

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

**DEPARTAMENTO DE MECÁNICA DE LOS MEDIOS CONTINUOS Y TEORÍA
DE ESTRUCTURAS**



**UNIVERSIDAD
POLITECNICA
DE VALENCIA**

**MODELIZACIÓN, SIMULACIÓN Y
CARACTERIZACIÓN ACÚSTICA DE MATERIALES
PARA SU USO EN ACÚSTICA ARQUITECTÓNICA**

TESIS DOCTORAL

AUTOR: ERNESTO JULIÁ SANCHIS

DIRIGIDO POR:

JESÚS ALBA FERNÁNDEZ

SALVADOR IVORRA CHORRO

Alcoy, 2008

RESUMEN

El objetivo global del estudio que esta memoria de tesis presenta consiste en evaluar la viabilidad de aplicar nuevos materiales absorbentes del sonido que intentan, por un lado, ser una alternativa a los clásicamente utilizados (como las lanas minerales) y, por otro, ofrecer una solución a una de las problemáticas actuales más importantes, como es el dar salida a los productos de desecho de las industrias textiles mediante el reciclado.

Para ello, se han estudiado algunos de los parámetros que permiten caracterizar el comportamiento acústico de los materiales absorbentes del sonido (tales como la impedancia acústica, el coeficiente de absorción acústica y la resistencia específica al flujo, entre otros). También se han descrito diversos métodos de medida experimentales utilizados para obtener estos parámetros acústicos. De los métodos presentados en este trabajo, se ha centrado la atención en los basados en el tubo de impedancia acústica (o tubo de Kundt). Esta técnica presenta ventajas, como la de requerir sólo un pequeño espacio en laboratorio así como probetas de los materiales a estudiar no demasiado grandes.

El estudio se ha asentado sobre tres pilares fundamentales: modelización matemática, caracterización acústica de materiales y simulación numérica. En primer lugar, tras repasar los principales modelos y teorías utilizados en la evaluación acústica de los materiales absorbentes sonoros de tipo poroso y fibroso, se propone un nuevo modelo matemático y se demuestra su validez para el tipo de materiales estudiados.

Con respecto a la caracterización acústica, se han realizado diversas campañas de mediciones con el fin de obtener el coeficiente de absorción acústica y la resistencia específica al flujo de diversos materiales.

Por último se aplica, mediante un programa informático basado en el método de los elementos finitos, la técnica de la simulación numérica con el fin de contrastar los resultados obtenidos experimentalmente, así como para la evaluación de una de las aplicaciones industriales más significativas desde el punto de vista acústico: los filtros acústicos, que son dispositivos diseñados para reducir la emisión acústica en un tubo (como las cámaras de expansión en los tubos de escape de los motores de combustión). Se contrastan, en una primera fase, los resultados obtenidos observando que están de acuerdo con la experiencia y, en una segunda fase, se realiza un estudio paramétrico para evaluar la eficiencia de este tipo de componentes. La simulación numérica presenta la ventaja de realizar estos estudios sin necesidad de construir los modelos reales, con el ahorro en coste y tiempo que esto supone.

En definitiva, se ha pretendido contribuir al conocimiento del comportamiento acústico de diversos materiales y dispositivos que se emplean para mejorar las condiciones de aislamiento y acondicionamiento acústicos.

RESUM

L'objectiu global de l'estudi que esta memòria de tesi presenta consistix a avaluar la viabilitat d'aplicar nous materials absorbents del so que intenten, d'una banda, ser una alternativa als clàssicament utilitzats (com les llanes minerals) i, per altra, oferir una solució a una de les problemàtiques actuals més importants, com és el donar eixida als productes de rebuig de les indústries tèxtils per mitjà del reciclatge.

Per això, s'han estudiat alguns dels paràmetres que permeten caracteritzar el comportament acústic dels materials absorbents del so (com ara la impedància acústica, el coeficient d'absorció acústica i la resistència específica al flux, entre altres). També s'han descrit diversos mètodes de mesura experimentals utilitzats per a obtindre estos paràmetres acústics. Dels mètodes presentats en este treball, s'ha centrat l'atenció en els basats en el tub d'impedància acústica (o tub de Kundt). Esta tècnica presenta avantatges, com la de requerir només un xicotet espai en laboratori així com provetes dels materials a estudiar no massa grans.

L'estudi s'ha assentat sobre tres pilars fonamentals: modelització matemàtica, caracterització acústica de materials i simulació numèrica. En primer lloc, després de repassar els principals models i teories utilitzats en l'avaluació acústica dels materials absorbents sonors de tipus porós i fibrós, es proposa un nou model matemàtic i es demostra la seua validesa per al tipus de materials estudiats.

Respecte a la caracterització acústica, s'han realitzat diverses campanyes de mesuraments a fi d'obtindre el coeficient d'absorció acústica i la resistència específica al flux de diversos materials.

Finalment s'aplica, per mitjà d'un programa informàtic basat en el mètode dels elements finits, la tècnica de la simulació numèrica a fi de contrastar els resultats obtinguts experimentalment, així com per a l'avaluació d'una de les aplicacions industrials més significatives des del punt de vista acústic: els filtres acústics, que són dispositius dissenyats per a reduir l'emissió acústica en un tub (com les cambres d'expansió en els tubs de fuga dels motors de combustió). Es contrasten, en una primera fase, els resultats obtinguts observant que estan d'acord amb l'experiència i, en una segona fase, es realitza un estudi paramètric per a avaluar l'eficiència d'este tipus de components. La simulació numèrica presenta l'avantatge de realitzar estos estudis sense necessitat de construir els models reals, amb l'estalvi en cost i temps que açò suposa.

En definitiva, s'ha pretés contribuir al coneixement del comportament acústic de diversos materials i dispositius que s'empren per a millorar les condicions d'aïllament i condicionament acústics.

ABSTRACT

The global objective of this thesis consists on evaluating the viability of applying new sound absorbent materials that attempt, on one hand, to be an alternative to those materials classically used (as mineral wools) and, on the other hand, to offer a solution to one of the most important problems: the use of waste products of the textile industries by means of the recycled.

For carrying out this study, some of the parameters that allow to characterize the acoustic behaviour of sound absorbent materials (such as the acoustic impedance, the acoustic absorption coefficient and the flow resistivity, among other) have been studied. Different experimental methods used to obtain these acoustic parameters have also been described. Among the methods presented in this work, the attention has been focused in those based on the acoustic impedance tube (Kundt tube). This technique presents advantages, for example, that only a small space in the laboratory is required as well as the samples of the testing materials are of small dimensions.

The study has settled on three fundamental pillars: mathematical modelization, acoustic characterization of materials and numerical simulation. In the first place, after reviewing the main models and theories used in the acoustic evaluation of the porous and fibrous sound absorbent materials, a new mathematical model has been proposed and its validity is demonstrated for the type of studied materials.

With regard to the acoustic characterization, diverse campaigns of measurements have been carried out with the purpose of obtaining the acoustic absorption coefficient and the flow resistivity of different type of materials.

Finally, by means of a computer program based on the finite element method, the technique of the numerical simulation has been applied with the purpose of contrasting the obtained results experimentally, as well as for the evaluation of one of the most significant industrial applications from the acoustic point of view: the acoustic filters, that are devices designed to reduce the acoustic emission in a tube (as the expansion chambers in the exhaust pipes of the combustion engines). In a first phase of the study, it is observed that the obtained results agree with the experience and, in a second phase, a parametric study to evaluate the efficiency of this type of components is carried out. The numerical simulation presents the advantage of carrying out these studies without necessity of building the real models, with the saving in cost and time that this supposes.

In this work, it has been sought to contribute to the knowledge of the acoustic behaviour of different type of materials and devices that are used to improve the acoustic isolation and acoustic conditioning.

***No hay nada nuevo bajo el Sol;
Pero cuántas cosas viejas hay que no conocemos.***

Ambrose Bierce

PRÓLOGO

Quiero aprovechar este prólogo para establecer el marco en el que se ha desarrollado este trabajo de investigación conducente al título de Doctor.

El programa de Doctorado se ha realizado en el Departamento de Mecánica de los Medios Continuos y Teoría de Estructuras de la Universidad Politécnica de Valencia, obteniendo el Diploma de Estudios Avanzados en el “**Programa de Análisis Avanzado en Ingeniería del Terreno y Estructuras**”.

Sin embargo, el trabajo experimental que en esta memoria de tesis se presenta, se ha llevado a cabo en el Laboratorio del Departamento de Física Aplicada de la Escuela Politécnica Superior de Gandía, adscrita a la Universidad Politécnica de Valencia.

Mi primer contacto con la investigación había sido en el campo de la Dinámica Estructural, tratando de evaluar las vibraciones en estructuras como las gradas de los pabellones polideportivos. Posteriormente, colaborando con los compañeros del Departamento de Mecánica de los Medios Continuos y Teoría de Estructuras de la Unidad Docente de la Escuela Politécnica Superior de Alcoy, empezamos a aplicar la Dinámica Estructural al comportamiento dinámico de instrumentos musicales, concretamente, al estudio de tapas de guitarra.

Con estos antecedentes, se estableció un contacto con los compañeros de Física Aplicada de la Escuela Politécnica Superior de Gandía, cuyo grupo de investigación trabaja principalmente en el ámbito de la Vibroacústica.

Con esto, se da una perfecta confluencia en las dos grandes áreas de conocimiento que se han visto implicadas a lo largo de la realización de este trabajo: **Física Aplicada** y **Mecánica de los Medios Continuos**, que abarcan simultáneamente una gran extensión de conocimientos que ha hecho posible encontrar un punto en común para la generación y desarrollo del trabajo aquí expuesto.

Llegados a este punto, se consideró que podían converger las dos líneas de trabajo y se estableció una colaboración que conduciría a la obtención del grado de Doctor.

Mi principal tarea en esta colaboración ha consistido, por un lado, en ayudar en las mediciones de Laboratorio para la obtención de distintos parámetros acústicos con distintas configuraciones del tubo de impedancia acústica y, por otro lado, otra de las tareas que he desarrollado ha sido la de iniciar nuevas líneas de trabajo en el campo de la Simulación Numérica con la utilización de programas informáticos basados en el método de los elementos finitos.

De forma resumida, este es el punto de partida del trabajo que se presenta a continuación. Debo decir que “Modelización, Simulación y Caracterización Acústica de Materiales para su Uso en Acústica Arquitectónica” es un título tan amplio que resultaría imposible abarcar de forma exhaustiva cada uno de los aspectos que forman parte de dichas áreas. En lo personal, considero que esta memoria de tesis debe entenderse como un primer paso en el campo de la investigación en Acústica y en los Materiales utilizados para la Acústica Arquitectónica.

Alcoy, Marzo de 2008

Ernesto Juliá Sanchis

AGRADECIMIENTOS

Empiezo por mis directores de tesis, Jesús Alba Fernández y Salvador Ivorra Chorro.

Junto a ellos, Jaime Ramis y Eva Escuder.

Mis compañeros y amigos del Departamento Jorge Gabriel Segura Alcaraz y José María Gadea Borrell.

A Fernando, Laura y Belén, que en distintos momentos me han ayudado a resolver dudas, especialmente en el Laboratorio.

A Romina, quien me ha animado mucho en el trabajo y cuya ayuda ha sido muy importante.

A Yolanda, por su paciencia cuando le hablo de la tesis.

A Lucía, que me ha ayudado en mis dudas matemáticas.

A “my friend” Gina, por su ayuda con el inglés.

Y por su puesto, a mi familia.

Y a todas aquellas personas que, directa o indirectamente, me han ayudado a llevar a cabo la elaboración del trabajo que a continuación se presenta.

ÍNDICE

PRÓLOGO	i
AGRADECIMIENTOS	iii
ÍNDICE	v
LISTADO DE SÍMBOLOS	ix
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
1.1.- Introducción	3
1.2.- Objetivos	4
1.3.- Estructura de la tesis	5
CAPÍTULO 2. ESTADO DEL CONOCIMIENTO	7
2.1.- Introducción a la caracterización acústica de los materiales	9
2.2.- Clasificación de los métodos de medida	10
2.3.- Orígenes del tubo de impedancia acústica (o tubo de Kundt)	11
2.4.- Método basado en el tubo de impedancia acústica	12
2.4.1.- Primeros trabajos	12
2.4.2.- Década de los 80	19
2.4.3.- Década de los 90	22
2.4.4.- Siglo XXI	32
2.4.5.- Tendencias actuales	34
2.5.- Materiales para el aislamiento y acondicionamiento acústicos	36
2.5.1.- Introducción	36
2.5.2.- Materiales absorbentes del sonido de tipo poroso	38
2.5.2.1.- Materiales porosos rígidos	38
2.5.2.2.- Materiales porosos elásticos	38
2.5.3.- Otros materiales	39
2.5.3.1.- Materiales para argamasa	39
2.5.3.2.- Sistemas de paneles perforados	39
2.5.3.3.- Sistemas de paneles rígidos	40

2.5.3.4.- Absorbentes suspendidos	40
2.6.- Nuevos materiales provenientes del reciclado	41
CAPÍTULO 3. MODELO MATEMÁTICO	45
3.1.- Modelos matemáticos para materiales de tipo poroso y fibroso	47
3.1.1.- Modelo de Delany y Bazley	48
3.1.2.- Modelo de Miki	50
3.1.3.- Modelo de Allard y Champoux	51
3.1.4.- Modelo de Voronina	52
3.1.5.- Modelo de Dunn y Davern	57
3.1.5.1.- Impedancia acústica en materiales homogéneos de una capa	57
3.1.5.2.- Impedancia acústica en materiales multicapa	58
3.1.5.3.- Trabajo de Dunn y Davern	58
3.1.6.- Modelo de Garai y Pompoli	59
3.1.6.1.- Nuevo modelo para la resistividad (NMR)	59
3.1.6.2.- Nuevo modelo para la impedancia (NMI)	60
3.1.6.3.- Modelo integrado (MI)	61
3.2.- Modelo propuesto	62
3.3.- Conclusiones del modelo propuesto	71
CAPÍTULO 4. CARACTERIZACIÓN ACÚSTICA	73
4.1.- Introducción	75
4.2.- Coeficiente de absorción acústica en tubo de impedancia acústica	75
4.2.1.- Descripción del equipo de medida	76
4.2.2.- Resultados del coeficiente de absorción acústica	80
4.2.2.1.- Lana de roca de 4 cm de espesor	81
4.2.2.2.- Lana de roca de 1'5 cm de espesor	82
4.2.2.3.- Sándwich reciclado tricapa de fibras textiles	83
4.2.2.4.- Fibra de poliéster IG 700	84
4.2.2.5.- Fibra de poliéster RC 700	85
4.2.2.6.- Sándwich reciclado tricapa con lámina viscoelástica	86
4.2.2.7.- Sándwich tricapa de porexpán y lámina viscoelástica	87
4.2.2.8.- Sándwich tricapa de lana de roca y lámina viscoelástica	88

4.2.2.9.- Fibra de poliéster IG 400	89
4.2.2.10.- Fibra de poliéster RC 400	90
4.3.- Resistencia específica al flujo en tubo de impedancia acústica	91
4.3.1.- Introducción	91
4.3.2.- Resultados de la resistencia específica al flujo	92
4.3.2.1.- Lana de roca de 4 cm de espesor	92
4.3.2.2.- Lana de roca de 1'5 cm de espesor	93
4.3.2.3.- Sándwich reciclado tricapa de fibras textiles	94
4.3.2.4.- Fibra de poliéster IG 700	95
4.3.2.5.- Fibra de poliéster RC 700	96
4.3.2.6.- Sándwich reciclado tricapa con lámina viscoelástica	97
4.3.2.7.- Sándwich tricapa de porexpán y lámina viscoelástica	98
4.3.2.8.- Sándwich tricapa de lana de roca y lámina viscoelástica	99
4.3.2.9.- Fibra de poliéster IG 400	100
4.3.2.10.- Fibra de poliéster RC 400	101
4.4.- Evaluación de la incertidumbre en la medida de la resistencia al flujo	102
4.4.1.- Introducción	102
4.4.2.- Método experimental para el cálculo de la resistencia al flujo	105
4.4.3.- Análisis de los resultados	106
4.4.4.- Conclusiones	107
CAPÍTULO 5. SIMULACIÓN NUMÉRICA	109
5.1.- Simulación numérica mediante el método de los elementos finitos	111
5.1.1.- Simulación numérica con ANSYS	112
5.1.2.- La acústica en conductos	113
5.1.2.1.- Ondas planas en tubos de paredes rígidas	113
5.1.2.2.- Campo sonoro en tubo terminado con impedancia arbitraria	114
5.1.2.3.- Resonancia en tubos	116
5.2.- Estudio de las ondas sonoras en un tubo de impedancia acústica	119
5.2.1.- Modelo analítico de frecuencias resonantes en tubos	119
5.2.2.- Medidas experimentales	121
5.2.3.- Modelo en elementos finitos	122

5.2.4.- Simulación numérica de la distribución de presiones en el interior de un tubo de impedancia acústica	128
5.3.- Aplicaciones industriales de la simulación numérica en tubos	134
5.3.1.- Transmisión del sonido en tubos acoplados	134
5.3.2.- Requerimientos de los filtros en los tubos de escape	137
5.4.- Modelo de silenciador en elementos finitos	138
5.4.1.- Modelo de filtro reactivo	138
5.4.2.- Modelo de filtro disipativo	147
5.4.2.1.- Frecuencias resonantes en tubo con muestra de lana de roca	148
5.4.2.2.- Resultados con el modelo de filtro disipativo	151
5.5.- Estudio paramétrico de los filtros mediante la simulación numérica	153
5.5.1.- Resultados para un filtro acústico de tipo reactivo	154
5.5.2.- Resultados para un filtro acústico de tipo disipativo	158
5.5.3.- Conclusiones del estudio paramétrico	167
5.6.- Evaluación de tubos con múltiples filtros	168
CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES	173
6.1.- Conclusiones	175
6.2.- Líneas futuras de trabajo	180
ANEXO I. OTRAS MEDICIONES	183
ANEXO II. GLOSARIO DE TÉRMINOS	197
REFERENCIAS	211

LISTADO DE SÍMBOLOS

α_n	Coeficiente de absorción acústica a incidencia normal.
H, Ω	Porosidad.
Z	Impedancia característica compleja.
Z_0	Impedancia del aire ($Z_0 = \rho_0 \cdot c_0$).
Γ	Constante de propagación compleja.
R	Parte real de la impedancia característica.
X	Parte imaginaria de la impedancia característica.
σ	Resistencia específica al flujo ($N \cdot s/m^4$).
α	Parte real de la constante de propagación.
β	Parte imaginaria de la constante de propagación.
ρ_m	Densidad volumétrica del material (kg/m^3).
ρ_f	Densidad de la fibra del material (kg/m^3).
ρ_0	Densidad del aire (kg/m^3).
c_0	Velocidad del sonido en el aire (m/s).
Q	Característica estructural.
K	Módulo de compresibilidad efectivo.
f	Frecuencia (Hz).
λ	Longitud de onda (m).
μ	Coeficiente dinámico de viscosidad (Pa·s).
ω	Frecuencia angular ($2 \cdot \pi \cdot f$).
H_{12}	Función de transferencia entre los puntos 1 y 2.
p	Presión acústica.
k	Número de onda (ω/c).
r	Coeficiente de reflexión.
q	Tortuosidad.
V_h	Volumen de huecos.
V_m	Volumen total de la muestra.
d	Diámetro de las fibras.

CAPÍTULO 1
INTRODUCCIÓN

1.1.- Introducción

Observando cada día nuestro entorno, es fácil darse cuenta que la **acústica** está presente en prácticamente todos los ámbitos que ocupan nuestras vidas: **arquitectura, música, ingeniería, medicina y salud, ciencia, etc.**

Por esta razón es cada vez mayor la preocupación por las condiciones de **aislamiento y acondicionamiento** acústicos en los distintos ámbitos de la vida cotidiana.

Paralelamente, también son cada vez mayores las exigencias que las distintas normativas imponen en cuanto a los niveles de ruido admisibles; todo ello con el objeto de mejorar las condiciones de calidad tanto en la vivienda como en el trabajo.

En este sentido cabe destacar la creciente aparición de **nuevos materiales** en los últimos años que intentan dar solución a esta problemática. Entre estos materiales destacan los provenientes del reciclado de industrias como la textil, algunos de los cuales son estudiados en este trabajo.

También han aparecido distintas teorías y **modelos matemáticos** que ayudan a predecir el comportamiento acústico de estos materiales. En esta memoria de tesis se abordará el estudio de algunas de estas teorías.

Por último, aprovechando el gran avance en el mundo de la informática, se ha hecho uso de la herramienta de la **simulación numérica** para evaluar y contrastar los resultados obtenidos con los métodos aplicados experimentalmente en el ámbito de la caracterización acústica. Esto se ha hecho con la aplicación de un software basado en el método de los **elementos finitos**. En este sentido se ha dado un primer paso con la idea de llegar a generar modelos numéricos que permitan ahorrar tiempo y coste en la evaluación de los materiales absorbentes del sonido.

1.2.- Objetivos

El objetivo global de este trabajo es el de contribuir al conocimiento del comportamiento acústico de los materiales absorbentes del sonido mediante la determinación de distintos parámetros acústicos.

A partir del mencionado objetivo general, los **objetivos específicos** que esta memoria de tesis pretende conseguir son:

- 1) Recorrer los principales modelos y teorías propuestos por diversos investigadores, estableciendo con ello un punto de partida para el posterior desarrollo del trabajo.**
- 2) Proponer un modelo matemático que se adapte a la caracterización de los materiales de tipo poroso y fibroso más utilizados en el ámbito de la acústica arquitectónica.**
- 3) Caracterizar una serie de materiales de tipo poroso y fibroso utilizando distintas configuraciones del tubo de impedancia acústica siguiendo las recomendaciones que establece la Norma UNE-EN ISO 10534-2 [1].**
- 4) Simular numéricamente la distribución de presiones en un tubo de impedancia acústica para comprobar la validez del método experimental basado en el método de la función de transferencia; así como aplicar la simulación numérica en la evaluación de distintos tipos de filtros acústicos.**
- 5) Establecer nuevas líneas de investigación en el ámbito de la modelización matemática, caracterización y simulación acústica de los materiales.**

1.3.- Estructura de la tesis

Con los objetivos específicos en mente, esta memoria de tesis se ha dividido en **seis capítulos**:

- **Capítulo I. Introducción.**
- **Capítulo II. Estado del Conocimiento.**
- **Capítulo III. Modelo Matemático.**
- **Capítulo IV. Caracterización Acústica de Materiales.**
- **Capítulo V. Simulación Numérica.**
- **Capítulo VI. Conclusiones.**

A continuación se describen brevemente.

En el presente **Capítulo de Introducción** se señalan los objetivos de la tesis y se establece la estructura de la misma.

En el **Capítulo de Estado del Conocimiento** se hace un recorrido histórico a lo que ha sido la caracterización acústica de los materiales, centrandó la atención en el método basado en el **tubo de impedancia acústica**. Asimismo se realiza una breve descripción de los materiales más utilizados en el ámbito de la acústica arquitectónica.

En el **Capítulo del Modelo Matemático** se repasan, en primer lugar, los principales modelos matemáticos que se vienen utilizando para definir el comportamiento acústico de un material. Estos modelos están diseñados para su aplicación en **materiales de tipo poroso y fibroso**. En segundo lugar, se propone un nuevo modelo matemático, del cual se demuestra su validez para este tipo de materiales.

En el **Capítulo de Caracterización** se exponen los resultados del trabajo experimental realizado en laboratorio. Se han realizado diversas campañas de mediciones con el tubo de impedancia acústica siguiendo las recomendaciones que establece la Norma UNE-EN ISO 10534-2. Este capítulo se concluye con un trabajo en el que se evalúa la incertidumbre en las medidas de uno de los parámetros más significativos, que es la resistencia al flujo.

En el **Capítulo de Simulación Numérica** se trata de evaluar la validez del método experimental a partir de los resultados obtenidos numéricamente con la simulación, utilizando para ello el software ANSYS basado en el **método de los elementos finitos**. También se pretende obtener un modelo numérico válido para simular los ensayos basados en el tubo de impedancia acústica. Por último, se busca aplicar la simulación numérica al ámbito industrial, desarrollándose una primera aproximación a la evaluación de los silenciadores o filtros acústicos.

Finalmente, en el **Capítulo de Conclusiones** se presentan las principales conclusiones tras el desarrollo del trabajo realizado y se expone una serie de **futuras líneas de investigación** en las que seguir trabajando en este ámbito.

Las futuras líneas de investigación se basan en los tres pilares fundamentales sobre los que se asienta este trabajo: mejora del modelo matemático, mayor número de campañas de mediciones con nuevos materiales y mejora del modelo numérico para poder simular completamente los ensayos de laboratorio, así como aplicar la simulación al diseño y evaluación de filtros acústicos.

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL CONOCIMIENTO

2.1.- Introducción a la caracterización acústica de los materiales

Son muchos los investigadores que en los últimos años intentan dar solución a los problemas relacionados con el aislamiento y el acondicionamiento acústicos. Con este propósito van apareciendo **nuevas teorías y modelos** que predicen el comportamiento acústico de los materiales, tanto los utilizados tradicionalmente como los que empiezan a abrirse paso en la actualidad, provenientes muchos de ellos del reciclado de industrias como la textil.

Son diversos los parámetros que caracterizan acústicamente un material: **impedancia superficial, porosidad, tortuosidad, impedancia característica compleja, constante de propagación, longitud característica térmica, etc.**

Entre todos estos parámetros, hay dos que permiten caracterizar completamente los materiales de tipo poroso y fibroso: **la impedancia característica compleja (Z) y la constante de propagación compleja (Γ)**. Estos dos parámetros están directamente relacionados con la capacidad de absorción acústica de los materiales.

Sobre estos dos parámetros se hablará con mayor profundidad en el Capítulo del Modelo Matemático.

A continuación se realiza un recorrido por los trabajos que se ha considerado como más representativos para establecer un punto de partida de esta memoria de tesis.

Dicho recorrido histórico intenta ser el **estado del conocimiento** de la caracterización acústica de los materiales basada en el método del tubo de impedancia acústica.

2.2.- Clasificación de los métodos de medida

Los métodos para determinar las propiedades absorbentes del sonido de los materiales pueden clasificarse en tres grupos [2]:

- a) **Métodos de medida en tubos.**
- b) **Métodos de medida en cámara reverberante.**
- c) **Métodos de medida en campo libre.**

Con respecto a los **métodos de medida en tubos**, el método más clásico para determinar el coeficiente de absorción acústica a partir de la medida de la impedancia superficial de un material bajo incidencia normal, es el basado en el **tubo de impedancia acústica** (o tubo de ondas estacionarias).

En esta memoria de tesis este método queda ampliamente explicado, pues es el que se ha utilizado para la realización de la parte experimental. La Norma que se sigue para estos ensayos es la **UNE-EN ISO 10534-2**.

Una de las particularidades más significativas de este método es que la frecuencia más alta de muestreo es inversamente proporcional al diámetro del tubo, como se explica en la norma mencionada.

Esta técnica se utiliza principalmente en laboratorio, pero hay algunos investigadores que trabajan en la forma de aplicarla para realizar medidas *in situ* cuando se trata de superficies planas (como asfaltos en carretera, por ejemplo).

Por su parte, **el método de la cámara reverberante** se utiliza para medir la absorción en situaciones de incidencia aleatoria. El principio de funcionamiento se basa en medir el tiempo de reverberación antes y después de colocar una muestra de material. El hecho de que se trabaje con campo sonoro difuso le proporciona a este método un mayor ajuste a la realidad.

Finalmente, la mayor parte de los métodos de medida asumen condiciones de **campo libre**, lo que significa que no se producen reflexiones indeseadas por parte de ningún elemento que no sea el propio material a estudiar. Estos métodos de campo libre pueden clasificarse de varias formas: por ejemplo, según su aplicación *in situ* sea en recinto exterior o interior, según la clase de señal generada, según el número de micrófonos necesarios, etc.

Como ya se ha dicho anteriormente, en este capítulo se centrará la atención sólo en el método basado en el tubo de ondas estacionarias o de impedancia acústica, por ser el que se ha empleado para realizar los ensayos experimentales en laboratorio.

2.3.- Orígenes del tubo de impedancia acústica (o tubo de Kundt)

El invento del tubo de impedancia acústica como método de medida para caracterizar materiales acústicamente se debe al físico alemán **August Adolf Eduard Eberhard Kundt (1839 – 1894)**. Fue el sucesor de **H. von Helmholtz** y director del **Berlin Physical Institute**.

Su trabajo se centró principalmente en las áreas del sonido y la luz. Desarrolló un método para la **investigación de las ondas dentro de los tubos** basado en situar un material en forma de polvo (por ejemplo el **lycopodium**) en el interior de un tubo y hacerlo vibrar. Con esto, el polvo se iba apilando en determinados nodos. Una variante de este método permite calcular la velocidad del sonido en diferentes gases.

A continuación se abordan los trabajos que varios investigadores han realizado para caracterizar acústicamente los materiales absorbentes del sonido, utilizando como base el método del tubo de ondas estacionarias.

2.4.- Método basado en el tubo de impedancia acústica

2.4.1.- Primeros trabajos

En el año 1945, **Scott [3]** describió un método para medir directamente la **constante de propagación** y obtener la impedancia característica de un material poroso. Para la constante de propagación, Scott dedujo una **parte real** (factor de propagación, relacionado con el cambio de fase por unidad de longitud) y una **parte imaginaria** (factor de atenuación, relacionado con la caída exponencial de la presión sonora en el material). El trabajo de Scott consistió en medir la caída de presión sonora en el interior de una muestra pasando un micrófono a través de la misma.

La constante de propagación (conocida como Γ , aunque Scott en su trabajo la denomina como h), **describe la variación espacial de la perturbación acústica en el interior del medio poroso.**

Determinar la constante de propagación se reduce a determinar la atenuación y la longitud de onda (λ) de una onda plana propagándose por la muestra de lana de roca, que es el material que Scott utilizó en su trabajo.

El trabajo experimental de Scott consistió en **dos fases**:

1ª) Determinación de la constante de propagación asociada al paso de una onda plana en el material poroso.

2ª) Medida de la impedancia acústica en una muestra de suficiente espesor para poder considerar despreciable la reflexión producida al final del tubo.

Scott realizó estas medidas utilizando muestras de **lana de roca** (con una densidad media de $0'080 \text{ g/cm}^3$). Se trata de una variedad de lana de roca conocida con el nombre comercial de Stillite. Dicho material posee una buena homogeneidad y puede considerarse isótropo a efectos de sus propiedades acústicas.

La Figura 2.1 muestra el montaje que utilizó Scott para la medida de la constante de propagación.

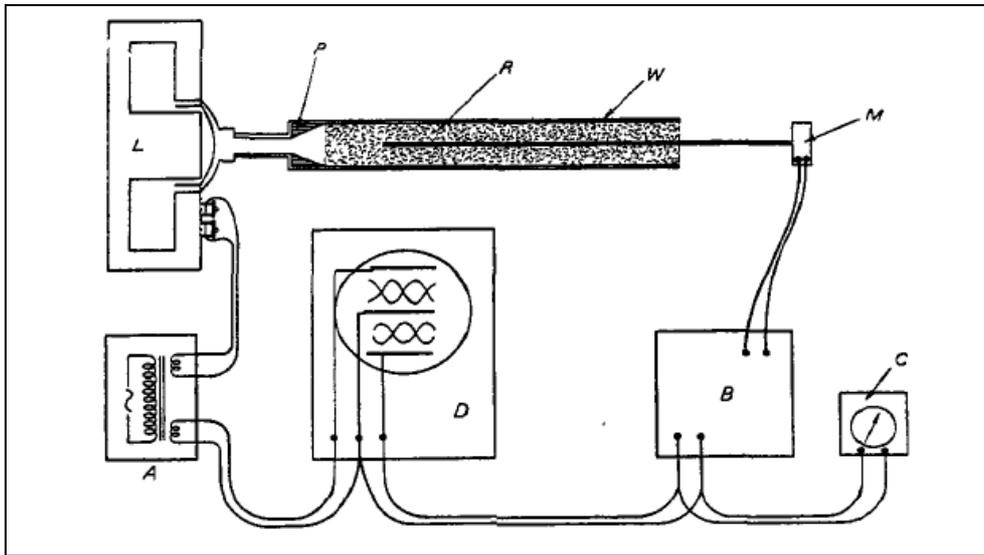


Figura 2.1. Montaje utilizado por Scott [3].

Como muestra la Figura 2.1, se rellena el tubo (*W*) con lana de roca (*R*) y se evalúa la presión sonora mediante un micrófono (*M*) que pasa a través de la muestra en la dirección longitudinal del tubo. La caída de intensidad sonora con la distancia desde la fuente (*L*) proporciona la medida de la constante de atenuación. En el montaje de Scott, los primeros 5 cm del tubo se recubren con goma (*P*). La señal eléctrica captada por el micrófono es amplificada y filtrada por un analizador eléctrico (*B*) y medida por un voltímetro (*C*).

A partir de este ensayo, Scott determina la constante de atenuación mediante un gráfico que muestra la pendiente de la caída de la presión sonora (en decibelios) frente a la distancia.

Con el montaje propuesto por Scott, al tratarse de una muestra continua a lo largo del tubo, la reflexión al final del mismo puede considerarse despreciable. En cuanto a la medida de la impedancia característica, ésta se define como la relación entre la presión sonora y la velocidad de la onda en el medio. También se trata de un parámetro complejo en el que la parte real es la resistencia y la parte imaginaria es la reactancia.

La técnica de Scott tiene el inconveniente de que en algunos materiales no es posible pasar un micrófono a lo largo de la muestra sin causar perturbaciones en la misma que afecten a los resultados.

Más tarde, los autores **Zwikker y Kosten [4]** intentaron definir, en el año **1949**, la propagación del sonido en materiales porosos desde un punto de vista microscópico, definiendo un radio medio de poro y describiendo una densidad efectiva compleja y una compresibilidad compleja del fluido contenido en el material.

Dos años después, en **1951**, los autores **Ferrero y Sacerdote [5]** proponen una técnica basada en la realización de **dos medidas de la impedancia acústica superficial**. Demuestran que es posible el cálculo de la impedancia característica y de la constante de propagación de los materiales porosos midiendo la impedancia superficial a partir de dos muestras del mismo material; siendo una de doble espesor que la primera. Este método ha sido conocido como el **método de los dos espesores. Las medidas se realizan a una única frecuencia.**

En el año **1969**, los autores **Delany y Bazley [6]** presentan un trabajo en el que realizan medidas de la impedancia característica ($Z = R + jX$) y de la constante de propagación ($\Gamma = \alpha + j\beta$) de una serie de materiales absorbentes del sonido de tipo fibroso, presentando sus resultados en función de la frecuencia dividida por la resistencia al flujo (f/σ).

A pesar de la variación en el tamaño de la fibra y de su irregular distribución, la mayor parte de los materiales de tipo fibroso pueden considerarse suficientemente homogéneos e isótropos en la dirección de propagación de las ondas planas.

Uno de los parámetros más característicos desde el punto de vista acústico es la resistencia específica al flujo por unidad de espesor (σ), que depende, principalmente, de la densidad del material y del tamaño de la fibra.

Estos autores ensayaron materiales absorbentes del sonido de tipo fibroso cubriendo un amplio rango de valores de la resistencia al flujo por unidad de espesor (σ) con el método del tubo de impedancia acústica.

En su trabajo, las relaciones empíricas (ecuaciones 2.1 a 2.4) requieren sólo el conocimiento de la resistencia al flujo del material (σ):

$$\frac{R}{\rho_0 c_0} = 1 + 9'08 \cdot \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0'75} \quad (\text{ec. 2.1})$$

$$\frac{X}{\rho_0 c_0} = -11'9 \cdot \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0'73} \quad (\text{ec. 2.2})$$

$$\alpha = 10'3 \cdot \frac{\omega}{c_0} \cdot \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0'59} \quad (\text{ec. 2.3})$$

$$\beta = \frac{\omega}{c_0} \left[1 + 10'8 \cdot \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0'70} \right] \quad (\text{ec. 2.4})$$

ρ_0 , es la densidad del aire (kg/m^3).

c_0 , es la velocidad del sonido en el aire (m/s).

f , es la frecuencia (Hz).

ω , es la frecuencia angular ($2 \cdot \pi \cdot f$).

Estas ecuaciones empíricas normalizadas resultan útiles en la evaluación general de materiales absorbentes del sonido y su aplicación en las medidas de control del ruido.

Esta resistencia al flujo (σ) fue obtenida directamente de la medida de la presión sonora a través de la muestra para una velocidad volumétrica conocida del flujo de aire pasando a través de la misma.

La Figura 2.2 muestra los resultados del trabajo de Delany y Bazley [6], en la que se representan las curvas de los coeficientes de reflexión y de absorción acústica.

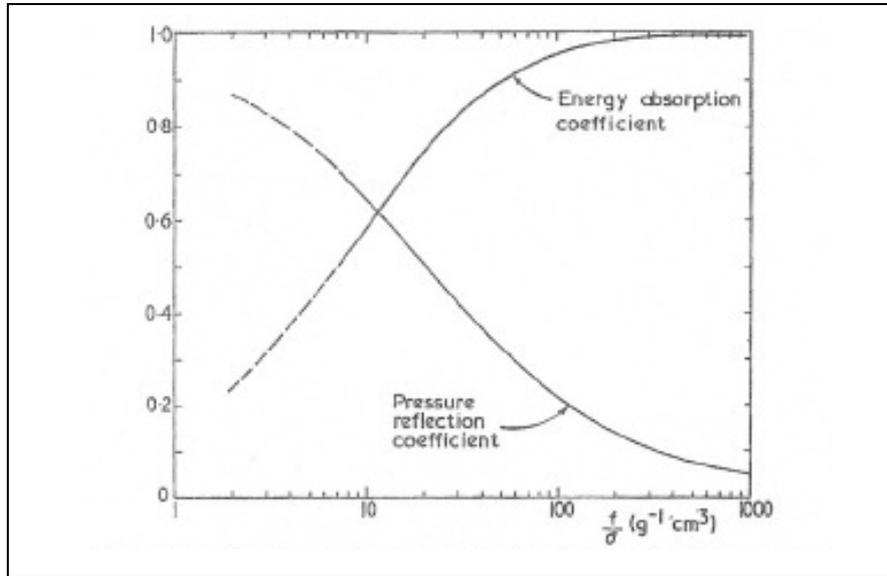


Figura 2.2. Resultados del trabajo de Delany y Bazley [6].

Este modelo de Delany y Bazley, del que se hablará con mayor detalle en el capítulo del Modelo Matemático, encuentra una de sus mayores aplicaciones en el **cálculo del coeficiente de absorción acústica (α_n)**.

La impedancia, Z , de una capa de material de espesor l (con terminación rígida) puede calcularse con la siguiente ecuación 2.5:

$$Z = Z_0 \cdot \coth(\Gamma \cdot l) \quad (\text{ec. 2.5})$$

siendo $Z_0 = \rho_0 \cdot c_0$ la impedancia característica del aire.

Y el coeficiente de absorción a incidencia normal se calcula como:

$$\alpha_n = 1 - \left| \frac{Z - \rho_0 \cdot c_0}{Z + \rho_0 \cdot c_0} \right|^2 \quad (\text{ec. 2.6})$$

En el año **1973**, el investigador **Yaniv [7]** mejora el método de los dos espesores con el denominado **método de las dos cavidades**. Este método también consta de dos mediciones: en la primera medición la muestra se sitúa pegada a la terminación rígida del tubo; mientras que en la segunda medida la muestra se sitúa a una distancia de un cuarto de la longitud de onda ($\lambda/4$) de la terminación rígida. Aquí **también se realizan las medidas a una única frecuencia**.

Tanto el método de los dos espesores como el de las dos cavidades resultan imprecisos con materiales altamente disipativos, o lo que es lo mismo, materiales en los que la impedancia superficial es prácticamente insensible ante las condiciones de terminación del tubo.

En el año **1979**, los autores **Bies y Hansen [8]** desarrollan un trabajo en el que se usa el parámetro de la resistencia al flujo (σ) para caracterizar completamente el comportamiento acústico de un material poroso en tres tipos de aplicaciones: **1ª) el control del campo sonoro reverberante en un recinto, 2ª) la mejora del factor de pérdidas (transmission loss) a través de tuberías y paredes, y 3ª) la atenuación de la propagación del sonido en tubos**.

La filosofía del trabajo de Bies y Hansen va en la misma dirección que la de Delany y Bazley, pues se parte de la medida de la resistencia al flujo como parámetro para determinar completamente el comportamiento acústico de los materiales de tipo poroso.

En su trabajo se demuestra que la presión sonora en un material fibroso depende de la relación entre las densidades del material y de la fibra (ρ_m/ρ_f).

La Figura 2.3 muestra el montaje que estos autores utilizaron para medir la resistencia al flujo.

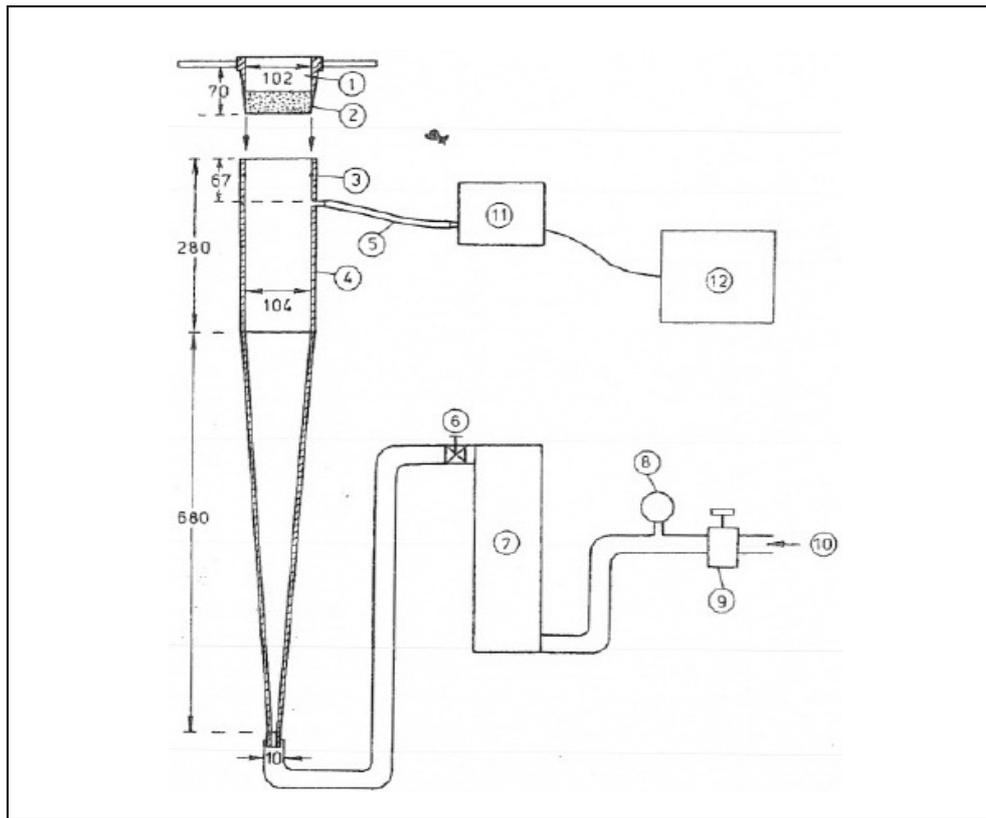


Figura 2.3. Aparato de medida de Bies y Hansen [8].

El aparato de medida consta de un portamuestras (1) en el que se sitúa el material (2). Para evitar fugas, sobre todo en materiales de muy baja densidad, el tubo dispone de un anillo (3) que sella el tubo (4). La presión en la parte superior del tubo se mide con un barómetro (11) y un manómetro digital (12) a través de un tubo (5). El aire a presión se introduce en el tubo por la garganta cónica (10). A través de una válvula (6), el medidor del flujo de aire (7) proporciona el flujo constante indicado por el manómetro (8). La presión del aire se mantiene constante con el uso del regulador de presión (9).

Los autores muestran cómo la propagación del sonido en materiales porosos puede ser descrita a partir de la medida de la resistividad al flujo.

Las propiedades de absorción sonora de un medio poroso dependen de la entrada del sonido a dicho medio. La impedancia acústica específica juega un papel importante para determinar la efectividad del medio poroso en cuanto a la absorción del sonido se refiere.

2.4.2.- Década de los 80

Attenborough [9], a principios de la década de los 80, presenta un trabajo de gran importancia para la aplicación de los materiales absorbentes del sonido en la acústica arquitectónica.

En su trabajo, este autor **revisa la teoría de la propagación del sonido en materiales porosos con matriz rígida y poros cilíndricos perpendicularmente situados con respecto a la superficie del material.**

Attenborough demuestra que es posible formular una teoría para la propagación del sonido en un material poroso con estructura rígida partiendo del modelo de poros cilíndricos.

Esta formulación se presenta como alternativa a las teorías clásicas que trabajan con parámetros como el factor de estructura o la densidad efectiva de los materiales.

Asimismo, se repasan las teorías de la propagación del sonido en materiales porosos de estructura elástica, que tienen en cuenta la viscosidad y el calor por conducción. En estos casos, Attenborough propone el uso de la **teoría generalizada de Biot [10, 11, 12]**, en la que se tienen en cuenta las constantes elásticas y las funciones de disipación.

Finalmente, Attenborough examina los métodos de medida de las propiedades acústicas con incidencia normal y oblicua.

En el año **1985**, los autores **Ingard y Dear [13]** realizan una serie de medidas de la resistencia al flujo en materiales porosos con el montaje que muestra la Figura 2.4.

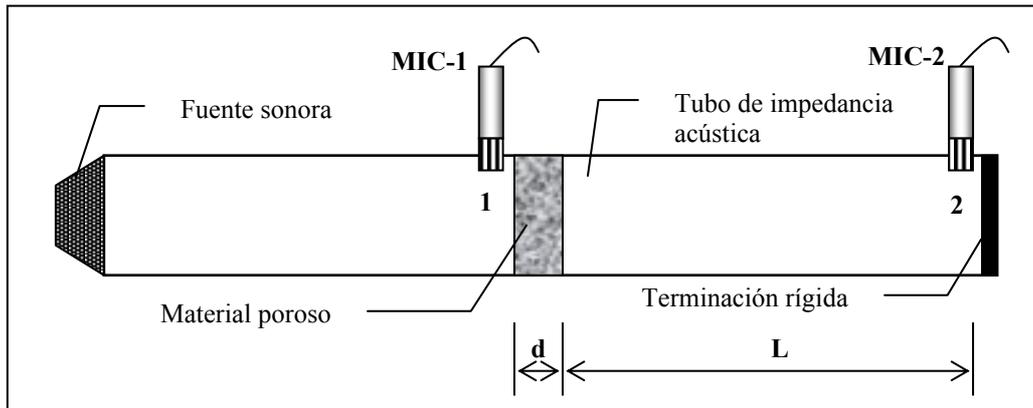


Figura 2.4. Esquema para la medida de la resistencia al flujo.

Aunque el método propuesto para medir la resistencia al flujo será explicado con mayor detalle en el capítulo de caracterización acústica, por haber sido uno de los montajes que se ha utilizado para desarrollar esta memoria de tesis, se adelanta aquí que, según Ingard y Dear, la impedancia al flujo normalizada viene dada por la ecuación 2.7:

$$\frac{Z}{\rho_0 \cdot c_0} = \theta + j\chi = j \frac{1}{H_{12}} (-1)^{n-1} \quad (\text{ec. 2.7})$$

De la expresión anterior se obtienen las partes real e imaginaria (que verifican las ecuaciones 2.8 y 2.9, respectivamente):

$$\theta = j \left| \text{imag} \left(\frac{1}{H_{12}} \right) \right| = \left| \text{imag} \left(\frac{p_1}{p_2} \right) \right| \quad (\text{ec. 2.8})$$

$$\chi = \text{real} \left(\frac{1}{H_{12}} \right) (-1)^{n-1} = \text{real} \left(\frac{p_1}{p_2} \right) (-1)^{n-1} \quad (\text{ec. 2.9})$$

Según estos autores, en bajas frecuencias, la reactancia al flujo (parte imaginaria) es pequeña comparada con la resistencia al flujo (parte real), por lo que se puede realizar la siguiente simplificación (ecuación 2.10):

$$\theta \approx \left| \frac{p_1}{p_2} \right| = \left| \frac{1}{H_{12}} \right| \quad (\text{ec. 2.10})$$

Esta ecuación 2.10 puede expresarse en función de los niveles de presión sonora (Lp) con la ecuación 2.11:

$$Lp_1 - Lp_2 = 20 \cdot \log \left(\frac{p_1}{p_2} \right) \quad (\text{ec. 2.11})$$

Con esto, midiendo los niveles de presión sonora a las frecuencias de resonancia indicadas en los puntos P_1 y P_2 (según la Figura 2.4), el valor de la resistencia al flujo normalizada puede expresarse con la ecuación 2.12:

$$\theta \approx 10^{\left(\frac{Lp_1 - Lp_2}{20} \right)} \quad (\text{ec. 2.12})$$

Esta ecuación 2.12 servirá para el cálculo de la resistencia al flujo normalizada de una serie de materiales ensayados en laboratorio cuyos resultados se expondrán en el correspondiente capítulo de caracterización acústica.

A finales de la década de los 80, Utsuno *et al.* [14] introdujeron una variante del método de las dos cavidades al utilizar **dos micrófonos** en las mediciones de la impedancia superficial. También se realizan dos medidas: una con la muestra pegada a la terminación rígida y otra con un espacio arbitrario desde la muestra hasta la terminación. **Con este método, los resultados se obtienen en un amplio rango de frecuencias y no para una única frecuencia**, como sucede con el método de los dos espesores y con el de las dos cavidades.

Otra variante del método basado en la utilización de dos micrófonos, consiste en relacionar la impedancia superficial con la función de transferencia medida en dos direcciones a través de la muestra de material poroso, como se expone en el trabajo de **Bordone y Sacerdote [15]**.

2.4.3.- Década de los 90

En **1990**, otros autores [16], describieron un procedimiento más genérico para medir a bajas frecuencias la impedancia al flujo dinámica. El método es básicamente el utilizado por Ingard y Dear, con la excepción de disponer de una serie de micrófonos en la cara incidente de la muestra para determinar la presión compleja y la velocidad de partícula para cada frecuencia de interés. Con la presión sonora captada por el micrófono que se encuentra en la terminación rígida del tubo, se realiza la estimación de la resistividad al flujo dinámica.

Un año más tarde, en **1991**, los autores **Champoux y Stinson [17]** describen un procedimiento similar al anterior basado en la determinación de la función de transferencia a través de la muestra, que se comenta con más detalle a continuación.

La determinación de la impedancia superficial y de la función de transferencia proporciona la información necesaria para el cálculo de la impedancia característica y de la constante de propagación de la muestra. Con este método resulta posible la estimación de estas características en materiales con alta resistividad al flujo.

Estos autores calculan la impedancia característica y la constante de propagación (parámetros complejos) a partir de la medida de la impedancia superficial con el método de la función de transferencia.

Este método había sido usado con éxito para materiales de baja resistencia al flujo [14]; en este trabajo se presenta la técnica para materiales con alta resistencia al flujo.

Con la técnica que presentan estos autores, para cada muestra se mide la impedancia de superficie y la función de transferencia en la muestra. Con esto, luego se calcula la impedancia característica compleja y la constante de propagación del material, que son los dos parámetros que caracterizan completamente el comportamiento acústico de los materiales.

Estos autores realizan las mediciones en un rango de frecuencias entre 100 y 4000 Hz.

La Figura 2.5 muestra el montaje utilizado por Champoux y Stinson.

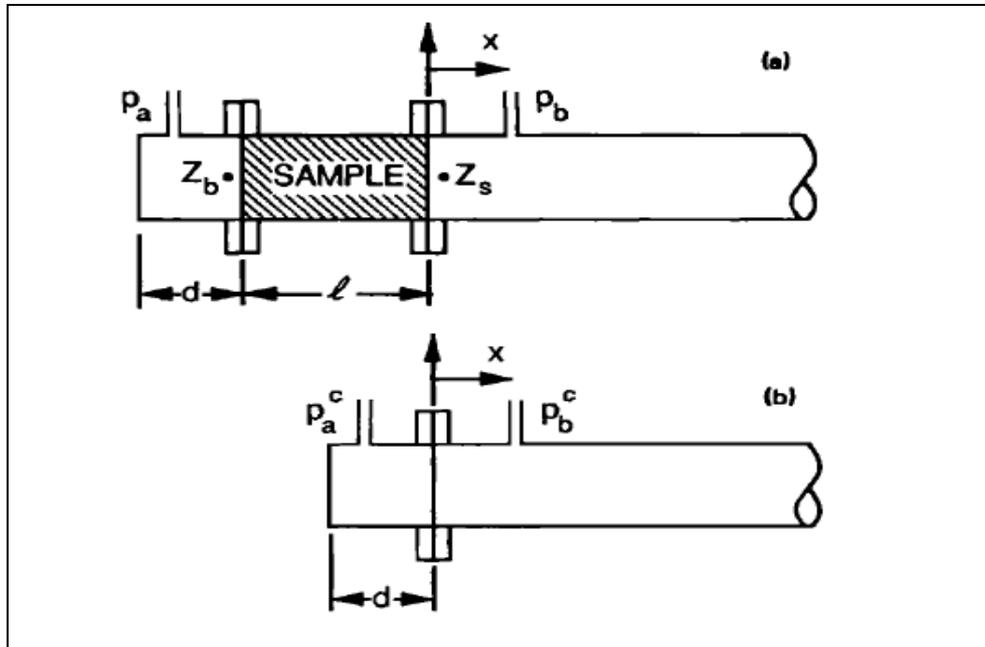


Figura 2.5. Montaje empleado por Champoux y Stinson [17]. a) Se mide la impedancia superficial de la muestra en $x=0$ y la función de transferencia entre los micrófonos x_a y x_b ; b) calibración de los micrófonos sin muestra.

Se considera una muestra de material poroso de espesor l en la terminación de un tubo de ondas estacionarias.

La impedancia superficial (Z_s) es la impedancia específica de entrada en la superficie del material (es la relación entre la presión sonora en la superficie y la velocidad de partícula en el interior de la muestra).

La impedancia superficial puede calcularse con la ecuación 2.13:

$$Z_s = Z_m \frac{Z_b \cdot \cosh \Gamma l + Z_m \cdot \sinh \Gamma l}{Z_b \cdot \sinh \Gamma l + Z_m \cdot \cosh \Gamma l} \quad (\text{ec. 2.13})$$

Z_b es la impedancia de entrada en la cavidad posterior a la muestra (de espesor d) y se calcula con la ecuación 2.14:

$$Z_b = -i \cdot \rho_0 \cdot c \cdot \coth(k \cdot d) \quad (\text{ec. 2.14})$$

ρ_0 es la densidad del aire, c es la velocidad del sonido, k es el número de onda (ω/c).

Con el método de estos autores, la función de transferencia se calcula a partir de las presiones acústicas medidas en dos posiciones de micrófono: una inmediatamente antes de la muestra y otra inmediatamente después de la muestra.

La función de transferencia (H) es función de las presiones antes y después de la muestra y se define con la ecuación 2.15:

$$H = \frac{p_b}{p_a} \quad (\text{ec. 2.15})$$

Los materiales que estos autores han utilizado para los ensayos son muestras de material poroso cerámico.

En el año **1992**, los autores **Ren y Jacobsen [18]** presentan un trabajo para medir la resistencia y la reactancia al flujo de los materiales porosos. Se utiliza el método de medida basado en el tubo de impedancia acústica midiendo la función de transferencia entre dos micrófonos situados antes y después de la muestra como indica la Figura 2.6.

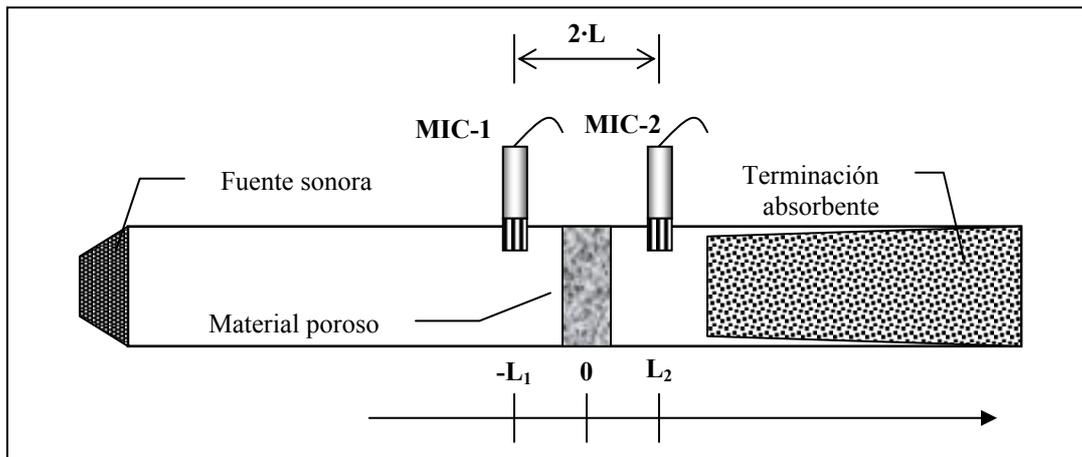


Figura 2.6. Montaje de Ren y Jacobsen en tubo con terminación absorbente [18].

En general, el comportamiento acústico de los materiales porosos, considerados como isótropos y homogéneos, queda definido por la impedancia característica (Z) y por la constante de propagación (Γ), que pueden calcularse en función de la resistencia al flujo del material, que se designa con la letra σ , como ya se ha comentado anteriormente.

La resistencia al flujo (σ) puede definirse como la relación entre la caída de presión y la velocidad del flujo a través de una muestra de material. Puesto que tanto la caída de presión como la velocidad del flujo son cantidades complejas, también la resistencia al flujo es un parámetro complejo. Según Ingard y Dear [13] esta relación es, pues, la impedancia al flujo, siendo la parte real la resistencia al flujo y la parte imaginaria la reactancia al flujo.

El trabajo presentado por estos autores es una particularización del trabajo de Ingard y Dear. Con el método de Ingard y Dear, la resistencia y la reactancia al flujo pueden obtenerse directamente a partir de la función de transferencia entre las señales de los dos micrófonos (uno delante de la muestra y otro en la terminación rígida del tubo de ondas estacionarias) para ciertas frecuencias en las que la distancia entre la muestra y la terminación del tubo es $(2n-1)\lambda/4$, siendo $n = 1, 2, 3, \dots$

El método presentado por Ren y Jacobsen no requiere una terminación rígida del tubo de ondas estacionarias. Este método basado en la función de transferencia supone la descomposición del campo sonoro en **ondas incidentes y ondas reflejadas**.

Aunque la fuente de sonido es de naturaleza aleatoria de banda ancha, se asume, por simplicidad, un campo sonoro armónico dependiente del tiempo ($e^{j\omega t}$).

Considerando el origen de coordenadas en el centro de la muestra, las posiciones de los micrófonos son en $x = -L_1$ y $x = L_2$.

Con estas consideraciones y asumiendo que sólo se propagan ondas planas, el campo sonoro en el tubo puede expresarse con las ecuaciones 2.16 y 2.17:

$$p(x) = p_i^L \cdot e^{-jkx} + p_r^L \cdot e^{jkx} \quad x \leq -l \quad (\text{ec. 2.16})$$

$$p(x) = p_i^R \cdot e^{-jkx} + p_r^R \cdot e^{jkx} \quad x \geq l \quad (\text{ec. 2.17})$$

siendo l la mitad del espesor de la muestra; p_i y p_r son las amplitudes de las presiones sonoras de las ondas incidente y reflejada, respectivamente, y k es el número de onda. Los superíndices L y R hacen referencia a los lados izquierdo y derecho de la muestra, respectivamente.

Con esto, la velocidad puede expresarse con las ecuaciones 2.18 y 2.19:

$$u_x(x) = \frac{p_i^L \cdot e^{-jkx} - p_r^L \cdot e^{jkx}}{\rho \cdot c} \quad x \leq -l \quad (\text{ec. 2.18})$$

$$u_x(x) = \frac{p_i^R \cdot e^{-jkx} - p_r^R \cdot e^{jkx}}{\rho \cdot c} \quad x \geq l \quad (\text{ec. 2.19})$$

La presión sonora en la posición del primer micrófono puede expresarse con la ecuación 2.20:

$$p_1 = p(-L_1) = p_i^L \cdot e^{jkL_1} + p_r^L \cdot e^{-jkL_1} \quad (\text{ec. 2.20})$$

Y en la posición del segundo micrófono con la ecuación 2.21:

$$p_2 = p(L_2) = p_i^R \cdot (e^{-jkL_2} + r \cdot e^{jkL_2}) \quad (\text{ec. 2.21})$$

siendo r el factor de reflexión complejo en $x = 0$:

$$r = \frac{p_r^R}{p_i^R} \quad (\text{ec. 2.22})$$

Llegados a este punto, es importante indicar que el espesor de la muestra se supone lo suficientemente pequeño comparado con la longitud de onda para poder considerar constante el flujo de velocidad a través de la muestra. Esto supone que la velocidad es la misma a uno y otro lado de la muestra, de lo que se desprende que:

$$p_i^L \cdot e^{jkl} - p_r^L \cdot e^{-jkl} = p_i^R \cdot (e^{-jkl} - r \cdot e^{jkl}) \quad (\text{ec. 2.23})$$

Combinando la ecuación 2.23 con las expresiones 2.20 y 2.21, se deducen dos parámetros que intervienen en la medida de la impedancia al flujo, determinados por las ecuaciones 2.24 y 2.25:

$$X = \frac{p_i^L}{p_i^R} = \frac{e^{jk\Delta l} (r + e^{-j2kL_2}) + H_{12} e^{-j2kL_1} (1 - r \cdot e^{j2kl})}{H_{12} [1 + e^{-j2k(L_1-l)}]} \quad (\text{ec. 2.24})$$

$$Y = \frac{p_r^L}{p_i^R} = \frac{e^{jk(\Delta l + 2l)} (r + e^{-j2kL_2}) - H_{12} (1 - r \cdot e^{j2kl})}{H_{12} [1 + e^{-j2k(L_1-l)}]} \quad (\text{ec. 2.25})$$

siendo $H_{12} = p_2/p_1$ la función de transferencia entre las señales de los dos micrófonos y $\Delta L = L_2 - L_1$. Los parámetros X , Y pueden calcularse a partir de la función de transferencia.

La impedancia al flujo normalizada es:

$$\frac{Z}{\rho \cdot c} = \theta + j \cdot \chi = \frac{p(-l) - p(l)}{u(l) \cdot \rho \cdot c} \quad (\text{ec. 2.26})$$

siendo θ y χ la resistencia al flujo y la reactancia al flujo, respectivamente.

Haciendo uso del factor de reflexión complejo ($r = p_r^R / p_i^R$), nos queda:

$$\theta + j\chi = \frac{X + (Y - 1) \cdot e^{-j2kl} - r}{e^{-j2kl} - r} \quad (\text{ec. 2.27})$$

La ecuación 2.27 expresa la resistencia y la reactancia al flujo en función de X , Y y r , lo que es la base del método propuesto por estos autores. El factor de reflexión complejo puede calcularse con una medida de la función de transferencia en el tubo sin muestra con la ecuación 2.28:

$$r = \frac{H'_{12} - e^{-jks}}{1 - H'_{12} \cdot e^{-jks}} \quad (\text{ec. 2.28})$$

siendo s la distancia entre los dos micrófonos. H'_{12} es la función de transferencia entre los dos micrófonos con el tubo sin muestra.

Del desarrollo anterior se desprende que la resistencia y la reactancia al flujo pueden obtenerse con el cálculo de dos funciones de transferencia: una sin la muestra y otra con la muestra entre los micrófonos. Este método está basado en el método de la función de transferencia para la medida de las propiedades acústicas en tubos propuesto por **Chung y Blaser [19]** en el año **1981**.

De la ecuación 2.28 puede deducirse que el factor de reflexión se vuelve indeterminado cuando la distancia entre los dos micrófonos es un múltiplo de $\lambda/2$. Para evitar este problema, dicha distancia s debería ser menor a media longitud de onda a la frecuencia más alta de interés. En tubos de sección circular la frecuencia de corte es $0'29 \cdot c/a$ (siendo a el radio del tubo), lo que significa que $s < 1'7 \cdot a$.

En **1993**, los autores **Cummings y Beadle [20]** desarrollan un trabajo de caracterización acústica de doce muestras de espuma de poliuretano al tiempo que obtienen un modelo matemático a partir del ajuste de las medidas realizadas.

a) Introducción al trabajo de Cummings y Beadle

Una alternativa a los modelos basados en la microestructura de los materiales y a los denominados fenomenológicos (que sólo dan buenos resultados a bajas frecuencias), consiste en el ajuste de ecuaciones obtenidas a partir de las medidas experimentales.

El más conocido de estos modelos es el de Delany y Bazley, que permite predecir el comportamiento acústico de los materiales fibrosos a partir del conocimiento de la densidad del material y de la resistividad al flujo, pudiendo calcular la impedancia característica compleja (Z) y la constante de propagación compleja (Γ) en función de la relación $(f \cdot \rho)/\sigma$. Este modelo sólo tiene el inconveniente de no funcionar adecuadamente a bajas frecuencias. Sin embargo, los autores **Allard y Champoux [21]** desarrollan un modelo a partir del de Delany y Bazley para solventar esta cuestión.

Las espumas plásticas son materiales que en los últimos años han ido ganando terreno en su aplicación al aislamiento y acondicionamiento acústicos. Los autores **Dunn y Davern [22]** fueron los primeros en desarrollar un modelo empírico basado en el de Delany y Bazley pero con diferentes coeficientes para predecir el comportamiento acústico de las espumas plásticas. De estos modelos matemáticos se hablará con mayor detalle en el capítulo correspondiente a los modelos matemáticos.

Cummings y Beadle realizan un trabajo de caracterización acústica en doce muestras de espumas de poliuretano. El rango de variación en los materiales que estos autores investigaron es de 10 a 100 poros/pulgada y los valores de la resistividad al flujo oscilan entre 60 y 6230 Rayls/m. Ensayaron dos espumas de poliuretano con densidades de 31 y 23 kg/m³. Las porosidades de estos materiales son cercanas a la unidad (0'973 y 0'98).

La Figura 2.7 muestra una fotografía microscópica de los dos materiales ensayados por estos autores.

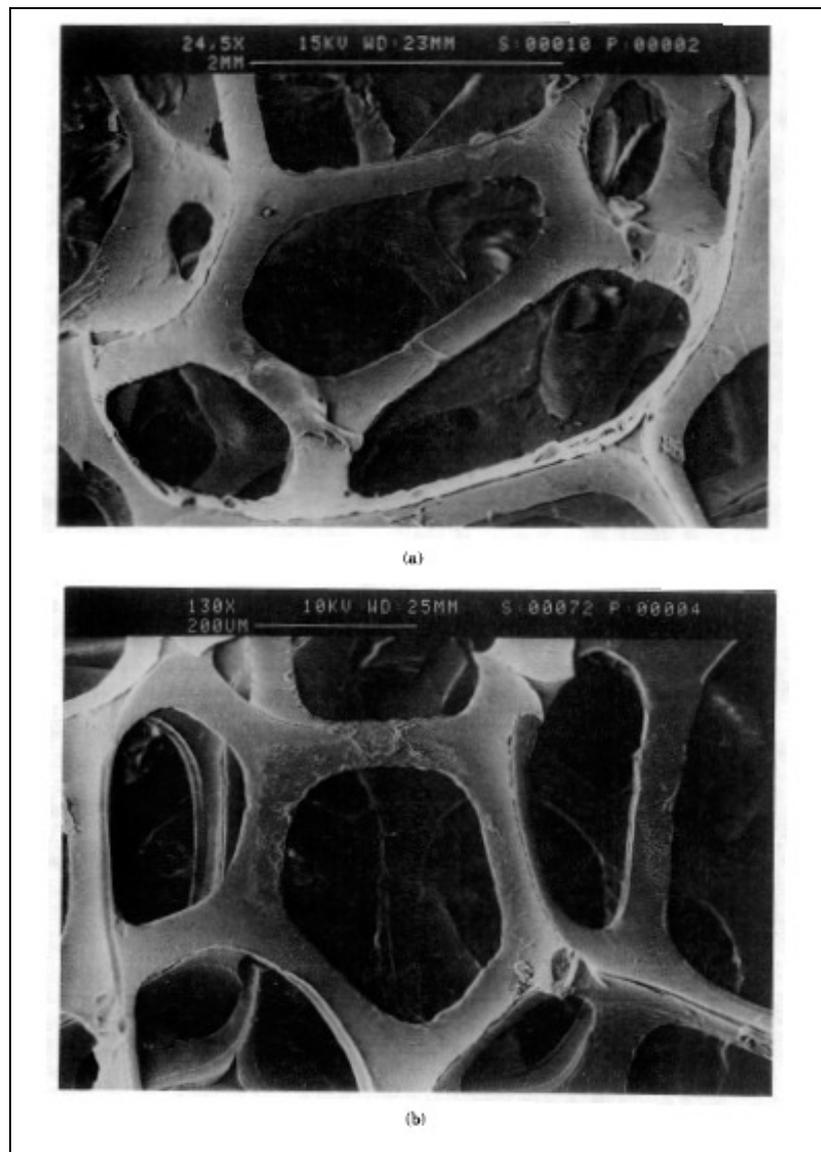


Figura 2.7. Espumas de poliuretano ensayadas por Cummings y Beadle [20].

Los datos que se recogen en este trabajo vienen a complementar a los obtenidos por los anteriormente mencionados Dunn y Davern.

b) Consideraciones teóricas del trabajo de Cummings y Beadle

Los parámetros acústicos de un medio poroso de estructura rígida dependen de las características geométricas de la microestructura del material sólido, así como de las propiedades del gas contenido en los poros.

La formulación general de las propiedades acústicas de un medio poroso de estructura rígida (considerando una microestructura arbitraria) consiste en el cálculo de la impedancia característica (Z) y de la constante de propagación (Γ) con las ecuaciones 2.29 y 2.30:

$$Z = \left(\frac{q}{\Omega} \right) \left[\frac{\rho}{k(\omega)} \right]^{1/2} \cdot \left[1 - i \frac{\Omega \cdot \sigma \cdot F_{\mu}(\omega)}{\rho \cdot q^2 \cdot \omega} \right]^{1/2} \quad (\text{ec. 2.29})$$

$$\Gamma = i \cdot q \cdot \omega \cdot [\rho \cdot k(\omega)]^{1/2} \cdot \left[1 - i \frac{\Omega \cdot \sigma \cdot F_{\mu}(\omega)}{\rho \cdot q^2 \cdot \omega} \right]^{1/2} \quad (\text{ec. 2.30})$$

donde ω es la frecuencia angular, ρ es la densidad del fluido, $k(\omega)$ es la compresibilidad efectiva del gas contenido en los poros (es un parámetro complejo y dependiente de la frecuencia), Ω es la **porosidad** del material, σ es la resistividad viscosa al flujo, $F_{\mu}(\omega)$ es la “función efectiva de la viscosidad”, que comprende los efectos de la viscosidad de las capas que rodean la estructura sólida del material (también es un parámetro complejo y dependiente de la frecuencia), y q es la **tortuosidad**, el cuadrado de la cual es el denominado factor de estructura.

2.4.4.- Siglo XXI

En el año **2000**, el trabajo de **Song y Bolton [23]** explica un procedimiento para determinar la impedancia característica y la constante de propagación de los materiales porosos basado en la función de transferencia.

En este trabajo se realiza una modificación del método convencional basado en el tubo de impedancia acústica. Se miden las presiones acústicas con micrófonos situados antes y después de la muestra para luego determinar la matriz de transferencia. Con este método resulta fácil determinar la impedancia característica y el número de onda de materiales porosos tanto de estructura rígida como flexible.

Se considera a los materiales porosos como homogéneos e isotrópicos. En general, la mayor parte de los materiales empleados acústicamente son poroelásticos.

Su trabajo está basado en el de **Bolton *et al.* [24]**. Estos autores utilizaron el tubo de impedancia acústica con cuatro micrófonos. Era necesario que la terminación del tubo fuese anecoica para que no se produjeran reflexiones al final del tubo.

Song y Bolton demuestran que para determinar la matriz de transferencia no son necesarias las condiciones anecoicas en la terminación del tubo.

Este método experimental encuentra una gran aplicabilidad en la medida de las propiedades acústicas de elementos como los filtros acústicos o silenciadores utilizados en los tubos de escape de gases de los motores de combustión.

La Figura 2.8 muestra el esquema del montaje que los autores Song y Bolton emplearon para obtener los parámetros acústicos a partir de la matriz de transferencia.

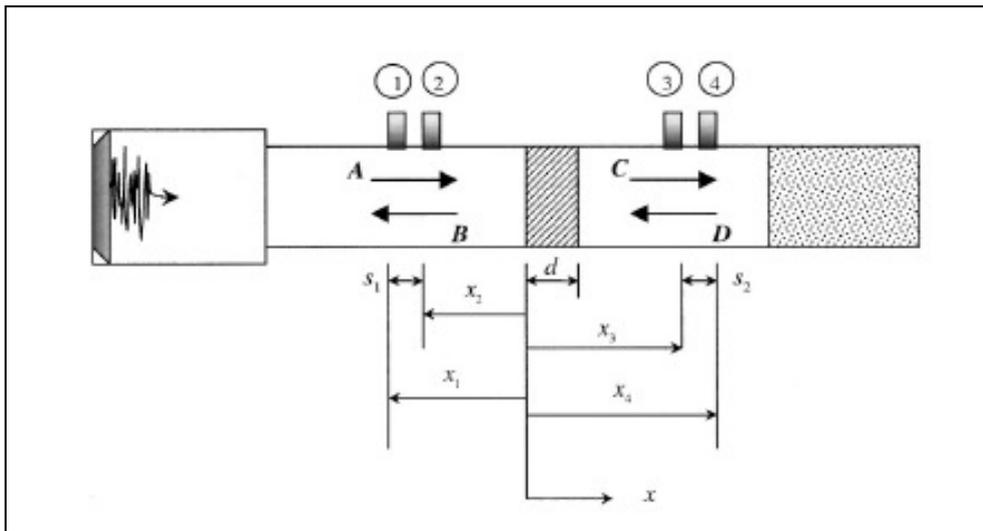


Figura 2.8. Montaje empleado por Song y Bolton [23].

Como muestra la Figura 2.8, un altavoz genera en el extremo de un tubo de impedancia acústica un campo de ondas planas y con un micrófono se mide la presión sonora en cuatro posiciones distintas. Con ello puede medirse la función de transferencia entre la fuente de sonido y el micrófono.

Las presiones captadas por el micrófono en cuatro puntos (P_1 , P_2 , P_3 y P_4) pueden considerarse como presiones sonoras complejas en los cuatro puntos de medida (x_1 , x_2 , x_3 y x_4), dando lugar a las siguientes cuatro ecuaciones (2.31 a 2.34):

$$P_1 = (A \cdot e^{-jkx_1} + B \cdot e^{jkx_1}) \cdot e^{j\omega t} \quad (\text{ec. 2.31})$$

$$P_2 = (A \cdot e^{-jkx_2} + B \cdot e^{jkx_2}) \cdot e^{j\omega t} \quad (\text{ec. 2.32})$$

$$P_3 = (C \cdot e^{-jkx_3} + D \cdot e^{jkx_3}) \cdot e^{j\omega t} \quad (\text{ec. 2.33})$$

$$P_4 = (C \cdot e^{-jkx_4} + D \cdot e^{jkx_4}) \cdot e^{j\omega t} \quad (\text{ec. 2.34})$$

siendo k el número de onda.

Las amplitudes de las presiones se representan con los coeficientes A , B , C y D , expresados por las siguientes ecuaciones (2.35 a 2.38):

$$A = \frac{j(P_1 \cdot e^{jkx_2} - P_2 \cdot e^{jkx_1})}{2 \cdot \text{sen}(k(x_1 - x_2))} \quad (\text{ec. 2.35})$$

$$B = \frac{j(P_2 \cdot e^{-jkx_1} - P_1 \cdot e^{-jkx_2})}{2 \cdot \text{sen}(k(x_1 - x_2))} \quad (\text{ec. 2.36})$$

$$C = \frac{j(P_3 \cdot e^{jkx_4} - P_4 \cdot e^{jkx_3})}{2 \cdot \text{sen}(k(x_3 - x_4))} \quad (\text{ec. 2.37})$$

$$D = \frac{j(P_4 \cdot e^{-jkx_3} - P_3 \cdot e^{-jkx_4})}{2 \cdot \text{sen}(k(x_3 - x_4))} \quad (\text{ec. 2.38})$$

Estos cuatro coeficientes son los datos de entrada para el cálculo de la matriz de transferencia.

2.4.5.- Tendencias actuales

Todos estos autores se han basado en la técnica experimental del tubo de impedancia acústica (o tubo de ondas estacionarias) para medir, en materiales de tipo poroso y fibroso, la impedancia característica y la constante de propagación.

Son muchos más los investigadores que han desarrollado trabajos en este sentido. Se podría mencionar una larga lista de artículos publicados referentes a la aplicación del tubo de impedancia acústica en la determinación de las propiedades acústicas de los materiales de tipo poroso y fibroso utilizados, principalmente, en el ámbito de la acústica arquitectónica. Paralelamente, también aumenta con rapidez el número de nuevos investigadores en este campo.

Por ello, para establecer este **estado del conocimiento**, se ha centrado la atención en los trabajos más representativos, pues **gran parte de las nuevas investigaciones se basan en el mismo tipo de configuración experimental utilizada clásicamente, teniendo como única variable el tipo de material a ensayar.**

En este sentido, la creciente concienciación medioambiental ha llevado en estos últimos años a la aparición de empresas que investigan y desarrollan materiales a base del reciclado de otros productos. Un ejemplo claro es el del reciclado de materiales provenientes de la industria textil, pero encontramos otros ejemplos como el caso del caucho proveniente de los neumáticos gastados, y también otro tipo de aplicaciones como las fibras de las cáscaras de algunos frutos como el coco. Es sólo una pequeña muestra de las infinitas posibilidades en cuanto a la aparición de nuevos materiales.

Cabe también mencionar el gran avance que ha supuesto en este tipo de técnicas el método de la función de transferencia que, como se verá más adelante, puede ser aplicado complementariamente con el método de los elementos finitos.

En definitiva, lo que en este apartado se ha pretendido, es repasar históricamente la utilización del tubo de impedancia acústica en el ámbito de la caracterización de los materiales absorbentes del sonido. **Se pretende con ello establecer el punto de partida del trabajo realizado en esta memoria de tesis.**

2.5.- Materiales para el aislamiento y acondicionamiento acústicos

2.5.1.- Introducción

Es grande el número de materiales utilizados en el ámbito de la construcción: **hormigón, materiales cerámicos, madera, vidrio, mármol, cartón yeso, lanas de roca, fibras de vidrio, etc.**

En este trabajo, las técnicas empleadas para caracterizar acústicamente los materiales han sido aplicadas sólo a materiales de tipo poroso y fibroso, pues son los que presentan mayor capacidad para absorber el sonido.

Los materiales fibrosos están formados por gran cantidad de fibras entrecruzadas y comprimidas, mientras que los porosos están constituidos por múltiples surcos o poros que se entrecruzan entre sí. En ambos tipos de materiales, la energía acústica incidente se transforma en energía calorífica debido al rozamiento interno del aire que pasa a través de los poros o fibras.

Aunque la estructura interna de estos materiales es muy irregular, suelen considerarse homogéneos e isótropos. La cualidad de homogeneidad supone que las características del material son las mismas en cualquier parte de la muestra, mientras que la cualidad de isotropía supone que las características son idénticas en cualquiera de las tres direcciones espaciales.

En este tipo de materiales, la propagación del sonido está básicamente determinada por dos parámetros complejos: **la impedancia característica compleja (Z)** y **la constante de propagación compleja (Γ)**, expresadas por las ecuaciones 2.39 y 2.40:

$$Z = R + jX \quad (\text{ec. 2.39})$$

$$\Gamma = \alpha + j\beta \quad (\text{ec. 2.40})$$

Estos dos parámetros pueden obtenerse a partir de la resistencia específica al flujo por unidad de espesor (σ) según unos modelos (**Delany y Bazley [6]**, **Miki [25]** y **Allard y Champoux [21]**) y a partir del diámetro de la fibra según otros modelos (**Voronina [26, 27, 28, 29]**).

En el capítulo del Modelo Matemático se desarrollan con mayor detalle los modelos mencionados.

Entre los materiales más utilizados en el aislamiento y acondicionamiento acústicos destacan las **lanas de vidrio** y **las lanas de roca**.

La **lana de vidrio** es un material compuesto constituido por fibras entrecruzadas desordenadamente. Estas fibras, en contacto unas con otras, permiten la transmisión del calor por conducción. Esta propiedad depende del diámetro de las fibras y de la densidad del material.

La lana de vidrio es un producto ligero cuya densidad oscila en el rango de 10 a 110 kg/m³. Se trata de un material incombustible y protege de la corrosión a los metales con los que está en contacto.

Su gran elasticidad hace que este material sea apto para su utilización en suelos flotantes. Presenta un alto coeficiente de absorción acústica, lo que lo hace idóneo para resolver problemas de aislamiento y acondicionamiento acústicos.

Por su parte, la **lana de roca** es otro tipo de lana mineral elaborada a partir de rocas basálticas. Es un producto especialmente indicado para aislamiento térmico, cuyas propiedades complementan a las de la lana de vidrio.

2.5.2.- Materiales absorbentes del sonido de tipo poroso

Los materiales absorbentes sonoros son materiales que presentan elevados coeficientes de absorción sonora en todo o en parte del espectro de frecuencias audibles.

Los materiales absorbentes del sonido de tipo poroso se clasifican en **absorbentes de esqueleto rígido** y **absorbentes de esqueleto flexible** [30].

En los absorbentes sonoros de esqueleto rígido el coeficiente de absorción aumenta con la frecuencia. Por su parte, en los absorbentes sonoros de esqueleto flexible se producen resonancias a frecuencias bajas y medias.

2.5.2.1.- Materiales porosos rígidos

Se trata de yesos absorbentes del sonido. Se presentan en forma de paneles acústicos de fácil montaje, pues se colocan como techos suspendidos mediante elementos metálicos. En este tipo de materiales destacamos las siguientes propiedades [31]:

- a) **A mayor espesor, mayor absorción acústica.**
- b) **El coeficiente de absorción es menor a bajas frecuencias.**
- c) **El espacio de aire entre el material y la pared rígida favorece un aumento en la absorción acústica.**

2.5.2.2.- Materiales porosos elásticos

Son materiales que presentan un esqueleto elástico de tal modo que, además del aire que discurre por su interior, también el esqueleto está sujeto a vibraciones. Son materiales en los que aumenta la absorción sonora con el aumento de la frecuencia. Se ha comprobado que cuanto mayor es la densidad mayor es la absorción sonora, hasta cierto límite a partir del cual el material pasaría a comportarse como reflexivo.

También el espesor juega un papel importante, pues a mayor espesor, mejor es la absorción sonora a bajas frecuencias. Se dice que un absorbente poroso resulta efectivo cuando su espesor coincide con un cuarto de la longitud de onda ($\lambda/4$).

Finalmente, cabe señalar que también se mejora la absorción a baja frecuencia al separarlo de la pared rígida.

2.5.3.- Otros materiales

2.5.3.1.- Materiales para argamasa

Están compuestos por una mezcla de ingredientes secos con aglutinante líquido y se usan para formar superficies continuas con un espesor determinado.

Estos morteros acústicos pueden aplicarse sobre cualquier tipo de material. Se utilizan en aquellos casos en que las exigencias de reducción del sonido no son muy altas. La absorción sonora se produce por los huecos que se generan entre las partículas del agregado, confiriendo cierto grado de porosidad.

2.5.3.2.- Sistemas de paneles perforados

Se trata de paneles (principalmente metálicos) perforados con relleno de fibra mineral o, en algunos casos, de lana de vidrio. Su mayor aplicación la encontramos en techos acústicos suspendidos.

Presentan un alto coeficiente de absorción acústica en función de la perforación, la densidad, el espesor y el espacio de aire detrás del panel.

2.5.3.3.- Sistemas de paneles rígidos

Son paneles de uso relativamente reciente que presentan ventajas importantes como son la resistencia, durabilidad y posibilidades de tratamiento y decoración.

Estos paneles mejoran la absorción a bajas frecuencias y crean un campo sonoro más difuso, pues al ser de superficie vibrante la onda reflejada pierde sus propiedades direccionales. Por lo tanto, **su principio de funcionamiento consiste en que la absorción sonora se produce como consecuencia de la vibración del panel a la misma frecuencia que la onda sonora.**

2.5.3.4.- Absorbentes suspendidos

Se trata de estructuras acústicas suspendidas del techo como unidades individuales. Suelen presentarse en forma de láminas, tablones, cajas vacías, conos, los cuales proporcionan distintos coeficientes de absorción en función de la frecuencia y de la distancia a la que se encuentran de la fuente sonora.

Al llegar la energía sonora a todos los lados, su eficacia es alta. Su principal aplicación la encontramos en recintos en los que un tratamiento acústico convencional del techo resulta inviable. Normalmente se trata de recintos destinados a gimnasios, tiendas, piscinas, etc.

2.6.- Nuevos materiales provenientes del reciclado

A parte de los materiales más utilizados en el aislamiento acústico, como es el caso de las lanas de roca, que presentan un elevado coeficiente de absorción acústica, en el capítulo correspondiente a la caracterización de materiales en laboratorio se ha ensayado también una serie de “nuevos materiales” para evaluar su comportamiento acústico.

Estos materiales están compuestos por varias capas y en algunos casos están formadas a partir de materiales de desecho de industrias como la textil.

Las Figuras 2.9, 2.10, 2.11 y 2.12 muestran estos materiales, cuyo comportamiento se describirá en el cuarto capítulo de esta memoria de tesis.



Figura 2.9. Sándwich reciclado tricapa compuesto de fibras textiles.



Figura 2.10. Sándwich reciclado tricapa a partir de fibras recicladas.



Figura 2.11. Sándwich tricapa de porexpán y capa intermedia de lámina viscoelástica.



Figura 2.12. Sándwich tricapa de lana de roca y capa intermedia de lámina viscoelástica.

También se evaluará el comportamiento acústico de distintas muestras de fibra de poliéster con diferentes densidades (Figura 2.13).



Figura 2.13. Fibra de poliéster.

Las Figuras 2.14, 2.15 y 2.16 muestran otros materiales compuestos por productos textiles reciclados.



Figura 2.14. Material compuesto por fibras textiles recicladas.



Figura 2.15. Material compuesto por residuos textiles reciclados.



Figura 2.16. Material compuesto por residuos textiles reciclados.

En el Anexo I se detallan estos y otros materiales con sus resultados.

CAPÍTULO 3

MODELO MATEMÁTICO

3.1.- Modelos matemáticos para materiales de tipo poroso y fibroso

Son varios los autores que se han dedicado a desarrollar modelos y teorías que intentan predecir el comportamiento de los materiales desde el punto de vista acústico. En este capítulo se hace un recorrido por los principales modelos matemáticos que han sido desarrollados para el estudio del comportamiento acústico de los materiales de tipo poroso y fibroso, que son los que principalmente se usan en el ámbito de la acústica arquitectónica.

En primer lugar, se repasan los modelos más significativos de algunos investigadores y, posteriormente, se propone un modelo matemático cuya validez queda demostrada para su aplicación a los materiales de tipo poroso y fibroso más utilizados y que son aquéllos que han sido estudiados en el laboratorio en la parte experimental.

Los modelos que permiten determinar la impedancia acústica característica y la constante de propagación de los materiales fibrosos a partir de sus propiedades físicas se clasifican en **empíricos, fenomenológicos y microestructurales**.

El más conocido de los modelos empíricos es el de Delany y Bazley [6], que presentaron unas relaciones a partir del ajuste de gran cantidad de datos experimentales. Este modelo sólo necesita como dato de entrada la resistividad al flujo (σ).

Los materiales porosos también pueden ser estudiados con modelos teóricos. La denominada aproximación fenomenológica consiste en sustituir un sólido poroso saturado por un fluido equivalente disipativo.

Uno de los autores más importantes en el desarrollo de los modelos teóricos ha sido Biot [10, 11], que desarrolló una teoría general de la propagación de las ondas en un sólido poroso saturado con estructura elástica.

Por último, la denominada aproximación microestructural consiste en el estudio de la propagación de las ondas sonoras en el interior de un poro para, posteriormente, generalizar los resultados a escala macroscópica. Los autores Zwikker y Kosten [4] y Attenborough [9] han desarrollado modelos microestructurales. Estos modelos se caracterizan porque requieren el conocimiento de cinco parámetros: porosidad, tortuosidad, resistividad, longitud característica térmica y longitud característica viscosa.

Estos modelos microestructurales proporcionan, en general, una buena visión física de los mecanismos de disipación de energía, pero son más complejos y se necesita un conocimiento muy detallado de la microestructura de los materiales.

3.1.1.- Modelo de Delany y Bazley

Posiblemente el más conocido de los modelos matemáticos para los materiales absorbentes del sonido de tipo fibroso sea el de **Delany y Bazley [6]**.

En su trabajo se presentan los valores de la impedancia característica y de la constante de propagación para un conjunto de materiales absorbentes del sonido de tipo fibroso. Las relaciones para el cálculo de estos dos parámetros son función de la relación entre la frecuencia (f) y la resistencia específica al flujo (σ).

Estos autores determinaron la impedancia característica compleja (Z) y la constante de propagación compleja (Γ) con las ecuaciones 3.1 y 3.2:

$$Z = \rho_0 c_0 \left[1 + 0'0571 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^{-0'754} - j 0'087 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^{-0'732} \right] \quad (\text{ec. 3.1})$$

$$\Gamma = \frac{2\pi f}{c_0} \left[1 + 0'0978 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^{-0'700} - j 0'189 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma} \right)^{-0'595} \right] \quad (\text{ec. 3.2})$$

ρ_0 , es la densidad del aire.

c_0 , es la velocidad del sonido en el aire.

f , es la frecuencia.

σ , es la resistencia específica al flujo por unidad de espesor y depende, principalmente, de la densidad del material y del diámetro de la fibra.

Estas relaciones son válidas en el siguiente rango:

$$10^{-2} \leq \frac{f}{\sigma} \leq 1 \quad (\text{ec. 3.3})$$

Cabe señalar que, según este modelo, para el cálculo de la impedancia característica y de la constante de propagación sólo es necesario el conocimiento de la resistencia específica al flujo (σ).

La resistencia específica al flujo puede determinarse experimentalmente con la técnica del tubo de impedancia acústica, como se explicará más adelante en esta memoria de tesis.

Delany y Bazley realizaron medidas, primero, con terminación rígida del tubo y, posteriormente, con el extremo abierto detrás de la muestra.

La resistencia al flujo fue obtenida con la medida de la presión a través de la muestra con un flujo de aire de velocidad determinada.

Los materiales con que trabajaron Delany y Bazley son materiales con alta porosidad (el factor de porosidad es la relación entre el volumen de aire en los poros y el volumen total del material). En el caso de tener materiales de baja porosidad, habría que realizar modificaciones en el procedimiento propuesto por estos autores.

3.1.2.- Modelo de Miki

El modelo matemático desarrollado por **Miki [25]** se basa en el anteriormente expuesto de Delany y Bazley, introduciendo una serie de modificaciones. Este modelo fue desarrollado para la caracterización de materiales porosos, especialmente para los **materiales bicapa**.

Miki observó que con el modelo de Delany y Bazley, en los materiales multicapa, algunas veces la parte real de la impedancia superficial era negativa. Las modificaciones introducidas por Miki resuelven esta anomalía, puesto que la parte real de la impedancia debe ser una función positiva.

Tanto el modelo de Delany y Bazley como el de Miki se limitan a materiales con porosidad cercana a la unidad.

Según Miki, la impedancia característica (Z) y la constante de propagación (Γ) vienen dadas por las ecuaciones 3.4 y 3.5:

$$Z = \rho_0 c_0 \left[1 + 0'070 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0'632} - j 0'107 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0'632} \right] \quad (\text{ec. 3.4})$$

$$\Gamma = \frac{2\pi f}{c_0} \left[0'160 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0'618} + j \left(1 + 0'109 \left(\frac{f}{\sigma} \right)^{-0'618} \right) \right] \quad (\text{ec. 3.5})$$

que son, básicamente, las mismas que Delany y Bazley propusieron con unos nuevos coeficientes.

3.1.3.- Modelo de Allard y Champoux

Los autores **Allard y Champoux [21]** desarrollaron nuevas ecuaciones que sustituyen al modelo de **Delany y Bazley**. Además, las ecuaciones propuestas son también válidas a bajas frecuencias. Este modelo establece la dependencia de la propagación del sonido en los materiales fibrosos con el diámetro de las fibras y la densidad del material.

Estos autores señalan que en los modelos anteriores no se ha tenido en cuenta la geometría de los materiales.

En el modelo de Allard y Champoux, la impedancia característica (Z) y la constante de propagación (Γ) vienen dadas por las ecuaciones 3.6 y 3.7:

$$Z = \sqrt{\rho(\omega) \cdot K(\omega)} \quad (\text{ec. 3.6})$$

$$\Gamma = j \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \sqrt{\frac{\rho(\omega)}{K(\omega)}} \quad (\text{ec. 3.7})$$

$\rho(\omega)$, es la densidad dinámica (en kg/m³).

$K(\omega)$, es el módulo de compresibilidad efectivo dinámico (en N/m²).

Estos valores para el aire a temperatura ambiente y a presión atmosférica se expresan con las ecuaciones 3.8 y 3.9:

$$\rho(\omega) = 1'2 + \sqrt{-0'0364 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma}\right)^{-2} - j0'1144 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma}\right)^{-1}} \quad (\text{ec. 3.8})$$

$$K(\omega) = 101320 \frac{j29'64 + \sqrt{2'82 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma}\right)^{-2} + j24'9 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma}\right)^{-1}}}{j21'17 + \sqrt{2'82 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma}\right)^{-2} + j24'9 \left(\frac{\rho_0 f}{\sigma}\right)^{-1}}} \quad (\text{ec. 3.9})$$

estando f expresada en Hz y σ en Rayls/m.

Estas expresiones anteriores sólo son válidas para incidencia normal y bajo la hipótesis de que los materiales tienen unos factores de tortuosidad y de porosidad elevados (cercaos a la unidad).

La constante de propagación $\Gamma(\omega) = \alpha + i\beta$, donde α es la atenuación y β es la constante de fase, y la impedancia característica $Z(\omega) = R - iX$ a incidencia normal vienen dadas por las ecuaciones 3.10 y 3.11:

$$\Gamma(\omega) = i2\pi f [\rho(\omega) / K(\omega)]^{1/2} = \alpha + i\beta \quad (\text{ec. 3.10})$$

$$Z(\omega) = [\rho(\omega)K(\omega)]^{1/2} = R - iX \quad (\text{ec. 3.11})$$

La impedancia superficial, Z_s , con terminación rígida, de una capa de espesor l , puede calcularse con la expresión 3.12:

$$Z_s = Z(\omega) \cdot \coth(\Gamma(\omega) \cdot l) \quad (\text{ec. 3.12})$$

mientras que el coeficiente de absorción α_n :

$$\alpha_n = 1 - \left| \frac{Z_s - \rho_0 c_0}{Z_s + \rho_0 c_0} \right|^2 \quad (\text{ec. 3.13})$$

3.1.4.- Modelo de Voronina

Voronina ha realizado un extenso trabajo en el ámbito de los modelos matemáticos. Aquí se presenta un resumen de sus principales aportaciones en la modelización de materiales de tipo poroso y fibroso [26, 27, 28, 29].

En líneas generales, lo que caracteriza a los modelos de Voronina es que introduce un nuevo parámetro que se denomina **característica estructural (Q)**, que se define en función de las propiedades físicas del material como su densidad, densidad de la fibra, diámetro de la fibra, etc.

A partir de esta característica estructural puede obtenerse la impedancia característica y la constante de propagación para cada tipo de material, mediante unas relaciones que se expondrán a continuación.

Por lo tanto, puede decirse que el modelo de Voronina no necesita medidas experimentales para evaluar el comportamiento acústico de los materiales; es suficiente definir los parámetros físicos del material.

Voronina investigó el comportamiento acústico de los materiales fibrosos de estructura flexible [27]. El modelo propuesto para este tipo de materiales se usa para predecir los valores de la impedancia acústica y del coeficiente de absorción del sonido a partir del conocimiento del diámetro de la fibra y de su densidad.

El modelo empírico desarrollado por el autor en un trabajo previo establece los valores de la impedancia característica (Z) y de la constante de propagación (Γ) con las ecuaciones 3.14 y 3.15:

$$Z = R + jX = 1 + Q - jQ \quad (\text{ec. 3.14})$$

$$\Gamma = \alpha + j\beta = k \cdot Q \frac{2+Q}{1+Q} + jk(1+Q) \quad (\text{ec. 3.15})$$

siendo $k = (2 \cdot \pi \cdot f) / c_0$ el número de onda (m^{-1}); c_0 la velocidad del sonido en el aire (m/s); Q la característica estructural.

La característica estructural, Q , es un parámetro acústico que permite estimar cuantitativamente las pérdidas de energía en el medio fibroso.

La ecuación 3.16 establece la relación entre el valor de Q y los parámetros físicos que caracterizan la macroestructura del material:

$$Q = \frac{(1-H) \cdot (1+q_0)}{H \cdot d} \sqrt{\frac{8 \cdot \mu}{k \cdot \rho_0 \cdot c_0}} \quad (\text{ec. 3.16})$$

siendo $\mu = 1'85 \cdot 10^{-5}$ el coeficiente dinámico de viscosidad (Pa·s).

ρ_0 , es la densidad del aire (kg/m³).

d , es el diámetro de la fibra (m).

H , es la porosidad del material fibroso.

q_0 , es un factor definido por la siguiente ecuación empírica:

$$q_0 = \left(1 + 2 \cdot 10^4 (1 - H)^2\right)^{-1} \quad (\text{ec. 3.17})$$

En materiales homogéneos, la porosidad puede definirse con la ecuación 3.18:

$$H = 1 - \left(\frac{\rho_m}{\rho_f}\right) \quad (\text{ec. 3.18})$$

ρ_m es la densidad del material y ρ_f la densidad de las fibras.

Por lo tanto, la característica estructural, Q , la impedancia característica, Z , y la constante de propagación, Γ , pueden obtenerse a partir de la porosidad del material, H , y del diámetro de la fibra, d .

En este trabajo, Voronina ha investigado el efecto del tamaño de la fibra en el cálculo de Z y de Γ . Para fibras con diámetros inferiores a $2 \cdot 10^{-6}$ m, las relaciones anteriores experimentan algunas modificaciones, incluyendo unos nuevos coeficientes (F y B):

$$Z = R + jX = 1 + Q - j \cdot Q \cdot F \quad (\text{ec. 3.19})$$

$$\Gamma = \alpha + j\beta = k \cdot Q \frac{1 + (1 + Q) \cdot (1 + B) \cdot F}{1 + Q} + j \cdot k \cdot (1 + Q \cdot (1 + B)) \quad (\text{ec. 3.20})$$

los **coeficientes F y B** son menores que 1 para fibras con diámetros muy pequeños, pero se aproximan a 1 y a 0, respectivamente, a medida que aumenta el diámetro de la fibra.

Voronina también define las pérdidas por fricción del flujo de aire mediante un parámetro adimensional, z , según la ecuación 3.21:

$$z = \sqrt{\frac{d \cdot \rho_0 \cdot c_0}{\mu}} \quad (\text{ec. 3.21})$$

Por su parte, el efecto del movimiento de las fibras, en el caso de materiales de estructura flexible, conlleva unas pérdidas adicionales de energía acústica. Este efecto queda definido por el factor q_0 , que se aproxima a 1 para $\rho_m < 5 \text{ kg/m}^3$, y se aproxima a 0 cuando $\rho_m > 150 \text{ kg/m}^3$. En este último caso la estructura del material se considera rígida.

Además, para una misma densidad, las fibras delgadas pueden moverse más fácilmente que las fibras gruesas. Este efecto se describe con otro parámetro adimensional, y :

$$y = \sqrt{k \cdot d} \cdot 10^2 \quad (\text{ec. 3.22})$$

Por lo tanto, **Voronina introduce tres nuevos parámetros (z , q_0 , y)** que dependen de la viscosidad del aire, del diámetro de la fibra, de la densidad del material y de la longitud de onda. Estos tres parámetros permiten estimar cuantitativamente las pérdidas de energía acústica en un medio fibroso de estructura flexible.

Voronina no tuvo en cuenta los efectos de la conducción de calor en la propagación del sonido en el medio fibroso, debido a que estos efectos son mucho menores que los efectos debidos a la viscosidad. Por otro lado, se considera el medio fibroso como isótropo sin tener en cuenta la influencia de la orientación de las fibras.

Otro trabajo desarrollado por Voronina [28] tiene aplicación en materiales porosos de estructura elástica, habiendo realizado las mediciones en diversas muestras de **espumas de urethane** con distintos diámetros de poro.

La interacción de las ondas sonoras con materiales como las espumas de *urethane* es muy compleja, puesto que viene definida por dos efectos principalmente. El primero de ellos es el flujo viscoso de aire a través de los poros; las pérdidas de energía por fricción quedan definidas por el diámetro del poro y por la porosidad del material. El segundo efecto es el del movimiento de la estructura flexible y su influencia en el amortiguamiento de la energía acústica.

Característica estructural para espumas de urethane

Voronina midió la impedancia característica y la constante de propagación en diez muestras de espuma de *urethane* en un rango de frecuencias comprendido entre 250 y 2000 Hz.

Debido a los dos efectos comentados, la característica estructural incluye dos partes. La primera es el factor Q_p que describe las pérdidas por fricción en el medio poroso según la ecuación 3.23:

$$Q_p = \frac{1-H}{H \cdot D} \sqrt{\frac{200 \cdot \mu}{k \cdot \rho_0 \cdot c_0}} \quad (\text{ec. 3.23})$$

los parámetros de esta ecuación se corresponden con los definidos en la ecuación 3.16.

La segunda parte de la característica estructural es el factor q , que permite evaluar las pérdidas adicionales debidas al movimiento de la estructura flexible de las espumas.

Con esto, queda la siguiente expresión:

$$Q = Q_p \cdot (1 + q) \quad (\text{ec. 3.24})$$

A partir de aquí, el autor realiza otro desarrollo similar al propuesto para los materiales de tipo fibroso, estableciendo nuevas relaciones entre la impedancia característica y la constante de propagación con la característica estructural, Q .

Otro de los trabajos de Voronina [29] consiste en el desarrollo de un nuevo modelo para materiales porosos de estructura rígida de baja porosidad, estableciendo nuevas fórmulas empíricas de la impedancia característica y de la constante de propagación.

En este trabajo se realiza una comparación del nuevo modelo empírico con la teoría de Attenborough utilizando los resultados obtenidos por Champoux y Stinson [17] para una muestra de material cerámico.

Voronina ha conseguido en este trabajo una buena aproximación entre los resultados medidos experimentalmente y los teóricos obtenidos con los modelos empíricos.

3.1.5.- Modelo de Dunn y Davern

Los autores **Dunn y Davern [22]** aplicaron el modelo de Delany y Bazley para **espumas de poliuretano**, usando muestras con valores bajos de la resistividad al flujo.

3.1.5.1.- Impedancia acústica en materiales homogéneos de una capa

Zwikker y Kosten [4] definieron la impedancia acústica a incidencia normal en un material homogéneo de espesor l con la ecuación 3.25:

$$Z_l = Z \frac{Z_0 \cdot \cosh(\Gamma \cdot l) + Z \cdot \sinh(\Gamma \cdot l)}{Z_0 \cdot \sinh(\Gamma \cdot l) + Z \cdot \cosh(\Gamma \cdot l)} \quad (\text{ec. 3.25})$$

Z_0 es la impedancia posterior de la capa (backing impedance), Z es la impedancia característica y Γ es la constante de propagación. Siendo:

$$Z = R + jX \quad (\text{ec. 3.26})$$

$$\Gamma = \alpha + j\beta \quad (\text{ec. 3.27})$$

La impedancia característica se relaciona con el coeficiente de reflexión (r) con la ecuación 3.28:

$$|Z| = \frac{(1+r)}{(1-r)} \quad (\text{ec. 3.28})$$

3.1.5.2.- Impedancia acústica en materiales multicapa

La impedancia en materiales multicapa puede calcularse aplicando la ecuación de la impedancia para los materiales monocapa para cada material sucesivamente con la ecuación 3.29:

$$Z_{ii} = Z_i \frac{Z_{i-1} \cdot \cosh(\Gamma_i \cdot l_i) + Z_i \cdot \sinh(\Gamma_i \cdot l_i)}{Z_{i-1} \cdot \sinh(\Gamma_i \cdot l_i) + Z_i \cdot \cosh(\Gamma_i \cdot l_i)} \quad (\text{ec. 3.29})$$

donde el subíndice i se refiere a la capa i -ésima, empezando por la capa más cercana a la terminación rígida.

3.1.5.3.- Trabajo de Dunn y Davern

Partiendo del modelo de Delany y Bazley para materiales de tipo fibroso, estos autores proponen unos nuevos coeficientes para las espumas de poliuretano que han medido. El resultado es el siguiente:

$$R = (\rho \cdot c) \cdot \left[1 + 0'114 \cdot \left(\frac{\rho \cdot f}{\sigma} \right)^{-0'369} \right] \quad (\text{ec. 3.30})$$

$$X = -0'0985 \cdot (\rho \cdot c) \cdot \left(\frac{\rho \cdot f}{\sigma} \right)^{-0'758} \quad (\text{ec. 3.31})$$

$$\alpha = 0'168 \cdot \left(\frac{2\pi f}{c} \right) \cdot \left(\frac{\rho \cdot f}{\sigma} \right)^{-0'715} \quad (\text{ec. 3.32})$$

$$\beta = \left(\frac{2\pi f}{c} \right) \cdot \left[1 + 0'136 \cdot \left(\frac{\rho \cdot f}{\sigma} \right)^{-0'491} \right] \quad (\text{ec. 3.33})$$

3.1.6.- Modelo de Garai y Pompoli

Los autores **Garai y Pompoli [32, 33]** han desarrollado un modelo para predecir la resistividad al flujo, la impedancia acústica y el coeficiente de absorción acústica de las **fibras de poliéster**. El modelo ha sido ajustado a partir de la medición de 38 muestras y sus resultados han sido comparados con la técnica experimental del método de la función de transferencia en un tubo de impedancia acústica.

De este modelo propuesto, los autores demuestran su validez en muestras de fibras de poliéster en un rango de 18 a 48 μm de diámetro de fibra. Las fibras de poliéster son un material que está extendiéndose rápidamente como material absorbente del sonido. Están sustituyendo en muchas aplicaciones a las lanas de roca y de vidrio.

Anteriormente a este trabajo, Bies y Hansen [8] presentaron un modelo simple para calcular la resistividad al flujo de un material fibroso a partir de su densidad y del diámetro de la fibra. Pero este modelo sólo resulta válido en materiales con fibras de diámetro uniforme y en el rango de 1 a 15 μm .

El más conocido de los modelos empíricos es el de Delany y Bazley, del que se ha hablado en un punto anterior, y que presentaron unas relaciones a partir del ajuste de una gran cantidad de datos experimentales. Además, tal como se ha explicado, este modelo sólo necesita como dato de entrada la resistividad al flujo.

3.1.6.1.- Nuevo modelo para la resistividad (NMR)

Garai y Pompoli desarrollan un modelo empírico que denominan **NMR (New Resistivity Model)**, basado en el modelo de Bies y Hansen.

Bies y Hansen presentaron un modelo simple para calcular la resistividad al flujo a partir del conocimiento de la densidad del material fibroso y del diámetro de la fibra:

$$\sigma \cdot d^2 \cdot \rho_m^{-K_1} = K_2 \quad (\text{ec. 3.34})$$

siendo σ la resistividad específica al flujo ($\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$), ρ_m la densidad del material (kg/m^3) y d el diámetro medio de fibra (m).

$K_1 = 1'53$ y $K_2 = 3'18 \cdot 10^{-9}$ son constantes para la fibra de vidrio. Esta expresión sólo resulta válida para diámetros de fibra menores a $15 \mu\text{m}$. Este hecho hace que el modelo sea muy incierto en sus resultados.

A partir de aquí los autores decidieron introducir la modificación que indica la ecuación 3.35:

$$\sigma = A \cdot \rho_m^B \quad (\text{ec. 3.35})$$

donde A y B son unas constantes obtenidas de ajustar por mínimos cuadrados los valores medidos de la resistividad al flujo (Tabla 3.1).

TABLA 3.1. CONSTANTES DEL MODELO NMR

A	25'989
B	1'404

3.1.6.2.- Nuevo modelo para la impedancia (NMI)

A partir de las relaciones generales de Delany y Bazley (ecuaciones 3.36 a 3.39):

$$Z_R = \rho_0 \cdot c_0 \left[1 + C_1 \left(\frac{\rho_0 \cdot f}{\sigma} \right)^{-C_2} \right] \quad (\text{ec. 3.36})$$

$$Z_I = -\rho_0 \cdot c_0 \left[C_3 \left(\frac{\rho_0 \cdot f}{\sigma} \right)^{-C_4} \right] \quad (\text{ec. 3.37})$$

$$\alpha = \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{c_0} \right) \left[C_5 \left(\frac{\rho_0 \cdot f}{\sigma} \right)^{-C_6} \right] \quad (\text{ec. 3.38})$$

$$\beta = \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot f}{c_0} \right) \left[1 + C_7 \left(\frac{\rho_0 \cdot f}{\sigma} \right)^{-C_8} \right] \quad (\text{ec. 3.39})$$

Sólo hay que ajustar los coeficientes C_1, \dots, C_8 . Esto es lo que se ha llamado modelo **NMI (New Impedance Model)**.

3.1.6.3.- Modelo integrado (MI)

El modelo NMR puede predecir la resistividad al flujo en función de la densidad aparente, mientras que el NMI proporciona la impedancia acústica específica y la constante de propagación en función de la resistividad al flujo.

Con estas relaciones, la impedancia y el coeficiente de absorción acústica a incidencia normal (α_n) para una muestra de material fibroso de espesor l , pueden obtenerse con las ecuaciones 3.40 y 3.41, respectivamente:

$$Z_l = (Z_R + iZ_I) [\cot(\alpha + i\beta)l] = Z_{IR} + iZ_{II} \quad (\text{ec. 3.40})$$

$$\alpha_n = \frac{4 \cdot Z_{IR} \cdot \rho_0 \cdot c_0}{|Z_I|^2 + 2 \cdot \rho_0 \cdot c_0 \cdot Z_{IR} + (\rho_0 \cdot c_0)^2} \quad (\text{ec. 3.41})$$

Las ecuaciones anteriores constituyen, por tanto, el denominado **Modelo Integrado (MI)**, que permite caracterizar acústicamente un material a partir de su densidad aparente y de su espesor.

3.2.- Modelo propuesto

A partir del estudio de los modelos expuestos en los apartados anteriores de este capítulo, se presenta a continuación el modelo matemático propuesto cuya validez se demuestra para los materiales de tipo poroso y fibroso más utilizados [34, 35].

En los modelos explicados, cada modelo matemático es válido sólo para el tipo particular de material estudiado. Aquí se ha propuesto y verificado un nuevo modelo para distintos materiales absorbentes del sonido.

Ya se ha comentado anteriormente que en los materiales considerados isotrópicos y homogéneos la propagación del sonido queda determinada por los valores de la impedancia característica y de la constante de propagación.

Varios de los modelos propuestos se basan en el cálculo de la resistencia específica al flujo para la determinación de los dos parámetros anteriores.

Como se ha visto en los modelos de Delany y Bazley [6] o en el de Miki [25], las variables que definen la impedancia característica ($Z = R + jX$) y la constante de propagación ($\Gamma = \alpha + j\beta$) quedan determinadas con las siguientes expresiones:

$$R = \rho_0 c_0 (1 + A_1 \cdot C^{-A_2}) \quad (\text{ec. 3.42})$$

$$X = -\rho_0 c_0 A_3 \cdot C^{-A_4} \quad (\text{ec. 3.43})$$

$$\alpha = \frac{2\pi f}{c_0} A_5 \cdot C^{-A_6} \quad (\text{ec. 3.44})$$

$$\beta = \frac{2\pi f}{c_0} (1 + A_7 \cdot C^{-A_8}) \quad (\text{ec. 3.45})$$

ρ_0 es la densidad del aire y c_0 es la velocidad del sonido en el aire.

Los coeficientes A_1 , A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_6 , A_7 y A_8 se obtienen mediante el método de ajuste por mínimos cuadrados y el parámetro C se denomina frecuencia normalizada y viene dado por la ecuación 3.46:

$$C = \frac{\rho_0 \cdot f}{\sigma} \quad (\text{ec. 3.46})$$

El modelo de Delany y Bazley es probablemente el modelo más conocido, que fue desarrollado a partir del ajuste de una gran cantidad de datos experimentales. Posteriormente, Miki revisó este modelo y simplificó los coeficientes para los materiales de tipo fibroso estableciendo, por un lado, que $A_2 = A_4$ y, por otro, que $A_6 = A_8$.

Dunn y Davern [22] calcularon nuevas constantes para espumas de poliuretano con baja resistividad al flujo. Por su parte, los autores Garai y Pompoli [32] desarrollaron un nuevo modelo empírico para predecir la impedancia característica y el coeficiente de absorción del sonido para materiales de fibra de poliéster.

Hay fabricantes, como Rockwool®, que tienen sus propios modelos.

La Tabla 3.2 muestra los coeficientes obtenidos por los autores citados.

TABLA 3.2. COEFICIENTES PARA LOS DISTINTOS MODELOS

Modelo	A₁	A₂	A₃	A₄	A₅	A₆	A₇	A₈
Delany y Bazley	0,057	0,754	0,087	0,732	0,189	0,595	0,098	0,7
Miki	0,079	0,632	0,120	0,632	0,179	0,618	0,122	0,618
Dunn y Davern	0,114	0,369	0,099	0,758	0,168	0,715	0,136	0,491
Garai y Pompoli	0,078	0,623	0,074	0,66	0,159	0,571	0,121	0,53
Rockwool®	0,064	0,703	0,085	0,695	0,114	0,683	0,213	0,577

A partir del conocimiento y estudio de estos modelos anteriores y bien consolidados en el ámbito de la caracterización acústica de materiales, se propone en este trabajo, partiendo de la medición de los parámetros acústicos de distintos materiales de tipo poroso y fibroso, un nuevo modelo empírico para poder predecir el comportamiento acústico de este tipo de materiales.

Los autores mencionados predicen el comportamiento de los materiales estudiados mediante el método de ajuste por mínimos cuadrados.

Con el propósito de reagrupar modelos, se propone realizar el cambio que muestran las ecuaciones 3.47 a 3.50:

$$\frac{R}{Z_0} = 1 + A_{1i} \cdot C^{-A_{2i}} = 1 + A_1 \cdot K_{i1} \cdot C^{-A_2 \cdot K_{i2}} \quad (\text{ec. 3.47})$$

$$\frac{X}{Z_0} = -A_{3i} \cdot C^{-A_{4i}} = -A_3 \cdot K_{i1} \cdot C^{-A_4 \cdot K_{i2}} \quad (\text{ec. 3.48})$$

$$\frac{\alpha}{k_0} = A_{5i} \cdot C^{-A_{6i}} = A_5 \cdot K_{i1} \cdot C^{-A_6 \cdot K_{i2}} \quad (\text{ec. 3.49})$$

$$\frac{\beta}{k_0} = 1 + A_{7i} \cdot C^{-A_{8i}} = 1 + A_7 \cdot K_{i1} \cdot C^{-A_8 \cdot K_{i2}} \quad (\text{ec. 3.50})$$

Z_0 , es la impedancia del aire.

k_0 , es el número de onda en el aire.

A_1, \dots, A_8 son los coeficientes comunes para todos los materiales.

A_{1i}, \dots, A_{8i} representan a los coeficientes del modelo i (por ejemplo, los coeficientes de Delany y Bazley, Miki, etc).

K_{i1}, \dots, K_{i2} son los coeficientes que deben ser calculados para cada material.

Con esta transformación, una vez que los coeficientes A_1, \dots, A_8 son obtenidos para un grupo de modelos, sólo será necesario determinar los dos valores K_{i1} y K_{i2} . **Con este cambio, se consigue que la nueva formulación sea independiente del parámetro C.**

Para un grupo de n modelos, se obtendrán dos sistemas no lineales de ecuaciones (uno con K_{i1} y otro con K_{i2}). El sistema impar para K_{i1} cumple:

$$A_{1i} = A_1 \cdot K_{i1} \quad i = 1, \dots, n \quad (\text{ec. 3.51})$$

$$A_{3i} = A_3 \cdot K_{i1} \quad i = 1, \dots, n \quad (\text{ec. 3.52})$$

$$A_{5i} = A_5 \cdot K_{i1} \quad i = 1, \dots, n \quad (\text{ec. 3.53})$$

$$A_{7i} = A_7 \cdot K_{i1} \quad i = 1, \dots, n \quad (\text{ec. 3.54})$$

Del mismo modo se procede con el sistema par para K_{i2} . Cada sistema obtenido tiene $4 \cdot n$ ecuaciones y $4+n$ variables, por lo que para resolver este problema se hace uso de un algoritmo de optimización no lineal iterativo, en el que hay que partir de los coeficientes de uno de los modelos.

Para realizar el ajuste de los nuevos coeficientes propuestos, se ha hecho uso de dos funciones de error. La primera función de error para el sistema impar:

$$\frac{\sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^n \sqrt{\|(A_j \cdot K_{i1})^2 - A_{ji}^2\|}}{4 \cdot n} \quad (\text{ec. 3.55})$$

Y la segunda función de error:

$$\frac{\sum_{j=1}^4 \sum_{i=1}^n \|(A_j \cdot K_{i1}) - A_{ji}\|}{4 \cdot n} \quad (\text{ec. 3.56})$$

Para el sistema par se han utilizado otras dos funciones de error similares.

Para llevar a cabo el ajuste de los datos se ha diseñado una función en MATLAB. Los coeficientes de la Tabla 3.2 han sido introducidos como iteración inicial. La Tabla 3.3 muestra los resultados obtenidos con estos cinco modelos y la primera función de error.

TABLA 3.3. COEFICIENTES OBTENIDOS CON LA PRIMERA FUNCIÓN DE ERROR

ITERACIÓN INICIAL	A₁	A₃	A₅	A₇	K₁₁	K₂₁	K₃₁	K₄₁	K₅₁
Delany y Bazley	0,064	0,087	0,189	0,098	1,000	1,113	1,011	0,841	0,996
Miki	0,086	0,110	0,172	0,126	1,100	0,931	1,086	0,925	0,769
Dunn y Davern	0,114	0,099	0,168	0,136	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Garai y Pompoli	0,078	0,074	0,159	0,121	1,189	1,006	1,057	1,000	0,996
Rockwool ®	0,064	0,085	0,114	0,213	1,024	1,094	1,165	1,000	1,000
	A₂	A₄	A₆	A₈	K₁₂	K₂₂	K₃₂	K₄₂	K₅₂
Delany y Bazley	0,754	0,732	0,606	0,700	1,000	1,019	1,035	0,963	0,949
Miki	0,632	0,632	0,618	0,618	1,158	1,000	1,157	0,986	1,105
Dunn y Davern	0,369	0,758	0,715	0,609	0,988	0,864	1,000	0,870	0,917
Garai y Pompoli	0,623	0,660	0,571	0,530	1,109	1,015	0,989	1,000	1,089
Rockwool ®	0,703	0,694	0,680	0,586	1,073	0,909	1,092	0,951	1,001

La Tabla 3.4 muestra los resultados con la segunda función de error.

TABLA 3.4. COEFICIENTES OBTENIDOS CON LA SEGUNDA FUNCIÓN DE ERROR

ITERACIÓN INICIAL	A₁	A₃	A₅	A₇	K₁₁	K₂₁	K₃₁	K₄₁	K₅₁
Delany y Bazley	0,062	0,082	0,139	0,105	1,065	1,154	1,212	1,147	1,041
Miki	0,064	0,085	0,142	0,108	1,021	1,126	1,183	1,119	0,998
Dunn y Davern	0,076	0,100	0,170	0,129	0,868	0,941	0,988	0,935	0,847
Garai y Pompoli	0,070	0,093	0,157	0,120	0,937	1,016	1,067	1,010	0,915
Rockwool ®	0,063	0,083	0,141	0,107	1,048	1,135	1,192	1,128	1,024
	A₂	A₄	A₆	A₈	K₁₂	K₂₂	K₃₂	K₄₂	K₅₂
Delany y Bazley	0,676	0,672	0,657	0,575	1,089	0,940	1,088	0,922	1,039
Miki	0,668	0,665	0,650	0,568	1,101	0,951	1,099	0,933	1,051
Dunn y Davern	0,642	0,642	0,628	0,546	1,140	0,985	1,138	0,971	1,088
Garai y Pompoli	0,659	0,653	0,638	0,561	1,121	0,968	1,120	0,945	1,066
Rockwool ®	0,696	0,691	0,676	0,592	1,059	0,914	1,058	0,895	1,010

Por su parte, la Tabla 3.5 resume los errores cometidos.

TABLA 3.5. ERRORES OBTENIDOS

ITERACIÓN INICIAL	Criterio 1 – K_{i1}	Criterio 2 – K_{i1}
Delany y Bazley	0,053	0,015
Miki	0,049	0,015
Dunn y Davern	0,064	0,015
Garai y Pompoli	0,046	0,015
Rockwool ®	0,075	0,015
	Criterio 1 – K_{i2}	Criterio 2 – K_{i2}
Delany y Bazley	0,244	0,046
Miki	0,166	0,046
Dunn y Davern	0,236	0,046
Garai y Pompoli	0,190	0,046
Rockwool ®	0,176	0,046

La Figura 3.1 muestra los resultados del ajuste tomando como iteración inicial los coeficientes de Delany y Bazley y la segunda función de error. Se representa, en la zona superior, las partes real e imaginaria de la impedancia y, en la zona inferior, las partes real e imaginaria de la constante de propagación. Las expresiones han sido normalizadas.

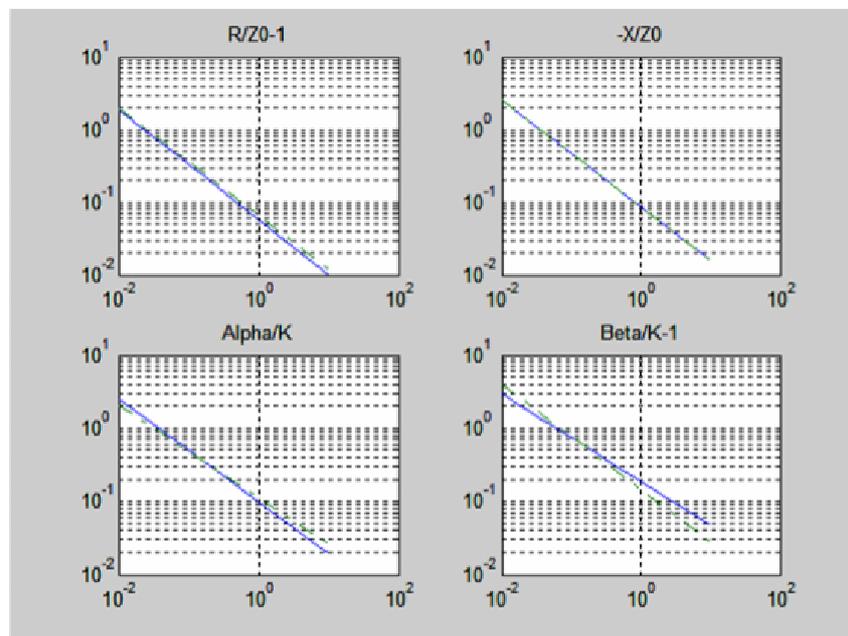


Figura 3.1. Resultados del ajuste tomando como iteración inicial los coeficientes de Delany y Bazley y la segunda función de error. Modelo original (línea continua); modelo ajustado (línea discontinua).

Todos los modelos han sido evaluados para materiales de tipo fibroso, excepto el de Dunn y Davern. Los resultados obtenidos con la primera función de error se muestran en la Tabla 3.6.

TABLA 3.6. COEFICIENTES OBTENIDOS CON LA PRIMERA FUNCIÓN DE ERROR

ITERACIÓN INICIAL	A₁	A₃	A₅	A₇	K₁₁	K₂₁	K₃₁	K₄₁
Delany y Bazley	0,057	0,087	0,189	0,098	1,000	1,112	1,000	1,000
Miki	0,080	0,090	0,179	0,124	1,057	0,895	1,098	0,977
Garai y Pompoli	0,078	0,074	0,159	0,121	1,189	1,006	1,057	1,000
Rockwool ®	0,072	0,086	0,147	0,112	1,008	0,977	1,147	1,085
	A₂	A₄	A₆	A₈	K₁₂	K₂₂	K₃₂	K₄₂
Delany y Bazley	0,754	0,732	0,595	0,700	1,000	1,000	1,036	1,000
Miki	0,632	0,646	0,618	0,618	1,133	1,000	1,157	0,986
Garai y Pompoli	0,623	0,660	0,571	0,530	1,109	1,014	1,148	1,000
Rockwool ®	0,694	0,715	0,669	0,645	1,086	0,924	1,060	0,897

Al igual que se ha explicado anteriormente, los resultados con la segunda función de error se muestran en la Tabla 3.7.

TABLA 3.7. COEFICIENTES OBTENIDOS CON LA SEGUNDA FUNCIÓN DE ERROR

ITERACIÓN INICIAL	A₁	A₃	A₅	A₇	K₁₁	K₂₁	K₃₁	K₄₁
Delany y Bazley	0,080	0,090	0,163	0,124	0,963	0,980	1,096	0,974
Miki	0,086	0,097	0,174	0,133	0,900	0,917	1,025	0,912
Garai y Pompoli	0,078	0,086	0,159	0,118	1,017	1,009	1,157	1,003
Rockwool ®	0,083	0,094	0,169	0,129	0,929	0,947	1,058	0,941
	A₂	A₄	A₆	A₈	K₁₂	K₂₂	K₃₂	K₄₂
Delany y Bazley	0,676	0,709	0,661	0,575	1,032	0,935	1,069	0,922
Miki	0,677	0,704	0,662	0,576	1,040	0,933	1,077	0,920
Garai y Pompoli	0,662	0,662	0,607	0,633	1,106	0,955	0,776	0,941
Rockwool ®	0,670	0,694	0,655	0,641	1,054	0,944	1,092	0,930

Por su parte, la Tabla 3.8 resume los errores cometidos.

TABLA 3.8. ERRORES OBTENIDOS

ITERACIÓN INICIAL	Criterio 1 – K_{i1}	Criterio 2 – K_{i1}
Delany y Bazley	0,051	0,010
Miki	0,037	0,010
Garai y Pompoli	0,034	0,010
Rockwool ®	0,034	0,010
	Criterio 1 – K_{i2}	Criterio 2 – K_{i2}
Delany y Bazley	0,264	0,056
Miki	0,170	0,056
Garai y Pompoli	0,181	0,055
Rockwool ®	0,183	0,056

Las Figuras 3.2, 3.3, 3.4 y 3.5 muestran los modelos de los autores mencionados y los ajustes del mismo modo que en la Figura 3.1.

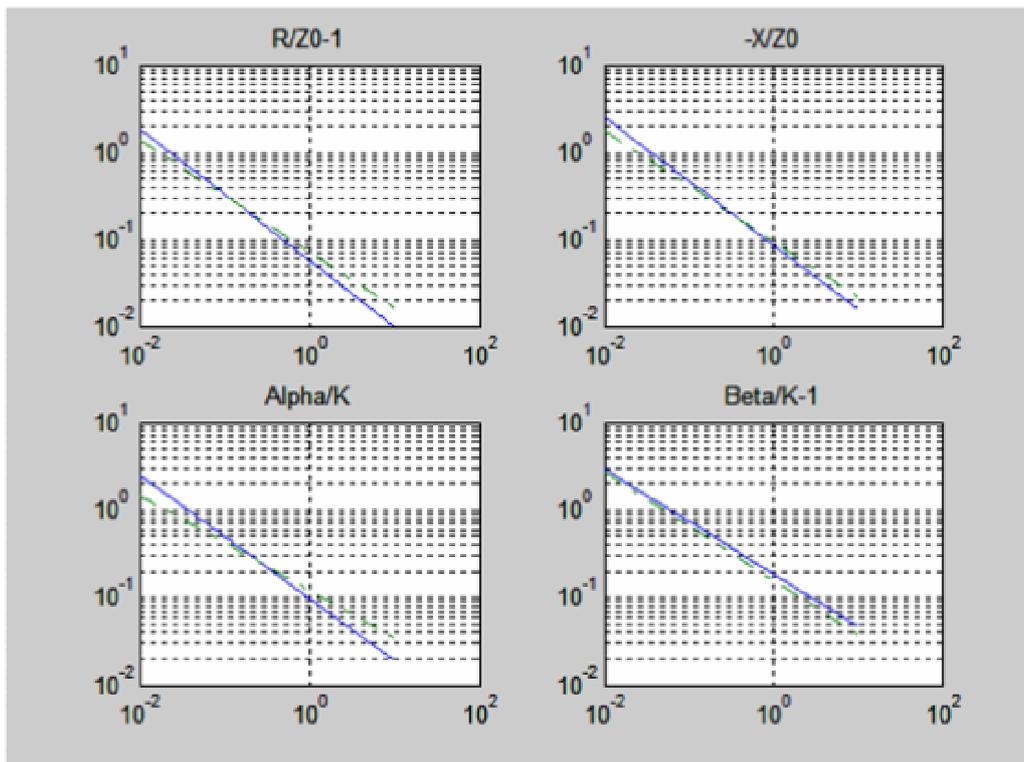


Figura 3.2. Resultados del ajuste tomando como iteración inicial los coeficientes de Miki y la segunda función de error. Modelo original (línea continua); modelo ajustado (línea discontinua).

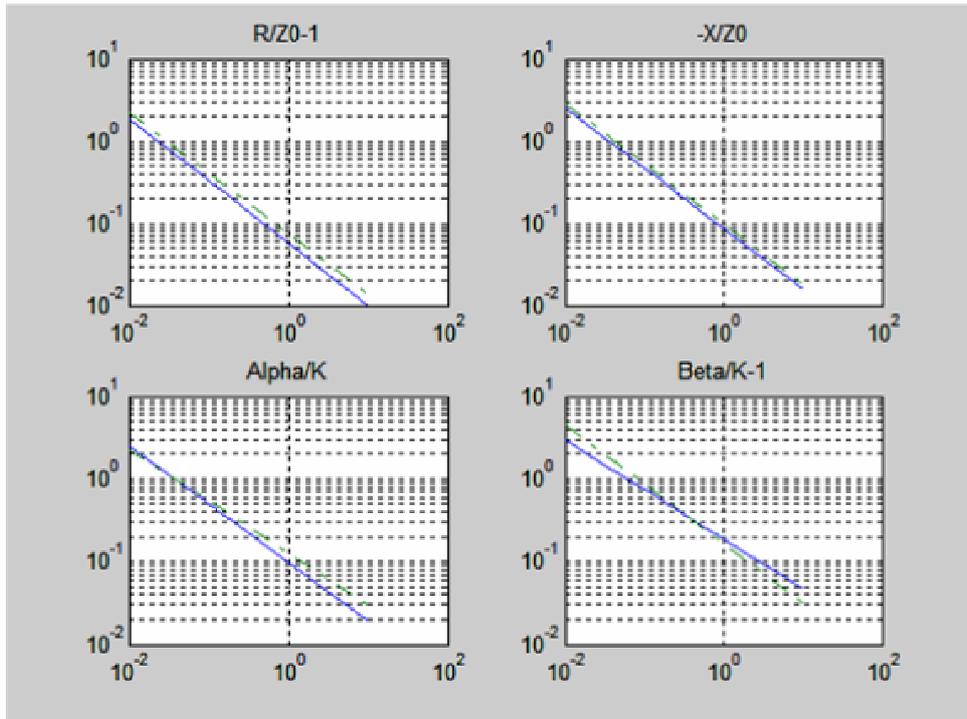


Figura 3.3. Resultados del ajuste tomando como iteración inicial los coeficientes de Dunn y Davern y la segunda función de error. Modelo original (línea continua); modelo ajustado (línea discontinua).

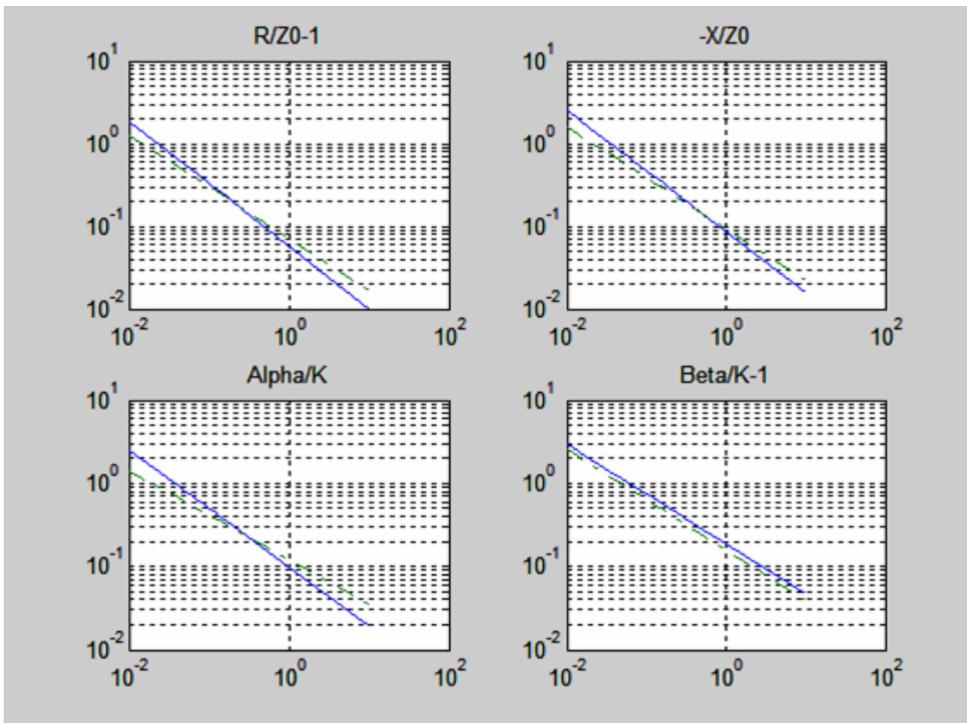


Figura 3.4. Resultados del ajuste tomando como iteración inicial los coeficientes de Garai y Pompoli y la segunda función de error. Modelo original (línea continua); modelo ajustado (línea discontinua).

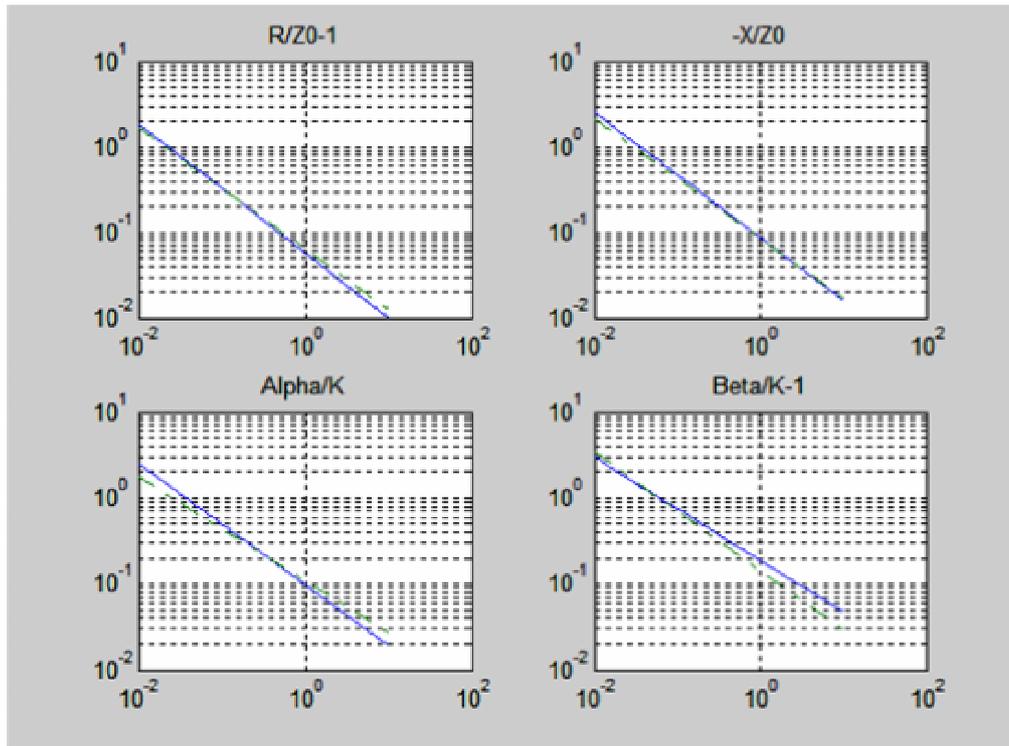


Figura 3.5. Resultados del ajuste tomando como iteración inicial los coeficientes de Rockwool y la segunda función de error. Modelo original (línea continua); modelo ajustado (línea discontinua).

3.3.- Conclusiones del modelo propuesto

En este trabajo, los primeros modelos empíricos han vuelto a ser ajustados con las nuevas ecuaciones. Como puede observarse, hay varias soluciones para estos sistemas de ecuaciones no lineales. Dependiendo de la iteración inicial, aparecen distintas soluciones. También resulta evidente que los coeficientes obtenidos con estos sistemas independientes son resultados coherentes.

Como investigaciones futuras, sería apropiado reajustar los coeficientes sólo en el rango de la frecuencia normalizada donde el modelo es válido (el ajuste global se ha llevado a cabo con independencia del parámetro C).

Otra posibilidad es reajustar los valores medidos originalmente en cada trabajo para conseguir directamente un modelo basado en las medidas realizadas por dichos investigadores.

CAPÍTULO 4

CARACTERIZACIÓN ACÚSTICA

4.1.- Introducción

Se han desarrollado en el laboratorio una serie de campañas de mediciones para la obtención de diversos parámetros acústicos en distintos tipos de materiales porosos y fibrosos utilizados en el ámbito de la acústica arquitectónica.

En este capítulo se realiza una descripción de las medidas del coeficiente de absorción acústica (α_n) y de la resistencia específica al flujo (σ).

Los dos métodos utilizados son, por un lado, el que establece la **Norma UNE-EN ISO 10534-2 [1]** para la determinación del **Coefficiente de Absorción Acústica** y, por otro, el descrito por los autores Ingard y Dear [13] para la medida de la **Resistencia Específica al Flujo**.

La última parte del capítulo se dedica al estudio de la incertidumbre en la medida de la resistencia al flujo con el mencionado método de Ingard y Dear.

A continuación se muestran los resultados obtenidos en las distintas campañas de medición.

4.2.- Coeficiente de absorción acústica en tubo de impedancia acústica

Para la medida de la impedancia acústica superficial se siguen las recomendaciones de la Norma UNE-EN ISO 10534-2: “Determinación del coeficiente de absorción acústica y de la impedancia acústica en tubos de impedancia. Parte 2: Método de la función de transferencia”.

El método descrito en esta norma se aplica para la determinación del coeficiente de absorción acústica a incidencia normal de materiales absorbentes del sonido mediante un tubo de impedancia acústica, dos micrófonos y un sistema digital de análisis de señal.

Este método resulta de gran aplicación en investigación básica y desarrollo de productos y, además, cuenta con la ventaja de requerir un espacio pequeño, siendo las muestras de los materiales también de pequeñas dimensiones, pues deben ser del mismo tamaño que la sección transversal del tubo de impedancia.

Se generan ondas planas en el interior del tubo mediante una fuente de ruido y se realiza una descomposición del campo interferencial mediante la medición de la presión acústica en dos posiciones fijas usando micrófonos montados en la pared. Posteriormente se calcula la función de transferencia acústica compleja.

El cálculo del coeficiente de absorción acústica (α_n) no es más que el cálculo del cociente entre la energía acústica absorbida por la superficie de la muestra de ensayo (sin retorno) y la energía acústica incidente para el caso de una onda plana con incidencia normal [36, 37].

4.2.1.- Descripción del equipo de medida

La Figura 4.1 muestra el esquema del montaje empleado para la medida del coeficiente de absorción acústica según la Norma UNE-EN ISO 10534-2.

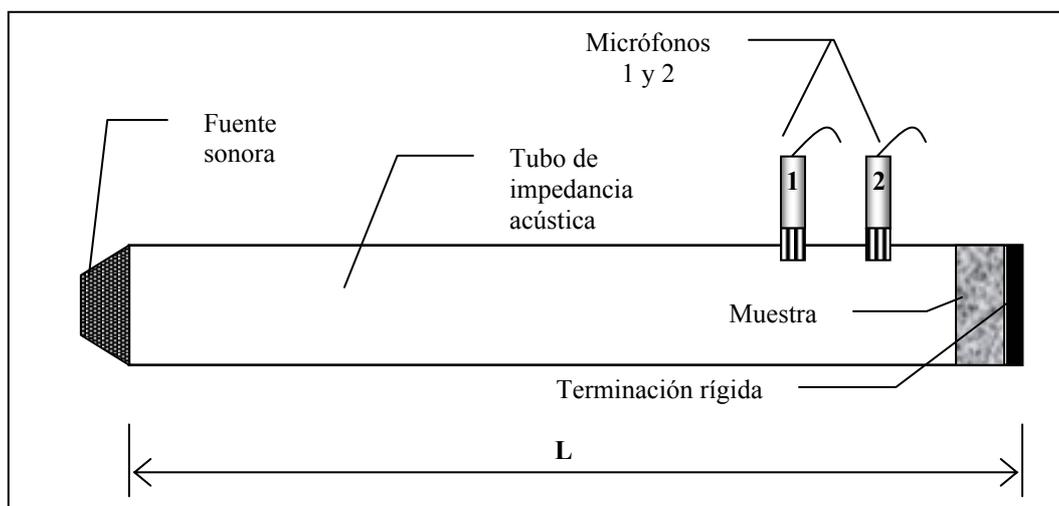


Figura 4.1. Tubo de impedancia acústica.

De la observación de la Figura 4.1, la muestra de ensayo se sitúa en uno de los extremos de un tubo de impedancia acústica que debe ser recto, rígido, liso y estanco. Se generan ondas planas en el tubo mediante una fuente sonora y se miden las presiones acústicas en dos posiciones de micrófono cercanas a la muestra.

Se determina la función de transferencia acústica compleja a partir de las señales de los dos micrófonos para obtener el coeficiente de reflexión complejo a incidencia normal (r), el coeficiente de absorción a incidencia normal (α_n) y la impedancia normalizada del material (Z).

Las magnitudes se determinan como funciones de la frecuencia, con una resolución en frecuencia condicionada por la frecuencia de muestreo y la longitud de la señal del sistema digital de análisis de frecuencia usado para las mediciones.

El rango de frecuencia útil depende del ancho del tubo y de la distancia entre las dos posiciones de micrófono.

Las mediciones pueden realizarse con el método de los dos micrófonos (que es el que se ha empleado en este trabajo) o con el método de un micrófono (en este caso se va situando sucesivamente el micrófono en las dos posiciones).

A partir de las recomendaciones que establece la mencionada Norma UNE-EN ISO 10534-2, se ha construido un tubo de impedancia acústica de metacrilato y se ha elaborado el montaje pertinente para llevar a cabo las mediciones. La Figura 4.2 muestra una fotografía del montaje en el que se han efectuado las mediciones.



Figura 4.2. Equipo de medida.

La instrumentación del procesado de las señales debe estar constituida por un amplificador y un procesador bicanal de transformada rápida de Fourier (FFT).

Se requiere que el sistema mida la presión acústica en dos posiciones de micrófono y calcule la función de transferencia entre ellas, H_{12} .

Deben usarse micrófonos idénticos en las dos posiciones. La Norma recomienda que los diámetros de los micrófonos sean inferiores al 20% de la distancia entre ellos. También se recomienda usar micrófonos de presión si se sitúan en las paredes y micrófonos de campo libre en montajes interiores.

La Figura 4.3 muestra el esquema del sistema según la Norma UNE-EN ISO 10534-2.

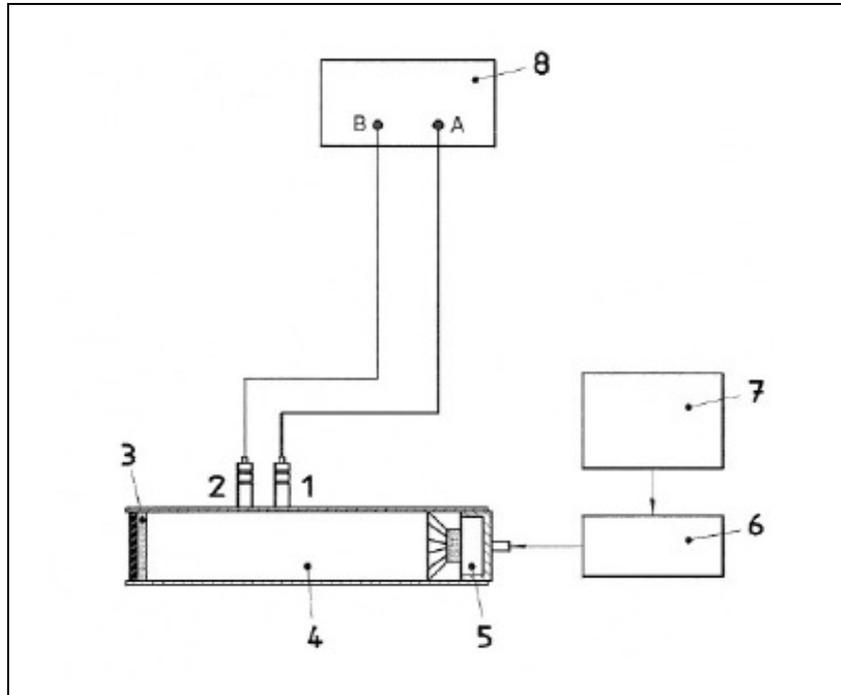


Figura 4.3. Esquema del sistema [1].

Según el esquema de la Figura 4.3:

- 1) Micrófono A.
- 2) Micrófono B.
- 3) Muestra de ensayo.
- 4) Tubo de impedancia.
- 5) Fuente acústica.
- 6) Amplificador.
- 7) Generador de señal.
- 8) Sistema de análisis en frecuencia.

4.2.2.- Resultados del coeficiente de absorción acústica

En este apartado se muestran los resultados obtenidos del coeficiente de absorción acústica mediante el montaje que detalla la Norma UNE-EN ISO 10534-2.

El **procedimiento** que se ha seguido es el siguiente:

- 1) Medición en tubo de impedancia acústica según Norma UNE-EN ISO 10534-2.**
- 2) Recogida de datos en la plataforma de medida Symphonie.**
- 3) Tratamiento de los datos mediante la aplicación de una función diseñada en Matlab a tal efecto.**
- 4) Representación de las gráficas mediante la aplicación de la Hoja de Cálculo Microsoft Excel.**

La relación de materiales ensayados es la siguiente:

- 1) MUESTRA Nº1: Lana de roca de 4 cm de espesor.**
- 2) MUESTRA Nº2: Lana de roca de 1'5 cm de espesor.**
- 3) MUESTRA Nº3: Sándwich reciclado tricapa de fibras textiles.**
- 4) MUESTRA Nº4: Fibra de poliéster IG 700.**
- 5) MUESTRA Nº5: Fibra de poliéster RC 700.**
- 6) MUESTRA Nº6: Sándwich reciclado tricapa con lámina viscoelástica.**
- 7) MUESTRA Nº7: Sándwich tricapa de porexpán y lámina viscoelástica.**
- 8) MUESTRA Nº8: Sándwich tricapa de lana de roca y lámina viscoelástica.**
- 9) MUESTRA Nº9: Fibra de poliéster IG 400.**
- 10) MUESTRA Nº10: Fibra de poliéster RC 400.**

A continuación se detallan los materiales ensayados y sus resultados.

4.2.2.1.- Lana de roca de 4 cm de espesor

La Figura 4.4 muestra una fotografía de la lana de roca ensayada.



Figura 4.4. Muestra de lana de roca.

La Tabla 4.1 detalla las características de este material.

TABLA 4.1. CARACTERÍSTICAS DE LA LANA DE ROCA

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m³)	ESPESOR (cm)	TIPO
Lana de roca	63	4	Fibroso

La Figura 4.5 muestra la gráfica del coeficiente de absorción acústica.

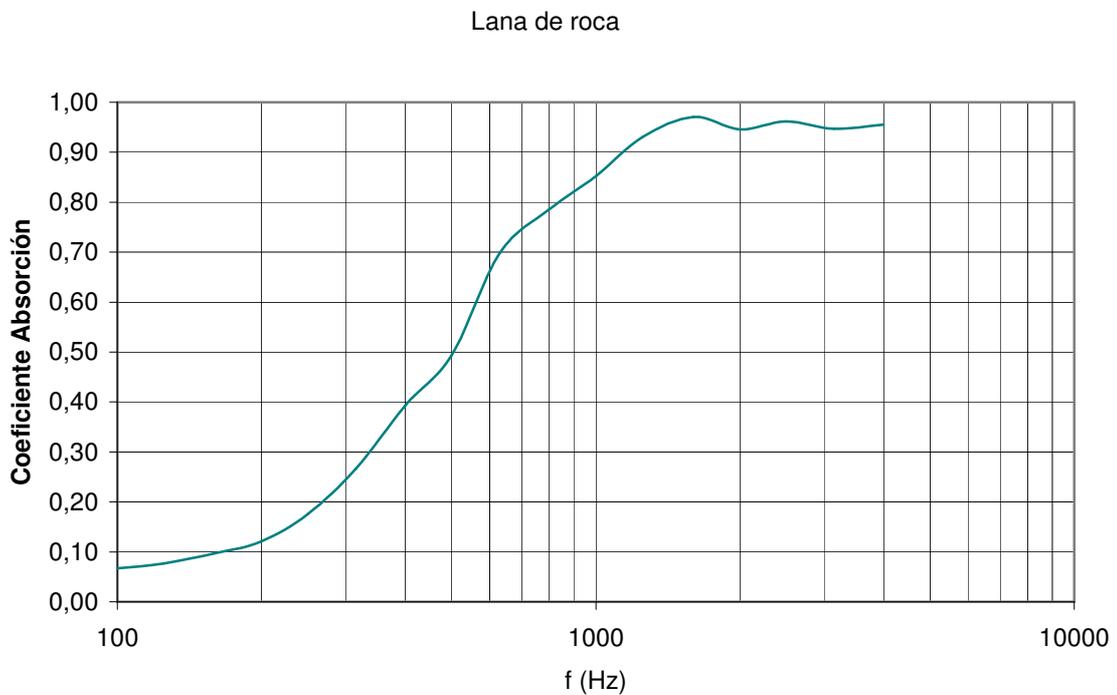


Figura 4.5. Coeficiente de absorción de la lana de roca ensayada.

4.2.2.2.- Lana de roca de 1'5 cm de espesor

La Figura 4.6 muestra una fotografía de la lana de roca ensayada.



Figura 4.6. Muestra de lana de roca.

La Tabla 4.2 detalla las características de este material.

TABLA 4.2. CARACTERÍSTICAS DE LA LANA DE ROCA

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m³)	ESPESOR (cm)	TIPO
Lana de roca	170	1'5	Fibroso

La Figura 4.7 muestra la gráfica del coeficiente de absorción acústica.

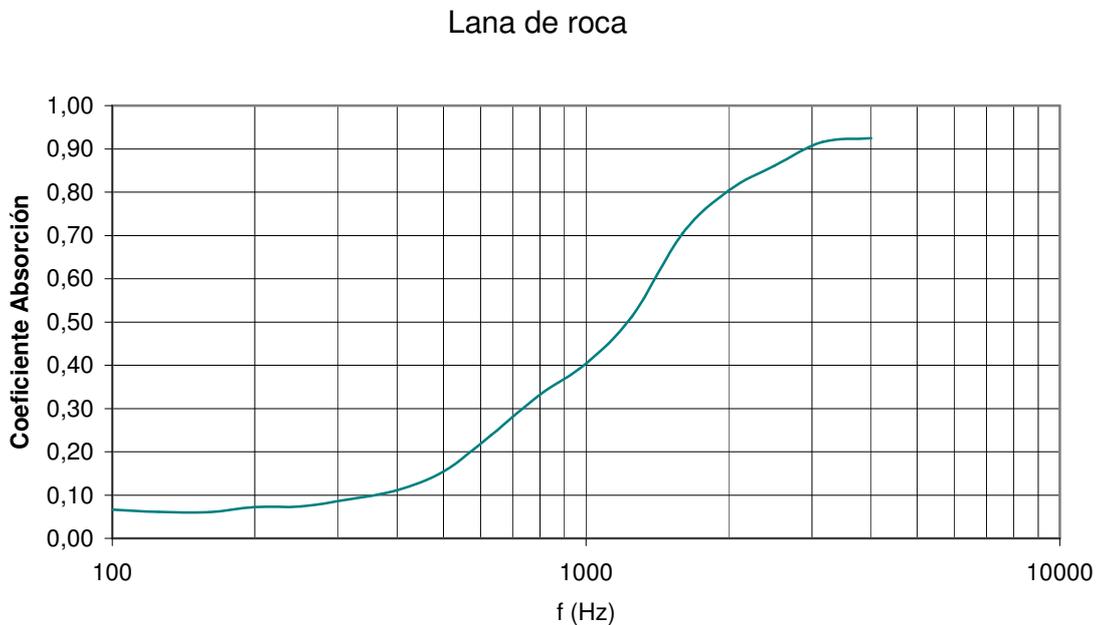


Figura 4.7. Coeficiente de absorción de la lana de roca ensayada.

4.2.2.3.- Sándwich reciclado tricapa de fibras textiles

La Figura 4.8 muestra una fotografía del material reciclado ensayado.



Figura 4.8. Sándwich reciclado tricapa de fibras textiles.

La Tabla 4.3 detalla las características de este material.

TABLA 4.3. CARACTERÍSTICAS DEL RECICLADO TRICAPA

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m³)	ESPESOR (cm)	TIPO
Reciclado tricapa	295	3	Multicapa

La Figura 4.9 muestra la gráfica del coeficiente de absorción acústica.

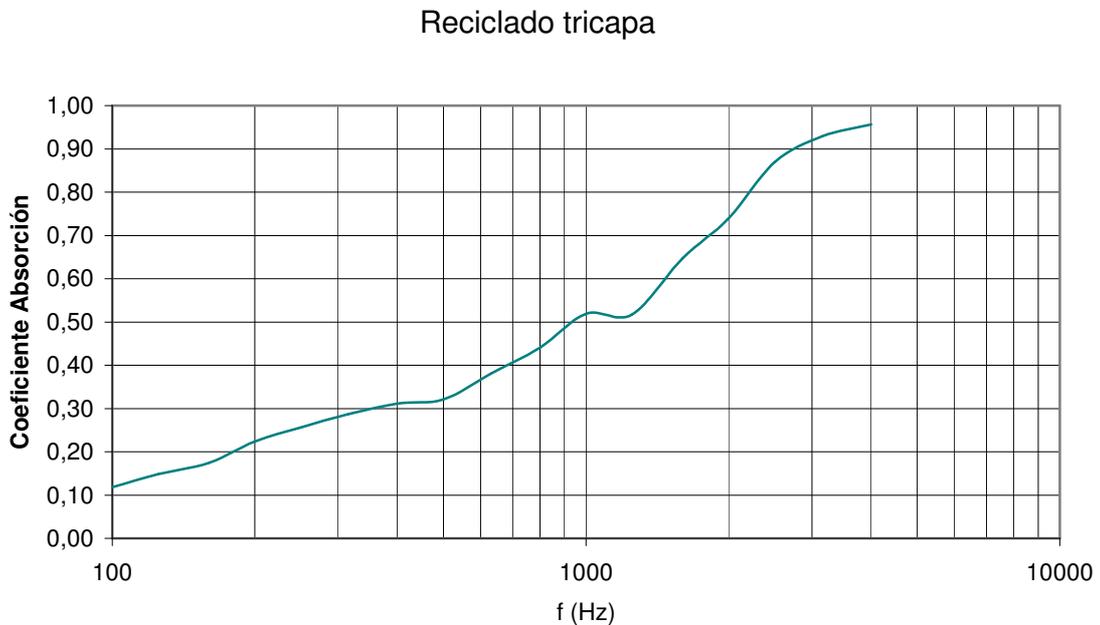


Figura 4.9. Coeficiente de absorción del reciclado tricapa.

4.2.2.4.- Fibra de poliéster IG 700

La Figura 4.10 muestra una fotografía de la fibra de poliéster ensayada.



Figura 4.10. Muestra de fibra de poliéster IG 700.

La Tabla 4.4 detalla las características de este material.

TABLA 4.4. CARACTERÍSTICAS DE LA FIBRA DE POLIÉSTER IG 700

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m³)	ESPESOR (cm)	TIPO
Fibra de poliéster	70	4	Fibroso

La Figura 4.11 muestra la gráfica del coeficiente de absorción acústica.

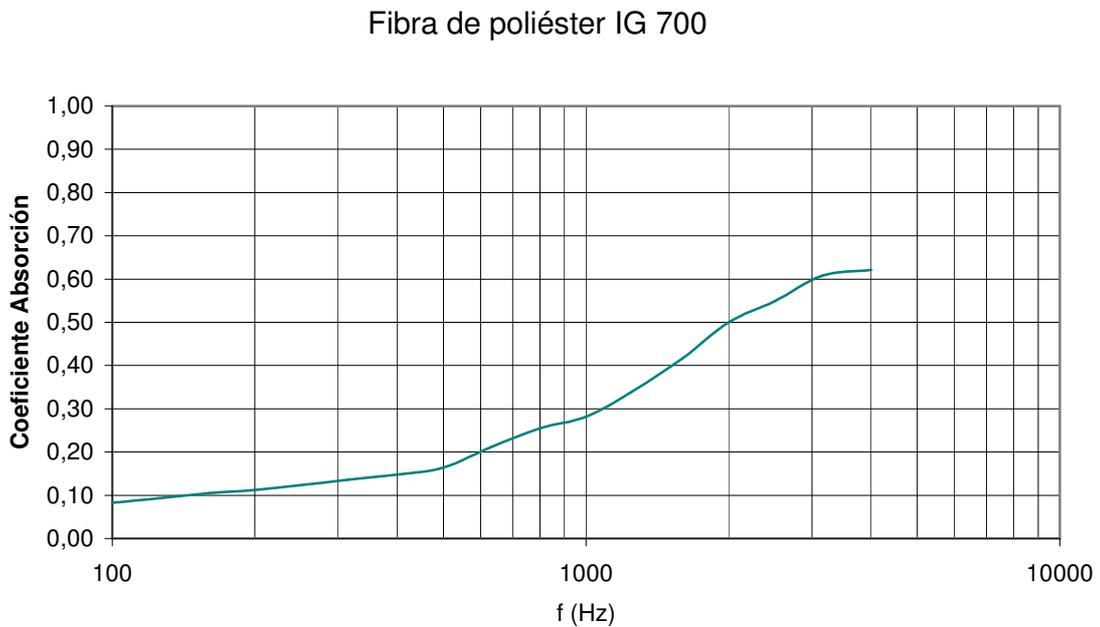


Figura 4.11. Coeficiente de absorción acústica de la fibra de poliéster IG 700.

4.2.2.5.- Fibra de poliéster RC 700

La Figura 4.12 muestra una fotografía de la fibra de poliéster RC 700.



Figura 4.12. Muestra de fibra de poliéster RC 700.

La Tabla 4.5 detalla las características de este material.

TABLA 4.5. CARACTERÍSTICAS DE LA FIBRA DE POLIÉSTER RC 700

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m³)	ESPESOR (cm)	TIPO
Fibra de poliéster	70	4	Fibroso

La Figura 4.13 muestra la gráfica del coeficiente de absorción acústica.

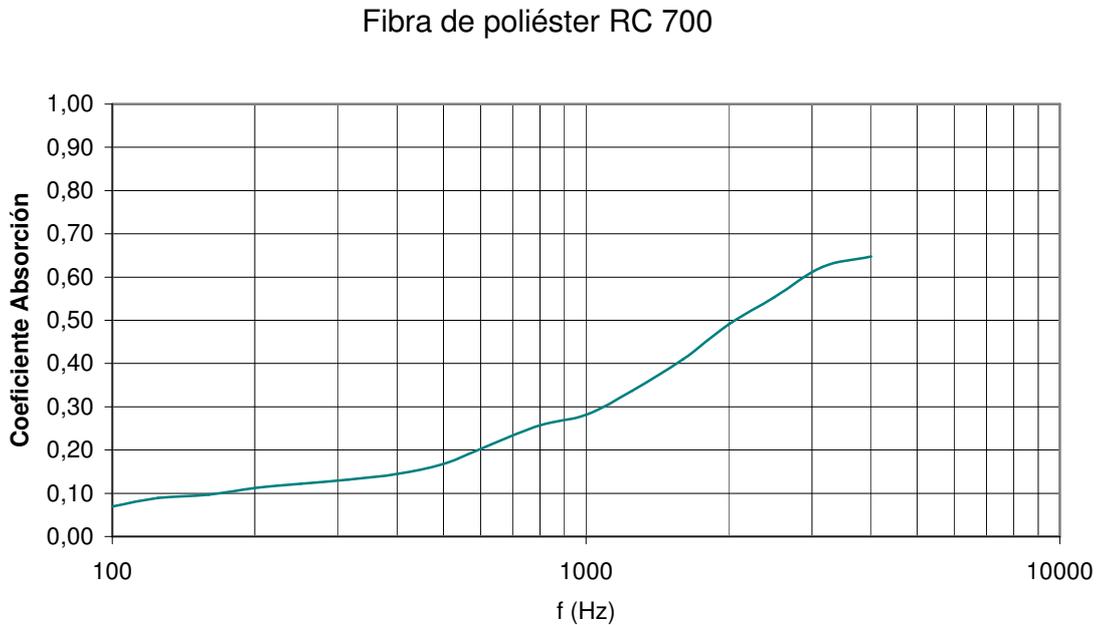


Figura 4.13. Coeficiente de absorción de la fibra de poliéster RC 700.

4.2.2.6.- Sándwich reciclado tricapa con lámina viscoelástica

La Figura 4.14 muestra una fotografía del material reciclado tricapa ensayado.



Figura 4.14. Sándwich reciclado tricapa.

La Tabla 4.6 detalla las características de este material.

TABLA 4.6. CARACTERÍSTICAS DEL SÁNDWICH RECICLADO TRICAPA

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m ³)	ESPESOR (cm)	TIPO
Reciclado tricapa	273	2'5	Multicapa

La Figura 4.15 muestra la gráfica del coeficiente de absorción acústica.

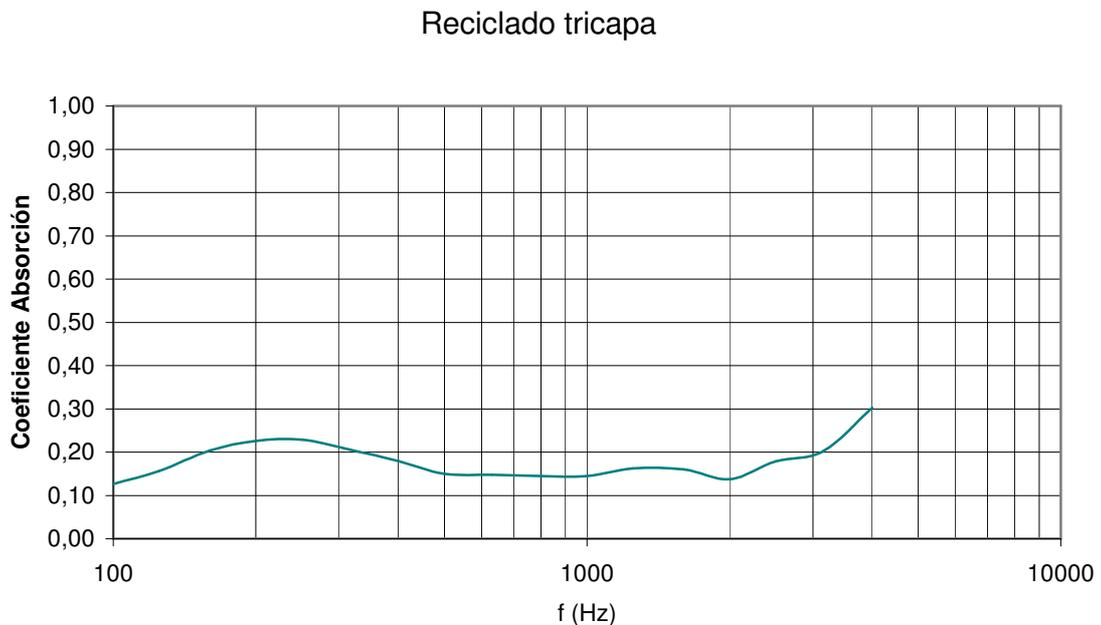


Figura 4.15. Coeficiente de absorción acústica del reciclado tricapa.

4.2.2.7.- Sándwich tricapa de porexpán y lámina viscoelástica

La Figura 4.16 muestra una fotografía del material ensayado.



Figura 4.16. Muestra del material ensayado.

La Tabla 4.7 detalla las características de este material.

TABLA 4.7. CARACTERÍSTICAS DEL SÁNDWICH TRICAPA

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m³)	ESPESOR (cm)	TIPO
Tricapa de porexpán	227	2	Multicapa

La Figura 4.17 muestra la gráfica del coeficiente de absorción acústica.



Figura 4.17. Coeficiente de absorción acústica del sándwich tricapa de porexpán.

4.2.2.8.- Sándwich tricapa de lana de roca y lámina viscoelástica

La Figura 4.18 muestra una fotografía del material tricapa ensayado.



Figura 4.18. Muestra del material tricapa.

La Tabla 4.8 detalla las características de este material.

TABLA 4.8. CARACTERÍSTICAS DEL SÁNDWICH TRICAPA

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m³)	ESPESOR (cm)	TIPO
Tricapa de lana de roca	359	1'5	Multicapa

La Figura 4.19 muestra la gráfica del coeficiente de absorción acústica.

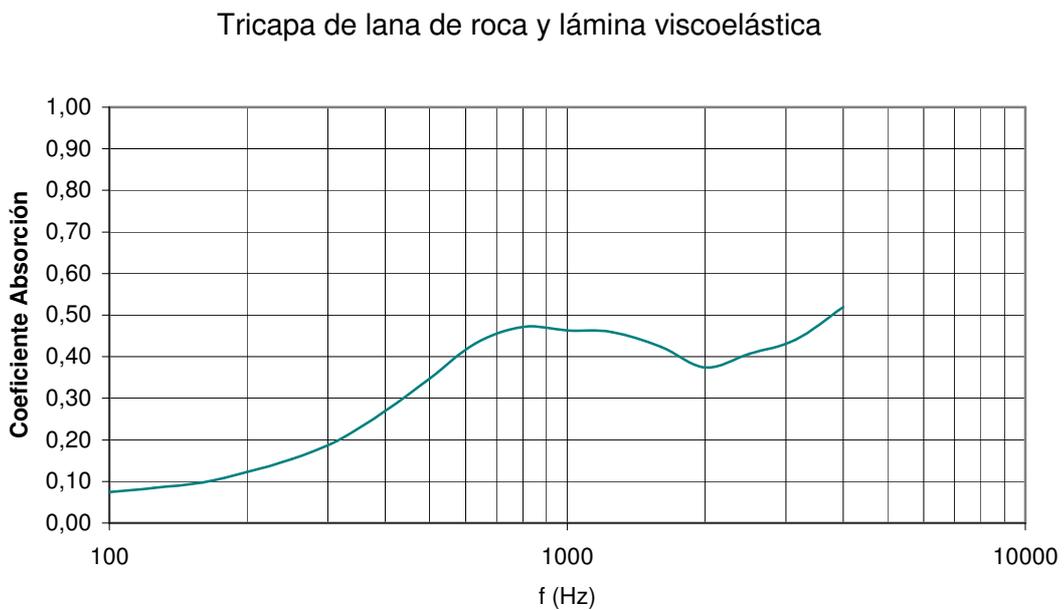


Figura 4.19. Coeficiente de absorción acústica del material tricapa ensayado.

4.2.2.9.- Fibra de poliéster IG 400

La Figura 4.20 muestra una fotografía de la fibra de poliéster ensayada.



Figura 4.20. Muestra de fibra de poliéster IG 400.

La Tabla 4.9 detalla las características de este material.

TABLA 4.9. CARACTERÍSTICAS DE LA FIBRA DE POLIÉSTER IG 400

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m³)	ESPESOR (cm)	TIPO
Fibra de poliéster	40	3	Fibroso

La Figura 4.21 muestra la gráfica del coeficiente de absorción acústica.

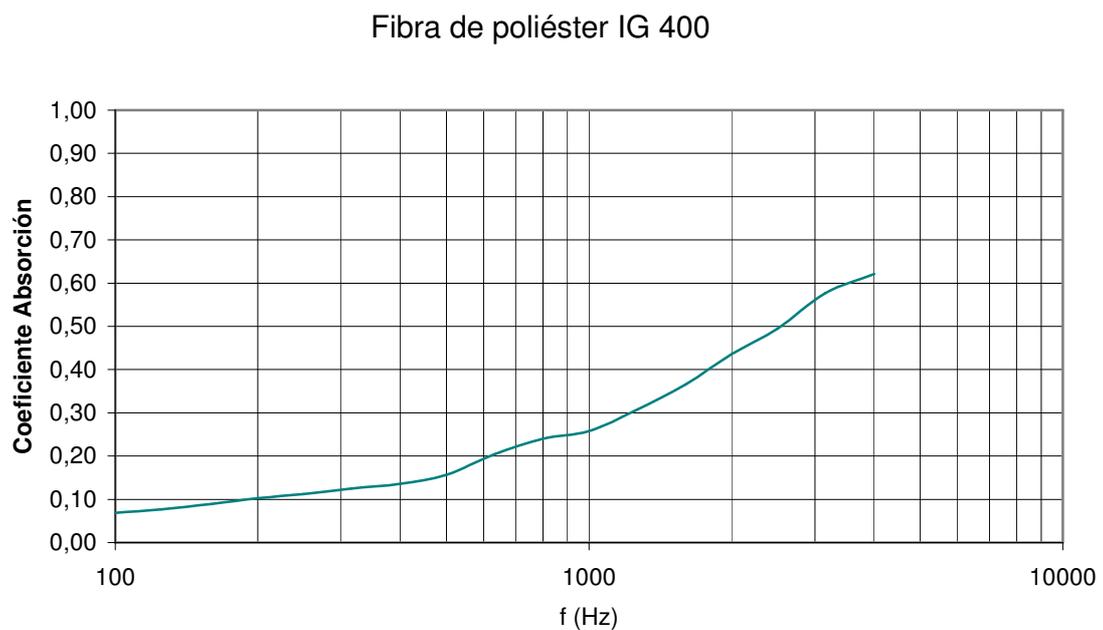


Figura 4.21. Coeficiente de absorción acústica de la fibra de poliéster IG 400.

4.2.2.10.- Fibra de poliéster RC 400

La Figura 4.22 muestra una fotografía de la fibra de poliéster ensayada.



Figura 4.22. Muestra de fibra de poliéster RC 400.

La Tabla 4.10 detalla las características de este material.

TABLA 4.10. CARACTERÍSTICAS DE LA FIBRA DE POLIÉSTER RC 400

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m³)	ESPESOR (cm)	TIPO
Fibra de poliéster	40	3	Fibroso

La Figura 4.23 muestra la gráfica del coeficiente de absorción acústica.

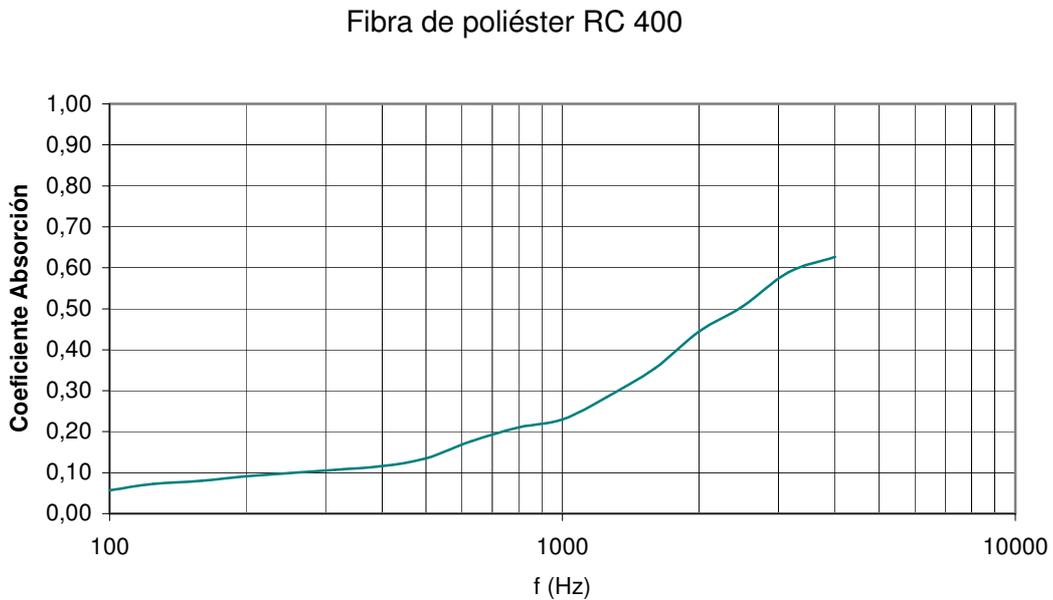


Figura 4.23. Coeficiente de absorción acústica de la fibra de poliéster RC 400.

4.3.- Resistencia específica al flujo en tubo de impedancia acústica

4.3.1.- Introducción

Otra de las campañas de medición que se ha llevado a cabo en el laboratorio, ha sido la medida de la resistencia específica al flujo con el montaje propuesto por los autores Ingard y Dear [13].

La resistencia al flujo se define como la relación entre la diferencia de presión sonora en dos puntos y la velocidad.

El método experimental utilizado por los autores Ingard y Dear permite obtener el valor de la resistencia específica al flujo para unas determinadas frecuencias. La Figura 4.24 muestra el esquema del montaje de Ingard y Dear.

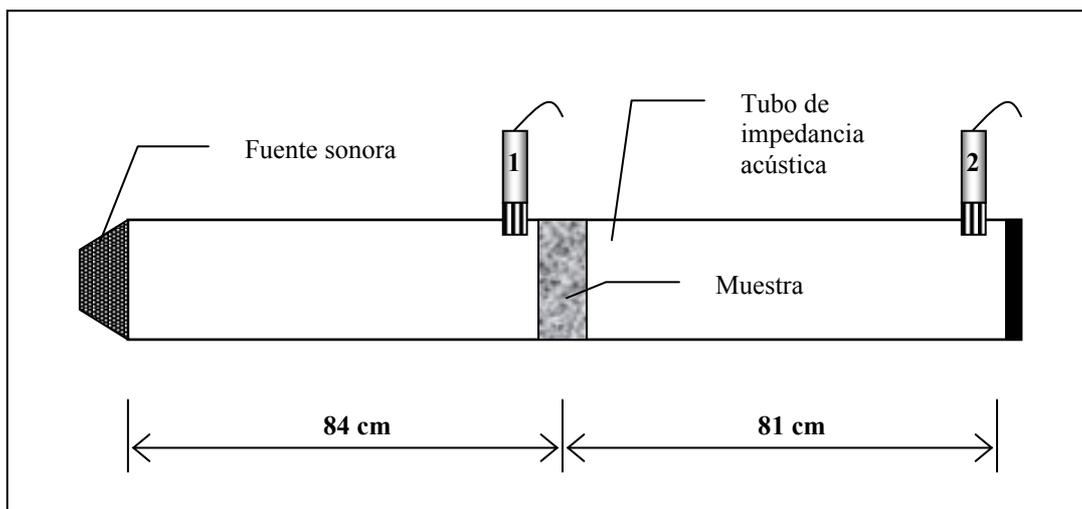


Figura 4.24. Montaje de Ingard y Dear.

A continuación se muestran los resultados de la resistencia específica al flujo para los materiales ensayados. El cálculo se ha realizado mediante la ecuación teórica de la resistencia específica al flujo (ecuación 4.1):

$$\sigma = \rho_0 \cdot c_0 \cdot 10^{\left(\frac{Lp1-Lp2}{20}\right)} \quad (\text{ec. 4.1})$$

siendo $\rho_0 = 1'21 \text{ kg/m}^3$ y $c_0 = 343'2 \text{ m/s}$.

4.3.2.- Resultados de la resistencia específica al flujo

Se presentan los resultados en la misma secuencia que en el apartado 4.2.2.

4.3.2.1.- Lana de roca de 4 cm de espesor

La Figura 4.25 muestra la diferencia entre los niveles de presión acústica en la muestra de lana de roca de 4 cm de espesor.

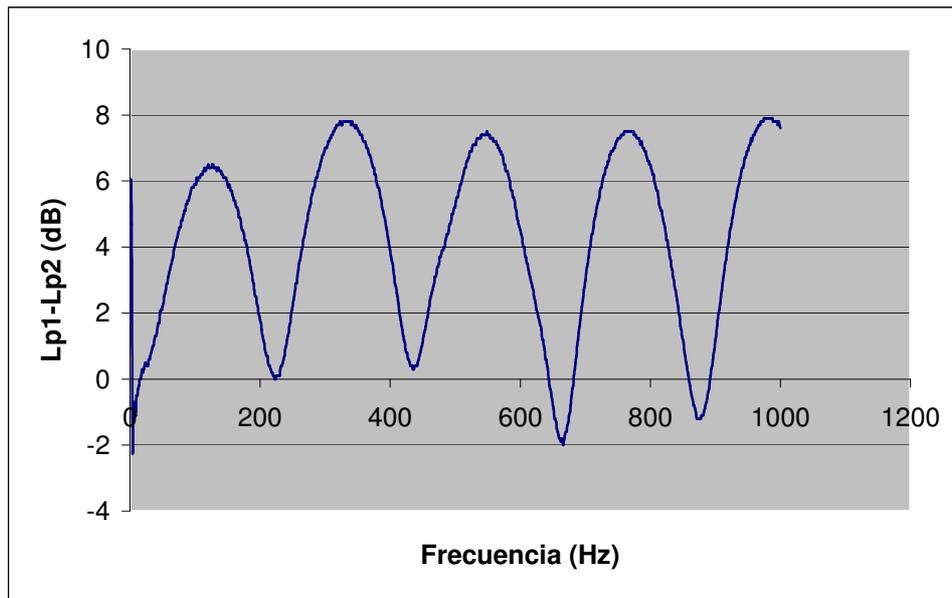


Figura 4.25. Diferencia entre los niveles de presión acústica.

La Tabla 4.11 muestra el valor de la resistencia al flujo.

TABLA 4.11. VALOR DE LA RESISTENCIA AL FLUJO

Frecuencia (Hz)	Lp1 (dB)	Lp2 (dB)	Lp1-Lp2 (dB)	Resistencia al flujo (Rayls)
126'25	68	61'5	6'5	877'1
322'5	78'1	70'3	7'8	1018'7
548'75	76'6	69'1	7'5	984'12
766'25	78'2	70'5	7'5	984'12
				966'01

La resistencia específica al flujo será **24150'25 Rayls/m.**

4.3.2.2.- Lana de roca de 1'5 cm de espesor

La Figura 4.26 muestra la diferencia entre los niveles de presión acústica en la muestra de lana de roca de 1'5 cm de espesor.

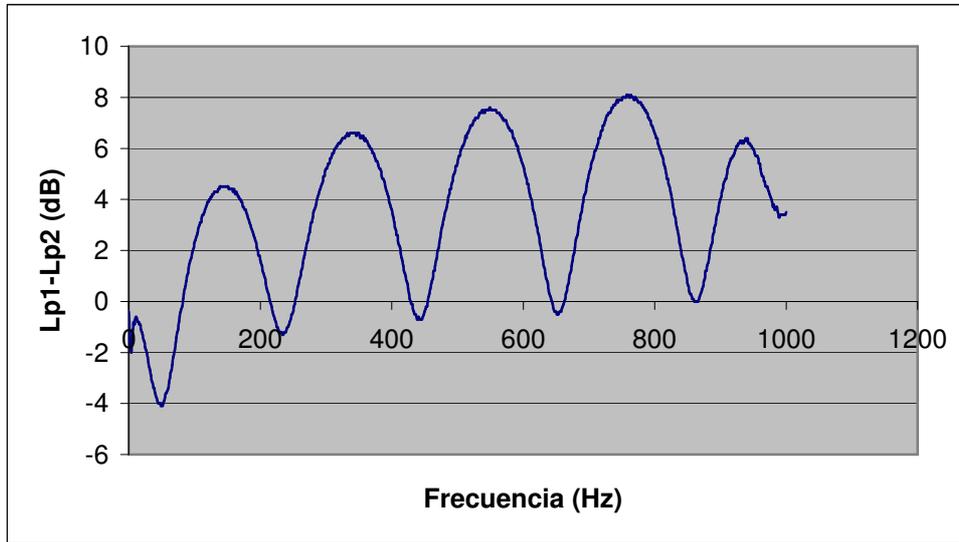


Figura 4.26. Diferencia entre los niveles de presión acústica.

La Tabla 4.12 muestra el valor de la resistencia al flujo.

TABLA 4.12. VALOR DE LA RESISTENCIA AL FLUJO

Frecuencia (Hz)	Lp1 (dB)	Lp2 (dB)	Lp1-Lp2 (dB)	Resistencia al flujo (Rayls)
145	70'4	65'9	4'5	696'7
332'5	77'8	71'2	6'6	887'25
553'75	77'1	69'6	7'5	984'12
758'75	77'9	69'8	8'1	1054'5
				905'64

La resistencia específica al flujo será **60376'36 Rayls/m**.

4.3.2.3.- Sándwich reciclado tricapa de fibras textiles

La Figura 4.27 muestra la diferencia entre los niveles de presión acústica en la muestra de reciclado tricapa de 3 cm de espesor.

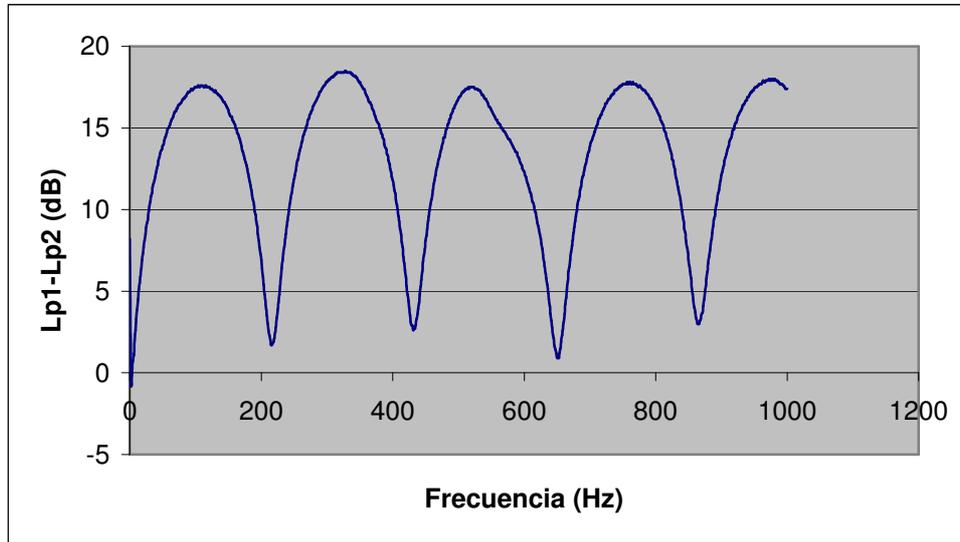


Figura 4.27. Diferencia entre los niveles de presión acústica.

La Tabla 4.13 muestra el valor de la resistencia al flujo.

TABLA 4.13. VALOR DE LA RESISTENCIA AL FLUJO

Frecuencia (Hz)	Lp1 (dB)	Lp2 (dB)	Lp1-Lp2 (dB)	Resistencia al flujo (Rayls)
103'75	65'6	48	17'6	3148'09
316'25	82	63'6	18'4	3451'81
515	75'9	58'4	17'5	3112'06
760	81'4	63'6	17'8	3221'42
				3233'34

La resistencia específica al flujo será **107 778'36 Rayls/m.**

4.3.2.4.- Fibra de poliéster IG 700

La Figura 4.28 muestra la diferencia entre los niveles de presión acústica en la muestra de fibra de poliéster IG 700 de 4 cm de espesor.

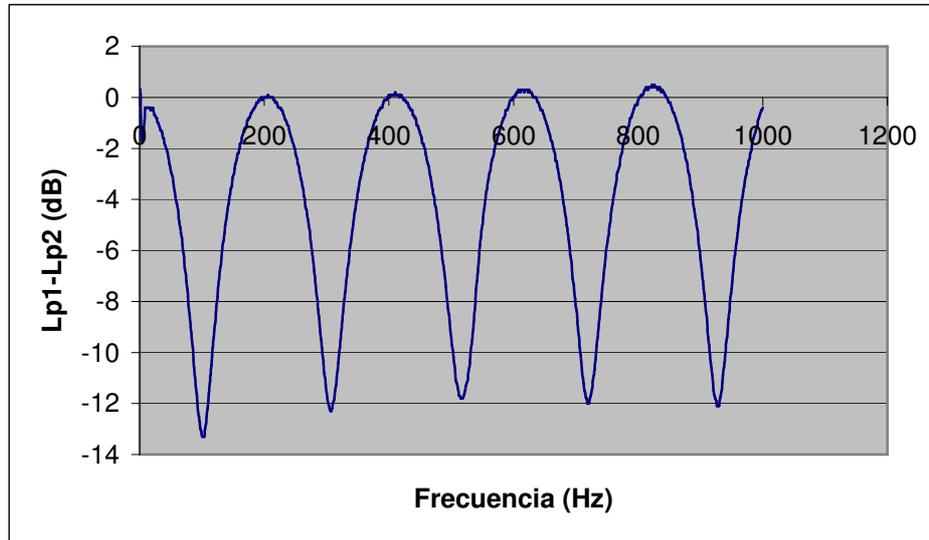


Figura 4.28. Diferencia entre los niveles de presión acústica.

La Tabla 4.14 muestra el valor de la resistencia al flujo.

TABLA 4.14. VALOR DE LA RESISTENCIA AL FLUJO

Frecuencia (Hz)	Lp1 (dB)	Lp2 (dB)	Lp1-Lp2 (dB)	Resistencia al flujo (Rayls)
103'75	56'7	70	-13'3	89'75
307'5	61'3	73'6	-12'3	100'7
516'25	66'8	78'6	-11'8	106'67
720	70'5	82'5	-12	104'24
				100'34

La resistencia específica al flujo será **2508'57 Rayls/m.**

4.3.2.5.- Fibra de poliéster RC 700

La Figura 4.29 muestra la diferencia entre los niveles de presión acústica en la muestra de fibra de poliéster RC 700 de 4 cm de espesor.

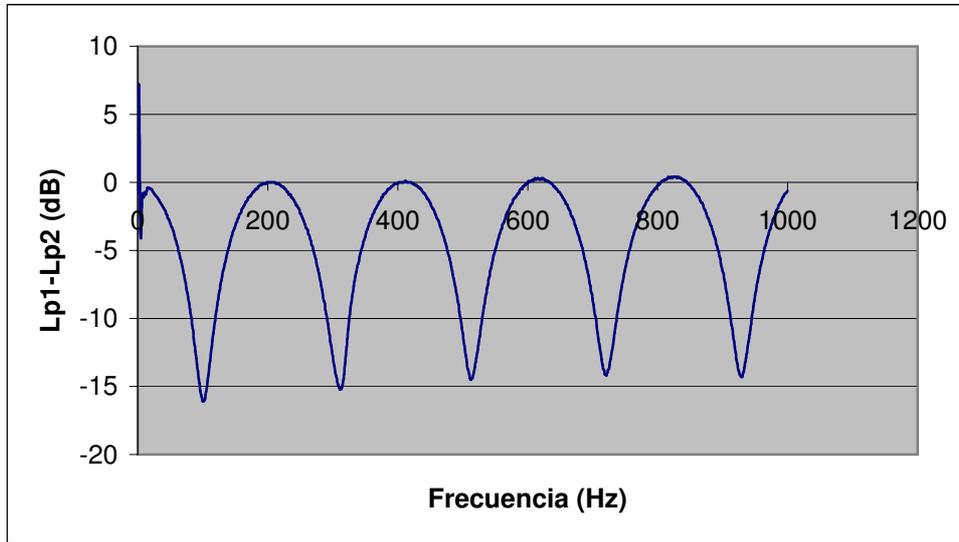


Figura 4.29. Diferencia entre los niveles de presión acústica.

La Tabla 4.15 muestra el valor de la resistencia al flujo.

TABLA 4.15. VALOR DE LA RESISTENCIA AL FLUJO

Frecuencia (Hz)	Lp1 (dB)	Lp2 (dB)	Lp1-Lp2 (dB)	Resistencia al flujo (Rayls)
101'25	54'9	71	-16'1	65'02
312'5	57'5	72'7	-15'2	72'12
512'5	63'4	77'9	-14'5	78'17
721'25	68'6	82'8	-14'2	80'91
				74'05

La resistencia específica al flujo será **1851'43 Rayls/m.**

4.3.2.6.- Sándwich reciclado tricapa con lámina viscoelástica

La Figura 4.30 muestra la diferencia entre los niveles de presión acústica en la muestra de reciclado tricapa de 2'5 cm de espesor.

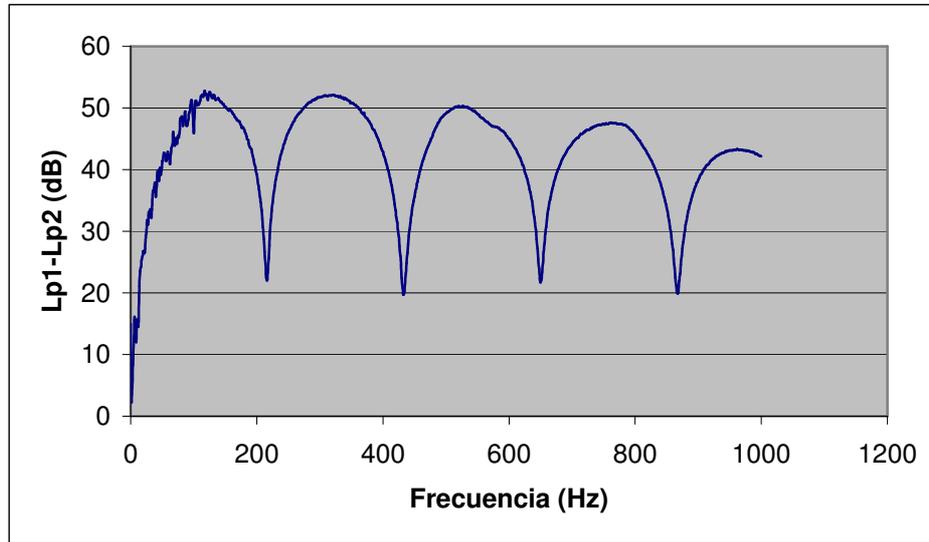


Figura 4.30. Diferencia entre los niveles de presión acústica.

La Tabla 4.16 muestra el valor de la resistencia al flujo.

TABLA 4.16. VALOR DE LA RESISTENCIA AL FLUJO

Frecuencia (Hz)	Lp1 (dB)	Lp2 (dB)	Lp1-Lp2 (dB)	Resistencia al flujo (Rayls)
117'5	68'7	15'9	52'8	181154'07
308'75	86'3	34'3	52	165214'47
520	76'9	26'6	50'3	135846'38
761'25	83'1	35'5	47'6	99551'56
				145441'62

La resistencia específica al flujo será **5 817 665 Rayls/m.**

4.3.2.7.- Sándwich tricapa de porexpán y lámina viscoelástica

La Figura 4.31 muestra la diferencia entre los niveles de presión acústica en la muestra de material tricapa de porexpán y lámina viscoelástica de 2 cm de espesor.

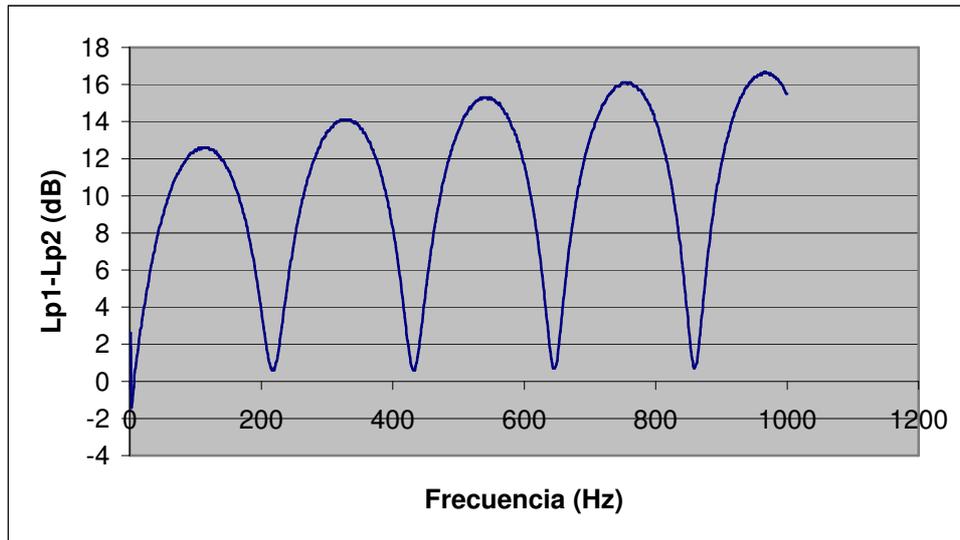


Figura 4.31. Diferencia entre los niveles de presión acústica.

La Tabla 4.17 muestra el valor de la resistencia al flujo.

TABLA 4.17. VALOR DE LA RESISTENCIA AL FLUJO

Frecuencia (Hz)	Lp1 (dB)	Lp2 (dB)	Lp1-Lp2 (dB)	Resistencia al flujo (Rayls)
105	66	53'4	12'6	1770'3
323'75	80'5	66'4	14'1	2104
542'5	76'7	61'4	15'3	2415'72
753'75	79'3	63'2	16'1	2648'8
				2234'7

La resistencia específica al flujo será **111 735 Rayls/m**.

4.3.2.8.- Sándwich tricapa de lana de roca y lámina viscoelástica

La Figura 4.32 muestra la diferencia entre los niveles de presión acústica en la muestra de material tricapa de lana de roca y lámina viscoelástica de 1'5 cm de espesor.

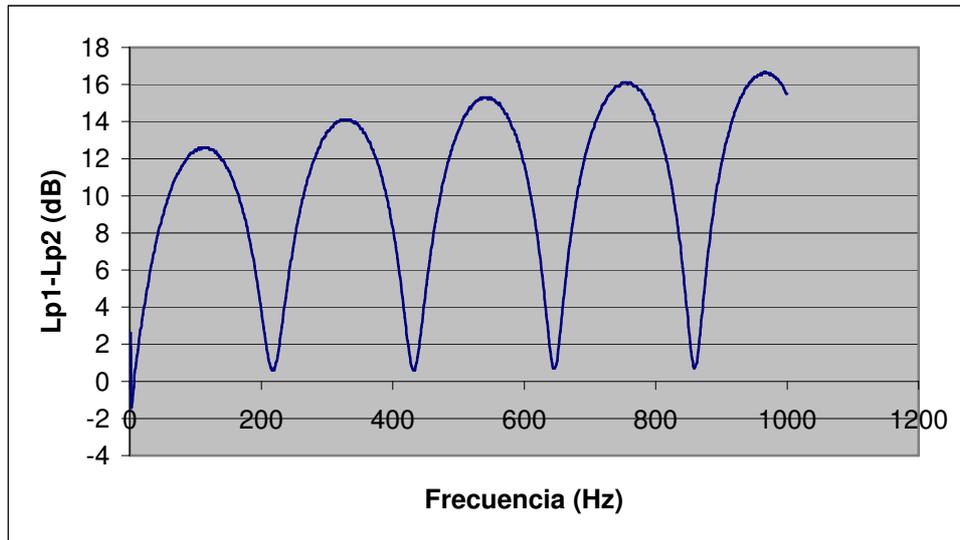


Figura 4.32. Diferencia entre los niveles de presión acústica.

La Tabla 4.18 muestra el valor de la resistencia al flujo.

TABLA 4.18. VALOR DE LA RESISTENCIA AL FLUJO

Frecuencia (Hz)	Lp1 (dB)	Lp2 (dB)	Lp1-Lp2 (dB)	Resistencia al flujo (Rayls)
105'5	74'3	60'1	14'2	2116'2
323'75	90'6	74'7	15'9	2588'5
545	86'3	69	17'3	3041'2
753'75	89'2	71'1	18'1	3334'6
				2770'1

La resistencia específica al flujo será **184 667 Rayls/m.**

4.3.2.9.- Fibra de poliéster IG 400

La Figura 4.33 muestra la diferencia entre los niveles de presión acústica en la muestra de fibra de poliéster IG 400 de 3 cm de espesor.

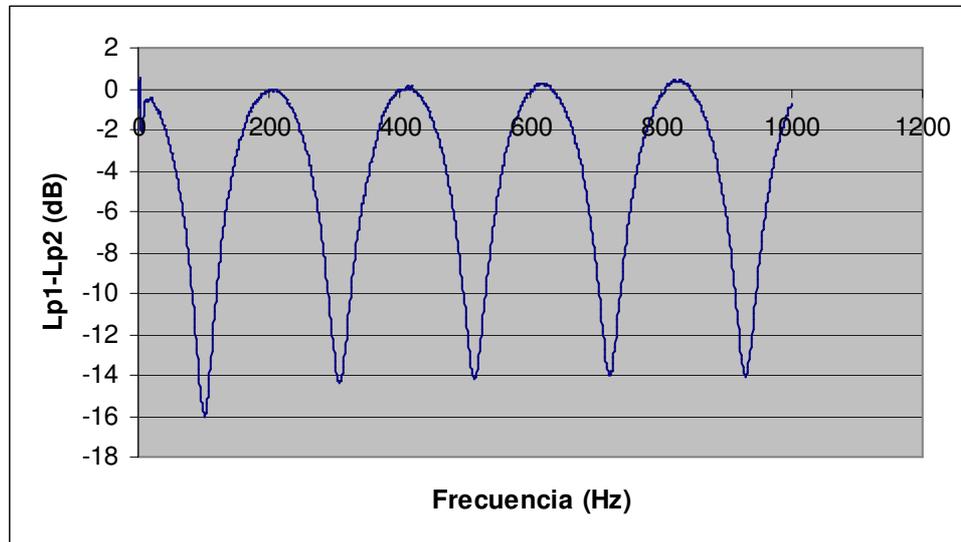


Figura 4.33. Diferencia entre los niveles de presión acústica.

La Tabla 4.19 muestra el valor de la resistencia al flujo.

TABLA 4.19. VALOR DE LA RESISTENCIA AL FLUJO

Frecuencia (Hz)	Lp1 (dB)	Lp2 (dB)	Lp1-Lp2 (dB)	Resistencia al flujo (Rayls)
102'5	55'3	71'3	-16	65'77
307'5	58'6	73	-14'4	79'07
515	64'1	78'3	-14'2	80'91
725	67'7	81'5	-13'8	84'73
				77'62

La resistencia específica al flujo será **2587'5 Rayls/m**.

4.3.2.10.- Fibra de poliéster RC 400

La Figura 4.34 muestra la diferencia entre los niveles de presión acústica en la muestra de fibra de poliéster RC 400 de 3 cm de espesor.

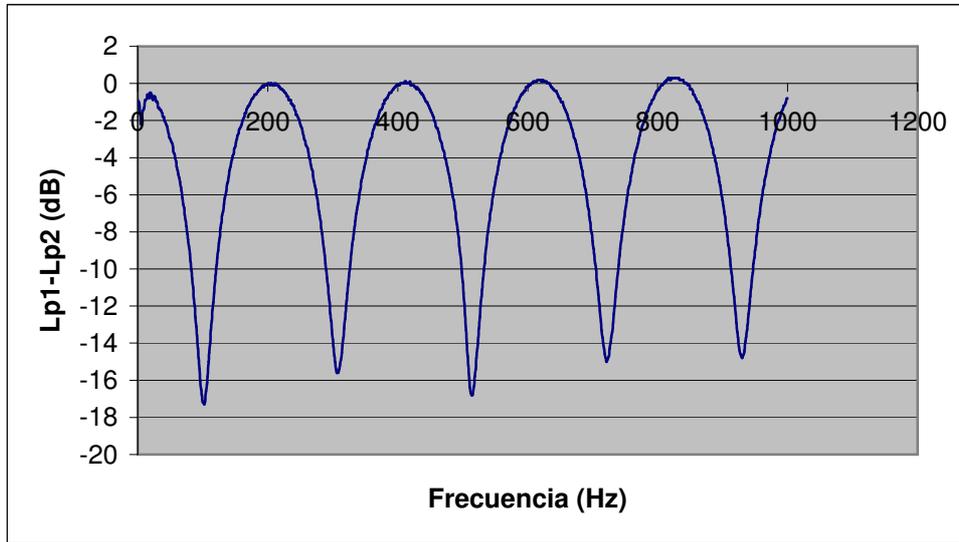


Figura 4.34. Diferencia entre los niveles de presión acústica.

La Tabla 4.20 muestra el valor de la resistencia al flujo.

TABLA 4.20. VALOR DE LA RESISTENCIA EL FLUJO

Frecuencia (Hz)	Lp1 (dB)	Lp2 (dB)	Lp1-Lp2 (dB)	Resistencia al flujo (Rayls)
102'5	54'2	71'5	-17'3	56'63
307'5	57'5	73'1	-15'6	68'87
515	61'8	78'6	-16'8	59'98
721'25	68'4	83'4	-15	73'79
				64'81

La resistencia específica al flujo será **2160'72 Rayls/m.**

4.4.- Evaluación de la incertidumbre en la medida de la resistencia al flujo

4.4.1.- Introducción

A partir del cálculo de la resistencia al flujo con el método de Ingard y Dear [13], se ha querido evaluar la incertidumbre en la medida con las simplificaciones propuestas por estos autores [38].

Los autores Ingard y Dear propusieron un método de medida de la resistencia al flujo basado en el tubo de impedancia acústica utilizando dos micrófonos a partir de la función de transferencia. La Figura 4.35 muestra el esquema del montaje utilizado para dichas medidas.

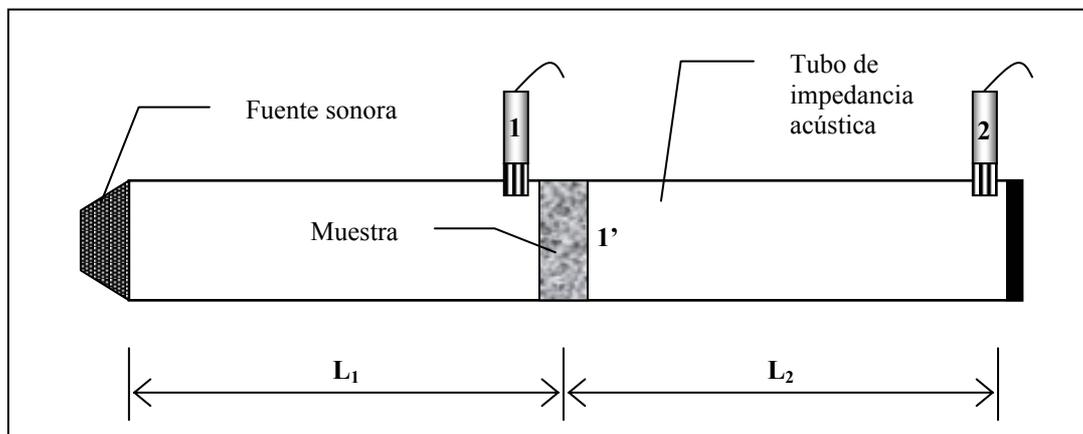


Figura 4.35. Montaje de Ingard y Dear.

La resistencia al flujo se define como la relación entre la diferencia de presión sonora en dos puntos y la velocidad. Para medir esta diferencia de presiones se utilizan dos micrófonos que se disponen como muestra la Figura 4.35.

Este método supone que la caída de presión es lo suficientemente pequeña como para considerar que la velocidad es la misma en las caras anterior y posterior de la muestra. También se asume que el espesor de la muestra es mucho menor que la longitud de onda para que la velocidad pueda considerarse constante a través del material.

Para la aplicación del método, la primera limitación a tener en cuenta es que la longitud de onda debe ser mayor que 1'7 veces el diámetro del tubo. Con esto y a partir de la definición de la longitud de onda ($\lambda = c/f$), la frecuencia de trabajo debe ser menor a 5000 Hz, pues el diámetro del tubo es de 4 cm:

$$f < \frac{c}{1'7 \cdot D} = \frac{340}{1'7 \cdot 0'04} = 5000 \text{ Hz} \quad (\text{ec. 4.2})$$

La relación entre la velocidad de partícula en 1 y la presión en 2 (Figura 4.35), viene dada por la ecuación 4.3:

$$u_1 = -i \frac{p_2}{\rho_0 c_0} \sin(k \cdot L) \quad (\text{ec. 4.3})$$

La relación entre las presiones en 1' (cara posterior de la muestra) y en 2 (terminación del tubo) es:

$$p_1' = p_2 \cos(k \cdot L) \quad (\text{ec. 4.4})$$

Y la impedancia al flujo se expresa como:

$$Z = \frac{p_1 - p_1'}{u_1} = i\rho_0 c_0 \frac{p_1}{p_2} \frac{1}{\sin(k \cdot L)} - i\rho_0 c_0 \cot(k \cdot L) \quad (\text{ec. 4.5})$$

Puesto que la función de transferencia se define con la ecuación 4.6:

$$H_{12} = \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{ec. 4.6})$$

La anterior ecuación 4.5 puede escribirse como:

$$Z = \frac{p_1 - p_1'}{u_1} = i\rho_0 c_0 \frac{1}{H_{12}} \frac{1}{\sin(k \cdot L)} - i\rho_0 c_0 \cot(k \cdot L) \quad (\text{ec. 4.7})$$

Según Ingard y Dear, eligiendo $L = (2n - 1) \cdot \lambda / 4$ para $n = 1, 2, \dots$, la impedancia al flujo normalizada es:

$$\frac{Z}{\rho_0 c_0} = \theta + i\chi = i \frac{1}{H_{12}} (-1)^{n-1} \quad (\text{ec. 4.8})$$

En la ecuación anterior se cumplen las dos relaciones siguientes:

$$\theta = i \left| \text{imag} \left(\frac{1}{H_{12}} \right) \right| = \left| \text{imag} \left(\frac{p_1}{p_2} \right) \right| \quad (\text{ec. 4.9})$$

$$\chi = \text{real} \left(\frac{1}{H_{12}} \right) (-1)^{n-1} = \text{real} \left(\frac{p_1}{p_2} \right) (-1)^{n-1} \quad (\text{ec. 4.10})$$

La parte real (θ) es la resistencia al flujo y la parte imaginaria (χ) es la reactancia al flujo. Según se indica en el trabajo de Ingard y Dear [13], la reactancia al flujo es pequeña a baja frecuencia frente a la resistencia al flujo, por lo que se puede realizar la siguiente simplificación:

$$\theta \approx \left| \frac{p_1}{p_2} \right| = \left| \frac{1}{H_{12}} \right| \quad (\text{ec. 4.11})$$

Puesto que lo que se miden son niveles de presión sonora a las frecuencias de resonancia indicadas en los puntos 1 y 2 (Figura 4.35), el valor de la resistencia al flujo normalizada es:

$$\theta \approx 10^{\frac{Lp1-Lp2}{20}} \quad (\text{ec. 4.12})$$

Una vez obtenido este parámetro, existen varios modelos para valorar el comportamiento acústico del material, tal como ya se ha descrito en el capítulo de los modelos matemáticos.

4.4.2.- Método experimental para el cálculo de la resistencia al flujo

La Figura 4.36 muestra una fotografía del montaje utilizado para la medida de la resistencia al flujo en materiales absorbentes del sonido.

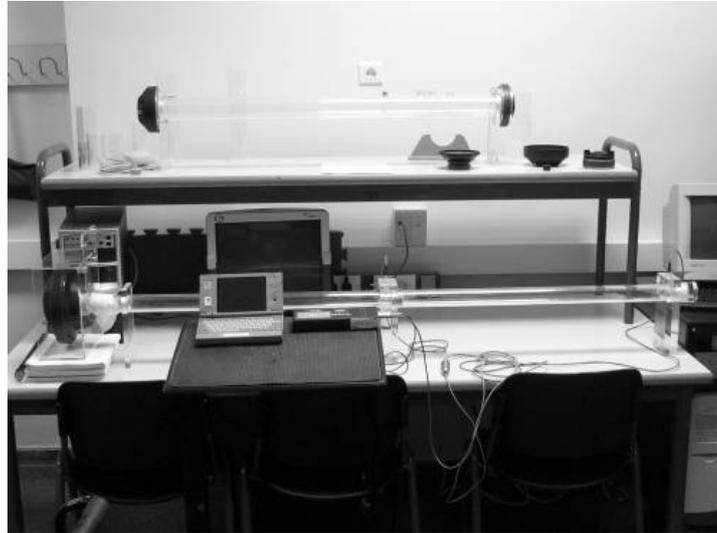


Figura 4.36. Montaje para la medida de la resistencia al flujo.

La muestra se sitúa en el interior de un tubo de impedancia acústica de metacrilato, de cuatro centímetros de diámetro, con una fuente sonora en un extremo y terminación rígida en el otro. Para la adquisición de los datos se ha utilizado la plataforma de medida Symphonie y el posterior tratamiento de la señal se ha realizado con una función matemática diseñada en MATLAB.

La Tabla 4.21 muestra las características de los siete materiales ensayados:

TABLA 4.21. CARACTERÍSTICAS DE LOS SIETE MATERIALES ENSAYADOS

MUESTRA	MASA (g)	ESPESOR (cm)	DENSIDAD (kg/m³)
Lana de vidrio	1,30	1,47	70,41
Lana de roca 1	2,80	3,51	63,48
Lana de roca 2	2,80	1,31	170,18
Lana de roca 3	0,5	1,39	28,69
Lana de poliéster I(400)	0,8	1,97	32,30
Lana de poliéster I(700)	0,9	2,59	27,62
Lana de poliéster I(700)-B	1,00	2,63	30,30

4.4.3.- Análisis de los resultados

Para los materiales ensayados, la Figura 4.37 muestra las gráficas que representan el error cometido a las frecuencias de estudio al calcular la parte real de la resistencia al flujo con la simplificación propuesta por Ingard y Dear.

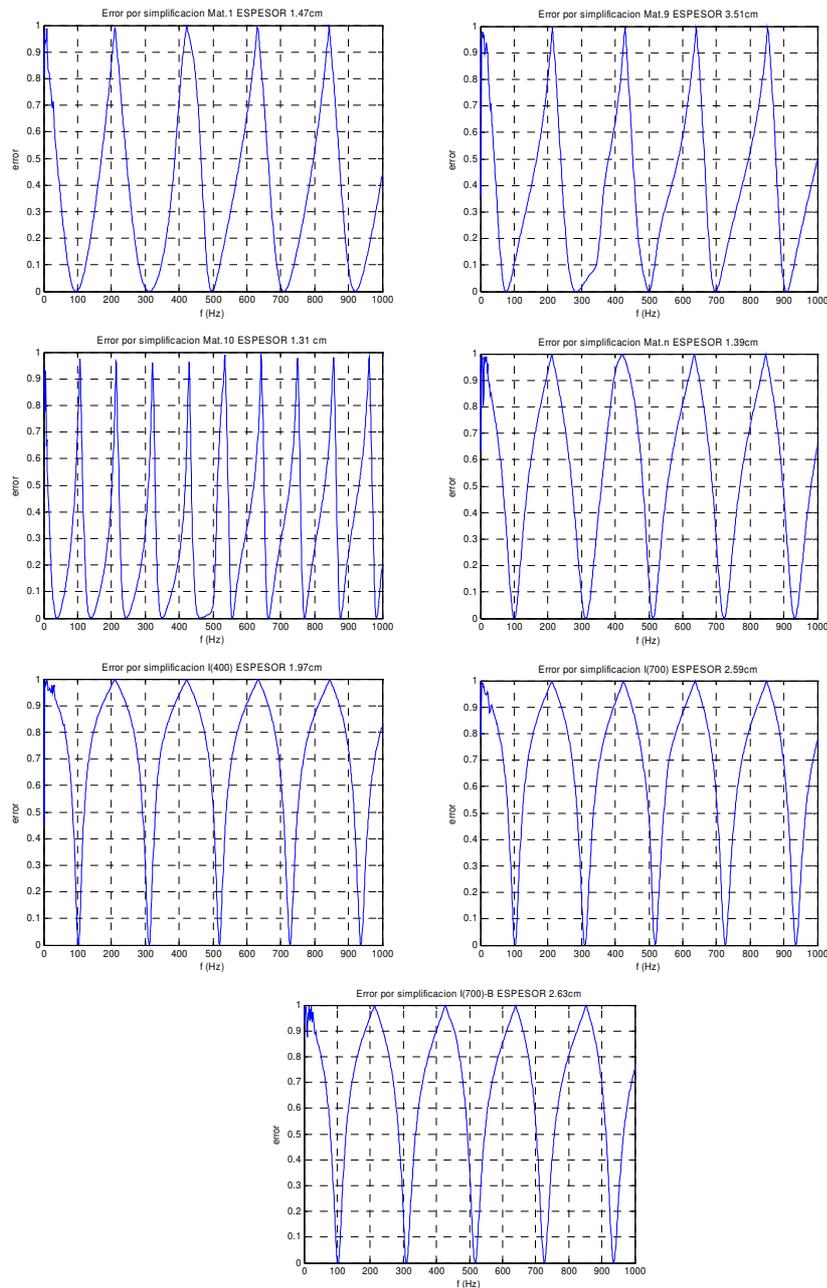


Figura 4.37. Error cometido a las frecuencias de estudio.

En dichas gráficas puede observarse que el error cometido es despreciable para algunas frecuencias llamadas “frecuencias experimentales” en comparación con las llamadas “frecuencias teóricas” (predichas por Ingard y Dear).

Por su parte, las gráficas de la Figura 4.38 muestran la variación de las partes real e imaginaria de la impedancia al flujo con la frecuencia. Estas gráficas se han realizado utilizando la simplificación propuesta por Ingard y Dear para las muestras ensayadas y también para el caso del tubo sin muestra.

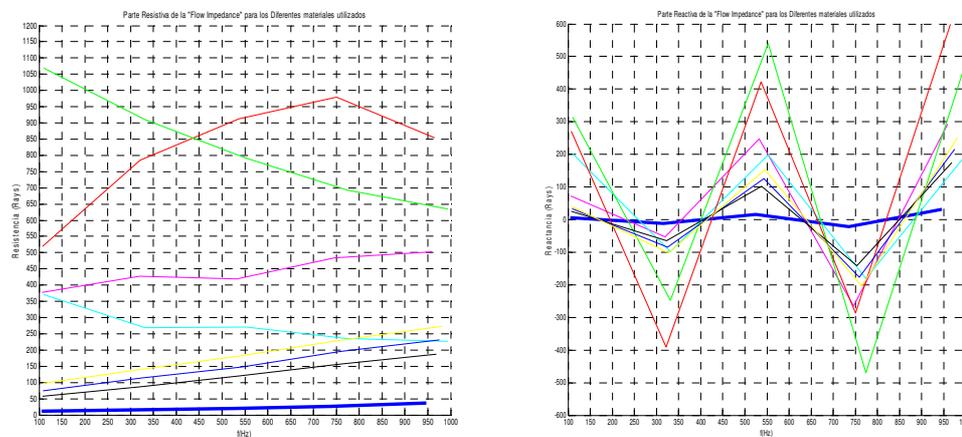


Figura 4.38. Variación de las partes real e imaginaria de la impedancia al flujo con la frecuencia. Línea gruesa (sin muestra); magenta (lana de vidrio); cyan (lana de roca 1); rojo (lana de roca 2); verde (lana de roca 3); azul (lana de poliéster I(700)); negro (lana de poliéster I(400)); amarillo (lana de poliéster I(400)-b).

4.4.4.- Conclusiones

Aunque el cálculo simplificado por Ingard y Dear es muy aproximado, sería conveniente profundizar más en la dependencia frecuencial de algunos parámetros como el número de onda (k) y la velocidad del sonido (c).

Se demuestra la validez del método a partir de la observación de que la reactancia del aire es cero.

CAPÍTULO 5
SIMULACIÓN NUMÉRICA

5.1.- Simulación numérica mediante el método de los elementos finitos

A medida que se ha ido trabajando con el tubo de ondas estacionarias con sus diversas configuraciones para el cálculo de distintos parámetros acústicos, ha ido aumentando paralelamente el interés por simular numéricamente este tipo de ensayos.

En este sentido, cabe destacar que son varias las líneas de investigación en las que poder trabajar. Algunos autores tratan de simular el comportamiento de los propios materiales. Nuestro interés se centra en el comportamiento de las ondas sonoras dentro del tubo, así como la influencia sobre éstas de las distintas condiciones de contorno impuestas por las características de los materiales absorbentes del sonido.

Así que los **objetivos** principales de este capítulo son:

- a) **Desarrollar un modelo de elementos finitos** que permita simular la distribución de presiones en el interior de un tubo de impedancia acústica. Se desarrollará un modelo en 2D y otro en 3D. Se pretende realizar un estudio de la propagación de las ondas acústicas planas en el interior de un tubo de impedancia acústica mediante un análisis armónico.
- b) **Comprobar la validez del método de la función de transferencia** comparando sus resultados con los obtenidos en la simulación numérica con el software ANSYS.
- c) **Investigar los efectos de la variación de la densidad del mallado** en los resultados obtenidos en la simulación.
- d) **Aplicar la simulación numérica a la evaluación de los filtros acústicos.**

Puede decirse de este capítulo que se enmarca, sobre todo, en lo que serían las **futuras líneas de investigación** en las que seguir trabajando.

5.1.1.- Simulación numérica con ANSYS

El procedimiento genérico para llevar a cabo un análisis acústico de tipo armónico utilizando el software ANSYS, consta de tres partes principales:

- **Construcción del modelo.**
- **Aplicación de las condiciones de contorno y de la carga.**
- **Cálculo y revisión de resultados.**

Un análisis armónico permite calcular la distribución de presiones en un fluido por causa de una “carga armónica”, es decir, que varía sinusoidalmente. Se puede estudiar la distribución de presiones en un rango de frecuencias establecido.

El análisis acústico disponible con el software ANSYS permite modelar acoples fluido-estructura y estudiar la distribución de presiones en el fluido y la vibración de las estructuras a diferentes frecuencias.

En los problemas de acústica con interacción fluido-estructura, son necesarias la ecuación de onda y la ecuación de dinámica estructural.

Se parte de algunas hipótesis [39, 40, 41]:

- **El fluido es compresible, considerando sólo pequeños cambios de presión.**
- **El fluido no se considera viscoso.**
- **La densidad y la presión medias se consideran uniformes en todo el fluido.**

5.1.2.- La acústica en conductos

5.1.2.1.- Ondas planas en tubos de paredes rígidas

Se asume que a partir de una cierta frecuencia para unas dimensiones de tubo determinadas, sólo pueden propagarse ondas planas, de lo que se desprende que el campo sonoro es esencialmente unidimensional [42]. En estas condiciones, la ecuación de onda es de la forma:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial z^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (\text{ec. 5.1})$$

siendo z la coordenada en la dirección axial del tubo. La solución general de esta ecuación de onda es de la forma:

$$p = f(c \cdot t - z) + g(c \cdot t + z) \quad (\text{ec. 5.2})$$

donde f y g son funciones continuas determinadas por las condiciones iniciales. El argumento de f es constante si se cumple $z = c \cdot t$.

Puede verse que el primer término de la solución general (ecuación 5.2) representa una perturbación acústica de forma $f(z)$ viajando en la dirección z a la velocidad del sonido en el aire, c . El segundo término es una onda de similares características que viaja en la misma dirección pero en sentido opuesto. Estas ondas al ser independientes de x e y , son ondas planas.

Resulta ventajoso estudiar el problema para cada frecuencia. Un campo sonoro armónico unidimensional está gobernado por la versión unidimensional de la ecuación de Helmholtz:

$$\frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial z^2} + k^2 \hat{p} = 0 \quad (\text{ec. 5.3})$$

\hat{p} es la representación compleja de la presión acústica.

cuya solución general viene dada por la ecuación 5.4:

$$\hat{p} = p_+ e^{j(\omega t - kz)} + p_- e^{j(\omega t + kz)} \quad (\text{ec. 5.4})$$

siendo p_+ y p_- cantidades complejas.

5.1.2.2.- Campo sonoro en tubo terminado con impedancia acústica arbitraria

La Figura 5.1 muestra un tubo en el que en $z = 0$ existe una impedancia acústica determinada, Z_a .

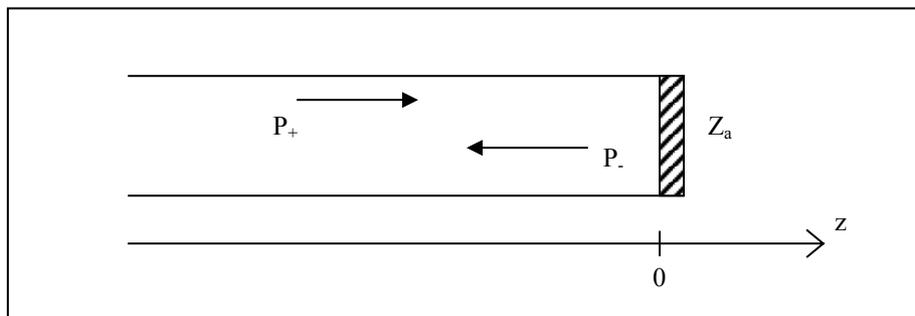


Figura 5.1. Tubo terminado por una superficie de impedancia acústica Z_a .

Si una fuente genera un campo sonoro en una posición $z < 0$, el primer término de la ecuación 5.4 puede interpretarse como la parte incidente del campo sonoro mientras que el segundo término representa la parte reflejada.

Resulta obvio que $|p_-| \leq |p_+|$. Con esto, la relación compleja entre las amplitudes en $z = 0$ es el llamado factor de reflexión, r :

$$r = \frac{p_-}{p_+} \quad (\text{ec. 5.5})$$

que sirve para caracterizar las propiedades acústicas de una superficie a incidencia normal. La ecuación 5.4 puede ahora escribirse del siguiente modo:

$$\hat{p} = p_+ \left(e^{j(\omega t - kz)} + r \cdot e^{j(\omega t + kz)} \right) \quad (\text{ec. 5.6})$$

Con esta nueva ecuación 5.6 es fácil ver que la amplitud de la onda de presión varía con la posición, estando el valor máximo definido por la ecuación 5.7:

$$p_{\max} = |p_+| \cdot (1 + |r|) \quad (\text{ec. 5.7})$$

que ocurre en las posiciones donde la onda incidente está en fase con la onda reflejada (interferencia constructiva).

Por su parte, el valor mínimo viene dado por la ecuación 5.8:

$$p_{\min} = |p_+| \cdot (1 - |r|) \quad (\text{ec. 5.8})$$

que ocurre en posiciones donde las dos ondas están en antifase (interferencia destructiva).

La relación entre las dos amplitudes es el llamado **factor de onda estacionaria (standing wave ratio (s))**:

$$s = \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{1 + |r|}{1 - |r|} \quad (\text{ec. 5.9})$$

Puesto que la impedancia específica (Z_s) se define como la relación compleja entre la presión sonora y la velocidad de partícula:

$$Z_s(z) = \frac{\hat{p}}{\hat{u}_z} = \rho \cdot c \cdot \frac{e^{-jkz} + r \cdot e^{jkz}}{e^{-jkz} - r \cdot e^{jkz}} \quad (5.10)$$

Para $z = 0$:

$$\frac{\hat{p}(0)}{\hat{q}(0)} = \frac{Z_s(0)}{S} = Z_a \quad (\text{ec. 5.11})$$

\hat{q} , es la representación compleja de la velocidad volumétrica asociada a una superficie (m^3/s).

Con lo que se cumple:

$$Z_a = \frac{\rho \cdot c}{S} \frac{1+r}{1-r} \quad (\text{ec. 5.12})$$

siendo r :

$$r = \frac{Z_a - (\rho \cdot c/S)}{Z_a + (\rho \cdot c/S)} \quad (\text{ec. 5.13})$$

Esta última ecuación 5.13 demuestra que hay una reflexión total en fase ($r = 1$) cuando la terminación es una superficie rígida ($|Z_a| \gg \rho \cdot c/S$); que hay una reflexión total en antifase ($r = -1$) cuando la terminación tiene una impedancia muy pequeña ($|Z_a| \ll \rho \cdot c/S$); y que no hay reflexión ($r = 0$) cuando la impedancia de la terminación es igual a la impedancia característica del tubo, $(\rho \cdot c/S)$.

5.1.2.3.- Resonancia en tubos

En un tubo de longitud L y sección $S = \pi \cdot a^2$ (siendo a el radio del tubo), al someter al aire contenido a oscilaciones mediante un pistón vibrante en el extremo izquierdo ($x = 0$), la impedancia en el extremo derecho viene dada por la ecuación 5.14 [43]:

$$\hat{Z}_L = \left(\frac{\rho_0 \cdot c}{S} \right) \cdot \frac{\hat{p}_{oi} \cdot e^{-jkL} + \hat{p}_{or} \cdot e^{jkL}}{\hat{p}_{oi} \cdot e^{-jkL} - \hat{p}_{or} \cdot e^{jkL}} \quad (\text{ec. 5.14})$$

Esta ecuación determina la amplitud de presión de la onda reflejada \hat{p}_{or} en función de la amplitud de presión de la onda incidente \hat{p}_{oi} . La impedancia en $x=0$ será:

$$\hat{Z}_0 = \left(\frac{\rho_0 \cdot c}{S} \right) \cdot \frac{\hat{p}_{oi} + \hat{p}_{or}}{\hat{p}_{oi} - \hat{p}_{or}} \quad (\text{ec. 5.15})$$

A partir de las dos ecuaciones anteriores, se obtiene la expresión 5.16:

$$\hat{Z}_0 = \left(\frac{\rho_o \cdot c}{S} \right) \cdot \frac{\hat{Z}_L + j \frac{\rho_o \cdot c}{S} \operatorname{tg}(kL)}{\frac{\rho_o \cdot c}{S} + j \hat{Z}_L \operatorname{tg}(kL)} \quad (\text{ec. 5.16})$$

Con lo que la impedancia de entrada depende de la longitud del tubo y del número de onda k .

La frecuencia de resonancia de un tubo puede definirse como aquella para la que la componente reactiva de la impedancia de entrada se anula. Para esta frecuencia la impedancia de entrada es mínima y la potencia radiada por el extremo final abierto de un tubo es un máximo para una fuente de fuerza o amplitud de presión constante. Sustituyendo \hat{Z}_L por $(\rho_o \cdot c/S)(\alpha + j\beta)$, la ecuación 5.16 puede expresarse como:

$$\hat{Z}_0 = \left(\frac{\rho_o \cdot c}{S} \right) \cdot \frac{\alpha + j(\operatorname{tg}(kL) + \beta)}{(1 - \beta \cdot \operatorname{tg}(kL)) + j\alpha \cdot \operatorname{tg}(kL)} \quad (\text{ec. 5.17})$$

siendo \hat{Z}_L :

$$\hat{Z}_L = R_L + jX_L = \left(\frac{\rho_o \cdot c}{S} \cdot \alpha \right) + j \left(\frac{\rho_o \cdot c}{S} \cdot \beta \right) \quad (\text{ec. 5.18})$$

aplicando la condición de $x_0 = 0$, se tiene:

$$\beta \cdot \operatorname{tg}^2(kL) + (\beta^2 + \alpha^2 - 1) \cdot \operatorname{tg}(kL) - \beta = 0 \quad (\text{ec. 5.19})$$

En un tubo abierto para bajas frecuencias cuando α y β son pequeñas frente a la unidad, la ecuación 5.19 puede expresarse del siguiente modo:

$$\operatorname{tg}(kL) = -\beta \quad (\text{ec. 5.20})$$

Cuando un tubo está terminado en $x = L$ por un reborde infinito y la condición:

$$\operatorname{tg}(kL) = -8 \cdot \frac{k \cdot a}{3 \cdot \pi} \quad (\text{ec. 5.21})$$

es satisfecha por:

$$\operatorname{tg}(n \cdot \pi - kL) = \frac{8 \cdot k \cdot a}{3 \cdot \pi} \approx \operatorname{tg}\left(\frac{8 \cdot k \cdot a}{3 \cdot \pi}\right) \quad (\text{ec. 5.22})$$

siendo n un número entero, puede escribirse:

$$n \cdot \pi - kL = \frac{8 \cdot k \cdot a}{3 \cdot \pi}; \quad n \geq 1, 2, 3, \dots \quad (\text{ec. 5.23})$$

y la frecuencia de resonancia fundamental correspondiente a $n = 1$ es:

$$f_1 = \frac{c}{2\left(L + \frac{8 \cdot a}{3 \cdot \pi}\right)} \quad (\text{ec. 5.24})$$

se observa que la longitud del tubo es $L + 8 \cdot a / 3 \cdot \pi$; esta corrección está de acuerdo con las medidas experimentales.

Si el tubo tiene el extremo cerrado por una superficie rígida, en $x = L$ la impedancia de entrada vale:

$$\hat{Z}_0 = \left(\frac{\rho_0 \cdot c}{S}\right) \cdot \frac{1}{j \cdot \operatorname{tg}(kL)} = -j \cdot \left(\frac{\rho_0 \cdot c}{S}\right) \cdot \operatorname{ctg}(kL) \quad (\text{ec. 5.25})$$

la reactancia es cero cuando $\operatorname{ctg}(kL) = 0$, lo que corresponde a:

$$kL = (2n - 1) \cdot \frac{\pi}{2}; \quad n \geq 1, 2, 3, \dots \quad (\text{ec. 5.26})$$

dando lugar a la ecuación 5.27:

$$f_n = \frac{2n - 1}{4 \cdot L} \cdot c \quad (\text{ec. 5.27})$$

para $n = 1$ se tiene la frecuencia fundamental en un tubo con extremo cerrado.

5.2.- Estudio de las ondas sonoras en un tubo de impedancia acústica

Con el fin de evaluar la viabilidad de un estudio numérico sobre el comportamiento acústico de materiales absorbentes del sonido de tipo poroso y fibroso, se contrastarán, en una primera fase, los resultados obtenidos con la simulación numérica de la distribución de las ondas sonoras en un tubo de impedancia acústica sin muestra, con los resultados experimentales y teóricos [44].

5.2.1.- Modelo analítico de frecuencias resonantes en tubos

El tubo de impedancia acústica que se simula es el que se ha utilizado para la medida del coeficiente de absorción según la Norma UNE-EN ISO 10534-2, cuyo esquema queda representado en la Figura 5.2.

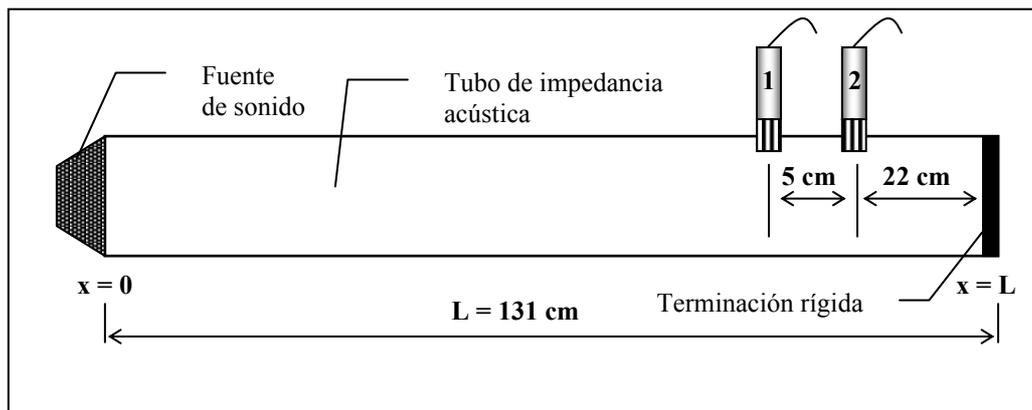


Figura 5.2. Esquema del tubo de impedancia acústica.

Se considera en $x = 0$ un pistón vibrando armónicamente a baja frecuencia para que se propaguen sólo ondas planas. El tubo que se ha ensayado está cerrado rígidamente en $x = L$.

Con estas características, la condición de resonancia viene dada por la ecuación 5.28 [45]:

$$\frac{Z_{m0}}{\rho_0 \cdot c \cdot S} = -j \cdot ctg(kL) \quad (\text{ec. 5.28})$$

Z_{m0} , es la impedancia mecánica en $x = 0$.

ρ_0 , es la densidad del aire.

c , es la velocidad del sonido.

S , es el área de la sección transversal del tubo.

k , es el número de onda.

La reactancia es nula cuando $\text{ctg}(kL) = 0$. Y las frecuencias resonantes se calculan con la ecuación 5.29:

$$f_n = \frac{(2 \cdot n - 1) c}{4 L} \quad (\text{ec. 5.29})$$

que son los armónicos impares de la frecuencia fundamental. El tubo tiene un nodo de presión en $x = 0$ y un antinodo de presión en $x = L$.

La Tabla 5.1 muestra el valor de las frecuencias resonantes en el tubo estudiado con la aplicación de la ecuación 5.29.

TABLA 5.1. FRECUENCIAS RESONANTES EN EL TUBO DE IMPEDANCIA ACÚSTICA

Nº	(2·n – 1)	f_n (Hz)
1	1	65'49
2	3	196'48
3	5	327'48
4	7	458'47
5	9	589'46
6	11	720'46
7	13	851'45
8	15	982'44

5.2.2.- Medidas experimentales

La Figura 5.3 muestra el montaje en el que se han medido las frecuencias resonantes del tubo experimentalmente.

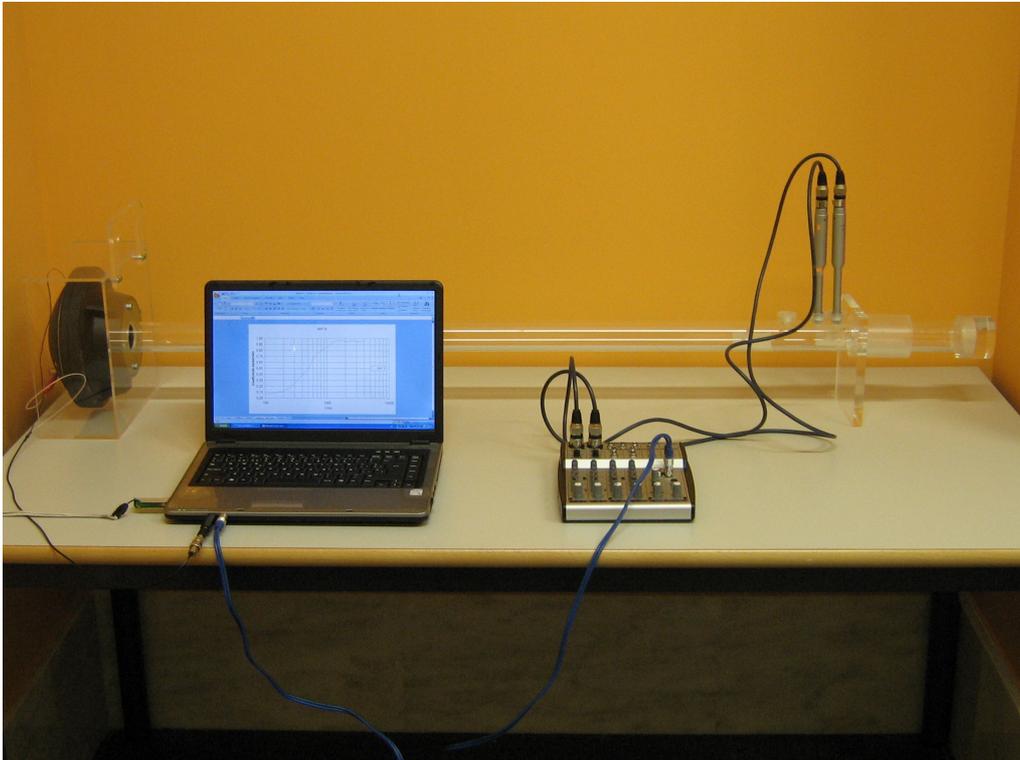


Figura 5.3. Fotografía del equipo utilizado para las medidas experimentales.

Se han realizado varias medidas con distintas distancias entre micrófonos y, posteriormente, con unas funciones en MATLAB diseñadas a tal efecto, se han obtenido las frecuencias resonantes que muestra la Tabla 5.2.

Las medidas se han tomado con el tubo sin muestra y terminación rígida. La plataforma de medida utilizada es Symphonie.

TABLA 5.2. FRECUENCIAS RESONANTES (Hz) CON DISTINTAS DISTANCIAS ENTRE MICRÓFONOS

Ecuación teórica	Distancia entre micros: 3'5 cm	Distancia entre micros: 5 cm	Distancia entre micros: 8'5 cm
65'49	65'50	65'40	65'50
196'48	196'40	196'40	196'50
327'48	327'25	327'25	327'35
458'47	458'25	458'23	458'30
589'46	589'08	589'00	589'25
720'46	720'06	720'06	720'16
851'45	850'93	850'93	851'03
982'44	981'88	981'85	981'98

De la observación de la Tabla 5.2, no se aprecian variaciones significativas en los resultados, pero puede destacarse una mayor aproximación con la separación entre micrófonos de 8'5 cm.

5.2.3.- Modelo en elementos finitos

El software ANSYS dispone de dos elementos específicos para la simulación acústica: el **FLUID29** (para modelos en dos dimensiones) y el **FLUID30** (para modelos en tres dimensiones), que se muestran en las Figuras 5.4 y 5.5, respectivamente.

Estos elementos se utilizan para modelar la región ocupada por el fluido y se definen por su **densidad** (DENS) y por la **velocidad del sonido** (SONC) en dicho fluido.

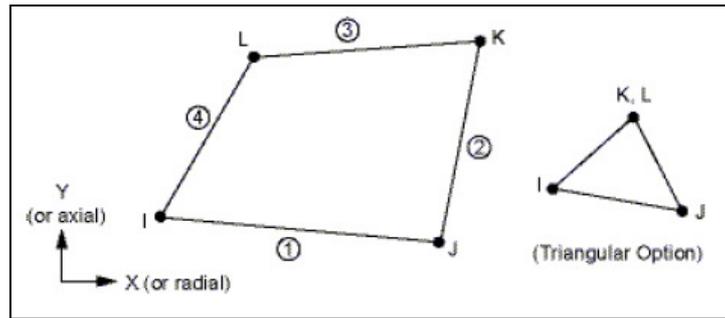


Figura 5.4. Elemento FLUID29.

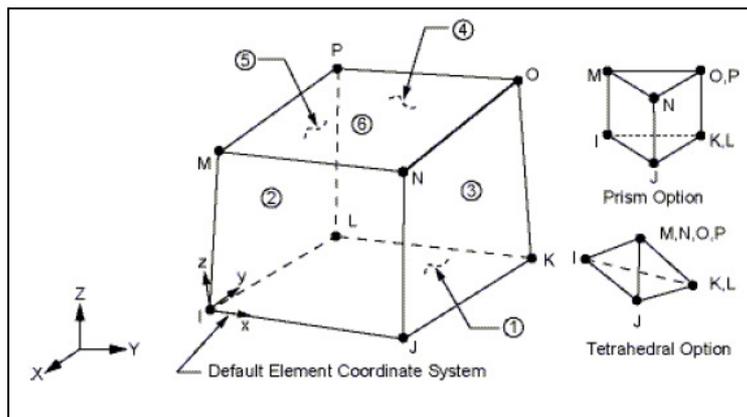


Figura 5.5. Elemento FLUID30.

Los elementos FLUID29 y FLUID30 se usan para modelar el fluido y la interfase fluido-estructura.

El elemento FLUID29 tiene cuatro nodos (Figura 5.4) con tres grados de libertad cada uno: traslaciones en las direcciones “x” e “y” y presión.

Por su parte, el elemento FLUID30 tiene ocho nodos (Figura 5.5) con cuatro grados de libertad por nodo: traslaciones en las direcciones “x”, “y”, “z” y presión. Sin embargo, las traslaciones sólo son aplicables en la zona de la interfase.

Estos elementos quedan definidos por los nodos, por una presión de referencia (PREF) y por las propiedades isotrópicas del material. No tienen en cuenta los efectos disipativos debidos a la viscosidad del fluido, pero sí la absorción del sonido en la interfase. En los materiales absorbentes del sonido, se define el parámetro MU que varía entre 0 y 1 (MU=0 indica que no hay absorción y MU=1 representa la máxima absorción).

Se simula, en primer lugar, un tubo de impedancia acústica en dos dimensiones sin muestra de material. La Tabla 5.3 muestra los datos utilizados para el modelo en 2D.

TABLA 5.3. DATOS DE ENTRADA DEL MODELO NUMÉRICO EN 2D

LONGITUD DEL TUBO	1'31 m
DIÁMETRO DEL TUBO	0'04 m
DENSIDAD DEL AIRE	1'18 kg/m³
VELOCIDAD DEL SONIDO EN EL AIRE	343'2 m/s
PRESIÓN DE REFERENCIA DEL AIRE	20·10⁻⁶ Pa
RANGO DE FRECUENCIAS	0 – 1000 Hz
NÚMERO DE PASOS	100
PRESIÓN EN EL ALTAVOZ	1 Pa
EXTREMO DERECHO RÍGIDO	SIN MUESTRA

La Figura 5.6 muestra el modelo en 2D utilizado para el análisis con una presión de 1 Pascal aplicada en el extremo izquierdo.

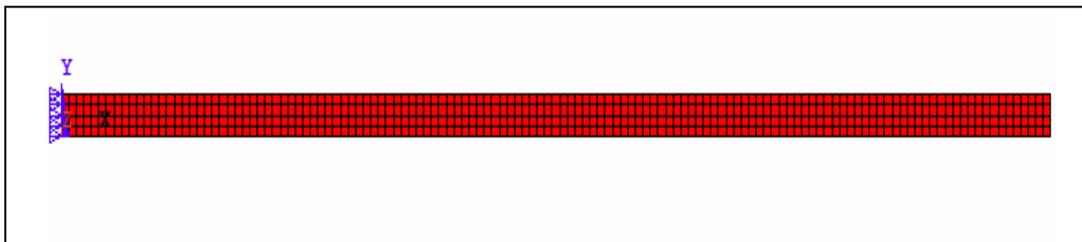


Figura 5.6. Modelo en 2D del tubo de impedancia acústica.

En la posición 1 de micrófono (a 27 cm de la terminación rígida, según la Figura 5.2) y con la densidad de mallado de 524 elementos, se obtiene la gráfica que muestra la presión (Pa) frente a la frecuencia (Hz). Los picos indican las frecuencias de resonancia (Figura 5.7).

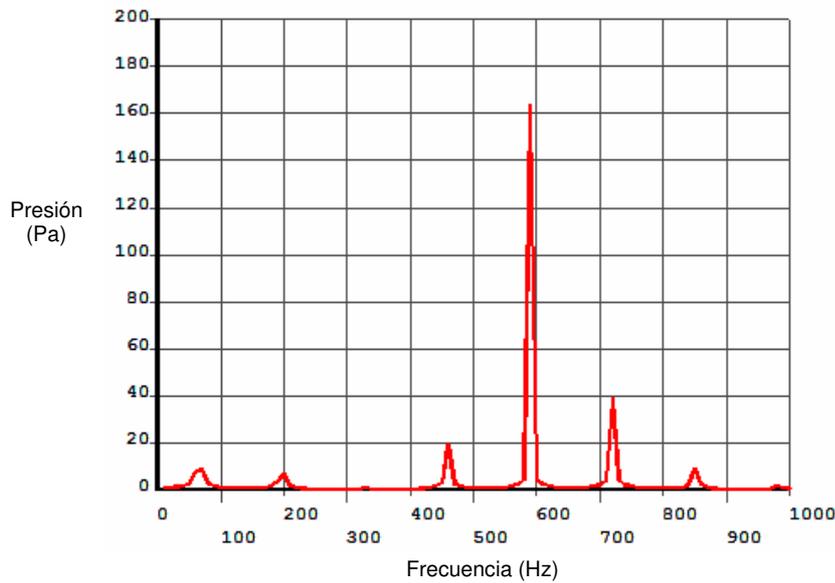


Figura 5.7. Frecuencias resonantes medidas en la posición 1 de micrófono.

En la posición 2 de micrófono (a 22 cm de la terminación rígida) y con la misma densidad de mallado, los resultados los muestra la Figura 5.8.

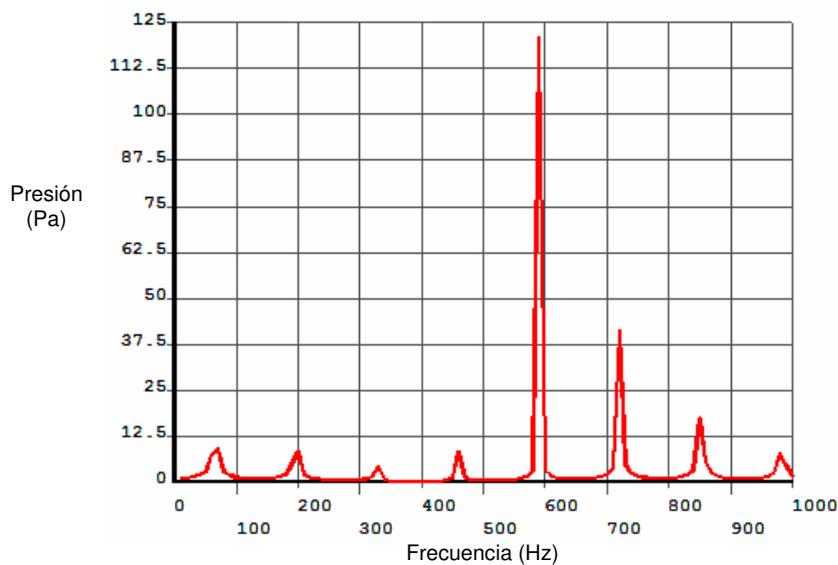


Figura 5.8. Frecuencias resonantes medidas en la posición 2 de micrófono.

La Tabla 5.4 muestra las frecuencias resonantes obtenidas con distintas densidades de mallado.

TABLA 5.4. FRECUENCIAS (Hz) CON DISTINTAS DENSIDADES DE MALLADO

Ecuación teórica	Simulación Numérica: 262 elementos	Simulación Numérica: 524 elementos	Simulación Numérica: 1048 elementos
65'49	65'49	65'49	65'49
196'48	196'53	196'50	196'49
327'48	327'67	327'53	327'49
458'47	459'00	458'61	458'51
589'46	590'59	589'75	589'54
720'46	722'52	720'98	720'59
851'45	854'85	852'31	851'67
982'44	987'67	983'77	982'77

De esta tabla se observa que no existen grandes diferencias en los resultados con este modelo tan sencillo aunque, como era de esperar, la aproximación es mayor cuanto mayor es el número de elementos del modelo. También destaca el aumento de la precisión a más altas frecuencias.

Por último, se aumentará aún más el número de elementos para comprobar que a partir de un cierto valor, la precisión del modelo ya no mejora.

La Figura 5.9 muestra el modelo con un tamaño de elemento de 0'005 metros, es decir, un modelo con 2096 elementos.

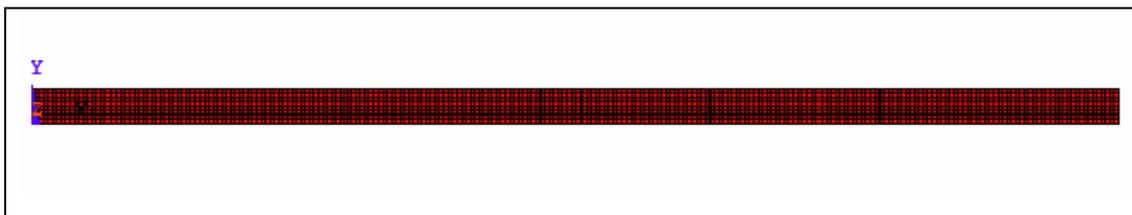


Figura 5.9. Modelo con 2096 elementos.

La Tabla 5.5 muestra la coincidencia de las frecuencias de resonancia entre el modelo de 1048 elementos y este último de 2096 elementos.

TABLA 5.5. FRECUENCIAS DE RESONANCIA (Hz) DE LOS MODELOS NUMÉRICOS DE 1048 ELEMENTOS Y DE 2096 ELEMENTOS

1048 elementos	65'49	196'49	327'49	458'51	589'54	720'59	851'67	982'67
2096 elementos	65'49	196'49	327'49	458'51	589'54	720'59	851'67	982'67

Esta coincidencia demuestra que a partir de un cierto número de elementos, la precisión del modelo no varía.

El trabajo desarrollado hasta aquí en este capítulo se ha elaborado para demostrar la validez de la simulación numérica y del método experimental. De este modo, lo que sigue queda perfectamente validado.

El siguiente paso es simular numéricamente la distribución de presiones dentro del tubo para cualquier frecuencia y en cualquier punto, lo que supone un gran avance con respecto al método experimental, en el que las medidas quedan restringidas a los puntos de anclaje de los micrófonos. Con la simulación puede obtenerse la presión acústica, no sólo en esos puntos para poder contrastar los resultados, sino en cualquier punto del tubo de impedancia acústica, ya sea superficial o interior.

5.2.4.- Simulación numérica de la distribución de presiones en el interior de un tubo de impedancia acústica

En este punto se ha simulado numéricamente la distribución de presiones en el tubo de impedancia acústica utilizado anteriormente y se muestran algunos resultados tanto en el modelo en 2D como en el de 3D para comparar los resultados.

Las Figuras 5.10 y 5.11 muestran la distribución de presiones a 200 Hz.

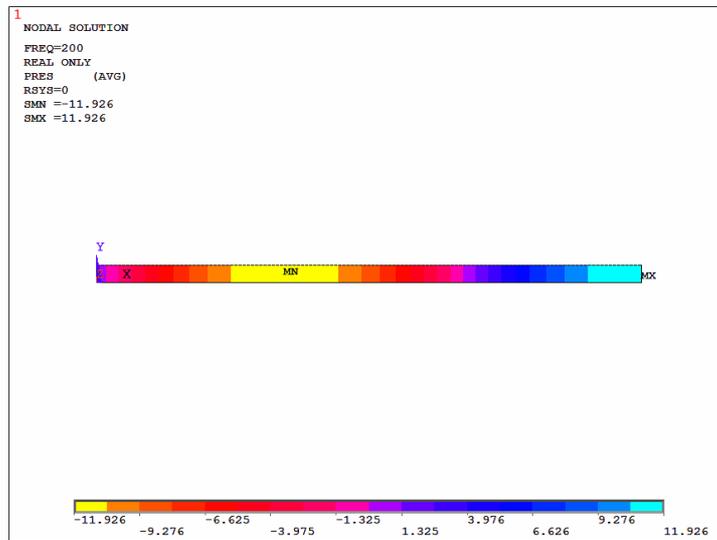


Figura 5.10. Distribución de presiones para $f = 200$ Hz (modelo 2D).

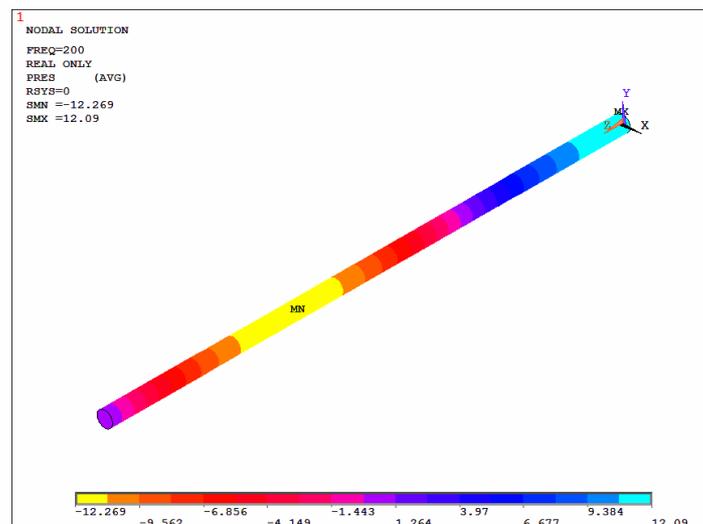


Figura 5.11. Distribución de presiones para $f = 200$ Hz (modelo 3D).

Las Figuras 5.12 y 5.13 muestran la distribución de presiones a 400 Hz.

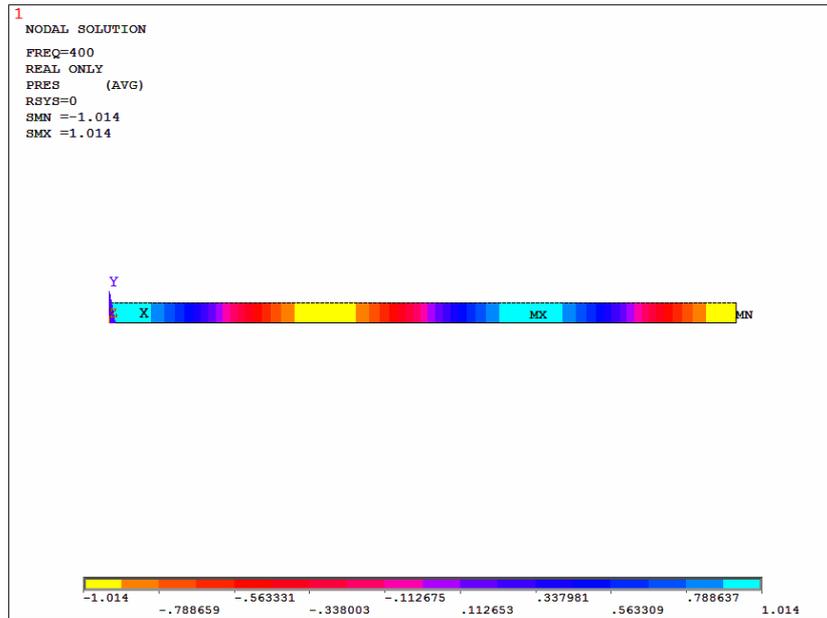


Figura 5.12. Distribución de presiones a 400 Hz (modelo 2D).

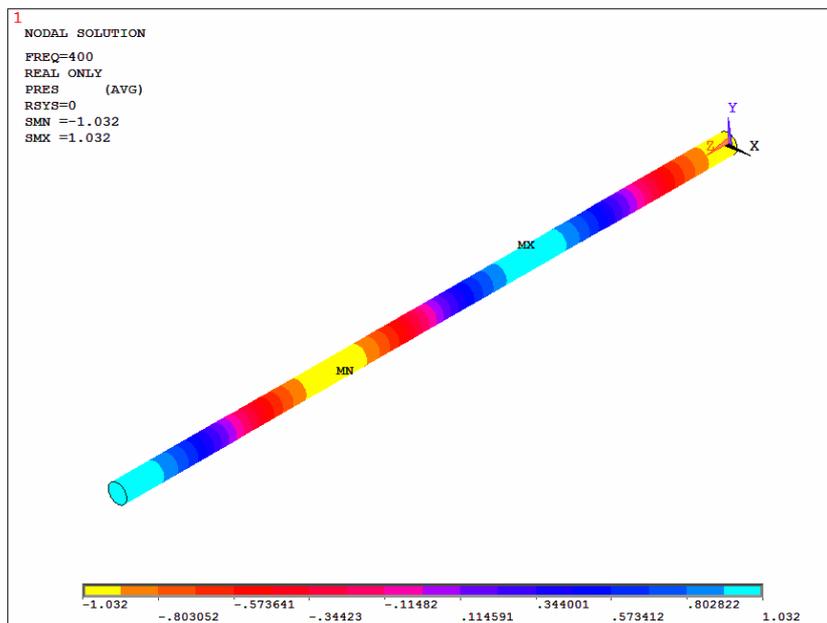


Figura 5.13. Distribución de presiones a 400 Hz (modelo 3D).

Las Figuras 5.14 y 5.15 muestran la distribución de presiones a 600 Hz.

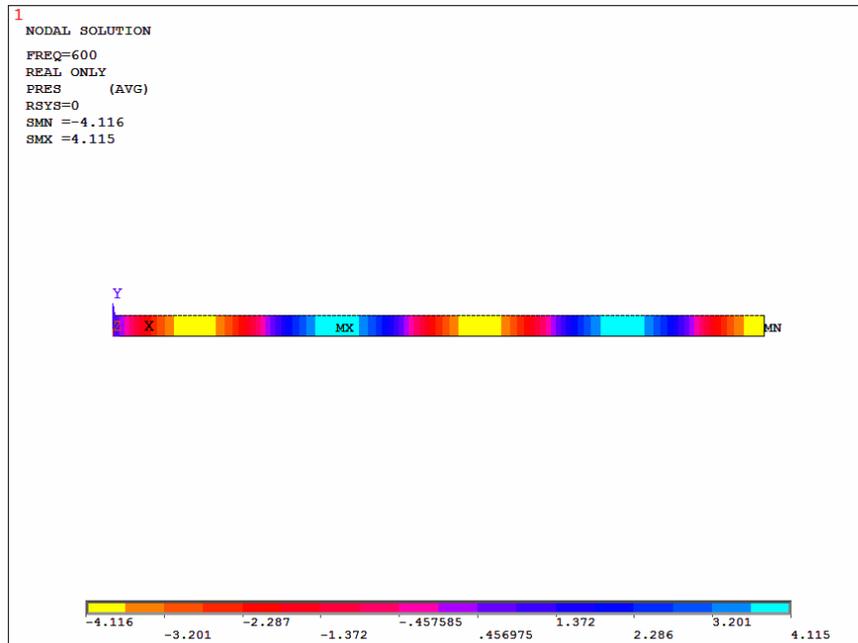


Figura 5.14. Distribución de presiones a 600 Hz (modelo 2D).

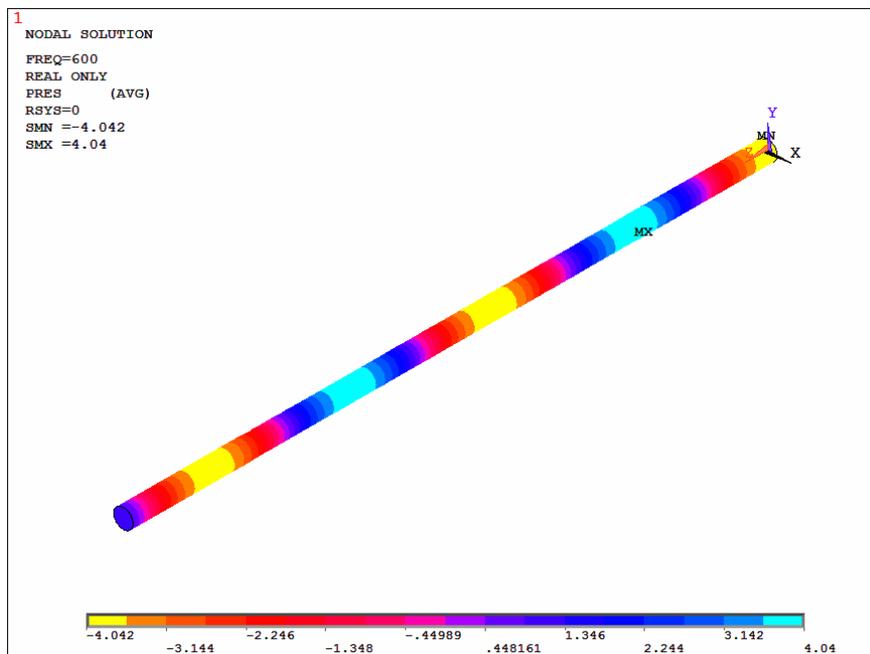


Figura 5.15. Distribución de presiones a 600 Hz (modelo 3D).

Las Figuras 5.16 y 5.17 muestran la distribución de presiones a 800 Hz.

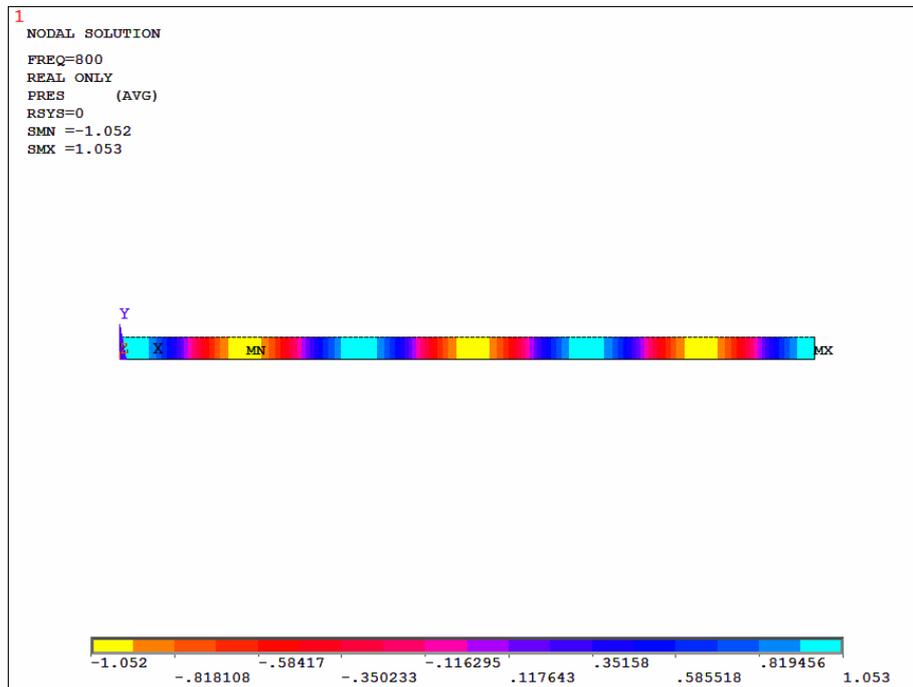


Figura 5.16. Distribución de presiones a 800 Hz (modelo 2D).

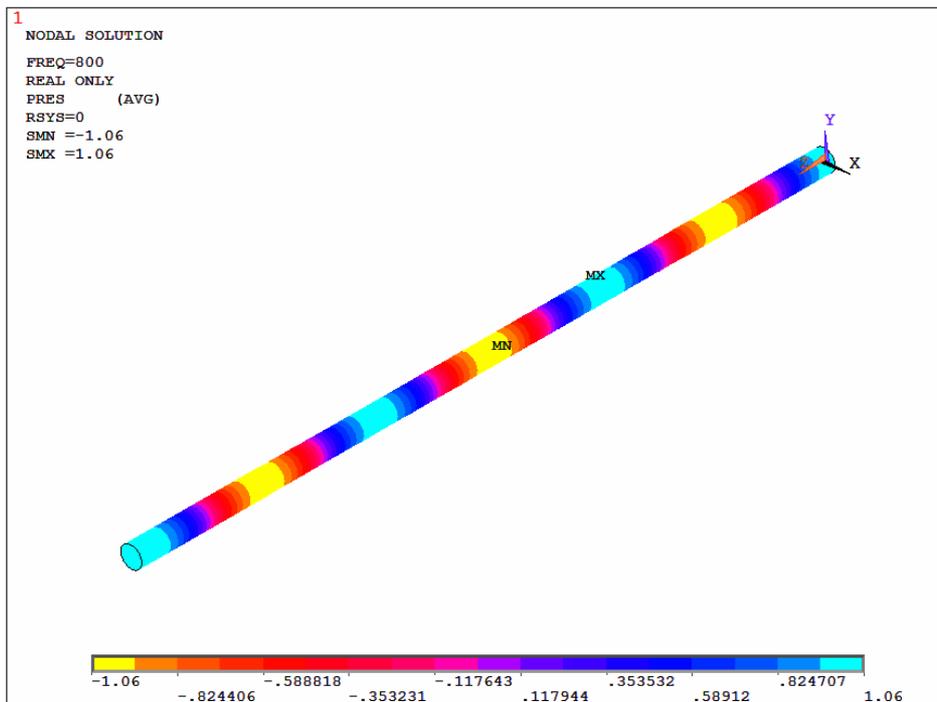


Figura 5.17. Distribución de presiones a 800 Hz (modelo 3D).

Las Figuras 5.18 y 5.19 muestran la distribución de presiones a 1000 Hz.

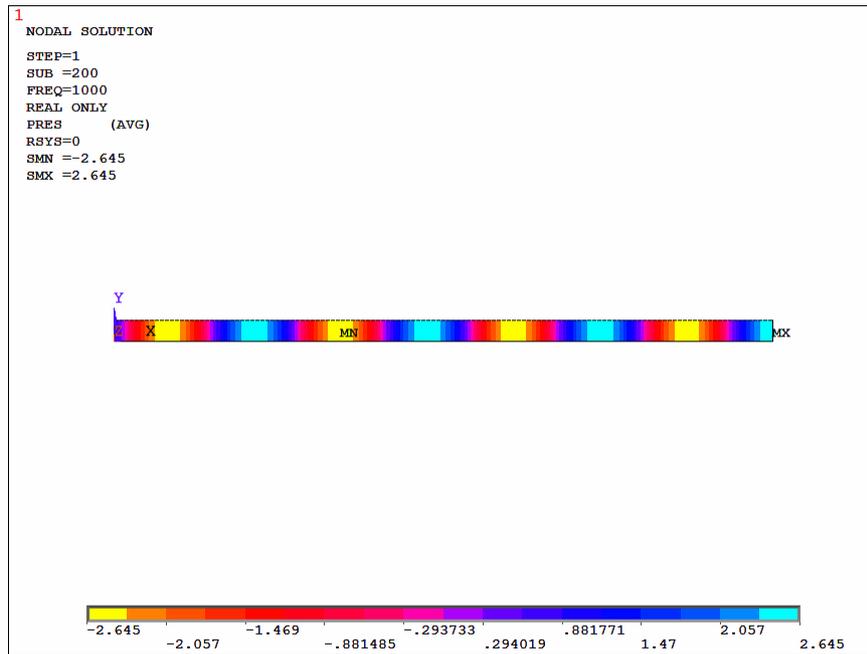


Figura 5.18. Distribución de presiones a 1000 Hz (modelo 2D).

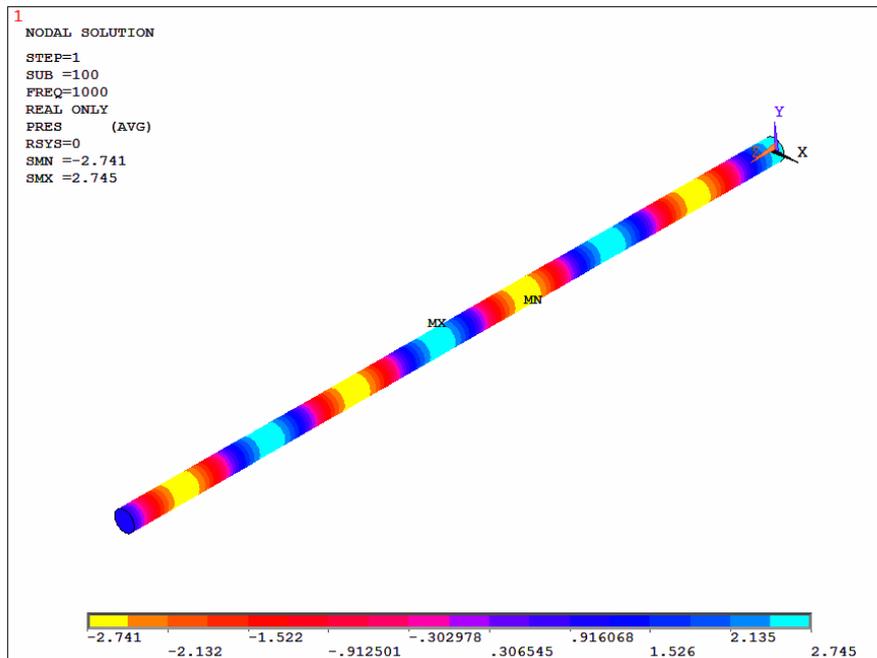


Figura 5.19. Distribución de presiones a 1000 Hz (modelo 3D).

Se observa que apenas hay diferencias en los resultados de la distribución de presiones entre el modelo en dos dimensiones y el modelo en tres dimensiones, como refleja la Tabla 5.6.

TABLA 5.6. PRESIONES ACÚSTICAS MÁXIMAS CON LOS DOS MODELOS NUMÉRICOS

Frecuencia (Hz)	Presión máxima (Pa)	
	Modelo 2D	Modelo 3D
200	11'92	12'09
400	1'01	1'03
600	4'11	4'04
800	1'05	1'06
1000	2'64	2'74

Con lo que, en lo sucesivo, el estudio se realizará con modelos en dos dimensiones para este tipo de componentes, pues la principal ventaja de ello radica en el sustancial ahorro de tiempo y capacidad del ordenador.

5.3.- Aplicaciones industriales de la simulación numérica en tubos

Con la simulación numérica se presenta un gran campo por delante para analizar la propagación de las ondas sonoras en tubos. Es un tema de gran aplicación en muchas áreas de la acústica. Destacamos el ámbito de la **caracterización acústica de los materiales** en tubos de impedancia acústica (que ha sido tratado en esta memoria de tesis), pero también encontramos otras áreas como los **instrumentos musicales de viento, sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado y tubos de escape de gases en motores de combustión**. En esta última aplicación pueden analizarse los silenciadores o filtros acústicos, que son básicamente combinaciones de tubos que atenúan el sonido.

Aquí se realiza una breve descripción de los silenciadores en tubos y también se simula numéricamente uno de estos componentes para evaluar su funcionamiento. Sólo se trata de una primera aproximación y es más bien un punto de partida de posteriores trabajos que se ha creído conveniente mencionar aquí.

5.3.1.- Transmisión del sonido en tubos acoplados

Un silenciador (“muffler” o filtro acústico) es un dispositivo diseñado para reducir la emisión del sonido en un tubo, siendo el ejemplo más característico la atenuación del sonido en los tubos de escape de gases en los motores de combustión. Existen **dos tipos de silenciadores o filtros acústicos [46]:**

- a) **Los reactivos**, que están compuestos por tubos acoplados sin material absorbente. Funcionan reflejando el sonido que proviene de la fuente, de tal modo que la atenuación se debe a la reflexión de la onda sonora por los conductos. Funcionan bien a bajas y medias frecuencias, en las que la onda que se propaga en el interior es plana.
- b) **Los disipativos**, que absorben la energía acústica por estar revestidos de material absorbente de alto coeficiente de absorción acústica. Éstos son más aptos para las medias y las altas frecuencias.

Para evaluar la eficacia de un silenciador suele usarse uno de estos tres parámetros:

A) Factor de pérdidas por inserción (IL , Insertion Loss): es la diferencia entre el nivel de presión sonora radiada en el tubo sin silenciador y con él:

$$IL = L_1 - L_2 \quad (\text{ec. 5.30})$$

L_1 es el nivel sin silenciador y L_2 es el nivel con silenciador. Es necesario conocer la impedancia interna de la fuente.

También puede calcularse a partir de las potencias de las ondas acústicas transmitidas sin el filtro y con el filtro, que se denotan como $W_{t(sin)}$ y $W_{t(con)}$:

$$IL = 10 \cdot \log \frac{W_{t(sin)}}{W_{t(con)}} \quad (\text{ec. 5.31})$$

B) Factor de pérdidas por transmisión (TL , Transmission Loss): es la diferencia entre el nivel de la potencia acústica incidente y la transmitida, o lo que es lo mismo, la caída del nivel de potencia acústica de una onda al atravesar el filtro:

$$TL = 10 \cdot \log \frac{W_i}{W_t} = L_{w_i} - L_{w_t} \quad (\text{ec. 5.32})$$

W_i es la potencia incidente y W_t es la potencia transmitida.

C) Factor de reducción de ruido (NR , Noise Reduction): es la diferencia entre el nivel de presión sonora a la entrada (L_{p1}) y a la salida (L_{p2}) del filtro:

$$NR = L_{p1} - L_{p2} = 20 \cdot \log \left| \frac{p_2}{p_1} \right| \quad (\text{ec. 5.33})$$

Puede decirse que no existe un modo simple de explicar el campo sonoro en un sistema de tubos acoplados [46, 47, 48, 49]. Sin embargo, a bajas frecuencias, donde el campo sonoro en cada uno de los componentes se considera unidimensional, el problema se simplifica.

En cada componente del sistema se asume que la presión sonora y la velocidad volumétrica en la salida son iguales a la presión sonora y a la velocidad volumétrica en la entrada del componente contiguo (Figura 5.20).

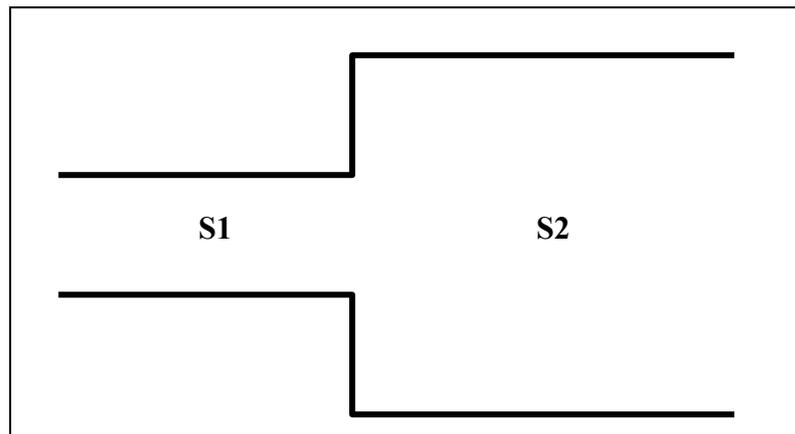


Figura 5.20. Tubos acoplados.

Evidentemente, no es posible en la realidad que el campo sonoro sea estrictamente unidimensional en el contorno de una discontinuidad de sección. Se trata de una aproximación que se considera suficientemente válida para evaluar las propiedades de transmisión acústica del sistema.

5.3.2.- Requerimientos de los filtros en los tubos de escape

No resulta fácil establecer unos criterios claros a la hora de diseñar un silenciador [46].

Puede decirse, en líneas generales, que un silenciador en tubos de escape de gases en motores de combustión debe seguir los siguientes requerimientos:

- a) **Tener un factor de pérdidas por inserción apropiado** (*Insertion Loss*): el silenciador debe disminuir al menos en 5 dB en la salida el ruido generado en la entrada ($1 \cdot 10^{-5}$ Pa aprox.).
- b) **No debe ser de un tamaño excesivamente grande** para evitar problemas de colocación y de elevado coste.
- c) **Durabilidad:** el material del silenciador debe distribuir la temperatura uniformemente para evitar la aparición de grietas por efecto de la temperatura.

Desde el punto de vista puramente acústico, puede decirse que la temperatura de los gases de escape decrece de forma lineal, lo que corresponde a alteraciones en el valor del número de onda y de la impedancia característica.

Cuanto mayor es el número de cámaras mejor es el "Insertion Loss" (IL). Pero Munjal señala que para la misma longitud de tubo, un incremento en el número de cámaras genera un incremento en el valor del "Insertion Loss" a altas frecuencias, pero un decremento a bajas frecuencias. Por último, cuanto mayor es la relación entre las áreas de la cámara, mayor será el "Insertion Loss".

5.4.- Modelo de silenciador en elementos finitos

5.4.1.- Modelo de filtro reactivo

Se realizará en este apartado la simulación numérica de un filtro acústico (Figura 5.21).



Figura 5.21. Filtro acústico en tubo de escape.

La Figura 5.22 muestra el esquema y dimensiones del silenciador de la Figura 5.21.

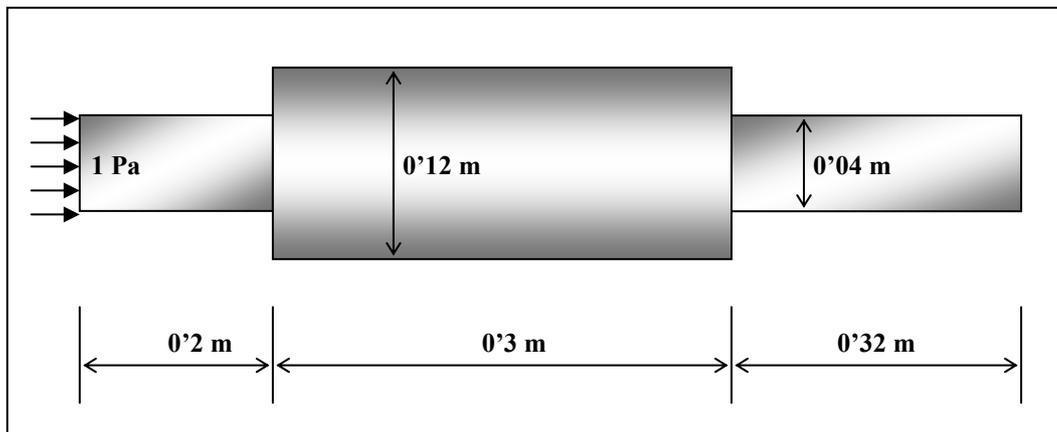


Figura 5.22. Esquema y dimensiones del filtro acústico.

A continuación se realiza un análisis armónico en un rango de 0 a 4000 Hz y se comparan las presiones acústicas en un modelo con filtro y otro sin filtro; además se verifica que a partir de una determinada frecuencia las ondas dejan de ser planas en el modelo con filtro.

Las Figuras 5.23 y 5.24 muestran los modelos numéricos del mismo tubo sin y con filtro para poder evaluar las presiones máxima y mínima al aplicar 1 Pa de presión en el extremo izquierdo. Se han escogido unas determinadas frecuencias aleatoriamente.

Estudiando la presión acústica en un determinado punto cercano al extremo derecho, puede evaluarse el factor de pérdidas por inserción.

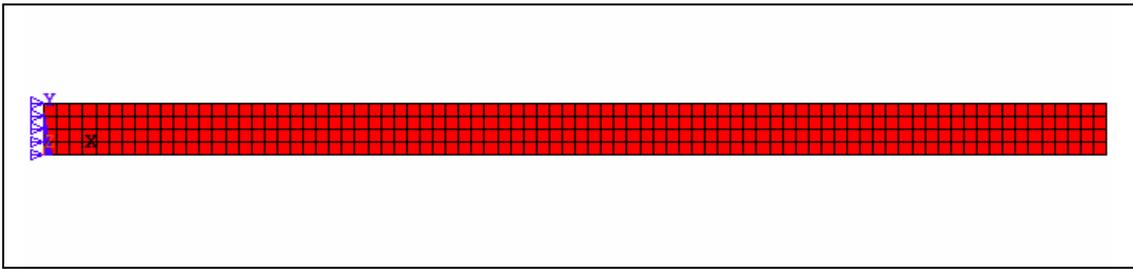


Figura 5.23. Modelo sin filtro.

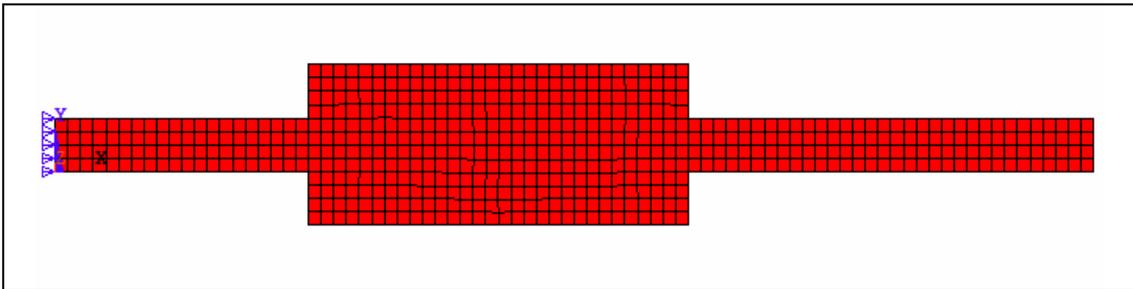


Figura 5.24. Modelo con filtro.

Las Figuras de la 5.25 hasta la 5.36 muestran los resultados obtenidos. Se ha evaluado la presión en un punto cercano al extremo derecho. En todos los casos se verifica que en el modelo con filtro, la presión acústica, en valor absoluto, es menor en dicho punto que en el modelo sin filtro.

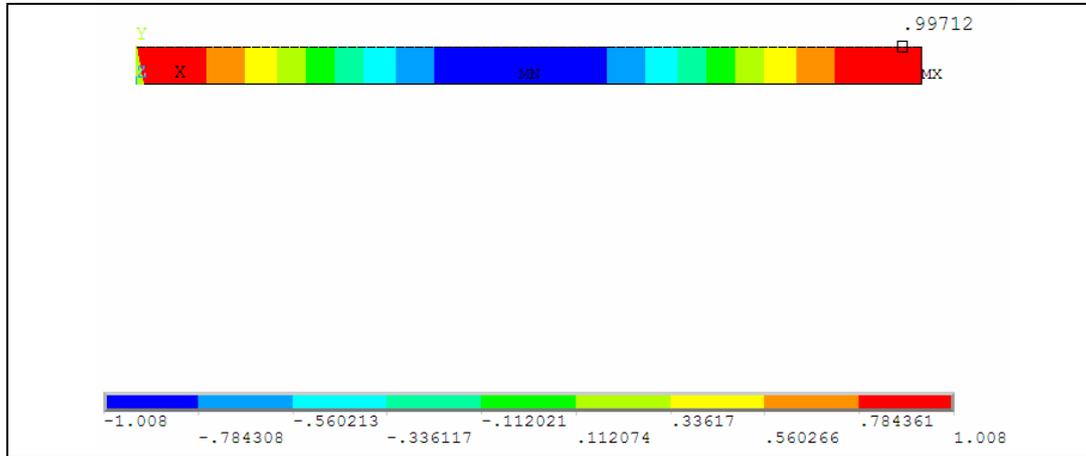


Figura 5.25. Tubo sin filtro a 410 Hz.

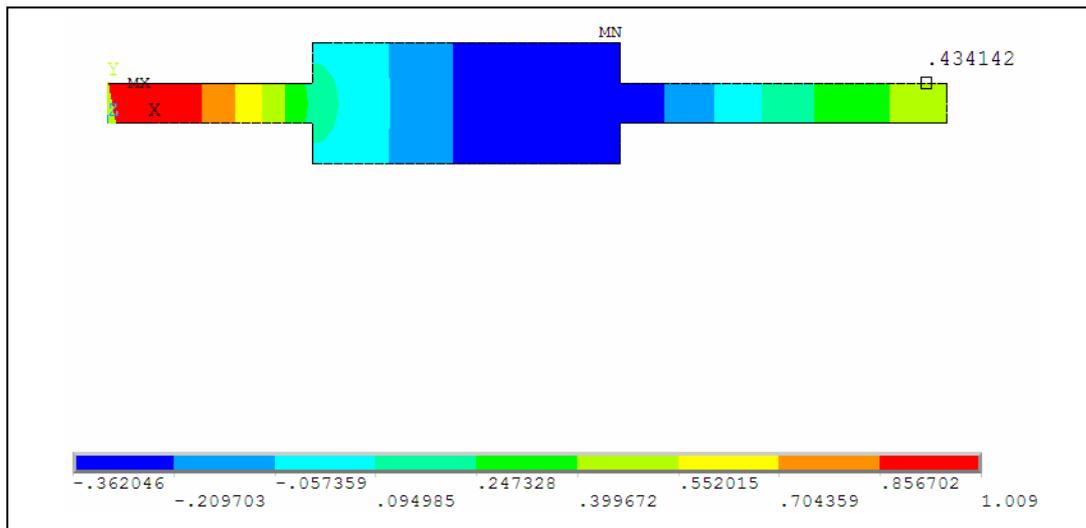


Figura 5.26. Tubo con filtro a 410 Hz.

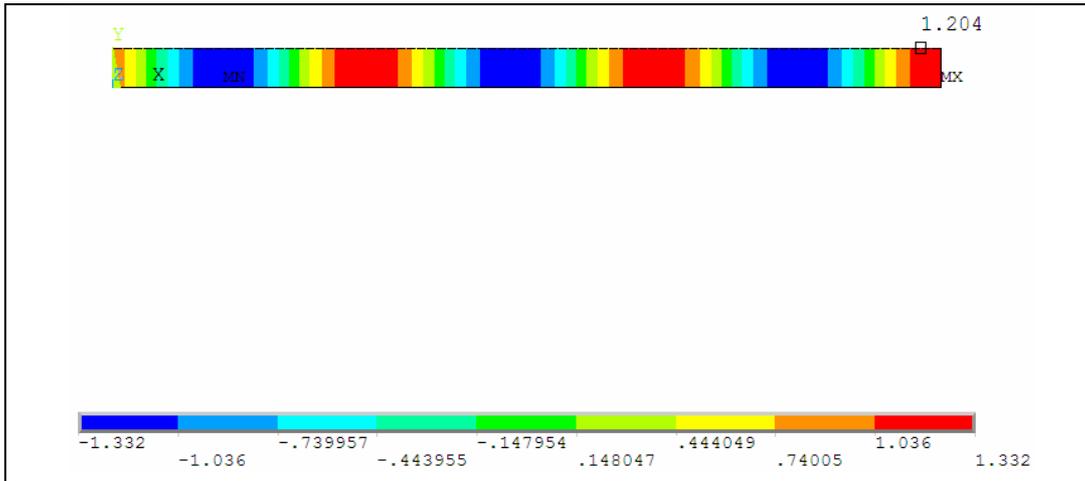


Figura 5.27. Tubo sin filtro a 1210 Hz.

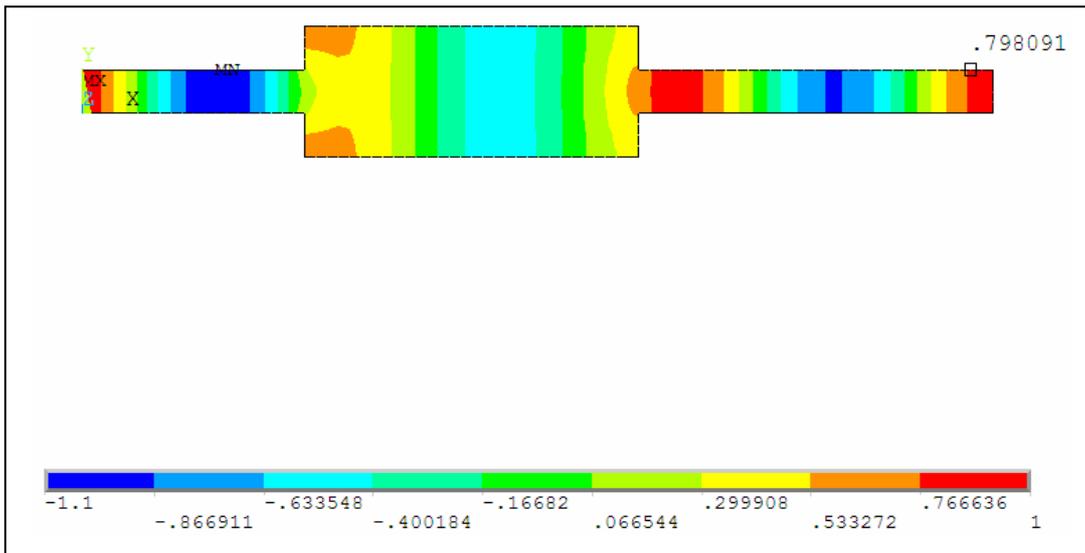


Figura 5.28. Tubo con filtro a 1210 Hz.

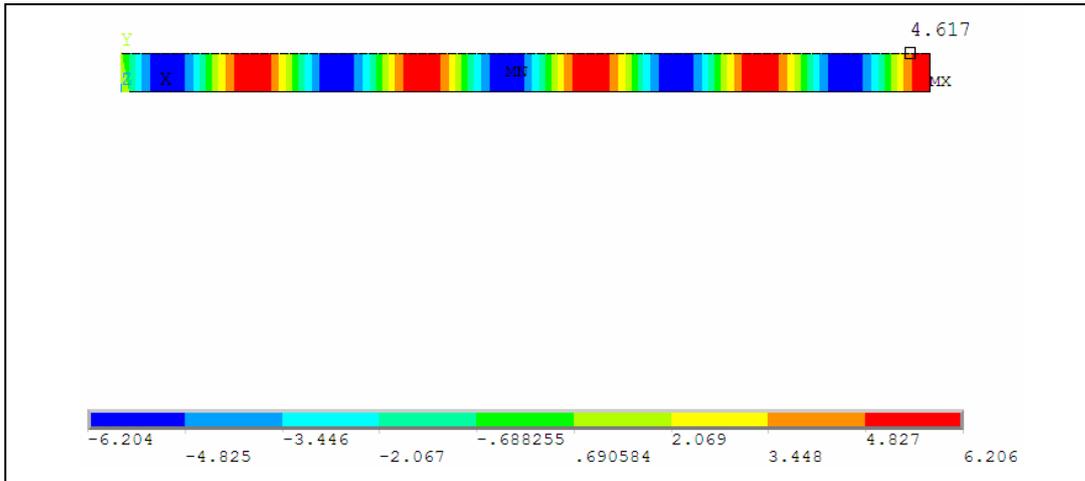


Figura 5.29. Tubo sin filtro a 2010 Hz.

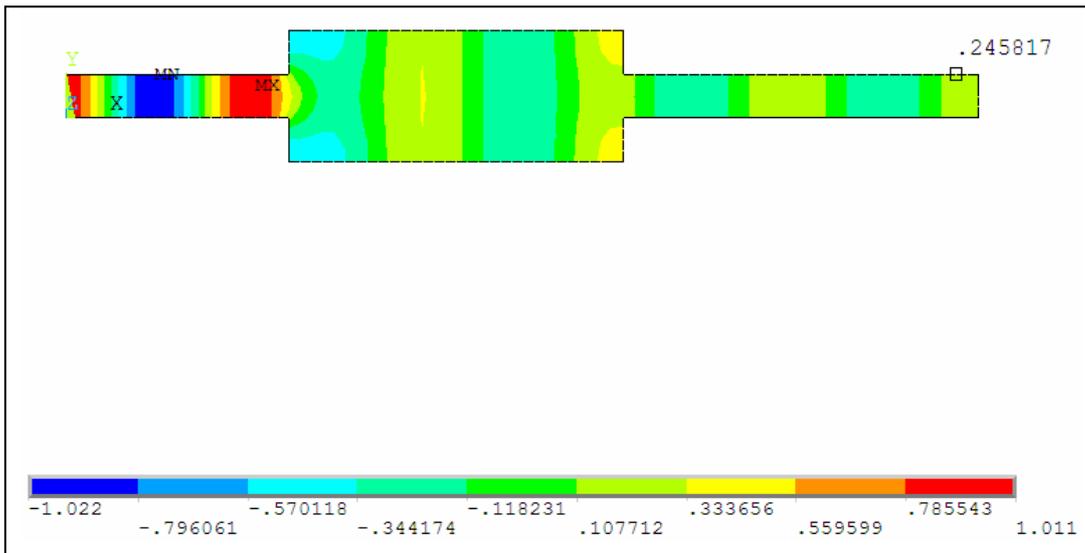


Figura 5.30. Tubo con filtro a 2010 Hz.

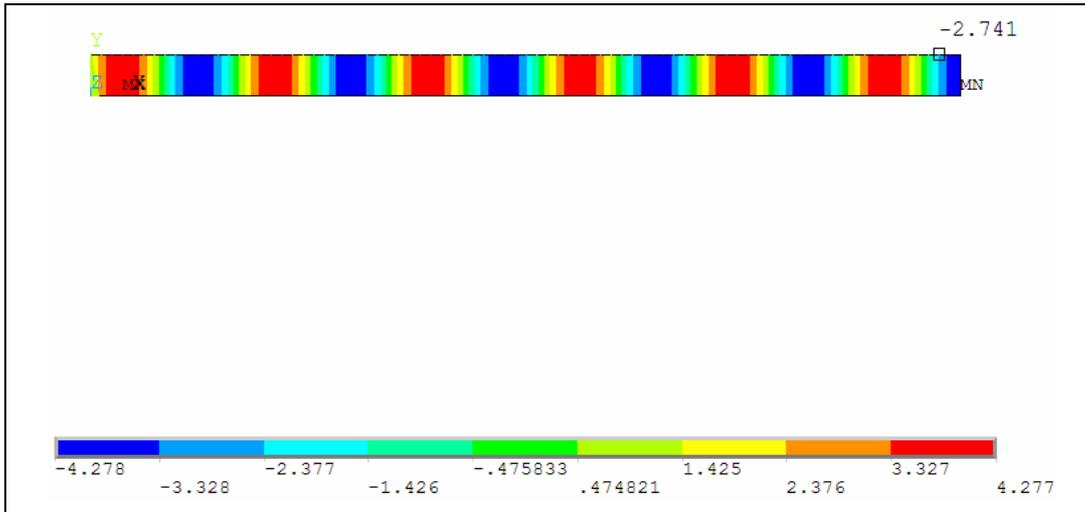


Figura 5.31. Tubo sin filtro a 2410 Hz.

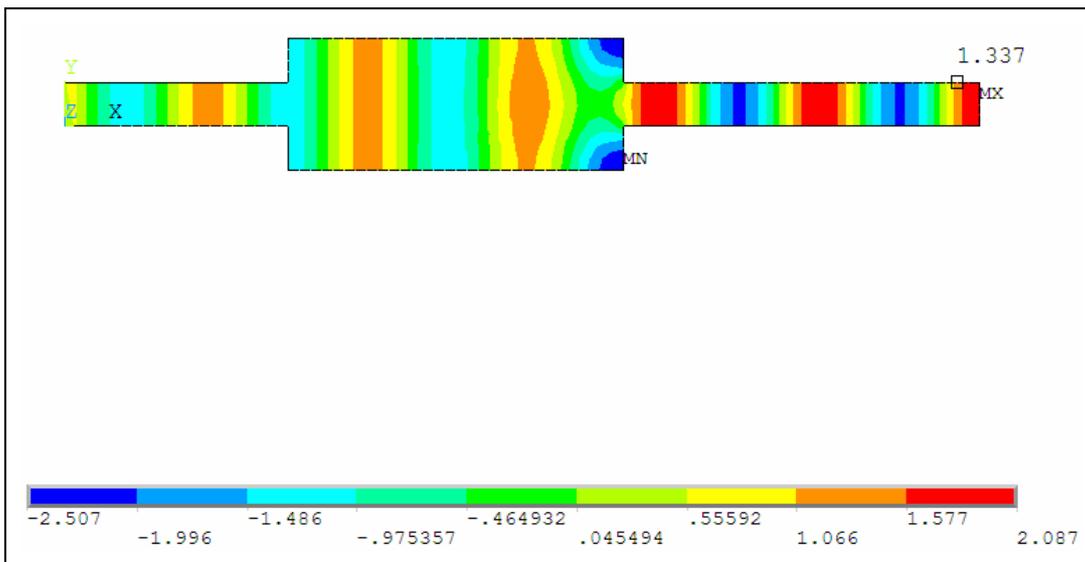


Figura 5.32. Tubo con filtro a 2410 Hz.

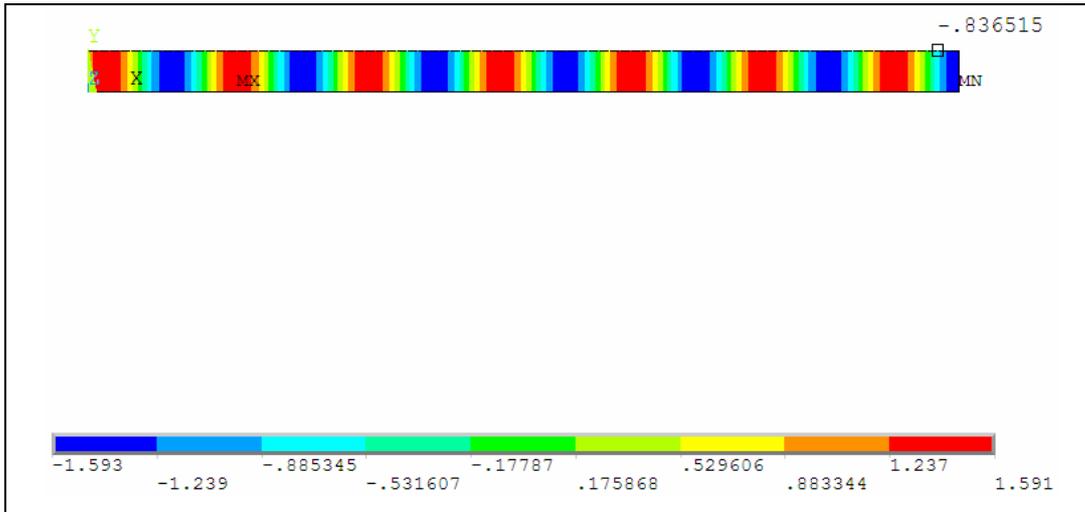


Figura 5.33. Tubo sin filtro a 2810 Hz.

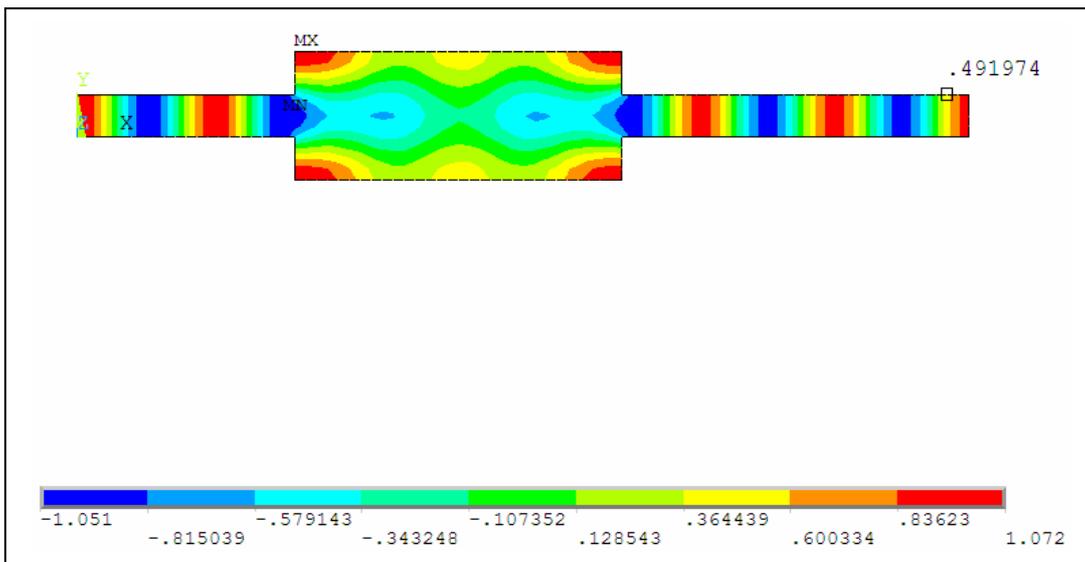


Figura 5.34. Tubo con filtro a 2810 Hz.

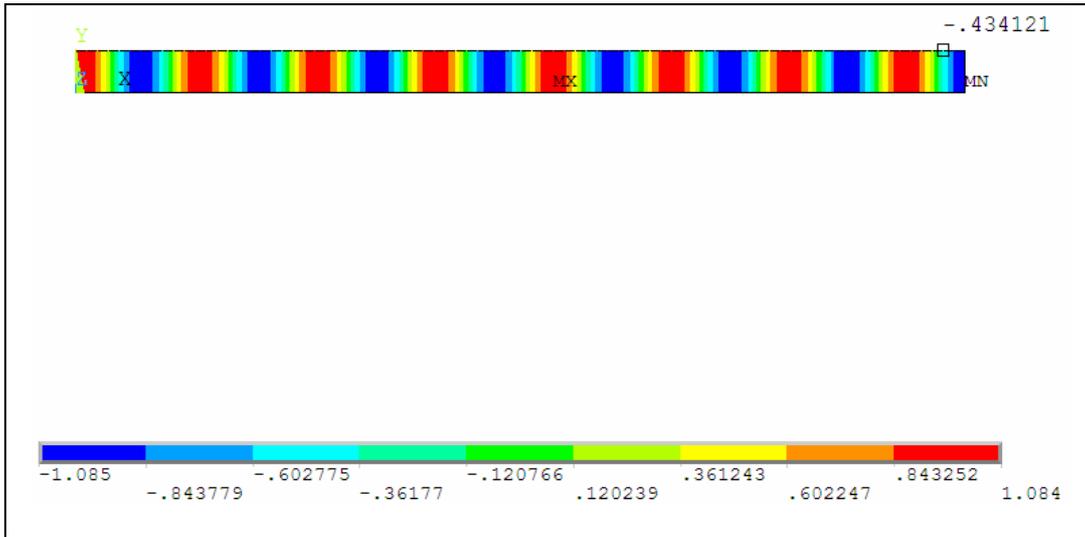


Figura 5.35. Tubo sin filtro a 3210 Hz.

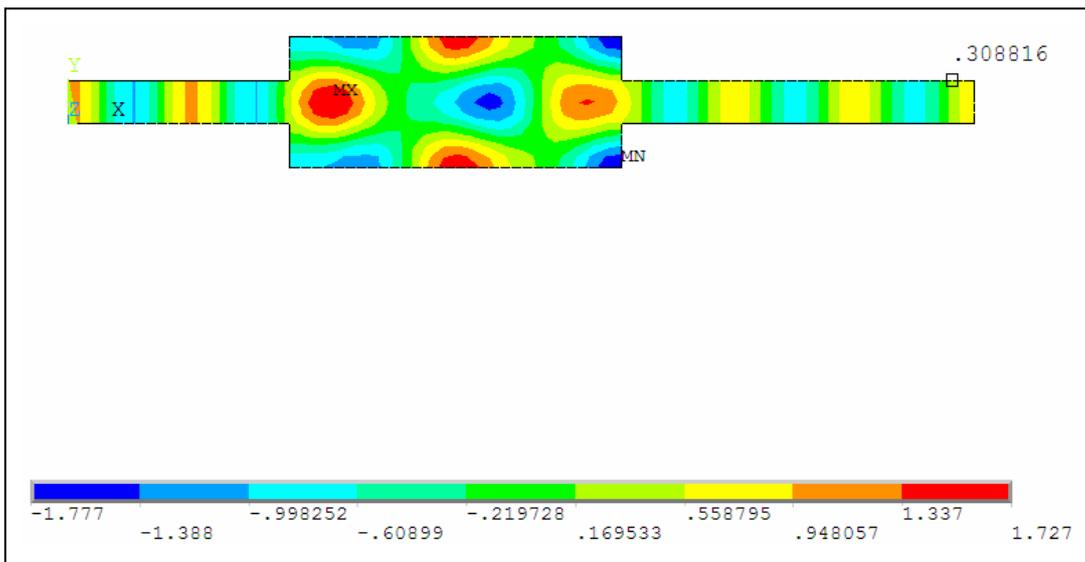


Figura 5.36. Tubo con filtro a 3210 Hz.

El modelo numérico del tubo con filtro verifica el hecho de que en los filtros reactivos se mantienen las ondas planas a bajas y medias frecuencias. La Figura 5.32 (filtro a 2410 Hz) nos muestra ya algunas zonas en las que la onda no tiene un frente plano. En las sucesivas figuras (a 2810 Hz y a 3210 Hz), se observa claramente que las ondas han dejado de ser planas.

La Tabla 5.7 muestra cómo en un punto cercano al extremo derecho, la presión acústica, evaluada en valor absoluto, siempre es menor con el filtro acústico.

TABLA 5.7. RESULTADOS DE LA PRESIÓN EN LOS MODELOS CON Y SIN FILTRO

Frecuencia (Hz)	Presión acústica (Pa)	
	Modelo sin filtro	Modelo con filtro
410	0'99	0'43
1210	1'20	0'79
2010	4'61	0'24
2410	2'74	1'33
2810	0'83	0'49
3210	0'43	0'3

5.4.2.- Modelo de filtro disipativo

Como ya se ha comentado con anterioridad, los filtros de tipo disipativo son aquellos que absorben la energía acústica mejor en medias y en altas frecuencias por estar revestidos de material absorbente con alto coeficiente de absorción acústica. En este apartado se realiza la simulación numérica de un filtro disipativo revestido de un material poroso. Se trata de una lana de roca.

Se ha desarrollado un modelo en el que el material poroso se simula como un fluido. La velocidad del sonido a través de la lana de roca se determina, de forma estimativa, a partir del modelo de Delany y Bazley, con la expresión 5.34:

$$\frac{\omega}{v_m} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{c_0} \left(1 + 0'0978 \cdot \left(\frac{\rho_0 \cdot f}{\sigma} \right)^{-0'7} \right) \quad (\text{ec. 5.34})$$

v_m , es la velocidad del sonido en el material.

c_0 , es la velocidad del sonido en el aire.

f , es la frecuencia.

ρ_0 , es la densidad del aire.

σ , es la resistencia específica al flujo.

A partir de la ecuación 5.34, se obtiene la ecuación 5.35:

$$v_m = \frac{c_0}{\left(1 + 0'0978 \cdot \left(\frac{\rho_0 \cdot f}{\sigma} \right)^{-0'7} \right)} \quad (\text{ec. 5.35})$$

Tomando $f = 2500$ Hz (valor medio del rango de frecuencias estudiado) y $\sigma \approx 60400$ Rayls/m (según los resultados obtenidos experimentalmente):

$$v_m = 190 \text{ m/s}$$

La Tabla 5.8 muestra las características de la lana de roca.

TABLA 5.8. CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL DE REVESTIMIENTO

LANA DE ROCA	
Espesor	1'5 cm
Densidad	150 kg/m ³
Velocidad del sonido en la lana de roca (a 2500 Hz)	≈ 190 m/s

5.4.2.1.- Frecuencias resonantes en tubo con muestra de lana de roca

A) Resultados experimentales

Al igual que se ha realizado en el apartado 5.2.2, se procede, en primer lugar, a evaluar experimentalmente las frecuencias de resonancia en un tubo de impedancia acústica con una muestra de lana de roca en su extremo rígido. Se trata del mismo tubo utilizado anteriormente. La Figura 5.37 muestra una gráfica con las frecuencias resonantes obtenidas experimentalmente.

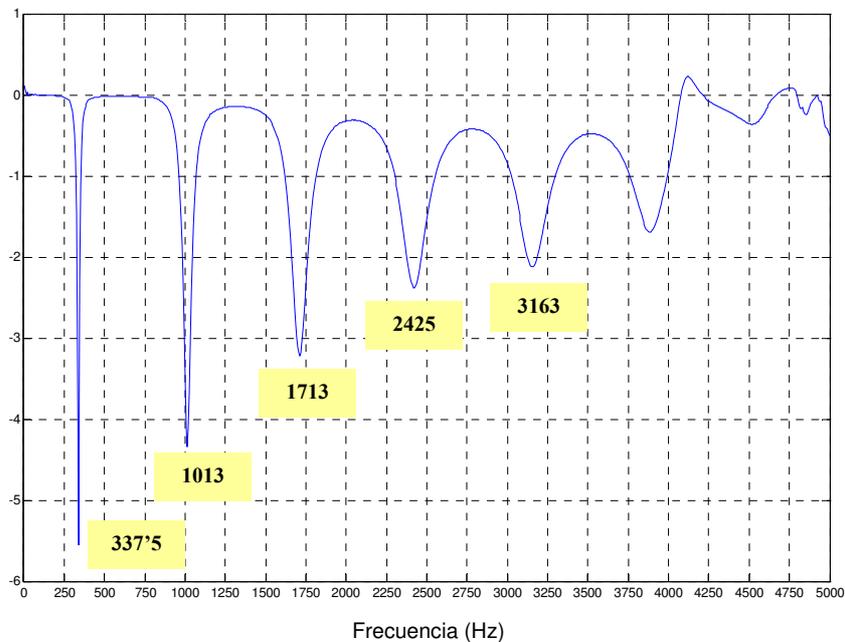


Figura 5.37. Frecuencias resonantes en tubo con muestra de lana de roca en el extremo. El eje de ordenadas muestra los valores del cociente de presiones, es decir, la función de transferencia H_{12} .

B) Resultados numéricos

En segundo lugar, se procede, mediante la simulación numérica, a la evaluación de las frecuencias resonantes en un tubo de impedancia acústica con una muestra de lana de roca en el extremo rígido del mismo (Figura 5.38).



Figura 5.38. Modelo numérico con muestra de lana de roca en el extremo derecho.

La Tabla 5.9 muestra las características de este modelo.

TABLA 5.9. DATOS DE ENTRADA DEL MODELO NUMÉRICO EN 2D

LONGITUD DEL TUBO	1'31 m
DIÁMETRO DEL TUBO	0'04 m
DENSIDAD DEL AIRE	1'18 kg/m³
VELOCIDAD DEL SONIDO EN EL AIRE	343'2 m/s
PRESIÓN DE REFERENCIA DEL AIRE	20·10⁻⁶ Pa
DENSIDAD DE LA LANA DE ROCA	150 kg/m³
VELOCIDAD DEL SONIDO EN LA LANA DE ROCA	190 m/s
ESPESOR DE LA LANA DE ROCA	1'5 cm
RANGO DE FRECUENCIAS	0 – 5000 Hz
NÚMERO DE PASOS	500
PRESIÓN EN EL ALTAVOZ	1 Pa

La Figura 5.39 muestra las frecuencias resonantes del tubo a partir del análisis numérico modal.

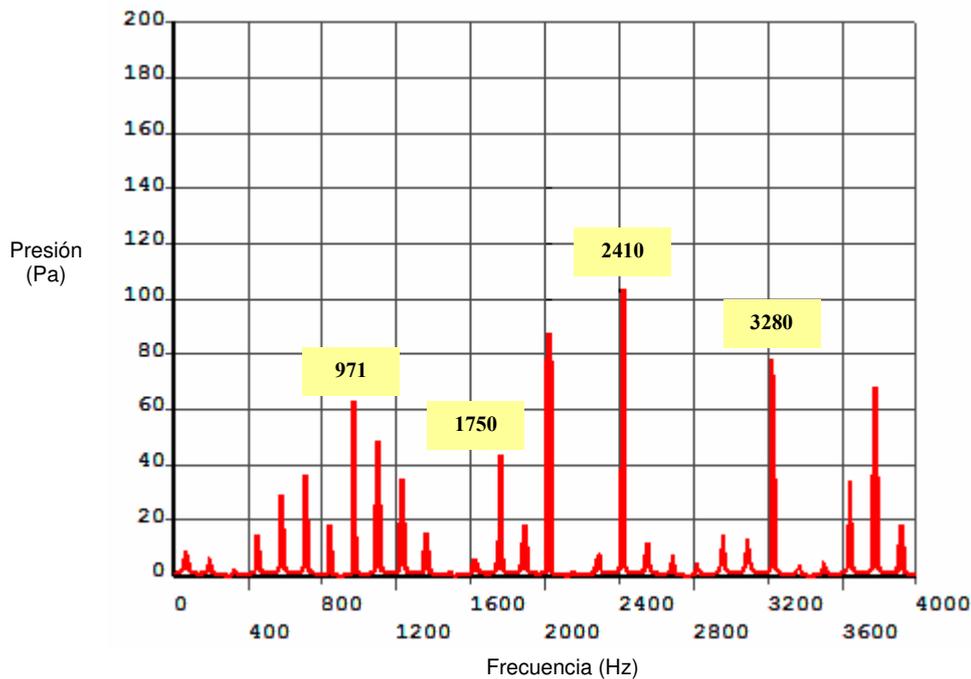


Figura 5.39. Frecuencias resonantes obtenidas a partir de la simulación numérica.

De la observación de las gráficas que muestran las Figuras 5.37 y 5.39, puede decirse que las frecuencias resonantes experimentales y numéricas presentan distintos resultados. No obstante, teniendo en cuenta que la velocidad del sonido es dependiente de la frecuencia (y en el análisis armónico se ha considerado un valor medio), estos resultados pueden considerarse lo suficientemente aproximados como para dar validez al modelo numérico implementado.

El siguiente paso será el de desarrollar un modelo numérico para la evaluación de los filtros acústicos de tipo disipativo.

5.4.2.2.- Resultados con el modelo de filtro disipativo

La Figura 5.40 muestra el modelo numérico del filtro disipativo. La cámara de expansión está revestida con lana de roca. Las dimensiones de este filtro son las mismas que las del filtro reactivo estudiado en el apartado 5.4.1.

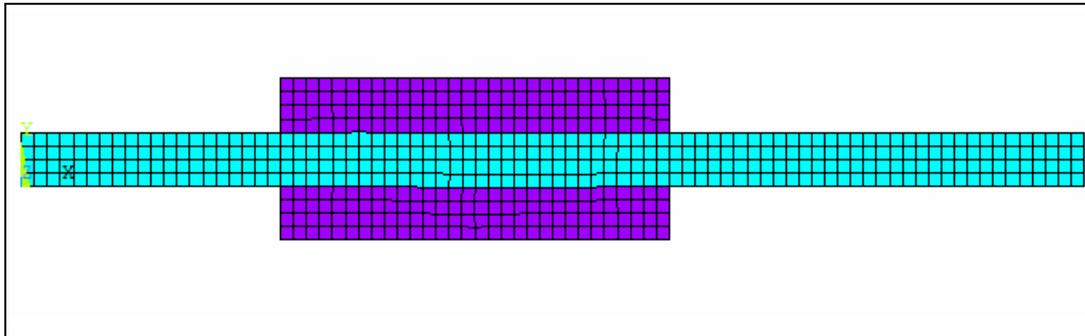


Figura 5.40. Modelo numérico de filtro disipativo.

Se compara el comportamiento del filtro disipativo frente al del filtro reactivo para las frecuencias de 2410 Hz y de 3210 Hz (Figuras 5.41 y 5.42). Se ha elegido estos valores en frecuencia por ser 2410 Hz la frecuencia a partir de la cual en el filtro reactivo el frente de ondas deja de ser plano.

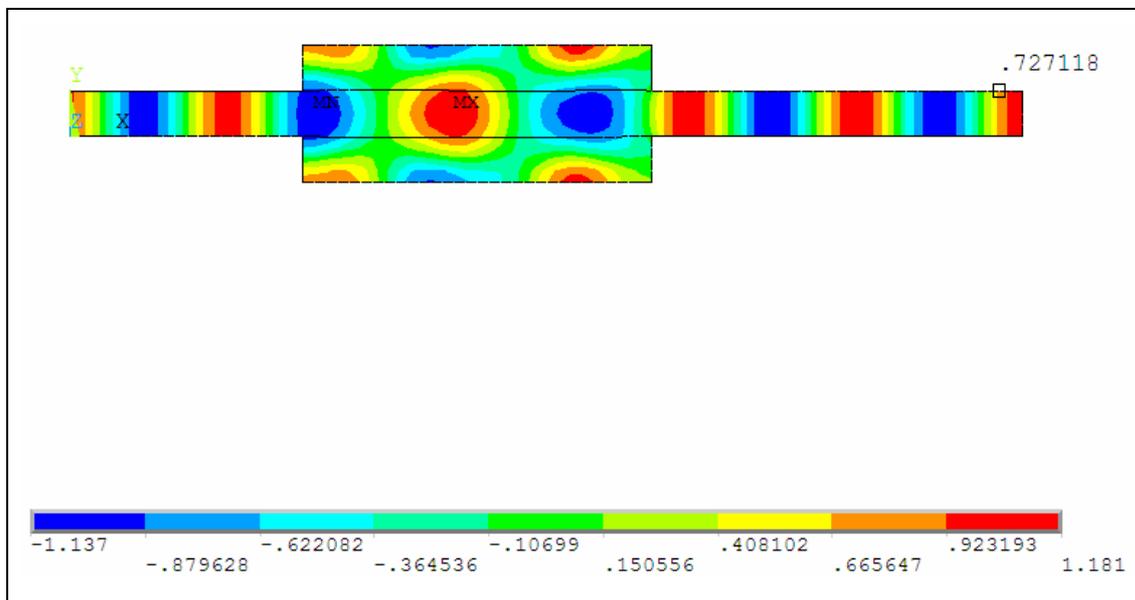


Figura 5.41. Presión sonora en filtro disipativo a 2410 Hz.

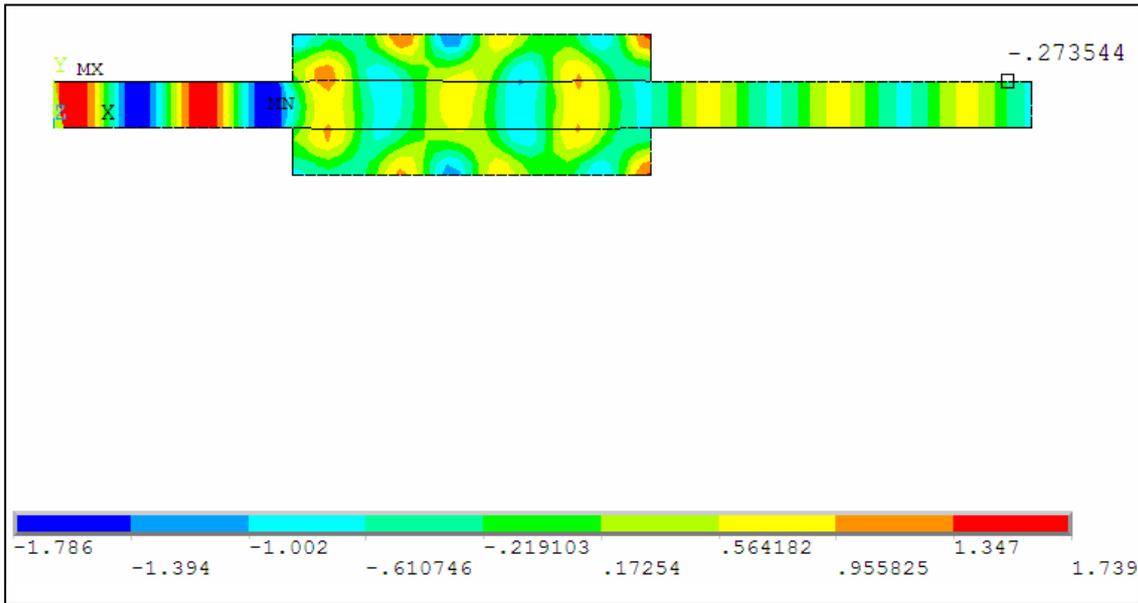


Figura 5.42. Presión sonora en filtro disipativo a 3210 Hz.

En el modelo de filtro reactivo (Figuras 5.32 y 5.36), el frente de ondas se comporta de distinto modo con respecto a los resultados obtenidos para el filtro disipativo.

Asimismo, se aprecia una clara disminución de la presión sonora en un punto cercano al final del tubo, como se muestra en la Tabla 5.10.

TABLA 5.10. PRESIÓN SONORA (Pa) EN UN PUNTO CERCANO AL FINAL DEL TUBO

FRECUENCIA	FILTRO REACTIVO	FILTRO DISIPATIVO
2410 Hz	1'337	0'727
3210 Hz	0'308	0'273

5.5.- Estudio paramétrico de los filtros acústicos mediante la simulación numérica

Uno de los aspectos más significativos en el estudio y evaluación de los filtros acústicos, es la influencia del área de la cámara de expansión con respecto al tubo.

En este sentido, se presenta un estudio paramétrico para evaluar los filtros acústicos mediante la aplicación de la simulación numérica haciendo uso del software ANSYS. La Figura 5.43 muestra un esquema de un filtro acústico reactivo.

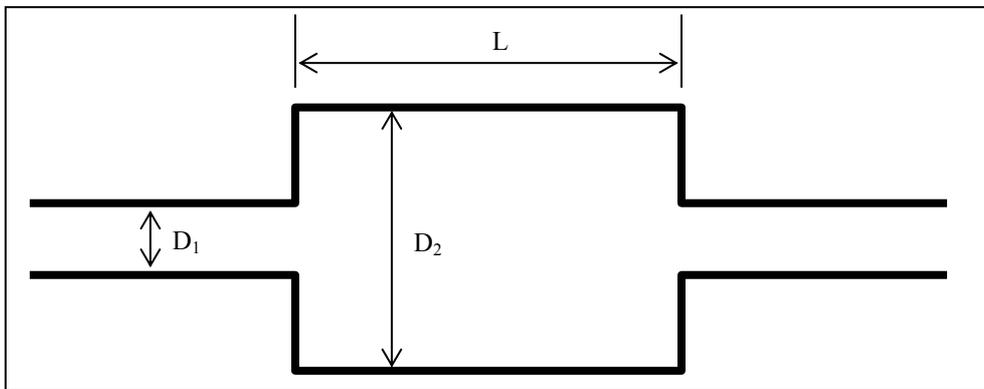


Figura 5.43. Filtro acústico reactivo de sección circular.

Con los datos de entrada del filtro acústico estudiado en el apartado 5.4.1, la Tabla 5.11 muestra las distintas configuraciones que van a ser modelizadas.

TABLA 5.11. CONFIGURACIONES PARA EL MODELO NUMÉRICO

L (m)	D_2/D_1
0'2	1'5
0'2	2
0'2	3
0'3	1'5
0'3	2
0'3	3
0'5	1'5
0'5	2
0'5	3

La Figura 5.44 muestra el esquema del filtro con los datos de entrada del modelo que se va a implementar en ANSYS.

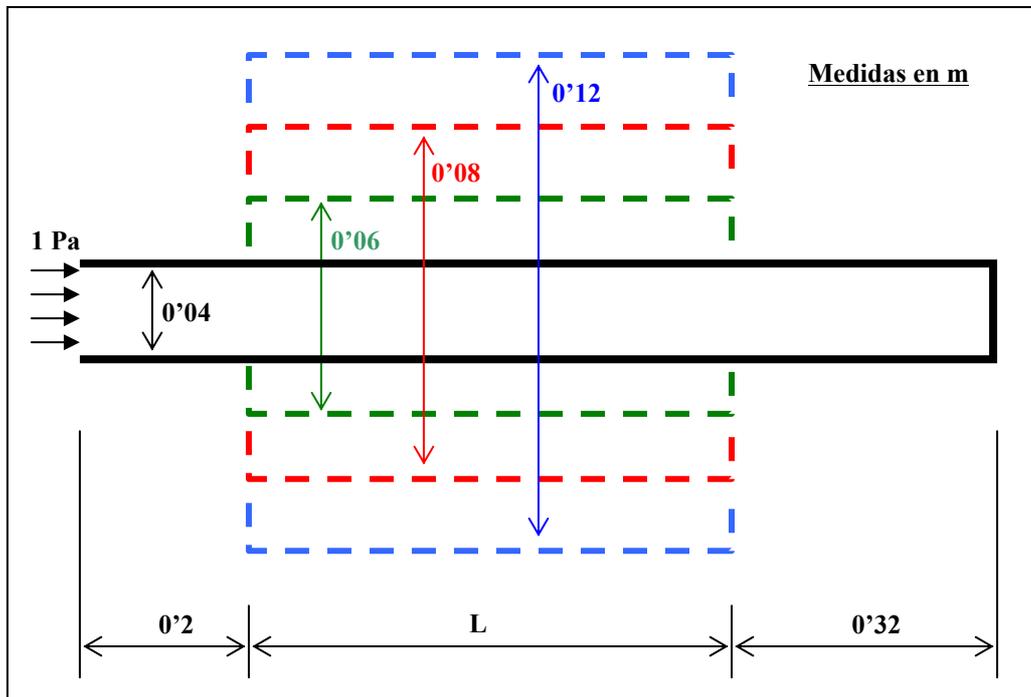


Figura 5.44. Esquema del filtro con los datos de entrada del modelo.

5.5.1.- Resultados para un filtro acústico de tipo reactivo

La Figura 5.45 muestra el resultado para la configuración del tubo con $L=0'2$ m y $D_2 = 0'06$ m, realizando un análisis armónico en un rango de frecuencias de 0 a 4000 Hz.

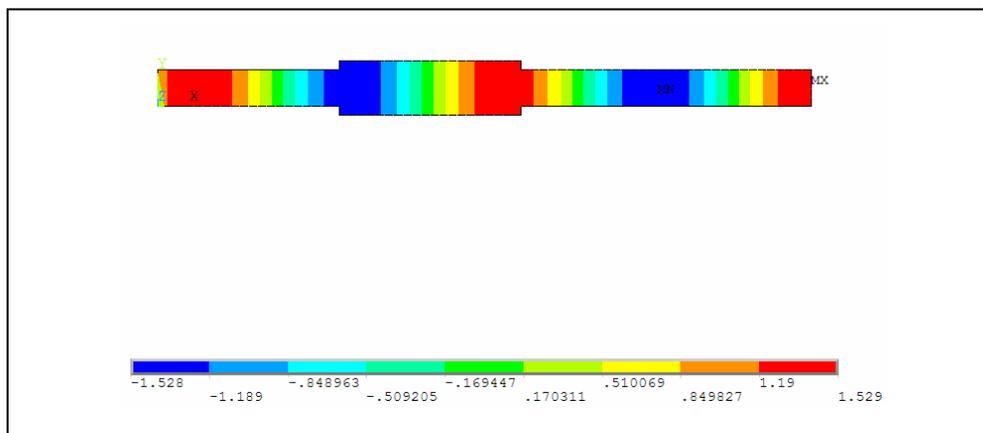


Figura 5.45. Distribución de presiones en una de las configuraciones estudiadas.

Procediendo de la misma forma con el resto de configuraciones, se obtienen los resultados que muestran las Tablas 5.12, 5.13 y 5.14.

TABLA 5.12. PRESIÓN (Pa) EN UN PUNTO CERCANO AL EXTREMO DERECHO PARA $L=0'2m$

FILTRO ACÚSTICO REACTIVO (L = 0'2 m)			
Frecuencia (Hz)	$D_2/D_1 = 1'5$	$D_2/D_1 = 2$	$D_2/D_1 = 3$
410	0'953	0'683	0'431
1210	0'787	0'635	0'501
2010	3'75	1'253	0'334
2810	0'893	0'466	1'605
3610	0'319	0'586	0'312

La Figura 5.46 muestra el gráfico para los datos de la Tabla 5.12. Se representan los resultados sólo para bajas y medias frecuencias en los filtros de tipo reactivo.

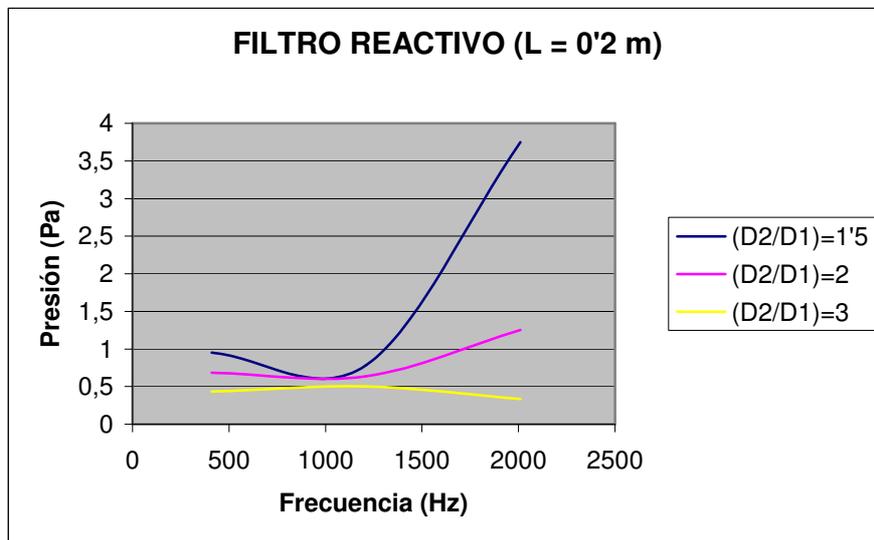


Figura 5.46. Distribución de presiones (Pa) frente a la frecuencia (Hz). Filtro reactivo con $L=0'2m$.

TABLA 5.13. PRESIÓN (Pa) EN UN PUNTO CERCANO AL EXTREMO DERECHO PARA $L=0'3m$

FILTRO ACÚSTICO REACTIVO (L = 0'3 m)			
Frecuencia (Hz)	$D_2/D_1 = 1'5$	$D_2/D_1 = 2$	$D_2/D_1 = 3$
410	0'758	0'608	0'432
1210	1'042	0'932	0'787
2010	0'906	0'506	0'226
2810	1'832	3'097	0'3
3610	0'508	0'986	0'171

La Figura 5.47 muestra el gráfico para los datos de la Tabla 5.13. Se representan los resultados sólo para bajas y medias frecuencias en los filtros de tipo reactivo.

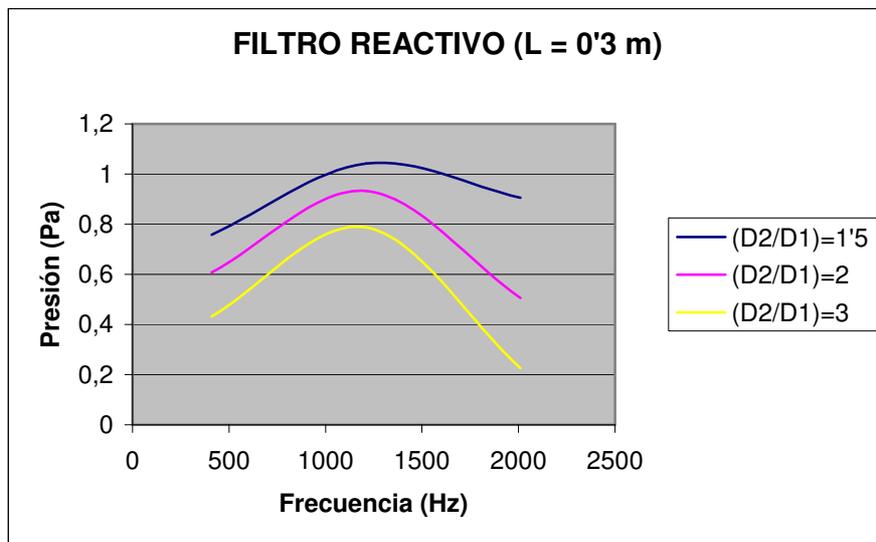


Figura 5.47. Distribución de presiones (Pa) frente a la frecuencia (Hz). Filtro reactivo con $L=0'3m$.

TABLA 5.14. PRESIÓN (Pa) EN UN PUNTO CERCANO AL EXTREMO DERECHO PARA
L=0'5m

FILTRO ACÚSTICO REACTIVO (L = 0'5 m)			
Frecuencia (Hz)	D₂/D₁ = 1'5	D₂/D₁ = 2	D₂/D₁ = 3
410	31'14	3'712	1'32
1210	0'852	0'706	0'544
2010	0'584	0'453	0'282
2810	0'829	0'613	17'064
3610	1'309	0'167	0'380

La Figura 5.48 muestra el gráfico para los datos de la Tabla 5.14. Se representan los resultados sólo para bajas y medias frecuencias en los filtros de tipo reactivo.

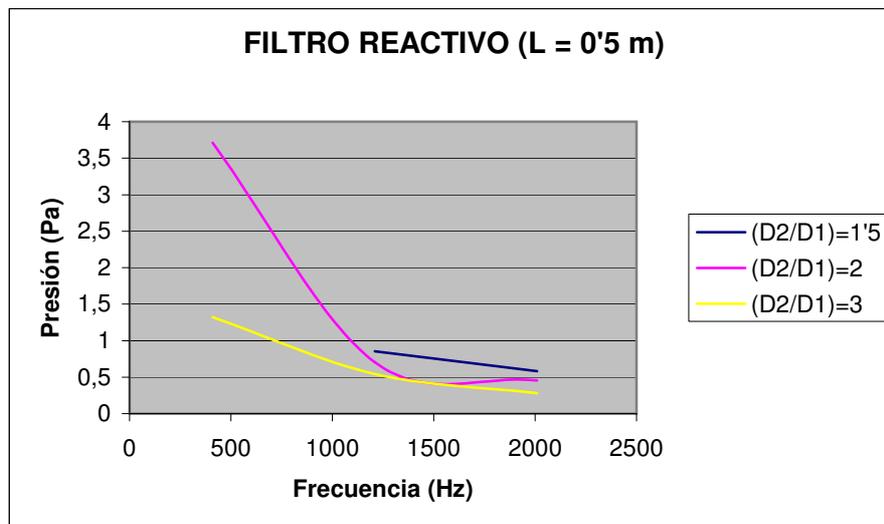


Figura 5.48. Distribución de presiones (Pa) frente a la frecuencia (Hz). Filtro reactivo con L=0'5m. (El valor de 31'14 Pa no se ha representado por salirse de escala).

5.5.2.- Resultados para un filtro acústico de tipo disipativo

Para evaluar el comportamiento de los filtros acústicos de tipo disipativo mediante la simulación numérica, se presentan las Figuras de la 5.49 a la 5.57 que muestran, para cada configuración, una comparativa con los filtros reactivos a partir del mapa de presiones acústicas obtenido a 1000 Hz. El material de la cámara de expansión es la lana de roca descrita en un punto anterior (la velocidad del sonido en la lana de roca a 1000 Hz es de 135 m/s).

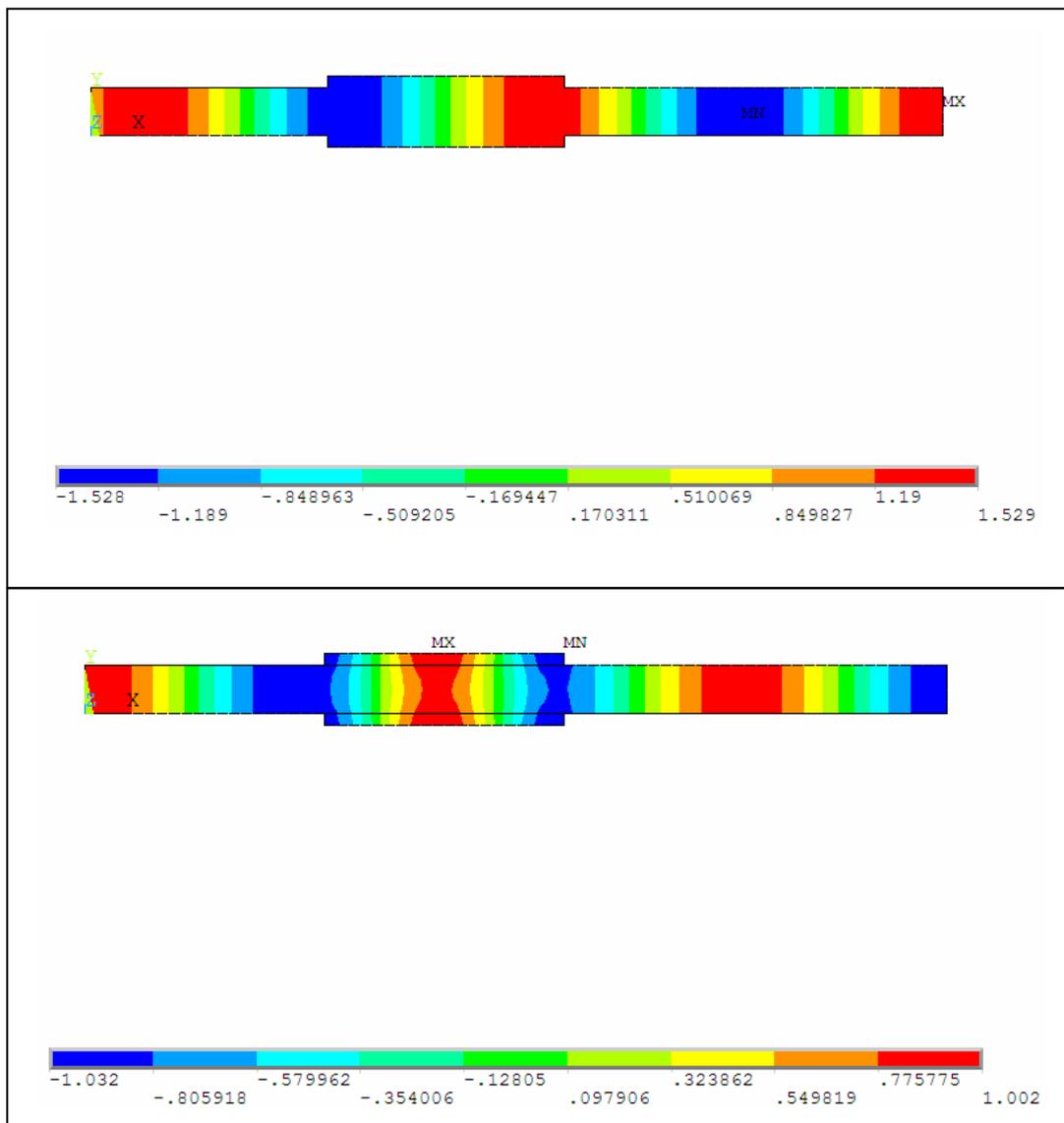


Figura 5.49. Filtro acústico con $L = 0.2$ m y $D_2/D_1 = 1.5$ a 1000 Hz. Arriba el reactivo y abajo el disipativo con lana de roca.

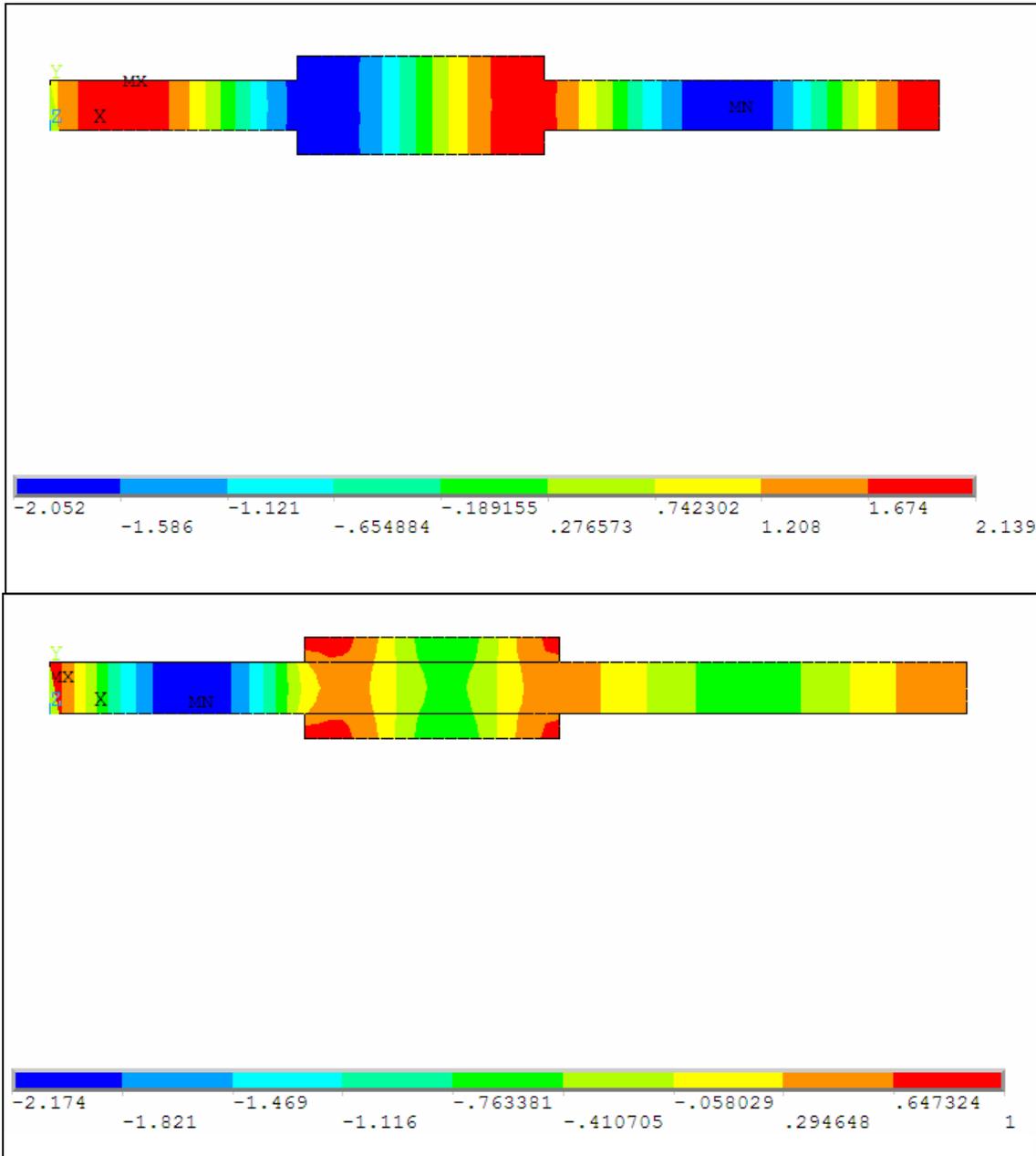


Figura 5.50. Filtro acústico con $L = 0'2$ m y $D_2/D_1 = 2$ a 1000 Hz. Arriba el reactivo y abajo el disipativo con lana de roca.

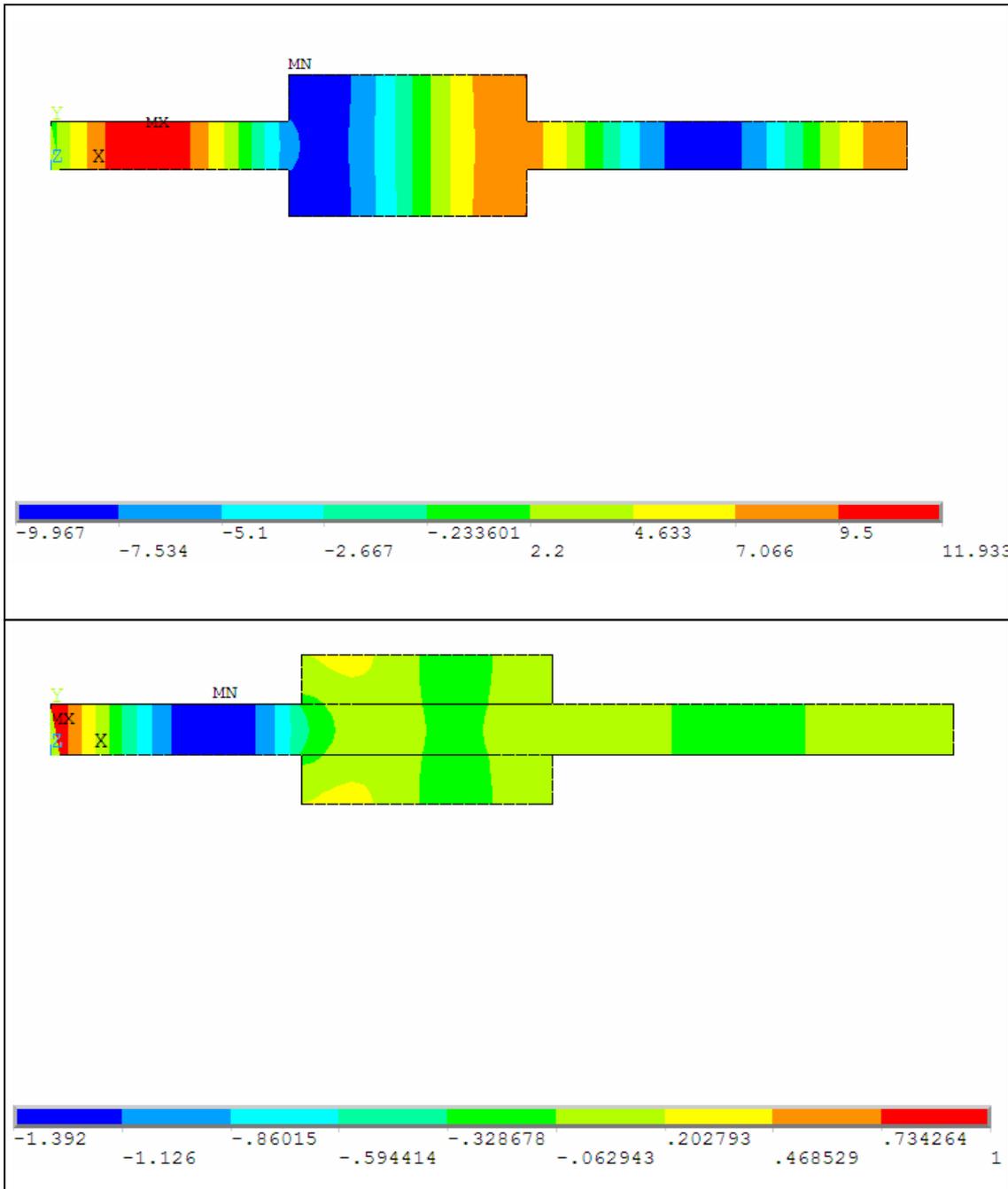


Figura 5.51. Filtro acústico con $L = 0.2$ m y $D_2/D_1 = 3$ a 1000 Hz. Arriba el reactivo y abajo el disipativo con lana de roca.

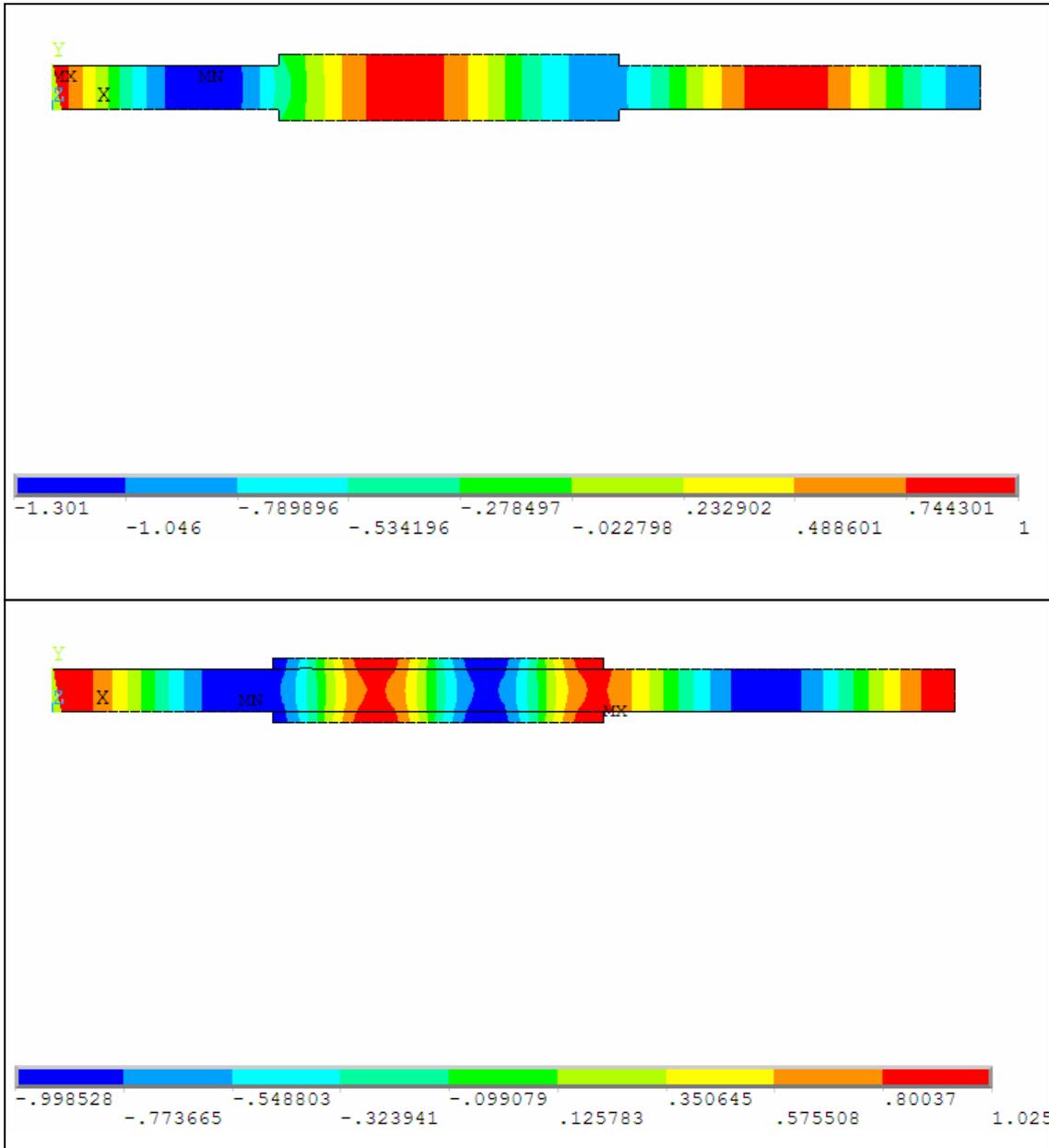


Figura 5.52. Filtro acústico con $L = 0.3$ m y $D_2/D_1 = 1.5$ a 1000 Hz. Arriba el reactivo y abajo el disipativo con lana de roca.

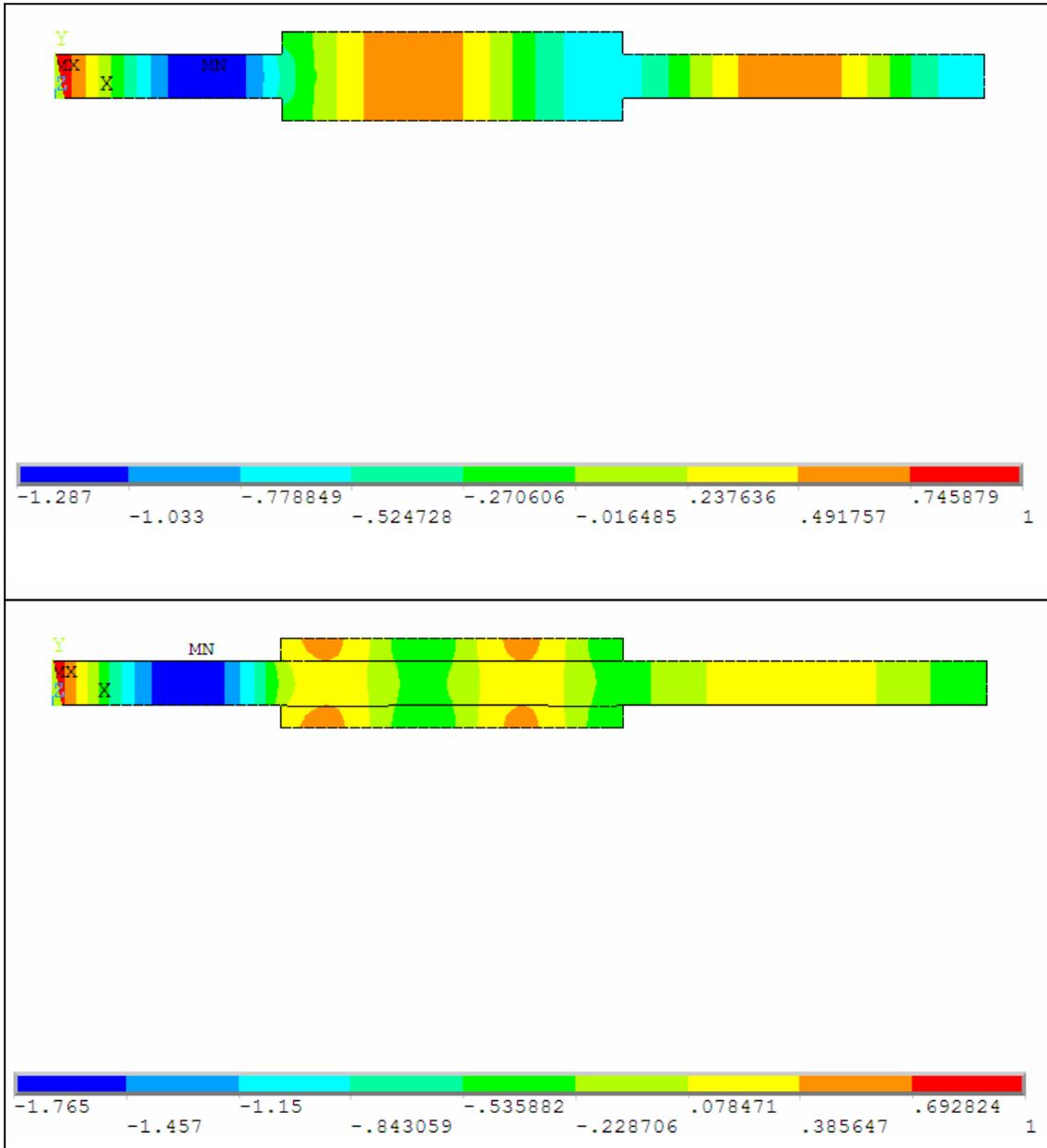


Figura 5.53. Filtro acústico con $L = 0'3$ m y $D_2/D_1 = 2$ a 1000 Hz. Arriba el reactivo y abajo el disipativo con lana de roca.

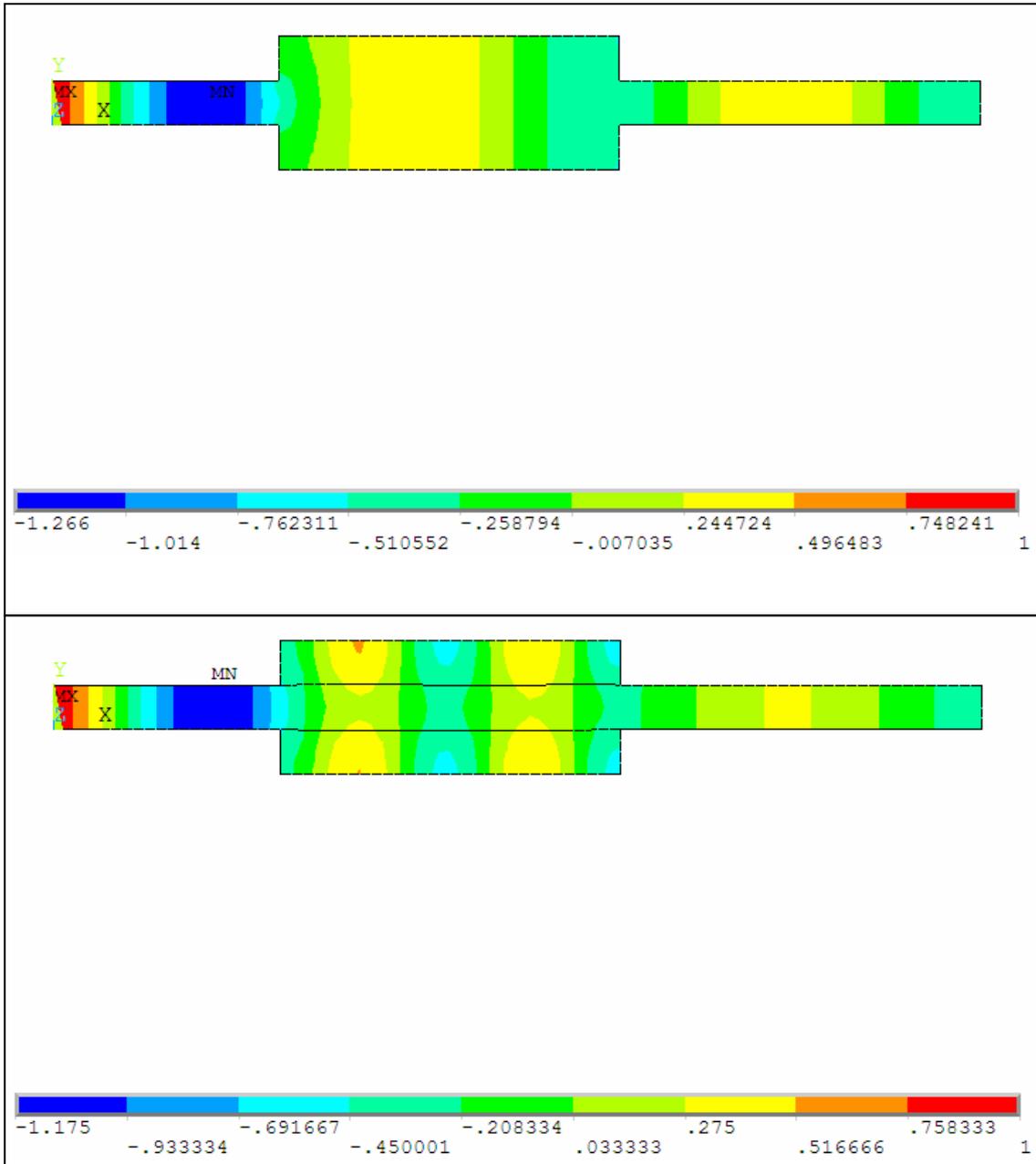


Figura 5.54. Filtro acústico con $L = 0.3$ m y $D_2/D_1 = 3$ a 1000 Hz. Arriba el reactivo y abajo el disipativo con lana de roca.

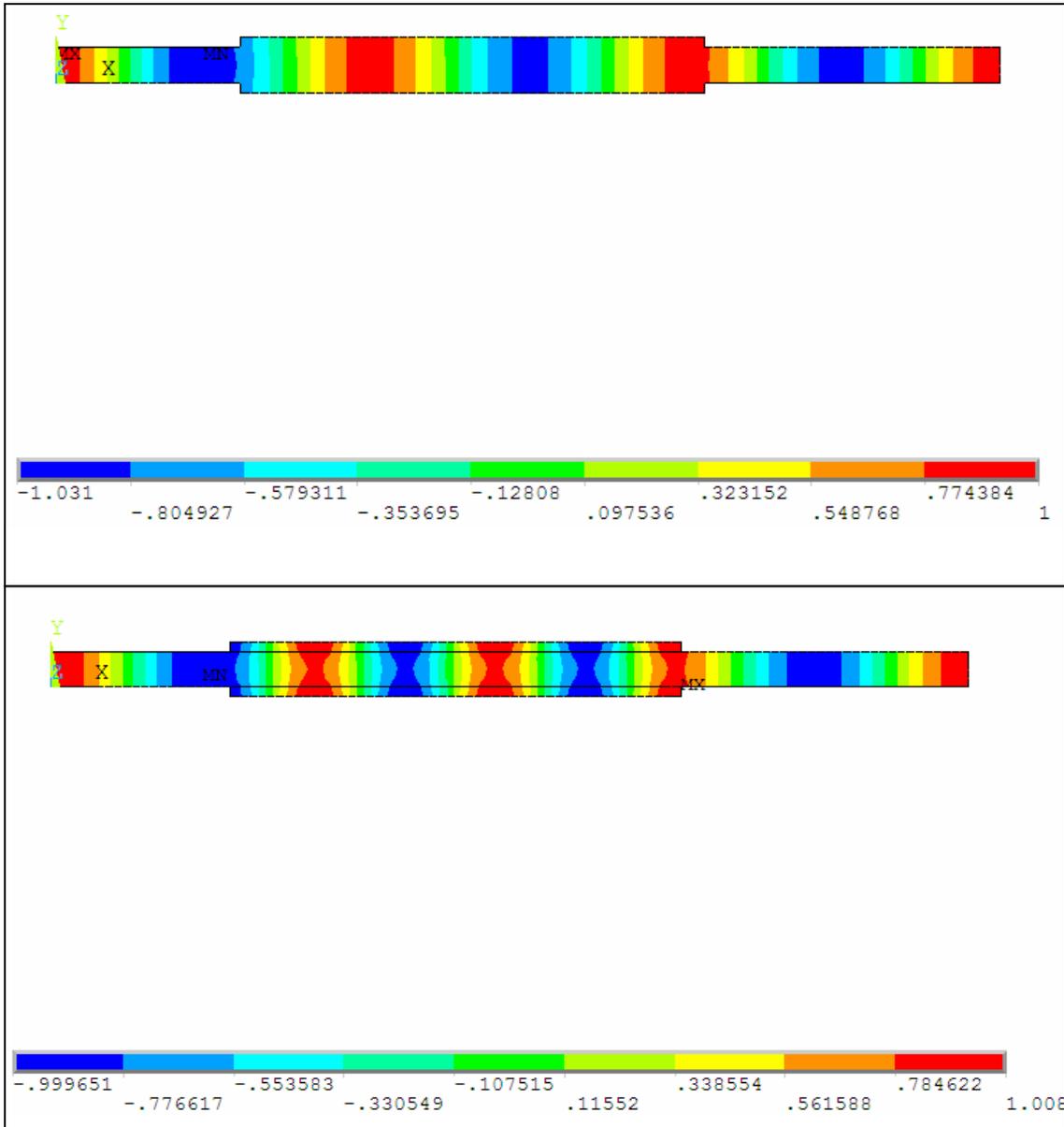


Figura 5.55. Filtro acústico con $L = 0.5$ m y $D_2/D_1 = 1.5$ a 1000 Hz. Arriba el reactivo y abajo el disipativo con lana de roca.

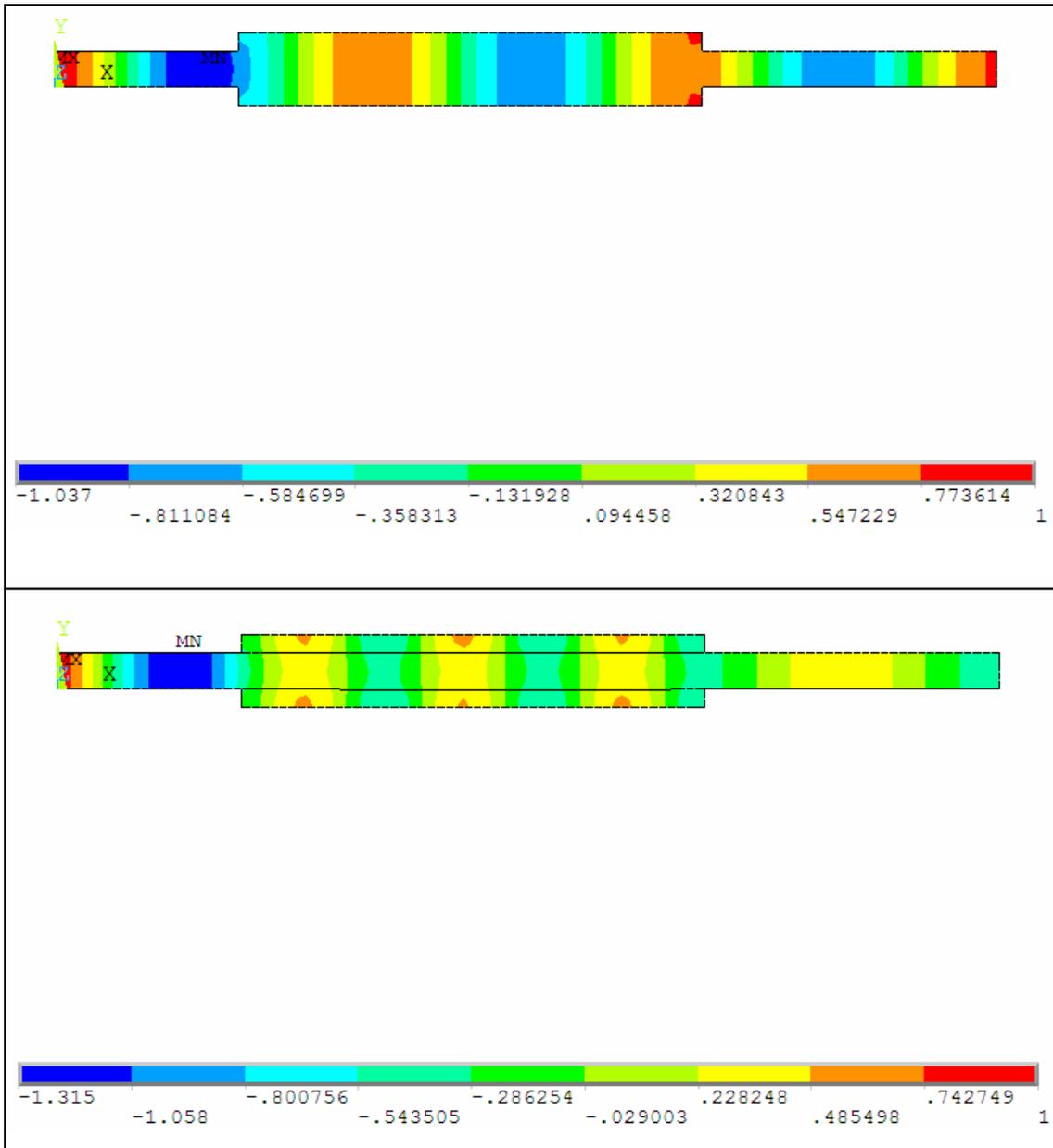


Figura 5.56. Filtro acústico con $L = 0.5$ m y $D_2/D_1 = 2$ a 1000 Hz. Arriba el reactivo y abajo el disipativo con lana de roca.

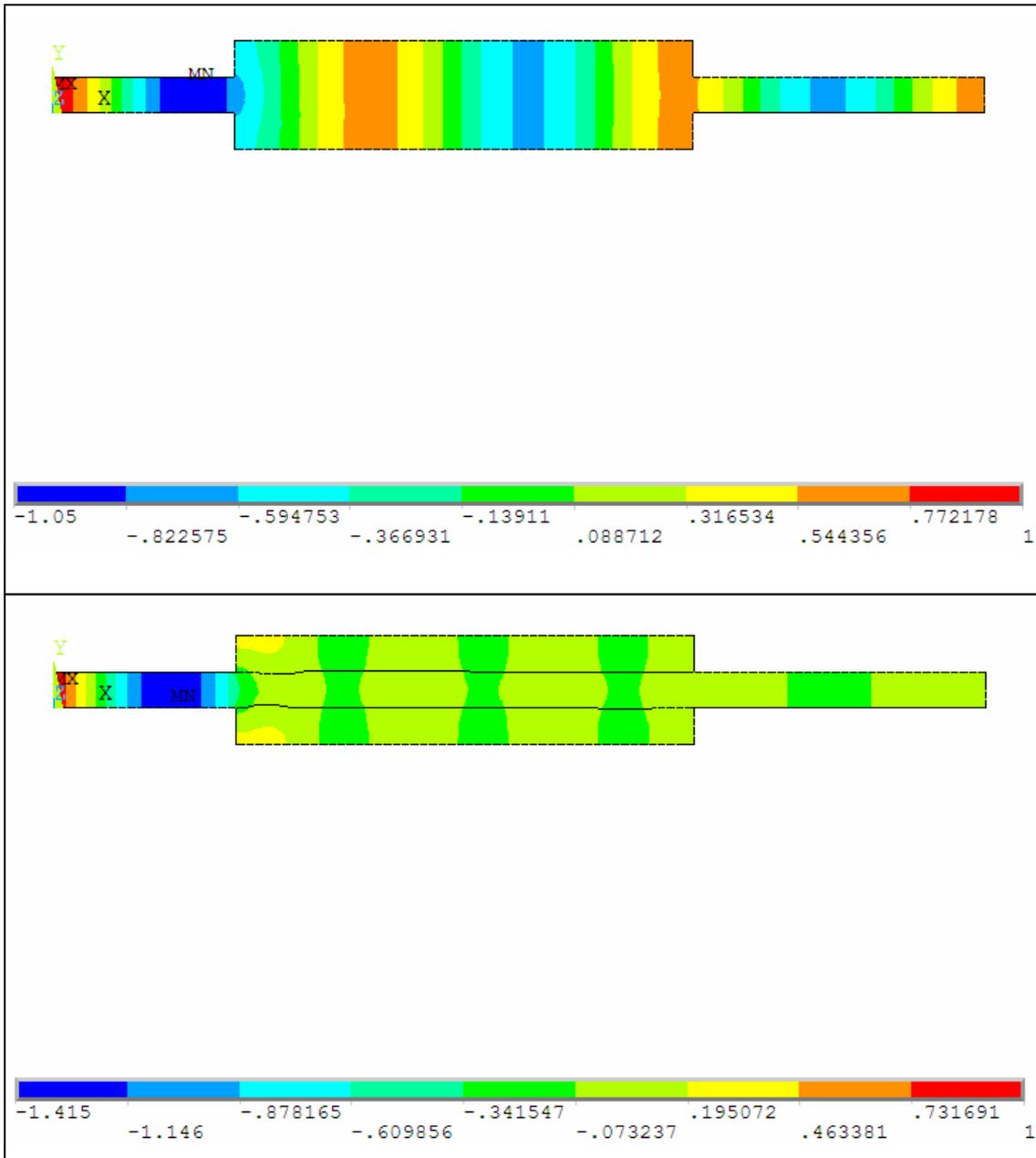


Figura 5.57. Filtro acústico con $L = 0.5$ m y $D_2/D_1 = 3$ a 1000 Hz. Arriba el reactivo y abajo el disipativo con lana de roca.

5.5.3.- Conclusiones del estudio paramétrico

A la vista de los resultados obtenidos con la simulación numérica, las principales conclusiones pueden resumirse del siguiente modo:

a) Filtros reactivos.

- Se confirma en los filtros de tipo reactivo una mejor respuesta a bajas y medias frecuencias. A partir de los 2500 Hz, su comportamiento se vuelve más irregular.

- Para una misma longitud de la cámara de expansión (L), la presión sonora en el tubo de salida del filtro va disminuyendo cuanto mayor es la relación entre diámetros (D_2/D_1).

b) Filtros disipativos.

- En este tipo de filtro acústico se observa, en todos los casos analizados, que la presión acústica es menor en el tubo de salida con respecto a los filtros reactivos. Esto viene a confirmar el mejor funcionamiento al combinar la geometría de la cámara de expansión con un material absorbente como es la lana de roca.

- Para una misma longitud de la cámara de expansión (L), la presión acústica es más uniforme en el tubo de salida a mayor relación entre diámetros (D_2/D_1).

5.6.- Evaluación de tubos con múltiples filtros

Una vez que se ha analizado el diferente comportamiento entre los filtros acústicos de tipo reactivo y de tipo disipativo, se evalúa en este punto la influencia de utilizar múltiples filtros en un mismo tubo. En muchas aplicaciones se combinan varios filtros en serie para mejorar la atenuación de la presión sonora. Se pretende hacer una primera evaluación en un tubo con dos filtros acústicos de tipo disipativo. Se realiza un análisis armónico en el rango de 0 a 4000 Hz con los mismos datos de entrada indicados en la Tabla 5.3 de este capítulo. Se reviste el filtro con lana de roca utilizando como datos de entrada del modelo los indicados en la Tabla 5.8. Las Figuras 5.58 y 5.59 muestran las geometrías de los tubos y filtros para realizar este estudio comparativo.

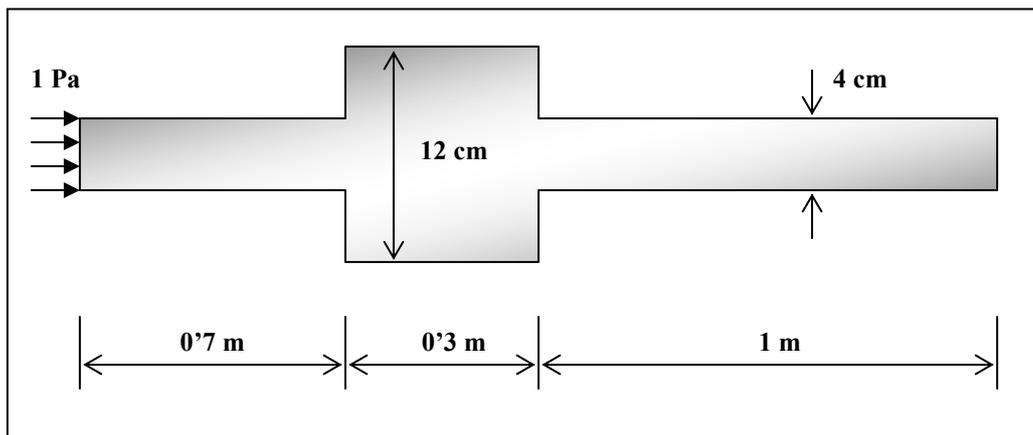


Figura 5.58. Tubo con un filtro.

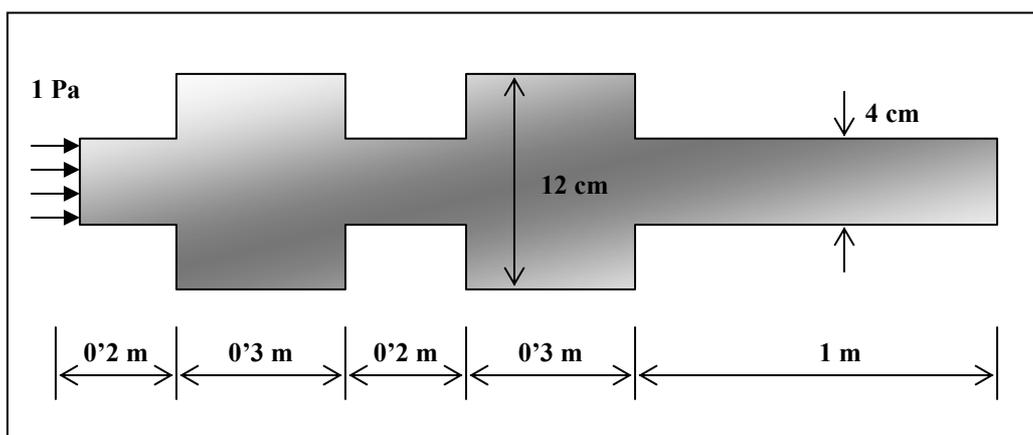


Figura 5.59. Tubo con dos filtros.

La Figura 5.60 muestra los modelos numéricos mallados.

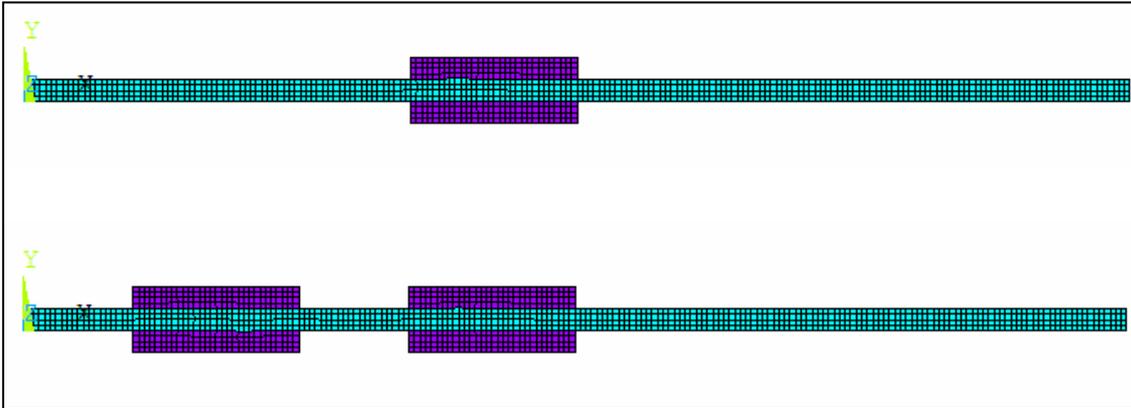


Figura 5.60. Modelos numéricos mallados. Filtros disipativos.

La Figura 5.61 muestra la distribución de presiones a 410 Hz.

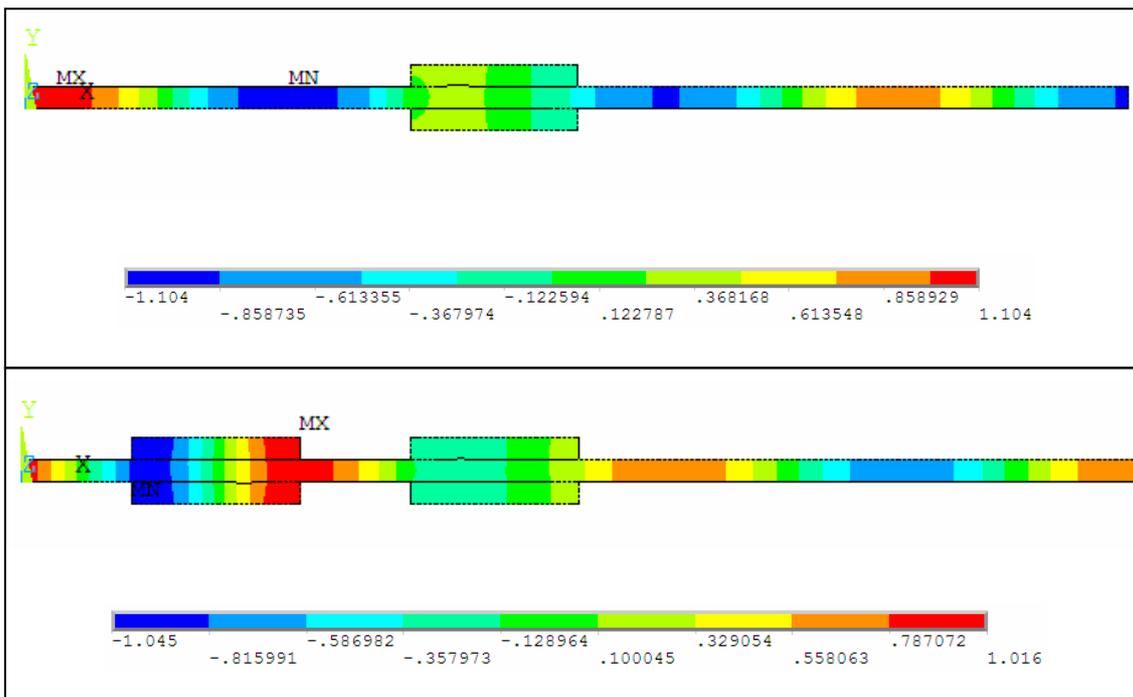


Figura 5.61. Distribución de presiones a 410 Hz.

La Figura 5.62 muestra la distribución de presiones a 1210 Hz.

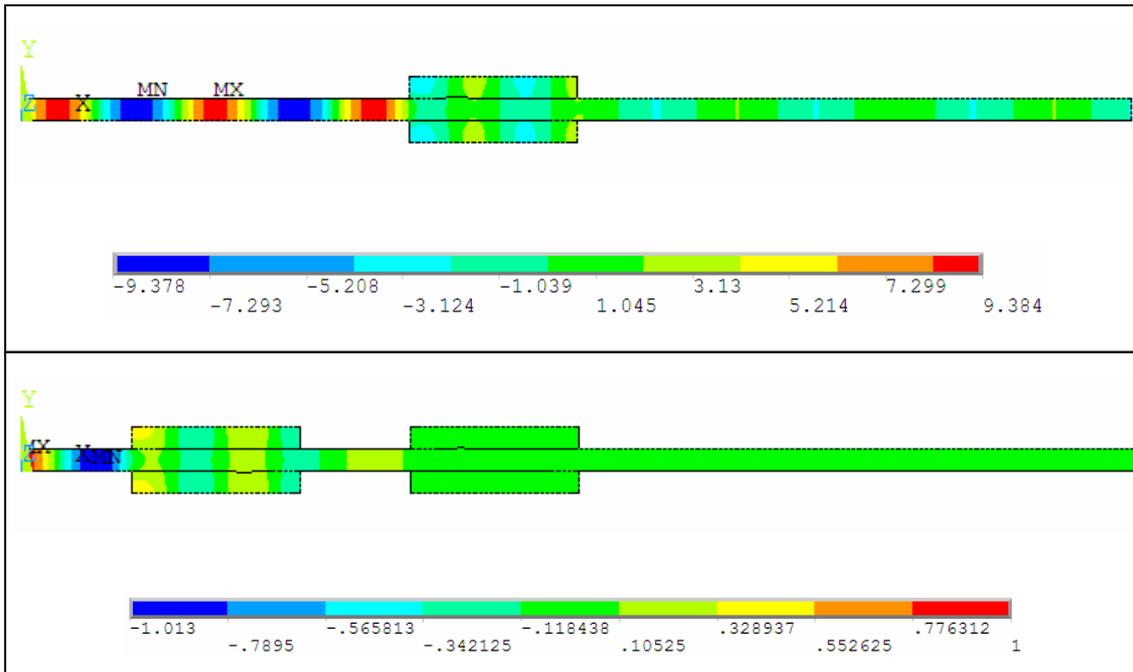


Figura 5.62. Distribución de presiones a 1210 Hz.

La Figura 5.63 muestra la distribución de presiones a 2010 Hz.

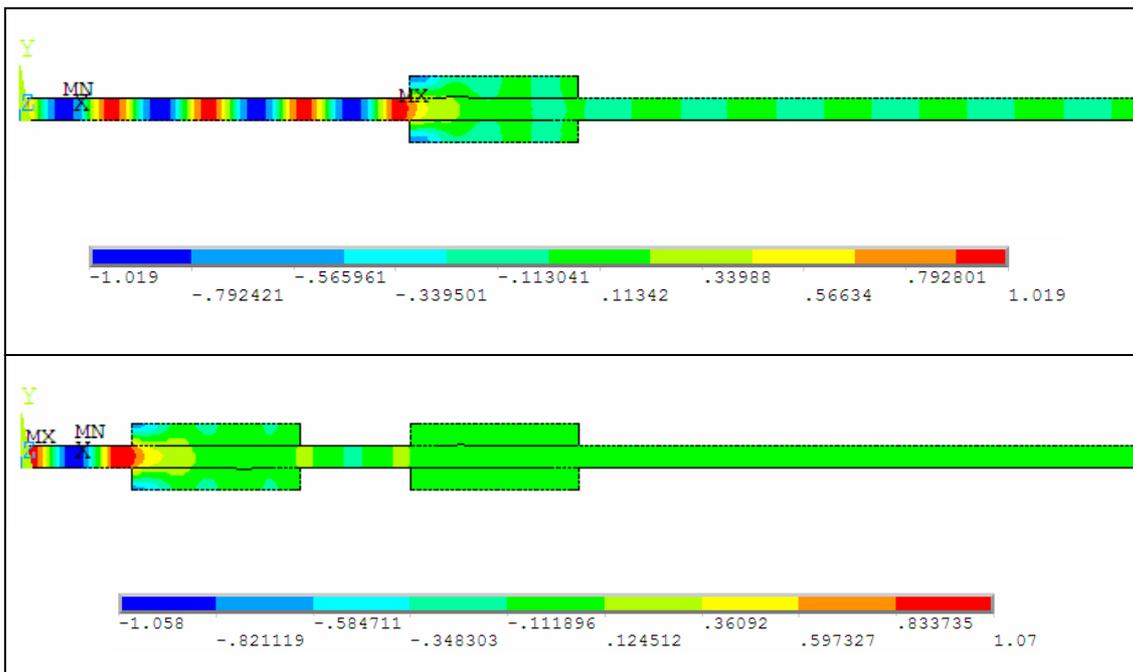


Figura 5.63. Distribución de presiones a 2010 Hz.

La Figura 5.64 muestra la distribución de presiones a 2810 Hz.

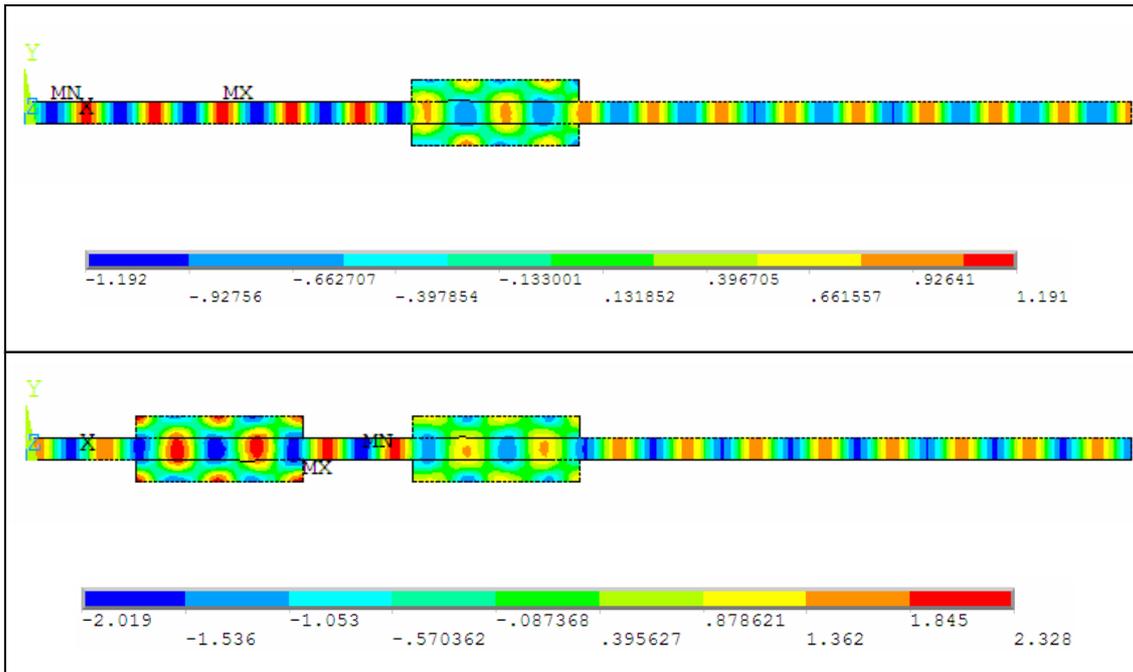


Figura 5.64. Distribución de presiones a 2810 Hz.

La Figura 5.65 muestra la distribución de presiones a 3610 Hz.

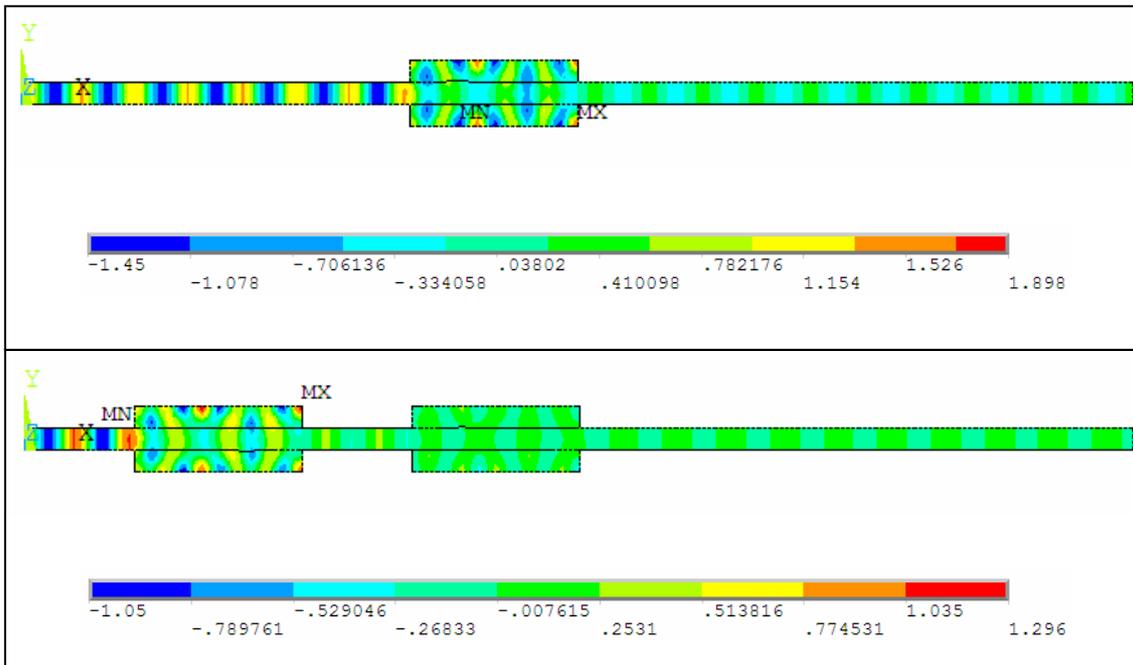


Figura 5.65. Distribución de presiones a 3610 Hz.

De la observación de las figuras anteriores, se aprecia, en líneas generales, que la distribución de presiones es más uniforme en el tubo de salida en los casos en los que la disposición es la de dos filtros en serie.

No obstante, destaca el hecho de que en la comparativa a 2810 Hz, el mapa de presiones muestra resultados similares en el tubo de salida para los dos casos estudiados.

En cualquier caso, este análisis debe entenderse como un estudio comparativo de la evaluación del comportamiento de los filtros acústicos, ya que las condiciones de contorno en la salida del tubo no representan las condiciones reales de funcionamiento. Pero los modelos resultan suficientemente válidos puesto que, por un lado, sus resultados están de acuerdo con la experiencia y, por otro, en una primera fase se han contrastado los resultados numéricos con los experimentales con unas condiciones de contorno bien establecidas (extremo derecho cerrado y rígido).

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES

6.1.- Conclusiones

A lo largo del trabajo expuesto en esta memoria, se han visto y repasado los parámetros que permiten caracterizar el comportamiento acústico de los materiales: impedancia superficial, coeficiente de reflexión acústica, coeficiente de absorción acústica, resistencia específica al flujo, etc.

Asimismo, también son varios los métodos de medida experimentales utilizados para obtener estos parámetros. De los métodos presentados en este trabajo, se ha centrado la atención en los basados en el tubo de impedancia acústica (o tubo de Kundt). Esta técnica presenta ventajas, como la de requerir sólo un pequeño espacio en laboratorio así como probetas de los materiales a estudiar no demasiado grandes. Por ello, el uso del tubo de Kundt resulta muy apropiado para la investigación y el desarrollo de nuevos materiales.

Por otra parte y como contrapartida, hay que decir que las condiciones en las que se realizan los ensayos son muy concretas y muy controladas (por ejemplo la incidencia normal de las ondas de presión acústica), lo que en ocasiones no representa de forma suficiente las condiciones reales de trabajo en las que estos materiales van a funcionar a lo largo de su vida útil, aunque sirven de orientación para su diseño.

Son tres los pilares fundamentales sobre los que se ha desarrollado el trabajo: modelo matemático, caracterización de materiales y simulación numérica.

Con respecto al modelo matemático que ha sido propuesto en el capítulo correspondiente, puede señalarse como principal conclusión la validez del mismo para el tipo de materiales estudiados. Esto nos permite utilizar el modelo con la certeza de que sus resultados sirven para evaluar el comportamiento acústico de los materiales con buena precisión. Esta afirmación surge del hecho de observar que los coeficientes obtenidos son coherentes dentro del conjunto de modelos estudiados. También es cierto que el modelo puede y debe ser mejorado con la realización de nuevas campañas de mediciones.

En cuanto a la parte experimental se refiere, es diversa la serie de materiales que se ha estudiado en este trabajo y, por tanto, diversos han sido los resultados obtenidos de los parámetros que se han analizado para cada uno de dichos materiales.

Algunos de los materiales absorbentes acústicos ensayados intentan ser una alternativa a los clásicamente utilizados (como las lanas de roca o las lanas minerales) aportando, además, una solución a una de las problemáticas actuales más importantes, como es la necesidad de dar salida a materiales de desecho mediante el reciclado. En este sentido, algunos de estos materiales han sido fabricados a partir de residuos textiles o fibras naturales.

También se ha estudiado el comportamiento acústico de materiales multicapa, intentando con ello buscar la mejor combinación para mejorar las condiciones de aislamiento y acondicionamiento acústicos.

La principal conclusión que se desprende de la observación de los resultados obtenidos en el laboratorio es que aún debe profundizarse más. En las campañas de mediciones realizadas, son pocos los materiales que pueden competir de forma satisfactoria con los más clásicos como la lana de roca. No obstante, algún material reciclado de fibras textiles alcanza un buen grado de absorción acústica a altas frecuencias, lo que indica que su utilización es viable, pero deben fabricarse nuevos materiales.

En cualquier caso, sigue siendo una asignatura pendiente conseguir materiales que con pequeños espesores (del orden de 4 o 5 cm) presenten una buena absorción acústica en bajas frecuencias.

En definitiva, con la implantación de las nuevas normativas, son cada vez más las empresas y los investigadores que buscan y desarrollan nuevos materiales absorbentes acústicos (especialmente provenientes del reciclado) para dar solución al problema del ruido.

Del capítulo de Simulación Numérica, por su parte, cabe decir que se ponen de manifiesto las grandes posibilidades de aplicación de una herramienta tan potente como es el uso de un software de simulación basado en el método de los elementos finitos para el estudio del comportamiento acústico de los materiales.

En este capítulo, en primer lugar, se ha verificado la validez de los resultados numéricos contrastándolos con los experimentales para, posteriormente, aplicar este método al diseño de los filtros acústicos, que juegan un papel tan importante en el ámbito de la acústica.

Los modelos numéricos desarrollados destacan por su sencillez, ya que se trata de componentes con formas geométricas simples (tubos de impedancia acústica y cámaras de expansión) en los que, además, ha quedado demostrada la validez de utilizar modelos en dos dimensiones, debido a la simetría de revolución existente. Este hecho ha facilitado la tarea con respecto a la simulación numérica, pues los equipos informáticos en los que se ha llevado a cabo, son equipos convencionales con los que no hubiese sido posible el desarrollo de modelos de mayor complejidad, especialmente en los casos de tres dimensiones.

La simulación numérica ha servido para comprobar los distintos modelos de comportamiento entre los filtros acústicos reactivos (sin material absorbente del sonido) y disipativos (revestidos con material absorbente del sonido). Con la simulación se puede parametrizar estos filtros con el fin de ayudar a la mejora de su rendimiento, sin necesidad de construir los modelos reales, con el gran ahorro en tiempo y coste que esto supone.

En este sentido, se destaca la validez demostrada de modelizar los materiales absorbentes del sonido de baja densidad como fluidos a partir del conocimiento de su densidad y de la velocidad de propagación del sonido en los mismos. Este último parámetro, que es dependiente de la frecuencia, puede determinarse con el uso de los modelos clásicos estudiados así como con el nuevo modelo propuesto.

Más concretamente en el estudio de los filtros acústicos, estos modelos numéricos han servido para contrastar hechos validados por la experiencia como la mejora de la atenuación de la presión sonora al aumentar la relación entre diámetros, o también cuando se incrementa el número de cámaras de expansión (en este caso a partir de medias frecuencias). Esto abre grandes posibilidades para la realización de futuros estudios en los que evaluar los filtros acústicos mediante la parametrización de sus componentes.

Como consecuencia de lo comentado, los tres pilares fundamentales en los que se ha enmarcado este trabajo (modelización matemática, caracterización y simulación acústica), permiten tener una visión amplia y variada de la importancia que tiene en nuestras vidas el uso de diversos materiales y dispositivos para mejorar las condiciones de aislamiento y acondicionamiento acústicos.

Finalmente, se exponen las principales aportaciones personales llevadas a cabo en este trabajo.

Se ha elaborado un **estado del conocimiento** con respecto al método basado en el tubo de impedancia acústica para la caracterización de materiales absorbentes del sonido. Este capítulo permite tener una idea de la evolución del método y permite conocer la importancia de su aplicación para determinar los principales parámetros que se utilizan a la hora de evaluar el comportamiento acústico de los materiales.

Por otro lado, se ha desarrollado un **trabajo experimental** en el laboratorio en el que se ha aplicado el método del tubo de impedancia acústica para la determinación de las propiedades acústicas de algunos materiales reciclados provenientes de la industria textil, entre otros.

Enlazando con el trabajo experimental, se ha colaborado en el desarrollo y en la validación de un **modelo matemático** para predecir el comportamiento acústico de distintos tipos de materiales porosos y fibrosos.

Por último, se ha aplicado la **simulación numérica** con el fin de desarrollar modelos numéricos que permitan evaluar las propiedades acústicas de los materiales absorbentes del sonido. En lo personal, esta es una de las aportaciones más significativas, por el gran avance que implica poder evaluar distintos tipos de dispositivos acústicos (como ha sido el caso de los filtros acústicos) con el uso de un programa informático basado en el método de los elementos finitos.

Con respecto a los análisis numéricos de los filtros acústicos, se señala su carácter de estudio comparativo que permite evaluar el funcionamiento de este tipo de dispositivos acústicos en sus diversas configuraciones (filtro sin material absorbente acústico, filtro con material absorbente acústico y filtros en serie). Es importante señalar este aspecto, ya que estos modelos no simulan las condiciones de contorno reales en el extremo abierto.

A pesar de esta observación, se considera que estos modelos numéricos son lo suficientemente válidos para evaluar el funcionamiento de los filtros, tal como se ha comentado anteriormente. Esta afirmación se debe al hecho de que los resultados obtenidos están de acuerdo con la experiencia y también por el hecho de haber contrastado, en una primera fase del estudio, los resultados numéricos con los experimentales con unas condiciones de contorno bien establecidas (extremo derecho cerrado y rígido).

6.2.- Líneas futuras de trabajo

Puesto que son tres los pilares fundamentales en los que se ha asentado este trabajo, son tres los campos en los que se proponen nuevas líneas de investigación.

En lo que respecta a la **modelización matemática** de materiales, se propone, básicamente, la mejora del modelo desarrollado con más campañas de mediciones, ampliando también la diversidad de materiales para poder comprobar la eficacia del modelo en otro tipo de nuevos materiales que van apareciendo.

En cuanto a la **caracterización acústica** de los materiales, enlazando con lo comentado en el párrafo anterior, se propone seguir realizando nuevas campañas de medición de parámetros acústicos en otro tipo de materiales.

Uno de los trabajos que se propone es el de caracterizar no sólo los parámetros aquí estudiados, sino ampliar la caracterización a la obtención de los parámetros físicos que puedan dar paso a la generación de otro tipo de modelos, es decir, la determinación de la porosidad, tortuosidad, resistividad (este parámetro ha sido estudiado en este trabajo), longitud característica térmica y longitud característica viscosa.

Finalmente, en el campo de la **simulación numérica**, se propone seguir trabajando para encontrar un modelo que permita simular completamente los ensayos experimentales.

En este sentido, una vez que se ha simulado numéricamente el comportamiento de las ondas sonoras en el interior del tubo de impedancia acústica, queda pendiente para otros trabajos, poder implementar en los modelos estudiados la impedancia de los materiales analizados.

Enlazando con el ámbito de la simulación numérica, en esta memoria de tesis se ha realizado una primera aproximación a una de las aplicaciones industriales más significativas desde el punto de vista de la acústica: **los filtros acústicos**. Por lo tanto, también se propone mejorar los modelos y utilizarlos como herramienta para el diseño y la evaluación de este tipo de componentes.

Con la realización de nuevos estudios paramétricos con respecto a las propiedades que definen los materiales absorbentes del sonido (densidad y velocidad de propagación del sonido) se podrían desarrollar nuevos materiales destinados a mejorar la eficiencia de los filtros acústicos de tipo disipativo.

ANEXO I

OTRAS MEDICIONES

MEDICIÓN DE MATERIALES

Clásicos

Los materiales más comúnmente utilizados en acústica arquitectónica, bien para el aislamiento o para el acondicionamiento han sido las lanas minerales; lanas de vidrio y lanas de roca, de diferentes espesores y densidades. En la primera tabla (Tabla I.1), se muestran las densidades y espesores de algunos de estos materiales estudiados. Las curvas del coeficiente de absorción acústica en incidencia normal de estos materiales se presentan en la Figura I.1.

TABLA I.1. TIPO DE MATERIAL, ESPESOR (cm) Y DENSIDAD (kg/m³) DE 4 DE LOS MATERIALES CLÁSICOS

Etiqueta	Material	Espesor (cm)	Densidad (kg/m ³)
1	Fibra Vidrio	1,5	62,2
2	Lana Roca	4	18,5
3	Lana Roca	4	72
4	Lana Roca	1,5	170

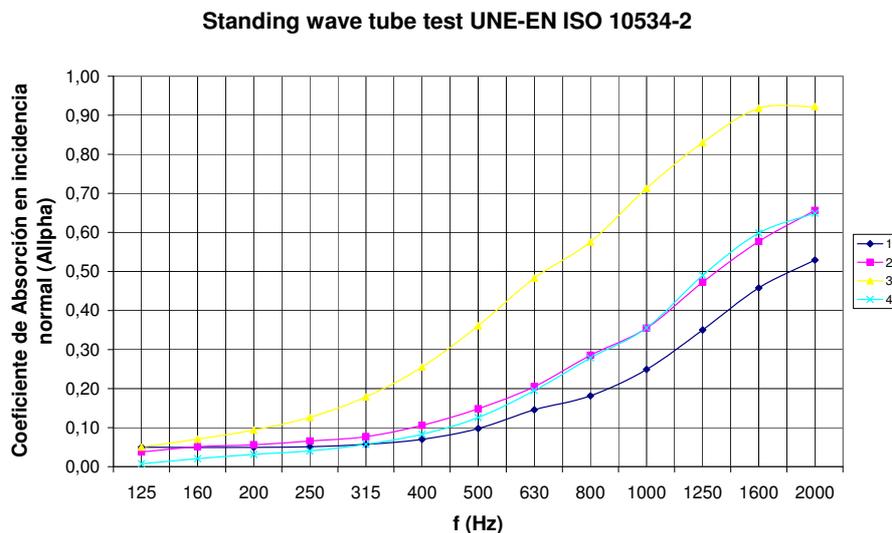


Figura I.1. Valores del coeficiente de absorción de los materiales de la Tabla I.1.

A continuación se presenta un listado de combinaciones de lanas minerales bien de vidrio, de roca o ambas, de diferentes espesores, valores de resistencia al flujo y aplicaciones, todas comúnmente utilizadas en la acústica arquitectónica. Aunque el siguiente listado no se presenta en forma de tabla, el número que aparece a la izquierda de cada elemento es la etiqueta que se ha utilizado para el estudio (ídem a Tabla I.1):

5- Lana Mineral (LM), 40 mm de espesor, 11900 Rayls/m de resistencia al flujo, se utiliza para el aislamiento acústico en general.

6- Lana Mineral Arena (Arena), 28 mm de espesor, 10100 Rayls/m de resistencia al flujo, generalmente esta gama de lanas minerales se utiliza para el aislamiento a ruido de impacto.

7- Panel de lana de vidrio (P vidrio), 40 mm de espesor, 6000 Rayls/m de resistencia al flujo, utilizado para disminuir la rigidez entre forjado y pavimento.

8- Panel de lana de roca (P roca), 30 mm de espesor, 1800 Rayls/m, también para aislamiento entre forjado y pavimento.

9- Panel de lana de roca y lana de vidrio (P varios), de 25 mm de espesor y 10900 Rayls/m.

10- Panel Plaver (Plaver), 38 mm de espesor, 9200 Rayls/m, se utiliza como panel absorbente acústico entre dos hojas de divisorios, mejora la eliminación de puentes acústicos.

11- Panel Plaver Arena (Plaver Arena), 48 mm de espesor, 8270 Rayls/m, también se utiliza entre elementos divisorios.

En la Figura I.2 se pueden observar los valores del coeficiente de absorción de estos materiales. Y en la Figura I.3 su impedancia normalizada.

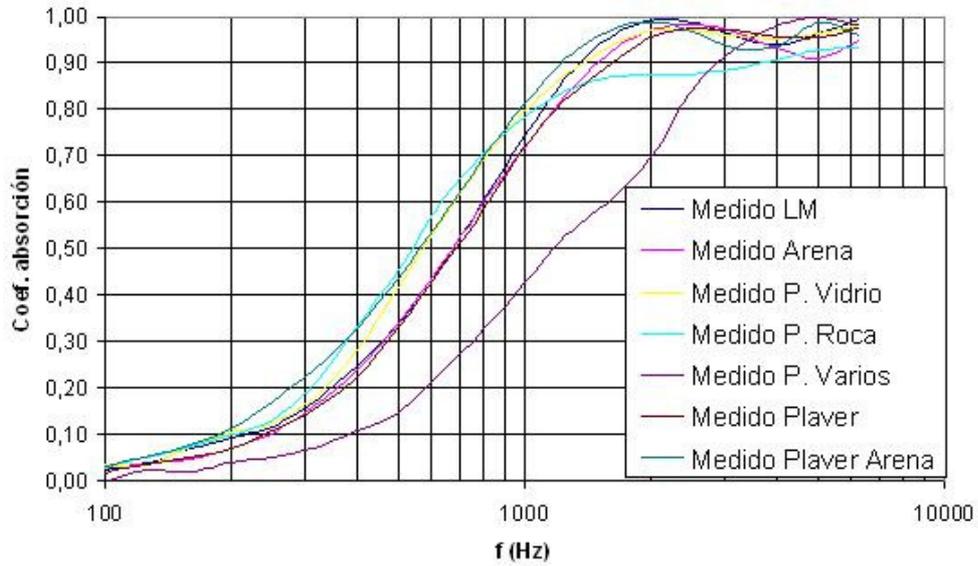


Figura I.2. Coeficiente de absorción en incidencia normal de lanas minerales utilizadas habitualmente.

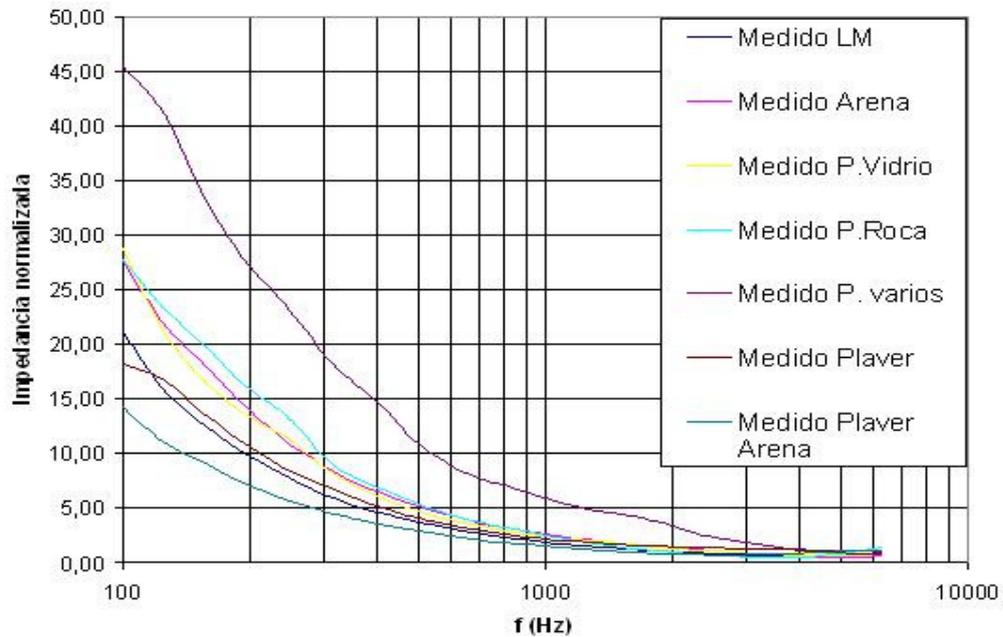


Figura I.3. Impedancia normalizada de lanas minerales utilizadas habitualmente.

Lanas de poliéster

Aunque las fibras de poliéster se están utilizando desde no hace mucho en el mundo de la acústica arquitectónica, ya existe un modelo reconocido por la comunidad científica que describe el comportamiento acústico de este tipo de material fibroso: el modelo propuesto por Garai y Pompoli.

En la Tabla I.2 podemos observar espesores (cm) y valores de la resistencia específica al flujo (Rayls/m) de las fibras de poliéster estudiadas.

TABLA I.2. VALORES DE ESPESORES (cm) Y RESISTENCIA ESPECÍFICA AL FLUJO (Rayls/m) DE FIBRAS DE POLIÉSTER

Etiqueta	Material	Espesor	Resistencia específica al flujo
12	Fibra Poliéster 1	3	2700
13	Fibra Poliéster 2	2	1150
14	Fibra Poliéster 3	3,6	640
15	Fibra Poliéster 4	1,6	1130
16	Fibra Poliéster 5	3,5	2510

En la Figura I.4 podemos observar los valores del coeficiente de absorción acústica en incidencia normal de estas fibras.

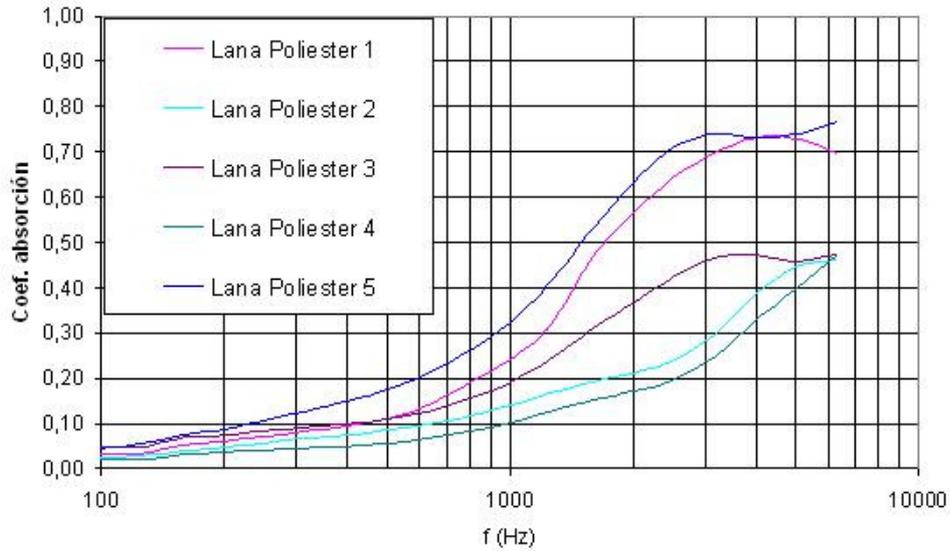


Figura I.4. Coeficiente de absorción de las fibras de poliéster descritas en la Tabla I.2.

Se han estudiado también combinaciones de poliéster con EPDM, con el fin de poder implantar estas combinaciones como posibles soluciones para fachadas ventiladas. Los espesores de EPDM son de entre 0'5 mm y 2 mm, y la fibra de poliéster de 20 mm y diferentes densidades; las densidades (g/m^2) y etiquetas de estas fibras se pueden ver en la siguiente Tabla I.3.

TABLA I.3. ETIQUETADO Y DENSIDAD (g/m²) DE LAS COMBINACIONES DE FIBRAS DE POLIÉSTER CON EPDM

Etiqueta	Material	Densidad (g/m ²)
30	Fibra Poliéster (mat. 7)	360
31	Fibra Poliéster (mat.8)	440
32	Fibra Poliéster (mat.23)	320
33	Fibra Poliéster (mat.400)	400

En la Figura I.5 se muestra la primera secuencia de mediciones realizada.

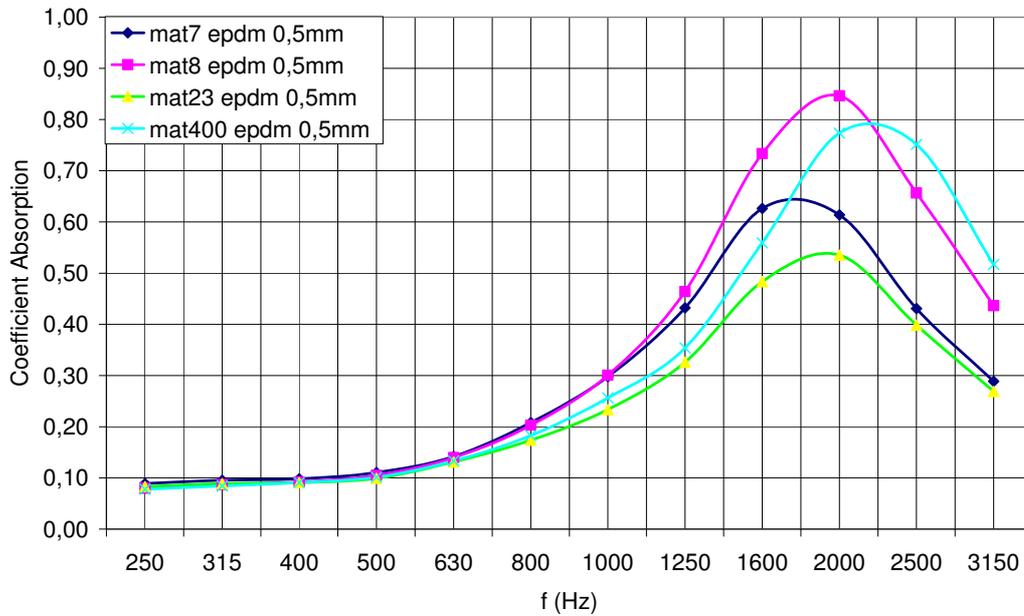


Figura I.5.a. Coeficiente de absorción acústica. Poliéster con EPDM de 0'5 mm.

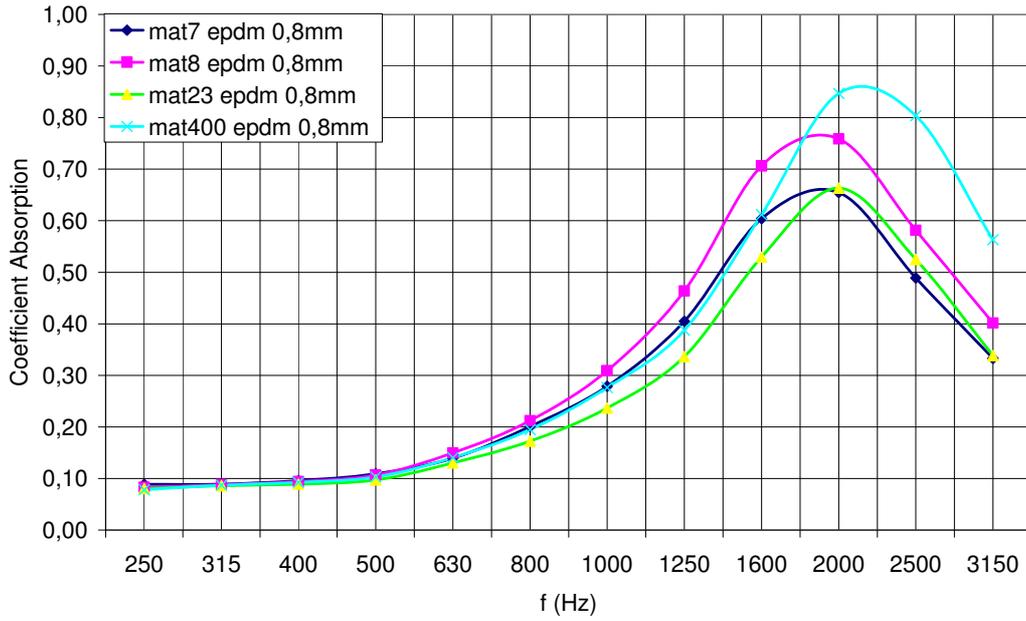


Figura I.5.b. Coeficiente de absorción acústica. Poliéster con EPDM de 0'8 mm.

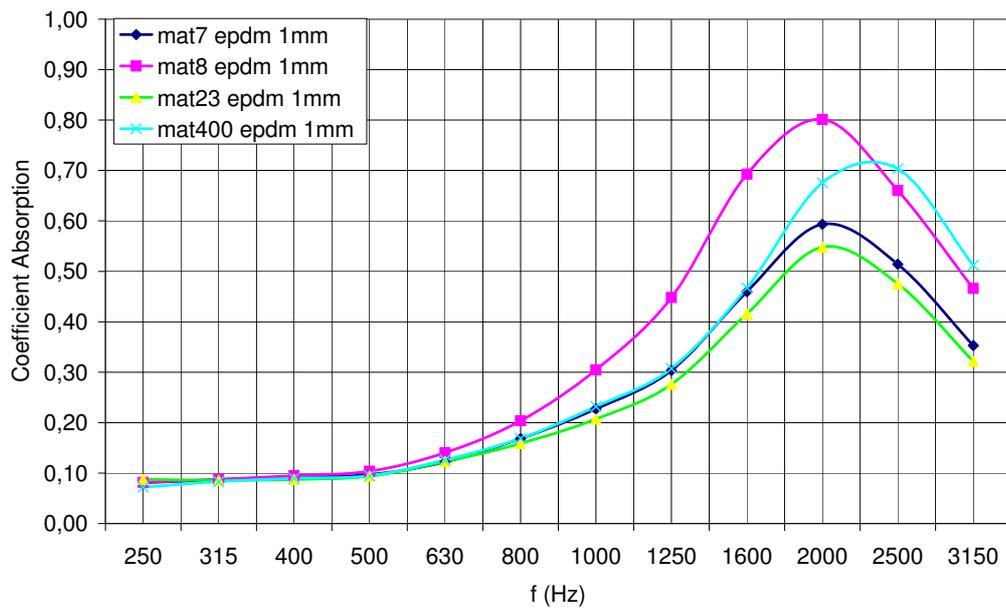


Figura I.5.c. Coeficiente de absorción acústica. Poliéster con EPDM de 1 mm.

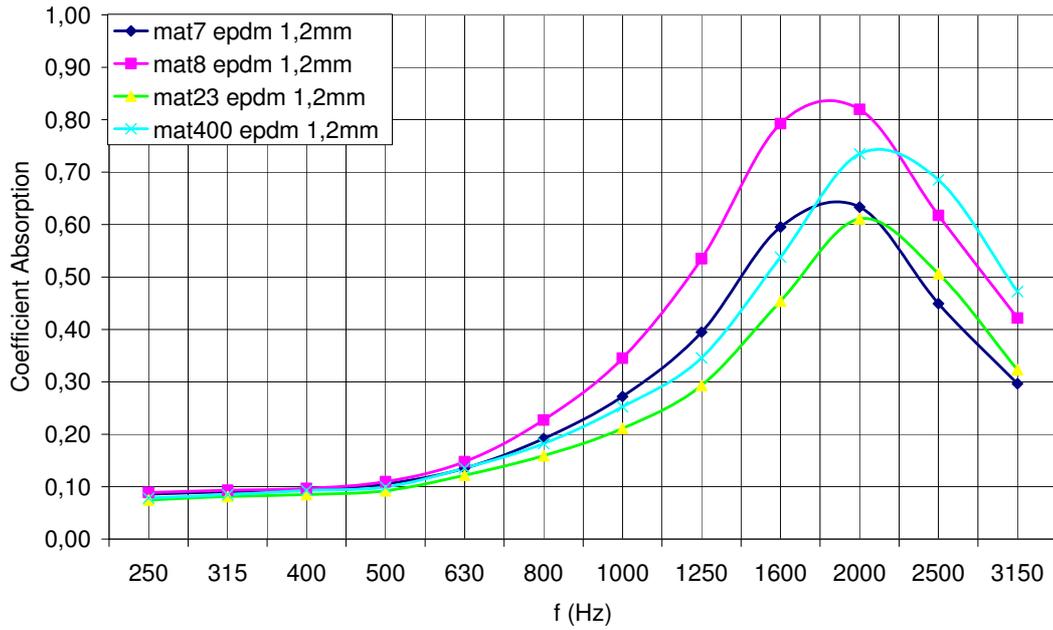


Figura I.5.d. Coeficiente de absorción acústica. Poliéster con EPDM de 1'2 mm.

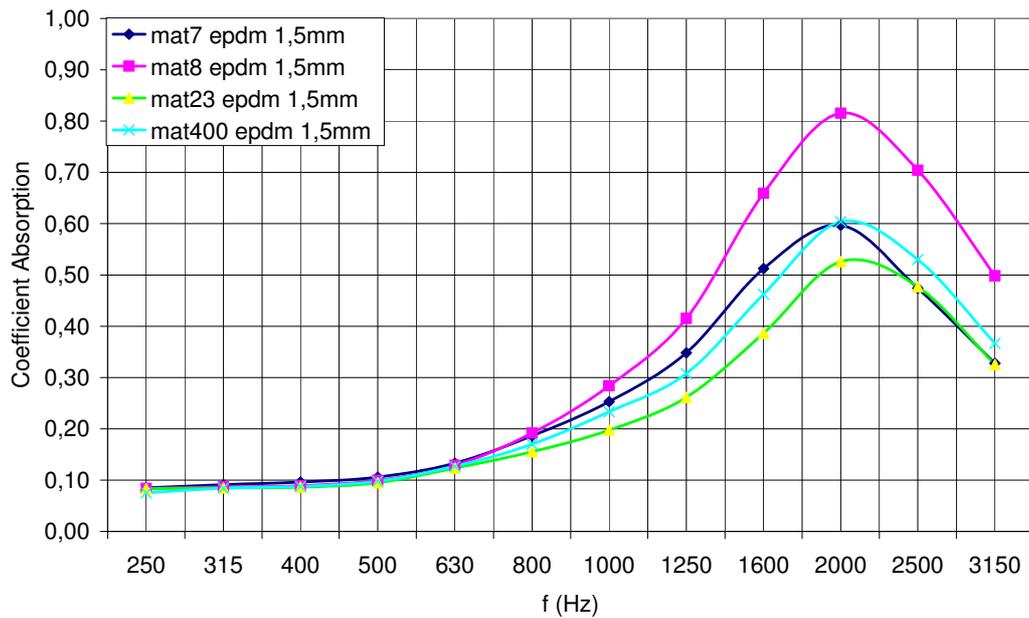


Figura I.5.e. Coeficiente de absorción acústica. Poliéster con EPDM de 1'5 mm.

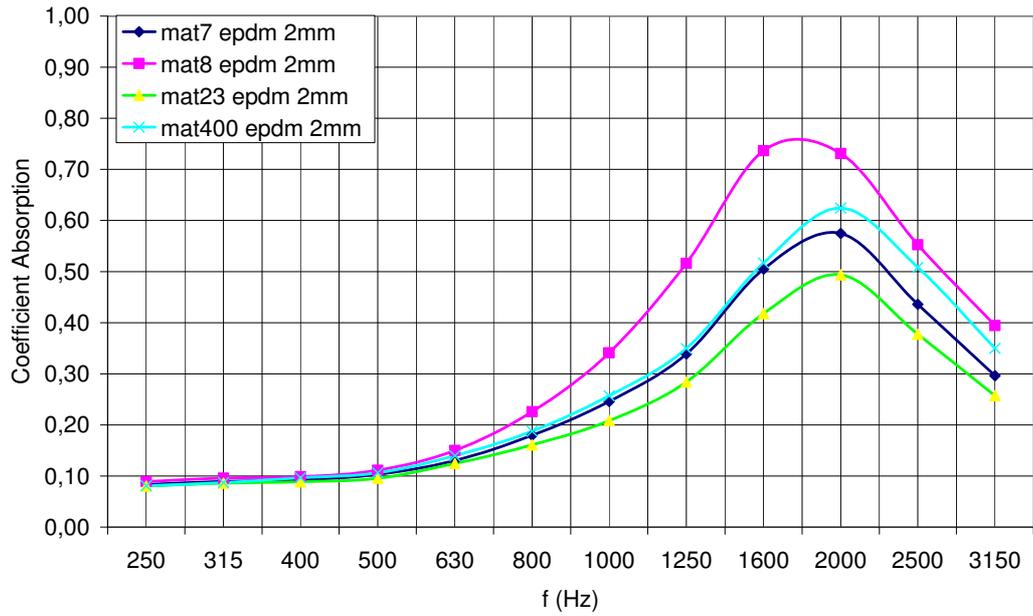


Figura I.5.f. Coeficiente de absorción acústica. Poliéster con EPDM de 1'5 mm.

En la Figura I.6 se muestran resultados combinando lanas de poliéster de 1 cm y de 3 cm.

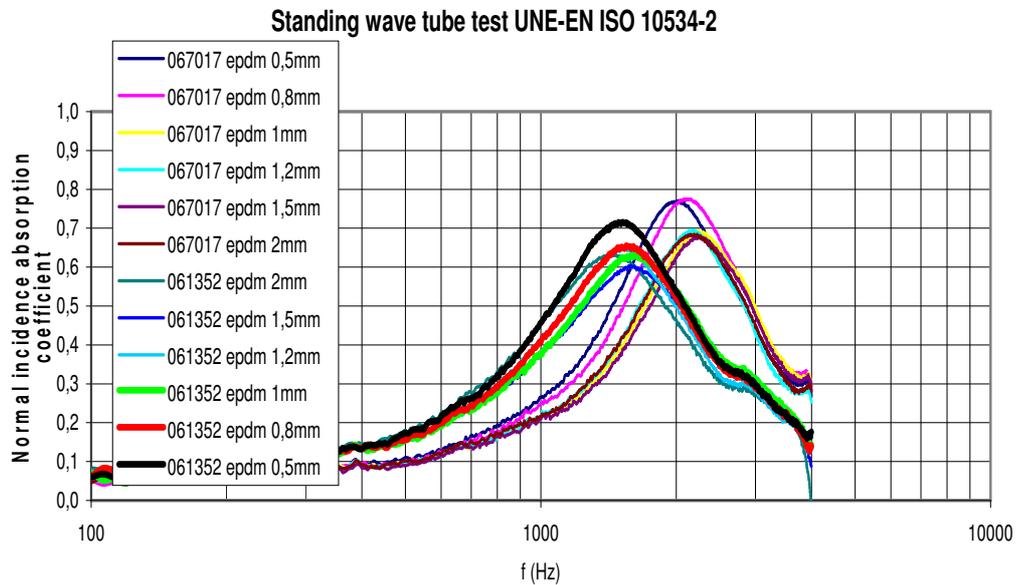


Figura I.6. Efecto de la variación del grosor de la lana de poliéster.

Reciclados

Se trata de alternativas a las lanas de vidrio o roca, y al poliéster, que pueden poseer características acústicas, cuyos componentes principales son residuos obtenidos a partir de la fabricación del material o del propio reciclado de éstos. De esta forma se consigue, además de solucionar parte del problema de almacenaje de residuos, volver a introducir en el ciclo de producción material que había llegado al final de su vida útil; en muchos casos, esto es posible utilizando infraestructura ya existente para su proceso de fabricación.

En la siguiente Tabla I.4 podemos ver los espesores y densidades de los materiales reciclados estudiados para este trabajo. La mayoría son residuos de textiles, o residuos de espumas, combinaciones de éstos con láminas de impacto o con poliéster.

TABLA I.4. ESPESORES Y DENSIDADES DE LOS MATERIALES RECICLADOS ESTUDIADOS EN ESTE TRABAJO

RECICLADOS	ESPEJOR (cm)	DENSIDAD(kg/m³)
Mat.1	0,9	136,3
Mat.2	2,3	42,8
Mat.3	2,0	139,6
Mat.4	2,0	75,6
Mat.5	1,6	49,7
Mat.6	0,4	162,4
Mat.7	0,5	106,0
Mat.8	4,6	51,9
Mat.9	0,8	297,7
Mat.10	2,1	86,6
Mat.11	2,7	69,5
Mat.12	3,4	199,2
Mat.13	2,0	144,7

La Figura I.7 muestra el valor del coeficiente de absorción acústica para los materiales cuyas características se muestran en la Tabla I.4.

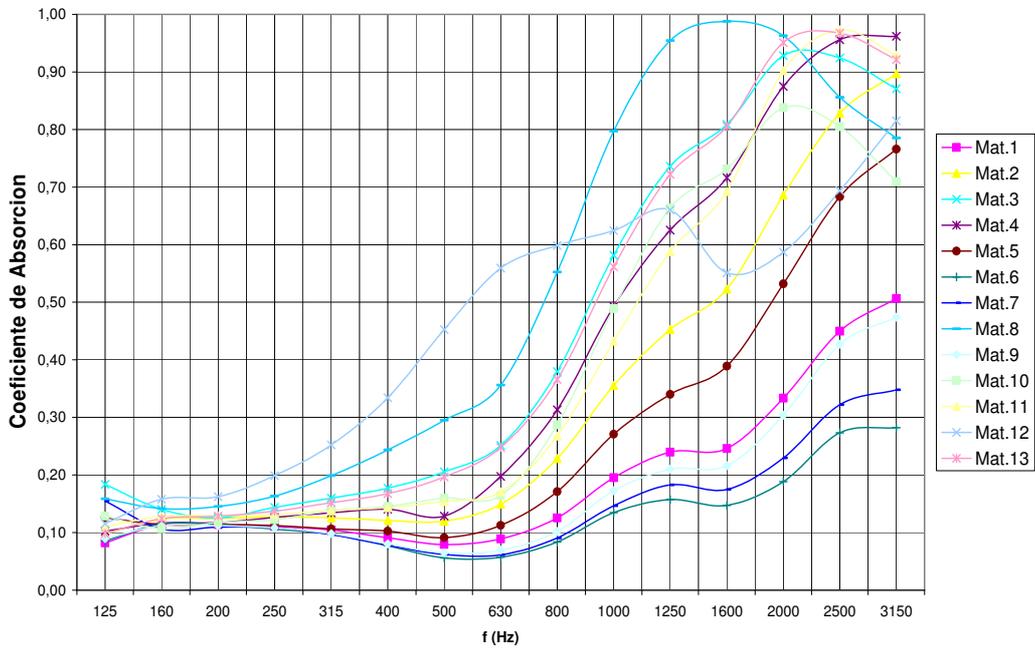


Figura I.7. Valor del coeficiente de absorción acústica para los materiales de la Tabla I.4.

En la siguiente Figura I.8 podemos ver algunos de estos materiales.



Figura I.8. Muestras de diversos materiales provenientes del reciclado de la industrial textil.

ANEXO II

GLOSARIO DE TÉRMINOS

En este anexo se definen algunas de las ideas y conceptos que se consideran necesarios para abordar el estudio y análisis del trabajo [43, 50, 51].

Absorbentes acústicos

Se trata de materiales con una gran capacidad para absorber la mayor parte de la energía que reciben, con lo que reflejan un porcentaje muy pequeño del sonido incidente. Por ello son ampliamente utilizados en el acondicionamiento acústico de los recintos.

Los materiales absorbentes acústicos pueden clasificarse del siguiente modo:

- a) **Resonantes:** presentan la máxima absorción a la frecuencia propia del material.
- b) **Porosos y fibrosos:** absorben el sonido mejor a medida que aumenta la frecuencia. Por lo tanto son más eficaces a altas frecuencias (sonidos agudos).
- c) **Paneles o membranas absorbentes:** absorben mejor en bajas frecuencias (sonidos graves).

Absorción del sonido

Es el fenómeno físico por el cual un material absorbe parte de la energía (acústica) que incide sobre el mismo.

Más adelante se explica el parámetro que cuantifica este fenómeno, que es el **coeficiente de absorción acústica** (α_n).

Acondicionamiento acústico

Acondicionar acústicamente un recinto consiste en conseguir que el sonido proveniente de una fuente sonora sea irradiado por igual en todas las direcciones. Para lograr este objetivo deben aprovecharse las propiedades de absorción acústica de los materiales constructivos. Esto es así porque un buen acondicionamiento acústico supone que las ondas reflejadas sean las menos posibles.

El **acondicionamiento acústico** trata las técnicas necesarias para controlar las características del campo acústico dentro de una sala.

Acústica

La **acústica** es la rama de la física que estudia el **sonido** , que es una **onda mecánica** que se propaga a través de un medio, ya sea en estado gaseoso, líquido o sólido.

La acústica se ocupa, pues, del estudio de la **generación, propagación, absorción y reflexión** de las ondas de presión sonora en un medio.

Acústica arquitectónica

La acústica arquitectónica puede definirse como aquella rama de la acústica que se ocupa del acondicionamiento acústico de los recintos, ya sean lugares abiertos o cerrados.

Ya en la época del Imperio Romano aparecen escritos que hablan sobre la mejora de las condiciones acústicas en los teatros. Pero es a finales del siglo XIX cuando puede considerarse el nacimiento de la **acústica arquitectónica moderna** gracias al físico americano **Wallace Clement Sabine** .

Sabine resolvió el problema de la reverberación en el Museo de Arte Fogg cubriendo las paredes con fieltro para absorber el sonido. El fieltro es un paño que no se teje constituido por varias capas de fibras de lana conglomeradas mediante vapor y presión.

La fórmula de Sabine para estimar el tiempo de reverberación sigue empleándose en nuestros días a pesar de que algunos autores han intentado introducir mejoras en la misma, pero se señala aquí como una de las fórmulas más utilizadas.

En los espacios abiertos, la acústica arquitectónica trata de controlar el fenómeno de la difusión del sonido, mientras que en los espacios cerrados el fenómeno predominante es el de la reflexión.

Aislamiento acústico

Cuando una onda acústica incide sobre un elemento constructivo, una parte de la energía se refleja, otra se absorbe y otra se transmite. El aislamiento de dicho elemento es la diferencia entre la energía incidente y la energía transmitida, o lo que es lo mismo, la suma de las energías reflejada y absorbida.

La premisa fundamental del **aislamiento acústico** es que a mayor masa del elemento constructivo mayor resistencia opone éste al choque de la onda y mayor es la atenuación.

Una forma de mejorar el aislamiento es disponer una capa de material absorbente entre dos capas de elementos constructivos. Estos materiales absorbentes son de tipo poroso y fibroso y de baja densidad y se colocan en el espacio cerrado entre dos tabiques paralelos.

En definitiva, el aislamiento acústico proporciona una protección al recinto contra la penetración del ruido, así como evita que el sonido salga hacia el exterior.

Amplitud

En el ámbito de la acústica, se define amplitud como la **cantidad de presión sonora** que produce la vibración en el medio.

En las ondas de tipo sinusoidal, es el valor máximo (positivo o negativo) que adquiere la onda. La amplitud se mide en **decibelios** (dB).

Coefficiente de absorción

El coeficiente de absorción se define como la fracción de la energía sonora que es absorbida por la superficie. En incidencia de ondas planas, este coeficiente puede escribirse como función del coeficiente de reflexión.

Para la incidencia de ondas planas en el aire, se observa que los coeficientes de absorción y de reflexión dependen sólo del ángulo de incidencia y de la impedancia superficial.

Coefficiente de reflexión

El coeficiente de reflexión de una superficie se define como la relación de las amplitudes de presión complejas entre las ondas planas reflejadas e incidentes.

Frecuencia

Es un parámetro que indica el **número de repeticiones de un fenómeno periódico en una unidad de tiempo**. En el Sistema Internacional de Unidades, la frecuencia se mide en Hertzios (Hz), siendo un Hertzio un fenómeno repetido un número determinado de veces por segundo.

Impedancia acústica específica

En general, se denomina impedancia específica al cociente entre la presión compleja y la velocidad de la partícula y se expresa en Pa·s/m (o N·s/m³, que se denomina Rayl). Depende del tipo de campo sonoro (plano, esférico, cilíndrico,...).

Impedancia característica

Cuando se trata de una onda plana propagándose en un fluido homogéneo, la impedancia específica se denomina impedancia característica y se denota como Z . La inversa de la impedancia característica es la admitancia característica β .

En el aire, la impedancia característica es un número real e independiente de la frecuencia, lo que significa que la presión y la velocidad de una partícula están en fase.

Esa impedancia característica se define como el producto de la densidad del medio (ρ) por la velocidad del sonido (c) en el mismo:

$$Z = \frac{p}{v} = \rho \cdot c$$

evaluando la velocidad de partícula en la dirección de propagación.

Impedancia mecánica

La impedancia mecánica (Z_m) es un parámetro complejo que se define como la relación entre la fuerza que actúa en un área específica de un medio acústico y la velocidad lineal a través del área. Se mide en N·s/m.

Impedancia superficial

La reflexión de una onda sonora en el aire cuando encuentra una superficie plana depende de la impedancia superficial de dicha superficie. Esta impedancia superficial se define como el cociente complejo de la amplitud de la presión sonora en la superficie (p) y la velocidad de partícula normal a la superficie (v_n):

$$Z_s = \frac{p}{v_n}$$

Intensidad acústica de una onda

Otro de los parámetros de interés es el de la intensidad acústica de una onda sonora, que se define como el **flujo medio de energía a través de una superficie unidad perpendicularmente a la dirección de propagación**. Se mide en W/m^2 . El nivel de intensidad sonora (L_i) viene dado por la expresión:

$$L_i = 10 \cdot \log \left(\frac{I}{I_{ref}} \right) \quad (\text{dB})$$

donde $I_{ref} = 10^{-12} W/m^2$.

Longitud de onda

Se trata de un parámetro físico que mide el **tamaño de una onda**. En ondas de tipo sinusoidal es la distancia entre dos puntos cuyo estado de movimiento es idéntico (por ejemplo, dos crestas). Se mide en metros o submúltiplos y se representa con la letra griega λ .

La relación entre la longitud de onda y la frecuencia es:

$$\lambda = \frac{c}{f}$$

f es la frecuencia del movimiento armónico simple de cada una de las partículas del medio (ciclos/segundo ó Hertzios (Hz)).

c es la velocidad del sonido en el medio (m/s).

Nivel de presión sonora

Para referirse a la **amplitud de la presión sonora**, se utiliza una escala logarítmica y se define un parámetro denominado **nivel de presión sonora** (**SPL**, del inglés Sound Pressure Level) con la siguiente expresión:

$$SPL = 10 \cdot \log\left(\frac{P^2}{P_{ref}^2}\right) = 20 \cdot \log\left(\frac{P}{P_{ref}}\right) \quad (\text{dB})$$

La **presión sonora de referencia** (P_{ref}) se establece a partir del umbral de audición humano a 1000 Hz y es $P_{ref} = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa.

La presión sonora no proporciona información suficiente sobre la emisión acústica. El **nivel de potencia sonora** (L_w) se calcula como:

$$L_w = 10 \cdot \log\left(\frac{W}{W_{ref}}\right) \quad (\text{dB})$$

donde $W_{ref} = 10^{-12}$ W (vatios), es la potencia sonora de referencia.

Número de onda

En una onda armónica, una solución general para la ecuación de la presión es:

$$p(x,t) = p_0 \cdot e^{-jk(x \pm ct)}$$

donde k es el número de onda que se define como:

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{c}$$

El número de onda es un parámetro que indica el número de veces que se produce una fase concreta a lo largo de un metro de propagación. Se trata de un parámetro complejo.

Onda sonora

Una onda sonora es un tipo de **onda mecánica**, es decir, se trata de una perturbación que se propaga a través de un medio elástico.

Para la generación de una onda mecánica, se requiere: una **fente de la perturbación**, un **medio** por el que se propaga la perturbación y un mecanismo por el cual las partículas del medio interactúan entre sí para favorecer el **intercambio de energía**.

Potencia sonora

Se denomina potencia sonora o acústica a la **cantidad de energía radiada por una fuente en forma de ondas por unidad de tiempo**. Viene determinada por la amplitud de la onda, de forma que a mayor amplitud de onda, mayor potencia acústica. Es un valor propio de la fuente de sonido.

La potencia acústica se mide en Watios (W) en el Sistema Internacional de Unidades. La percepción humana de la potencia acústica es lo que conocemos como volumen.

El **nivel de potencia sonora** (L_w) se calcula como:

$$L_w = 10 \cdot \log\left(\frac{W}{W_{ref}}\right) \quad (\text{dB})$$

donde $W_{ref} = 10^{-12}$ W (vatios), es la potencia sonora de referencia.

Presión sonora

La energía que producen las ondas sonoras genera un movimiento ondulatorio de las partículas del aire, provocando con ello una variación en la presión estática del aire. Se define la **presión sonora o acústica** como la diferencia entre la presión instantánea (en el momento en que la onda sonora alcanza el oído) y la presión atmosférica estática (presión del aire sobre la superficie terrestre). El valor de la **presión atmosférica** se considera de 101 325 Pa.

La presión sonora también se mide en Pa. Se considera el umbral de dolor en 20 Pa y el umbral de audición en 20 μPa .

Propagación del sonido

El sonido, al tratarse de una onda mecánica, necesita un medio material para propagarse. Este medio debe ser elástico para permitir las vibraciones, mediante un proceso de compresión y expansión. En este proceso cada partícula transmite la perturbación a la adyacente dando lugar a un movimiento en cadena.

Resistencia al flujo

Es un parámetro que puede definirse como la relación entre la caída de presión y la velocidad del flujo de aire a través de una muestra.

Es uno de los parámetros más utilizados para caracterizar acústicamente los materiales, pues a partir de su medición pueden obtenerse la impedancia característica y la constante de propagación.

Resonancia

La resonancia es un **fenómeno mecánico** por el cual un cuerpo capaz de vibrar es sometido a la acción de una fuerza periódica con un periodo de vibración que coincide con el periodo de vibración característico de dicho cuerpo. Cuando esto ocurre, el cuerpo vibra de tal forma que la amplitud del movimiento va aumentando progresivamente a medida que actúa la fuerza periódica. En algunos materiales rígidos, la resonancia puede tener un efecto destructivo.

Reverberación

Se trata de un fenómeno producido por la **reflexión del sonido** en aquellos casos en los que el sonido se prolonga debido a las ondas reflejadas.

Sonido

Puede definirse el **sonido** como una sensación que se produce en el oído debida al movimiento ondulatorio en el medio.

El **sonido** es, pues, una perturbación que se propaga a través de un medio. Dicha perturbación es debida a cambios locales de **presión** (p), **velocidad de vibración** (v), o **densidad** (ρ).

La onda vibratoria puede ser percibida por el ser humano en frecuencias comprendidas entre 20 Hz y 20 kHz.

Normalmente, el sonido se expresa como una perturbación de presión. Por tanto, la unidad más empleada es el **Pascal** (N/m^2).

Tiempo de reverberación

El físico americano **Wallace Clement Sabine** estableció una fórmula de cálculo del **tiempo de reverberación**, que se define como el tiempo que transcurre en un determinado recinto desde que se produce un sonido hasta que la intensidad de ese sonido disminuye una millonésima parte de su valor original. La siguiente ecuación establece el tiempo de reverberación:

$$TR = \frac{0'161 \cdot V}{A}$$

TR , tiempo de reverberación (s).

V , volumen de la sala (m^3).

A , área de absorción equivalente (m^2).

Velocidad del sonido

Es la velocidad de propagación de las ondas sonoras a través del medio. Depende de las características del medio. La velocidad del sonido también depende de los cambios de temperatura.

La velocidad del sonido viene dada por la expresión:

$$c_0 = \sqrt{\gamma \frac{P_0}{\rho_0}}$$

En condiciones normales a 20 °C:

$\gamma = 1'3787$, es la constante adiabática.

$P_0 = 101325 Pa$, es la presión atmosférica.

$\rho_0 = 1'186 kg / m^3$, es la densidad del aire.

Con lo cual:

$$c_0 = \sqrt{\frac{1'3787 \cdot 101325}{1'186}} = 343'2m/s$$

combinando la expresión anterior con la ecuación de estado del gas perfecto se llega a:

$$c = c_0 \sqrt{\frac{T}{293}}$$

siendo T la temperatura en $^{\circ}K$.

REFERENCIAS

- [1] Norma UNE-EN ISO 10534-2: 2002. “Acústica. Determinación del Coeficiente de Absorción Acústica y de la Impedancia Acústica en Tubos de Impedancia. Parte 2: Método de la Función de Transferencia (ISO 10534-2: 1998)”.
- [2] L. De Geetere. “Analysis and Improvement of the Experimental Techniques to Assess the Acoustical Reflection Properties of Boundary Surfaces”. Katholieke Universiteit Leuven. ISBN 90-5682-498-8. June 2004.
- [3] R. A. Scott. “The Absorption of Sound in a Homogeneous Porous Medium”. Proceedings of the Physical Society 58, 165-183, 1946.
- [4] C. Zwikker, C. W. Kosten. “Sound Absorbing Materials”. Elsevier, Amsterdam, 1949.
- [5] M. A. Ferrero, G. G. Sacerdote. “Parameters of Sound Propagation in Granular Absorption Materials”. Acustica 1, 135-142, 1951.
- [6] M. E. Delany, E. N. Bazley. “Acoustical Properties of Fibrous Absorbent Materials”. Applied Acoustics 3, 105-116, 1970.
- [7] S. L. Yaniv. “Impedance Tube Measurement of Propagation Constant and Characteristic Impedance of Porous Acoustical Material”. J. Acoust. Soc. Am., 54, 1138-1142, 1973.
- [8] D. A. Bies, C. H. Hansen. “Flow Resistance Information for Acoustical Design”. Applied Acoustics 13, 357-391, 1980.
- [9] K. Attenborough. “Acoustical Characteristics of Porous Materials”. Physics Reports 82 (3), 179-227, 1982.
- [10] M. A. Biot. “Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid-saturated Porous Solid, I. Low Frequency Range”. Journal of the Acoustical Society of America 28, 168-178, 1956.

- [11] M. A. Biot. "Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid-saturated Porous Solid, II. Higher Frequency Range". *Journal of the Acoustical Society of America* 28, 179-191, 1956.
- [12] T. E. Gómez Álvarez-Arenas. "Estudio de la Propagación de Ondas de Biot en Materiales Porosos Trifásicos y de la Interacción en las Discontinuidades con un Medio Elástico y Continuo". Universidad Complutense de Madrid, 2005. ISBN: 1-4135-6859-9.
- [13] K. U. Ingard, T. A. Dear. "Measurement of Acoustic Flow Resistance". *Journal of Sound and Vibration* 103 (4), 567-572, 1985.
- [14] H. Utsuno, T. Tanaka, T. Fujikawa, A. F. Seybert. "Transfer Function Method for Measuring Characteristic Impedance and Propagation Constant of Porous Materials". *J. Acoust. Soc. Am.*, 86, 637-643, 1989.
- [15] C. Bordone-Sacerdote, G. G. Sacerdote. "A Method for Measuring the Acoustic Impedance of Porous Materials". *Acustica* 34, 77-80, 1975.
- [16] J. D. McIntosh, M. T. Zuroski, R. F. Lambert. "Standing Wave Apparatus for Measuring Fundamental Properties of Acoustic Materials in Air". *J. Acoust. Soc. Am.* 88, 1929-1938, 1990.
- [17] Y. Champoux, M. R. Stinson. "Measurement of the Characteristic Impedance and Propagation Constant of Materials having High Flow Resistivity". *J. Acoust. Soc. Am.* 90 (4), 2182-2191, 1991.
- [18] M. Ren, F. Jacobsen. "A Method of Measuring the Dynamic Flow Resistance and Reactance of Porous Materials". *Applied Acoustics* 39, 265-276, 1993.
- [19] J. Y. Chung, D. A. Blaser. "Transfer Function Method of Measuring Induced Acoustic Properties. I Theory". *J. Acoust. Soc. Am.*, 69, 1190-1199, 1981.
- [20] A. Cummings, S. P. Beadle. "Acoustic Properties of Reticulated Plastic Foams". *Journal of Sound and Vibration* 175 (1), 115-133, 1993.

- [21] J. F. Allard, Y. Champoux. "New Empirical Equations for Sound Propagation in Rigid Frame Fibrous Materials". *J. Acoust. Soc. Am.* 91 (6), 3346-3353, 1992.
- [22] I. P. Dunn, W. A. Davern. "Calculation of Acoustic Impedance of Multi-layer Absorbers". *Applied Acoustics*, 19, 321-334, 1986.
- [23] B. H. Song, J. S. Bolton. "A Transfer-matrix Approach for Estimating the Characteristic Impedance and Wave Numbers of Limp and Rigid Porous Materials". *J. Acoust. Soc. Am.* 107 (3), 1131-1152, 2000.
- [24] J. S. Bolton, R. J. Yun, J. Pope, and D. Apfel. "Development of a New Sound Transmission Test for Automotive Sealant Materials". *SAE Trans., J. Pass. Cars* 106, 2651-2658, (1997).
- [25] Y. Miki. "Acoustical Properties of Porous Materials – Modifications of Delany-Bazley Models". *J. Acoust. Soc. Jpn. (E)* 11 (1), 19-24, 1990.
- [26] N. Voronina. "Acoustic Properties of Fibrous Materials". *Applied Acoustics* 42, 165-174, 1994.
- [27] N. Voronina. "Improved Empirical Model of Sound Propagation through a Fibrous Material". *Applied Acoustics* 48 (2), 121-132, 1996.
- [28] N. Voronina. "An Empirical Model for Elastic Porous Materials". *Applied Acoustics* 55 (1), 67-83, 1998.
- [29] N. Voronina. "An Empirical Model for Rigid-frame Porous Materials with Low Porosity". *Applied Acoustics* 58, 295-304, 1999.
- [30] ISOVER. "Manual de Aislamiento en la Edificación" [en línea]. Disponible en Web: [http:// isover.net/asesoría/manuales/edificación.htm](http://isover.net/asesoría/manuales/edificación.htm). [consulta: 10 de Abril de 2007].

[31] “Acústica Arquitectónica” [en línea]. Disponible en Web: www.lpi.tel.uva.es/~nacho/docencia/ing_ond_1/trabajos_04_05/io6/public_html. [consulta: 10 de Abril de 2007].

[32] M. Garai, F. Pompoli. “Definition and First Validation of a New Mathematical Model of Polyester Fibre Materials”. Proc. Of Forum Acusticum 2002, Siviglia, 16-20 Settembre 2002.

[33] M. Garai, F. Pompoli. “A Simple Empirical Model of Polyester Fibre Materials for Acoustical Applications”. Applied Acoustics 66, 1383-1398, 2005.

[34] J. Alba, M. T. Lorenzana, J. Ramis. “Modelado de Materiales Absorbentes Acústicos a partir de Mediciones en Tubo de Kundt”. Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería, Granada. SEMNI, España, 2005.

[35] J. Alba Fernández, J. Ramis Soriano, E. Juliá Sanchis, E. Escuder Silla. “Empirical Equations for Sound Propagation in Different Sound Absorbent Materials”. Noise & Vibration Worldwide 38 (3), 10-16, March 2007.

[36] J. Alba Fernández, J. Redondo Pastor, J. Ramis Soriano, V. Sanchis Rico. “Características Acústicas de Configuraciones con Napas Textiles”. TecniAcústica, Bilbao, 2003.

[37] J. Alba, V. Marant, J. L. Aguilera, J. Ramis. “Criterios de Selección de Materiales Acústicos Absorbentes con Técnicas basadas en Tubo de Kundt”. TecniAcústica, Gandía, 2006.

[38] E. Juliá Sanchis, J. Alba Fernández, R. del Rey Tormos, J. Ramis Soriano. “Incertidumbre en la Medida de la Resistencia al Flujo con el Método de Ingard y Dear”. TecniAcústica, Gandía, 2006. Publicación Oficial del Congreso. ISBN: 84-87985-11-4. Vol. 37 (3-4), 2006.

[39] O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor. “The Finite Element Method. Volume 3: Fluid Dynamics”. Butterworth Heinemann. ISBN 0 7506 5050 8. Fifth edition, 2000.

- [40] Yuhui Liu. "Wave Propagation Study Using Finite Element Method". University of Illinois at Urbana-Champaign, 2005.
- [41] Sarabjeet Singh. "Tonal Noise Attenuation in Ducts by Optimising Adaptive Helmholtz Resonators". Adelaide, S.A. 5005. September 2006.
- [42] Finn Jacobsen. "Propagation of Sound Waves in Ducts". Printed at Technical University of Denmark. August 2006.
- [43] M. Recuero López. "Ingeniería Acústica". ISBN: 84-283-2639-8. Editorial Thomson Paraninfo, 1999.
- [44] E. Juliá Sanchis, J. Segura Alcaraz, J. Alba Fernández, R. del Rey Tormos. "Numerical Simulation of the Acoustic Waves Propagation in a Standing Wave Tube". ISBN: 84-87985-12-2. 19th International Congress on Acoustics ICA. Madrid, 2007.
- [45] L. E. Kinsler, A. R. Frey, A. B. Coppens, J. V. Sanders. "Fundamentos de Acústica". Editorial LIMUSA, S.A. Grupo Noriega Editores. 1995.
- [46] M. L. Munjal, "Acoustics of Ducts and Mufflers". John Wiley & Sons, 1986.
- [47] Y. Chang, L. Yeh, M. Chiu, G. Lai. "Computer Aided Design on Single Expansion Muffler with Extended Tube under Space Constraints". Tamkang Journal of Science and Engineering, vol 7, 3, 171-181, 2004.
- [48] O. Z. Mehdizadeh, M. Paraschivoiu. "A Three-dimensional Finite Element Approach for Predicting the Transmission Loss in Mufflers and Silencers with no Mean Flow". Applied Acoustics, 66 (8), 902-918, August 2005.
- [49] J. Albelda, F. D. Denia, F. J. Fuenmayor, M. J. Martínez. "Método Semianalítico para el Análisis Acústico de Silenciadores con Material Absorbente, Superficies Perforadas y Flujo Medio Uniforme". CMNE/CILAMCE, Portugal, 2007.

[50] L. L. Beranek. "Acoustics". 1993 Edition. ISBN 0-88138-494-X. Cambridge, MA 02138.

[51] F. J. Sancho Vendrell, J. Llinares Galiana, A. Llopis Reyna. "Acústica Arquitectónica y Urbanística". Universidad Politécnica de Valencia. SPUPV 96.640. ISBN 84-7721-441-7. 1996.