



VI Congreso Iberoamericano de Acústica - FIA 2008
Buenos Aires, 5, 6 y 7 de noviembre de 2008

FIA2008-A138

Análisis vibroacústico de panel cortafuego construido con material compuesto laminado

Mario González^(a),
Roberto Jordan^(a),
Samir N. Y. Gerges^(a).

(a) Laboratorio de Vibraciones y Acústica, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Federal de Santa Catarina. Campus Universitario – Trindade. Florianópolis, Santa Catarina, Brasil. 88040-900. E-mail (1): marioacustico@gmail.com E-mail (2): jordan@emc.ufsc.br Email (3) samir@emc.ufsc.br.

Abstract

This work presents an analysis, through the use of modal parameters, of a rectangular plane and a firewall steel plates. Both elements were constructed in normal steel and in a sandwich material (composed of three layers, steel/polymer/steel). Experimental modal parameters were compared to those obtained by numerical simulations, by use of the Finite Element Method (FEM). An experimental vibroacoustic analysis is also presented, regarding the radiated sound when all above structures are excited by wide frequency range vibrations.

Resumen

En este trabajo se presenta un análisis dinámico, en términos de parámetros modales, de chapas rectangulares planas y paneles cortafuego. La fabricación de ambas estructuras actualmente es hecha en acero normal y en material compuesto (acero/polímero viscoelástico/acero). Los parámetros modales obtenidos experimentalmente son confrontados con valores provenientes de simulaciones numéricas, realizadas a través del Método de los Elementos Finitos (FEM). También será realizada una investigación del comportamiento vibroacústico de las estructuras, a través de una comparación del ruido radiado por chapas rectangulares planas, de acero normal y material compuesto, cuando estas son excitadas por vibración con contenido de frecuencia de banda ancha.

1 Introducción

La industria automovilística está cada vez más preocupada con el problema de ruido en el interior de vehículos, considerando que este agente tiene que ver directamente con la calidad acústica en la cabina de pasajeros, afectando el confort de los mismos.

La calidad acústica está relacionada con el comportamiento dinámico de la estructura de un auto, siendo que el tipo de material empleado en la fabricación de los diversos componentes del revestimiento interno de un vehículo, influirá en tal comportamiento. Muchos paneles de estructuras de autos son fabricados con acero o alguna aleación (metales en general), las cuales, cuando son excitadas mecánicamente, pueden generar cantidades razonables de ruido radiado.

En la actualidad, el uso de materiales de amortiguamiento ha ganado cada vez más importancia y aceptación en la industria automovilística en la construcción de estructuras para automóviles. Ellos permiten alcanzar importantes reducciones en los niveles de vibración y consecuentemente del ruido inducido por vibración.

Una manera de aplicar amortiguamiento consiste en colocar una fina capa de adhesivo viscoelástico entre dos chapas metálicas, generalmente de acero, y es llamada “configuración sándwich”. Este tipo de tratamiento se ha mostrado bien eficiente debido a su alto desempeño en el control de vibraciones sin un incremento significativo de peso. Esto último se debe a que la capa de viscoelástico sufre gran cisallamiento cuando es deformada, aumentando de esta manera el amortiguamiento de la estructura, disipando gran cantidad de energía en forma de calor. La configuración sándwich es actualmente aplicada en la fabricación de puertas, techo, piso y placa cortafuego de vehículos (Mignery, 1999; Rao, 2002).

Una de las estructuras más relevantes en la calidad acústica de vehículos es la placa cortafuego, la cual está localizada entre el compartimiento del motor y la cabina de pasajeros. Debido a que el motor es una de las fuentes principales de ruido y vibración, es de gran importancia mejorar el desempeño de tal estructura.

Actualmente existen varios fabricantes que producen placas cortafuego usando la configuración de material “sándwich” (Rao, 2002). Ensayos experimentales y simulaciones numéricas son realizados por los ingenieros, con el fin de optimizar las características dinámicas de tales elementos estructurales.

Las características dinámicas que son necesarias conocer para comprender el comportamiento vibroacústico de estructuras son el módulo de elasticidad de Young E y el factor de pérdida η . La determinación de tales parámetros puede ser realizada usando análisis modal experimental y análisis numérico a través del Método de los Elementos Finitos (FEM), siendo que el módulo de elasticidad de Young E puede ser hallado mediante el ajuste de un modelo numérico respecto al modelo experimental, para un mismo fenómeno. El factor de pérdida η puede ser determinado como parte de la extracción de los parámetros modales (frecuencias de resonancia, amortiguamiento modal y formas de vibración) usando funciones de respuesta en frecuencia FRF's. Para la determinación de estos parámetros será usado el Método de Ajuste Individual del Círculo (Jordan, 2007).

En este trabajo, son presentados los resultados de análisis modal de tipo numérico-experimental, con el fin de obtener los parámetros dinámicos E y η de dos chapas rectangulares planas y dos placas cortafuego, fabricadas en acero normal y material compuesto, respectivamente. También serán presentados resultados experimentales del comportamiento vibroacústico de las muestras planas con el fin de comparar el ruido radiado por tal estructura para ambos materiales, cuando son sometidas a excitación mecánica de tipo ruido blanco.

2 Metodologías empleadas y resultados

2.1 Determinación experimental de las FRF's

La determinación experimental de las Funciones de Respuesta en Frecuencia (FRF's) fue realizada para las 4 muestras, es decir, las muestras planas e las placas cortafuego ambos en acero normal y material compuesto, respectivamente (ver Tabla 1). Tales funciones (FRF's) son necesarias para poder determinar el comportamiento dinámico de las estructuras que serán analizadas. En el análisis fue usado el programa comercial *LMS TEST LAB*, el cual posee un módulo donde son realizadas las mediciones. Todas las chapas fueron puestas en estado "libre" (suspendidas por cables) y fueron aplicadas fuerzas a través de un martillo de impacto. El montaje del experimento está ilustrado en la Figura 1.

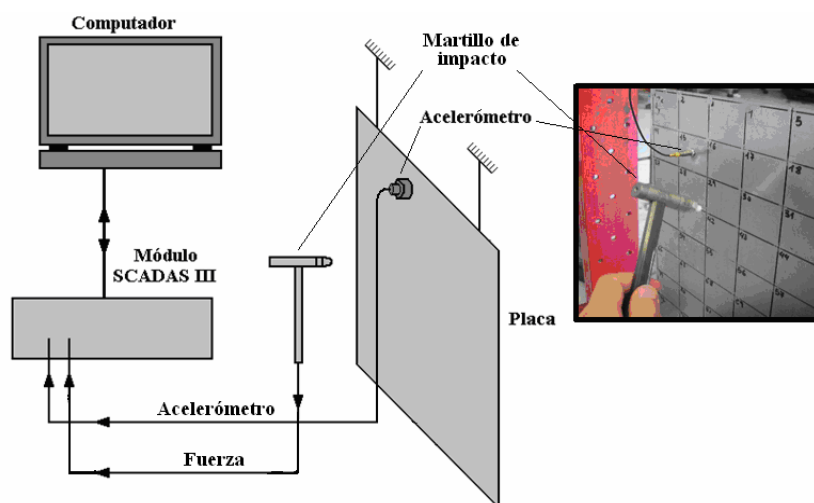


Figura 1. Diagrama de equipamientos para la determinación de las FRF's.

En las mediciones, el acelerómetro se mantuvo en un punto fijo y el martillo de impacto fue aplicado en todos los puntos de discretización de las chapas. Para cada punto fue generada una FRF de tipo inercia (aceleración/fuerza), generando de esta forma, para cada estructura, un conjunto de FRF's.

Tabla 1. Especificaciones de las muestras.

Material	Placas planas		Placas cortafuego	
	Acero	Mat. Comp.	Acero	Mat. Comp.
Largo x ancho	468 mm x 608 mm	470 mm x 611mm	1610 mm x 500 mm	1610 mm x 500 mm
Espesura Total	1,05 mm	1,10 mm	1,50mm	1,60mm
Espesura mayor	-	0,60mm	-	0,85mm
Espesura menor	-	0,55mm	-	0,75mm
Masa	2,113 kg	2,164 kg	7,380kg	8,075kg

El rango de frecuencia de medición para todas las mediciones fue de [0Hz-1000Hz], usando una discretización $\Delta f=0,25Hz$. Para cada punto de medición fue considerada la media

de tres mediciones instantaneas. Ventanas de tipo fuerza y exponencial fueron aplicadas a las señales de excitación y respuesta, respectivamente.

En la Figuras 2 y 3 son presentadas las FRF's suma para las placas planas rectangulares y placas cortafuego para ambos materiales (acero y material compuesto). Fueron usados 14 puntos de medición para la placa plana y 27 puntos para la placa cortafuego.

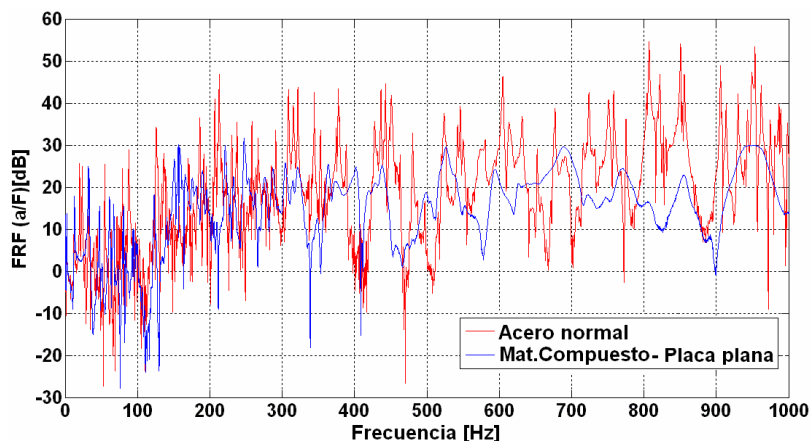


Figura 2. FRF suma para ambas placas planas.

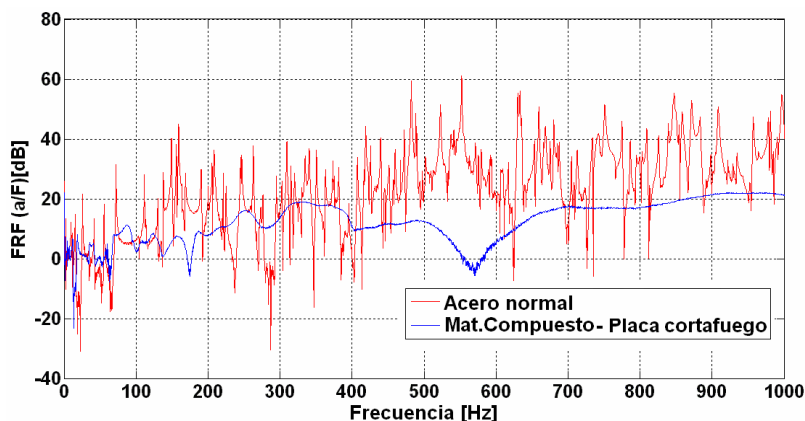


Figura 3. FRF suma para ambas placas cortafuego

2.2 Análisis modal experimental

El análisis modal experimental fue realizado para las cuatro chapas. Un módulo del programa comercial *LMS TEST LAB* usa como datos las FRF's adquiridas y realiza el análisis modal propiamente dicho. De esta manera son encontrados los parámetros modales de cada muestra, los cuales son: frecuencia natural, factor de pérdida estructural y forma de vibración (Ewins, 1984; Jordan, 2007). En la Figura 4, son presentadas las frecuencias naturales y formas de vibración de los primeros modos para una chapa plana de acero.

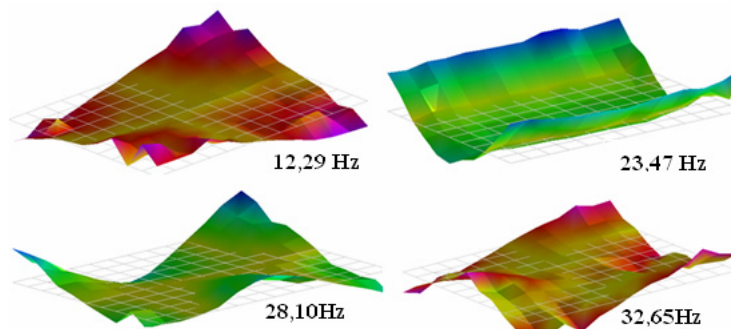


Figura 4. Primeras formas de vibración y frecuencias naturales de muestra plana.

2.3 Métodos numéricos

2.3.1 Análisis modal numérica FEM

Las cuatro chapas fueron simuladas con ayuda del programa comercial *MSC/PATRAN/NASTRAN*, a través del Método de los Elementos Finitos (Gerges, 2000). El tipo de elemento usado fue *shell* (cáscara). Las chapas rectangulares planas, obviamente, tuvieron determinadas sus mallas de forma inmediata, debido a la simplicidad de su geometría. En el caso de las placas cortafuego, las estructuras fueron medidas con detalle y fue generada una geometría y malla de cada una. Las mayores discrepancias entre la pieza real y el modelo se verificarán en las doblas de cada chapa, ya que la discretización impuesta por los elementos no permite reproducir con perfección los rayos reales de curvatura. En la Figura 5 son presentadas dos de las mallas usadas.

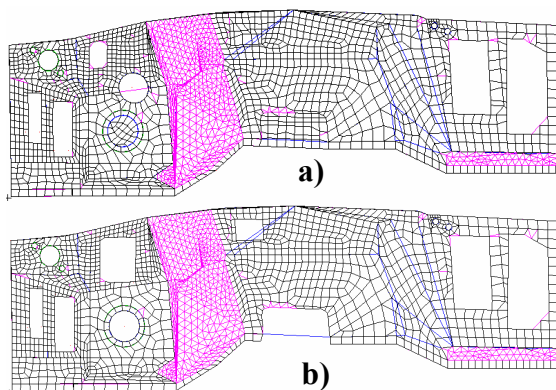


Figura 5. Mallas de elementos finitos para las placas cortafuego: a) acero normal, b) material compuesto.

Debido a que los modelos de elementos finitos suponen perfecta homogeneidad de material (Gerges, 2000) (lo cual no sucede en la realidad), normalmente ocurren diferencias entre los valores de las frecuencias naturales de los modelos numéricos y experimentales. Estas diferencias son indeseadas porque un modelo numérico debe poder reproducir el fenómeno físico real. Cuando esto último se cumple, se dice entonces que el modelo es “válido”. Para poder validar un modelo numérico deben ser hechos ajustes de los parámetros

dinámicos y estructurales del modelo que influyen mayormente en los valores de las frecuencias naturales. Para este caso, dicho parámetro es el módulo de elasticidad de Young E (González, 2008).

La forma adoptada para ajustar el módulo de elasticidad de Young E está basado en una comparación iterativa de prueba y error, modificando el valor de E y comparando el valor de la frecuencia natural para el primer modo de flexión, hasta conseguir disminuir el error entre el valor numérico y experimental.

Una manera de cuantificar el ajuste de los modos es verificando si existe una tendencia lineal entre las frecuencias naturales experimentales y numéricas de todos los modos encontrados experimentalmente. Esto puede ser hecho a través de un análisis de regresión lineal, donde el coeficiente de correlación lineal de Pearson “ r ” indica el grado de correlación lineal de dos conjuntos de datos (Oliveira, 1988). Cuando este coeficiente se encuentra cerca de “1”, significa que existe un alto grado de correlación lineal entre ambos grupos de datos.

En la Figura 6 son presentados los resultados del ajuste numérico-experimental realizado para las muestras planas y placas cortafuego.

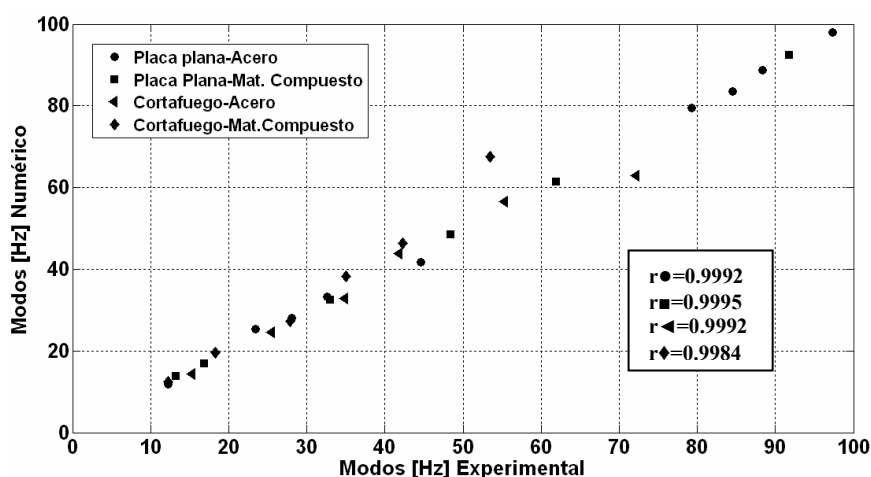


Figura 6. Correlación lineal del ajuste numérico-experimental en placas cortafuego.

Los valores del módulo de elasticidad de Young E , determinados a través del ajuste numérico-experimental, son presentados en la Tabla 2.

Tabla 2. Valores obtenidos de E .

Placa plana		Placa cortafuego	
Acero Normal	Mat.Compuesto	Acero Normal	Mat.Compuesto
205GPa	205GPa	210GPa	160GPa

En la Figura 7 son presentadas las frecuencias naturales y las formas de vibración de los primeros modos de vibración del prototipo de placa cortafuego en acero normal.

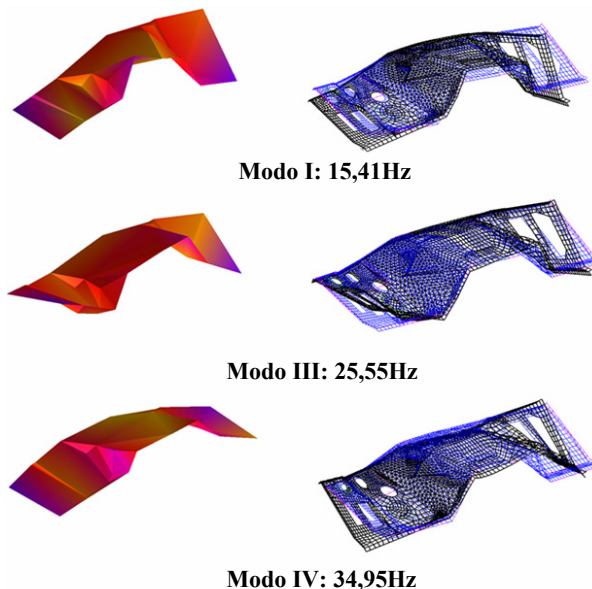


Figura 7. Primeras frecuencias naturales y formas de vibración en placa cortafuego de acero. Formas experimentales (izquierda), formas numéricas (derecha).

2.3.2 Método de ajuste individual del círculo

Cuando una FRF es llevada al plano complejo, en los llamados gráficos de Nyquist, la región de resonancia será representada a través de un círculo (Jordan, 2007).

Para aplicar el método de ajuste y así obtener valores del amortiguamiento estructural en las placas analizadas, fue implementada una rutina en *MATLAB*.

En la Figura 8 son presentados los valores de las frecuencias naturales y de factor de pérdida η , calculados para la placa plana de acero y las dos placas cortafuego de acero y material compuesto, respectivamente.

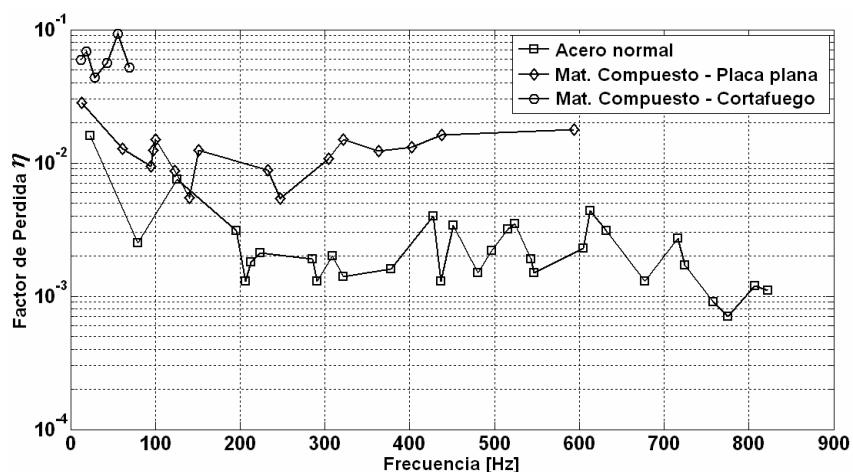


Figura 8. Valores de amortiguamiento estructural y frecuencias naturales determinados por el Método de Ajuste del Círculo.

2.4 Determinación experimental de la radiación sonora

El experimento desarrollado para este análisis consistió en excitar las chapas rectangulares planas, en el interior de la cámara semi-anecoica existente en el Laboratorio de Vibraciones y Acústica del Departamento de Ingeniería Mecánica de la UFSC (Gerges, 2000), y medir los niveles de ruido producidos por las mismas.

Se escogió un punto aleatorio para conectar el *shaker*, evitando las líneas nodales de simetría de la placa, para no perder familias de modos de vibración. Las localizaciones de estos puntos se conservaron iguales para ambas chapas. El posicionamiento de las chapas y del micrófono dentro de la cámara, están mostradas en la Figura 9. El centro de la placa y el micrófono están ubicados en plano vertical de simetría de la cámara, a una altura del piso de 1,17m. El área libre del piso de esta cámara (región entre cuñas) es de $5,35 \times 5,35\text{m}^2$.

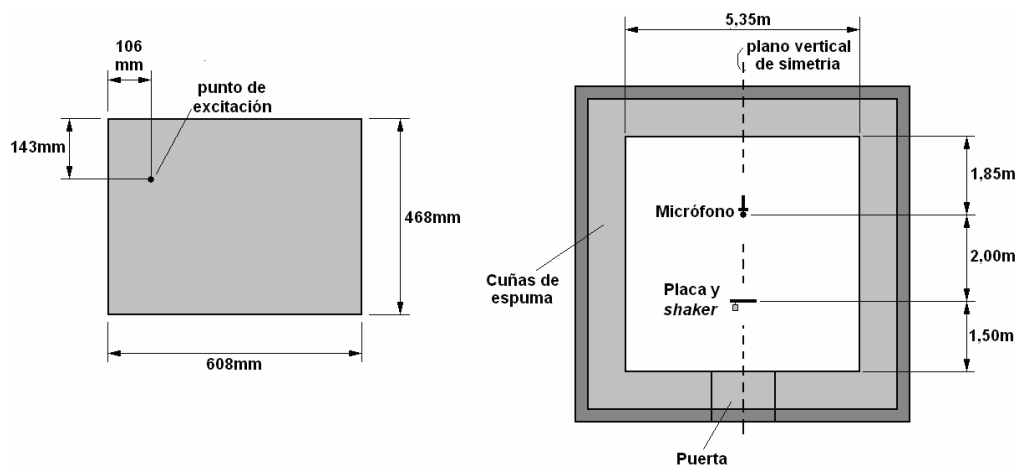


Figura 9. Localización del *shaker* (Izquierda) y de la placa dentro de la cámara semi-anecoica.

El esquema de conexión de los equipos e instrumentos es presentado en la Figura 10.

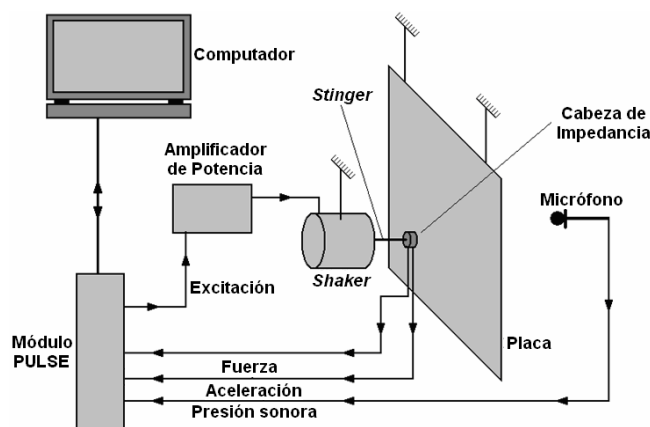


Figura 10. Esquema de conexión de los instrumentos de medición.

En las Figuras 11 y 12 son presentados los autoespectros de las fuerzas aplicadas en ambas muestras de material y los niveles de vibración dados por los autoespectros de las aceleraciones en el punto de excitación (donde se encuentra la cabeza de impedancia).

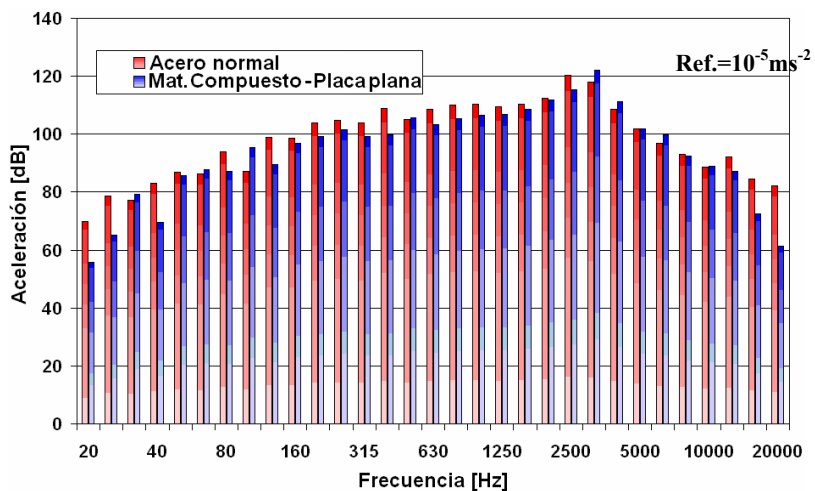


Figura 11. Autoespectros de la aceleración.

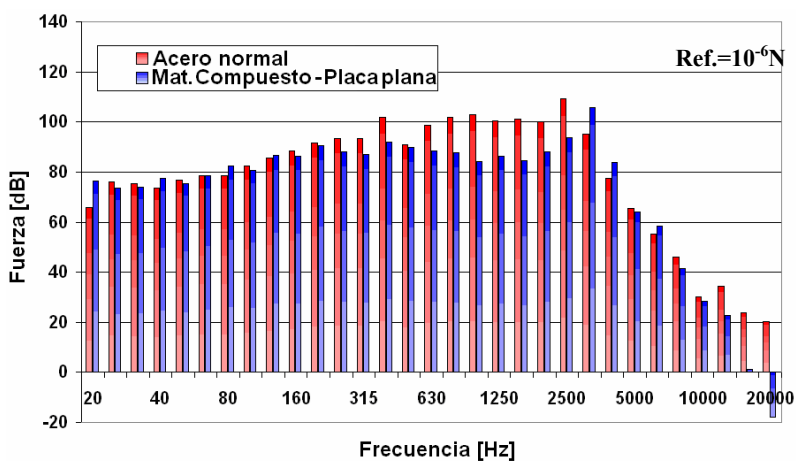


Figura 12 Autoespectros de la fuerza.

En la Figura 13 son presentados los auto-espectros de la presión acústica generada por vibración de las chapas y el auto-espectro del ruido de fondo de la sala de medición.

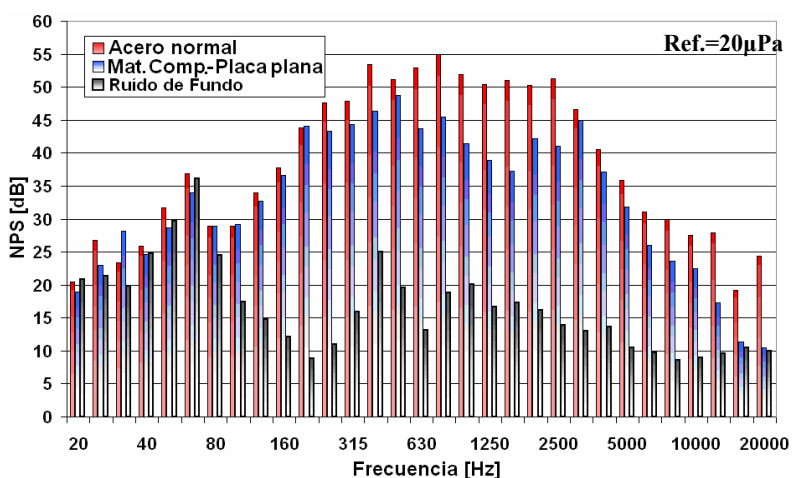


Figura 13 Autoespectros de los niveles de presión sonora generados por vibración.

Las inertancias puntuales también son de importancia, considerando que ellas representan relaciones de efecto/causa (aceleración/fuerza), en el caso de las vibraciones provocadas en la estructura. Tales curvas son ilustradas en las Figuras 14 y 15.

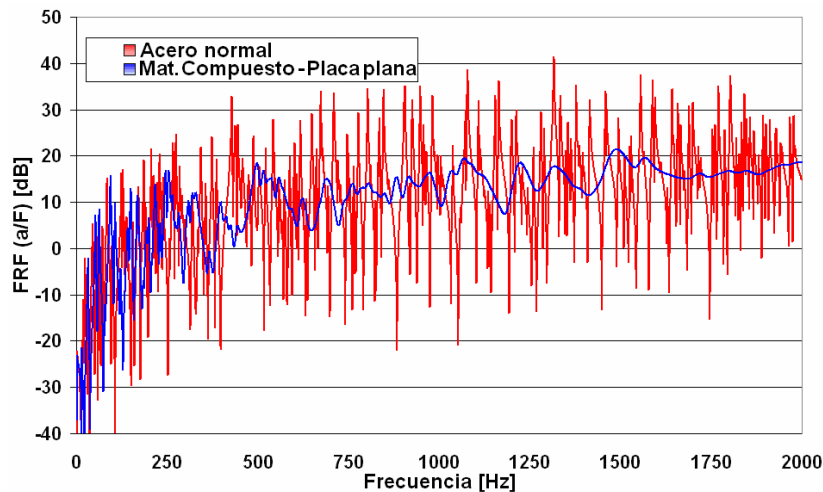


Figura 14. Inertancias puntuales.

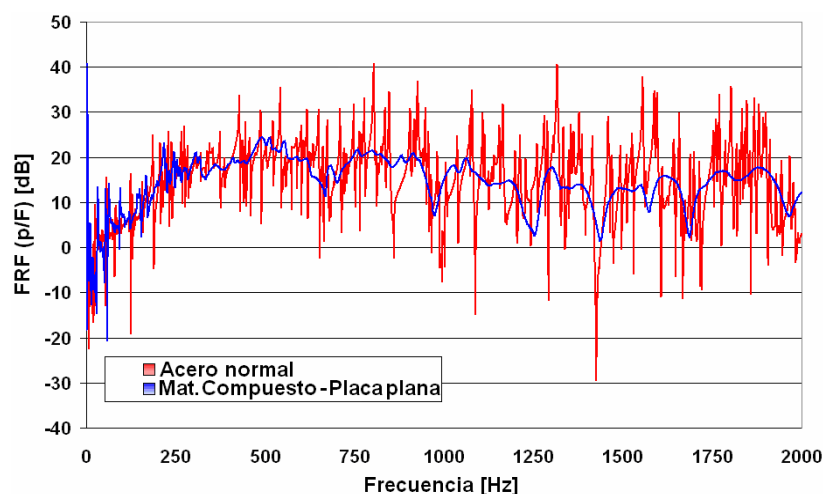


Figura 15. Funciones de respuesta en frecuencia; presión sonora por fuerza aplicada

2.5 Discusión de los resultados

Observando las FRF's experimentales, es posible percibir semejanzas en los valores de las frecuencias naturales de las chapas de acero y material compuesto. Aparecen desplazamientos entre las frecuencias naturales de ambos materiales, debidas a diferencias entre las espesuras y de las propiedades elásticas de los materiales. Además, con el aumento de frecuencia surgen disminuciones en los niveles de vibración de las muestras en material compuesto, debido a su alto amortiguamiento estructural. De hecho, para los primeros modos,

el acero presenta valores en torno de $\eta=0.001$ (0.1%); al paso que el material compuesto de la muestra plana presenta valores de $\eta=0.01$ (1%) y $\eta=0.05$ (5%) para la placa cortafuego.

Los ajustes realizados en el módulo de elasticidad de Young E , permitieron obtener una buena concordancia entre las frecuencias naturales y formas de vibración (Figuras 6 y 7). Este hecho está cuantificado en el coeficiente de correlación lineal “ r ”, el cual, en todos los casos obtuvo valores cercanos a 1, dentro del rango donde fue realizado el experimento.

En la medición de la radiación sonora, se cuantificó una disminución importante del nivel de presión sonora generada por la muestra de material compuesto en el rango de frecuencia de 250 hasta 2500Hz. Bajo este rango de frecuencia el ruido de fondo de la cámara no permite realizar ninguna conclusión sobre los niveles de ruido radiado.

2.6 Conclusiones

Las FRF's de este análisis muestran semejanzas y desvíos esperados en los valores de las frecuencias naturales de estructuras semejantes, para el acero y material compuesto.

Los materiales compuestos presentan factores de pérdida considerablemente superiores a los del acero normal. Este hecho se ve reflejado en los niveles de vibración de las resonancias, habiendo diferencias de hasta 40dB en el caso de las placas cortafuego.

La simulación numérica presentó buenos resultados, especialmente después del ajuste de los valores del módulo de elasticidad de Young E .

En el experimento de radiación sonora, fue posible cuantificar diferencias de 10dB en los niveles de ruido radiado por las estructuras.

Como conclusión final, puede decirse que los metales laminados aplicados a la fabricación de chapas para autos ofrecen importantes reducciones de vibración y ruido generado por vibración, lo cual es primordial para los fabricantes de esa área.

Agradecimientos

Agradecimientos a CAPES por la concesión de beca de doctorado al primer autor, el cuál se encuentra realizando el curso de doctorado en POSMEC/UFSC.

Referencias

- Beranek L. L., “Noise and Vibration Control”, ed. L. L. Beranek- INCE, Revised edition, 1988
- Ewins, D. J. “Modal Testing: Theory and Practice”. Inglaterra: Research Studies Press Ltd., 1984. ISBN: 0-86380-017-3.
- Gerges, S. N., “Ruído, fundamentos e controle”, Segunda edición, Florianópolis-SC, 2000.
- González, M. “Ensaio Experimentais e simulações numéricas de placas cortafogo usando material composto laminado”, Trabajo de disertación de Magister, UFSC, 2008.
- Jordan, R., “Análise Modal Experimental”, Notas de Aula, Curso de pós-graduação, UFSC, 2007.
- Mignery L. A., “Designing Automotive Dash Panels with Laminated Metal”, SAE Technical Paper Series, International Body Engineering Conference and Exposition Detroit, Michigan, September, 1999.
- Oliveira P., “Estatística”, 8ª reimpressão, Editora Edgard Blücher Ltda., 1988.
- Rao M. D., “Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes”, Journal of Sound and Vibration, October 2002