

Reducción del ruido estructural y la vibración en un prototipo de cabina de ascensor mediante la unión adhesiva de paneles



STUDY OF THE ACOUSTIC ABSORPTION PROPERTIES OF PANELS MADE FROM GROUND TIRE RUBBERS

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/5710> | Recibido: 15/01/2013 • Aceptado: 07/10/2013

Jon García-Barruetaña¹, Fernando Cortés-Martínez¹, Inge Isasa-Gabilondo²

¹ UNIVERSIDAD DE DEUSTO (DEUSTO TECH). Facultad de Ingeniería. Avda. de las Universidades, 24 - 48007 Bilbao. Tfno: +34 944 139003. jgarcia.barruetaña@deusto.es

² ORONA S.Coop. Dpto Ingeniería Mecánica. Pol. Lastaola - 20120 Hernani (Guipuzcoa). Tfno: +34 943 551400

ABSTRACT

• This paper presents an experimental study for the structural noise and vibration reduction in a cabin elevator by means of adhesive bonded joints of panels. For that noise and vibration measurements are carried out on two prototypes: one of them built with classical panel joining technologies and the other one with adhesive joints.

First of all the mechanical properties (relaxation and complex moduli) of two low modulus materials are compared: a silane and a modified silane adhesives. These properties are obtained for both materials by means of dynamic mechanical thermal analysis technique (DMTA), the master curves under direct strain being built-up through a procedure based on the time-temperature superposition (TTS) principle.

Next, the influence that these two materials have on the dynamic response of an adhesively bonded metallic beam is investigated, in order to select the right candidate according to design criteria. Finally, an application for an elevator cabin prototype is presented, in which noise and vibration are measured in order to put into evidence the benefits of joining panels by means of adhesive bonded joints in contrast to the traditional joining technologies.

• **Keywords:** Noise and vibration reduction, adhesive bonded joints, cabin elevator, modal analysis.

RESUMEN

Este artículo presenta un estudio experimental sobre la reducción de ruido estructural y de la vibración en una cabina de ascensor mediante el empleo de adhesivos en las uniones de los paneles laterales. Se llevan a cabo medidas experimentales de ruido y vibraciones en dos cabinas: una de ellas construida con uniones metálicas en los paneles y la otra mediante uniones adhesivas.

En primer lugar se comparan las propiedades mecánicas (módulo de relajación y módulo complejo) de dos adhesivos flexibles: concretamente, un silano y un silano modificado. Estas propiedades se obtienen para ambos materiales por medio de la técnica de análisis térmico mecánico dinámico (DMTA), donde las curvas maestras bajo sollicitaciones de tensión se obtienen aplicando un procedimiento basado en el principio de superposición tiempo-temperatura (TTS).

A continuación, se investiga la influencia que estos dos materiales adhesivos tienen en la respuesta dinámica de un espécimen de viga metálica con uniones adhesivas, con el fin de seleccionar el candidato adecuado de acuerdo a los criterios de diseño establecidos.

Por último, se presenta el ensayo experimental de un prototipo de cabina del ascensor, en el que se miden la presión sonora interior así como la vibración de los paneles laterales y del suelo. El objetivo es evidenciar las ventajas de la utilización de uniones adhesivas frente a uniones metálicas en los paneles laterales de una cabina de ascensor.

Palabras clave: Ruido y reducción de vibración, uniones adhesivas, cabina de ascensor, análisis modal.

1. INTRODUCCIÓN

En los sistemas de transporte de personas, el comportamiento vibroacústico del sistema determina en gran medida el confort de marcha y utilización. En general, una máquina o producto es confortable desde el punto de vista vibroacústico cuando los niveles de vibración y el ruido emitido durante el funcionamiento del equipo se encuentran dentro de unos límites establecidos [1]. El aumento de los niveles de confort es de primera importancia en aeronáutica [2], automoción [3,4], o en la industria del transporte vertical de personas [5,7], donde la percepción de seguridad y robustez, está intrínsecamente relacionada con los niveles de vibración en operación del equipo. Como denominador común de las industrias mencionadas se trata de sistemas complejos conformados por piezas en movimiento y sometidos a cargas dinámicas. Los

cerramientos se realizan generalmente por medio de paredes metálicas delgadas, rígidamente unidas a un marco o bastidor que proporciona rigidez al conjunto [8]. Esta configuración induce la vibración de esos paneles delgados en servicio, lo que lleva a la emisión de ruido estructural. El ruido estructural que generalmente se da por vibraciones de baja frecuencia, es una de las principales causas de la reducción en el confort de marcha.

Por lo tanto, en cualquier estructura sometida a cargas dinámicas, las uniones entre elementos son las responsables de la transmisión de ruido y vibración. En este sentido, el estudio se centra en las uniones y las tecnologías de unión.

Así, las tecnologías de unión tradicionales, como atornillado, remachado o soldadura, entre otros, han sido ampliamente estudiadas desde el punto de vista de su resistencia mecánica [9,10]. Sin embargo, estas tecnologías tradicionales tienen muy poco interés para el control de vibraciones, ya que sólo son capaces de introducir bajos niveles de amortiguación en algunos rangos de frecuencia específicos [11-16]. Por el contrario, las uniones adhesivas se utilizan para control de ruido estructural debido a su capacidad de introducir amortiguamiento modal efectivo por debajo de 1 kHz [16]. Además, hay que destacar que la mejora de la respuesta vibroacústica de una máquina o producto tiene una gran influencia en su ciclo de vida, máxime cuando el ruido y las vibraciones son las principales responsables de los fallos por fatiga [17]. Por lo tanto, el empleo de uniones adhesivas proporciona ventajas importantes [18].

Los materiales adhesivos se pueden clasificar en tres categorías desde el punto de vista de su comportamiento de tensión-deformación. Adhesivos rígidos, adhesivos tenaces y adhesivos flexibles. Por un lado, los adhesivos rígidos se utilizan para aplicaciones estructurales y tienen un mal comportamiento dinámico. Por otro lado, los flexibles (pueden citarse como ejemplos generales, siliconas, poliuretanos y adhesivos de silano modificados) exhiben una gran resistencia a pelado y a esfuerzos cortantes, así como a cargas dinámicas y de impacto. Por lo tanto, los adhesivos flexibles pueden contribuir a mejorar el confort de vibroacústico de marcha.

La Tabla 1 muestra una comparativa de las propiedades de algunos adhesivos flexibles. Así, en el presente estudio se consideran dos adhesivos flexibles (o módulo bajo) concretamente: un silano modificado del fabricante Bostik® llamado comercialmente ISR 70-03 y un silano del fabricante SIKA®, llamado comercialmente SIKAFLEX 505. Cabe enfatizar que los adhesivos flexibles pueden ser modelizados como materiales viscoelásticos [18]. En cuanto a la caracterización

de los materiales viscoelásticos, la técnica de análisis térmico mecánico dinámico (DMTA) permite tener en cuenta de manera conjunta la dependencia de estos materiales de la temperatura y del tiempo mediante la aplicación del principio de superposición tiempo-temperatura (TTS) [19,20]. Este principio relaciona la respuesta de material en un momento dado y a una temperatura dada con la correspondiente en otras condiciones suponiendo una relación de la forma

$$E(t, T) = E(t_0, a_T T_0) \tag{1}$$

donde T_0 y t_0 representan la temperatura y el tiempo de referencia, respectivamente. En el dominio del tiempo el *shift factor* queda $a_T = t/t_0$.

El objetivo del presente trabajo es poner de manifiesto los beneficios de una correcta elección de adhesivo para la reducción del ruido estructural y la vibración en una cabina del ascensor.

- En primer lugar, se presentan las propiedades mecánicas de los adhesivos.
- A continuación, estos dos adhesivos se ensayan en un banco de pruebas, en el que se analiza la transmisibilidad de la vibración por medio de un modelo experimental simplificado. Como resultado del análisis se selecciona un adhesivo.
- Por último, el adhesivo seleccionado se utiliza en un prototipo de cabina del ascensor para evaluar la reducción de ruido y vibración respecto al sistema con uniones metálicas.

2. SELECCIÓN DEL ADHESIVO

En esta sección, se estudia la respuesta de un espécimen viga con uniones adhesivas excitado sísmicamente para los dos adhesivos analizados. Para ello, se obtiene la función de

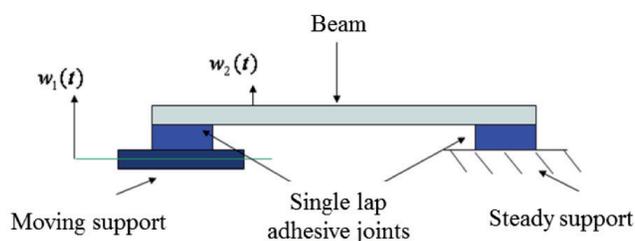


Fig. 1: Representación esquemática de los especímenes viga con adhesivo

	Siliconas	Poliuretanos	Silanos Modificados
Resistencia mecánica	Moderada	Excelente	Alta
Resistencia química	Moderada	Alta	Alta
Adhesión	Buena	Mala	Excelente
Resistencia UV	Buena	Mala	Buena
Salud y seguridad	Acetico: irritante	Isocianato: toxico	Excelente

Tabla 1: Propiedades de siliconas, poliuretanos y silanos modificados

transmisibilidad entre la aceleración impuesta a la base del adhesivo y la respuesta en aceleración de un punto específico de la viga. Una vista esquemática del experimento se muestra en la Fig. 1, en la que se representa el movimiento de la base $w_1(t)$ y el punto de medición de la respuesta de la viga $w_2(t)$.

A partir de estas funciones de transmisibilidad se estudia la i^{th} frecuencia de resonancia f_i , amplitud pico A_i y el factor de amortiguamiento modal h_i .

2.1. MATERIALES Y ESPECÍMENES

En el presente estudio se consideran dos materiales adhesivos flexibles: un silano modificado llamado comercialmente ISR 70-03 y un silano, llamado comercialmente SIKAFLEX 505. La resistencia a la tracción para ambos materiales son 2,60 MPa [21] y 1,55 MPa [22], respectivamente. Los módulos de relajación y complejo de estos adhesivos se obtuvieron [23,24] por medio de la técnica de análisis térmico mecánico dinámico (DMTA). Las curvas maestras de relajación y dinámica bajo esfuerzos de tracción se obtuvieron mediante un procedimiento [25] basado en el principio de superposición de tiempo-temperatura [20]. La Fig.2 representa (a) el módulo de relajación y (b) el módulo complejo para ambos materiales.

De la Fig. 2 (a), es importante señalar que el módulo de relajación de ISR 70-03 es dos veces más alto que el de SIKAFLEX 505. Debe tenerse en cuenta también el bajo tiempo de relajación asociado a ambos adhesivos flexibles. Sin embargo, el tiempo de relajación del ISR 70-03 es menor que el de SIKAFLEX 505. Además, debe señalarse que el módulo relajado experimental [19] del ISR 70-03 es tres veces menor que el de SIKAFLEX 505. A partir de la Fig. 2 (b) es preciso señalar que el adhesivo SIKAFLEX 505 presenta un módulo de almacenamiento inferior al del ISR 70-03, pero por el con-

trario, el SIKAFLEX 505 tiene un factor de pérdida menor en todo el rango de frecuencia.

Las vigas metálicas están fabricadas de acero inoxidable y se obtuvieron de la misma plancha mediante corte por agua con el objetivo de asegurar propiedades homogéneas y especímenes no deformados. La longitud, anchura y espesor medidos son . Las dimensiones del espécimen viga (espesor y longitud de solape de la unión) se muestran en la Tabla II.

2.2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

En la Fig. 3 se muestra un esquema del *set-up* experimental (excitación del sistema, adquisición de datos y el propio espécimen viga), donde los detalles del equipo de adquisición se recogen en la Tabla 3.

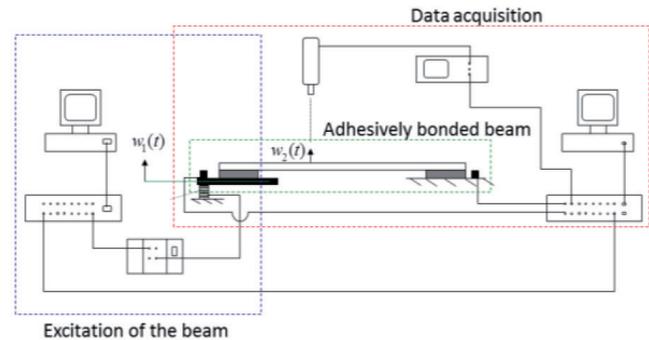


Fig. 3: Esquema del set-up experimental

El movimiento se impone a la base de la viga por un actuador piezoeléctrico PPA40M de CEDRAT Tecnologías [26]. Este dispositivo se controla por medio de una tarjeta de control DS1104 dSPACE en tiempo real [27], donde el programa de control se desarrolló en Simulink® [28]. La adquisición y procesamiento de datos se realizaron con un sistema de adquisición PULSE de Bruel&Kjaer [29]. Se emplearon dos sensores para medir la respuesta: un acelerómetro triaxial ICP 356A16 de PCB electronics [30] y un interferómetro láser OFV-505 de POLYTEC [31] cuya señal de respuesta en velocidad se deriva y se obtiene la aceleración correspondiente.

Material	Longitud de solape (mm)	Espesor de la unión (mm)
	Lado excitación / Lado fijo	Lado excitación / Lado fijo
ISR 70-03	39.0 / 36.0	1.1 / 1.1
SIKAFLEX 505	36.5 / 38.5	1.2 / 1.3

Tabla II: Dimensiones de las uniones de los especímenes viga analizados

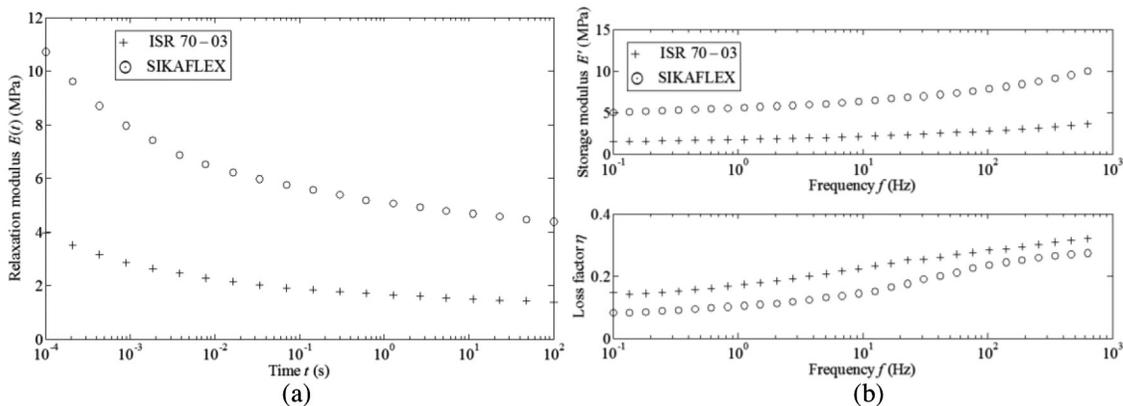


Fig. 2: Módulos de los materiales ensayados: (a) módulo de relajación $E(t)$, (b) módulo complejo $E^*(w)$.

2.3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN: SELECCIÓN DEL ADHESIVO

Las funciones de transmisibilidad $T(w)$ obtenidas de los especímenes viga se muestran en la Fig. 4. Las frecuencias de resonancia f_i , las amplitudes pico A_i y los factores de pérdida modal h_i para las dos especímenes analizados se recogen en la Tabla 3.

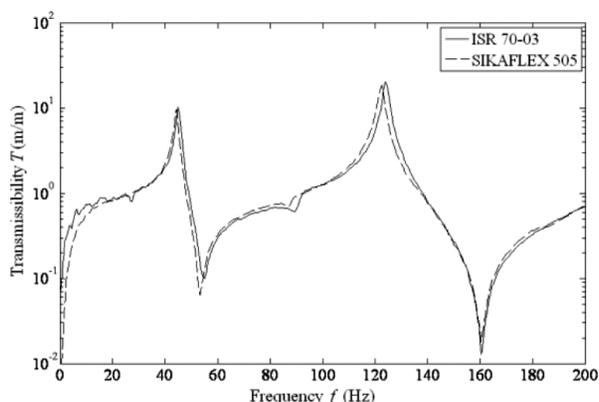


Fig. 4: Funciones de transmisibilidad para los dos especímenes con diferente tipo de adhesivo

A partir de la Fig. 4, puede concluirse que cuanto mayor es el módulo del material adhesivo (véase la Fig. 2), mayores son las frecuencias de resonancia. Así, las frecuencias de resonancia para el caso 70-03 ISR son ligeramente más altas (en torno a 1,20 % para ambos modos) que las obtenidas para el espécimen con SIKAFLEX 505. En cuanto a la amplitud de la respuesta, el espécimen con ISR70-03 proporciona una respuesta dinámica ligeramente más alta (entre 7% y 8% para ambos modos). Respecto al factor de pérdida modal, cabe destacar que, en relación con el primer modo, es 16 % más alto para el ISR 70-03, mientras que para segunda resonancia, el factor de mayor pérdida corresponde al espécimen con SIKAFLEX 505 (19 %).

En resumen, con el objetivo de seleccionar al candidato adecuado para la aplicación de ruido estructural se han tenido en cuenta tres aspectos:

- Propiedades mecánicas generales, concretamente, rigidez y resistencia;
- Propiedades mecánicas específicas, concretamente, los módulos de relajación y complejo (véase la Fig. 6);
- Comportamiento dinámico *in situ* (ver Fig. 4 y la Tabla III).

En cuanto a las propiedades mecánicas, el SIKAFLEX 505

presenta un factor de pérdida mayor que el ISR 70-03. En realidad, el factor de pérdida de material del SIKAFLEX 505 es dos veces mayor que el de ISR 70-03, al menos en el rango analizado. Sin embargo, su módulo de almacenamiento (y en consecuencia su módulo de relajación) son mucho más bajos que el del ISR 70-03. Además, el módulo relajado del SIKAFLEX 505, es cuatro veces menor que el correspondiente al ISR 70-03.

Respecto al comportamiento *in-situ*, no se encuentran diferencias significativas en las frecuencias de resonancia entre los dos candidatos (menos de 2 %). Respecto a las amplitudes, el espécimen con SIKAFLEX 505 presenta una respuesta ligeramente mejor donde se verifican diferencias de hasta el 7 %. Sin embargo, en relación con el factor de pérdida el ISR 70-03 presenta mejores resultados para el primer modo, mientras el SIKAFLEX 505 presenta un valor más alto para el segundo modo.

Se puede concluir por tanto que el ISR 70-03 es el candidato adecuado para la aplicación industrial. Esta elección se basa en el hecho de que un factor de pérdida alto no implica directamente una alta amortiguación del sistema. De hecho, la rigidez y resistencia del material adhesivo tiene mucha mayor relevancia debido a su influencia en el equilibrio del sistema ya que el comportamiento dinámico estará determinado por la rigidez de las uniones. Además, la rigidez estática del material y su resistencia [21] son determinantes para la aplicación industrial en cuestión.

3. MEDIDAS DE RUIDO Y VIBRACIÓN EN EL PROTOTIPO DE CABINA DE ASCENSOR

Con el objetivo de comprobar la influencia de las uniones adhesivas en el ruido estructural interior en cabinas de ascensores, se diseñó y llevó a cabo un experimento en una torre de pruebas propiedad de ORONA S.COOP. Concretamente, se llevaron a cabo dos conjuntos de mediciones en condiciones de funcionamiento. Primero en la configuración del sistema original y segundo una configuración prototipo con uniones adhesivas en solape simple fabricadas con el silano modificado ISR 70-03. En cada configuración se realizaron medidas simultáneas de ruido y vibración. Así, se midió el nivel de presión sonora interior en el centro de la cabina a una altura de 1,5 m y enfocando al panel lateral trasero. Simultáneamente, se midió la respuesta vibracional del propio panel junto con las aceleraciones del suelo de cabina en dirección x, y y z, respectivamente. Un esquema de ambos sistemas se muestra en la Fig. 5, donde la Fig. 5(a) representa la posición de las uniones metálicas, la Fig. 5(b) muestra el sistema con las uniones adhesivas continuas en solape simple y la Fig. 5(c) los puntos de medición experimentales empleados.

Especímen	Modo 1			Modo 2		
	f_1 (Hz)	A_1 (m/m)	h_1	f_2 (Hz)	A_2 (m/m)	h_2
ISR 70-03	45.0	10.3	0.027	124.0	20.31	0.016
SIKAFLEX 505	44.5	9.52	0.023	122.5	18.70	0.018

Tabla III: Resultados modales para los dos especímenes viga con adhesivo

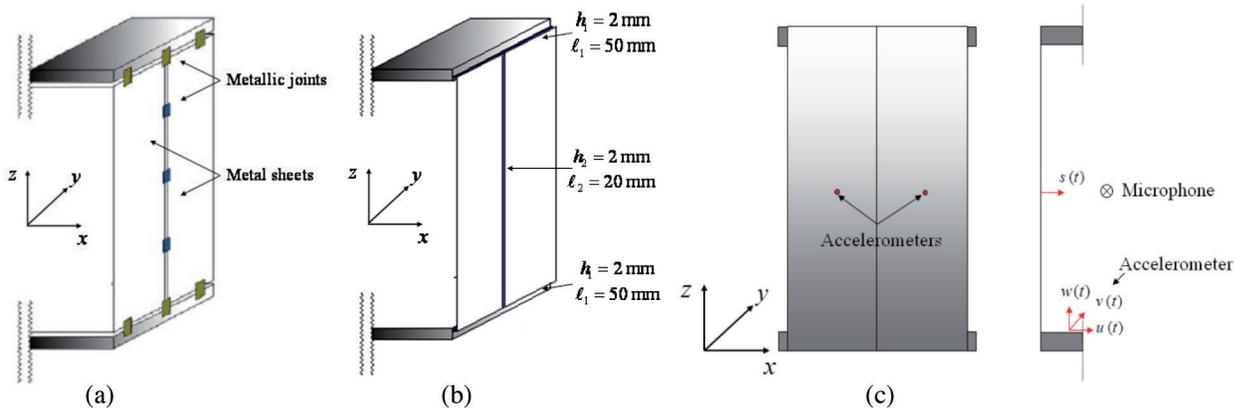


Fig. 5: Esquema del ascensor: (a) original con uniones metálicas, (b) prototipo con uniones adhesivas, (c) puntos de medida

La comparación de las respuestas operacionales se lleva a cabo en el rango de frecuencia 5 Hz–1 kHz. Las respuestas de la cabina de ascensor con uniones metálicas se comparan con las del sistema con uniones adhesivas donde se empleó el adhesivo ISR70-03. En primer lugar, el nivel de presión sonora se analiza junto con el autoespectro de aceleración del panel lateral (ver Fig. 5). A continuación, se estudian los auto-espectros de aceleración en dirección x, y, z del suelo de cabina. Con el objetivo de evitar diferencias locales entre dos sistemas virtualmente diferentes, los resultados se presentan y analizan en bandas de tercio de octava.

3.1. RUIDO ESTRUCTURAL

A continuación, se presenta el nivel de presión sonora en el interior de la cabina junto con el auto-espectro de vibración

de la parte derecha del panel trasero, siendo análogo el del lado izquierdo (ver Fig. 5). Por lo tanto, la Fig. 6(a) muestra el nivel de presión sonora interior del sistema con uniones metálicas y el correspondiente para el sistema con uniones adhesivas. Los resultados se presentan mediante la ponderación A [32]. La Fig.6 (b) muestra la aceleración de ambos espectros.

De la Fig. 6, puede concluirse que la respuesta vibroacústica de una cabina de ascensor se puede mejorar mediante la unión adhesiva de los paneles laterales. Así, conforme a la Fig. 6(a), el nivel de presión sonora se ha reducido para todas las bandas de frecuencia a excepción de la de 100 Hz. Pequeños incrementos se pueden encontrar también para las bandas de frecuencias más bajas. No obstante, se ha determinado el nivel total de presión sonora para ambos sistemas, siendo de $L_{p,metal} = 72.27$ dB para el sistema con uniones metálicas

		$\ddot{s}_{RMS} (m/s^2)^2$	$\ddot{u}_{RMS} (m/s^2)^2$	$\ddot{v}_{RMS} (m/s^2)^2$	$\ddot{w}_{RMS} (m/s^2)^2$
$f < 100$ Hz	Metálicas	1.82	1.06	0.83	2.03
	Adhesivas	1.48	0.86	0.76	1.72
$100 \text{ Hz} < f < 1 \text{ kHz}$	Metálicas	3.64	3.23	3.02	3.50
	Adhesivas	2.53	2.00	1.89	2.44

Tabla IV: Resultados vibracionales de los ascensores ensayados

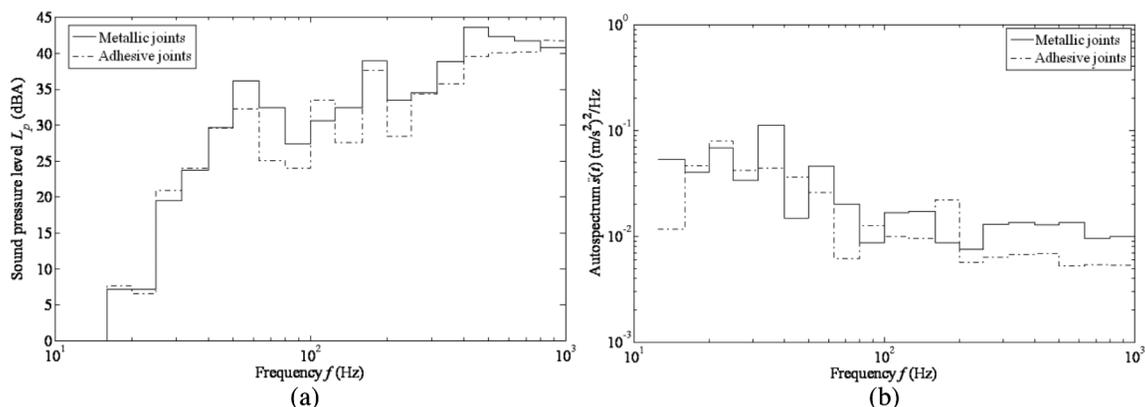


Fig. 6: Respuesta de ruido estructural: (a) niveles de presión sonora, (b) auto-espectro de $\ddot{s}(t)$

y $L_{p,adh} = 71.80$ dB para el sistema con uniones adhesivas. Sin embargo, aplicando la ponderación A [32] para tener en cuenta el oído humano, se obtienen $L_{p,metal} = 50.89$ dB(A), y $L_{p,adh} = 49.59$ dB(A) respectivamente.

Por lo tanto, se puede concluir que el nivel de presión sonora interior ha sido reducido mediante el empleo de uniones adhesivas obteniéndose una reducción de $\Delta L_p = 1.30$ dB(A). Hay que destacar que, para el presente caso, sólo uno de los tres paneles laterales se ha unido mediante uniones adhesivas.

Respecto a la Fig. 6(b) se debe tener en cuenta que el sistema con uniones metálicas contiene los niveles de vibración más altos en el rango de baja frecuencia, especialmente para frecuencias inferiores a 100 Hz. Así, es importante señalar que estos niveles de vibración son un orden superior a los de las frecuencias más altas. Con el fin de evaluar la eficacia de la solución aportada, se ha calculado la aceleración RMS, donde el resultado se muestra en la Tabla IV. El estudio se lleva a cabo teniendo en cuenta dos grupos de frecuencia: el primero conformado por las bandas de frecuencias inferiores a 100 Hz y el segundo por las bandas de frecuencias entre 100 Hz y 1 kHz.

De la Tabla IV, cabe destacar que los niveles de vibración en el panel lateral se han reducido un 20% y un 30% en la banda de baja y alta frecuencia respectivamente. En resumen, puede concluirse que las uniones adhesivas son capaces de reducir el ruido estructural en una cabina de ascensor al introducir amortiguamiento modal en los paneles laterales.

3.2. RESPUESTA VIBRACIONAL DEL SUELO

A continuación se analizan los espectros de vibración del suelo de la cabina. El objetivo de este análisis es verificar si los niveles de confort se han visto afectados por el uso

de uniones adhesivas. La Fig. 7(a), Fig. 7(b), and Fig. 7(c) muestran los autoespectros de aceleración para $\ddot{u}(t)$, $\ddot{v}(t)$ and $\ddot{w}(t)$, respectivamente, para el sistema con uniones metálicas y para el sistema con uniones adhesivas.

A partir de la Fig. 7 debe señalarse que, los niveles de vibración más altos se encontraron para las frecuencias inferiores a 100 Hz. En cuanto a la Fig. 7 (b) y la Fig. 7 (c) debe remarcarse que el nivel de vibración más pequeña se encuentra para el rango de frecuencia media. Así, se debe mencionar que el nivel de aceleración en la dirección z, ver Fig. 7 (c), es un orden de magnitud mayor que los de x e y. Los valores de la aceleración RMS obtenidos para los sistemas con uniones metálicas y uniones adhesivas se muestran en la Tabla IV. Los resultados se muestran igualmente en dos bandas de frecuencia. De la Tabla IV, se debe señalar que, a pesar de que únicamente se ha unido el panel trasero con material adhesivo, su efecto sobre la respuesta vibratoria de la base de cabina es significativo. Así, para la vibración horizontal se obtiene una reducción de hasta el 40%, mientras que el nivel de vibración vertical se ha reducido en 30%.

4. CONCLUSIONES

En este trabajo, se ha presentado un estudio de la reducción del ruido y las vibraciones en un prototipo de cabina del ascensor por medio de la unión adhesiva de los paneles laterales. Para ello, se han comparado dos adhesivos de bajo módulo para aplicaciones de control de vibroacústico. Estos dos materiales son un silano y un silano modificado. Por un lado, se han analizado sus propiedades, concretamente, el módulo de relajación y el módulo complejo. Estas propiedades

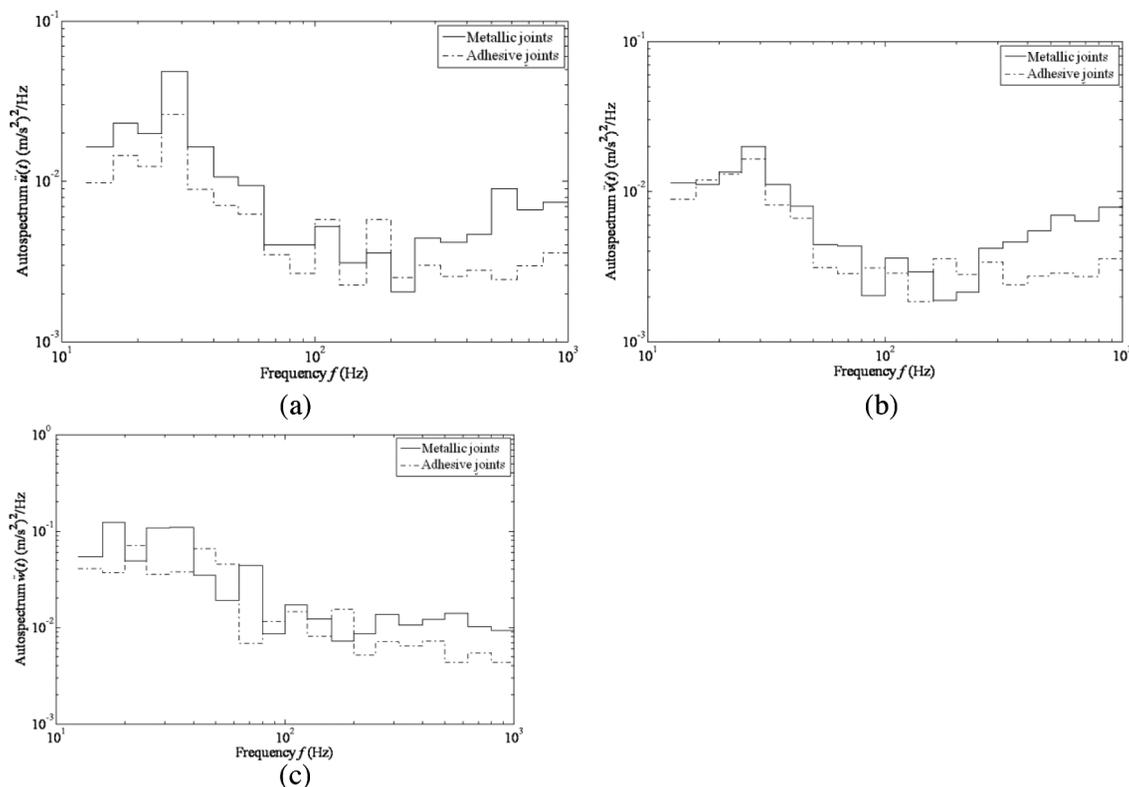


Fig. 7: Auto-espectros aceleración del suelo de cabina: (a) dirección x, (b) dirección y, (c) dirección z

se obtuvieron para ambos materiales por medio de la técnica de análisis térmico mecánico dinámico (DMTA), donde las curvas maestras bajo sollicitaciones tensión se han construido a través de un procedimiento basado en el principio de superposición de tiempo-temperatura (TTS). Por otra parte, se ha investigado su influencia sobre la respuesta dinámica de una viga metálica unida mediante adhesivo con el fin de seleccionar el candidato adecuado de acuerdo a los criterios de diseño establecidos. Por último, se ha realizado una aplicación sobre un prototipo de cabina del ascensor con el objetivo de poner de manifiesto los beneficios de la solución propuesta en contraste con la clásica.

Cabe destacar que, a pesar del hecho de que el factor de pérdida del SIKAFLEX 505 es el doble que el del adhesivo ISR 70-03 ambos especímenes ensayados presentan factores de pérdida modales muy similares. Respecto al demostrador, cabe destacar que se ha reducido el nivel de ruido interior de la cabina del ascensor prototipo. De manera análoga, el nivel de vibración del panel lateral se ha reducido significativamente en las bandas de alta y baja frecuencia. Además, el nivel de vibración del suelo de cabina del ascensor se ha reducido también.

Como conclusión, y a tenor de los resultados obtenidos, el confort de marcha de una cabina de ascensor puede ser notablemente mejorado mediante la sustitución de las tecnologías de unión tradicionales por uniones adhesivas.

AGRADECIMIENTOS

El trabajo presentado en esta investigación ha sido desarrollado con la generosa financiación de ORONA EIC.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Bandini M., Governi L. "Optimal design of damping material distribution in dynamically excited panels". Proceedings of the 2002 International Conference on Noise and Vibration 2002 Leuven (Belgium). 2002. Vol.1 p.441-449.
- [2] Mucchi E., Pierro E., Vecchio A. "Experimental Guidelines for NVH Improvements in Helicopter". ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference Vibro-Acoustic Comfort 2009.
- [3] Rao M.D. "Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes". Journal of Sound and Vibration. 2003. Vol.262 p.457-474. DOI: 10.1016/S0022-460X(03)00106-8
- [4] Balmès E., Sylvain G. "Tools for viscoelastic damping treatment design. Application to an automotive floor panel". International Conference on Noise and Vibration Engineering ISMA02. 2002.
- [5] Lorsbach G.P. "Analysis of elevator ride quality, vibration". Elevator World. June 2003. p108-113.
- [6] Mehr D. "Lift ride quality measurement". Elevatori. September-October 2004. Vol.5 p.34-47.
- [7] Consortium O. "General presentation of OSCAR: Optimisation of structural Connections for noise and vibration reduction". ISMA 25 2000. p813-816.
- [8] Bonifacio P., Lenzi A. "Experimental analyses of thin plates with different boundary conditions". 12th International Congress of Sound and Vibration ICSV12. 2005.
- [9] Chang D.J., Muki R. "Stress distribution in a lap joint under tension-shear". International journal of solids and structures. 1974. Vol.10 p.503-517. DOI: 10.1016/0020-7683(74)90055-9
- [10] Simon J., Johnson E., Dillard D.A. "Characterizing dynamic fracture behavior of adhesive joints under Quasi-Static and Impact Loading". Journal of ASTM international. 2005. Vol.2(7) p53-72. DOI: 10.1520/JAI12955
- [11] Feng L. "An experimental method to determine vibroacoustic properties of joints". Euro Noise International INCE Symposium. 1998. p.1-6.
- [12] Feng L. "Characterization methods and ranging of mechanical joints". ISMA05. 2000. p.793-800.
- [13] Feng L. "An experimental method for vibrational insertion loss of mechanical joints". Acta acústica ACUSTICA 2001. Vol.87 p.191-198.
- [14] Feng L., Liu M. "Experimental study of structure-borne sound transmission loss of mechanical joints". Acoustical Society of America 2001. Vol.110(3) p.1391-1397.
- [15] Feng L. "Vibration reduction through joints in finite systems". Proceedings Inter Noise. 1998. Vol.43 p.655-670.
- [16] Zatarain M., Villasantea C. "New light and highly-damped bonded structures for noise and vibration reduction". Cirp Annals. 2007. Vol.53(1) p.345-348.
- [17] Cieslik J.B. "Evaluation of vibration energy flow in assembled structures". EURONOISE 2006. Vol.1 p.1-6.
- [18] Hahn G.T., Iyer K.A., Rubin C.A. "Structural shear joints". Woodhead Publishing limited. 2005.
- [19] Ferry, J.D. Viscoelastic properties of polymers, (Wiley (ed.), Wiley, 1980).
- [20] Williams, M., Landel, R. and Ferry, J., *J. of the Am. Chem. Soc.* 77, 3701-3707 (1955).
- [21] Bostik industry, technical sheet for Industrial Special Range (ISR) 70-03. English version <<http://www.bostikindustrie.nl>>. Consulted on 15th of December of 2010.
- [22] Sika corporation U.S., product data sheet for SIKAFLEX-505. English version <<http://usa.sika.com/>>. Consulted on 15th of December of 2010.
- [23] García-Barruetaña J., Cortés F., Abete J.M., Fernández P., Lamela M.J., Fernández-Cantelli A. "Experimental characterization and modelization of the relaxation and complex moduli of a flexible adhesive". Materials and Design. 2011. Vol. 32 p.2783-2796.
- [24] García-Barruetaña J., Cortés F., Abete J.M. "A low modulus adhesive characterization by means of DMTA test". The Journal of Adhesion. 2012. Vol. 88:4-6 p.487-498.
- [25] García-Barruetaña J., Cortés F., Abete J.M., Fernández P., Lamela M.J., Fernández-Cantelli A. "Relaxation modulus - complex modulus interconversion for linear viscoelastic systems". Mechanics of Time Dependent Materials. 2013. Vol.17 p.465-479.
- [26] Cedrat technologies, technical sheet for piezo-actuators and electronic devices. English version <<http://www.cedrat.com>>. Consulted on 15th of February of 2010.
- [27] dSPACE. English version <<http://www.dspaceinc.com>>. Consulted on 23th of February of 2010.
- [28] MATLAB Version 7.4.0. Natick, USA: The Mathworks Inc, 2007.
- [29] Brüel & Kjaer. Brüel & Kjaer Sound & Vibration Measurement A. English version <<http://www.bksc.com>>. Consulted on 15th of January of 2010.
- [30] PCB electronics. English version <<http://www.pcb.com>>. Consulted on 11th of January of 2010.
- [31] POLYTEC. English version <<http://www.polytec.com>>. Consulted on 16th of January of 2010.
- [32] Bies D., Hansen C. Engineering noise control: theory and practice. Spon Pr, London, 2003. ISBN 0-203-87240-1.