

4. SILENCIADORES

4.1 Introducción

El hecho de que se produzca sonido en un conducto es algo indeseable prácticamente en todos los casos. En los casos que son de nuestro interés (gases de escape de un motor de combustión interna, aire en un sistema de ventilación...), debido a que la fuente tiene la intención de realizar una tarea más significativa que la generación de ruido y generalmente el silenciador ya está diseñado y construido cuando el problema del ruido se descubre, la solución requiere una modificación del sistema de conductos. Los obstáculos previstos para contrarrestar la transmisión del sonido son los denominados silenciadores.

Las soluciones que se dan al problema del ruido se pueden dividir en dos categorías: activas y pasivas.

Los **sistemas pasivos** utilizan medios físicos para atenuar el sonido. La operación de silenciar pasivamente puede basarse en dos principios diferentes y por lo tanto, podemos encontrar dos tipos de silenciadores pasivos:

Silenciadores reactivos que se componen de tubos acoplados, como se ve en la figura 4.1, sin material absorbente. El principio físico que utilizan para atenuar el sonido es la reflexión, parte de la energía incidente es devuelta a la fuente debido a la reflexión de ondas, resultado de la existencia de cambios de sección y otras particularidades geométricas. Suelen acabar con el sonido caracterizado por tonos discretos, especialmente en regiones de baja frecuencia.

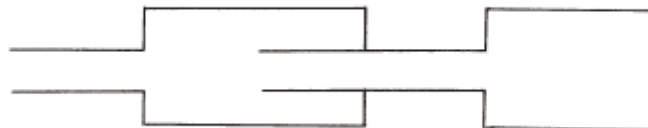


Figura 4.1. Silenciador reactivo básico

Silenciadores resistentes trabajan disipando la energía acústica. Sus paredes pueden estar cubiertas con un material absorbente. En este caso, la potencia sonora se convierte en calor, o el material puede ofrecer resistencia al flujo. Los silenciadores resistivos son los más adecuados para hacer frente a ruido de alta frecuencia de banda ancha.

En el **control activo de ruido (Active Noise Control, ANC)**, generalmente, un micrófono detecta sonido, y un sistema compuesto por un ordenador, un amplificador y un altavoz genera un sonido con los mismos valores de amplitud y frecuencia, pero fase opuesta. Lo característico de ANC es que añade energía al sistema, con lo cual existe la posibilidad de crear más ruido y más daño en el sistema si éste no se adapta con éxito, al contrario que en silenciadores pasivos, que absorben la energía del sistema. Por otro lado los silenciadores activos son más precisos y versátiles que los pasivos.

Entre control activo y pasivo podemos encontrar los **silenciadores semi-activos o híbridos** en el que ambos métodos están involucrados.

Como ya se ha comentado en el capítulo anterior para comparar los silenciadores, y para determinar cuánto de interesantes nos pueden resultar, existen algunos parámetros en los que nos podemos apoyar como son:

Pérdidas de transmisión:

Queda definido por la siguiente ecuación, ecuación 4.1

$$D_{TL} = 10 \cdot \log \left(\frac{\overline{W}_i}{\overline{W}_t} \right) \quad [4.1]$$

Se define como el ratio entre la presión sonora incidente y transmitida, cuando el silenciador tiene una terminación anecoica, libre de reflexión. En la práctica este tipo de terminación es difícil de conseguir, especialmente a frecuencias bajas. En esas situaciones esta medida puede ser engañosa, por lo que se utilizan otros parámetros más adecuados que nos dan medidas más fiables.

Pérdidas de inserción.

Se define por la siguiente ecuación:

$$D_{IL} = 20 \cdot \log \left(\frac{p_B}{p_A} \right) \quad [4.2]$$

Se compara la presión sonora en un punto constante para dos configuraciones diferentes de silenciador. Podemos medir en sistemas acoplados los cambios en el nivel de presión debido a la modificación del sistema. La pérdida de inserción podría tener un valor negativo, mientras que la pérdida de transmisión es siempre positiva.

4.2 Soluciones clásicas

La mayoría de los silenciadores clásicos son pasivos o semi-activos. Se pasa a ver los más comunes.

4.2.1 Silenciadores reactivos

Como se comentó estos silenciadores juegan con los cambios en la geometría sin introducir materiales absorbentes.

Área discontinua:

Ésta es la manera más simple de producir la reflexión, el silenciador se puede diseñar de distintas maneras, la estándar es la que aparece en la figura 4.2

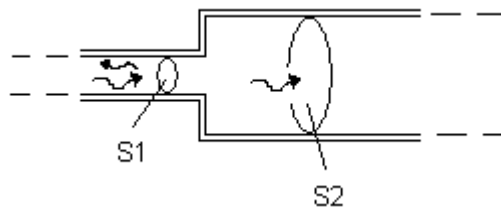


Figura 4.2.

Las pérdidas de transmisión para este silenciador quedan definidas por la siguiente ecuación:

$$D_{\pi} = 10 \cdot \log \left(\frac{(S_1 + S_2)^2}{4S_1 S_2} \right) \quad [4.3]$$

Cámara de expansión:

Las cámaras de expansión difieren de los silenciadores de área discontinua, ya que en el caso de la cámara un aumento de la superficie en algún punto necesariamente viene seguida de una disminución del mismo valor, de manera que se crea una cámara, como se ve en la figura 4.3. En este caso, los conductos de entrada y salida tienen la misma área transversal.

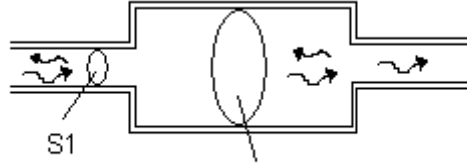


Figura 4.3. Cámara expansiva

Las pérdidas de transmisión para este silenciador quedan definidas por la siguiente ecuación:

$$D_{\pi} = 10 \cdot \log \left(1 + \left(\frac{S_1}{2S_2} - \frac{S_2}{2S_1} \right)^2 \sin^2(kl) \right) \quad [4.4]$$

Ramas laterales:

Podemos ver un ejemplo clásico de este tipo de silenciador en la siguiente figura:

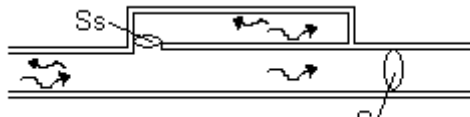


Figure 4.4.

En este caso se aumenta el volumen añadiendo una cámara en paralelo a la principal y comunicada con ésta, es allí donde se produce la reflexión.

La expresión de las pérdidas de transmisión en este caso es la siguiente:

$$D_{TL} = 10 \cdot \log \left(\frac{S_1 + S_2}{4 S_1 S_2} \right) \quad [4.5]$$

Silenciador de Helmholtz

Un silenciador de Helmholtz es el equivalente acústico del sistema mecánico de masa-muelle. Como se ve en la figura 4.5, éste consta de un volumen cerrado, que actúa como la muelle, que está conectado al sistema de conductos a través de un conducto de menor tamaño, en cuyo interior el fluido actúa como la masa. El volumen es análogo al muelle, y el aire en el cuello es similar a una masa.

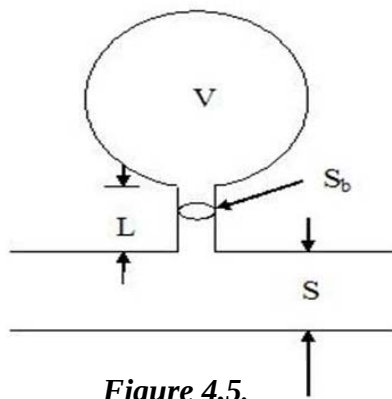


Figure 4.5.

En la siguiente figura se observa el comportamiento de las pérdidas de transmisión en el resonador de Helmholtz:

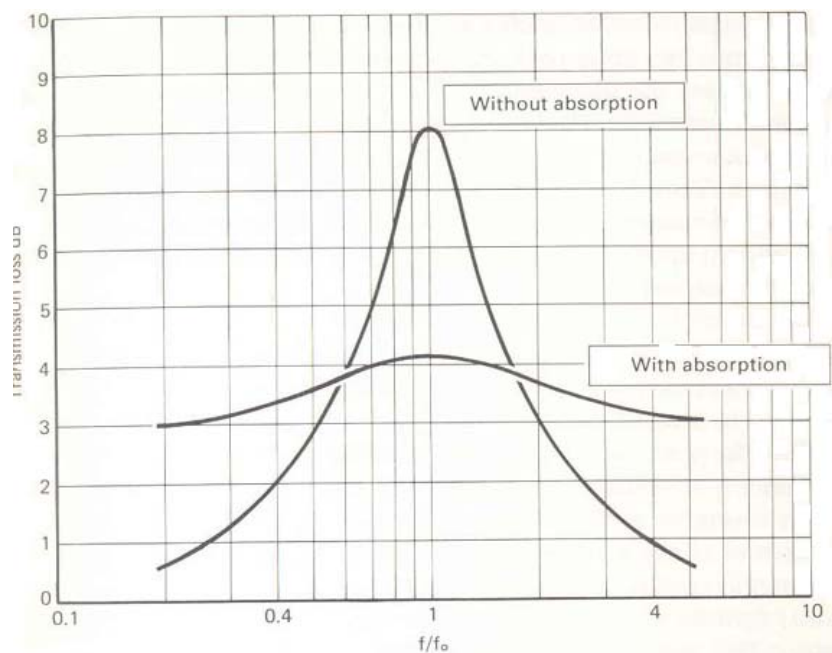


Figure 4.6. Pérdidas de transmisión para un resonador de Helmholtz con (M=0.2) y sin (M=0) relleno absorbente.

4.2.2 Silenciadores resistivos

Los silenciadores resistivos tienen la tarea de disipar la energía de las ondas y lo hacen mediante la conversión de energía acústica en calor. Las paredes del conducto están cubiertas con absorbentes porosos, normalmente están hechos de lana mineral o fibra de vidrio. La amortiguación se consigue normalmente por las fuerzas viscosas por lo que el objetivo es maximizar las velocidades de las partículas en el material poroso. Esto se favorece si se mantiene una pequeña distancia entre el absorbente y la pared. En la figura 4.7 podemos ver algunos ejemplos de ellos.

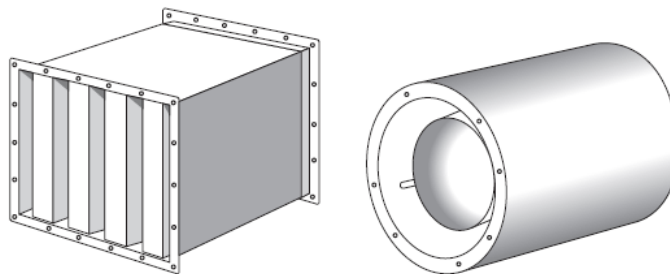


Figure 4.7.

4.3 Nuevas soluciones

Además de los silenciadores que acabamos de presentar, que podemos decir que son las soluciones más clásicas al problema del ruido, hoy en día se investiga en nuevas opciones de silenciar y hay muchos silenciadores comercializados disponibles para un uso diario. Analizaremos algunas de las investigaciones de los últimos cinco años, las que se han considerado más interesantes, pasando por soluciones activas, pasivas y semi-activas.

4.3.1 Silenciadores comerciales

La mayoría de los silenciadores comerciales están diseñados para eliminar el ruido del aire en los conductos de aire acondicionado. Hay dos grandes categorías generales: silenciadores utilizados en viviendas, edificios, etc, y silenciadores para uso industrial.

Silenciadores resistivos tales como:



Figure 4.8.



Figure 4.9.

El primer modelo, (PV), que se ve en la figura 4.8, cuenta con material de absorción sólo en la carcasa, su pérdida de inserción es moderada cuando el diámetro es grande. El segundo modelo, (PVK), que se ve en la figura 4.9, además de recubrir la carcasa con material absorbente, cuenta con un núcleo en su interior, también recubierto de éste material, por lo que mejora las pérdidas de inserción del primer modelo.

La ventaja de usar los silenciadores comerciales es que se tratan mejor, se pueden abrir fácilmente para la limpieza, o para cambiar los materiales de absorción en el sitio sin tener que desmontar el silenciador. Además de acabar con el problema del ruido, están pensados para facilitar el manejo a sus propietarios. A continuación se presentan algunos modelos de silenciadores comerciales que se pueden encontrar en internet o en establecimientos comerciales.

El siguiente silenciador, que se puede ver en la figura 4.10, tiene refuerzos de la pared y material de absorción en ellas, mejorando así la absorción y el aislamiento acústico. Tiene buenas propiedades de atenuación de sonido y además presenta una construcción compacta. Las superficies de absorción no están perforadas con lo que reduce costes. La transmisión del sonido a través de la carcasa se reduce al mínimo.



Figura 4.10.

En la siguiente figura, 4.11, se presenta un silenciador que se ha desarrollado para los casos en que los requisitos de nivel de ruido son muy estrictos. Se ha diseñado para obtener una buena atenuación tanto a altas como a bajas frecuencias.

Cuando el flujo de aire o el sonido entran al silenciador, primero pasan a través de una sección baffle normal. A continuación, entran en una zona con forma parecida a un laberinto, y luego pasan a través de los baffles dispuestos transversalmente. En este silenciador se reduce al mínimo tanto el sonido creado por el propio silenciador como el que pasa a través de la carcasa.

Además, como se comentó anteriormente, los silenciadores comerciales tienen la ventaja de que su interior es de fácil acceso para la limpieza, y el cambio de material de absorción se puede realizar in situ sin tener que desmontar el silenciador.

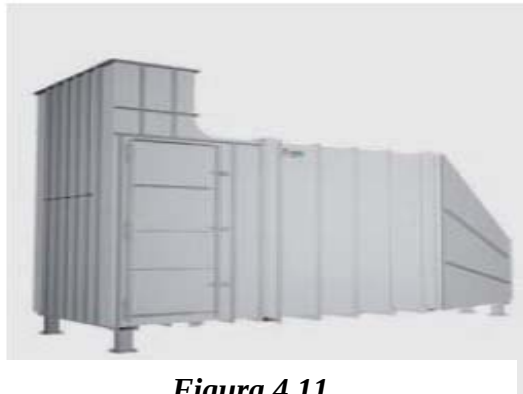


Figura 4.11.

Silenciadores reactivos, tales como los de las figuras 4.12, 4.13, 4.14 y 4.15. Estos silenciadores están contruidos como silenciadores de tubos y silenciadores de membrana, y no contienen material absorbente poroso.

El silenciador de tubo (PRV), figura 4.12, está compuesto por dos cámaras, en él, el sonido se refleja hacia atrás en los cambios de sección transversal.

El silenciador de tubo MPRV multi-puerto, se ve en las figuras 4.13 y 4.14, se ha desarrollado principalmente para bombas de vacío y para la atenuación de sonido en un turbo ventilador. Para atenuar a alta frecuencia sería necesario además un silenciador de absorción.



Figura 4.12



Figura 4.13



Figura 4.14



Figura 4.15

El silenciador de placa o membrana, el tipo MBV que podemos ver en la figura 4.15, consiste en una placa delgada en frente de un espacio de aire. La membrana actúa como una masa y el espacio de aire como un resorte. Los deflectores de membrana se han desarrollado para la atenuación de bajas frecuencias. Gracias a su construcción modular, se pueden disponer tal como el silenciador BVN cuando se requiere atenuación a baja frecuencia. El deflector se construye en acero inoxidable, y por lo tanto no son muy sensibles a las impurezas en el flujo de aire. Si el flujo de aire no es limpio, la atenuación de pico se mueve hacia frecuencias más bajas.

4.3.2 Nuevas investigaciones

A continuación se presentan cuatro investigaciones, en las que se atenúa el sonido de cuatro maneras distintas, dos de ellas utilizan métodos pasivos, una de ellas mixto, y la última utiliza el control activo.

Se le adjudicarles un nombre a cada solución para poder facilitar el referirse a ellas.

A lo largo de este apartado se explicará cada uno de sus funcionamientos, ahondando más o menos según la relevancia que ello tenga para este estudio, y se compararán sus resultados y peculiaridades.

1. CÁMARAS DE EXPANSIÓN. *Atenuación del sonido en un conducto circular usando pequeños rendijas excéntricas de expansión en serie [8].*

En esta investigación se estudia el comportamiento de pequeñas cámaras de expansión circulares al funcionar como silenciador/resonador en el conducto. De ahora en adelante los llamaremos discos de expansión o discos directamente. La frecuencia de resonancia de cada disco depende de su profundidad, por lo que se prueban varias configuraciones con tamaños variados para ampliar el rango de frecuencia de actuación.

En primer lugar se estudia el cilindro con varios discos colocadas en serie, y de manera concéntrica al conducto, de diámetros distintos. Aunque esta configuración prácticamente muestra un comportamiento que equivale a la suma de comportamientos de cada disco, existe una cierta interacción cuando las frecuencias de resonancias de los discos se acercan entre ellas.

En segundo lugar se examina la configuración con un único disco excéntrico al conducto. Se estudian varios casos, con discos de distintos diámetros. En cada caso estudiado se obtienen dos frecuencias naturales. Mientras que la frecuencia más baja parece corresponderse al primer modo del disco, la más alta, parece representar a la frecuencia natural del correspondiente disco concéntrico.

Finalmente se estudia la composición de varios discos en serie, excéntricos al conducto, cuyo comportamiento es bastante complicando en comparación con los casos anteriores, aunque es en alguna de estas configuraciones, en la que se obtiene mejor comportamiento frente a la atenuación del sonido.

El comportamiento básico de estos discos expansivos puede compararse con el de un silenciador de rama lateral, cuyo efecto de atenuación del sonido se obtiene en la frecuencia de resonancia de la misma. Esta frecuencia se determina por la condición de que la longitud de la rama, cuando coincida con un cuarto de la longitud de onda del sonido. En este caso la longitud de la rama sería la profundidad del disco, la diferencia

entre el radio del disco y el del cilindro. Por lo que dependiendo de ese diámetro se actuará en unas frecuencias o en otras.

En este estudio se comparan los resultados medidos en un equipo experimental con los calculados numéricamente.

Condiciones e hipótesis llevadas a cabo en esta investigación son las siguientes:

- El parámetro l/d es siempre menor que 0.1, lo cual es novedoso en este tipo de estudios comparación con otras investigaciones, donde este parámetro no era menor de 0.205.
- El estudio no contempla el caso en que haya corriente de aire en el conducto.
- La onda incidente es plana.

El equipo experimental que se usa en el estudio es el representado en la figura:

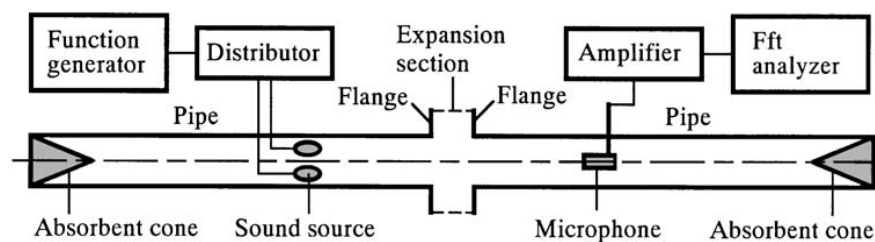


Figura 4.16. Sistema experimental

Y cumple las siguientes características:

- Se utilizan conos absorbentes para evitar la reflexión al principio y al final del conducto.
- El rango de frecuencia de estudio es: $2 < f < 7,5$ KHz. Por debajo y por encima de ese rango no se garantiza precisión. A frecuencias bajas los conos anti reflexivos dejan de ser tan eficientes, y a frecuencias tan altas, se corre el riesgo de acercarse demasiado a la frecuencia de corte del conducto y el hecho de tomar las medidas se complica.
- La fuente de sonido es un conjunto de 4 altavoces, uniformemente distribuidos sobre la pared del conducto. El micrófono que recogerá la señal una vez haya atravesado la zona con ranuras se coloca en el centro del conducto.
- Las ranuras se colocan en la sección de expansión.

Primer estudio.

Para el primer estudio se van a disponer tres discos de expansión en serie con un diámetro diferente cada uno, aumentando este conforme nos alejamos de la fuente. La distancia entre los discos de expansión vecinos es w , y es constante, al igual que su espesor que es l para los tres. Podemos ver el modelo en la figura 4.17.

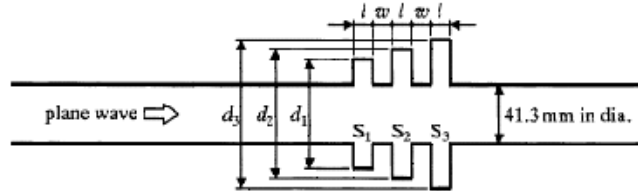


Figure 4.17. Discos expansivos en serie

Se mide el coeficiente de transmisión de sonido para muchas frecuencias, siempre en el intervalo $[2, 7.5]$ KHz, definido este como:

$$t.c = \frac{P_2}{P_1}$$

Se llevan a cabo tres estudios, que difieren en el valor del diámetro de las ranuras, para ver como afecta este cambio a la frecuencia de resonancia. Para cada estudio también se mide el coeficiente para diferentes valores de espesor, l , para 2mm y para 5mm, y este último caso, $l = 5$ mm, se compara con los valores obtenidos numéricamente. Los resultados se muestran en la figura 4.18

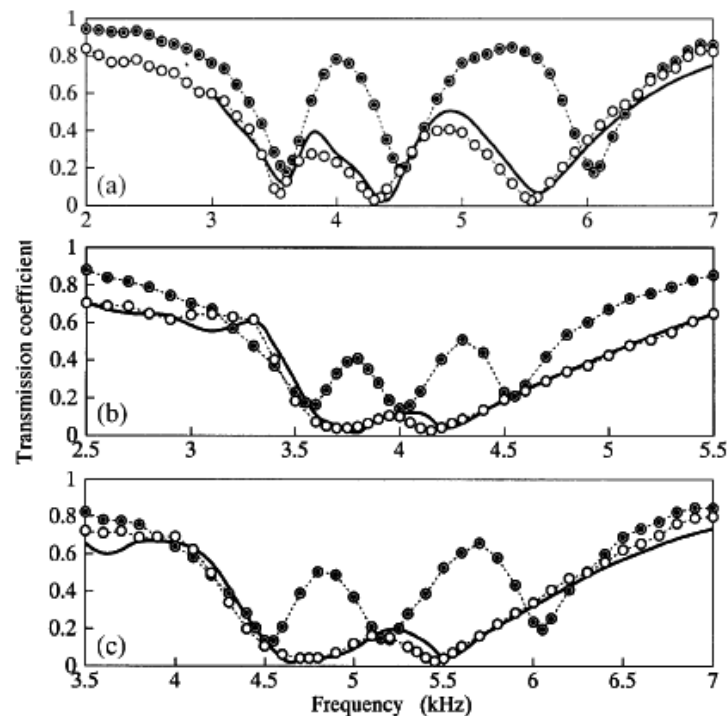


Figura 4.18. Coeficiente de transmisión cuando tenemos ranuras concéntricas dispuestas en serie, $D=41.3$ mm, $w=1$ mm: (a) $d_1=64$ mm, $d_2=72$ mm, $d_3=80$ mm; (b) $d_1=72$ mm, $d_2=76$ mm, $d_3=80$ mm; (c) $d_1=64$ mm, $d_2=68$ mm, $d_3=72$ mm; ■, medidas para, $l=2$ mm; ○, medidas para, $l=5$ mm; —, resultados calculados mediante FDM, $l=5$ mm.

Análisis y conclusiones:

En el primer gráfico se ensayan discos que van de 64 mm de diámetro a 80 mm, en el segundo el rango va de 72 mm a 80 mm, y en el tercero de 64 mm a 72mm. En los tres el tamaño del disco va en sentido creciente y los tres casos se ensayan para $l=2\text{mm}$ y $l=5\text{mm}$. Además se comparan las medidas para $l=5\text{mm}$ con unos valores teóricos obtenidos mediante FDM, que sólo se han calculado para $l=5\text{mm}$.

En el primer gráfico aparecen 3 frecuencias naturales tanto para $l=2\text{ mm}$ como para $l=5\text{ mm}$ e igualmente para los valores teóricos.

Los valores de la frecuencias naturales cuando $l=2\text{mm}$ están en torno a: $f_1= 3.6\text{ KHz}$, $f_2= 4.6\text{ KHz}$, $f_3=6\text{ KHz}$; cuando $l=5\text{mm}$ esas frecuencias están en torno a: $f_1= 3.5\text{ KHz}$, $f_2= 4.3\text{ KHz}$, $f_3=5.5\text{ KHz}$, algo menores.

En el segundo gráfico únicamente aparecen tres frecuencias naturales para el caso en que $l=2\text{mm}$, y en ese caso toman el valor: $f_1= 3.55\text{ KHz}$, $f_2= 4\text{ KHz}$, $f_3=4.5\text{ KHz}$. Para el caso $l=5\text{mm}$, tanto para el experimental como para el numérico, desaparece una frecuencia natural, y quedan sólo dos que además se encuentran, la primera, 3.7 KHz , entre los valores de frecuencia f_1 y f_2 , obtenidos para $l=2\text{mm}$, y la segunda, $4,2\text{ KHz}$, entre los valores de f_2 y f_3 obtenidos para $l=2\text{mm}$.

En el tercer gráfico ocurre lo mismo que en el segundo pero en un rango de frecuencias mayores. Para el caso en que $l=2\text{mm}$, $f_1= 4.5\text{ KHz}$, $f_2= 5.2\text{ KHz}$, $f_3=6\text{ KHz}$. Y para los otros dos, $f_1= 4.7\text{ KHz}$, $f_2= 5.5\text{ KHz}$.

Se observa que siempre que $l=2\text{mm}$, aparecen 3 frecuencias de resonancia, mientras que para $l=5\text{mm}$ hay sólo dos, en los casos *b* y *c*, y además esas dos frecuencias naturales están comprendidas entre las tres frecuencias obtenidas para $l=2\text{mm}$. Esto puede deberse a la interacción entre las cámaras. El comportamiento básico que se espera de los discos dispuestos en serie es el de la suma del comportamiento de cada uno, sin embargo, cuando las frecuencias naturales están próximas entre ellas puede aparecer interacción entre ellos, como en estos casos.

También se deduce que al aumentar el diámetro disminuyen los valores de las frecuencias naturales, las más altas están asociadas al disco de menor diámetro.

Al aumentar el espesor de las expansiones, el coeficiente de transmisión aumenta, por lo que la atenuación es mayor.

Influencia de w :

Si se cambia el espacio entre las rendijas a $w = 3$, se obtienen los siguientes resultados, ver figura 4.19:

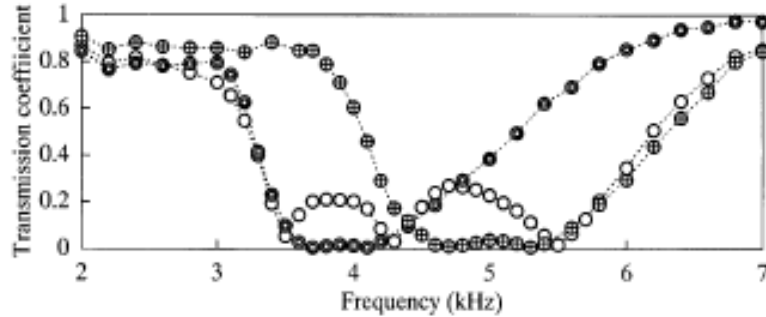


Figura 4.19. Medida del coeficiente de transmisión para ranuras concéntricas dispuestas en serie, $D=41.3\text{mm}$, $l=5\text{mm}$, $w=3\text{mm}$: $\circ$, $d_1=64\text{mm}$, $d_2=72\text{mm}$ y $d_3=80\text{mm}$; $\square$, $d_1=72\text{mm}$, $d_2=76\text{mm}$ y $d_3=80\text{mm}$; $\oplus$, $d_1=64\text{mm}$, $d_2=68\text{mm}$ y $d_3=72\text{mm}$.

Estos valores están tomados para $l=5\text{mm}$ y $w=3\text{mm}$, realizando los tres estudios que han realizado anteriormente.

Se observa que en el caso en el que el rango de diámetros es mayor, difieren más entre ellos, aparecen 3 frecuencias naturales, al igual que antes, y los valores tampoco se diferencian mucho de los tomados cuando $w = 1$. Los valores para los otros dos casos tampoco difieren mucho a los tomados en el estudio anterior, por lo que se puede concluir que la atenuación del sonido gracias a estas cámaras de expansiones depende más del diámetro de éstas y de su espesor que de la separación que existe entre ellas.

Única ranura de expansión:

La configuración a estudiar sería la siguiente, figura 4.20:

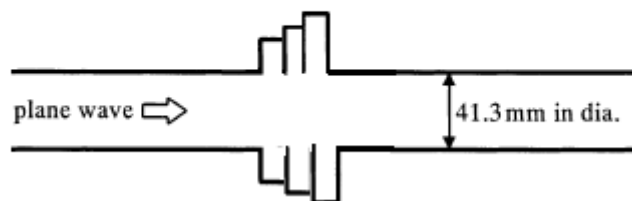


Figura 4.20. Conducto con un disco único de expansión

Las medidas tomadas en este caso en el que las tres cámaras se combinan para formar una única cámara de expansión, son las siguientes, figura 4.21:

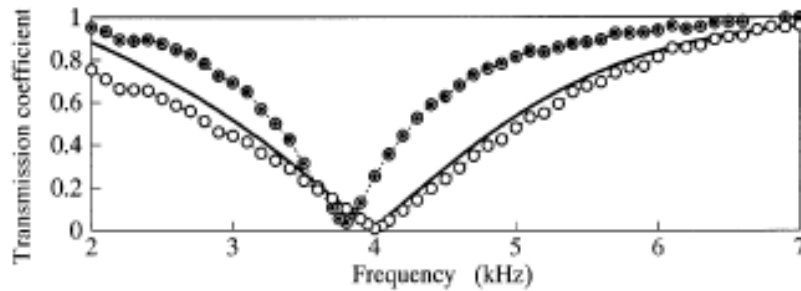


Figura 4.21. Medida del coeficiente de transmisión en un paso de cámara $D=41.3\text{mm}$, $d_1=72\text{mm}$, $d_2=76\text{mm}$ y $d_3=80\text{mm}$, $w=0\text{mm}$; ■, medidas para, $l=2\text{mm}$; ○, medidas para, $l=5\text{mm}$, —, valores calculados mediante FDM, $l=5\text{mm}$.

En este caso hay una única frecuencia de resonancia, que toma mayor valor a mayor espesor, l , tenga la cámara.

Se comprueba que este caso funciona del mismo modo que lo hace un sistema cuya cámara de expansión tiene un diámetro igual a d_2 , 76mm y un espesor el de $3l$.

Se comentó anteriormente, a menor diámetro mayor atenuación, y mayor espesor mayor atenuación se conseguía. En el caso de combinar más de un diámetro actúa como el menor de los diámetros que contiene, y con un espesor igual a la suma de todos ellos.

Segundo estudio:

En este caso vamos a estudiar el comportamiento que presenta como silenciador un sistema formado por una única cámara de expansión excéntrica al conducto principal.

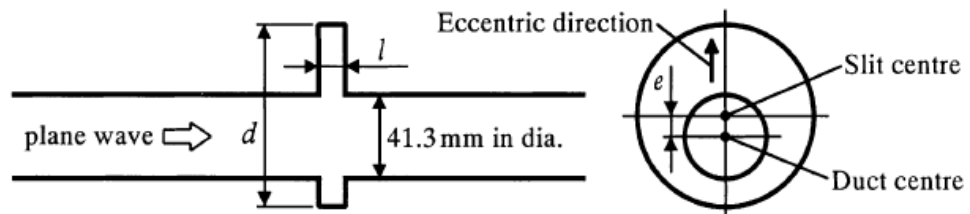


Figura 4.22 . Configuración con un único disco excéntrico

El coeficiente de transmisión se mide para cuatro diámetros diferentes y en cada uno de esos estudios se prueban 4 excentricidades distintas en orden creciente.

Se observa, figura 4.23, que en todos los casos existen dos mínimos, excepto en los casos en que no hay excentricidad, en ellos sólo aparece uno.

Resulta complicado, a la luz de esta gráfica, concretar una conclusión de cómo afecta la excentricidad a la frecuencia de resonancia, así como la influencia de ésta en los valores de atenuación, coeficiente de transmisión. Para aclarar los resultados de la gráfica anterior, se recogen los valores de los mínimos en la figura 4.24.

Se ha llamado a mínimos a la primera frecuencia a la que existe un mínimo en el coeficiente y máximos a la segunda frecuencia a la que aparece otro mínimo en el coeficiente de transmisión, y se han concluido también los valores obtenidos (bajo el mismo procedimiento) para los casos en que la excentricidad es de 1, 4 y 8 mm.

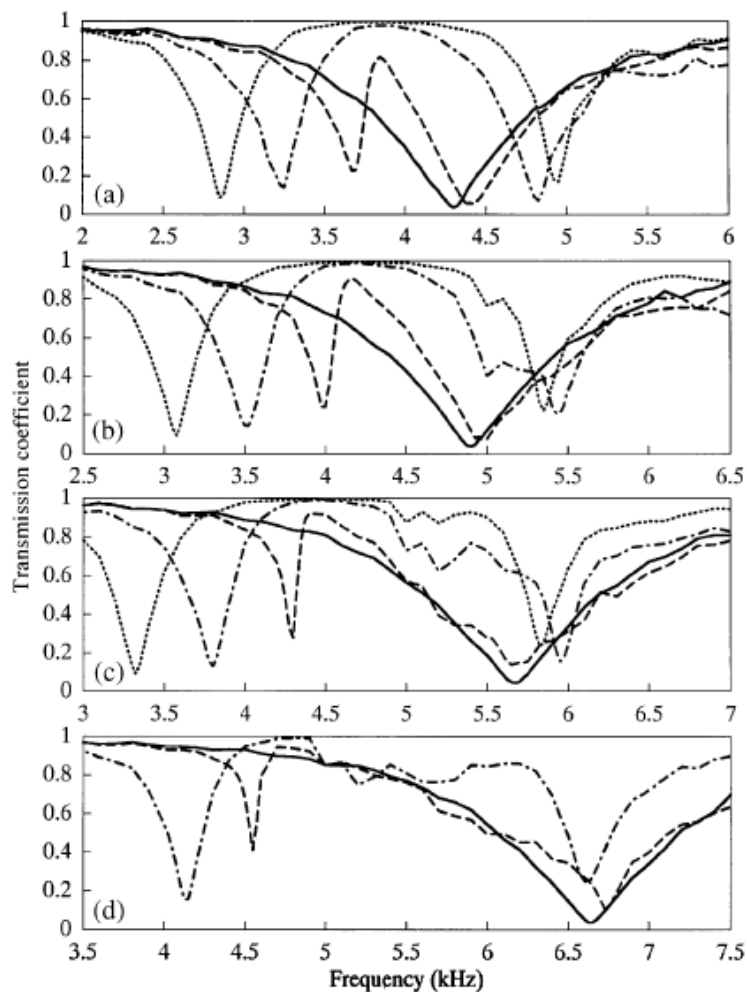


Figure 4.23. Medida del coeficiente de transmisión para cuatro ranuras de expansión individuales, $D=41.3\text{mm}$, $l=5\text{mm}$: (a) $d=72\text{mm}$; (b) $d=68\text{mm}$; (c) $d=64\text{mm}$; (d) $d=60$; —, $e=0\text{mm}$; --, $e=2\text{mm}$; - . -, $e=6\text{mm}$; . . . , $e=10\text{mm}$.

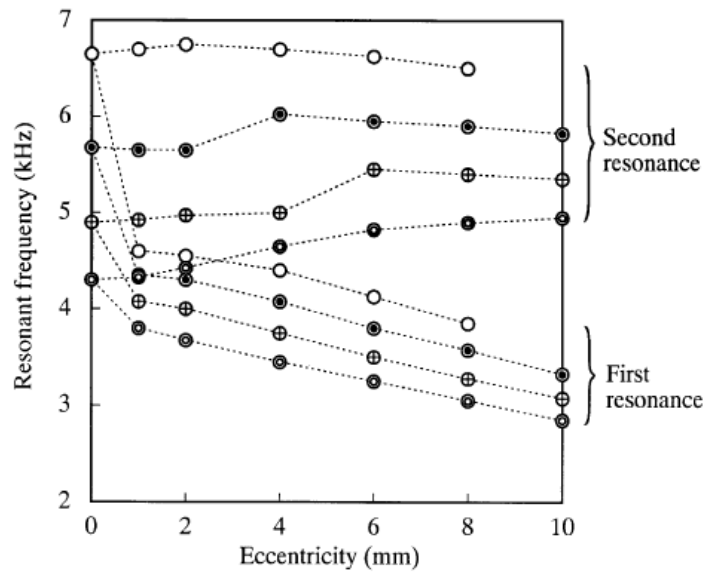


Figura 4.24. Frecuencia de resonancia frente a excentricidad de un único disco excéntrico, $D=41.3$, $l=5$ mm, ●, $d=64$ mm, ○, $d=60$ mm, ⊕, $d=68$ mm, ⊗, $d=72$ mm

Cuando la excentricidad no es cero hay dos mínimos en los valores del coeficiente de transmisión, se producen a dos frecuencias $f_1 < f_n = f(e=0) < f_2$.

- En la figura 4.24 se observa con claridad la tendencia a decrecer que posee la primera frecuencia a medida que aumenta la excentricidad.
- La segunda frecuencia, sin embargo, no describe tendencia clara al aumentar la excentricidad, y podemos decir que su valor no se separa demasiado del valor que tiene cuando no hay excentricidad.

Tercer estudio

Después de los dos estudios anteriores se puede deducir que la solución más efectiva sería tener 3 discos del mismo tamaño excéntricos al conducto, por lo que se pasa a analizar algunas de estas posibilidades. Los resultados están representados en la figura 4.25, en el primer estudio, figura *a*, todas las excentricidades estarán en la misma dirección, en el segundo, figura *b*, la del segundo disco está en una dirección distinta la resto, y en el tercer estudio, figura *c*, cambia la dirección de la excentricidad del tercer disco .

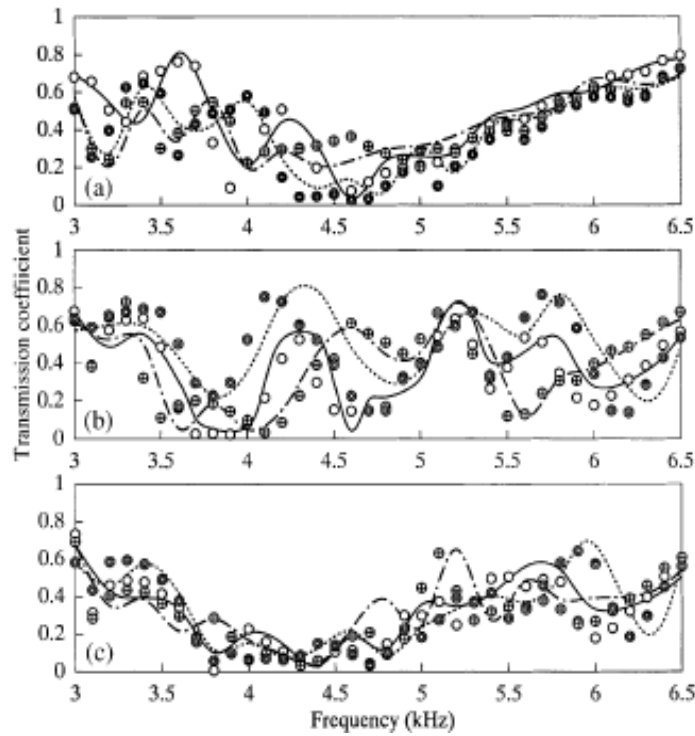


Figura 4.25. Medida del coeficiente de transmisión para discos individuales. $D=41.3\text{mm}$, $l=5\text{mm}$, $w=1\text{mm}$, $d_1=d_2=d_3=72\text{mm}$: marcas circulares: valores medidos; línea curvada: valores calculado mediante FDM: (a) $\circ$, —, $e_1=0\text{mm}$, $e_2=2\text{mm}$ y $e_3=4\text{mm}$; $\oplus$, - $\bullet$ -, $e_1=2\text{mm}$, $e_2=4\text{mm}$ y $e_3=6\text{mm}$; $\blacksquare$, - - -, $e_1=0\text{mm}$, $e_2=4\text{mm}$ y $e_3=6\text{mm}$; (b) $\circ$, —, $e_1=2\text{mm}$, $e_2=-4\text{mm}$ y $e_3=6\text{mm}$; $\oplus$, - $\bullet$ -, $e_1=4\text{mm}$, $e_2=-2\text{mm}$ y $e_3=6\text{mm}$; $\blacksquare$, - - -, $e_1=4\text{mm}$, $e_2=6\text{mm}$ y $e_3=2\text{mm}$; (c) $\circ$, —, $e_1=2\text{mm}$, $e_2=4\text{mm}$ y $e_3=-6\text{mm}$; $\oplus$, - $\bullet$ -, $e_1=4\text{mm}$, $e_2=2\text{mm}$ y $e_3=-6\text{mm}$; $\blacksquare$, - - -, $e_1=2\text{mm}$, $e_2=6\text{mm}$ y $e_3=-4\text{mm}$

Análisis y conclusiones.

Los resultados no son tan concluyentes como en los estudios anteriores, sin embargo la conformidad entre los valores medidos y los calculados son suficientemente buenos.

Como se comentó anteriormente, se supone que los resultados son la combinación de los dos estudios anteriores. El comportamiento que se observa en la figura 4.23 (a) debería ser una combinación del comportamiento presentado en la figura 3.18 y la figura 4.18(a), sin embargo, se observa que para valores de frecuencia menores a 4.5 KHz el coeficiente de transmisión no es tan bajo como se esperaba, la atenuación es menor de lo esperado.

En la segunda figura, 4.25(b) los resultados de atenuación obtenidos son peores.

En la tercera figura, 4.25(c), la atenuación parece ser mayor que en los casos anteriores, ya que el coeficiente de transmisión llega a ser cero en cierto rango de frecuencia, más concretamente alrededor de la frecuencia de resonancia de disco concéntrico de 72 mm de diámetro (sobre los 4.3 Hz).

Conclusiones

- Cuando tres discos expansivos están situados de manera concéntrica al conducto y tienen diferentes diámetros, se obtiene básicamente la suma de los comportamientos de cada disco por separado. Sin embargo, cuando sus frecuencias de resonancia están cerca unas de otras se produce una interacción entre esos comportamientos.
- Cuando un único disco se dispone de forma excéntrica al conducto aparecen dos frecuencias de resonancia. La menor de ellas es aparentemente menor que la frecuencia de resonancia del mismo disco dispuesto de manera concéntrica. La más alta está bastante cerca de la frecuencia de resonancia que aparece cuando el disco está concéntrico al conducto.
- Cuando se disponen tres discos de manera excéntrica en serie, el comportamiento es más complicado, porque a varias frecuencias se dan varios tipos de condiciones de resonancia. Bajo la condición de que los discos tengan el mismo tamaño, el mejor comportamiento acústico se da cuando la dirección de excentricidad del último de los discos es la opuesta a los dos primeros.

2. SILENCIADOR ESPIRAL. *Propagación del sonido a través de un conducto con un elemento espiral en su interior* [4].

En esta investigación se estudia la propagación del sonido a través de un conducto en cuyo interior hay un elemento en forma de espiral. Se considera que no hay flujo de aire a través del conducto. Podemos ver cómo queda el modelo en la figura 4.26.



Figura 4.26. Hélice de Arquímedes

Este modelo se puede aplicar a sistemas de conductos como sistemas de ventilación, aire acondicionado y sistemas de calefacción, mejorando la atenuación del sonido en una banda de frecuencia determinada.

Las mayores pérdidas de transmisión se encuentran a la frecuencia de resonancia de la espiral como podemos ver en el siguiente gráfico.

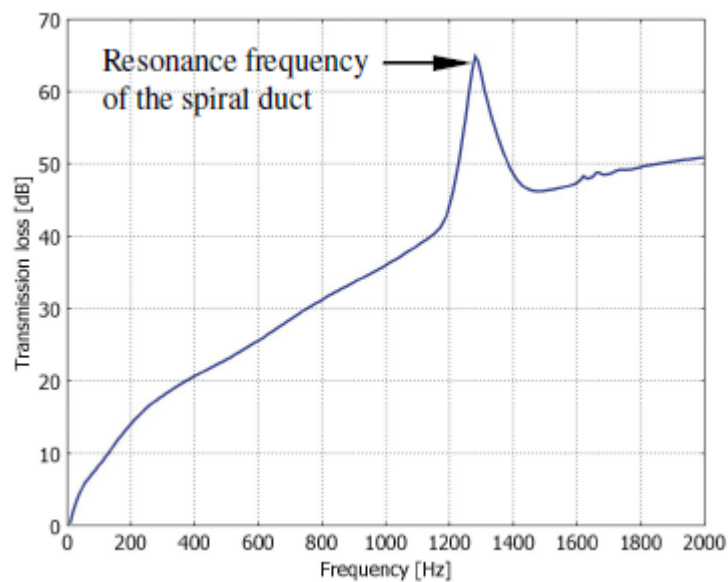


Figura 4.27. Pérdidas de transmisión del sistema con la espiral en su interior.

Hipótesis del modelo:

- No se considera la existencia de corriente de aire a través del conducto circular, tal y como comentamos anteriormente.
- Las paredes del conducto y del elemento espiral son rígidas acústicamente hablando, y no hay ningún material absorbente en el interior. El conducto tiene terminación anecoica.
- El experimento se lleva a cabo bajo las siguientes condiciones; podemos ver a qué dimensión corresponde cada parámetro en la figura de abajo:

$$s/d=2; \quad g/d=0.04; \quad d_m/d=0.24$$

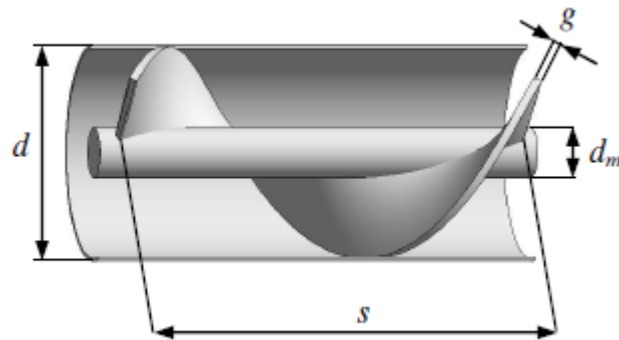


Figura 4.28. Sistema a analizar.

Cálculos de las pérdidas de transmisión:

De acuerdo con lo representado en la siguiente figura:

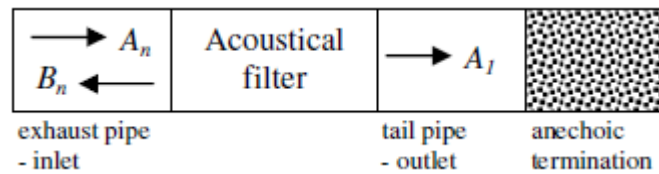


Figura 4.29

Las pérdidas de transmisión se calculan de la siguiente manera:

$$TL = 10 \log_{10} \left| \frac{S_n A_n^2}{2} \frac{2}{S_l A_l^2} \right| = 20 \log_{10} \left| \frac{A_n}{A_l} \right| \quad B_l = 0. \quad [4.6]$$

B_l representa la presión sonora de la onda reflejada, que es cero a la salida ya que se ha impuesto la condición de terminación anecoica.

Resultados:

Los resultados que se presentan indican las pérdidas de transmisión medidas en rangos de frecuencia diferentes. En la primera gráfica, figura 4.30, se han tomado los datos en un rango que va de 10 Hz a 2 KHz, con un paso de 10 Hz, y en la segunda, figura 4.31, con un rango que va desde 1 KHz a 1.6KHz con paso 1 Hz.

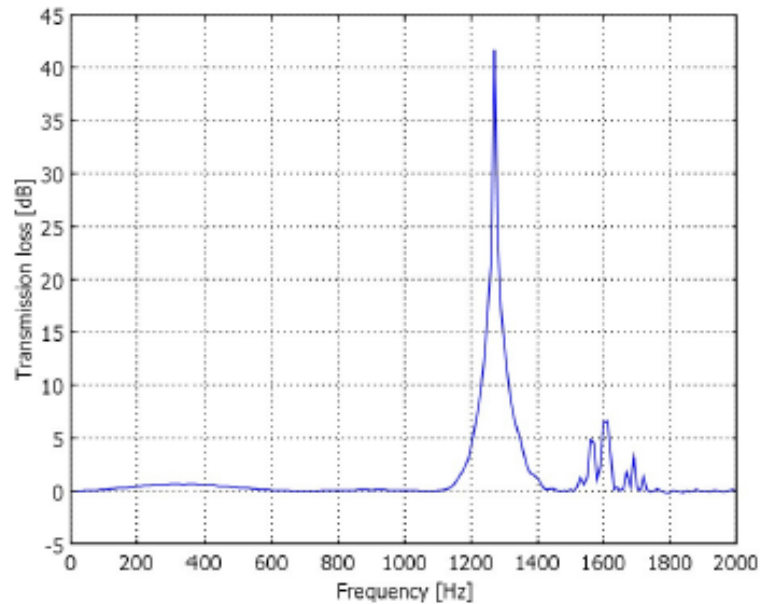


Figure 4.30

La pérdida de transmisión máxima que aparece en esta primera toma de datos es de 42 dB y se da en la frecuencia 1270Hz.

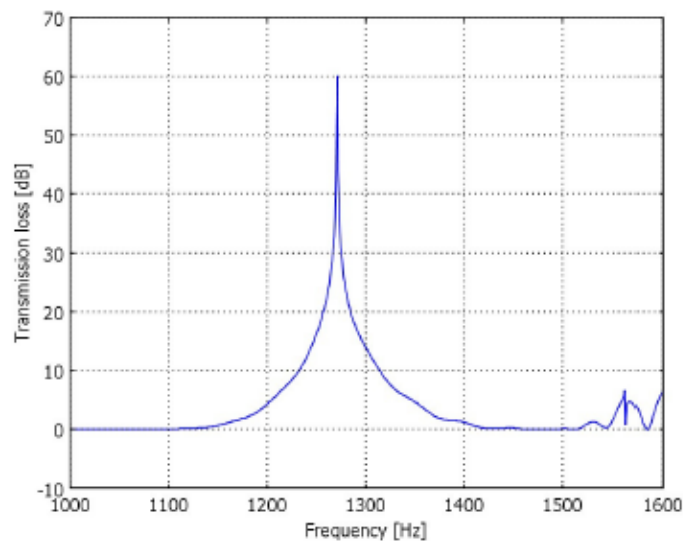


Figure 4.31

La pérdida de transmisión máxima que aparece en este caso es de 60 dB y se da en la frecuencia 1271 Hz, que se reconoce como la frecuencia de resonancia del elemento espiral.

3. SILENCIADOR HÍBRIDO. *Reducción del ruido en un conducto de flujo. Implementación de una solución híbrida pasiva/activa [3].*

Esta investigación se lleva a cabo con el propósito de diseñar un tratamiento acústico híbrido combinando las propiedades pasivas del material poroso y las técnicas de control activo, se presta especial atención a la selección de la capa pasiva.

El objetivo principal es encontrar la impedancia adecuada en la cara superficial del absorbedor, aquella que permite alcanzar las máximas atenuaciones en una banda ancha de frecuencias.

Se estudian distintas capas a fin de encontrar la impedancia óptima en la superficie del revestimiento híbrido. Los resultados muestran la dificultad de conseguir simultáneamente una resistencia (se corresponde con la parte real de la impedancia) y reactancia (se corresponde con la parte imaginaria de la impedancia) óptima, por lo que se tiene que llegar a un compromiso para conseguir la máxima atenuación.

Los experimentos se llevan a cabo en un conducto de flujo de laboratorio, llamado MATISSE, bajo incidencia acústica, y con una velocidad de flujo de hasta 50m/s.

Esta investigación se lleva a cabo con el propósito de encontrar un tipo de revestimiento novedoso para limitar de manera óptima la propagación de ruido del ventilador en la admisión del motor turbo en aviones,” y se pretende encontrar para el caso más general de aplicaciones de conductos de flujo.

Es importante notar que para las aplicaciones aeronáuticas no sólo hay que tener presente la atenuación del ruido deseada, se presentan grandes limitaciones a la hora de fabricar un revestimiento fiable y resistente debido al medio ambiente hostil en el que se trabaja. Entre restricciones ambientales, geométricas y mecánicas hay que integrar peso, forma y fiabilidad a la vez que una fácil sustitución de células absorbentes en caso de daños.

El tratamiento acústico probado en esta investigación consiste en celdas híbridas que combinan las propiedades pasivas del material poroso con las técnicas de control activo para garantizar la cancelación de la presión en la cara posterior de la capa porosa.

El concepto de absorción híbrida se corresponde con la doble activación de la celda, a bajas frecuencias actúa en modo activo y a altas en modo pasivo. Ambos procedimientos han sido optimizados para conseguir la máxima atenuación, aunque esta publicación se centra en optimizar la capa pasiva. Los resultados que se presentan respecto al modo activo han sido estudiados anteriormente en otra publicación.

Los tratamientos pasivos convencionales trabajan a altas frecuencias en un rango bastante estrecho, y los procedimientos activos parecen ser eficientes principalmente a bajas frecuencias, por tanto este método híbrido aumenta el ancho de la banda de frecuencias tratadas.

Descripción del absorbedor y proceso de optimización de la célula híbrida

El comportamiento de un material poroso a baja frecuencia depende principalmente de su resistividad R que sigue la siguiente ecuación:

$$R = \frac{(P_1 - P_2)}{V} = \sigma e \quad [4.7]$$

Donde e corresponde al espesor de la capa y V a la velocidad de flujo de aire a través del material debida a la diferencia de presión entre las dos superficies de la capa ($P_1 - P_2$)

Cuando la presión en la cara posterior de la capa es cero ($P_2=0$), la impedancia superficial del material se vuelve proporcional a la resistividad.

$$Z = \frac{P_1}{V} = \sigma e \quad [4.8]$$

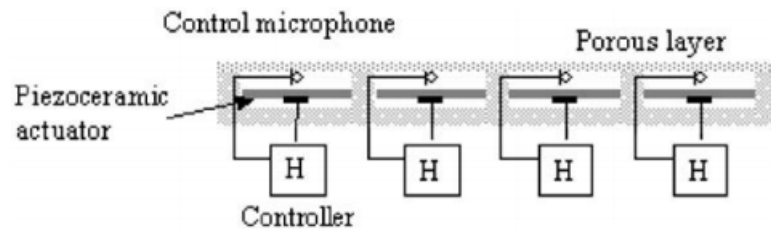
En estas condiciones la impedancia superficial, o mejor dicho, la resistencia superficial del material, se puede controlar con un adecuado espesor.

La presión acústica en la cara posterior del material se podría cancelar colocando el material a una distancia $\lambda/4$ de una pared rígida. Pero hacerlo de esta manera presenta algunos inconvenientes, principalmente los siguientes:

- El rango de frecuencias en el que se consigue efectividad sigue siendo muy estrecho.
- A bajas frecuencias, la cámara de aire del material poroso comienza a ser demasiado grande. Por ejemplo a 500 Hz se necesitaría una cavidad de 0.17m.

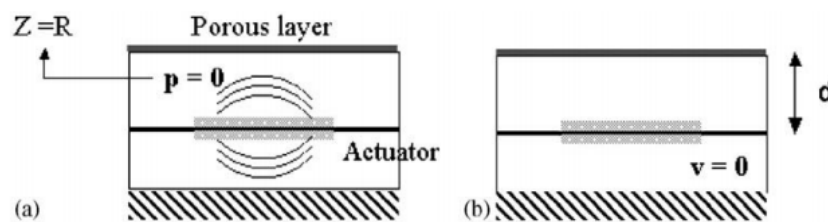
Por ello se opta, en bajas frecuencias, por eliminar esa presión, P_2 , mediante sistemas de control activo, sistema compuesto por una fuente secundaria, un controlador y un micrófono de control.

En la figura 4.32 se presenta el revestimiento híbrido. Se compone de células híbridas, y cada una de ellas de una capa porosa respaldada por un sistema de control activo, configuración que permite a su vez proteger a este sistema.



Figura

En la figura 4.33 se representa la célula en ambos modos de funcionamiento, en modo activo (a), donde la cara posterior del material estará asegurada una presión nula, $P_2=0$, esto ocurrirá a bajas frecuencias, y en modo pasivo, (b), funcionamiento a altas frecuencias, en este caso el modo activo estará desactivado, y la capa porosa quedará respaldada por una cavidad de aire de profundidad óptima, d .



Figura

El banco de ensayos donde se realizan los experimentos está representado en la figura 4.34, se le denomina MATISSE. Tiene una longitud de 3,20m de largo y una sección de $66 \times 66 \text{ mm}^2$ con terminación anecoica. El análisis en el conducto se reduce a modo de propagación plano, por debajo de los 2.5 kHz. El flujo, nunca mayor de 50m/s,

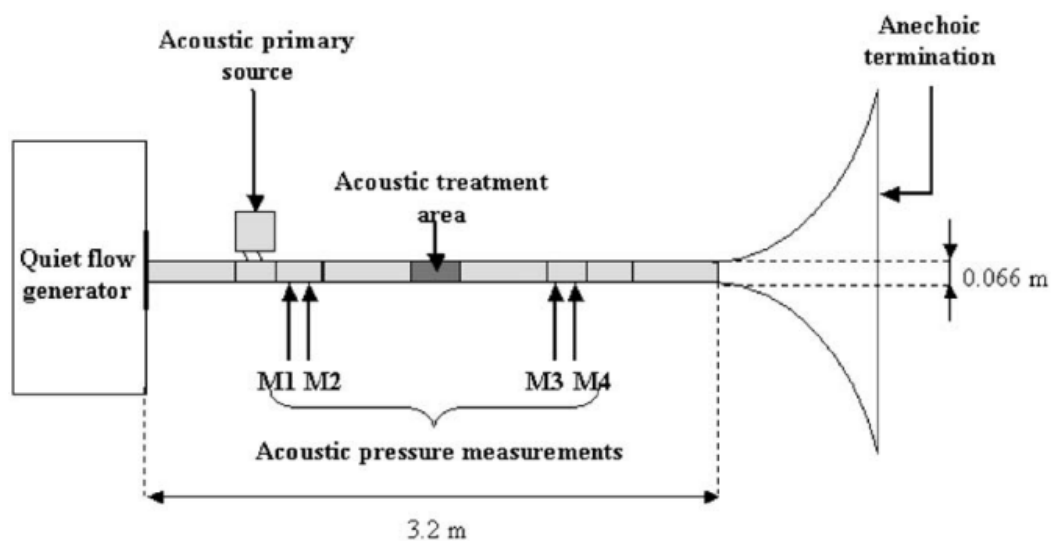
se introduce por un generador silencioso aguas arriba del conducto, siempre con caudal medio uniforme.

La fuente acústica primaria se sitúa en la pared superior, aguas arriba del tratamiento acústico. El revestimiento híbrido puede situarse tanto en la pared superior del conducto como en ambas paredes.

Se distinguen tres zonas en el conducto:

- *Zona 1*: zona aguas arriba de la zona a tratar acústicamente, donde se encuentra la fuente acústica primaria, las paredes son rígidas.
- *Zona 2*: zona a tratar acústicamente, *acoustic treatment area*. La longitud de esta zona es variable. Como se ha comentado, el revestimiento se puede situar en la pared superior del conducto o en ambas.
- *Zona 3*: zona aguas debajo de la zona a tratar acústicamente cuyas paredes son rígidas y su terminación anecoica.

Se colocan dos parejas de micrófonos aguas arriba de la *zona 2*, M1 y M2, y otro par aguas abajo, M3 y M4, con ellos se tomarán los valores de presión necesarios para calcular las pérdidas de transmisión.



Figura

Impedancia óptima

Lo primero es calcular cuál es la impedancia óptima que produce la máxima atenuación, para posteriormente buscar el material que más se acerca a ella. Esto se calcula mediante el conducto de ensayo MATISSE, modelando su comportamiento de manera adecuada se evalúan los niveles de reducción de ruido aguas abajo del absorbedor. El índice tomado para esta medida es el de pérdidas de transmisión, ya que trabajamos en el dominio de ondas planas y la terminación del conducto es anecoica. En este caso TL se define como la diferencia entre la presión incidente en la zona 1 y la radiada en la zona 3.

Como se comentó anteriormente, la reactancia y la resistencia se corresponden con la parte imaginaria y la parte real de la impedancia. Se busca una reactancia óptima y una resistencia óptima.

A continuación se realiza un ensayo para determinar la tendencia de la resistencia y reactancia. La longitud de la *zona 2* es de 160mm, y se reviste la pared superior del conducto. Las impedancias obtenidas para diferentes flujos se muestran en la figura 4.35

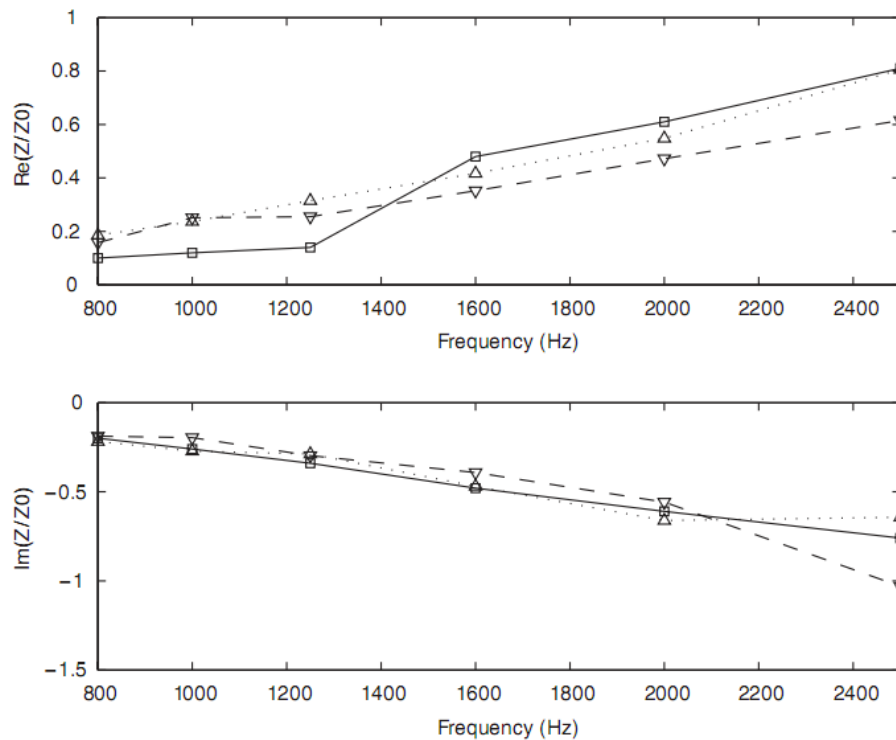


Figura 4.35. Flujo nulo ($\square$), flujo medio 20 m/s (Δ), flujo medio 50m/s(∇)

La resistencia óptima parece aumentar con la frecuencia mientras que la reactancia es negativa y decrece a lo largo del rango de frecuencias estudiado. Y se observa que la presencia de flujo no modifica de manera significativa los valores de la resistencia ni de la reactancia.

Se realiza un estudio de las pérdidas de transmisión y se concluye que para cada resistencia y reactancia el rango de TL más efectivo es distinto, incluso para ciertas frecuencias y velocidades aparecen más de un rango, lo que puede ser debido a las discontinuidades en las condiciones de contorno a lo largo del conducto.

Como conclusión se llega a que la impedancia óptima debe calcularse particularmente para cada montaje aunque se pueden sacar algunas conclusiones generales:

- La resistencia y reactancia dependen de muchos parámetros como la longitud de la *zona 2* ó de si la aplicación del revestimiento está hecha en la pared superior o en ambas paredes de la zona a tratar.
- Los valores de impedancia pueden verse afectados por la velocidad del flujo aplicado.
- La evolución de la resistencia es aumentar con la frecuencia mientras que la reactancia decrece.
- Se tomarán como valores objetivo los obtenidos para flujo nulo, ya que cuando el flujo es pequeño estos valores apenas varían.

Selección de la capa pasiva. Estudio teórico

Para determinar que material proporcionará una impedancia superficial óptima se realiza un análisis de su resistencia y reactancia de manera simultánea.

El comportamiento acústico de la capa porosa queda descrito por cinco parámetros como resistencia, porosidad, tortuosidad (medida geométrica de la desviación entre el camino seguido por la onda acústica y el camino directo, espesor. Es una medida adimensional) y dos longitudes características (o respectivos factores de forma y viscosidad). Además, se necesitan dos parámetros adicionales, el espesor e , y la profundidad del hueco de aire detrás de la capa, para modelar la impedancia de entrada en la capa porosa.

Debido a la dificultad a la hora de optimizar una función dependiente de tantos parámetros y la dificultad final de encontrar un material que cumpla esos requisitos se opta por el estudio uno a uno de varios materiales porosos comunes dispuestos en una o más capas.

Como se intuye de los estudios anteriores es muy complicado obtener resistencia y reactancia óptimas a la vez, ya que a veces dependen inversamente de algunos parámetros, se pretende encontrar el mejor compromiso entre ellos de manera que se obtenga la impedancia más eficaz y próxima a la óptima posible.

Se estudian tres materiales, una capa de malla de alambre, *wire mesh*, una capa de lana, *rock wool*, y un material compuesto por varias capas, *material multicapa*.

Análisis en comportamiento activo

Wire mesh

Debido a sus propiedades, extrema delgadez y alta resistencia, estos materiales presentan comportamiento acústico en una banda ancha de frecuencias y cuando se asocian a determinadas condiciones de funcionamiento, llevan asociado una gran atenuación del ruido.

En este caso la malla tiene una resistencia próxima a $0,3Z_0$.

Como se observa en la figura 5, donde se comparan los resultados de los tres materiales con los óptimos, la resistencia obtenida en el caso de la malla de alambre es algo superior al óptimo, pero bastante próxima, mientras que la reactancia en lugar de ser negativa decreciente es ligeramente positiva.

Rock wool surface

En este caso la capa tiene un espesor de 9mm, y una impedancia tres veces mayor que la del aire, $3Z_0$. La resistencia en este caso está muy lejos de la óptima, pero se quiere ver si la reactancia es la adecuada, y como se observa en la figura 4.36, aunque en valor es ligeramente superior a la óptima, es de valor negativo y sigue el comportamiento decreciente.

Multicapa

La multicapa está compuesta por una capa *wire mesh*, seguida de una cavidad de aire de 17mm y de una capa *rock wool* de 4 mm. Mientras que la capa de alambre controla la resistencia superficial, las dos capas restantes consiguen la reactancia deseada. En la figura 5 se observa que a pesar de obtener la reactancia deseada, la resistencia es considerablemente alta con respecto a la deseada, $1,7Z_0$.

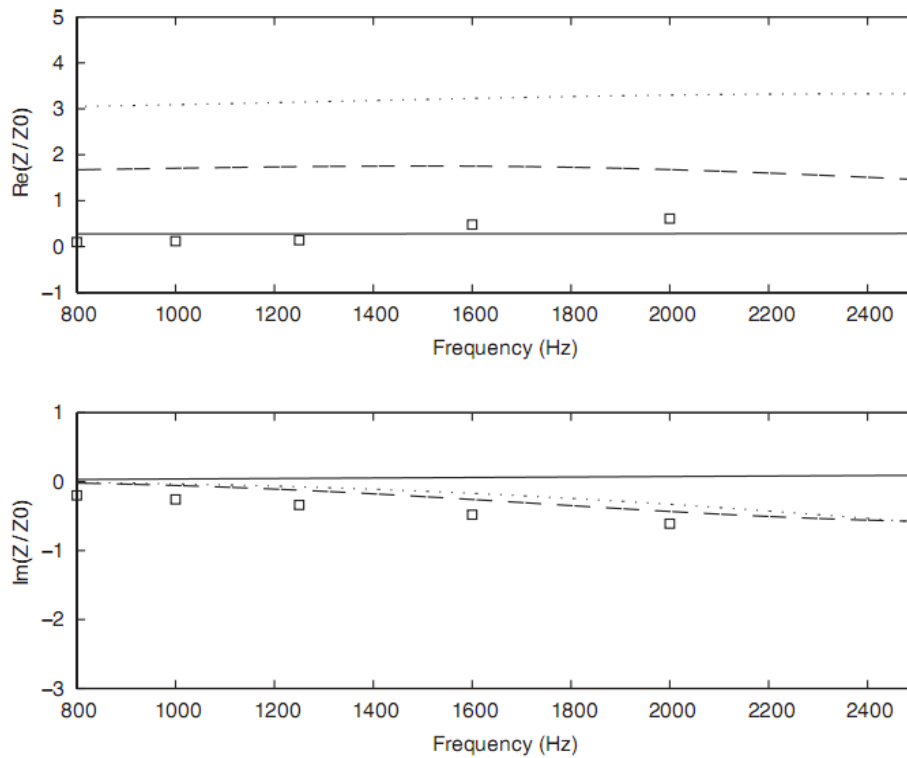


Figura 4.36. Comparación, en modo de trabajo activo, entre la impedancia óptima del conducto de flujo MATISSE ($\square$), la impedancia superficial de la *wire mesh* (—), la impedancia superficial de *rock wool* de 9mm de espesor (---) y la multicapa (···)

Análisis en comportamiento pasivo

Se realiza el mismo análisis para los materiales anteriores, respaldados por una cavidad de aire de 20mm. Los resultados se observan en la figura 4.37.

Al modificar la cavidad, la resistencia superficial se ve modificada y se introducen valores fuertemente negativos de reactancia a bajas frecuencias, sin embargo, a frecuencias altas la parte imaginaria aumenta y los valores de impedancia superficial se aproximan bastante a los deseados.

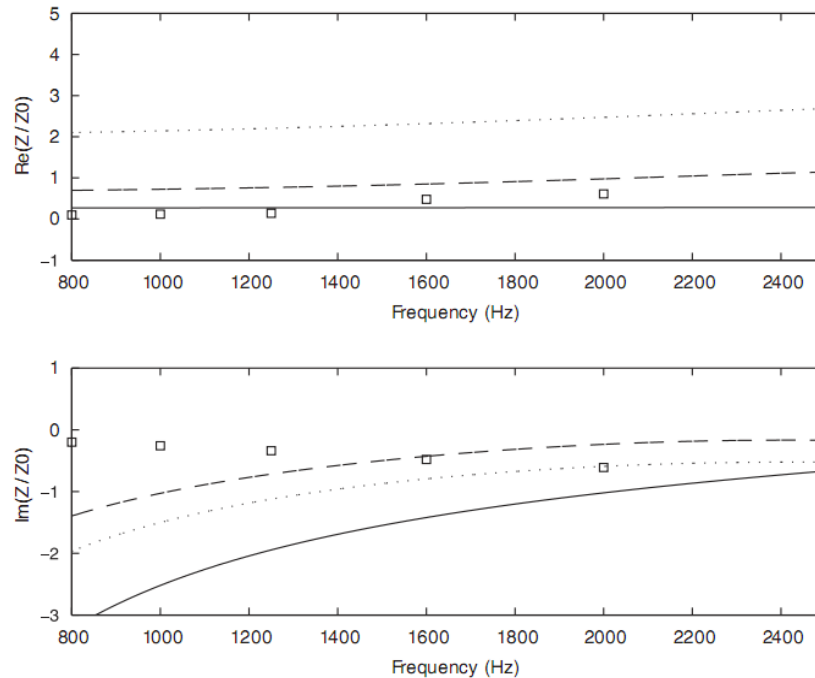


Figura 4.37 Comparación, en modo de trabajo pasivo, entre la impedancia óptima del conducto de flujo MATISSE ($\square$), la impedancia superficial de la wire mesh (—), la impedancia superficial de rock wool de 9mm de espesor (---) y la multicapas (—)

Con este estudio se pone de manifiesto la dificultad de alcanzar simultáneamente los óptimos, por lo que habrá que llegar al mejor compromiso entre ellos para decantarse por un material. El criterio que se utilizará será la atenuación lograda por cada uno, las pérdidas de transmisión. En la figura 4.38 se comparan las pérdidas de transmisión del material *wire mesh* y el *multicapas*, con una superficie a tratar de 160mm y revestimiento en la cara superior de la zona 2.

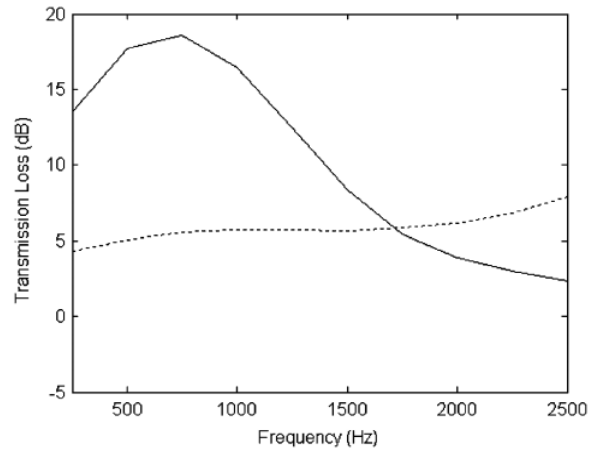


Figura 4.38 Medidas tomadas bajo la condición de contorno de presión cancelada en la cara posterior de la capa, para *wire mesh*, (—), valores para el tratamiento multicapas (---)

Se observa que para frecuencias menores a 1,6 kHz es más efectiva la capa de *wire mesh*, sin embargo a medida que aumenta la frecuencia la efectividad de la malla decrece y la atenuación de la malla *multicapa* llega a superarla.

En la figura 4.39, se compara la efectividad de la *wire mesh* funcionando de manera activa y pasiva, y en este último caso para diferentes profundidades de la cavidad de aire:

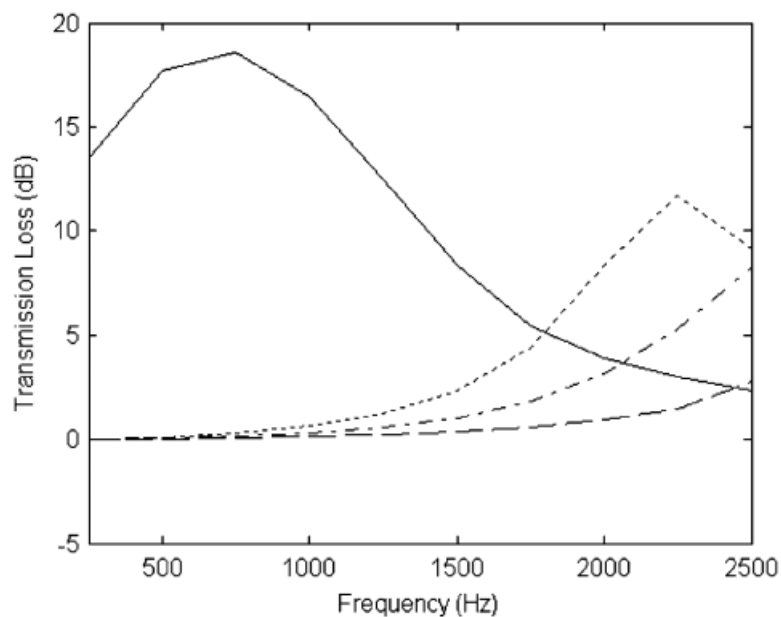


Figura 4.39 Comparación entre el modo activo (—), y tres condiciones de contorno en la capa pasiva, una cavidad de aire de 10mm (— —), una de 15mm de profundidad (- · -), y una de 20 mm (---)

Para cada caso se determina una frecuencia de corte a la que se pasa de mayor efectividad en modo pasivo a tener mejores resultados en modo pasivo. Para el caso de cavidad de 20mm de profundidad, el caso más eficaz, esa frecuencia es de 1,8kHz.

En la figura 4.40 se comparan las pérdidas de transmisión para la malla anterior, aplicando el revestimiento a la pared superior y luego a ambas. Se observa que este último caso da mejores resultados.

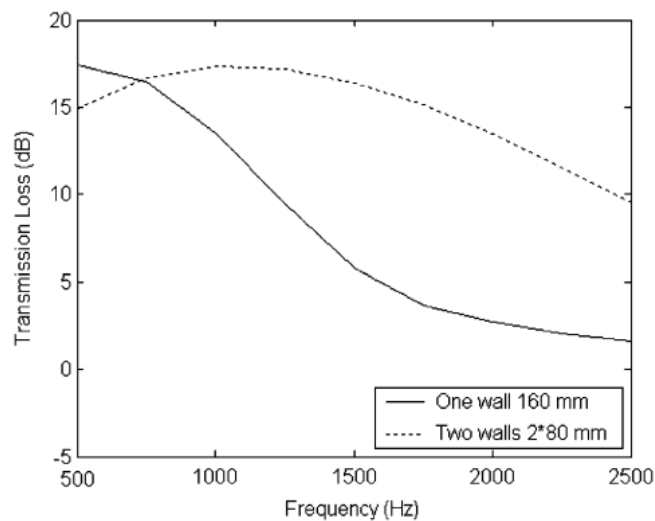


Figura 4.40

Validación experimental

Hasta ahora los resultados mostrados se han calculado teóricamente. Para la validación experimental se fabrican 4 prototipos de células híbridas que se prueban en MATISSE bajo incidencia acústica rasante, grazing, cada una de ellas con una capa pasiva, respaldada por una rejilla metálica para evitar la flexión del material, y un sistema de control activo.

En este estudio se presenta el experimento con una de ellas, el material *wire mesh*. En la figura 4.41 se comparan las medidas de la impedancia superficial en un tubo de onda estacionaria y se comparan los resultados de esta célula con los teóricos calculados anteriormente, para el modo pasivo, con una cavidad de aire de 20mm y en el activo.

En el modo activo la resistencia es próxima a la óptima y la reactancia casi cero. La discrepancia entre estos valores y los valores óptimos aumentan al aumentar la frecuencia.

En el modo pasivo la reactancia, aunque a bajas frecuencias es fuertemente negativa, a frecuencias más altas se aproxima al valor óptimo.

Durante el experimento los valores de ruido dentro del conducto fueron de 110-120 dB y la velocidad del flujo no sobrepasó los 50m/s.

El ancho de banda de frecuencia de interés fue de 0,7kHz a 2,5kHz.

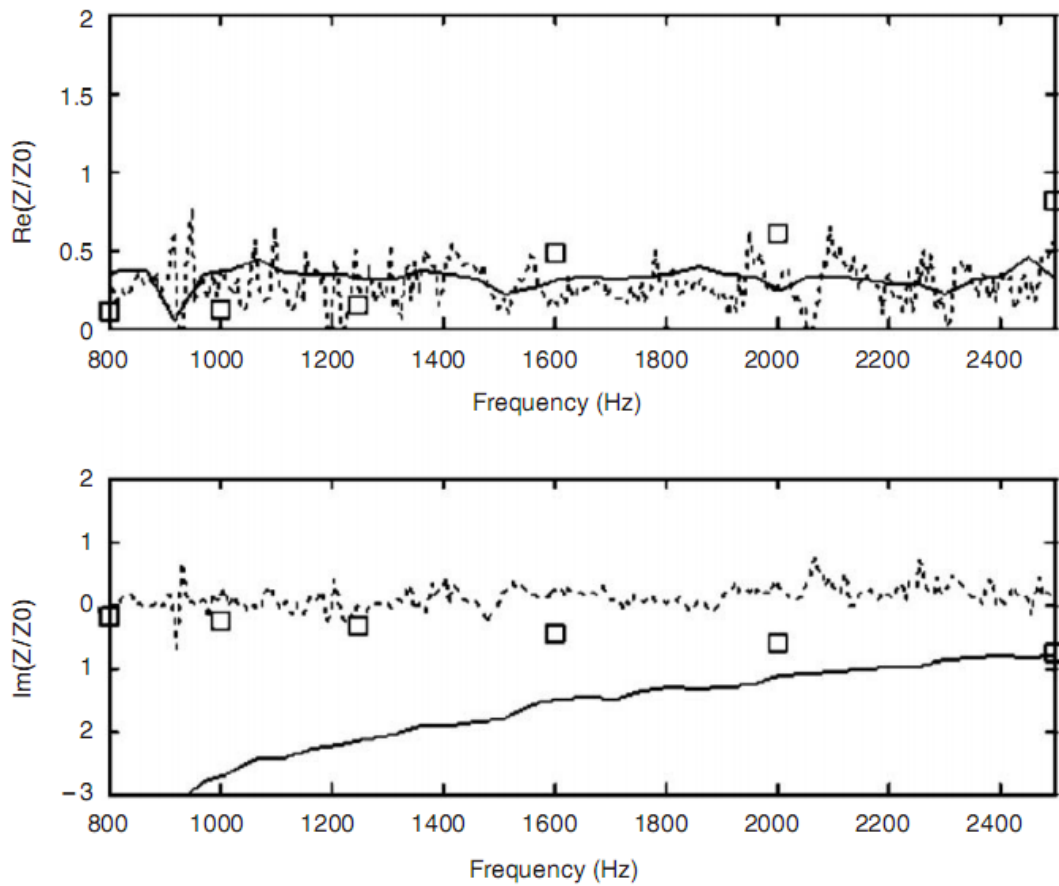


Figura 4.41 Comparación entre la impedancia óptima para el conducto e flujo MATISSE ($\square$), y la impedancia superficial medida para la wire mesh respaldada por una cavidad de 20mm (---) o respaldada por la condición de contorno de cancelación (—)

Se procedió a la medida de pérdidas de transmisión. TL queda definida por la siguiente ecuación:

$$TL = 20 \log \left(\frac{I}{I_T} \right) \quad [4.9]$$

Donde I equivale a la presión incidente, en la zona 1 y T a la presión de la onda transmitida, en la zona 3.

Medidas en el modo pasivo

Se prueba el comportamiento pasivo del tratamiento híbrido con una cavidad de aire de 20mm. Las pérdidas de transmisión para diferentes velocidades de flujo se muestran en la figura 4.42.

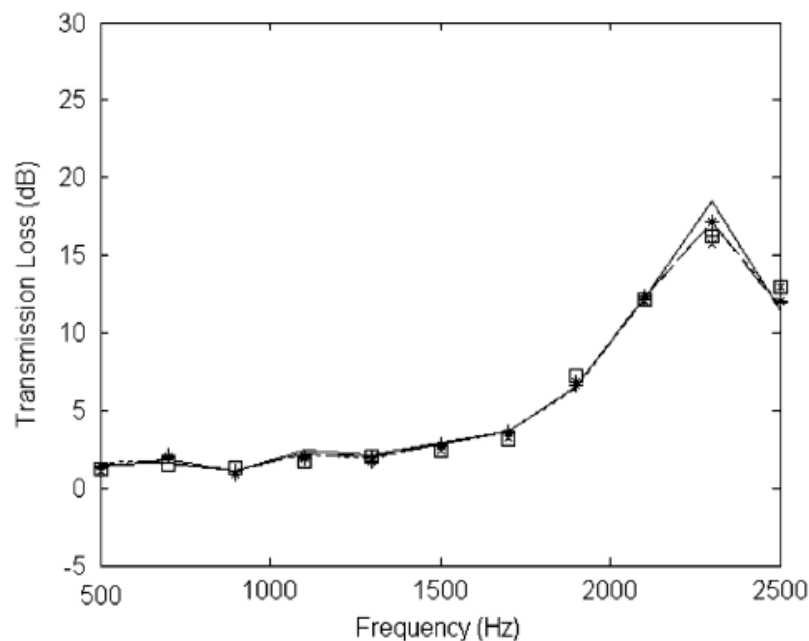


Figura 4.42. Medidas de TL para el funcionamiento pasivo cuando el flujo es nulo (—), el flujo es 5m/s (— —), el flujo es 10m/s (---), el flujo es 20m/s (+), el flujo es 30m/s (*), flujo de 40 m/s (x), flujo 50m/s (□)

Se confirman los datos calculados teóricamente. La influencia del flujo parece despreciable.

La mayor atenuación se presenta a 2,3kHz, donde la impedancia conseguida es muy próxima a la óptima, tanto su resistencia como reactancia.

Medidas en el modo activo

Se prueba en el rango de frecuencias de 0,7-1,9 kHz. En la figura 4.43 se presentan las pérdidas de transmisión para diferentes flujos de frecuencia. Se observa

una buena reducción a bajas frecuencias, de 20 a 25 dB a 0,7 kHz, mientras que al aumentar la frecuencia la atenuación disminuye considerablemente.

La velocidad del flujo apenas influye salvo a frecuencias muy bajas donde el aumento de flujo hace que las pérdidas de transmisión disminuyan.

Se prueba también a aumentar la longitud de la zona 2 y se miden las pérdidas de transmisión, figura 4.44. Tal y como se comentó a mayor longitud de la zona a tratar mayor reducción del sonido.

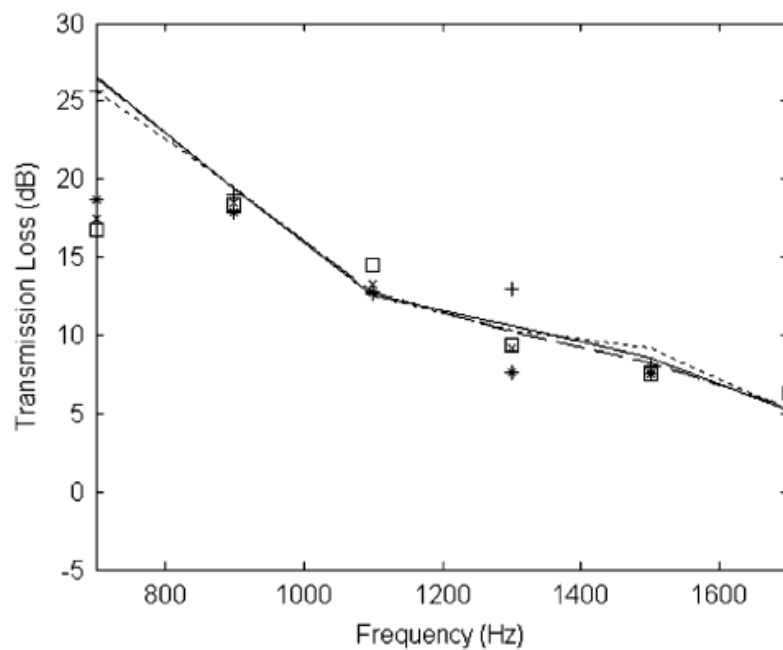


Figura 4.43. Medidas de TL para el funcionamiento activo cuando el flujo es nulo (-), el flujo es 5m/s (- -), el flujo es 10m/s (---), el flujo es 20m/s (+), el flujo es 30m/s (*), flujo de 40 m/s (x), flujo 50m/s (o)

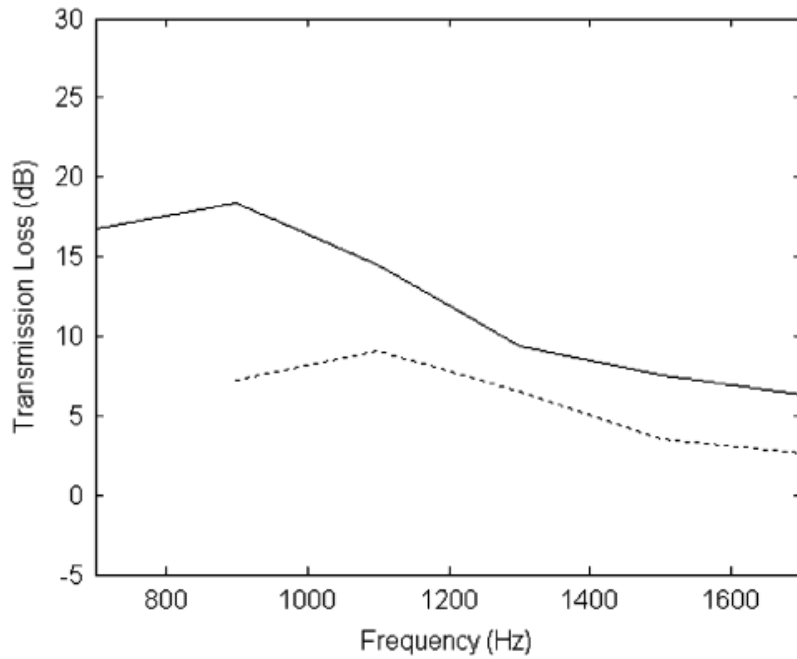


Figura 4.44. Valores de TL, en el modo activo con un flujo de 50m/s: 4 células activas (—), dos células activas (---)

Tratamiento híbrido

En la figura 4.45 se presentan la comparación de valores medidos y obtenidos experimentalmente superponiendo ambos comportamientos, activo y pasivo.

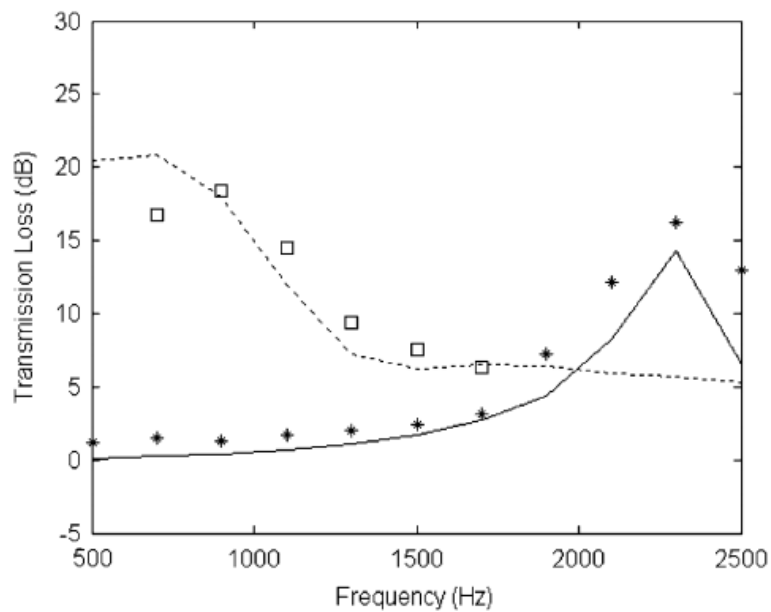


Figura 4.45. Simulación en modo activo (----), valores medidos en modo activo (□), simulación modo pasivo (—), valores medidos en modo pasivo (*)

Conclusiones

Finalmente, tras analizar varios materiales, se elige el material *wire mesh*, con una resistencia próxima a $0,3Z_0$, como la capa más adecuada para este tratamiento, la que ofrece mejores resultados introduciendo flujos de hasta 50m/s.

La frecuencia de corte para la que comienza a ser más adecuado el comportamiento pasivo del silenciador es 1,8 kHz.

Los máximos valores de atenuación obtenidos son 25 dB, se consiguen a una frecuencia de 0,7 kHz y 18 dB a una frecuencia de 2,4 kHz.

Los resultados experimentales coinciden con los teóricos.

4. SILENCIADOR REALIMENTADO. *Realimentación combinada de control activo del sonido y control de frente de velocidad basado en un novedoso modelo de sistema conducto-altavoz [5].*

Como ya se comentó al principio de este capítulo los sistemas basados en el control activo del sonido proporcionan buena atenuación de éste a bajas frecuencias, mediante interferencia destructiva entre una señal secundaria del atenuador acústico y la fuente acústica primaria del ruido.

En este estudio se desarrolla un novedoso modelo de vía secundaria que se describe por dos funciones de transferencia en cascada y dos perturbaciones de sistemas conducto-altavoz. Una perturbación se impone en fase con la velocidad del altavoz, que normalmente es ignorado por el sistema ANC, mientras que el otro es la presión del sonido en un lugar determinado del conducto.

Las funciones de transferencia se identifican mediante medidas tomadas de un sensor de velocidad y un micrófono respectivamente.

Más adelante se desarrolla un sistema combinado de ANC y FVC (face velocity control) basado en el modelo de vía secundaria, para llevar a cabo un controlador realimentado adaptativo (ANC/FVC) con una modificación de filtrado para actualizar los coeficientes de control y reducir los niveles de ruido cerca de los micrófonos.

Los sistemas de control activo de sonido normalmente usan un altavoz para generar la fuente secundaria con una tasa de flujo másico proporcional al frente de velocidad del altavoz.

El altavoz toma un comando de voltaje del ANC para generar el frente de velocidad adecuado para dar lugar a una reducción de ruido a baja frecuencia.

Sin embargo, en la mayoría de los actuales sistemas ANC se ignora el efecto de la presión sonora sobre el frente de velocidad de altavoz, a pesar de que la existencia de una fuerte presión sonora en el frente de velocidad del altavoz podría mermar significativamente el comportamiento del ANC.

En el intento de reducir el efecto de esa presión en el altavoz se han propuesto con anterioridad medidas como sensores de velocidad y técnicas de realimentación dinámicas, sin embargo, estas técnicas pueden aumentar la respuesta de los modos de orden superior del frente de velocidad de los altavoces provocando problemas de inestabilidad potencial en aplicaciones ANC.

En este caso se realiza un estudio para tener en cuenta esos factores mejorando la reducción de sonido.

Primero se desarrolla un modelo de vía secundaria, basado en dos perturbaciones y dos medidas de salida que se comparan con una medida de salida del micrófono de error y una perturbación a la salida del micrófono que se llevan a cabo en el modelo convencional. Posteriormente se diseña un controlador realimentado adaptativo para el sistema ANC, éste incluye dos subcontroladores:

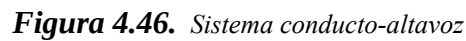
1. Controlador del frente de velocidad, FVC
2. Controlador del sonido de forma activa, ANC.

Descripción del modelo

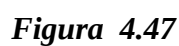
Se considera un sistema de ANC como el que hay en la figura 4.46, donde un micrófono está situado en uno de los extremos del conducto para producir la fuente de ruido mientras que un altavoz se aplica dentro del dominio para generar la segunda fuente y reducir el ruido en el conducto.

El ruido y el altavoz generan flujo másico en el conducto estos son proporcionales a sus frentes de velocidades. Las tasas de flujos de masas se describen en función de esas velocidades. Los frentes de velocidad están afectados por una señal de voltaje y en sus caras con el conducto están afectados por la presión, de manera que este parámetro también se tiene en cuenta a la hora de crear las ecuaciones de transferencia del sistema.

Como se aprecia en la figura 4.46, también existe una presión sonora en el micrófono de error.



4.47



Sin hacer un análisis exhaustivo, ya que no es del interés de este proyecto ni se tienen los conocimientos suficientes, se observa que la señal de entrada al conducto es la suma de las señales de ambos controladores, y que ambos controladores están influidos por las señales de salida del conducto, en las que se están teniendo en cuenta además de la velocidad, la presión, como se ha comentado anteriormente.

Si se compara con un método realimentado convencional, figura 4.48, se observa que como se comentó antes, este último sólo tiene una señal fuente, d_{pv} , y una señal de salida, $e_m(n)$, mientras que el controlador ANC/FVC, tiene dos entradas, d_p y d_v , y dos salidas, e_m , y e_a .

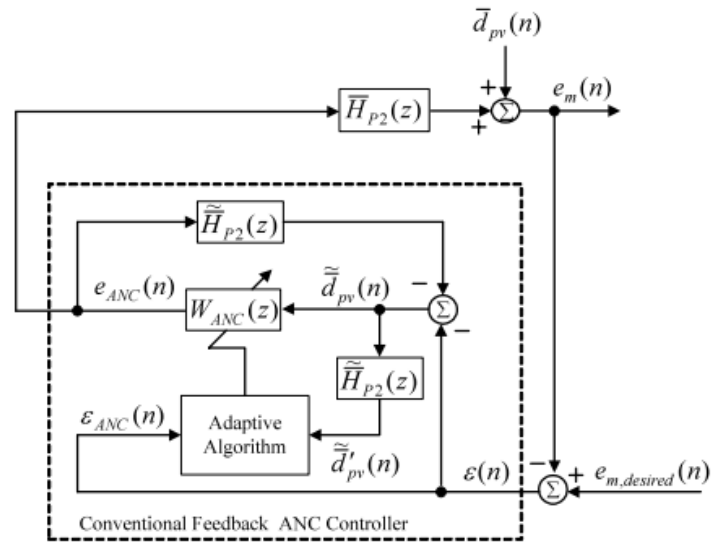


Figura 4.48

Resultados

Para obtener los resultados se mide el valor de $\hat{e}_m(s) / \hat{f}(s)$, que corresponden a la señal de salida del conducto/la señal de entrada, lo que quiere decir que a menor valor de este parámetro mayor será la efectividad del tratamiento. En la figura 4.49 se observan los resultados tanto para el conducto sin tratar, como para la aplicación del controlador realimentado convencional con para el controlador ANC/FVC.

Las medidas se obtienen para el rango de frecuencia de 100 a 200 Hz, ya que estamos hablando de control activo, efectivo a bajas frecuencias, con un paso de 5 Hz.

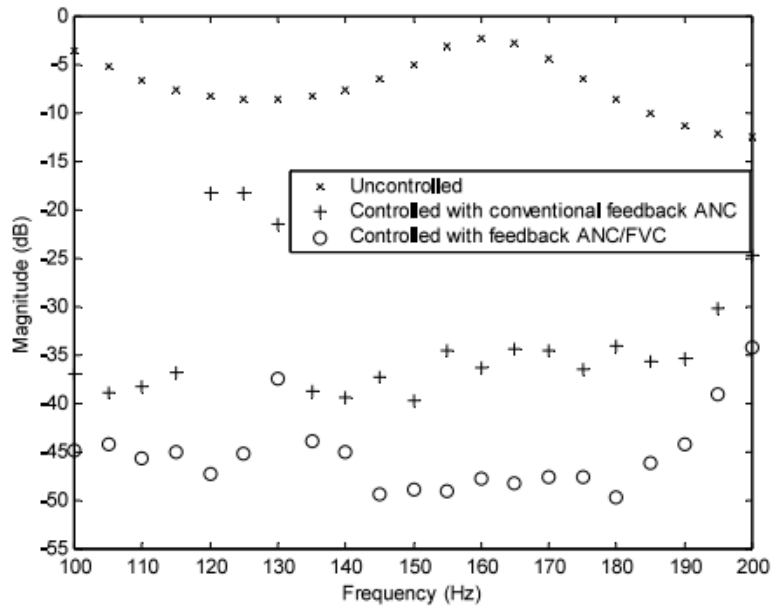


Figura 4.49

Con el controlador ANV/FVC se llega a una reducción de entre 27 y 46 dB tomando como referencia el modo sin controlar, mientras que con el controlador convencional la reducción va de unos 10 a unos 35 dB.

Conclusiones

Como se ha comentado hasta el momento la influencia de la presión sonora sobre la velocidad no se solía tener en cuenta a la hora de generar la señal de salida, influencia, que en ocasiones podía incluso impedir la más mínima atenuación, o en su defecto, se instalaba un sensor de frente de velocidad para controlar este fenómeno, pero esta medida implicaba el riesgo de excitar altos modos del altavoz.

Las mejoras analizadas son de 11-17 dB más de atenuación con este modelo.