4×4 definida como

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho_0 c u_1(0) \\ \rho_0 c u_2(0) \end{bmatrix} = [TT] \begin{bmatrix} p_2(l) \\ p_3(l) \\ \rho_0 c u_2(l) \\ \rho_0 c u_3(l) \end{bmatrix} \quad (4.2.17)$$

con

$$TT_{1,1} = A_1 A_2 + T_{1,2}, \quad TT_{1,2} = B_1 A_2 + T_{1,3},$$

$$TT_{1,3} = C_1 A_2 + T_{1,5}, \quad TT_{1,4} = D_1 A_2 + T_{1,6},$$

$$TT_{2,1} = A_1 B_2 + T_{2,2}, \quad TT_{2,2} = B_1 B_2 + T_{2,3},$$

$$TT_{2,3} = C_1 B_2 + T_{2,5}, \quad TT_{2,4} = D_1 B_2 + T_{2,6},$$

$$TT_{3,1} = A_1 C_2 + T_{4,2}, \quad TT_{3,2} = B_1 C_2 + T_{4,3},$$

$$TT_{3,3} = C_1 C_2 + T_{4,5}, \quad TT_{3,4} = D_1 C_2 + T_{4,6},$$

$$TT_{4,1} = A_1 D_2 + T_{5,2}, \quad TT_{4,2} = B_1 D_2 + T_{5,3},$$

$$TT_{4,3} = C_1 D_2 + T_{5,5}, \quad TT_{4,4} = D_1 D_2 + T_{5,6},$$

$$A_1 = (T_{3,2} X_2 - T_{6,2}) / F_2, \quad B_1 = (T_{3,3} X_2 - T_{6,3}) / F_1,$$

$$C_1 = (T_{3,5} X_2 - T_{6,5}) / F_1, \quad D_1 = (T_{3,6} X_2 - T_{6,6}) / F_1,$$

$$A_2 = T_{1,1} + T_{1,4} X_1, \quad B_2 = T_{2,1} + T_{2,4} X_1,$$

$$C_2 = T_{4,1} + T_{4,4} X_1, \quad D_2 = T_{5,1} + T_{5,4} X_1,$$

$$F_1 = T_{6,1} + X_1 T_{6,4} - X_2 (T_{3,1} + X_1 T_{3,4}),$$

$$X_1 = j \tan(k_0 l_b), \text{ y } X_2 = -j \tan(k_0 l_a).$$

4.2.2 CONDICIONES DE BORDE DE LOS ELEMENTOS DE LA CÁMARA DE EXPANSIÓN DE FLUJO INVERSO DE TRES ELEMENTOS

$$Z_2(0) = \frac{p_2(0)}{-u_2(0)} = -j\rho_0 c \cot(k_0 l_a) \quad (4.2.18a)$$

$$Z_1(1) = \frac{p_1(l)}{-u_1(l)} = -j\rho_0 c \cot(k_0 l_b) \quad (4.2.18b)$$

$$Z_2(1) = \frac{p_2(l)}{u_2(l)} = -j\rho_0 c \cot(k_0 l_b) \quad (4.2.18c)$$

$$Z_3(1) = \frac{p_3(l)}{u_3(l)} = -j\rho_0 c \cot(k_0 l_b) \quad (4.2.18d)$$

La relación de la matriz de transferencia

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho_0 c u_1(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & -T_b \\ T_c & -T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_3(0) \\ \rho_0 c u_3(0) \end{bmatrix}, \quad (4.2.19)$$

donde

$$T_a = B_{1,1}D_{1,1} + B_{1,2}D_{2,1} + B_{1,3}D_{3,1},$$

$$T_b = B_{1,1}D_{1,2} + B_{1,2}D_{2,2} + B_{1,3}D_{3,2},$$

$$T_c = B_{4,1}D_{1,1} + B_{4,2}D_{2,1} + B_{4,3}D_{3,1},$$

$$T_d = B_{4,1}D_{1,2} + B_{4,2}D_{2,2} + B_{4,3}D_{3,2},$$

$$B_{i1,i2} = T_{i1,i2} + X_1 T T_{i1,i2+3},$$

$$i1 = 1, 2, \dots, 6, \quad i2 = 1, 2, 3,$$

$$X_1 = j \tan(k_0 l_b),$$

$$D_{1,1} = C_{1,1}D_{2,1} + C_{1,2}D_{3,1}, \quad D_{1,2} = C_{1,1}D_{2,2} + C_{1,2}D_{3,2},$$

$$D_{2,1} = C_{3,2} / F_4, \quad D_{2,2} = C_{3,2} / F_4,$$

$$D_{3,1} = -C_{3,1} / F_4, \quad D_{3,2} = C_{2,1} / F_4,$$

$$F_4 = C_{2,1}D_{3,2} + C_{2,2}D_{3,1},$$

$$C_{1,1} = (B_{5,2} - X_2 B_{2,2}) / F_3, \quad C_{1,2} = (B_{5,3} - X_2 B_{2,3}) / F_3,$$

$$C_{2,1} = B_{3,2} + C_{1,1}B_{3,1}, \quad C_{2,2} = B_{3,3} + C_{1,2}B_{3,1},$$

$$C_{3,1} = B_{6,2} + C_{1,1}B_{6,1}, \quad C_{3,2} = B_{6,3} + C_{1,2}B_{6,1},$$

$$F_3 = X_2 B_{2,1} - B_{5,1}, \text{ y}$$

$$X_2 = -j \tan(k_0 l_a).$$

Las matrices de transferencia anteriores para elementos perforados han sido derivadas en la forma

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ \rho_0 c u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ \rho_0 c u_2 \end{bmatrix} \quad (4.2.20)$$

esto puede ser escrito como

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ Y_1 v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ Y_2 v_2 \end{bmatrix}, \quad (4.2.21)$$

y finalmente de la forma usual

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & Y_2 T_b \\ \frac{T_c}{Y_1} & \frac{Y_2 T_d}{Y_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (4.2.22)$$

donde Y_1 y Y_2 son las impedancias características de ambos extremos de los tubos.

Finalmente, la matriz de transferencia requerida definida con respecto a las variables del estado convectivo se encuentra al combinar la Ec. (4.2.22) con la ecuación:

$$\begin{bmatrix} p_c \\ v_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & MY \\ M/Y & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p \\ v \end{bmatrix}$$

Obteniendo:

$$\begin{bmatrix} 1 & M_1 Y_1 \\ \frac{M_1}{Y_1} & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_a & Y_2 T_b \\ \frac{T_c}{Y_1} & \frac{T_d Y_2}{Y_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & M_2 Y_2 \\ \frac{M_2}{Y_2} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \quad (4.2.23)$$

4.3 ALGUNAS OBSERVACIONES

En esta etapa, estaría en regla una comparación entre la aproximación de los parámetros distribuidos de Rao y Munjal (descritos anteriormente) y la aproximación por segmentación de Sullivan [3,4], extendida a elementos perforados de dos vías por Sahasrabudhe [9]. El anterior es más elegante considerando que procura una solución discreta y trata a un elemento uniformemente perforado como a un elemento distribuido. Sin embargo, la velocidad de flujo del medio, la cual decrece mas y mas a medida que el flujo cruza sobre el ducto anular a través de la perforación, se asume constante (digamos, en su valor promedio) en la aproximación de parámetros distribuidos.

La aproximación de la segmentación de Sullivan tiene su punto débil aquí, dando cuenta de ello el hecho de la disminución de la velocidad en el flujo medio desde un segmento a otro. Esta limitación de la aproximación de parámetros distribuidos presenta un pequeño error en el efecto convectivo del flujo medio, el cual en todo caso es relativamente pequeño [6,8]. Mucho más importante es el efecto de la impedancia de las perforaciones, cuyas expresiones son dadas en el siguiente punto. Esta depende de la velocidad del flujo medio a través de los hoyos, la cual se asume como uniforme en ambas aproximaciones.

Finalmente, se puede notar que en vez de desacoplar las dos (o tres) ecuaciones diferenciales de segundo orden, uno podría combinarlas en una ecuación de cuarto (o sexto) orden y resolverla para las cuatro o seis raíces complejas directamente por medio de un computador mediante las subrutinas disponibles. Sin embargo, el análisis anterior de desacoplo tiene como objetivo la derivación de expresiones discretas para parámetros de cuatro polos y varios elementos perforados de una y dos vías. Las matrices de transferencia resultantes pueden ser entonces combinadas con aquellas de otros elementos (ambos extremos de los elementos perforados) para evaluar el funcionamiento global del silenciador.

4.4 IMPEDANCIA ACÚSTICA DE LAS PERFORACIONES

Como se puede haber notado en el punto anterior, la impedancia acústica de las perforaciones es el parámetro más importante en el análisis aeroacústico de los silenciadores de elementos perforados. Es una función compleja de muchas variables físicas, particularmente, porosidad (asumida como uniforme), velocidad de flujo medio a través de los hoyos o rozándolos, el diámetro, y el grosor del tubo, pero es más o menos independiente del diámetro de los hoyos. Como es muy difícil modelar analíticamente la interacción del flujo y las ondas a través de los hoyos localizados uno cerca del otro, se ha recurrido a una medición directa de la impedancia acústica de las perforaciones.

Como resultado de sus experimentos a diferentes frecuencias y variando los números de Reynolds del flujo (a través de los orificios), Sivian [10] presentó una fórmula empírica para la impedancia acústica de los pequeños orificios muy tempranamente en 1935. Mas tarde, en 1950, Ingard y Labate [11] mostraron experimentalmente que el comportamiento no lineal de la impedancia del orificio es debida a la interacción entre el campo sonoro y los efectos de circulación. Mas tarde, Ingard y Ising [12] condujeron experimentos (sobre un orificio) en los cuales se midió la velocidad de partícula acústica directamente por medio de un anemómetro alámbrico. Ellos hicieron una observación significativa: la influencia del flujo constante sobre la impedancia del orificio en el rango lineal es bastante similar a la influencia de la amplitud de la velocidad de partícula acústica u_0 en el rango no lineal en ausencia de flujo constante [12]. Para conceptualizar el comportamiento de la impedancia acústica de un orificio, Ronneberger [13] intentó realizar la medición de la impedancia de un orificio en la pared de un ducto de flujo (impedancia del flujo que pasa perpendicularmente rozando la perforación), y observó que la resistencia del orificio generalmente el valor del parámetro U_0/r_0 es independiente de la frecuencia y aumenta linealmente con la velocidad de flujo U_0 a lo largo del ducto de radio r_0 . Él atribuyó este comportamiento a la acumulación de una capa fina del corte del flujo sobre el orificio.

Un análisis teórico detallado de la impedancia acústica de platos perforados (con un número razonable de orificios cercanos entre ellos), con corroboración experimental, fue proporcionado por Melling [14] para niveles de presión medios y altos (correspondiendo a los rangos lineal y no lineales).

Sus estudios, sin embargo fueron limitados al medio estacionario. Dean [15] hizo uso de su método de dos micrófonos para la medición in situ de la impedancia de orificios en ductos que conducen flujo medio (de roce) para un gran número de muestras perforadas.

Sullivan y Crocker intentaron medir la impedancia perforada para el flujo que pasa perpendicularmente rozando la perforación usando el método de los dos micrófonos, pero reportaron solo resultados para medio estacionario [2]. Luego, Sullivan [4] hizo un buen trabajo de revisión de la literatura existente e identificó la mejor fórmula para

impedancia disponible para el caso de cero flujo medio como también para el caso con existencia de flujo. Estas son las siguientes:

Perforaciones con flujo cruzado [4]

$$\zeta = \frac{p}{\rho_0 c u} = \left[0.514 \frac{d_1 M}{l \sigma} + j 0.95 k_0 (t + 0.75 d_h) \right] / \sigma \quad (4.2.24)$$

donde d_1 es el diámetro del tubo perforado,

M es el número de Mach del flujo medio en el tubo

l es la longitud de perforación,

σ es la porosidad,

f es la frecuencia,

t es el grosor del tubo perforado, y

d_h es el diámetro del hoyo.

Perforaciones en medio estacionario [2,4] (caso lineal)

$$\zeta = \left[6 \times 10^{-3} + j k_0 (t + 0.75 d_h) \right] / \sigma$$

Para el caso del flujo que pasa perpendicularmente rozando la perforación, sin embargo, la impedancia del medio estacionario fue sugerida bajo la suposición implícita que el flujo medio no entra en la cavidad. Recientemente, Sullivan, mediante el uso de simples experimentos concernientes a mediciones de flujo medio en la cavidad y variaciones de presión sonora en el tubo y en la cavidad (tanto radial como circunferencial), ha determinado que la red de flujo de masa en la cavidad de un resonador concéntrico fue pequeña, pero el flujo medio resultante a través de las perforaciones no fue pequeño en relación a la velocidad de partículas en el orificio [16]. Esto puede tener una influencia significativa sobre la impedancia del orificio a través del mecanismo del coeficiente de descarga⁴. Sullivan también observó que las variaciones espaciales de la presión acústica en dirección transversal de cualquier

⁴ Coeficiente empírico utilizado para corregir la fórmula de caudal de masa a través de un orificio, depende del número de Reynolds y del diámetro del orificio.

tubo o cavidad son proporcionadas sin importancia cuando el tubo esta perforado axisimétrica y uniformemente.

Obviamente, hubo una necesidad de una fórmula empírica comprensible para la impedancia del flujo que roza perpendicularmente las perforaciones para el uso en el análisis de un resonador de tubos concéntricos.

La impedancia acústica de una perforación es una función de muchos parámetros geométricos y de funcionamiento, particularmente, el número de Mach del flujo que roza perpendicularmente M , porosidad σ , grosos del plato t , y el diámetro del hoyo (u orificio) d_h .

Estos parámetros fueron cambiados, uno a la vez, en pasos, como sigue:

$$M = 0.05, \underline{0.1}, 0.15, 0.2$$

$$\sigma = 0.0309, \underline{0.0412}, 0.072, 0.103$$

$$t = 1/24, \underline{1/16}, 1/8 \text{ in.}$$

$$d_h = 1.75, 2.5, \underline{3.5}, 5.0, 7.0 \text{ mm.}$$

los valores subrayados indican las opciones que quedan cuando algún otro parámetro está siendo cambiado. La menor cantidad de ajustes en los cuadrados obtenida fue para la dependencia de la impedancia normalizada de la perforación de cada uno de los cuatro parámetros. Las expresiones resultantes fueron combinadas para obtener la siguiente fórmula empírica:

Perforaciones con flujo rozando la perforación perpendicularmente [17]

$$\zeta = \left[7.337 \times 10^{-3} (1 + 72.23M) + j 2.2245 \times 10^{-5} (1 + 51t)(1 + 204d) f \right] / \sigma \quad (4.2.25)$$

Rao [8] consolidó la fórmula de la impedancia de la perforación (4.2.25) para su uso en el análisis de silenciadores con resonadores de tubos concéntricos al calcular la reducción de ruido de tal silenciador (con tubo uniformemente perforado), haciendo uso de esta fórmula y comparándola con los valores medidos de la reducción de ruido. La fórmula tuvo una bastante buena respuesta en relación a los valores medidos en todas las frecuencias (para las cuales solo habría propagación de onda plana), indicando así la aplicabilidad de la fórmula empírica (4.2.25) de la impedancia de flujo perpendicular rozante a resonadores de tubos concéntricos.

Es obvio a partir de las expresiones (4.2.23)-(4.2.25) que el flujo medio afecta principalmente la parte resistiva de la impedancia de la perforación y que su contribución domina por sobre la resistencia acústica básica del medio estacionario.

4.5 TUBOS, CAVIDADES Y GUÍAS DE ONDAS

Cuando el sonido se propaga en un tubo de paredes rígidas con una longitud de onda mayor que su diámetro, el movimiento acústico es esencialmente planar, muy similar a las ondas longitudinales en una barra. Las propiedades de resonancia en tubos excitados por un extremo y cerrados por el otro tienen una explicación importante para la medición en laboratorio de las impedancias acústicas y propiedades de absorción de los materiales. El estudio de tubos también revela muchas propiedades de los tubos de órgano, instrumentos de viento y de metal. Los tubos también sirven de modelos para ductos de ventilación.

Para espacios mayores, en los cuales las dimensiones no son menores que una longitud de onda, se pueden estimular ondas estacionarias de dos y tres dimensiones, las propiedades básicas de los modos normales que describen a estas ondas estacionarias en volúmenes de paredes rígidas ofrecen algunas explicaciones simples para el comportamiento de los sonidos de bajas frecuencias en recintos, auditorios, salas de concierto, etc.

4.5.1 RESONANCIA EN TUBOS

Supóngase que el fluido en un tubo de sección transversal de área S y longitud L es excitado por un pistón en $x = 0$ y que el tubo termina en $x = L$ en una impedancia mecánica Z_{mL} . Si el pistón vibra armónicamente a una frecuencia suficientemente baja para que sólo se propaguen ondas planas, la onda dentro del tubo tendrá la forma

$$p = Ae^{j[\omega t + k(L-x)]} + Be^{j[\omega t - k(L-x)]} \quad (4.7.1)$$

Donde A y B están determinadas por las condiciones en la frontera en $x = 0$ y $x = L$.

En $x = L$, la continuidad de la fuerza de la velocidad de partícula requiere que la impedancia mecánica de la onda en $x = L$ iguale la impedancia mecánica de la terminación, Z_{mL} . Dado que la fuerza del fluido sobre la terminación es $\mathbf{p}(L, t)S$ y la

velocidad de partículas es $u(L, t) = -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p}{\partial x} dt$,

$$Z_{mL} = \rho_0 c S \frac{A+B}{A-B} \quad (4.7.2)$$

La impedancia mecánica de entrada Z_{m0} , en $x = 0$ está correspondientemente dada por

$$Z_{m0} = \rho_0 c S \frac{Ae^{jkL} + Be^{-jkL}}{Ae^{jkL} - Be^{-jkL}} \quad (4.7.3)$$

Combinando estas ecuaciones para eliminar A y B , se obtiene

$$\frac{Z_{m0}}{\rho_0 c S} = \frac{\frac{Z_{mL}}{\rho_0 c S} + j \tan kL}{1 + j \frac{Z_{mL}}{\rho_0 c S} \tan kL} \quad (4.7.4)$$

la sustitución

$$\frac{Z_{mL}}{\rho_0 c S} = r + jx$$

Y descomponer en partes real e imaginaria lleva directamente a

$$\frac{Z_{m0}}{\rho_0 c S} = \frac{[r(\tan^2 kL + 1)] - j[x \tan^2 kL + (r^2 + x^2 - 1) \tan kL - x]}{(r + x)^2 \tan^2 kL - 2x \tan kL + 1} \quad (4.7.5)$$

Con respecto a esa ecuación, se ve que las frecuencias de resonancia y antirresonancia están determinadas por la desaparición de la reactancia, así

$$-j \frac{x \tan^2 kL + (r^2 + x^2 - 1) \tan kL - x}{(r^2 + x^2) \tan^2 kL - 2x \tan kL + 1} = 0 \quad (4.7.6)$$

La solución asociada a una resistencia de entrada pequeña denota resonancia, y la asociada a una resistencia de entrada grande denota antirresonancia. (En el caso límite $r = 0$ sólo hay una solución, correspondiente a resonancia.)

Se excita al tubo en $x = 0$ y se cierra en $x = L$ con una tapa rígida. Se obtiene la condición de resonancia de manera más sencilla, al hacer $|Z_{mL}/(\rho_0 cS)| \rightarrow \infty$ en (4.7.4). Esto da

$$\frac{Z_{m0}}{\rho_0 cS} = -j \cot kL \quad (4.7.7)$$

La reactancia es cero cuando $\cot kL = 0$.

$$k_n L = (2n-1)\pi/2 \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (4.7.8a)$$

o

$$f_n = \frac{2n-1}{4} \frac{c}{L} \quad (4.7.8b)$$

Las frecuencias de resonancia son los armónicos impares de la fundamental. El tubo cerrado y excitado tiene un antinodo de presión en $x = L$ y un nodo de presión en $x = 0$. Nótese que esto requiere que el excitador presente al tubo una impedancia mecánica de casi cero.

Ahora considérese un tubo excitado en $x = 0$ y abierto por el extremo en $x = L$. Un primer examen podría llevar a pensar que esto daría $Z_{mL} = 0$, para lo cual $Z_{m0}/(\rho_0 cS) = j \tan kL$ con resonancias en $f_n = (n/2)c/L$, $n = 1, 2, 3, \dots$

Sin embargo, este no es el caso, a pesar de lo que digan la mayoría de los libros de texto de física elemental. La condición en $x = L$ no es $Z_{mL} = 0$ ya que el extremo del tubo radia sonido al medio circundante. El valor apropiado de Z_{mL} es

$$Z_{mL} = Z_r \quad (4.7.9)$$

Donde Z_r es la impedancia de radiación del extremo abierto del tubo.

Por ejemplo, supóngase que el extremo abierto de un tubo circular de radio a está rodeado por una pestaña o reborde grande con respecto a la longitud de onda del sonido. El extremo abierto se asemeja a un pistón con pantalla en el límite de bajas frecuencias, lo cual es congruente con la suposición de que la longitud de onda es grande comparada con las dimensiones transversales del tubo ($\lambda \gg a$).

Por lo tanto, de los resultados cálculo de la impedancia de radiación Z_r , de un pistón con pantalla

$$R_r = \pi a^2 \rho_0 c R_1(2ka)$$

$$X_r = \pi a^2 \rho_0 c X_1(2ka)$$

donde

$$R_1(x) = 1 - \frac{2J_1(x)}{x} = \frac{x^2}{2^2 1! 2!} - \frac{x^4}{2^4 2! 3!} + \dots$$

$$X_1(x) = \frac{4}{\pi} \left[\frac{x}{3} - \frac{(x)^3}{3^2 \cdot 5} + \frac{(x)^5}{3^2 \cdot 5^2 \cdot 7} - \dots \right]$$

se tiene

$$\frac{Z_{mL}}{\rho_0 c S} = \frac{1}{2} (ka)^2$$

$$+ j \frac{8}{3\pi} ka \quad (\text{con pestaña}) \quad (4.7.10)$$

Donde $r = \frac{(ka)^2}{2}$ y $x = \frac{8}{3\pi} ka$ son mucho menores que la unidad y $r \ll x$. La solución de (4.7.6) en estas condiciones da $\tan kL = -x$ para las frecuencias de resonancia. Puesto que $x \ll 1$, esto da

$$\tan(n\pi - k_n L) = \frac{3}{8\pi} ka = \tan\left(\frac{3}{8\pi} ka\right)$$

donde $n = 1, 2, 3, \dots$ por lo cual

$$n\pi = k_n L + \frac{3}{8\pi} k_n a \quad (4.7.11a)$$

Y las frecuencias de resonancia son

$$f_n = \frac{n}{2} \frac{c}{L + \frac{3}{8\pi} a} \quad (4.7.11b)$$

Estas frecuencias de resonancia son todas armónicas de la fundamental, y es evidente que la longitud efectiva L_{ef} de tal tubo no es L sino $L + 8a/(3\pi)$. Esta predicción de la corrección al extremo para un tubo con pestaña coincide con los valores experimentales alrededor de $0.82a$. Para un tubo sin pestaña, abierto, tanto la teoría como el experimento indican que la impedancia de radiación es aproximadamente

$$\frac{Z_{mL}}{\rho_0 c S} = \frac{1}{4} (ka)^2 + j0.6ka \quad (\text{sin pestaña}) \quad (4.7.12)$$

La corrección al extremo para un tubo abierto sin pestaña es en consecuencia, $0.6a$, de tal manera que $L_{ef} = L + 0.6a$.

En ambos casos las correcciones al extremo son independientes de la frecuencia, de tal manera que las frecuencias de resonancia son armónicas de la fundamental para tubos abiertos con y sin pestaña (en tanto $\lambda_n \gg a$).

Estas consideraciones revelan que las resonancias de un tubo de órgano abierto adecuadamente excitado corresponden a las armónicas de la frecuencia de excitación. Debe notarse que este resultado se ha obtenido sólo para tubos de sección transversal constante. La presencia de cualquier ensanchamiento en el tubo, como se da en muchos instrumentos de viento y algunos tubos de órgano, modifica estos resultados. En particular, las frecuencias de resonancia pueden no ser ya armónicas de la fundamental. De hecho, el diseño del ensanchamiento es muy importante para enfatizar o reducir ciertas de las armónicas presentes en la función forzante y por consiguiente para controlar la calidad o timbre del sonido radiado.

4.5.2 RADIACIÓN DE POTENCIA POR TUBOS ABIERTOS

La solución de (4.7.2) para B/A da

$$\frac{B}{A} = \frac{Z_{mL}/(\rho_0 c S) - 1}{Z_{mL}/(\rho_0 c S) + 1} \quad (4.7.13)$$

y el coeficiente de transmisión de potencias se puede encontrar a partir de

$$T_\pi = 1 - |B/A|^2 \quad (4.7.14)$$

una vez que se conoce la impedancia de terminación Z_{mL} .

Para un tubo abierto terminado en una pestaña, Z_{mL} está dada por (4.7.10), y (4.7.13) se convierte en

$$\frac{B}{A} = - \frac{\left[1 - \frac{1}{2}(ka)^2 \right] - j \frac{8}{3\pi} ka}{\left[1 + \frac{1}{2}(ka)^2 \right] + j \frac{8}{3\pi} ka} \quad (4.7.15)$$

Esto, a su vez, da

$$T_\pi = \frac{2(ka)^2}{\left[1 + \frac{1}{2}(ka)^2 \right]^2 + \left(\frac{8}{3\pi} \right)^2 (ka)^2} \quad (4.7.16a)$$

Debido a que $ka \ll 1$, el coeficiente de transmisión de potencia es extremadamente pequeño y se puede simplificar aún más,

$$T_{\pi} = 2(ka)^2 \quad (\text{con pestaña}) \quad (4.7.16b)$$

y (4.7.15) muestra que A/B es muy aproximadamente -1. La amplitud de presión de la onda reflejada sólo es ligeramente menor que la de la onda incidente, y en $x = L$ su presión difiere en fase por cerca de 180° ; una condensación se refleja como una rarefacción. En contraste, las velocidades de partícula incidente y reflejada están casi en fase en el orificio del tubo, de tal manera que esta posición es aproximadamente un antinodo de velocidad de partícula. Por consiguiente, a pesar de que la amplitud de la velocidad de partícula en el orificio es casi el doble de la onda incidente, sólo un pequeño porcentaje de la potencia incidente se transmite fuera del tubo con pestaña. Esta es otra expresión de que las fuentes cuyas dimensiones son pequeñas comparadas con la longitud de onda del sonido son radiadores de energía acústica poco eficientes.

Para un tubo sin pestaña, Z_{mL} está dada por (4.7.12) y el coeficiente de transmisión de potencia es

$$T_{\pi} = \frac{(ka)^2}{\left[1 + \frac{1}{4}(ka)^2\right]^2 + (0.6ka)^2} \quad (4.7.17a)$$

o

$$T_{\pi} \doteq (ka)^2 \quad (\text{sin pestaña}) \quad (4.7.17b)$$

de tal manera que la presencia de una pestaña grande en el extremo del tubo aproximadamente duplica la radiación de sonido a bajas frecuencias.

Nótese que cuando un tubo termina en un ensanchamiento gradual la transmisión de potencia a bajas frecuencias aumenta todavía más. En la vecindad de una resonancia se puede escribir $\omega = \omega_n + \Delta\omega$, y la impedancia de entrada del tubo sin pestaña (4.7.7) se aproxima muy bien por

$$\frac{Z_{m0}}{\rho_0 c S} \approx \frac{1}{4}(k_n a)^2 + j\Delta\omega \frac{L}{c}$$

Los puntos de media potencia son

$$\omega_{u,l} = \omega_n \pm \frac{1}{4}(k_n a)^2 \frac{c}{L}$$

y la Q de la n -ésima resonancia es

$$Q_n = \frac{\omega_n}{\omega_u - \omega_l} = \frac{2}{n\pi} \frac{L}{a} \frac{L + 0.6a}{a}$$

La potencia radiada, $\Pi = F^2 R_{m0} / (2Z_{m0}^2)$ donde $R_{m0} = \text{Re}\{Z_{m0}\}$ y F es la amplitud de la fuerza, tiene el valor

$$\Pi_n = \frac{F^2}{\rho_0 c S} \frac{2}{(k_n a)^2} = \frac{2}{(n\pi)^2} \frac{F^2}{\rho_0 c S} \left(\frac{L + 0.6a}{a} \right)^2$$

Por consiguiente, se ve que las Q de las resonancias decrecen como $1/n$ y que la potencia radiada en resonancia decrece como $1/n^2$ en la región de baja frecuencia para una fuerza aplicada de amplitud constante.

4.6 RUIDO URBANO

El ruido urbano o comunitario es aquel producido por fuentes que tienen como objetivo proporcionar a una ciudad los servicios generales. Si se cambia esta escala por una menor, será igualmente ruido comunitario el producido por todos los servicios e instalaciones generales de un edificio. Estas dos escalas son las más utilizadas hoy en el mundo.

El ruido urbano tiene directa relación con la propia actividad comunitaria y por lo tanto, podría relacionarse con la densidad de población. Otra de las características del ruido urbano es su poca uniformidad en el espacio y en el tiempo. Dentro de una ciudad siempre existen zonas con un mayor nivel de ruido que otras, en función de su mayor actividad o del tipo de actividad que se desarrolla en ella, aunque en todas exista un ruido común que aglutina al resto como el ruido del tránsito.

Las zonas industriales son más ruidosas que las zonas comerciales o residenciales. Por el mismo motivo, existen diferencias en función del tiempo. Durante las horas de máxima actividad los niveles sonoros serán lógicamente mayores que durante las horas de descanso.

Los agentes del ruido comunitario son múltiples: transporte aéreo y terrestre, pruebas terrestres de motores de aviación, trabajos de construcción, lugares de recreo, grupos electrógenos, sistemas de aire acondicionado, animales domésticos, ruidos domésticos como los producidos por aparatos de radio y televisión y las actividades industriales y comerciales.

Sus características principales son:

- No deja residuos (no tiene un efecto acumulativo en el medio, pero sí puede tener un efecto acumulativo en el hombre).
- Es uno de los contaminantes que requiere menos cantidad de energía para ser producido.
- Tiene un radio de acción pequeño, vale decir, es localizado.
- No es susceptible su traslado a través de los sistemas naturales, como por ejemplo, el aire contaminado llevado por el viento, o un residuo líquido cuando es trasladado por un río por grandes distancias.
- Se percibe sólo por un sentido: el oído. Esto hace subestimar su efecto, a diferencia de otros contaminantes como en el caso del agua, por ejemplo, donde la contaminación se puede percibir por su aspecto, olor y sabor.
- Características objetivas (parámetros físicos) Intensidad, frecuencia, duración, variabilidad, etc.
- Características subjetivas (apreciación). Del sujeto: biológicas, psicológicas, culturales, costumbres, calidad de vida. Del ambiente: zona donde se encuentra el afectado. De actividad: sueño, deporte, concentración.

4.7 EFECTOS EN LA SALUD

Según la definición de la Organización Mundial de la Salud (OMS), salud es "un estado de completo bienestar físico, mental y social, y no solamente la ausencia de afecciones o enfermedades". De esta definición podemos concluir que los efectos del ruido en hombres y mujeres están asociados no solamente a enfermedades auditivas, sino también con el deterioro en la calidad de vida de las personas.

4.7.1 EFECTOS AUDITIVOS

La sordera o hipoacusia es una de las principales enfermedades profesionales propia del desarrollo industrial. En nuestro país se le ha considerado como la segunda enfermedad laboral más común después de la tendinitis (común en los digitadores).

De acuerdo a la OMS, en el mundo hay más de 120 millones de personas con deficiencias auditivas discapacitantes.

Centraremos nuestra atención en aquellos efectos sobre la audición relacionadas con el ruido ambiental y no laboral, los cuales muchas veces son considerados "normales", cuando en realidad pueden estar causando daños irreversibles.

EFECTO MÁSCARA

Cuando un sonido impide la percepción total o parcial de otros sonidos presentes, se dice que este sonido enmascara a los otros. Esto puede traer graves complicaciones cuando se trata del enmascaramiento de mensajes o señales de alerta y muy especialmente de la comunicación hablada. Este factor de aislamiento puede disminuir la eficacia y concentración en el trabajo, aumentando incluso el riesgo de accidentes.

FATIGA AUDITIVA

También conocido como TTS (Temporary Threshold Shift) o Cambio Temporal del Umbral Auditivo. Se trata de un déficit temporal de la sensibilidad auditiva producto de la exposición a altos niveles de ruido. Al dejar de estar expuesto al ruido, esta fatiga disminuirá gradualmente hasta recuperarse completamente. Sin embargo, si el oído es expuesto nuevamente a altos niveles de ruido antes de completarse esta recuperación, se producirá un nuevo cambio en el umbral, el cual podría hacerse permanente si estas exposiciones se tornan habituales.

ACÚFENOS

Todos alguna vez en nuestra vida hemos escuchado un silbido dentro de nuestro oído. Estos sonidos se producen por la alteración del nervio auditivo que hacen escuchar un pitido interior constante que, en casos extremos puede causar ansiedad y cambios de carácter. Este efecto se le atribuye al ruido urbano.

PÉRDIDA PROGRESIVA DE LA AUDICIÓN

Conocida también como PTS (Permanent Threshold Shift) o Cambio Permanente del Umbral Auditivo. Es muy habitual escuchar decir a la gente, que frecuentemente está expuesta a altos niveles de ruido, que se han "acostumbrado al ruido". Más que "acostumbramiento", lo que ocurre es que el oído no ha alcanzado a recuperarse de la fatiga auditiva o TTS, convirtiéndose paulatinamente en un cambio permanente e irreversible. La causa de esta pérdida permanente es que el ruido va matando las células auditivas, las cuales no se regeneran. Cada ser humano nace con 10.000 de estas células en cada oído. Como muchas células de nuestro organismo, éstas van muriendo en forma natural, lo que explica la sordera en los ancianos. Como esta pérdida auditiva es paulatina, las personas tienden a pensar que se han acostumbrado al ruido, lo cual es erróneo.

4.7.2 EFECTOS NO AUDITIVOS

En los últimos años se han relacionado una serie de patologías no auditivas producidas tanto directa como indirectamente por la exposición al ruido. Según los especialistas, dentro de las alteraciones psicológicas que produce el ruido se pueden citar las siguientes: irritabilidad, susceptibilidad exagerada, agresividad, alteraciones del carácter, alteraciones de la personalidad y trastornos del carácter.

TRASTORNOS DEL SUEÑO

La OMS (Organización Mundial de la Salud) recomienda que para tener un buen descanso nocturno, el ruido presente debería ser de 35 dB(A). Para niveles de ruido mayores se comenzarían a producir perturbaciones en mayor o menor grado. Por ejemplo, niveles peak de ruido muy altos (como el que provocaría una motocicleta al pasar por nuestro hogar) causarían una drástica aceleración cardíaca. Este efecto puede terminar en pacientes con hipertensión crónica.

RUIDO Y EMBARAZO

Alrededor del quinto mes de gestación, el oído del feto se hace funcional, percibiendo los ruidos propios de su entorno inmediato, correspondiente a los del propio organismo de la madre (corazón, pulmones, voz, etc.). Experimentos realizados en poblaciones ubicadas en los entornos de aeropuertos de Japón, demostraron que los niños cuyas madres vivieron el embarazo desde el principio en dichos lugares, sufren menos alteraciones que aquellos en que la madre vivió sólo desde el quinto mes hasta el nacimiento. Se despiertan fácilmente al pasar un avión y además su peso fue inferior a la norma.

APRENDIZAJE

Los niños educados en ambientes ruidosos suelen ser menos atentos a las señales sonoras y se advierten perturbaciones en su capacidad de escuchar. En los establecimientos educacionales cercanos a vías de circulación vehicular de alto tráfico o cercanos a aeropuertos, se ha detectado un retraso en el aprendizaje de la lectura. Para lograr una buena comunicación entre el profesor y los alumnos, en una sala de clases el nivel de ruido no debiera superar los 55 dB(A). En establecimientos educacionales cercanos a vías de alta circulación vehicular, aeropuertos o líneas de ferrocarril, este nivel suele ser superado ampliamente, lo que dificulta la comprensión, aumenta la falta de concentración y la baja en el rendimiento.

RIESGO Y PROTECCIÓN SEGÚN EPA⁵

Situación	Nivel máximo permisible	Consecuencias
Zona residencial	55 dB (promedio anual sonoro)	Asegura normal comunicación hablada fuera y dentro de las viviendas.
Aislación acústica	<65 dB	Las viviendas no requieren aislación acústica adicional.
Ruido exterior a las viviendas	>70 dB	Se deben implementar tratamientos acústicos que disminuyan por lo menos en 5dB el nivel sonoro en el interior de las viviendas.
Aptitud residencial	>75 dB	El lugar no es apto para vivir
Capacidad auditiva en vías principales	>70 dB (nivel continuo en 24 hrs)	Riesgo de pérdida auditiva
Lugares aptos para dormir en vías principales	>50 dB (nivel equivalente nocturno: 22 a 07 horas)	Interferencia con el sueño

4.8 PRINCIPALES FUENTES CONTAMINANTES

Las fuentes que contaminan por ruido pueden ser "interiores o exteriores" dependiendo de su ubicación, ya sea en recintos cerrados o bien en lugares abiertos. Otro tipo de clasificación establece "fuentes fijas y fuentes móviles".

La totalidad de autores y estudios en esta área señalan a los vehículos motorizados (camiones, motocicletas, autobuses, camionetas, etc.) como las fuentes de ruido de mayor trascendencia en todas las grandes ciudades del mundo.

Exceptuando algunas situaciones particulares que es posible ver, o más bien oír, en ciertas ciudades centroamericanas, como Tegucigalpa, capital de Honduras, en la que debido a problemas de racionamiento de energía eléctrica, existió en un momento gran cantidad de grupos electrógenos, algunos de considerable tamaño, los que representaron en su momento la fuente principal de ruido ambiental.

Los niveles y espectros del ruido son en función de diversos parámetros tales como: tipo de vehículos, carga transportada, condiciones de utilización, estado de la infraestructura urbana (naturaleza del pavimento, regulación del tránsito, estructura urbanística), estos últimos jugando un rol trascendental. De los parámetros anteriores, la intensidad del tránsito es el de mayor relevancia.

Dentro del ámbito del transporte también están los aviones como fuente de ruido. Los aviones a reacción son bastante más ruidosos que las aeronaves de hélice y, en consecuencia, el ruido que producen es percibido en zonas urbanas y rurales de mayor extensión en las proximidades de los aeropuertos.

⁵ Environmental Protection Agency

Algunos costos asociados al progreso son las obras públicas y construcciones que con sus compresores, excavadoras, martillos neumáticos y vehículos pesados producen niveles elevados de ruido.

Todas las fuentes de ruido que se citan hasta aquí, contribuyen en mayor o menor medida al "ambiente sonoro" que caracteriza a las ciudades. Por este motivo, incluso en el caso de que en algún momento determinado no nos consideremos afectados por un suceso acústico claramente identificable, siempre percibiremos un cierto rumor general, producido por la actividad global de la comunidad urbana en que nos encontramos y que se denomina "ruido de fondo".

4.9 TIPOS DE RUIDO

Es muy importante identificar todos los tipos posibles de fuentes que están presentes en la ciudad, para una mejor comprensión de los reales riesgos a los que está siendo sometida la población. Los principales focos de ruido ambiental se pueden clasificar en:

CIRCULACIÓN DE VEHÍCULOS

De todos los focos de ruido presentes en la ciudad, el tránsito de vehículos destaca en relación a otras fuentes, debido a su presencia generalizada en todo el núcleo urbano.

Además, se pueden encontrar diversas fuentes de ruido en un mismo vehículo: el ruido de la carrocería, el tubo de escape, el motor y hasta el ruido producido por el roce del neumático con la calzada.

También se debe considerar el aumento progresivo del parque automotriz, lo que no va acompañado con un desarrollo de los avances tecnológicos que permitan fabricar autos más silenciosos. Todo esto se ve acrecentado por el mal uso de bocinas, la eliminación de silenciadores en las motos y un mal estado de las máquinas por falta de mantenimiento. Otro factor no menor, es el mal estado de las calzadas y el tipo de material.

CARRETERAS

El aumento de vehículos en las ciudades ha provocado el colapso de las vías urbanas y la consecuente construcción de nuevas vías para descongestionar los principales accesos. No obstante, esta situación ha ocasionado el origen de una nueva fuente de ruido en zonas que presentaban menores flujos vehiculares.

AEROPUERTOS

Dentro de los ruidos más molestos están los aviones. Su impacto no sólo afecta zonas directas, sino que también incide sobre zonas aledañas. A esto hay que sumar que el ruido provocado por aviones se agrava por la actividad propia del aeropuerto.

INDUSTRIA

Los procesos productivos conllevan altos niveles de ruido, afectando tanto a los trabajadores como a la población aledaña. En muchos casos, los problemas de ruido se originan debido a la expansión urbanística y al acercamiento de las zonas habitadas a las áreas industriales.

Desde el punto de vista de la comunidad, las instalaciones industriales pueden afectar por el ruido que producen hacia el exterior de sus recintos. Los niveles de este ruido ambiental en la mayoría de los casos son bastante inferiores a 80 dB(A) por lo que no constituyen un riesgo de daño directo a la audición. Su efecto perjudicial es fundamentalmente de carácter psico-fisiológico, expresándose en la interferencia en actividades que requieren un cierto grado de atención o concentración mental o situaciones de descanso. Estas interferencias se producen en general en locales cerrados y el parámetro a considerar es el nivel sonoro de emisión en el espacio receptor. De ahí que la legislación vigente en la Región Metropolitana regule tanto de día como de noche, o bien los niveles máximos admisibles frente a las fachadas de las edificaciones tanto de la propia industria como de los inmuebles afectados.

En las industrias podemos detectar diversos tipos de fuentes, tales como motores, ventiladores, grupos electrógenos, grupos frigoríficos, extractores de humo, bombas de calor, tráfico vehicular propio de la industria, maquinaria, etc. En el caso de la pequeña y mediana industria y los talleres, su ubicación es dispersa en toda la ciudad, incluso, se localizan en viviendas u otros usos sociales, cuya interferencia no es sólo por el ruido radiado al ambiente exterior sino que transmitido estructuralmente a las viviendas vecinas.

LOCALES PÚBLICOS

Los locales de recreación y de diversión, casi siempre, están relacionados a actividades ruidosas. Pubs, discotecas, bares con música, fiestas, restaurantes, están asociados a ruidos nocturnos.

CONSTRUCCIÓN

El incremento de las actividades industriales, ha aumentado el desarrollo de las obras públicas. Sus molestias se producen casi siempre durante el día y están asociadas a la utilización de maquinaria pesada.

ACTIVIDAD HUMANA

La propia actividad humana es una fuente que contribuye a través de labores cotidianas y de recreación, aunque en menor medida, a elevar el nivel sonoro en las ciudades.

5. MATERIALES Y MÉTODOS

En este capítulo se detallan los materiales y los procedimientos utilizados para lograr los objetivos propuestos en esta tesis, como el diseño y construcción de los silenciadores de prueba y luego se explica el proceso de medición de los parámetros acústicos.

5.1 MATERIALES UTILIZADOS

- Tubos de PVC de 50 *mm* de diámetro
- Tubos de PVC de 110 *mm* de diámetro
- Tapas de PVC para ambos diámetros
- Lana de fibra sintética
- Sound Analyser Norsonic Nor-110
- Sonómetro Brüel & Kjaer Modelo 2209
- Altavoz Yamaha SM-15 IV Monitorbox
- Amplificador Crest 4801
- CD Player Harman/Kardon HD 7325

5.2 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE SILENCIADORES

Se pensó en un dispositivo que sea eficiente, de bajo costo, fácil de ensamblar y que posea un fácil acceso a su interior para el control de mantención.

5.2.1 DISEÑO

En primer lugar se realizó el diseño básico de los silenciadores de dos vías, sin considerar la posibilidad de limpieza. Tomando en cuenta las dimensiones típicas de un muro se optó por una dimensión máxima de cámara de 19 *cm*. Con el fin de detectar el efecto de la longitud de la cámara, se construyó también un silenciador menor con una cámara de solo 11 *cm*. (ver figura 5.2.1)

Las proyecciones de los tubos internos de ambos silenciadores tuvieron una longitud de 3 *cm* en cada extremo.

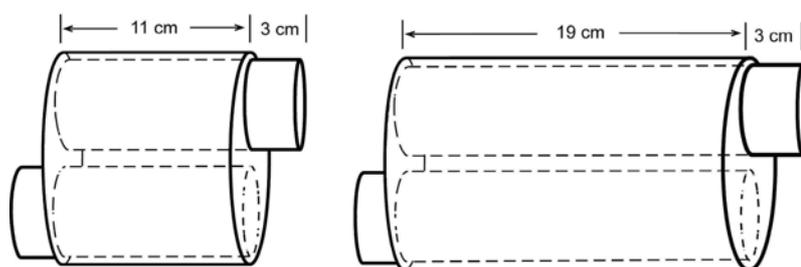


Figura 5.2.1: Silenciadores de prueba de dos vías

El diseño del segundo par de silenciadores se realizó procurando la incorporación de una tapa removible en el extremo opuesto del ducto de salida a modo de permitir el acceso al interior del silenciador para un adecuado control de limpieza, tal como exigen las normas internacionales.

Las dimensiones de este nuevo par de silenciadores fueron exactamente las mismas que el primer par. (ver figura 5.2.2)

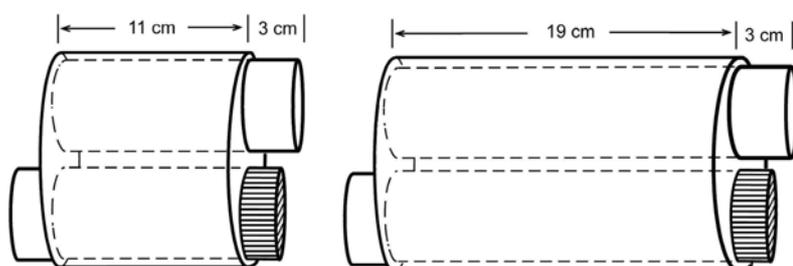


Figura 5.2.2: Silenciadores de prueba de dos vías con tapa removible

A modo de comparación se decidió poner a prueba dos diseños alternativos de silenciador, el primero de ellos llamado Resonador Concéntrico, que consiste básicamente de un tubo perforado, envuelto por una cámara. (ver figura 5.2.3)

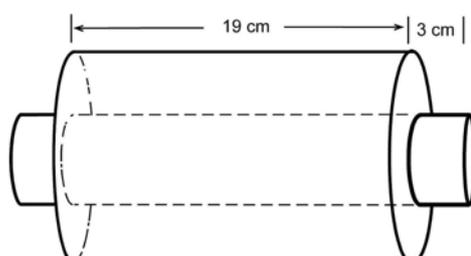


Figura 5.2.3: Silenciador alternativo del tipo Resonador Concéntrico

El segundo silenciador alternativo se asemeja a un silenciador resonador concéntrico con la diferencia de una cámara de expansión de 4 *cm* ubicada en la mitad.

La cámara de este silenciador a diferencia de las anteriores está construida en un tubo de PVC de menor diámetro que las anteriores (75 *mm*). (ver figura 5.2.4)

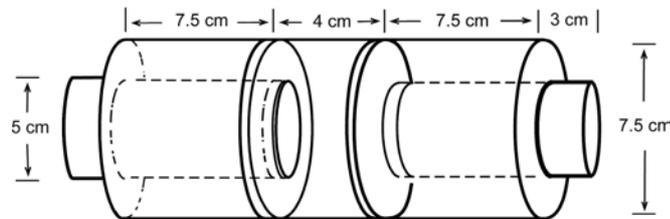


Figura 5.2.4: Silenciador alternativo del tipo Resonador Concéntrico con cámara de expansión central.

En la siguiente tabla se resumen las dimensiones utilizadas para cada parte de los silenciadores.

Silenciadores	Cámara	Extremos
Corto	11	3
Largo	19	3
Alternativos	19	3

Tabla 5.2.1: Resumen de dimensiones para ambos tamaños de silenciadores de prueba.

5.2.2 CONSTRUCCIÓN

En la construcción de los silenciadores se procuró asegurar la rigidez de los ductos interiores, como también una buena circulación de aire a través de ellos.

Para fijar los ductos interiores se utilizaron dos tapas de PVC para ductos de 50 mm pulidas y adosadas a cada una de las caras interiores de las tapas de 100 mm ocupadas en las cámaras centrales. (ver figura 5.2.5)

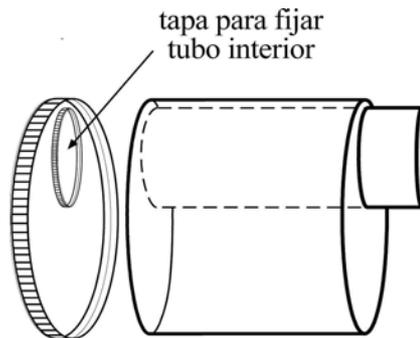


Figura 5.2.5: Tapa interior utilizada para dar rigidez a los ductos interiores.

En el caso de los silenciadores alternativos, se utilizaron separadores de hule para dar forma a la cámara de expansión central y para entregar una adecuada rigidez a los dos ductos interiores. (ver figura 5.2.4)

Todos los silenciadores contruidos, luego de ser ensamblados, fueron sellados debidamente con pasta sellante de tuberías, la cual podía ser fácilmente retirada para permitir ubicar el material absortor en su interior entre una medición y otra.

5.2.3 PERFORACIONES

Para determinar la cantidad de orificios a realizarse entre los extremos opuestos de cada tubo exterior se consideró el área del ducto de entrada (o salida) del silenciador πr^2 , procurando que la suma total de las áreas de cada agujero sea igual o mayor a ella, para no impedir el flujo de aire entre los tubos y la cámara.

El cálculo realizado fue el siguiente:

El radio a utilizar fue $r = 2.5 - 0.2 = 2.3 \text{ cm}$, ya que el diámetro del tubo era de 5 cm y su espesor igual a 0.2 cm .

El área entonces fue $A = \pi r^2 = 3.1415 \cdot (2.3)^2 = 16.62 \text{ cm}^2$, por lo tanto la suma de las áreas individuales de las perforaciones debió ser igual o mayor a 16.62 cm^2 .

Para evaluar el comportamiento del silenciador con respecto a las perforaciones, se construyeron silenciadores con perforaciones de diámetro pequeño y diámetro grande.

Para realizar las perforaciones sobre la superficie de los tubos, se utilizó un taladro. Su ubicación fue en los extremos opuestos a la salida de los tubos interiores, y su distribución se pensó de forma tal que los agujeros no fueran obstaculizados por el ducto colindante. (ver figura 5.2.6)

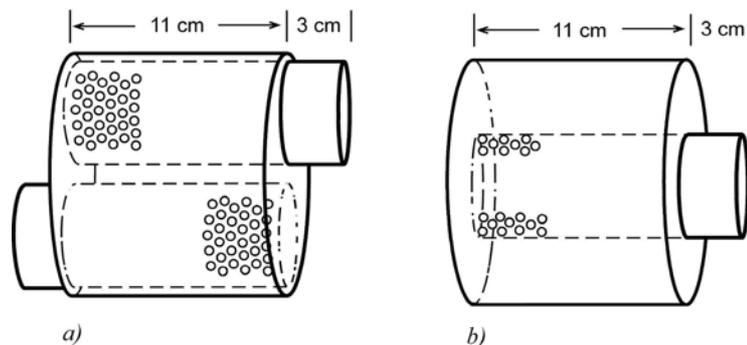


Figura 5.2.6: Distribución de de los agujeros sobre la superficie de los ductos interiores; a) vista lateral, b) vista superior.

En las tablas 5.2.2 y 5.2.3 se muestran los tamaños y se resumen los cálculos realizados.

Perforaciones	Pequeñas	Grande
Diámetro de broca (<i>cm</i>)	0.35	0.8
Área producida (<i>cm</i> ²)	0.09	0.5
Cantidad de perforaciones	192	34
Suma total de áreas (<i>cm</i> ²)	17.3	17.1

Tabla 5.2.2: Resumen de tamaños y cálculos en las perforaciones para silenciadores de prueba.

Silenciador	Alt. 1	Alt. 2
Diámetro de broca (<i>cm</i>)	0.35	0.5
Área producida (<i>cm</i> ²)	0.09	0.2
Cantidad de perforaciones	544	36
Suma total de áreas (<i>cm</i> ²)	49	7.2

Tabla 5.2.3: Resumen de tamaños y cálculos en las perforaciones para silenciadores alternativos.⁶

En la construcción de los silenciadores alternativos no se respetó de manera tan rigurosa las sumas de las áreas de las perforaciones con respecto al área de los ductos interiores, éstas fueron mayores.

Para el silenciador resonador concéntrico, las perforaciones se distribuyeron a lo largo de la superficie del tubo de forma equitativa y simétrica con respecto a la mitad del eje del ducto interior.

En cambio para el silenciador resonador con cámara central, las perforaciones tuvieron un diámetro mayor, cubriendo toda el área disponible de los tubos sobre el eje central.

⁶ En la tabla: Alt 1 es el resonador concéntrico y
Alt 2 el resonador concéntrico con cámara central.

5.3 MONTAJE DE LAS MEDICIONES

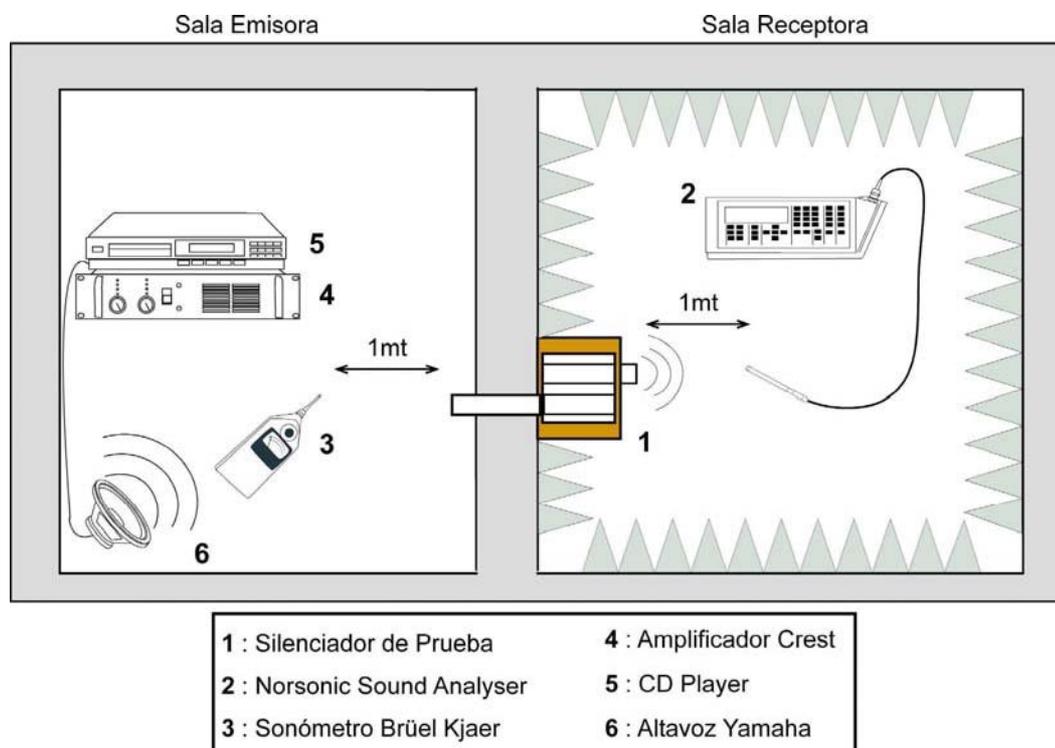


Figura 5.3.1: Diagrama del montaje realizado para tomar las mediciones.

Al momento de plantear el problema de las mediciones a realizar, surgió la necesidad de intentar simular de la mejor forma posible la condición de silenciador insertado dentro de una pared. El ideal de medición no sería posible, ya que la cámara anecoica solo consta de un ducto de 50 mm de diámetro y 35 cm de largo a través de la pared, el cual es utilizado para simulación de condiciones de viento.

Para tratar de ajustar la medición a esta condición se decidió simular estas condiciones con la construcción de una caja de madera de fondo ajustable, en la cual el silenciador podía ser contenido ajustando su lado móvil para después ser rellena con arena. En la figura 5.3.1 se muestra el detalle de la instalación del silenciador en el campo de medición. En la sala adyacente a la sala anecoica se encuentra la fuente de ruido, y en la sala anecoica, el silenciador adosado a la boca de entrada.

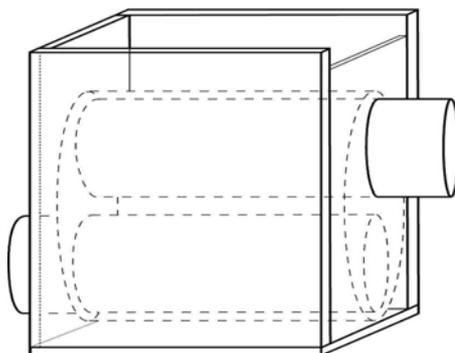


Figura 5.3.2: Caja de madera construida para simular condición de contención dentro del muro.

Una vez completado el proceso de ajuste del silenciador en la caja y su llenado con arena, la caja fue puesta en la pared de la cámara anecoica, de forma tal que el ducto de entrada al silenciador coincide con el ducto que atraviesa el muro.

La sala contigua que simula condiciones semi-reverberantes (Sala Emisora). Así, al momento de realizar las mediciones, esta sala es excitada con ruido blanco, con un altavoz ubicado en una de las esquinas inferiores para excitar la mayor cantidad de modos y mantener un nivel de presión constante y homogéneo en cada punto de la sala.

El ruido blanco se define como ruido aleatorio que contiene energía constante a cada frecuencia o más preciso una distribución uniforme de la energía sobre el espectro de frecuencias. Estas características ayudan, en cuanto a que permiten posteriormente utilizar formas gráficas para visualizar y determinar la atenuación del ruido transmitido hacia el interior de la sala receptora.

La sala emisora se excitó con un nivel de presión de 95.7 dB (LIN) medidos en varios puntos de la sala para constatar que existía un nivel constante de presión.

Las mediciones de nivel de presión, consideradas para la entrada y salida del silenciador, se realizaron a un metro de distancia de los ductos de entrada y salida. No se consideró un punto más cercano a las bocas del silenciador para evitar que el micrófono pudiese estar dentro del campo reactivo.

El monitoreo de la estabilidad del nivel de presión sonora en la entrada del silenciador (variaciones no mayores a ± 1 dB) se realizó con el sonómetro Brüel & Kjaer Modelo 2209. El nivel de presión sonora en el interior de la sala anecoica se realizó con el Sound Analyser Norsonic Nor-110. Los valores de las mediciones realizadas corresponden al L_{eq} de 1 minuto para cada situación.

Los niveles de presión medidos en la boca de salida se realizaron en bandas de tercio de octava, en un rango de frecuencias de 63 a 8000 Hz, lo que permite predecir la atenuación de un espectro de ruido de tráfico según el método especificado en ISO 9613. [19]

6. MEDICIONES Y RESULTADOS

En este capítulo se explican las mediciones realizadas y se dan a conocer los resultados obtenidos junto a los criterios ocupados en las decisiones al momento de interpretar las mediciones.

6.1 MEDICIONES

6.1.1 SILENCIADORES DE PRUEBA

Se realizaron dos mediciones que se utilizaron para comparar los resultados obtenidos. Estas mediciones fueron:

- Tubo sin silenciador
- Tubo relleno de arena

El primer caso corresponde a la condición de referencia, considerado como el peor caso posible, es decir, en ausencia total de acondicionamiento acústico.

El segundo caso, por el contrario, corresponde a los máximos valores de atenuación posibles a los que se podría aspirar, ya que simula el aislamiento de la pared sin ductos o perforaciones.

El conjunto de mediciones realizadas se muestra en la tabla 6.1.1:

Medición	Silenciador	Perforaciones		Absortor	Tapa
		Grandes	Pequeñas		
1	Chico	✓			
2	-	✓		✓	
3	-		✓		
4	-		✓	✓	
5	-		✓		✓
6	-		✓	✓	✓
7	Grande	✓			
8	-	✓		✓	
9	-		✓		
10	-		✓	✓	
11	-		✓		✓
12	-		✓	✓	✓
13	Alternativo 1		✓		
14	Alternativo 2	✓			

Tabla 6.1.1: Tabla resumen de las mediciones realizadas.

El espectro del ruido blanco medido en la sala emisora, con el micrófono ubicado a 1 metro de distancia sobre el eje axial del tubo, y con el altavoz ubicado en la esquina inferior de la sala se ve en la figura 6.1.1:

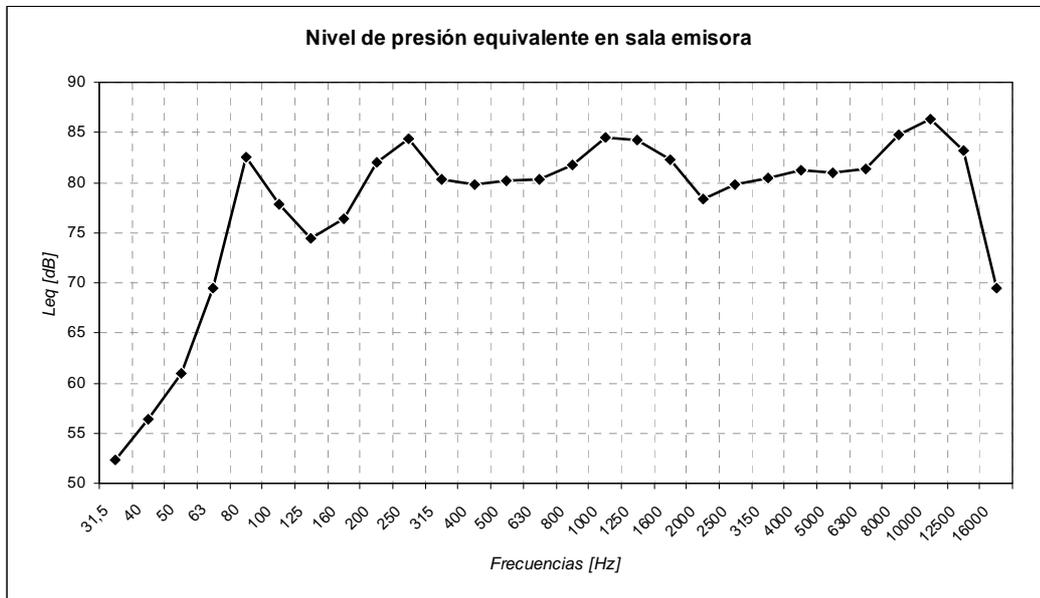


Figura 6.1.1: Gráfico del espectro de frecuencias medido en la sala emisora.

Efectuando una suma energética de los niveles por banda mediante el uso de la fórmula (6.1) se pudo comprobar que el nivel lineal en la sala emisora durante las mediciones era igual a 95.7 dB.

$$SE = 10 \log(10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_n}{10}}), \quad n = 1, 2, 3, \dots, n. \quad (6.1)$$

siendo L_1, L_2 , etc. los niveles de cada una de las bandas del espectro medido.

Una vez realizadas las mediciones, y con el objeto de obtener las conclusiones sobre la atenuación de las distintas configuraciones, se utilizó un procesamiento gráfico para comparar los resultados, Así, se graficó la diferencia de atenuación entre el silenciador y el tubo abierto.

6.2 PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

Se analizaron los resultados tomando en cuenta los siguientes casos:

- Tamaño de cámara
- Presencia de material absorbente

Se realizaron comparaciones por tamaño de las perforaciones y luego, para el caso de perforaciones pequeñas, una comparación de la de atenuación del silenciador en presencia y ausencia de la tapa para mantención.

En la tabla 6.2.1 se muestran las 8 comparaciones gráficas realizadas. En ella se pueden ver las características de los silenciadores que están siendo comparados.

Comparación	Cámara		Absortor		Tapa		Perforaciones	
	Grande	Pequeña	Con	Sin	Con	Sin	Pequeñas	Grandes
1	✓			✓	○	○	✓	
2	✓			✓		✓	○	○
3	✓		✓		○	○	✓	
4	✓		✓			✓	○	○
5		✓		✓	○	○	✓	
6		✓		✓		✓	○	○
7		✓	✓		○	○	✓	
8		✓	✓			✓	○	○

Tabla 6.2.1: Matriz de comparaciones realizadas.

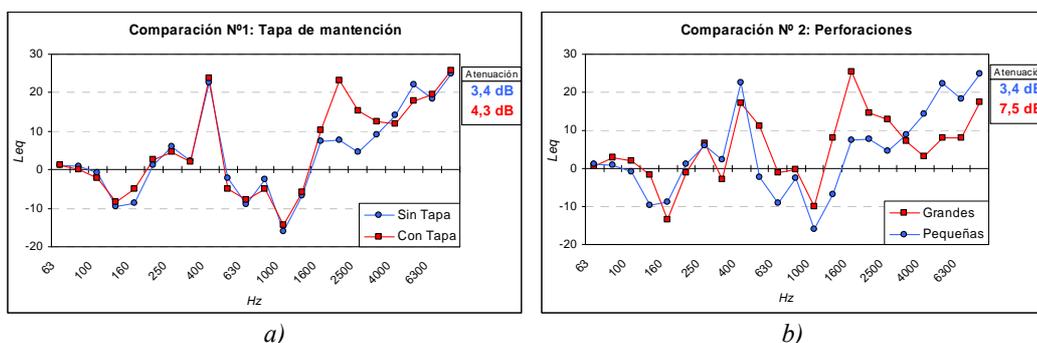
En esta tabla, el símbolo ✓ señala las características comunes que poseen los silenciadores en cuestión, mientras ○ indica las características que están siendo comparadas.

Así, por ejemplo, en la comparación número 1 utilizan dos silenciadores cuyas características comunes son el tamaño grande de sus cámaras, la ausencia de material absorbente en el interior de estas cámaras y por último la presencia de perforaciones pequeñas en los ductos interiores de ambos. Ver tabla 6.2.1.

6.2.1 COMPARACIONES Y ANÁLISIS GRÁFICO

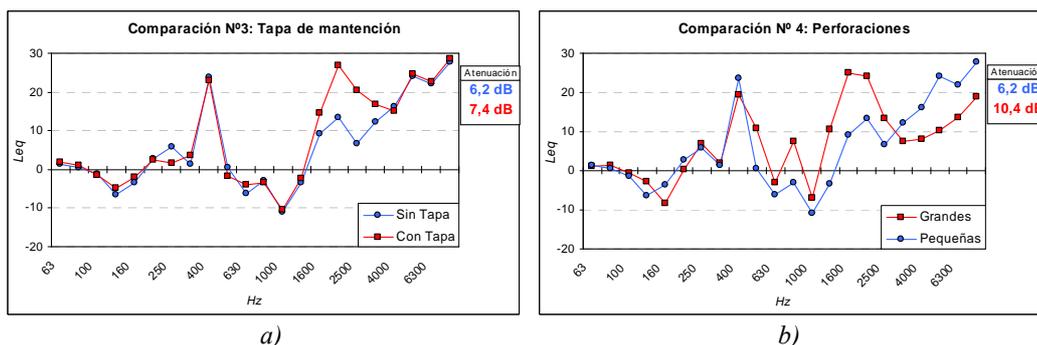
CÁMARA GRANDE

Sin Absortor



Figuras 6.2.1: Comparaciones gráficas de a) Presencia de tapa, b) Tamaño de perforaciones.

Con Absortor



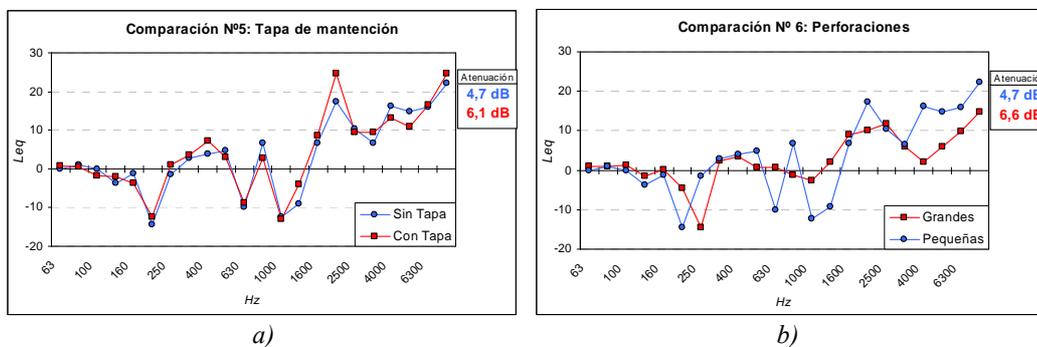
Figuras 6.2.2: Comparaciones gráficas de a) Presencia de tapa, b) Tamaño de perforaciones.

Al observar las gráficas de los silenciadores de cámara grande (ver figuras 6.2.1 y 6.2.2) en la comparación 1 se aprecia que al añadir la tapa de mantenimiento en el extremo del tubo interior, se produce un incremento en la atenuación sobre 10dB entre los 1600 Hz y 4000 Hz, llegando a un máximo de 23 dB en los 2000 Hz. En la comparación 3, al poner material absorbente en el interior de la cámara se produce una mejora promedio de 2dB en ambas curvas, valor mucho menor que el aumento de atenuación producido al incorporar la tapa de mantenimiento.

Para el caso de las comparaciones 2 y 4, con relación al tamaño de las perforaciones de los tubos interiores, el caso del silenciador con perforaciones grandes es notoriamente mejor que el silenciador con perforaciones pequeñas en el intervalo comprendido entre 500 y 3150 Hz, y la inclusión de material absorbente en la cámara también provee un incremento general, realzando el efecto atenuante de este silenciador en 2dB de promedio. Se destaca la presencia constante de un peak negativo en los 1000 Hz, el cual se acentúa al disminuir el diámetro de las perforaciones en los ductos interiores.

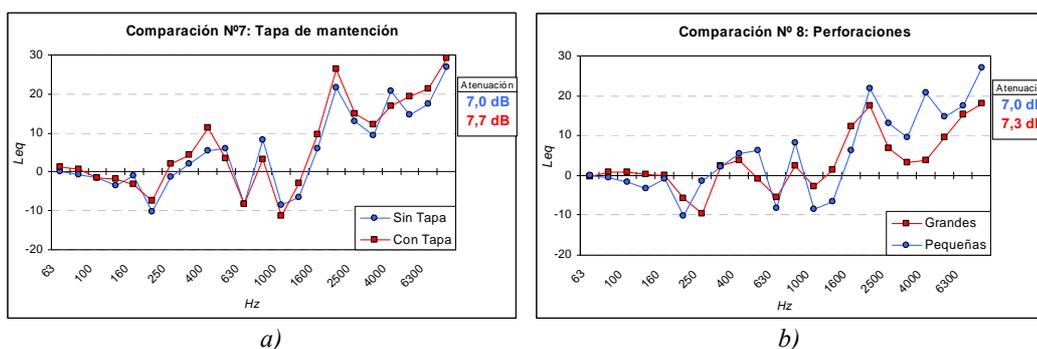
CÁMARA PEQUEÑA

Sin Absortor



Figuras 6.2.3: Comparaciones gráficas de a) Presencia de tapa, b) Tamaño de perforaciones.

Con Absortor



Figuras 6.2.4: Comparaciones gráficas de a) Presencia de tapa, b) Tamaño de perforaciones.

Las figuras 6.2.3 y 6.2.4 muestran el resto de comparaciones correspondientes a los silenciadores de cámara pequeña. En ellas se ve que no existe una gran diferencia en la atenuación de los silenciadores al agregar la tapa de mantención (comparaciones 5 y 7), salvo los peak en 400 y 2000 Hz en que las curvas se diferencian en promedio 5.3 dB entre sí. La presencia de material absortor produce una mejora promedio de 2 dB en ambas curvas.

Con respecto al tamaño de las perforaciones, la atenuación sobre 1600 Hz es similar a la de cámara grande, y es notoriamente menor bajo 1600 Hz. En la comparación 6 se aprecia que la curva de perforaciones pequeñas posee tres notorios peaks negativos, y sobresale solamente a partir de 4000 Hz, siendo este intervalo ampliado hasta 2000 Hz cuando se agrega material absortor en el interior (comparación 8).

Al disminuir el tamaño de la cámara, los mínimos presentes en las cuatro primeras comparaciones (en 125 y 160 Hz), aparecen acentuados y desplazados a 200 y 250 Hz respectivamente. Otra consecuencia de esto también es la desaparición del peak positivo en los 400 Hz, presente en todas las curvas de cámara grande.

En las curvas de ambas cámaras se encontró la presencia de un peak en 1 KHz, que produce un empeoramiento con respecto al tubo sin acondicionar. Esta anomalía común a las ocho comparaciones, fue máxima en la curva del silenciador grande con perforaciones pequeñas (comparación 2) con una amplitud igual a -16 dB. En cambio el caso que presentó la menor amplitud en esta banda de frecuencias fue el silenciador chico con perforaciones grandes (comparación 6), con una amplitud de -2,6 dB.

SILENCIADORES ALTERNATIVOS

También se realizó la comparación anexa de los dos silenciadores alternativos:

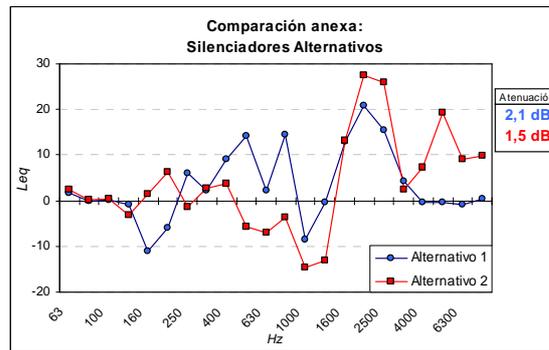


Figura 6.2.9: Comparación gráfica de los silenciadores alternativos.

En la figura 6.2.9 se muestran las curvas de atenuación de los silenciadores alternativos, construidos para obtener una evaluación comparativa con respecto a las diferencias de diseño.

Cabe recordar que el silenciador alternativo 1 corresponde al silenciador concéntrico de dos ductos y cámara central de la figura 5.2.3, y el silenciador alternativo 2 corresponde al silenciador mixto de ductos perforados con dos cámaras y una cámara de expansión en el centro mostrado en la figura 5.2.4.

Al comparar sus curvas de atenuación con respecto al tubo sin acondicionar, se observa que en ambos silenciadores existe el peak de mala atenuación en los 1000 Hz al igual que en los silenciadores de dos vías. El silenciador alternativo 1 tiene una mayor atenuación que el tubo libre en el rango de los 250 Hz a los 4000 Hz, y menor que este en las frecuencias bajo 125 y sobre 3150 Hz.

El silenciador alternativo 2 posee el mismo comportamiento a frecuencias bajas pero hasta los 160 Hz, en donde comienza a atenuar en forma moderada hasta 400 Hz. Luego, se produce una atenuación negativa en el intervalo entre 500 y 1250 Hz llegando a alcanzar un valor máximo de -14.7 dB en 1000 Hz. Finalmente se produce la mayor atenuación de este silenciador a partir de 1600 Hz llegando a su valor máximo en 2000 Hz con 27.4 dB de atenuación.

En general, se observa que en todos los gráficos, existen bandas de frecuencias para las cuales se produce una atenuación negativa, resultando esto un aumento del nivel de ruido radiado en comparación al tubo vacío.

6.2.2 ANÁLISIS DE RESONANCIAS

Para entender las variaciones de atenuación en los silenciadores se analizaron las resonancias de los ductos de entrada a los silenciadores.

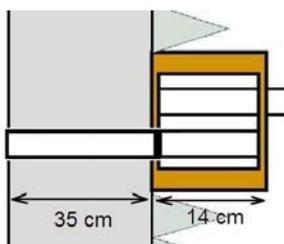


Figura 6.2.2.1: Montaje del silenciador de prueba a continuación del ducto a acondicionar.

En primer lugar, la longitud del ducto a considerar, no fue igual a la longitud de los ductos interiores, ya que se modificó la longitud del ducto de entrada al añadir la caja de madera con el silenciador a continuación del tubo vacío de 35 cm. Por lo tanto, las longitudes, para el silenciador pequeño fueron cambiadas de 14 cm a 49 cm (ver figura 6.2.2.1), y para el silenciador de cámara grande de 22 cm a 57 cm.

Para obtener la frecuencia de resonancia y los armónicos en un tubo con uno de sus extremos cerrado, se utilizó la fórmula mostrada en el capítulo 4:

$$f_0 = \frac{(2n-1)c}{4l}, \quad n = 1, 2, 3, 4. \quad (4.7.8b)$$

donde $c = 344 \text{ m/s}$, es la velocidad del sonido en el aire y l es el largo del ducto de entrada al silenciador utilizado en las mediciones.

Los resultados fueron agrupados en tablas. La tabla 6.2.2.1 muestra los valores obtenidos para el silenciador pequeño, con $l = 0,49 \text{ m}$:

n	f_o [Hz]
1	175,51
2	526,53
3	877,55
4	1228,57

Tabla 6.2.2.1: Valores de los cuatro primeros armónicos de la frecuencia de resonancia, para $l = 0,49 \text{ m}$.

La tabla 6.2.2.2 muestra las frecuencias de resonancia obtenidas para el silenciador de cámara grande, con $l = 0,57 \text{ m}$:

n	f_o [Hz]
1	150,88
2	452,63
3	754,39
4	1056,14

Tabla 6.2.2.2: Valores de los cuatro primeros armónicos de la frecuencia de resonancia, para $l = 0,57 \text{ m}$.

Al observar los valores entregados en estas tablas, y compararlos con las gráficas realizadas en el punto 6.2.1 se percibe la presencia de estos peaks, aunque no de forma exacta, debido a que realmente el tubo no es cerrado como requiere en rigor la fórmula debido a sus perforaciones.

De todas formas, estos peaks de resonancia están presentes y se trasladan, subiendo a lo largo del espectro de frecuencias a medida que se aumenta el diámetro de las perforaciones, ya que equivale a disminuir el largo acústico del ducto. (ver figuras 6.2.5-6b y 6.2.7-8b).

Para determinar y analizar el tipo de frecuencias resonantes existentes en el ducto del silenciador sin extensión, se rehizo el calculo, esta vez para $l = 14 \text{ cm}$ y $l = 22 \text{ cm}$.

Los valores obtenidos se muestran en las tablas 6.2.2.3 y 6.2.2.4:

n	f_o [Hz]
1	614,29
2	1842,86
3	3071,43
4	4300,00

Tabla 6.2.2.3: Valores de los cuatro primeros armónicos de la frecuencia de resonancia, para $l = 0,14 \text{ m}$.

n	f_o [Hz]
1	390,91
2	1172,73
3	1954,55
4	2736,36

Tabla 6.2.2.3: Valores de los cuatro primeros armónicos de la frecuencia de resonancia, para $l = 0,22 m$.

Si bien el tipo de montaje y la extensión del ducto realizada en las mediciones influye en las curvas de atenuación, con frecuencias de resonancia que no coinciden con las frecuencias naturales de los ductos interiores, mediante este tipo de cálculo se puede estimar la modificación de las curvas de atenuación, ya que las resonancias del ducto de entrada tienen directa relación con la curva de atenuación resultante.

Finalmente, luego del análisis de resonancias, y la identificación de las frecuencias para las cuales se presentan problemas en la atenuación, se hace precisa una comparación en banda ancha, ya que la mejora global de atenuación del silenciador no es dependiente de la posición de las resonancias sino de la suma de las diferencias de atenuación en el rango de frecuencia de funcionamiento del silenciador.

En la tabla 6.2.2.4 se muestra el incremento de la atenuación global del silenciador en dB con respecto a un tubo sin silenciador:

Silenciador	L_p [dB] (mejora)
Grande con perforaciones grandes y absortor	10,7
Chico con perforaciones pequeñas, absortor y tapa	7,7
Grande con perforaciones grandes	7,5
Grande con perforaciones pequeñas, absortor y tapa	7,4
Chico con perforaciones grandes y absortor	7,3
Chico con perforaciones pequeñas y absortor	7,0
Chico con perforaciones grandes	6,6
Grande con perforaciones pequeñas y absortor	6,2
Chico con perforaciones pequeñas y tapa	6,1
Chico con perforaciones pequeñas	4,7
Grande con perforaciones pequeñas y tapa	4,3
Grande con perforaciones pequeñas	3,4
Alternativo (1 cámara de expansión)	2,1
Alternativo (3 cámaras de expansión)	1,5

Tabla 6.2.2.4: Valores de atenuación de los silenciadores con respecto al tubo sin acondicionamiento acústico y ruido blanco de 95.7 dB.

7. CONCLUSIONES

El diseño, la construcción y la medición de silenciadores para ductos de ventilación forzada en viviendas se han llevado a cabo en este trabajo, cumpliéndose así el objetivo general planteado. Si bien no se pudo montar el silenciador directamente en el interior del muro, se simuló aquella condición montando el silenciador en una caja de madera rellena con arena ubicada a continuación del ducto existente en el muro.

En cuanto a los resultados específicos de esta investigación, la metodología utilizada ha permitido la evaluación de los distintos diseños de silenciadores. Esta metodología consistió en el cálculo de la atenuación de los silenciadores cuando su ducto de entrada es expuesto a un nivel constante de ruido blanco, y el espectro sonoro del ruido radiado por el otro extremo hacia la sala anecoica es medido.

Con respecto a la evaluación del comportamiento de las distintas variables se puede decir que:

- Existe una influencia de las frecuencias de resonancia presentes en el ducto de entrada en el espectro final de la atenuación de los silenciadores. Las curvas de atenuación de todos los silenciadores medidos presentan bajas de atenuación en estas frecuencias.
- El material absorbente en el interior de la cámara disminuye la pérdida de atenuación en las frecuencias de resonancia y las variaciones en los diámetros de las perforaciones alteran la posición de estas frecuencias, desplazándolas hacia las frecuencias más altas.
- Ninguno de los dos silenciadores alternativos proporciona un nivel de atenuación total mayor o igual al silenciador de dos vías.
- El máximo nivel de atenuación alcanzado corresponde al silenciador grande con perforaciones grandes y absorbente, con una atenuación de 10,7 dB con respecto al tubo sin acondicionar.

8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Munjal, M. L., *Acoustics of ducts and mufflers*, John Wiley & Sons, New York, 1987.
- [2] J. W. Sullivan, Analysis of concentric tube resonators having unpartitioned cavities, *J. Acous. Soc. Am.*, **64**, 2007-215 (1978).
- [3] J. W. Sullivan, A method of modelling perforated tube muffler components. I: theory, *J. Acous. Soc. Am.*, **66**, 772-778 (1979).
- [4] J. W. Sullivan, A method of modelling perforated tube muffler components. II: Applications, *J. Acous. Soc. Am.*, **66**, 779-788 (1979).
- [5] K. Jayaraman and K. Yam, Decoupling approach to modelling perforated tube muffler components. *J. Acous. Soc. Am.*, **69**(2), 390-396 (1981).
- [6] P. T. Thawani and K. Jayaraman, Modelling and applications of straight-through resonators, *J. Acous. Soc. Am.*, **73**(4), 1387-1389 (1983).
- [7] K. Narayana Rao and M. L. Munjal, A generalized decoupling method for analysing perforated element mufflers, Nelson Acoustics Conference, Madison (1984).
- [8] K. Narayana Rao, Prediction and verification of the aeroacoustic performance of perforated element mufflers, Ph.D. thesis, Indian Institute of Science, Bangalore, 1984.
- [9] A. D. Sahasrabudhe, Aeroacoustic evaluation of the perforated element mufflers, M. E. Dissertation, Indian Institute of Science, Bangalore, (1983).
- [10] L. J. Sivian, Acoustic impedance of small orifices, *J. Acous. Soc. Am.*, **7**, 94-101 (1935).
- [11] U. Ingard and S. Labate, Acoustic circulation effects and the nonlinear impedance of orifices, *J. Acous. Soc. Am.*, **22**, 211-218 (1950).

- [12] U. Ingard and H. Ising, Acoustic nonlinearity of an orifice, *J. Acous. Soc. Am.*, **42**(1), 6-17 (1967).
- [13] D. Ronneberger, The acoustical impedance of holes in wall of flow ducts, *J. Sound and Vibration.*, **24**(1), 133-150 (1972).
- [14] T. H. Melling, The acoustic impedance of perforates at medium and high sound pressures levels, *J. Sound and Vibration.*, **29**(1), 1-65 (1973)
- [15] P. D. Dean, An in situ method of wall acoustic impedance measurements in flow ducts, *J. Sound and Vibration.*, **29**(1), 1-56 (1973).
- [16] J. W. Sullivan, Some gas flow and acoustic pressure measurements inside a concentric-tube resonator, *J. Acous. Soc. Am.*, **76**(2), 479-484 (1984).
- [17] K. N. Rao and M. L. Munjal, Experimental evaluation of impedance of perforates with grazing flow, *J. Sound and Vibration.*, **108**(2), 283-295 (1986).
- [18] Kinsler-Frey-Coppens-Sanders. Fundamentos de la Acústica, Editorial Limusa S.A. 1995.
- [19] International Standard ISO 9613-2, Acoustics –Attenuation of sound during propagation outdoors, STD. ISO 9613-2 – ENGL 1996, First Edition 15-112-1996.