

ESTUDIO DE CINCO MÉTODOS PARA DETERMINAR LAS PROPIEDADES DINÁMICAS DE CAPAS ELÁSTICAS PARA LA MEJORA DEL AISLAMIENTO A RUIDO DE IMPACTOS

PACS: 43.55.Vj, 43.40.At

Francisco Simón, David K. Anthony, M^a José Fernández
Instituto de Acústica – CSIC
Serrano, 144
28006 Madrid
Tel: +34 915 618 806
Fax: +34 914 115 671
E-mail: iacsh18@ia.cetef.csic.es

ABSTRACT

New legislation all over Europe makes the prediction of the transmission level of impact sounds of flooring very necessary. This is why analytical models are a very important active research area. In general, these models use the mechanical properties of elastic layers as these can predict the dynamic stiffness and loss factors required.

Also, elastic layers based on polymer foams have recently increased in prevalence. The measurement of the mechanical properties of these materials presents problems such as a double resonance peak in the impact response spectrum. As a consequence it is difficult to apply these methods to such samples, and these problems must be overcome.

In this paper, a comparison is presented of five different methods of determining the resonant frequency and the damping of such materials when loaded by a mass plate and subjected to impact according to a current Standard. A brief statistical-based analysis is performed to study the behaviour and the variability in the data sets.

RESUMEN

En la actualidad en toda Europa y en cuestiones de acústica de la edificación, se están imponiendo legislaciones que, para ser cumplidas es necesario conocer de antemano las propiedades acústicas de los distintos elementos constructivos (y los forjados no son una excepción). Por ello un campo de trabajo importante se sustenta en el desarrollo de modelos analíticos que puedan explicar el comportamiento físico de ellos. En general estos modelos utilizan como parámetros de entrada las propiedades mecánicas de las capas elásticas como son su frecuencia natural de vibración, su rigidez dinámica o su factor de pérdidas.

En los últimos tiempos han proliferado para tal uso capas elásticas basadas en espumas poliméricas. Dichas espumas presentan características tales como dobles resonancias, o amortiguamiento elevado. Como consecuencia los actuales métodos normalizados de medida presentan problemas en su aplicación. Por ello, en este trabajo se presenta la aplicación de cinco distintos métodos para el análisis de algunas de estas propiedades en dos tipos diferentes de muestras de poliuretano.

INTRODUCCIÓN

La utilización de capas elásticas en la construcción de suelos para obtener una mejora en el aislamiento al ruido de impactos es algo habitual en acústica de la edificación. La magnitud que describe esta propiedad es la reducción del nivel de ruido de impactos, ΔL , que se experimenta en la sala que se encuentra bajo el forjado en estudio y sobre el que se golpea mediante una máquina de impactos normalizada. En los modelos físicos que explican este fenómeno ΔL se puede relacionar con la rigidez dinámica y la masa por unidad de superficie de la capa elástica que actúa como aislador y que se sitúa entre el forjado y la capa que actúa como suelo propiamente dicho. Un ejemplo de modelo analítico lo dan Cremer et al. [1]

$$\Delta L \approx 40 \log(\omega) - 20 \log(s'/m'), \quad (1)$$

aunque en la actualidad se pueden encontrar otros modelos que contemplan otros casos [2, 3, 4]. La rigidez dinámica se puede medir según la norma EN ISO 29052-1:1992 [5] en la que el suelo flotante se modela con una capa elástica sobre la que se sitúa una placa metálica de masa determinada. Esta configuración se supone que se comporta como un sistema masa muelle. La norma fija el tamaño de la placa ($200 \times 200 \text{ mm.}$) y su masa (8 kg), lo que equivale a una masa por unidad de superficie de 200 kg m^{-2} . Esta disposición se puede excitar de forma continua o mediante impactos (véase Figura 1).

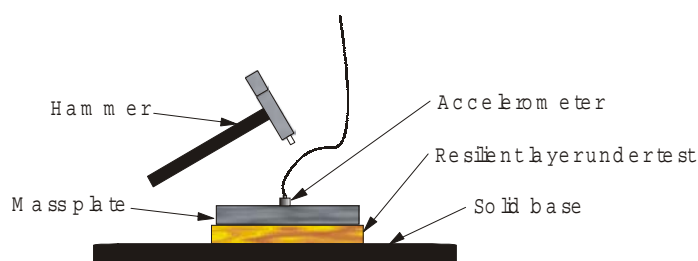


Figura 1. Disposición de ensayo para la medida de la respuesta en frecuencia de una placa elástica según la norma EN ISO 29052-1:1992

La rigidez dinámica se puede obtener mediante la frecuencia de resonancia del sistema a través de la ecuación [4]:

$$s' = 4\pi^2 m' f_o^2 \quad (2)$$

Para obtener la frecuencia de resonancia se mide la aceleración de la placa mediante un acelerómetro, normalmente situado en el centro y se golpea la placa mediante un martillo provisto de acelerómetro en un área situada alrededor del acelerómetro, para evitar posibles efectos indeseados [7, 8].

En la práctica para capas de poliuretano la respuesta del sistema puede ser más compleja y no como un simple sistema masa muelle. Para el estudio se emplearon dos tipos de material: Material A, de 9 mm de espesor y 0.034 g cm^{-3} de densidad y material B, de 2 mm de espesor y 0.14 g cm^{-3} de densidad.

Además, las respuestas del sistema presentan cierta variabilidad, lo que sugiere la necesidad de realizar algún tipo de estadística que permita especificar de una forma más precisa el valor de las distintas magnitudes físicas (frecuencia de resonancia, rigidez, amortiguamiento). Por otro lado, y como ya se ha indicado, la respuesta en frecuencia obtenida difiere de la respuesta ideal con un solo pico resonante, con el problema añadido de que en ciertos casos alguna de estas magnitudes no se pueden calcular por que interfieren entre ellas. Por ejemplo, en la Figura 2 se puede observar un caso en el que e presentan dos picos, de forma que la cercanía entre ambos hace que el amortiguamiento difícil. Incluso pueden aparecer casos en los que el pico principal no sea claramente evidente.



Figura 2. Respuesta en frecuencia de un sistema con un solo grado de libertad (derecha) y respuesta en frecuencia de un sistema con dos resonancias cercanas (izquierda).

MÉTODOS DE EXTRACCIÓN DE PARÁMETROS

La extracción de los parámetros físicos en los que se están interesados se basa en la obtención de la respuesta en frecuencia de las muestras tal y como se ha explicado más arriba. En el presente estudio se recogieron 288 respuestas en frecuencia de cada material a partir de impactos ejercidos sobre ellos. Con ellos se pretendió estudiar no solo la variabilidad estadística, sino también aspectos como el intervalo entre impactos o la respuesta sobre distintas muestras del mismo material (6 por material). Los ensayos se realizaron durante 6 días y la temperatura también fue monitorizada. También se registró la energía relativa del impacto dado; no es posible ejercer la misma fuerza en todos los impactos y en este tipo de ensayo este dato es importante dado que un exceso de energía puede provocar la aparición de fenómenos no lineales.

Una vez obtenidas las respuestas en frecuencia es necesario extraer de ellas los parámetros que se buscan. Las magnitudes directas son la frecuencia de resonancia y el amortiguamiento. La rigidez dinámica se puede obtener a partir de la frecuencia de resonancia a través de la ecuación (2). En el estudio se han estudiado 5 diferentes métodos para la extracción de estos dos parámetros. No todos son capaces de ofrecer ambos y cada uno tiene sus propias características, lo que les confiere de ciertas ventajas e inconvenientes que serán descritos brevemente a continuación.

1. Cálculo a Través de la Amplitud del Máximo de la Respuesta en Potencia, P_{KA}

Posiblemente es el procedimiento más conocido, en él la frecuencia de resonancia, f_o , es aquella en la que el valor cuadrático de la respuesta de resonancia alcanza su valor máximo (véase Figura 3a). El amortiguamiento se obtiene obteniendo además el ancho de banda de la semiamplitud de la respuesta cuadrática.

$$\zeta = \frac{(f_b^2 - f_a^2)}{4f_o^2} . \quad (3)$$

2. Cálculo a Través de la Parte Real de la Respuesta en Frecuencia, ReP

Algunas veces es más interesante utilizar la parte real de la respuesta en frecuencia del sistema. Si el sistema tiene un único modo propio, entonces se puede demostrar [6] que la posición del máximo y el mínimo definen los puntos en que el espectro de potencia alcanza su semiamplitud (f_a y f_b). Además la frecuencia de resonancia se encuentra situada a medio camino entre ambas (véase Figura 3b), es decir

$$f_o = \frac{1}{2}(f_a + f_b) . \quad (4)$$

y ζ se calcula a través de la ecuación (3).

3. Cálculo a Través de la Parte Imaginaria de la Respuesta en Frecuencia, *ImP*

Si el sistema tiene un único grado de libertad, entonces una estimación algo más precisa de la frecuencia de resonancia se puede obtener a partir de la parte imaginaria de su respuesta en frecuencia [8]. En estas condiciones su mínimo coincide con la frecuencia de resonancia. Mediante este método no se puede obtener una estimación del amortiguamiento, por lo que para calcular este parámetro habrá que recurrir al resto de métodos en los que, si se quiere, se puede sustituir el valor de f_o por el obtenido por este procedimiento.

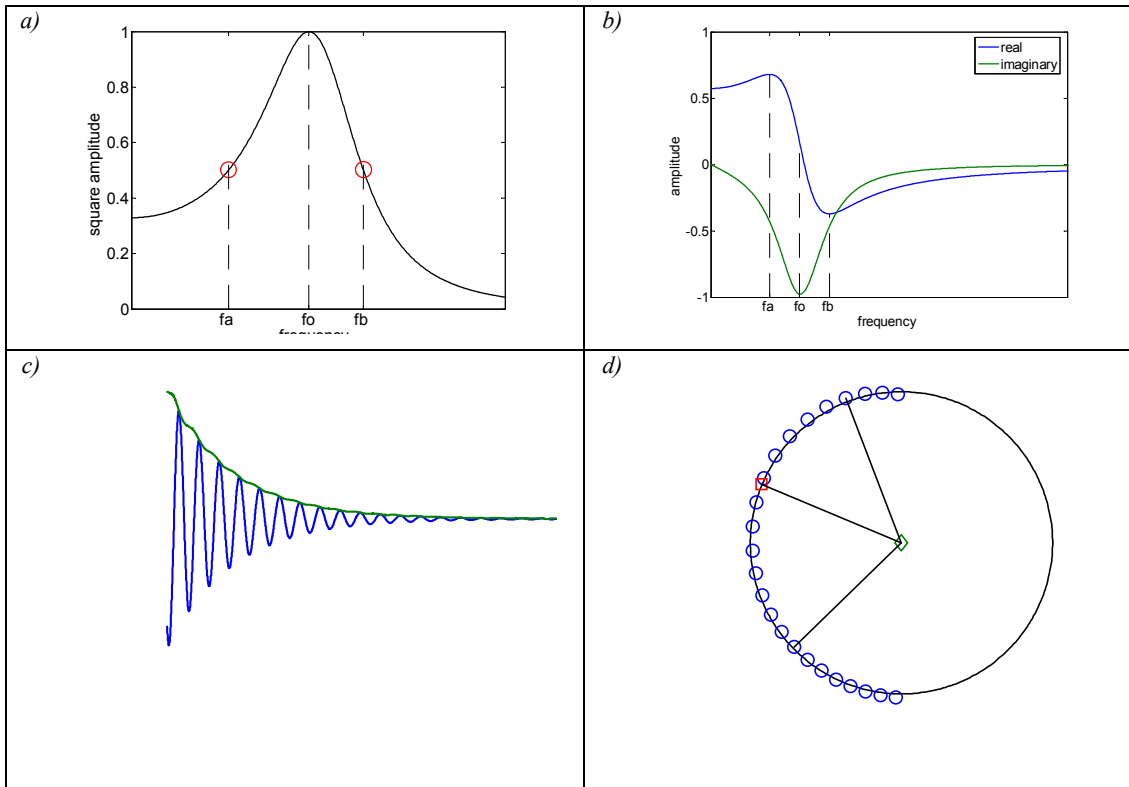


Figura 3. Esquema de al determinación de la frecuencia de resonancia y el amortiguamiento a partir de la respuesta en frecuencia del sistema. a) método del máximo de la amplitud, b) uso de la parte real o imaginaria, c) caída de la envolvente temporal de la señal, d) diagrama de Nyquist.

4. Cálculo a Través del Diagrama de Nyquist, *NyP*

Un diagrama de Nyquist consiste en una gráfica en la que el eje de abscisas se representa la parte real de la respuesta en frecuencia y en el eje de ordenadas su parte imaginaria. Si la respuesta en frecuencia representa a un sistema de un grado de libertad puro, entonces un diagrama de estas características dará lugar a un círculo. Si el sistema tiene más de un grado de libertad el gráfico dará lugar a una serie de pseudo-círculos organizados en espiral. Sin embargo si el gráfico se restringe a un entorno suficientemente cercano de la resonancia, entonces lo que se obtiene es un sector de círculo perfecto que, además no está influido por los modos cercanos. De modo que de él se pueden extraer los parámetros propios del modo. Este diagrama se puede contemplar como una curva definida de forma paramétrica en la que el parámetro es la frecuencia. Se puede demostrar que la frecuencia de resonancia se encuentra situada entre los puntos del diagrama cuya distancia es mayor. Además, el amortiguamiento se puede relacionar con la frecuencia de dos puntos cualquiera del diagrama y con la distancia angular relativa entre ellos y la posición de la resonancia (véase Figura 3d):

$$\zeta = \frac{f_b^2 - f_a^2}{f_o^2 [\tan(\vartheta_b/2) + \tan(\vartheta_a/2)]} \quad (5)$$

5. Cálculo a Través de la Envolvente de la Caída Temporal de la Señal, *DcT*

En este método usando la respuesta temporal de la señal, se localiza los picos positivos y negativos de la caída, y los tiempos correspondientes. Se hace un ajuste de una línea por un método de ajuste robusto que mejor describe esos puntos, por un número de picos especificado (en tornos a 8). De esto resulta la caída de energía de la señal con el tiempo (la cual se podría expresar en nepers/s), y para expresarla en ζ se tiene que conocer el valor de la frecuencia del sistema. Éste se calcula simplemente por hacer un espectro y identificar la frecuencia con la más energía.

RESULTADOS Y CONCLUSIONES

En la figura 4 se muestran los diagramas de dispersión entre los parámetros que mas variabilidad han mostrado. También se registraron otra serie de parámetros para monitorizar otras magnitudes que podrían influir en los resultados, como variaciones temporales entre impactos y entre series de impactos o se identificaron las pruebas hechas con cada muestra de cada material. Dado que todos estos parámetros no mostraron apenas influencia en el resultado no han sido mostrados en la figura. En esta figura se puede observar que entre la energía del impulso y la frecuencia de resonancia existe una relación que podría ser lineal, sin embargo esta relación no se observa entre la energía del impulso y el amortiguamiento, relación que parece bastante horizontal

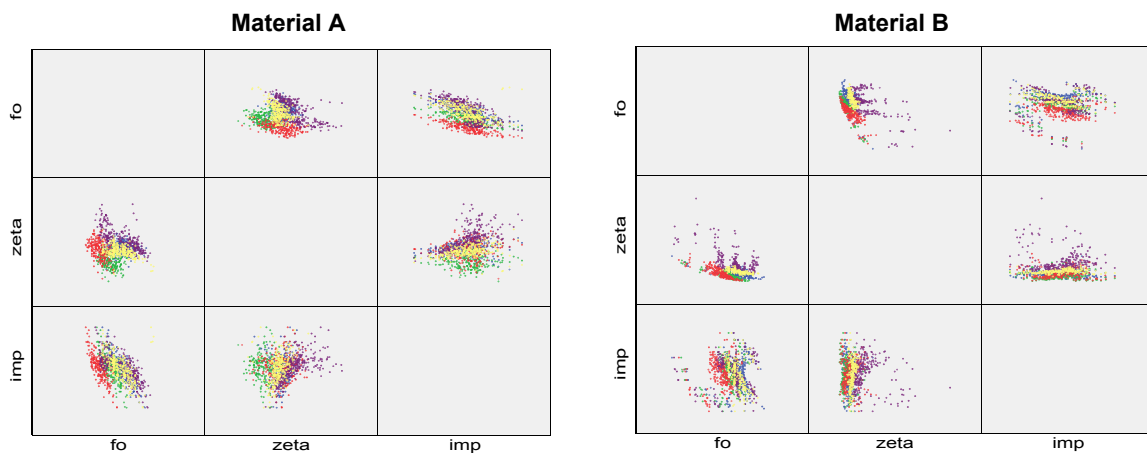


Figura 4. Diagramas de dispersión entre la frecuencia de resonancia, el amortiguamiento y la energía del impacto. Azul: PkA, verde: ReP, rojo: ImP, morado: NyP, amarillo: DcT.

En la figura 5 se muestran los histogramas de distribución de las frecuencias de resonancia, no se muestran los correspondientes al amortiguamiento por falta de espacio, sin embargo si se harán algunos comentarios acerca de ella. En los histogramas se puede observar que la variación de resultados es mayor para el material B que para el material A.

También se puede observar como sólo el método *NyP* es capaz de definir de forma nítida los dos picos presentes en el material A. En general a lo largo de todo el proceso fue este procedimiento el que se mostró más robusto y flexible, por otro lado también es el más elaborado de implementar.

La presencia de dos picos hace que el método *DcT* no sea apto para el cálculo de la frecuencia de resonancia. Este método resultó ser muy estable y cómodo de utilizar para el cálculo del amortiguamiento, sin embargo también hay que decir que el valor que da debe ser un promedio del amortiguamiento de ambos picos dado que no es capaz de distinguir entre ellos.

Por último de la comparación de todos los resultados entre si se puede concluir que en conjunto los métodos menos adecuados son *ReP* e *ImP* aunque aparentemente su precisión no

es mala, lo cierto es que los valores que se obtienen a través de ellos son los menos fiables, en el caso del amortiguamiento se ha llegado a obtener valores negativos, lo que no es aceptable teóricamente.

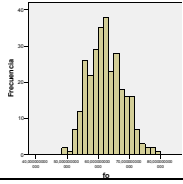
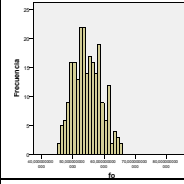
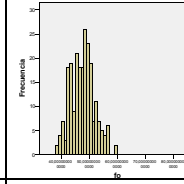
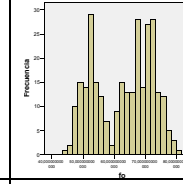
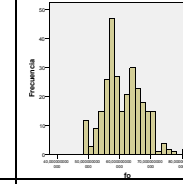
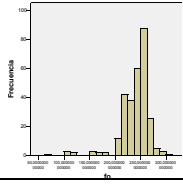
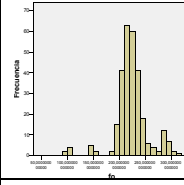
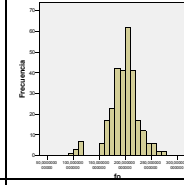
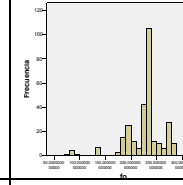
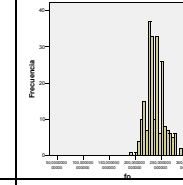
	<i>PkA</i>	<i>ReP</i>	<i>ImP</i>	<i>NyP</i>	<i>DcT</i>
Material A					
\bar{f}_o	62,3 Hz	54,4 Hz	47,4 Hz	62,8 Hz	61,4 Hz
$\sigma(f_o)$	5,55	4,67	4,21	9,31	6,50
Material B					
\bar{f}_o	239 Hz	223 Hz	198 Hz	227 Hz	239 Hz
$\sigma(f_o)$	29,1	32,1	28,1	36,2	17,4

Figura 5. Histogramas de distribución de las frecuencias de resonancia obtenidas.

AGRADECIMIENTOS

El presente trabajo se ha realizado con el soporte económico del Proyecto del Plan Nacional con referencia BIA2004-07102-C0301

REFERENCIAS

- [1] L. Cremer, H. Heckel, E. E. Ungar, *Structure Borne Sound*. (Springer-Verlag, Berlin, 1988)
- [2] H. A. Metzen, "Estimation of the Reduction in Impact Sound Pressure Level from Dynamic Stiffness of Insulation Layers", *Building Acoustics*, 3(1), (1996)
- [3] L. L. Beranek, I.L. Vér, *Noise and Vibration Control Engineering*, (John Wiley & Sons, 1992)
- [4] A. Schiavi, A. Pavoni, F. Russo, "Dynamic Stiffness Measurement: an empirical Model to Estimate the Reduction in Impact Sound Pressure Level and its Relative Improvement Curve" *Proceedings of ICA, Kyoto, 2004*
- [5] EN 29052-1:1992. "Acoustics – determination of dynamic stiffness; part 1: materials used under floating floors in dwellings"
- [6] D.J. Ewins, *Modal Testing: Theory, Practice and Application* (RSP Ltd., Exeter, 2000)
- [7] D.K. Anthony, D. Fernández, P. Luque, F. Simón, Dynamic Stiffness of elastic layers to improve the impact insulation of floors. *Proc. of 12th Int. Congress of Sound and Vibration (ICSV12) Lisboa, Portugal 2005 Paper 135*
- [8] F. Simón, D.K. Anthony, *Comparison between different methods of characterizing elastic layers*. *Proc. of 13th Int. Congress of Sound and Vibration (ICSV13) Viena, Austria, 2005 Paper 915*