

## PLANTA DE CARACTERIZACIÓN DE AISLADORES DE VIBRACIÓN

PACS: 43.40.Tm

Torres del Castillo, Rafael <sup>1</sup>; Romeu, Jordi <sup>2</sup>; Jiménez, Santiago <sup>2</sup>

1 Vibroaustica C.A. S.L (Vibcon)

Abat Marçet 41-43,

08173 Sant Cugat. Barcelona

Tel: 902 195 512

Fax: 936 755 890

E-mail: [rafa@vibcon.net](mailto:rafa@vibcon.net)

2 LEAM. ETSEIA Terrassa

### RESUMEN

Como resultado de los trabajos iniciados sobre “Sistemas de Aislamiento Vibroacustico en Instalaciones de Ascensores” presentado en las anteriores jornadas de Tecniacústica 2005, se vió la necesidad de ensayar los diferentes tipos de montajes antivibratorios para poder definir los parámetros que definen el correcto aislamiento broacústico de un equipo en régimen continuo de funcionamiento. Por ello se diseñó y montó una planta piloto de ensayo que nos permite en el día de hoy testar cualquier antivibrador especialmente caracterizado para la baja frecuencia.

### 1.- REQUERIMIENTOS DE LA PLANTA DE ENSAYOS

#### 1.1.- Rango frecuencial

De manera resumida, la efectividad del aislamiento de vibraciones de cualquier sistema masa (máquina) muelle (aislador), depende en términos generales, de la relación entre la frecuencia propia ( $f_0$ ) de éstas y de la frecuencia fundamental que se desea atenuar (frecuencia excitatriz  $f$ ). De la gráfica de la fig. 1, se ve que para tener un aislamiento teórico > al 90%, la frecuencia natural del sistema mecánico ha de ser al menos de 4 veces < que la frecuencia a aislar. En caso de coincidencia entre ambas frecuencias se producirá resonancia y ocasionará un valor máximo de amplificación de la vibración como se muestra en el pico de la función grafiada. De esta manera conocido el valor de la frecuencia de resonancia del sistema será el que dibuje el comportamiento de cómo se reducirá de la trasmisión de la vibración.

En esta planta piloto inicialmente se consideró realizar ensayos dentro de un ancho de banda frecuencial muy estrecho como resultado del análisis de generación y propagación de vibración y ruido estructural inducido por ascensores, realizado en trabajos anteriores. Por tanto debía trabajar en un ancho de frecuencia por encima de los 125 Hz y con valores muy bajos de frecuencia propia del sistema, en torno a los 4 Hz. El límite superior de funcionamiento no es tan importante, pues ateniendo a la teoría de transmisión de vibraciones, el aislamiento del sistema mejora conforme aumenta la frecuencia de excitación tal y como se puede ver en la fig.1

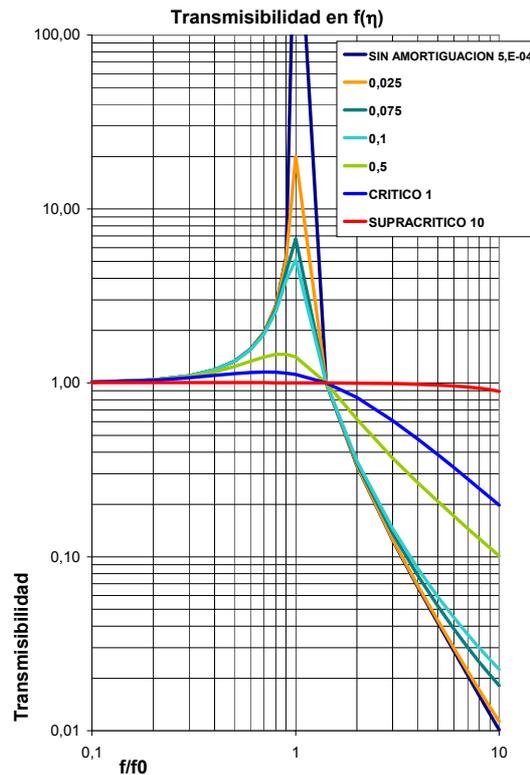


Figura 1: Grafico de relación de Transmisibilidad respecto al ratio de frecuencias. Para valores inferiores a 1, la “T” se atenúa.

Al final se obtuvo una instalación idónea para el ensayo y caracterización de aisladores de baja frecuencia y alto grado de aislamiento vibratorio, como suelen ser los aisladores metálicos de muelle.

### 1.2.- Caracterización de las propiedades transversales de los aisladores.

La teoría del aislamiento de vibraciones se basa en el supuesto de que el desplazamiento de la máquina a aislar es estrictamente una translación en la dirección perpendicular al suelo. Esta es una simplificación conveniente adoptada para la resolución de la mayoría de problemas, pero en realidad sus grados de libertad de movimiento son seis, dos de los cuales son translaciones horizontales y tres de rotación. La respuesta máquina aislador, respecto a estos posibles modos de movimiento, depende en gran medida de las características transversales en lo que al aislador le compete.

Actualmente la caracterización de los aisladores de vibración se realiza casi exclusivamente en la dirección vertical (sólo hace falta consultar catálogos de fabricantes), de forma que no se tiene información alguna de la respuesta del conjunto máquina-muelle en relación a todos los movimientos posibles del conjunto, que pueden ser fuente de vibración.

En muchos casos en los cuales la distribución de la masa en una máquina es totalmente asimétrica y las fuerzas predominantes suelen estar descentradas respecto a su centro de gravedad, las posibilidades de movimientos de rotación o translación horizontal son altas y por eso es necesario conocer la respuesta de los aisladores en estas direcciones, para mejorar sus diseños y adaptarse mejor a la realidad.

### 1.3.- Pruebas de Impacto

El caso más habitual del aislamiento de vibraciones se fundamenta básicamente en determinar la relación entre la frecuencia propia del aislador de vibraciones respecto a la frecuencia excitatriz de la máquina. En casos reales nos encontramos con vibraciones en componentes, estructuras, motores y máquinas (como fue el caso de los ascensores objeto de estudio) que al girar a cierta velocidad angular, da lugar a frecuencias fundamentales de excitación en fase de régimen estacionario pero también se presentan fuerzas impulsivas en fases puntuales de funcionamiento.

Esto hace que también sea importante determinar el comportamiento de cómo el aislador de vibración pueda comportarse en estas fases transitorias. Téngase en cuenta que inicialmente los aisladores objeto de estudio presentan una deformación estática lineal que puede conocerse mediante un dinamómetro y de esta forma determinar las condiciones de carga en servicio reales, dato imprescindible para determinar las demás variables que condicionan el aislamiento vibratorio. Por el contrario en fase impulsiva, la deformación del cuerpo elástico no siempre presenta la misma linealidad de deformación. Por ejemplo, un soporte elástico viscoelástico de caucho sometido a una fuerza periódica bajo carga adopta una forma tórica en cambio cuando se le aplica una fuerza impulsiva por un impacto, se deformará adoptando una silueta en forma de diábolo.

## 2.- DISPOSITIVOS ACTUALES

Los métodos de ensayo de aisladores de vibración están normalizados y recogidos en las normas UNE-EN ISO 10846, partes 1, 2 y 3. En ellas se definen los principios básicos de cálculo y también dos metodologías: método directo y método indirecto.

*Método directo:* Se dispone de un conjunto masa-muelle sobre una bancada fija. Se excita la masa y la bancada. El principal problema de este montaje es que el excitador de vibraciones es solidario de la bancada y le transmite vibraciones, la cual cosa contamina la señal de aceleración medida en la misma (ver fig. 2, imagen izquierda). Se podría intentar aislar el excitador de vibraciones del resto de la bancada, pero igualmente se podría presentar el problema a muy baja frecuencia. Para evitar esta situación, la frecuencia propia del sistema formado por el excitador y su aislador, debería ser muy baja, pero es difícil conseguir resultados por debajo de los 3-4 Hz, coincidiendo con el rango frecuencial operativo en los aisladores de baja frecuencia objeto fundamental de estudio. Por tanto no se podría asegurar que los resultados fuesen del todo fiable.

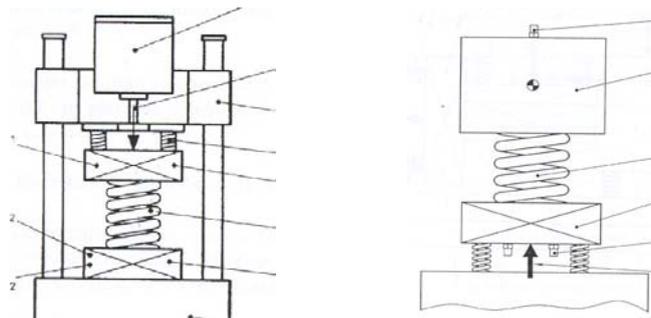


Figura 2: Dibujo esquemático del método directo (izda.) y indirecto (fuente: norma UNE-EN ISO 10846)

*Método indirecto:* Su planteamiento es contrario al anterior, ya que pretende determinar la reducción de la transmisión de vibraciones de la bancada a la masa de ensayo. Por tanto en este sistema de ensayo lo que se excita es la bancada y no la masa que soporta el aislador de vibración (representado por el muelle en la imagen derecha de la fig.2). El procedimiento de medida es más sencillo pues únicamente comporta el uso de dos acelerómetros. Para poder excitar la bancada, debemos antes preveer que su montaje incluyan antivibradores para que evite vibración residual del propio sistema y del exterior. Así pues tendremos un montaje doble de masa-muelle, uno será la probeta de ensayo a estudiar y el otro el sistema de sustentación.

Puesto que este tipo de montaje comporta interacciones entre sus dos subsistemas, la norma recomienda para evitarlo que la frecuencia natural del sistema masa-muelle de sustentación sea lo más bajo posible, pero eso nos da de nuevo origen al mismo problema que con el anterior sistema, el cual el límite inferior de caracterización estará alrededor de 20 Hz., muy por encima del rango de interés del proyecto que se sitúa alrededor de los 4 Hz. Hay que añadir que este método presenta el problema añadido de guiado de la masa de test, pues al quedar libre sobre el aislador, puede presentar movimientos horizontales de traslación y rotación, la cual cosa afectaría a la caracterización del movimiento vertical. No es que se deseen estos movimientos pero se han de analizar uno por uno.

### 3.- CALCULOS

Una vez sopesados ambos sistemas, se elije finalmente trabajar con el método indirecto. En primer lugar se trabaja en construir un montaje masa de sustentación-muelle con una frecuencia de resonancia muy por encima del conjunto masa-muelle de test, justamente al contrario del procedimiento de medida normalizado, lo cual supone una novedad en el procedimiento normalizado de caracterización de aisladores de muelle.

Las características del sistema se determinan a partir de simulaciones en MATLAB. En la gráfica de la figura 3 puede verse como puede influenciar la frecuencias propias de cada subsistema (de sustentación color rojo y de test color azul) tratado de forma independiente y también su respuesta si actúan acopladas (curva de color verde). En dicha gráfica se ha ajustado el sistema mecánico de sustentación a 20 Hz y la frecuencia propia de la probeta alrededor de los 5Hzs, que sería la frecuencia a medir por los aisladores de vibración a caracterizar. En estas condiciones la curva verde de respuesta conjunta permite distinguir con claridad las dos curvas y posibilita el análisis de comportamiento de los aisladores en un rango frecuencial en torno a los 5 Hz.

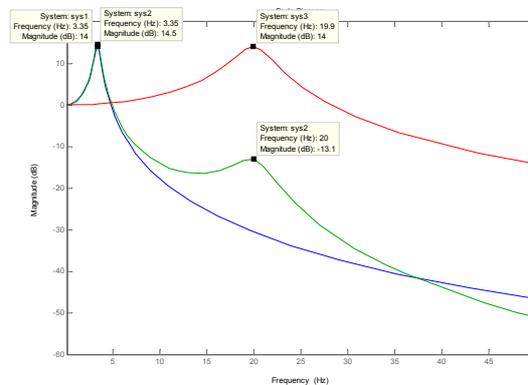


Figura 3: Respuesta de dos sistemas masa muelle independientes ( curvas azul y roja) y acoplados (curva verde).

Por otro lado se resuelve el resto de requerimientos y posibles problemas planteados:

- Evitar la aparición de momentos y de rotaciones tanto de la bancada como en la masa de test. Con esta finalidad, la bancada se excitará centrada respecto de la bancada.
- Guiado vertical de las masas de test para asegurar que la trayectoria sea rectilínea.
- La masa de la bancada ha de ser la suficiente para asegurar la estabilidad del conjunto. Por tanto como el rango de masas ira de 1 Kg. hasta 50 Kg., se establece que dicha masa sea de al menos 4 veces la masa máxima de test.

### 4.- DISEÑO Y CONSTRUCCION

La planta piloto de caracterización de aisladores de vibraciones se ha diseñado de tal forma que se han de poder realizar los ensayos que se muestran de forma esquemática a continuación (ver dibujos de la figura 4)

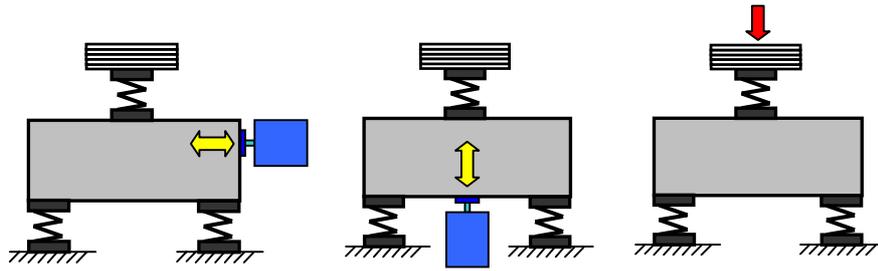


Fig. 4: Tipologías de test a realizar.

#### Ensayo del aislador en la dirección normal

Para conocer el comportamiento del aislador respecto a los esfuerzos en la dirección normal, se excita la masa de bloqueo por debajo con el objetivo de no transmitir vibraciones al forjado del laboratorio. El estudio se hace en diferentes condiciones de carga mediante diferentes masas.

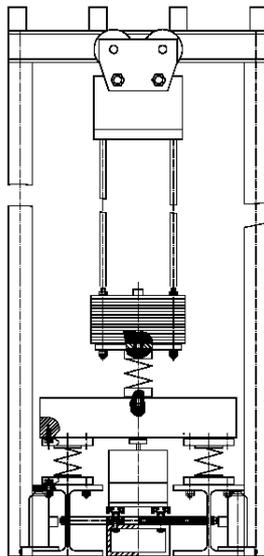


Fig.5: esquema y foto de la planta piloto

#### Ensayo del aislador en la dirección tangencial

Para ver su comportamiento transversal se sitúa el excitador de vibraciones de forma que transmita la energía vibratoria a la masa de bloqueo en un plano perpendicular al eje del aislador. También se realiza en diferentes condiciones de carga.

#### Ensayo de impacto del aislador.

Se dispone de un sistema que permite lanzar diferentes masas desde diferentes alturas. Para poder conseguir dicho objetivo, se utilizan componentes auxiliares específicos.

La planta piloto que se muestra en el esquema y foto de la figura 5, se pueden identificar los elementos básicos y aquellos componentes auxiliares que permiten su funcionamiento. Se distinguen dos elementos fundamentales:

- Grupo inferior o de ensayo

-Grupo superior o estructural.

De esta forma se consigue la total independencia del aislador con su entorno para evitar así la influencia de posibles perturbaciones durante en test.

## **6.- CONCLUSIONES**

- Se consigue realizar una planta piloto específica para la caracterización dinámica de aisladores de vibración de baja frecuencia.
- No solamente podemos determinar su frecuencia propia y grado de amortiguación si no además determinar otras variables tan importantes como las anteriores y que no suelen tenerse en consideración y muy importantes para un correcto aislamiento de vibraciones. Así conociendo su comportamiento lateral y su capacidad de absorber energía de impacto podemos caracterizar mejor el aislador frente a esfuerzos laterales e impactos.