

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 543 402**

51 Int. Cl.:

G10K 11/168 (2006.01)

B60R 13/08 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **09.03.2011** **E 11709370 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **13.05.2015** **EP 2684187**

54 Título: **Pieza de guarnición atenuadora de ruido automotriz**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
19.08.2015

73 Titular/es:

AUTONEUM MANAGEMENT AG (100.0%)
Schlosstalstrasse 43
8406 Winterthur, CH

72 Inventor/es:

BERTOLINI, CLAUDIO;
CASTAGNETTI, CLAUDIO y
SEPPI, MARCO

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 543 402 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Pieza de guarnición atenuadora de ruido automotriz

Campo técnico

La invención se refiere a una pieza de guarnición para atenuación del ruido en un vehículo.

5 Antecedentes de la técnica

Las fuentes de ruido en un vehículo son muchas e incluyen, entre otras, el tren motriz, la transmisión, el área de contacto del neumático (excitada por la superficie de la calzada), los frenos y el viento. El ruido generado por todas estas fuentes en el interior del habitáculo del vehículo cubre a intervalos de frecuencias bastante grande que, para vehículos de gasolina y diésel normales, puede subir hasta 6,3 kHz (por encima de esta frecuencia, la potencia acústica radiada por las fuentes de ruido en un vehículo es generalmente despreciable). El ruido del vehículo se divide, generalmente, en ruido de frecuencia baja, media y alta. Típicamente, el ruido de frecuencia baja puede considerarse que cubre el intervalo de frecuencias entre 50 Hz y 500 Hz y está dominado por el ruido de "estructural": la vibración es transmitida a los paneles que rodean el habitáculo de los pasajeros por vía de una variedad de caminos estructurales y tales paneles, entonces, radian el ruido al interior del propio habitáculo. Por otro lado, típicamente, el ruido de frecuencia alta puede considerarse que cubre el intervalo de frecuencias por encima de 2 kHz. El ruido de frecuencia alta está dominado, típicamente, por el ruido "aéreo": en este caso, la transmisión de la vibración a los paneles que rodean el habitáculo de los pasajeros tiene lugar a través de caminos aéreos. Se reconoce que existe una zona gris, en la que los dos efectos se combinan y ninguno de los dos domina. No obstante, para el confort del pasajero, es importante que el ruido sea atenuado en el intervalo de frecuencias medias así como en los intervalos de frecuencias bajas y altas.

Para la atenuación del ruido en vehículos como coches y camiones, el uso de aislantes, amortiguadores y absorbentes para reflejar y disipar el sonido y, de este modo, reducir el nivel de sonido interior global es bien conocido.

El aislamiento se obtiene tradicionalmente por medio de un sistema de barrera "masa-muelle", en el cual el elemento de masa está formado por una capa de material impermeable de alta densidad designado como capa pesada y el elemento de muelle está formado por una capa de material de baja densidad como un fieltro o espuma no comprimidos.

El nombre "masa-muelle" se usa comúnmente para definir un sistema de barrera que proporciona aislamiento sonoro a través de la combinación de dos elementos, denominados "masa" y "muelle". Una pieza o un dispositivo se dice que trabaja como un "masa-muelle" si su comportamiento físico puede ser representado mediante la combinación de un elemento masa y un elemento muelle. Un sistema masa-muelle ideal actúa como un aislante sonoro gracias, principalmente, a las características mecánicas de sus elementos, los cuales están pegados juntos.

Un sistema masa-muelle se pone normalmente en un coche encima de una capa de acero, con el elemento muelle en contacto con el acero. Si se considera como un todo, el sistema completo (masa-muelle más capa de acero) tiene las características de una partición doble. La pérdida por inserción es una cantidad que describe cómo es de efectiva la acción del sistema masa-muelle cuando se pone encima de la capa de acero, independientemente del aislamiento proporcionado por la propia capa de acero. La pérdida por inserción muestra, por lo tanto, el rendimiento de aislamiento del sistema masa-muelle.

La curva de pérdida por inserción teórica (IL, medida en dB) que caracteriza un sistema masa-muelle tiene, en particular, las particularidades siguientes. En la mayoría del intervalo de frecuencias, la curva se incrementa con la frecuencia de manera aproximadamente lineal y la tasa de crecimiento es de unos 12 dB/Octava; tal tendencia lineal se considera muy efectiva para garantizar un buen aislamiento contra las ondas de sonido entrantes y, por esta razón, los sistemas masa-muelle han sido usados ampliamente en la industria del automóvil. Esta tendencia se obtiene sólo por encima de un cierto valor de frecuencia, denominado "frecuencia de resonancia del sistema masa-muelle", en el cual el sistema no es efectivo como aislante acústico. La frecuencia de resonancia depende principalmente del peso del elemento de masa (a mayor peso, menor frecuencia de resonancia) y de la rigidez del muelle (a mayor rigidez, mayor frecuencia de resonancia). A la frecuencia de resonancia del sistema masa-muelle, el elemento muelle transmite la vibración de la estructura subyacente al elemento de masa de una manera muy eficiente. En esta frecuencia, la vibración del elemento de masa es incluso más elevada que la de la estructura subyacente y, de este modo, el ruido radiado por el elemento de masa es incluso más elevado que el que sería radiado por la estructura subyacente sin sistema masa-muelle. Como consecuencia, alrededor de la frecuencia de resonancia del sistema masa-muelle la curva IL tiene un mínimo negativo.

El rendimiento de aislamiento de una barrera acústica se evalúa mediante la pérdida por transmisión (TL) sonora. La capacidad de una barrera acústica para reducir la intensidad del ruido que es transmitido depende de la naturaleza de los materiales que forman la barrera. Una propiedad física importante que controla la TL sonora de una barrera acústica es la masa por unidad de superficie de sus capas componentes. Para el mejor rendimiento de aislamiento, la capa pesada de un sistema masa-muelle a menudo tendrá una superficie de alta densidad lisa para maximizar la

reflexión de ondas de ruido, una estructura no porosa y una cierta rigidez del material para minimizar la vibración.

5 Capas de masa clásicas típicas están hechas de materiales densos altamente rellenos, tales como EPDM, EVA, PU, PP, etc. Estos materiales tienen una densidad alta, normalmente por encima de $1.000 \text{ (kg/m}^3\text{)}$, una superficie lisa para maximizar la reflexión de ondas de ruido, una estructura no porosa y una cierta rigidez para minimizar la vibración. Desde este punto de vista, es sabido que muchos tejidos textiles, bien por ser delgados y/o de estructura porosa, no son ideales para el aislamiento acústico.

La absorción se obtiene usualmente mediante el uso de capas porosas. El rendimiento de absorción de un sistema acústico se evalúa mediante el coeficiente de absorción (una cantidad adimensional). Los absorbentes están hechos comúnmente de materiales porosos abiertos, por ejemplo fieltro o espumas.

10 Tanto los sistemas absorbentes como los aislantes en solitario tienen sólo un ancho de banda de frecuencias pequeño en el que trabajan de manera óptima. El absorbente trabaja generalmente mejor en las frecuencias altas, mientras que el aislante trabaja mejor generalmente en las frecuencias bajas. Además, ambos sistemas son sub-óptimos para su uso en un vehículo moderno. La efectividad de un aislante es fuertemente dependiente de su peso, a mayor peso más efectivo es el aislante. La efectividad de un absorbente, por otro lado, es fuertemente dependiente del espesor del material, cuanto mayor espesor mejor. Sin embargo, tanto el espesor como el peso están restringiéndose cada vez más. Por ejemplo, el peso impacta en la economía de combustible del vehículo y el espesor del material impacta en la espaciosidad del vehículo.

20 Para aislantes comunes del tipo masa-muelle la absorción es muy pobre y cercana a cero, principalmente porque la superficie de la capa de masa es generalmente no porosa. El sistema masa-muelle sólo muestra un pico de absorción notorio en una banda estrecha alrededor de la frecuencia de resonancia. Sin embargo, esto es en las bajas frecuencias y no en la zona de interés para la absorción, la cual es en la región de frecuencias medias y altas.

25 En el pasado, se han hecho muchos intentos en la optimización del aislamiento sonoro en un vehículo de una manera tal que se reduzca su masa (peso) al tiempo que se mantenga el mismo nivel de confort acústico. En vehículos tratados con sistemas masa-muelle tradicionales, el potencial para tal optimización del peso está representado principalmente por la capa pesada y, por esta razón, los intentos de optimización hechos hasta ahora en tales casos se han concentrado en reducir la masa de la capa pesada. Sin embargo, estos intentos han mostrado que si el peso de la capa pesada se reduce más allá de un cierto límite físico, el sistema aislante ya no se comporta más como un sistema masa-muelle y ocurre inevitablemente una pérdida de confort acústico. En tales casos, en los últimos años, el uso de materiales absorbentes adicionales se probó para compensar esta pérdida de confort acústico.

30 En el pasado, una manera de abordar este problema ha consistido en usar sistemas totalmente porosos. Sin embargo, los absorbentes porosos tienen un aislamiento acústico muy bajo. Para un sistema poroso la curva IL se incrementa con la frecuencia de una manera aproximadamente lineal, pero sólo con una tasa de crecimiento de unos 6 dB/Octava en vez de los 12 dB/Octava que pueden observarse cuando se usa un material de barrera impermeable como una capa pesada.

35 Otra práctica común para abordar el problema mencionado arriba ha consistido en poner un material absorbente en la parte superior de un sistema masa-muelle. Con una configuración de este tipo, se espera que la presencia del material adicional añada principalmente propiedades de absorción al sistema atenuador del sonido. Al mismo tiempo, también se espera que, puesto que ello determina un incremento en el peso global del sistema, el mismo material adicional impacte positivamente también en el aislamiento acústico del sistema masa-muelle subyacente.

40 A menudo se hace referencia a los productos de este tipo como sistemas ABA (Absorbente-Barrera-Absorbente). La mayoría de los sistemas ABA están hechos con espuma o fieltro como primera capa absorbente, una barrera por ejemplo en forma de un material de capa pesada como se discutió, y una capa absorbente que funciona también como capa muelle para el sistema masa-muelle. También, esta capa absorbente está constituida normalmente por un fieltro o espuma. La capa barrera junto con la capa absorbente directamente en contacto con la estructura sobre la cual está aplicado el sistema funcionaría como un sistema masa-muelle, mientras que la capa absorbente superior funcionaría como un absorbente de sonido adicional.

45 Sobre la base de la experiencia, se espera que cuando se pone peso adicional en la parte superior de un sistema masa-muelle, tal peso adicional afectaría al rendimiento de aislamiento del sistema positivamente; por ejemplo, una adición de $250 \text{ (g/m}^2\text{)}$ de material encima de un sistema masa-muelle con una capa pesada de $2 \text{ (kg/m}^2\text{)}$ daría un incremento de IL global de aproximadamente 1 (dB) , mientras que la adición de $500 \text{ (g/m}^2\text{)}$ de material encima del mismo sistema daría ya un incremento de IL de 2 (dB) . Un incremento de IL de más de 1 (dB) se considera normalmente relevante para la atenuación de ruido global en el compartimento de pasajeros de un vehículo. Para una capa pesada de $1 \text{ (kg/m}^2\text{)}$, ya una adición de $150 \text{ (g/m}^2\text{)}$ de material daría tal efecto de 1 (dB) .

55 Sorprendentemente, se encontró que, cuando se añade una capa absorbente en la parte superior de un sistema masa-muelle para obtener un sistema ABA con una capa pesada como barrera, el incremento en la IL del sistema que se observa es mucho más bajo que el que podría esperarse a partir del peso añadido. En muchos casos, la adición de la capa absorbente conduce a una reducción de la IL del sistema.

En muchas aplicaciones de sistemas ABA, se usa un fieltro muy blando (comúnmente designado como "lana") con un peso superficial de entre 400 y 600 g/m² como capa superior absorbente. Siendo tal absorbente mecánicamente muy blando (su módulo de Young a la compresión es muy bajo, típicamente mucho más bajo que el de un aire estándar), aquel no participa activamente en la función aislante del sistema, porque el enlace entre las fibras y la capa pesada subyacente no es suficientemente fuerte como para proporcionar un efecto masa. Como resultado, la adición del absorbente no conduce a ningún incremento en la IL del sistema y la función de aislamiento del sistema está determinada sólo por la masa de la capa pesada que está puesta en la parte superior de la capa de desacoplamiento. Materiales de fieltro muy blandos (o "lanas") son más caros que los materiales fibrosos termoformables comunes y son normalmente aplicados en forma de parches sobre la parte superior del sistema masa-muelle. Tal aplicación tiene que ser llevada a cabo manualmente y esto es una operación cara.

Como alternativa, el sistema ABA puede obtenerse mediante moldear o pegar un fieltro termoformable más tradicional con, por ejemplo, un peso superficial de entre 500 y 2.000 (g/m²), sobre la parte superior de la capa pesada para actuar como absorbente. De manera inesperada, se encontró que en este caso la aplicación de la capa absorbente superior tiene un efecto negativo en el rendimiento de aislamiento del sistema masa-muelle subyacente, que determina un deterioro de su curva IL. Tal deterioro está causado por la radiación de ruido del sistema formado por la capa pesada y la capa absorbente superior. De hecho, existe una frecuencia específica, denominada frecuencia de radiación, en la cual se transmiten vibraciones por la capa pesada a la capa absorbente superior de una manera muy eficiente, haciendo así a la capa absorbente superior radiar ruido. En la frecuencia de radiación, la superficie superior de la capa absorbente superior vibra incluso más que la capa pesada subyacente. Debido a este efecto, la pérdida por inserción del sistema ABA está fuertemente comprometida en el intervalo de frecuencias alrededor de la frecuencia de radiación. En este intervalo de frecuencias, la IL del sistema ABA es inferior que la IL del sistema masa-muelle a partir del cual se obtiene. De esta manera, la adición de una función acústica (absorción, por vía del absorbente añadido en la parte superior) deteriora significativamente la función original del sistema, es decir aislamiento; la radiación acústica del sistema formado mediante una capa pesada y la capa porosa superior juntas deteriora el aislamiento del sistema, un caso que no se consideró previamente en el estado de la técnica.

El documento de patente europea EP 2 159 786 A1 divulga un material aislante sonoro laminado en el cual una capa barrera delgada está interpuesta entre una capa fibrosa que tiene un módulo de Young específico y una capa de desacoplamiento.

Resumen de la invención

Es objeto de la presente invención obtener una pieza de guarnición atenuadora de sonido, la cual trabaja sobre el rango de frecuencias importante para la reducción de ruido en un vehículo, sin los inconvenientes del estado de la técnica. En particular para optimizar el uso de peso para atenuación de ruido.

El objeto de la invención se alcanza mediante la pieza de guarnición atenuadora de sonido de acuerdo con la reivindicación 1, al comprender al menos una zona aislante con características masa-muelle acústicas que comprende al menos una capa de masa y una capa de desacoplamiento adyacente a la capa de masa y en la que la capa de masa consiste en un capa fibrosa porosa y una capa barrera, con la capa barrera estando situada entre la capa fibrosa porosa y la capa de desacoplamiento y todas la capas están laminadas juntas, y en la que la capa fibrosa porosa al menos en la zona aislante se ajusta a tener una módulo de Young dinámico (Pa) de al menos

$$4\pi^2 \cdot 10^{-6} \cdot t_p \cdot v^2 \cdot \frac{AW_b \cdot AW_p + \frac{AW_p^2}{12}}{AW_b + AW_p}$$

con AW_b que es el peso superficial (g/m²) de la capa barrera, AW_p que es el peso superficial (g/m²) de la capa fibrosa porosa, t_p que es el espesor (mm) de la capa fibrosa porosa y v (Hz) que es la frecuencia de radiación; en la que esta frecuencia de radiación v es al menos 3.000 (Hz), y en la que la capa barrera tiene un peso superficial de al menos 400 (g/m²).

Para el compartimento de pasajeros de un vehículo el intervalo de frecuencias entre 800 (Hz) y 3.000 (Hz) es en el que las piezas de guarnición aislantes son lo más efectivas. Un sistema masa-muelle ideal mostrará una curva IL con una tasa de crecimiento de 12 dB/Octava. Sólo el peso real usado en la capa de masa es decisivo para el aislamiento global obtenido. Para obtener esta misma tasa de crecimiento con un sistema ABA, la frecuencia de radiación v debe estar por encima del límite de frecuencia superior del intervalo de frecuencias de interés, en este caso al menos por encima de 3.000 (Hz), preferiblemente por encima de 4.000 (Hz) o, más preferiblemente, por encima de 5.000 (Hz) aunque este límite depende de la aplicación.

Sorprendentemente, se encontró que hay una relación ente el módulo de Young dinámico del material que constituye la capa fibrosa porosa y la frecuencia de radiación. Esta relación depende paraméricamente del peso superficial y del espesor de la capa fibrosa porosa y del peso superficial de la capa barrera. Para usar un material para la capa fibrosa porosa de tal forma que la frecuencia de radiación sea suficientemente alta para no deteriorar el

rendimiento de aislamiento global del sistema masa-muelle subyacente, preferiblemente al menos por encima de 3.000 (Hz), el módulo de Young dinámico E debe ser al menos aproximadamente

$$4\pi^2 \cdot 10^{-6} \cdot t_p \cdot v^2 \cdot \frac{AW_b \cdot AW_p + AW_p^2}{AW_b + AW_p}$$

5 Esto puede alcanzarse por ejemplo mediante una elección adecuada del material, de su peso superficial, de su espesor y del nivel de compresión necesario. No todos los materiales alcanzarán el módulo de Young necesario.

Ajustando el módulo de Young dinámico del material que constituye la capa fibrosa porosa de una manera tal que esté por encima del módulo de Young mínimo necesario para que la frecuencia de radiación quede fuera del intervalo de frecuencias de interés, según se reivindica, se puede obtener la tasa de crecimiento de 12 dB/Octava en la curva IL del sistema. De esta manera, la curva IL del sistema ABA de acuerdo con la invención se comporta cualitativamente de manera similar a la curva IL del sistema masa-muelle subyacente. Al mismo tiempo, también se observa que la curva IL del sistema ABA de acuerdo con la invención es más alta que la curva IL del sistema masa-muelle subyacente, siendo debida la diferencia al peso adicional de la capa fibrosa porosa. De esta manera, la capa fibrosa porosa contribuye a la función de aislamiento del sistema y todo el potencial de masa de la capa de masa que consta de la capa barrera Y la capa fibrosa porosa puede ser usado para las propiedades de aislamiento de la pieza de guarnición. Al mismo tiempo, la capa fibrosa porosa con el módulo de Young ajustado mantiene las propiedades absorbentes.

Con la presente invención, la capa superior absorbente en forma de la capa fibrosa porosa con el módulo de Young de acuerdo con la invención incrementa la cantidad de material que participa activamente al efecto masa-muelle.

20 Mediante el uso del ABA de acuerdo con la invención, ahora es posible afinar o ajustar una pieza de guarnición para cualquier aplicación de un vehículo específico, en particular en sistemas de salpicadero interno o de cobertura suelos. El ajuste puede obtenerse en términos de rendimiento, por ejemplo mejor aislamiento con el mismo peso total, o de peso, por ejemplo peso inferior con el mismo rendimiento de aislamiento global.

25 La frecuencia de resonancia del sistema masa-muelle según se describe en la introducción y la frecuencia de radiación de la capa de masa formada por la capa fibrosa porosa superior y la capa barrera según se describe en la invención, dan como resultado efectos diferentes e independientes sobre la curva IL. Ambas aparecen en la curva IL de un multicapa de acuerdo con la invención y producen un efecto negativo en el rendimiento de aislamiento, causando ambas la presencia de una bajada en la curva IL. Pero se observan normalmente dos bajadas en dos secciones separadas de la curva IL. Para los tipos considerados de multicapas, la frecuencia de resonancia de masa-muelle, también conocida como la frecuencia de resonancia se observa normalmente en el intervalo de 200 a 30 500 (Hz), mientras que la frecuencia de radiación de la capa de masa, divulgada aquí como la frecuencia de radiación, está en el intervalo por encima de aproximadamente 800 (Hz). Para claridad, se escoge usar dos términos diferentes (frecuencia de "resonancia" y "radiación") para distinguir entre las dos frecuencias diferentes.

35 Aunque es posible hacer piezas de guarnición que tengan una configuración tipo ABA sobre toda su superficie, también es posible tener piezas de guarnición con diferentes zonas dedicadas a diferentes funciones acústicas (por ejemplo, sólo absorción, sólo aislamiento) o incluso zonas combinadas.

Una pieza de guarnición preferible de acuerdo con la invención se basa en la idea de que ambas zonas de aislamiento y absorción, son necesarias para el ajuste fino de la atenuación sonora en un coche. Usando la misma capa fibrosa porosa por toda superficie completa de la pieza de guarnición tanto para la zona aislante como la zona absorbente, es posible integrar ambas funciones en una pieza de guarnición, preferiblemente en zonas separadas. 40 La persona experta sabe por experiencia qué zonas necesitan qué tipo de función acústica, ahora es capaz de suministrar piezas que usan este conocimiento y al mismo tiempo que usan un número de materiales más pequeño dentro de una pieza y es capaz de diseñar la pieza de acuerdo con las necesidades. Una pieza de guarnición de acuerdo con la invención tiene, al menos, una zona absorbente y una zona aislante, aunque el número real de zonas para cada función acústica (aislamiento o absorción) y/o el tamaño de las zonas puede diferir dependiendo de la 45 pieza y la ubicación en la que la pieza se usa y por último, pero no lo menos importante, dependiendo de los requerimientos reales.

Una zona absorbente se define como una zona de la pieza de guarnición que se comporta predominantemente como un absorbente.

50 Una zona aislante se define como una zona de la pieza de guarnición que se comporta al menos como un buen aislante.

Capa fibrosa porosa

El uso de materiales fibrosos porosos, como fieltros o no tejidos, para la construcción de piezas absorbentes acústicas se conoce, en particular, en el caso del absorbente superior de un sistema ABA. Cuanto más gruesa es la capa fibrosa, es mejor la absorción acústica. No obstante, el efecto negativo de la capa superior absorbente sobre el rendimiento de aislamiento global no se conoce en la técnica, en particular, no se conoce cómo afinar las características de la capa fibrosa porosa para evitar este efecto negativo sobre el aislamiento y explotar completamente la masa de la capa fibrosa porosa para propósitos de aislamiento sonoro.

Sorprendentemente, se encontró que el módulo de Young dinámico de la capa fibrosa porosa está relacionado con la frecuencia de radiación de la capa de masa formada por la capa fibrosa porosa junto con la capa barrera, como sigue:

$$E = 4\pi^2 \cdot t_p \cdot v^2 \cdot \frac{\frac{AW_b \cdot AW_p}{3} + \frac{AW_p^2}{12}}{AW_b + AW_p} \quad (\text{ecuación 1})$$

con E que es el módulo de Young dinámico (Pa) del material que constituye la capa fibrosa porosa, v que es la frecuencia de radiación (Hz), AW_b que es el peso superficial (kg/m^2) de la capa barrera impermeable, AW_p que es el peso superficial (kg/m^2) de la capa fibrosa porosa y t_p el espesor (m) de la capa fibrosa porosa. De acuerdo con esta relación, un valor adecuado del módulo de Young dinámico del material fibroso poroso posibilita el diseño de una pieza de guarnición con la frecuencia de radiación fuera del intervalo de frecuencias de interés y, por lo tanto, una pérdida por inserción no perturbada en el intervalo de frecuencias de interés. En particular, si el módulo de Young dinámico de la capa fibrosa porosa es más alto que el valor mínimo definido como

$$E_{\min} = 4\pi^2 \cdot 10^{-6} \cdot t_p \cdot v_0^2 \cdot \frac{\frac{AW_b \cdot AW_p}{3} + \frac{AW_p^2}{12}}{AW_b + AW_p}$$

con $v_0=3.000$ Hz, entonces la frecuencia de radiación del sistema masa-muelle aparecerá por encima del intervalo de frecuencias de interés para la aplicación de piezas de guarnición en vehículos, en particular en el compartimento de pasajeros.

El intervalo de frecuencias de interés para el aislamiento en un vehículo, especialmente cuando se requiere un determinado peso de un sistema masa-muelle, es en la mayoría de los casos hasta 3.000 (Hz), no obstante, también puede ser hasta 4.000 (Hz) o incluso hasta 5.000 (Hz) dependiendo de la aplicación real y los requerimientos de nivel de ruido. Por ejemplo, cuando la necesidad de aislamiento está en el intervalo de frecuencias hasta 3.000 (Hz), v_0 tiene que ser igual a 3.000 (Hz) y, como consecuencia, el módulo de Young dinámico debería ser al menos

$$118 \cdot t \cdot \frac{AW_b \cdot AW_p + AW_p^2 / 4}{AW_b + AW_p}$$

con AW_b el peso superficial (g/m^2) de la capa de masa impermeable, AW_p el peso superficial (g/m^2) de la capa fibrosa porosa y t_p el espesor (mm) de la capa fibrosa porosa. Esto da un módulo de Young dinámico elevado en el cual el material fibroso ya no puede ser comprimido fácilmente.

Una pieza de guarnición de acuerdo con la invención contiene una capa de desacoplamiento y una capa de masa compuesta de

- una capa fibrosa porosa con al menos un módulo de Young dinámico de

$$118 \cdot t \cdot \frac{AW_b \cdot AW_p + AW_p^2 / 4}{AW_b + AW_p} \quad \text{y}$$

- una capa barrera impermeable con un Peso Superficial AW_b (g/m^2) de la menos 400 (g/m^2).

Cuando todas las capas son laminadas juntas para formar una pieza, entonces esta pieza de guarnición tendrá una

IL equivalente a la de un sistema masa-muelle acústico con una tasa de crecimiento de aproximadamente 12 dB/Octava y de acuerdo con la masa del peso superficial combinado de la capa barrera y la capa fibrosa porosa.

Además, la capa fibrosa porosa añade la función de absorción, la cual fue la razón original para introducir sistemas ABA y que no está disponible en los sistemas masa-muelle clásicos con una capa de masa compuesta sólo por materiales impermeables. Gracias al ajuste del módulo de Young de la capa fibrosa porosa, la frecuencia de radiación de la capa fibrosa porosa junto con la capa barrera caerá por encima del intervalo de frecuencias de interés y no ya perturbará el rendimiento de aislamiento global del sistema.

Comparada con los sistemas ABA que se encuentran en el estado de la técnica, la presente invención difiere en el hecho de que la capa superior, o capa fibrosa porosa, además de la función de absorción, participa activamente a la función de aislamiento del sistema. Esto sólo es posible sobre la base de una elección adecuada de las características del material y el diseño del material de la capa fibrosa porosa, según se muestra mediante la ecuación (1) y según se describe en los ejemplos.

La capa fibrosa porosa puede ser cualquier tipo de fieltro. Puede estar hecha de cualesquiera materiales fibrosos termoformables, que incluyen los derivados de fibras sintéticas y/o naturales. Preferiblemente, el fieltro está hecho de material fibroso reciclado como algodón de mala calidad u otras fibras recicladas, como poliéster.

Normalmente, un material fibroso se produce en paneles en bruto, es decir, un producto semiacabado en el cual la fibras se aglutinadas juntas. Un panel en bruto es, en una aproximación razonable, homogéneo. Un panel en bruto está compuesto por una plancha de material que tiene un espesor inicial y está caracterizada por su peso superficial, porque las fibras están distribuidas uniformemente sobre la superficie. Cuando se conforma un panel en bruto, por ejemplo por compresión, ésta asume una forma final. Finalmente, se obtiene una capa con un espesor determinado. El peso superficial, es decir el peso del material por unidad de superficie, se mantiene después del proceso de conformado. A partir del mismo panel en bruto, se pueden obtener varios espesores finales dependiendo del nivel de compresión.

El módulo de Young dinámico de un material fibroso depende de varios parámetros. En primer lugar, las características del propio material, es decir, la composición del material, tipo y cantidad de fibras, tipo y cantidad de aglutinantes, etc. Además, para la misma fórmula, depende de la densidad del material, la cual está ligada al espesor de la capa. Por lo tanto, para una determinada composición de fieltro, el módulo de Young dinámico puede ser medido en los diferentes espesores y en consecuencia asumirá diferentes valores, que normalmente se incrementan cuando el espesor decrece (para el mismo panel en bruto inicial).

El material de fieltro fibroso comprende, preferiblemente, un material aglutinante, bien como fibras aglutinantes o un material resinoso, por ejemplo polímeros termo-estables o termoplásticos. Se prefieren fibras aglutinantes con al menos 30% de epoxi o al menos 25% bicomponentes. Otras fibras aglutinantes o materiales que obtienen la capa fibrosa porosa de acuerdo con la invención son posibles y no se excluyen. El material de capa fibrosa porosa puede obtenerse a través de un proceso de punzonado o cualquier otro proceso que aumenta la rigidez a la compresión dinámica del material.

Preferiblemente, el peso superficial de la capa fibrosa porosa está entre 500 y 2.000 (g/m²), más preferiblemente entre 800 y 1.600 (g/m²).

Una restricción adicional normalmente es también el espacio disponible en el coche en el que puede ponerse la pieza de guarnición acústica. Esta restricción está dada normalmente por el fabricante del coche y está en el intervalo de 20 a 25 (mm) como máximo. Todas las capas de la pieza de guarnición deben compartir este espacio. Por lo tanto, el espesor de la capa fibrosa porosa está preferiblemente entre 1 y 10 (mm) y, más preferiblemente, entre 1 y 6 (mm). Esto deja espacio suficiente para la capa de desacoplamiento. En particular, la capa de desacoplamiento puede variar en espesor para seguir la forma tridimensional de la pieza que tiene que casar con el espacio disponible en el coche.

En el estado de la técnica, existen zonas altamente comprimidas alrededor de los agujeros en la pieza de guarnición, que son necesarios para pasar a su través cables o elementos fijos de montaje. Estas últimas zonas normalmente no están dedicadas a aislamiento acústico pues la debilidad acústica de los agujeros compromete cualquier característica aislante en su entorno cercano.

Capa barrera

La capa de masa entre la capa fibrosa porosa y la capa de desacoplamiento debe ser impermeable (impermeable al aire) para funcionar como una barrera acústica ideal. Sólo si la capa barrera es impermeable al aire, la capa fibrosa porosa con el módulo de Young ajustado funcionará junto con la capa barrera como una capa de masa para un sistema masa-muelle. Aunque se da una capa pesada en los ejemplos de alternativas, pueden usarse materiales barrera de masa no permeables.

Si se usa una capa pesada como capa barrera impermeable, ésta preferiblemente tiene un espesor entre 0,2 y 5 (mm), más preferiblemente entre 0,8 y 3 (mm). El peso superficial de la capa de masa impermeable es al menos 0,4

(kg/m²), preferiblemente entre 0,5 y 2 (kg/m²). No obstante, le elección del peso de la capa barrera impermeable está ligada al diseño de la capa de masa formada por la capa fibrosa porosa y la capa barrera juntas.

5 La capa barrera impermeable puede estar hecha de materiales densos altamente rellenos los cuales pueden incluir un plástico termo-estable que incluye copolímero de etileno y acetato de vinilo (EVA), polietileno de alta densidad, polietileno de baja densidad, polietileno de baja densidad lineal, polipropileno, caucho/elastómero termoplástico, cloruro de polivinilo (PVC) o cualquier combinación de los anteriores.

10 La elección del material de barrera es dependiente de la capa fibrosa porosa y de la capa de desacoplamiento y debe ser capaz de formar un laminado que une todas las capas juntas. También pueden usarse materiales que son rociados o encolados. No obstante, después de unir o y/o conformar la pieza de guarnición, la barrera de masa debería ser impermeable al aire en el producto final.

Si se necesita puede usarse una capa de adhesivo en forma de una película, polvo o espray líquido, según se conoce en la técnica para laminar la capa barrera con la capa fibrosa porosa o con la capa de desacoplamiento.

Zonas combinadas en la pieza de guarnición

15 Normalmente, para reducir el nivel de presión sonora en el compartimento de pasajeros, un vehículo requiere un buen equilibrio del aislamiento y la absorción proporcionados por las piezas de guarnición acústicas. Las diferentes piezas pueden tener diferentes funciones (por ejemplo, el aislamiento se puede proporcionar en el interior del salpicadero, la absorción puede proporcionarse sobre las alfombrillas). Hay una tendencia actual, sin embargo, para alcanzar una subdivisión más refinada de las funciones acústicas en las zonas individuales, para optimizar el rendimiento acústico global. Como ejemplo, un interior del salpicadero puede estar dividido en dos partes, una que proporciona absorción elevada y otra que proporciona aislamiento elevado. En general, la parte inferior del salpicadero es más adecuada para el aislamiento porque el ruido que viene desde el motor y las ruedas delanteras a través de esta zona inferior es más relevante mientras que la parte superior del salpicadero es más adecuada para la absorción porque algo de aislamiento ya es provisto por otros elementos del coche, por ejemplo el panel de instrumentos. Además, la parte posterior del panel de instrumentos reflejará ondas sonoras que vienen a través de la pieza del salpicadero superior oculta detrás del propio panel de instrumentos. Estas ondas sonoras reflejadas podrían ser eliminadas de manera efectiva usando material absorbente. Consideraciones similares pueden aplicarse a otras piezas acústicas del coche. Por ejemplo el recubrimiento del suelo: el aislamiento es predominantemente de uso en las zonas de espacio para los pies y en la zona de transmisión, mientras que la absorción es predominantemente de uso debajo de los asientos delanteros y en los paneles de suelo traseros.

20 Los diferentes requerimientos locales pueden ser cubiertos mediante una pieza de guarnición aislante acústica dividida en zonas con al menos una zona con características predominantemente de absorción sonora (zona absorbente), en la cual la zona absorbente comprende al menos una capa fibrosa porosa, y al menos otra zona con características masa-muelle acústicas (zona aislante), en la cual la zona aislante consta de al menos una capa de masa y una capa de desacoplamiento. De acuerdo con la invención, la capa de masa consiste en una capa fibrosa porosa con el módulo de Young dinámico ajustado para tener la frecuencia de radiación fuera de la frecuencia de interés a al menos por encima de 3.000 (Hz) y una capa barrera con al menos 400 (g/m²). Para la zona absorbente, puede usarse la misma capa fibrosa porosa. Por lo tanto, la capa fibrosa porosa es compartida entre la zona absorbente y la zona aislante con una primera porción en la zona aislante que es con el módulo de Young ajustado de una manera tal que tenga una frecuencia de radiación a al menos 3.000 (Hz) y una porción en la zona absorbente optimizada para la máxima absorción. En general, el espesor de la capa fibrosa porosa es más alto en la zona absorbente que en la zona aislante.

25 La resistencia al flujo de aire (AFR) de la capa fibrosa porosa en la zona absorbente está preferiblemente entre 300 y 3.000 (Nsm⁻³), preferiblemente entre 400 y 1.500 (Nsm⁻³). Una AFR más alta es mejor para la absorción. No obstante, aquélla decrece con el incremento del espesor, por lo tanto, la AFR está preferiblemente entre 400 y 1.500 (Nsm⁻³) para un espesor de entre 8 y 12 (mm).

Añadiendo capas absorbentes adicionales y/o capas de velo puede mejorar más la absorción; bien localmente sobre las zonas absorbentes o como una capa adicional sobre, básicamente, la pieza de guarnición entera. Las capas adicionales pueden ser en forma de material de fieltro similar a o el mismo que el usado para la capa fibrosa porosa y/o capas de velo adicionales.

50 Junto a las zonas absorbentes y las zonas aislantes también existirán zonas intermedias, que forman las zonas entre una zona aislante y una zona absorbente o alrededor del borde de la pieza. Estas zonas son menos fáciles de identificar como zona absorbente o zona aislante principalmente debido a condiciones de proceso que crean un tipo de zonas intermedias con espesor cambiante, que se incrementa en la dirección de la zona absorbente y por lo tanto que se comportan entre un buen absorbente y un aislante no tan malo.

55 Otro tipo de zonas intermedias puede existir localmente para seguir la forma tridimensional de la pieza de guarnición que tiene que casar con el espacio disponible en el coche. En el estado de la técnica, existen zonas altamente comprimidas alrededor de los agujeros en la pieza de guarnición, que son necesarios para pasar a su través cables o elementos fijos de montaje. Estas últimas zonas normalmente no están dedicadas a aislamiento acústico pues la

debilidad acústica de los agujeros compromete cualquier característica aislante en su entorno cercano.

Capa de desacoplamiento

5 Como capa de desacoplamiento, puede usarse siguiendo los mismos principios en la pieza de guarnición de acuerdo con la invención el material estándar usado para la capa muelle en un sistema masa-muelle acústico clásico. La capa puede estar formada a partir de cualquier tipo de espuma termoplástica o termoestable, cerrada o abierta, por ejemplo espuma de poliuretano. También puede estar hecha a partir de materiales fibrosos, por ejemplo materiales fibrosos termoformables, que incluyen los derivados de fibras sintéticas y/o naturales. La capa de desacoplamiento tiene, preferiblemente, una rigidez a la compresión baja de manos de 100 (kPa). Preferiblemente, la capa de desacoplamiento es también porosa o de poro abierto para mejorar el efecto muelle. En principio, la capa de desacoplamiento debería ser unida a la capa barrera sobre la superficie entera de la pieza para tener el efecto lo más optimizado, no obstante, debido a la técnica de producción muy localmente esto podría no ser el caso. Como la pieza funcionaría globalmente como un sistema masa-muelle acústico, zonas locales pequeñas donde las capas no están acopladas no perjudicarán el efecto de atenuación global.

15 El espesor de la capa de desacoplamiento puede ser optimizado, no obstante, éste es más dependiente de las restricciones de espacio en el coche. Preferiblemente, el espesor puede ser variado sobre la zona de la pieza para seguir el espacio disponible en el coche. Normalmente, el espesor está entre 1 y 100, en la mayoría de las zonas entre 5 y 20 (mm).

Capas adicionales

20 Un velo adicional puede ser puesto en la parte superior de la capa fibrosa porosa para mejorar la absorción acústica y/o para proteger las capas subyacentes, por ejemplo contra agua, etc. Un material absorbente adicional puede ser puesto en la parte superior de la capa fibrosa porosa al menos parcialmente para mejorar más las propiedades de absorción. El peso superficial de las capas adicionales está preferiblemente entre 500 y 2.000 (g/m²).

25 Las capas adicionales pueden estar formadas a partir de cualquier tipo de espuma termoplástica y termoestable, por ejemplo espuma de poliuretano. Sin embargo, para el propósito de absorber ruido, la espuma debe ser abierta y/o porosa para posibilitar la entrada de las ondas sonoras de acuerdo con los principios de la absorción de sonido, como se conoce en la técnica. La capa absorbente también puede estar hecha a partir de materiales fibrosos, por ejemplo materiales fibrosos termoformables, que incluyen los derivados de fibras sintéticas y/o naturales. Puede estar hecha del mismo tipo de material que la capa fibrosa porosa pero, preferiblemente, tiene que ser esponjosa para impedir la interferencia con las propiedades de aislamiento. La resistencia al flujo de aire (AFR) de la capa absorbente es, preferiblemente, al menos 200 (Nsm⁻³), preferiblemente entre 500 y 2.500 (Nsm⁻³). También, pueden ponerse sobre la parte superior de la capa fibrosa porosa sistemas absorbentes con más de una capa absorbente.

35 También puede ponerse sobre la parte superior o bien del material absorbente o de la capa fibrosa porosa un velo adicional para mejorar incluso más la absorción acústica y/o proteger las capas subyacentes, por ejemplo contra agua, etc. Un velo es un no tejido delgado con un espesor entre 0,1 y alrededor de 1 (mm), preferiblemente entre 0,25 y 0,5 (mm). Tiene preferiblemente una resistencia al flujo de aire (AFR) de entre 500 y 3.000 (Nsm⁻³), más preferiblemente de entre 1.000 y 1.500 (Nsm⁻³). Por lo cual, el velo y la capa absorbente subyacente difieren, preferiblemente, en AFR, para obtener una absorción incrementada. Preferiblemente, la AFR del velo difiere de la AFR de la capa fibrosa porosa.

El peso superficial de la capa de velo puede ser entre 50 y 250 (g/m²), preferiblemente, entre 80 y 150 (g/m²).

40 Los velos pueden estar hechos a partir de fibras continuas o cortas o mezclas de fibras. Las fibras pueden estar hechas mediante tecnologías meltblown o spunbond. También pueden estar mezcladas con fibras naturales. Los velos están hechos, por ejemplo, de fibras de poliéster o poliolefinas o una combinación de fibras, por ejemplo de poliéster y celulosa, o poliamida y polietileno, o polipropileno y polietileno.

45 Estas y otras características de la invención estarán claras a partir de la descripción que sigue de formas preferentes, dadas como ejemplos no restrictivos con referencia a los dibujos adjuntos.

Método de producción

50 La pieza de guarnición de acuerdo con la invención puede ser producida con métodos de moldeo en frío y/o en caliente conocidos comúnmente en la técnica. Por ejemplo, la capa fibrosa porosa con o sin la capa barrera puede ser conformada para obtener un material con las propiedades de módulo de Young dinámico ajustadas de acuerdo con la invención y al mismo tiempo conformar la pieza en la forma dimensional deseada y en un paso la capa de desacoplamiento puede ser o bien moldeada por inyección o puede ser añadida una capa de fibras o espuma a la pieza trasera de la capa barrera.

Definición de rigidez mecánica y a la compresión y medida

La rigidez mecánica está ligada con la reacción que un material ofrece a una sollicitación de tensión externa. La

5 rigidez a la compresión está relacionada con una sollicitación de compresión y la rigidez a la flexión está relacionada con una sollicitación de flexión. La rigidez a la flexión relaciona el momento flector aplicado con la deflexión resultante. Por otro lado, la rigidez a la compresión o normal relaciona la fuerza normal aplicada con el esfuerzo resultante. Para una placa homogénea hecha con un material isótropo, es el producto del módulo elástico E del material y la superficie A de la placa.

10 Para una placa hecha con un material isótropo tanto la rigidez a la compresión como a la flexión se relacionan directamente con el módulo de Young del material y es posible calcular una a partir del otro. Sin embargo, si el material no es isótropo, como es el caso para la mayoría de los fieltros, las relaciones recién explicadas ya no aplican, porque la rigidez a la flexión está ligada principalmente con el módulo de Young del material en el plano, mientras que la rigidez a la compresión está ligada principalmente con el módulo de Young del material fuera del plano. Por lo tanto, ya no es posible calcular una a partir del otro. Además, tanto la rigidez a la compresión como la rigidez a la flexión pueden ser medidas en condiciones estáticas o dinámicas y son, en principio, diferentes en condiciones estáticas y dinámicas.

15 La radiación de una capa de material se origina a partir de las vibraciones de la capa ortogonal a su plano y está ligada principalmente a la rigidez a la compresión dinámica del material. El módulo de Young dinámico de una material poroso se midió con la dispositivo "Elwis-S" (Rieter Automotive AG) disponible comercialmente, en el cual la muestra es sollicitada mediante una tensión de compresión. La medida usando el Elwis-S está descrita, por ejemplo, en Bertolini, y otros. *Transfer function based method to identify frequency dependent Young's modulus, Poisson's ratio and damping loss factor of poroelastic materials. Symposium on acoustics of poro-elastic materials (SAPEM), Bradford, Dec. 2008.*

20 Como estos tipos de medidas no se usan todavía generalmente para materiales porosos, existe la norma no oficial NEN o ISO. Sin embargo, otros sistemas de medida similares son conocidos y usados, basados en principios físicos similares, como se describe con detalle en: Langlois, y otros. *Polynomial relations for quasi-static mechanical characterization of isotropic poroelastic materials. J. Acoustical Soc. Am. 2001, vol. 10, no. 6, p. 3032-3040.*

25 Una correlación directa de un módulo de Young medido con un método estático y un módulo de Young medido con un método dinámico, no es directa y, en la mayoría de los casos no es significativa, porque el módulo de Young dinámico es medido en el dominio de frecuencias por encima de un intervalo de frecuencias predefinido (por ejemplo 300-600 Hz) y el valor estático del módulo de Young corresponde al caso límite de 0 (Hz), el cual no se puede obtener directamente a partir de medidas dinámicas.

30 Para la invención actual la rigidez a la compresión es importante y no la rigidez mecánica estática usada normalmente en el estado de la técnica.

Otras medidas

La resistencia al flujo de aire se midió de acuerdo con ISO9053.

El peso superficial y el espesor fueron medidos usando métodos estándar conocidos en la técnica.

35 La pérdida por transmisión (TL) de una estructura es una medida de su aislamiento acústico. Se define como el ratio, expresado en decibelios, de la potencia acústica incidente sobre la estructura y la potencia acústica transmitida por la estructura al lado de recepción. En el caso de una estructura de automóvil equipada con una pieza acústica, la pérdida por transmisión no sólo es debida a la presencia de la pieza sino también a la estructura de acero sobre la cual está montada la pieza. Puesto que es importante evaluar las capacidades de aislamiento sonoro de una pieza acústica de automóvil independientemente de la estructura de acero sobre la cual está montada, se introduce la pérdida por inserción. La pérdida por inserción (IL) de una pieza acústica montada sobre una estructura se define como la diferencia entre la pérdida por transmisión de la estructura equipada con la pieza acústica y la pérdida por transmisión de la estructura sola:

$$IL_{part} = TL_{part+steel} - TL_{steel} \quad (dB)$$

45 La pérdida por inserción y el coeficiente de absorción se simularon usando SISAB, un software de simulación numérica para el cálculo del rendimiento acústico de piezas acústicas, basado en el método de matriz de transferencia. El método de matriz de transferencia es un método para simular la propagación del sonido en medios multicapa y está descrito, por ejemplo, en Brouard, y otros: *A general method for modelling sound propagation in layered media. Journal of Sound and Vibration. 1995, vol. 193, no. 1, p. 129-142.*

50 **Breve descripción de los dibujos**

Figura 1. Ejemplo de una pieza de guarnición de salpicadero interno con regiones de aislamiento sonoro y regiones de absorción sonora.

Figura 2, 3, 4 y 5. Disposiciones esquemáticas del material de una pieza de guarnición de acuerdo con la invención.

Figura 6. Gráfico con curvas de pérdida por inserción de Muestras A-D.

Figura 7. Gráfico con curvas de absorción de Muestras A-D.

Figura 8. Gráfico del módulo de Young dinámico en relación con el peso superficial y el espesor de la capa fibrosa porosa.

5 Ejemplos

La Figura 1 muestra un ejemplo de una pieza de guarnición de salpicadero interno con dos zonas separadas que tienen funciones acústicas diferentes, con el objetivo de obtener un compromiso optimizado de aislamiento y absorción. En general, la parte inferior de una pieza de salpicadero interno es más adecuada para el aislamiento (I), porque los caminos del ruido que viene desde el motor y las ruedas delanteras a través de esta pieza inferior son más relevantes, mientras que la parte superior del salpicadero (II) es más adecuada para absorción, porque algo de aislamiento es ya provisto por otros elementos del coche, por ejemplo el panel de instrumentos. Entre estas zonas, en zonas en las que el espacio de empaquetado es mínimo o en zonas con formas tridimensionales muy acusadas, normalmente no es posible identificar las características acústicas reales, por ejemplo debido o bien a la afectación de la capa de desacoplamiento o bien a la compresión de una capa esponjosa que debería funcionar como una capa absorbente.

Para alcanzar una mejor atenuación sonora global para una pieza de guarnición de salpicadero interno toda la pieza puede ser construida con diferentes zonas distintivas:

1. la zona aislante (I) puede estar formada mediante combinación de una capa barrera impermeable y una primera porción de una capa fibrosa porosa con módulo de Young dinámico ajustado y una capa de desacoplamiento para formar el sistema ABA alternativo de acuerdo con la invención con la explotación de la masa total de las dos capas superiores que funcionan juntas como una única capa de masa para el sistema masa-muelle y la capa fibrosa porosa que añade propiedades absorbentes así como impide la reflexión de sonido directa, y

2. la zona absorbente (II) puede estar formada mediante la porción de la capa fibrosa porosa no ajustada para aislamiento.

De este modo, la zona I de la pieza de guarnición del salpicadero interno mostrada contiene el sistema ABA alternativo de acuerdo con la invención. La zona II contendría la capa fibrosa porosa que funciona como un absorbente estándar conocido en la técnica.

La Figura 2 muestra una sección transversal esquemática de la pieza de guarnición de acuerdo con la invención. Con una capa de masa A que consiste en la combinación de la capa barrera 2 y de la capa fibrosa porosa 1 de acuerdo con la invención y con una capa muelle B que consiste en una capa de desacoplamiento 3. Juntas forman un sistema ABA acústico. Puede esperarse que las características de aislamiento sonoro vengan de la masa combinada de la capa barrera y de la capa fibrosa porosa. Además, la capa fibrosa porosa 1 mantendrá las propiedades de absorción. Preferiblemente, una capa de velo 5 adicional puede ser puesta en la parte superior de la capa fibrosa porosa 1 para mejorar más aún el efecto de absorción sonora.

La Figura 3 muestra una sección transversal esquemática de un multicapa de acuerdo con la invención. El multicapa de acuerdo con la invención contiene al menos una zona con características de aislamiento sonoro (I), después denominada zona aislante; y una zona con características de absorción sonora (II), después denominada zona absorbente. La ubicación de las zonas en la pieza es dependiente de la zona del vehículo en la que la pieza es usada y de los niveles de ruido y características de frecuencia esperados en esa zona específica. (Véase como un ejemplo el salpicadero interno descrito previamente).

La zona aislante (I) y la zona absorbente (II) tienen al menos la misma capa fibrosa porosa (1), en las que la porción de capa fibrosa porosa en las zonas aislantes está comprimida para formar una capa rígida (1), de tal forma que el módulo de Young dinámico del material que constituye esta capa fibrosa porosa está ajustado para tener la frecuencia de radiación por encima de al menos 3.000 (Hz). El valor mínimo del módulo de Young del material que constituye la capa fibrosa porosa necesario para tal comportamiento está dado por la fórmula

$$118 \cdot t \cdot \frac{AW_b \cdot AW_p + AW_p^2}{4(AW_b + AW_p)}$$

Cuando se cumple esta condición, la capa combinada formada por la capa fibrosa porosa y la capa barrera actuará como una masa rígida y garantizará el rendimiento de aislamiento óptimo, de acuerdo con la presente invención.

La característica de aislamiento está formada con una capa de masa A que consiste en la capa barrera 2 y la capa fibrosa porosa 1, de acuerdo con la invención, y con una capa muelle B que consiste en una capa de desacoplamiento (3), que forman juntas un sistema masa-muelle acústico. En la Zona I puede esperarse en consecuencia una característica predominante de aislamiento sonoro.

En la zona II la capa fibrosa porosa 1 no tiene el módulo de Young de acuerdo con la Ecuación 1, pero posibilita características de absorción sonora en esta zona. Preferiblemente, puede ponerse una capa de velo (4) adicional sobre la parte superior de la capa absorbente para mejorar aún más el efecto de absorción sonora.

5 La Figura 4 muestra un multicapa alternativo de acuerdo con la invención, basado en los mismos principios que en la Figura 3 (véase ésta como referencia). La diferencia es que la zona por debajo de la compactación se usa para la adición de la capa barrera y la capa de desacoplamiento, produciendo una pieza más uniforme. En la práctica, la pieza será más un híbrido entre la figura 3 y la 4, en particular la forma de las piezas de guarnición de automóvil es normalmente una forma tridimensional y esto influirá en la disposición final de las capas así mismo. También, entre la zona aislante y la zona absorbente no habrá límites claramente cortados, más bien zonas intermedias.

10 La Figura 5 muestra un multicapa alternativo de acuerdo con la invención en el que la barrera y la desacopladora están disponibles sobre toda la superficie de la pieza, incluyendo la zona absorbente. Esto puede tener ventajas desde un punto de vista de proceso, reduciendo la cantidad de pasos de producción y/o mano de obra implicada en el uso de parches en vez de capas de cobertura completa por toda la pieza.

15 La pérdida por inserción y la absorción acústica de deferentes construcciones multicapa para atenuación de ruido del estado de la técnica se midieron o simularon usando parámetros del material medidos y se compararon con la pérdida de inserción y la absorción sonora de un multicapa para atenuación de ruido de acuerdo con la invención. Para tener una comparación directa, para todas las muestras se usó la misma desacopladora de espuma con una densidad de 56 (kg/m³) y un espesor de 14 (mm).

20 La muestra comparativa A es un sistema masa-muelle clásico con la capa de masa formada por un material de capa pesado de EPDM de 3 (kg/m²) y espuma inyectada como capa de desacoplamiento. El peso superficial total de la muestra A era 3.840 (g/m²).

25 La muestra comparativa B es un sistema ABA de acuerdo con el estado de la técnica, con la capa de masa formada por un material de capa pesado de EPDM de 3 (kg/m²) y espuma inyectada como capa de desacoplamiento. En la parte superior, se usó una capa de fieltro de algodón con 30% de fibras aglutinantes bicomponentes. El peso superficial de la capa de fieltro es 1.000 (g/m²) y el espesor 9,8 (mm). Por lo tanto, el peso superficial total de la combinación de la capa de fieltro superior y la capa barrera sería 4 (kg/m²). El peso superficial total de la muestra A era 4.960 (g/m²).

30 La muestra comparativa C es también un sistema ABA de acuerdo con el estado de la técnica, con 400 (g/m²) de un lana esponjosa con un espesor de 11 (mm) pegado con adhesivo sobre la parte superior del mismo sistema masa-muelle que el usado en las muestras comparativas previas. El peso superficial total de la combinación de la capa de fieltro superior y la capa barrera juntas es 3,4 (kg/m²).

La Figura 6 muestra las curvas de la pérdida por inserción (IL) de las muestras comparativas A, B y C y la muestra D. La pérdida por inserción simulada mostrada es la pérdida por transmisión del sistema constituido por el multicapa y la placa de acero sobre la cual está aplicado menos la pérdida por transmisión de la propia placa de acero.

35 La Figura 6 muestra las curvas IL de todos los sistemas del estado de la técnica. La muestra A es el sistema masa-muelle clásico con una tasa de crecimiento de 12 dB/Octava según lo esperado y se usa aquí como referencia. La muestra B tiene un peso total para ambas capas superiores de 4 (kg/m²) y se esperaría que mostrase un pérdida por inserción por encima de la muestra de referencia A. Sin embargo, esto es cierto sólo para el intervalo de frecuencias bajas por debajo de 630 (Hz). Por encima de 630 (Hz) la pérdida por inserción global se deteriora a un rendimiento incluso por debajo de la pérdida por inserción esperada para una capa de masa de 3 (kg/m²). El peso adicional usado para la capa absorbente superior no contribuye al rendimiento de aislamiento global en absoluto, incluso afecta negativamente a la pérdida por inserción del sistema masa-muelle subyacente.

45 Se midió el módulo de Young dinámico del fieltro de la muestra B en 10 (mm) y es 108.000 (Pa). De acuerdo con la ecuación (1), la capa pesada y la capa porosa de fieltro juntas tendrán una frecuencia de radiación alrededor de 980 (Hz). De hecho, se observa una bajada D1 en la figura 6 para la curva B. La bajada D1 está en la curva entre 800 y 1.000 (Hz) para un cálculo en bandas de tercio de octava. La frecuencia de radiación está, en este caso, claramente dentro del intervalo de frecuencias de interés primario para la atenuación de ruido en vehículos.

50 También en la muestra comparativa C se esperaría que la adición de la capa lana sobre la parte superior de la capa pesada condujera a algún incremento de la curva IL. Sin embargo, la curva IL de la muestra C es prácticamente igual a la del sistema masa-muelle subyacente (es decir, muestra A). También para esta muestra, el incremento en peso no conduce a ningún incremento en el aislamiento acústico observado. En este caso, la capa superior de lana no contribuye al rendimiento de aislamiento en absoluto.

55 La muestra D está hecha de acuerdo con la invención con una capa de masa que consiste en una capa fibrosa porosa de 1.500 g/m² sobre la parte superior de una capa barrera con un peso superficial de 1.500 (g/m²) y de una capa de desacoplamiento, estando ajustado el módulo de Young de la capa fibrosa porosa de una manera tal que la frecuencia de radiación de la capa barrera y la capa fibrosa porosa juntas está al menos por encima de 3.000 (Hz). La pérdida por inserción muestra la misma tasa de crecimiento de 12 dB/Octava así como el mismo nivel de la

pérdida por inserción de la muestra A sobre al menos una gran parte del intervalo de frecuencias de interés.

Como el peso global de la capa de masa para la muestra D es comparable con la muestra de referencia A – siendo ambos de 3 (kg/m²) – se muestra aquí claramente que todo el potencial de la capa absorbente superior puede ser usada para el rendimiento de aislamiento global de la muestra de acuerdo con la invención.

- 5 Se midió el módulo de Young dinámico del fieltro de la muestra D en 3,5 (mm) y es 550.000 (Pa). El módulo de Young mínimo de la capa fibrosa porosa que es necesario para tener una frecuencia de radiación por encima de 3.000 (Hz) para la muestra D. de acuerdo con la fórmula

$$118 \cdot f \cdot \frac{AW_b \cdot AW_p + AW_p^2 / 4}{AW_b + AW_p}$$

- 10 es 390.000 (Pa). Puesto que el módulo de Young medido es mayor que el módulo de Young mínimo requerido, la capa fibrosa porosa junto con la capa barrera actuarán como una masa en un sistema masa-muelle en el intervalo de frecuencias de interés. De acuerdo con la ecuación (1), la capa pesada y la capa porosa de fieltro juntas tendrán una frecuencia de radiación alrededor de 3.600 (Hz). De hecho, se observa una bajada D2 en la figura 6 para la curva D. La bajada D2 está en la curva entre 3.150 y 4.000 (Hz) para un cálculo en bandas de tercio de octava. La bajada aparece a una frecuencia por encima de 3.000 (Hz) y está fuera del intervalo de frecuencias de interés
- 15 primario para la atenuación de ruido en vehículos.

- La Figura 7 muestra las curvas de absorción de la mismas muestras comparativas A y C así como para la muestra D. Los resultados muestran que una capa de un sistema masa-muelle clásico – muestra A – no muestra ninguna absorción sonora notoria. Mientras, la lana blanda, en un espesor de 11 (mm) muestra una buena absorción. Sorprendentemente, la muestra D de acuerdo con la invención, que tiene un espesor de la capa fibrosa porosa de
- 20 3,5 (mm), muestra aún una absorción sonora media. Ahora se sabe que para incrementar en 1 (dB) la atenuación sonora global se necesita un incremento menor en peso para un sistema de aislamiento y un incremento considerablemente más grande cuando se elige un sistema de absorción. Por lo tanto, el incremento global en la atenuación puede alcanzarse usando el potencial de peso completo de los materiales usado, más de lo que compensa la menor pérdida en las propiedades de absorción.

- 25 El diseño de una capa de masa de acuerdo con la presente invención implica por lo tanto los pasos siguientes:

1. Se escogen una composición de fieltro y un peso superficial.
2. Se escogen una capa barrera y su peso superficial.
3. La suma de estos dos pesos superficiales proporcionará la masa global del sistema masa-muelle.
4. Los dos materiales son, entonces, conformados de una manera que cada material asume la forma de una capa y

30 asume un determinado espesor.

5. Se miden el peso superficial (AW_p, g/m²) y el espesor (t_p, mm) de la capa fibrosa porosa conformada. Se mide el peso superficial (AW_b, g/m²) de la capa barrera conformada.
6. Se mide el módulo de Young de la capa fibrosa porosa mediante el Elwis-S, para una muestra conformada en el espesor t_p (módulo de Young medido: E_{meas}).

35 7. Se calcula el módulo de Young mínimo (E_{min}) necesario mediante la fórmula

$$118 \cdot f \cdot \frac{AW_b \cdot AW_p + AW_p^2 / 4}{AW_b + AW_p},$$

para AW_p, AW_b y t_p se toman los datos medidos del punto 5. En este ejemplo, la frecuencia de radiación se toma para que esté al menos por encima de 3.000 (Hz).

8. Tiene que verificarse que se cumple la condición E_{meas} > E_{min}.
- 40 Si se cumple la condición, la elección del material es satisfactoria de acuerdo con la presente invención y el material fibroso se puede usar en el espesor determinado junto con la capa barrera escogida, actuando las dos juntas como una capa de masa de un sistema masa-muelle. De otra manera, la elección de los parámetros y, en particular la elección del módulo de Young, del fieltro tiene que ser cambiada y reiterada, recomenzado desde uno de los puntos 1 a 4, donde los parámetros (composición del fieltro y/o peso superficial del fieltro y/o espesor del fieltro y/o peso
- 45 superficial de la barrera de masa) deben ser cambiados. En general, la elección del peso superficial de la barrera solamente no es suficiente para producir una capa de masa adecuada. Si la condición no se cumple, en la mayoría

de los casos los parámetros del fieltro tienen que ser escogidos adecuadamente, en particular, el módulo de Young dinámico.

En lo que sigue, el proceso de diseño descrito arriba se explica más con un ejemplo.

5 La figura 8 muestra una gráfica del módulo de Young dinámico frente al espesor para la capa de masa aislante de acuerdo con la invención. En este caso, se tomó una capa de fieltro hecha principalmente de algodón reciclado con 30% de resina fenólica. Este material se usó hasta no hace mucho tiempo como capa absorbente o desacopladora, principalmente en configuraciones multicapa. Aquí no se ha escogido como una muestra restrictiva sino más como un ejemplo para mostrar cómo diseñar técnicamente el material de acuerdo con la invención.

10 En la figura 8, la línea L1000gsm muestra, como una función del espesor de la capa, el módulo de Young dinámico mínimo que debe tener una capa fibrosa porosa con un peso superficial de 1.000 (g/m²) para ser de acuerdo con la invención. Esto se calculó con la fórmula

$$4\pi^2 \cdot 10^{-6} \cdot t_p \cdot v^2 \cdot \frac{\frac{AW_b \cdot AW_p}{3} + \frac{AW_p^2}{12}}{AW_b + AW_p}$$

15 Para una frecuencia de radiación de 3.000 (Hz) y un peso superficial para la capa pesada de 1.500 (g/m²) y se muestra entonces en la Figura 8 como una línea recta. Las líneas L1200gsm, L1400gsm y L1600gsm de la misma figura muestran datos similares para los pesos superficiales de la capa fibrosa porosa de 1.200, 1.400 y 1.600 (g/m²). El módulo de Young dinámico de una capa fibrosa porosa con un espesor dado y uno de estos pesos superficiales debería estar por encima de la línea que corresponde a su peso superficial, para asegurar que la frecuencia de radiación se desplaza hasta al menos 3.000 (Hz) y, así, fuera del intervalo de frecuencias de interés primario para la atenuación de ruido en vehículos.

20 En la figura 8, la línea A1000gsm muestra, como una función del espesor de la capa, el módulo de Young dinámico medido de una capa de principalmente fieltro de algodón con 30% de resina fenólica que tiene un peso superficial de 1.000 (g/m²). En la misma figura, las líneas A1200gsm, A1600gsm muestran datos similares para los pesos superficiales de 1.200 (g/m²) y 1.600 (g/m²) respectivamente. Se midió el módulo de Young dinámico ara ciertos puntos, y el comportamiento según se representa se extrapoló a partir de estas medidas. Este material muestra una rápido incremento en el módulo de Young dinámico que ya muestra una frecuencia de radiación por encima de 3.000 (Hz) en un peso superficial de 1.000 (g/m²) y un espesor de alrededor de 7,7 (mm). No obstante, debido a restricciones de espacio, este espesor no sería preferido en el interior de un coche, por ejemplo para un salpicadero interior.

30 En la figura 8, la línea B1200gsm muestra, como una función del espesor de la capa, el módulo de Young dinámico de una capa de principalmente material de fieltro de algodón con 30% de resina epoxi y un peso superficial de 1.200 (g/m²). La línea B1600gsm muestra datos similares para el caso del peso superficial de 1.600 (g/m²). Se midió el módulo de Young dinámico para determinaos puntos, y el comportamiento según se representa se extrapoló a partir de estas medidas. Si se comparan estos datos con los del fieltro con resina fenólica discutidos antes, se puede ver claramente que el material aglutinante tiene un efecto sobre la rigidez a la compresión del material y, por tanto, sobre el módulo de Young dinámico a unos peso superficial y espesor determinados.

35 La línea C1400gsm muestra, como una función del espesor de la capa, el módulo de Young dinámico de una capa de principalmente material de fieltro de algodón aglutinado con 15% de fibras aglutinantes bicomponentes y que tiene un peso superficial de 1.400 (g/m²). Se midió el módulo de Young dinámico para determinaos puntos, y el comportamiento según se representa se extrapoló a partir de estas medidas.

40 En un conjunto de muestras, la influencia del material aglutinante, en particular el tipo y cantidad de aglutinante es observada con más detalle.

La figura 8 muestra la influencia del material aglutinante, en particular el tipo y cantidad de aglutinante. Además, la Figura 8 explica cómo se selecciona y ajusta de acuerdo con la invención una capa fibrosa porosa.

45 Por ejemplo, se consideran las curvas B1200gsm y L1200gsm. La línea L1200gsm está dibujada considerando un peso superficial de la capa barrera (AW_b) de 1.500 (g/m²). En un espesor de 8 (mm), la capa fibrosa porosa tiene un módulo de Young dinámico medido de 187.000 (Pa), dado por la curva B1200gsm. El límite inferior para el módulo de Young de acuerdo con la invención, para tener una frecuencia de radiación por encima de 3.000 (Hz), está dada por la línea L1200gsm y se establece en 757.000 (Pa) en 8 (mm). Por lo tanto, en 8 (mm) la capa de material principalmente de fieltro de algodón con 30% de resina epoxi y un peso superficial de 1.200 (g/m²) tendrá una frecuencia de radiación por debajo de 3.000 (Hz) y no funcionará de acuerdo con la invención. De hecho, de acuerdo con la ecuación (1) el material en 8 (mm) tendrá una frecuencia de radiación en 1.500 (Hz). En un espesor de 5,5 (mm), la capa fibrosa porosa tiene un módulo de Young dinámico medido de 730.000 (Pa), dado por la curva B1200gsm. El límite inferior del módulo de Young de acuerdo con la invención, para tener una frecuencia de

radiación por encima de 3.000 (Hz), está dada por la línea L1200gsm y se establece en 520.000 (Pa) en 5,5 (mm). Por lo tanto, en 5,5 (mm) la capa principalmente de material de fieltro de algodón con 30% de resina epoxi y un peso superficial de 1.200 (g/m²) tendrá una frecuencia de radiación por encima de 3.000 (Hz) y funcionará de acuerdo con la invención. De hecho, de acuerdo con la ecuación (1), el material en 5,5 (mm) tendrá una frecuencia de radiación en 3.600 (Hz).

En resumen, la figura 8 muestra también cómo, una vez que se fija el peso superficial de la capa barrera, escoger y ajustar las características de la capa fibrosa porosa (tipo de material, peso superficial, espesor) con el fin de tener un módulo de Young de acuerdo con la invención.

Cuando se escoge la capa fibrosa porosa y se ajusta su módulo de Young de acuerdo con la invención, se obtiene un efecto de aislamiento sorprendente, que no está relacionado fuertemente con la AFR de la capa superior. Por otro lado se encontró que el factor impulsor para obtener un aislamiento consistente sin efecto de bajada alguno en el intervalo de frecuencias de interés, por ejemplo para aplicaciones en automóviles, es el módulo de Young de la capa superior de acuerdo con la invención.

Cuando se cambia el espesor de la capa superior, tanto la AFR como el módulo de Young cambian y, en general, tanto la AFR como el módulo de Young se incrementan cuando el espesor de la capa se reduce. No obstante, el valor de cada uno de esos parámetros está relacionado con las características del material. La AFR y el módulo de Young, así como otros parámetros acústicos y mecánicos de un material poroso, no son sólo una función del espesor.

Como ejemplo, se compara la AFR de dos materiales de fieltro comparables con el mismo espesor. Un fieltro "por vía aérea" usado normalmente para aplicación en automóviles con un peso superficial de 1.000 g/m² muestra una AFR de 3.200 Nsm⁻³ en aproximadamente 2,5 mm. El mismo material en un espesor de 6 mm muestra una AFR de 1.050 Nsm⁻³. En comparación, un fieltro "punzonado" usado normalmente para aplicaciones en automóviles, que tiene aproximadamente el mismo peso superficial de 1.000 g/m² muestra una AFR de 220 Nsm⁻³ en aproximadamente 6 mm. En el mismo espesor, los dos materiales tienen diferente AFR. Los dos fieltros difieren principalmente en la manera en que las fibras son procesadas para formar una capa de material y esto tiene un impacto en la AFR.

La misma consideración aplica para el módulo de Young: para cada material, el módulo de Young es creciente cuando el espesor es decreciente, no obstante, dos materiales diferentes en el mismo espesor no necesariamente tienen el mismo valor del módulo de Young y pueden ser caracterizados por módulos de Young muy diferentes, dependiendo principalmente de su composición y de la manera en la que son producidos.

Además, la AFR y el módulo de Young son parámetros independientes, estando la primera ligada con las características acústicas del material y estando el otro ligado con las características mecánicas del material. Como ejemplo, dos materiales con la misma AFR (ligada, por ejemplo, con una distribución similar de las fibras en los materiales) pueden tener un módulo de Young diferente (ligado, por ejemplo, con una cantidad diferente de aglutinantes en el material) y por lo tanto un rendimiento diferente.

Como puede verse también a partir de los materiales representados, ciertos materiales no son adecuados para formar la capa de masa de acuerdo con la invención, básicamente porque deben ser comprimidos hasta un espesor que ya no es posible de alcanzar o a un coste de fuerzas de presión elevada extrema, que hacen que el proceso ya no sea efectivo en coste. Sin embargo, ajustando la proporción de materiales aglutinantes frente al material fibroso, el material aglutinante usado, y el peso superficial y/o espesor es posible diseñar materiales adecuados para ser usados como capa de masa fibrosa porosa de acuerdo con la invención.

Ajustando la rigidez dinámica del material que constituye la capa fibrosa porosa superior junto con el peso superficial de la capa barrera, de acuerdo con la ecuación según se divulga, la frecuencia de radiación de la capa de masa formada por la combinación de la capa fibrosa porosa y la capa barrera se desplaza fuera del intervalo de interés principal para aplicaciones en automóviles y, al mismo tiempo, se obtiene un efecto de masa adicional gracias a la presencia de la capa fibrosa porosa. El incremento de la pérdida por inserción IL global depende del peso superficial de la capa fibrosa porosa junto con el peso superficial de la capa barrera y puede ser estimado con una aproximación razonable.

La pieza de guarnición de aislamiento sonoro de acuerdo con la invención en la que la capa de barrera está entre la capa fibrosa porosa y la capa de desacoplamiento y todas las capas están laminadas juntas, puede usarse en un coche, por ejemplo como un salpicadero interno, como se describió anteriormente. No obstante, también puede ser usada como una cobertura de suelo, eventualmente con una capa decorativa o una capa de alfombra en la parte superior, en la que la capa de alfombra es preferiblemente un sistema poroso, por ejemplo un alfombra de nudos o una alfombra de no tejido. También puede ser usada en forros de rueda externos o internos. Todas las aplicaciones pueden ser en vehículos como un coche o un camión.

Leyenda a las figuras

I. Zona aislante

II. Zona aislante y absorbente combinada

A Capa de masa que comprende al menos

- 5
1. una capa fibrosa porosa
 2. una capa barrera

B Capa muelle que comprende al menos

3. una capa de desacoplamiento

Otras capas más:

- 10
4. capa absorbente
 5. capa de velo

REIVINDICACIONES

5 1.- Una pieza de guarnición de atenuación sonora, que comprende al menos una zona aislante (I) con características masa-muelle acústicas que comprende al menos una capa de masa (A) y una capa de desacoplamiento (3) adyacente a la capa de masa, la capa de masa consiste en un capa fibrosa porosa (1) y una capa barrera (2), con la capa barrera estando situada entre la capa fibrosa porosa y la capa de desacoplamiento y todas la capas están laminadas juntas, caracterizado por que la capa fibrosa porosa al menos en la zona aislante se ajusta a tener un módulo de Young dinámico (Pa) de al menos

$$4\pi^2 \cdot 10^{-6} \cdot t_p \cdot v^2 \cdot \frac{\frac{AW_b \cdot AW_p}{3} + \frac{AW_p^2}{12}}{AW_b + AW_p}$$

10 con AW_b que es el peso superficial (g/m²) de la capa barrera, AW_p que es el peso superficial (g/m²) de la capa fibrosa porosa, t_p que es el espesor (mm) de la capa fibrosa porosa y v (Hz) que es la frecuencia de radiación; en la que esta frecuencia de radiación v es al menos 3.000 (Hz), y en la que la capa barrera tiene un peso superficial de al menos 400 (g/m²).

15 2.- Pieza de guarnición de atenuación sonora de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende, además, al menos una zona absorbente (II) con características de absorción acústica, en la que la zona absorbente comprende al menos una porción de la misma capa fibrosa porosa (1) y en la que el espesor de la porción de la capa fibrosa porosa en la zona absorbente es mayor que el espesor de la porción de la capa fibrosa porosa en la zona aislante (I).

20 3.- Pieza de guarnición de atenuación sonora de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, en la que el peso superficial AW_p de la capa fibrosa porosa es entre 400 y 2.000 (g/m²).

4.- Pieza de guarnición de atenuación sonora de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, en la que el espesor t_p de la capa fibrosa es entre 1 y 10 (mm) en la zona aislante.

5.- Pieza de guarnición de atenuación sonora de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, en la que al menos parcialmente está puesta una capa absorbente adicional sobre la capa fibrosa porosa.

25 6.- Pieza de guarnición de atenuación sonora de acuerdo con la reivindicación 5, en la que al menos parcialmente al menos la capa absorbente está cubierta con una capa de velo (4, 5).

7.- Pieza de guarnición de atenuación sonora de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, en la que el peso superficial de la capa barrera es preferiblemente entre 500 y 2.000 (g/m²).

8.- Pieza de guarnición de atenuación sonora de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, en la que la capa fibrosa porosa (1) está al menos parcialmente cubierta con una capa de velo (4, 5).

30 9.- Pieza de guarnición de atenuación sonora de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, en la que una capa decorativa o una capa de alfombrilla, preferiblemente una alfombrilla de nudos o una alfombrilla no tejida, está puesta sobre la capa fibrosa porosa (1) y/o las capas absorbentes adicionales.

35 10.- Uso de la pieza de guarnición de atenuación sonora como un aislante o un aislante y absorbente combinado, de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes como una pieza de guarnición de un automóvil como un salpicadero interno, una cobertura de suelo o un forro de rueda en un vehículo como un coche o un camión.

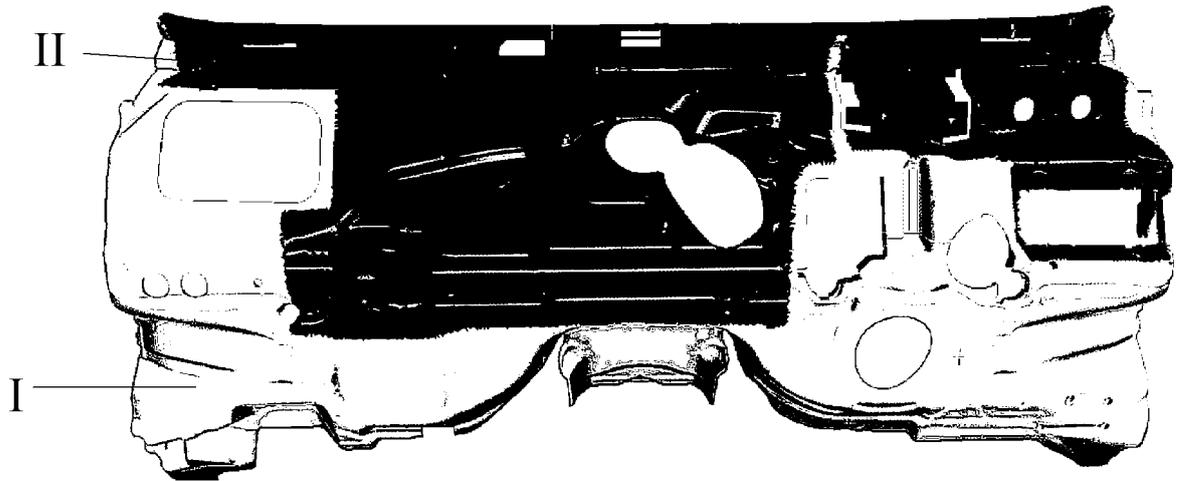


Fig. 1

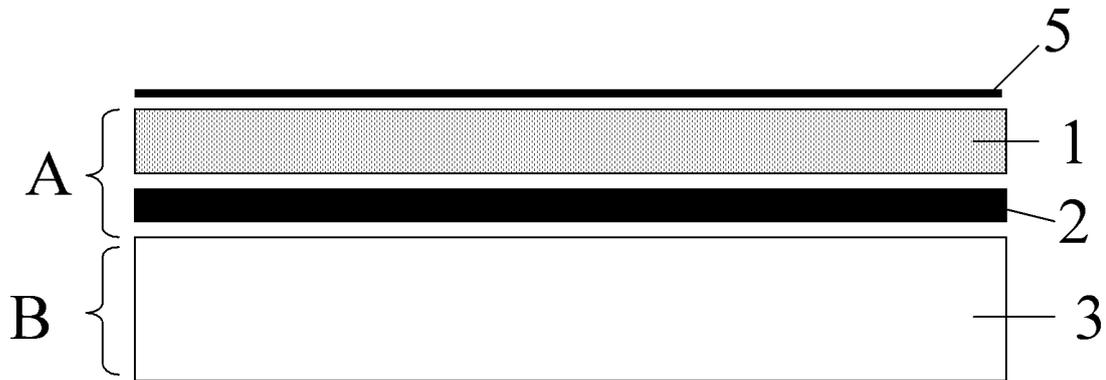


Fig. 2

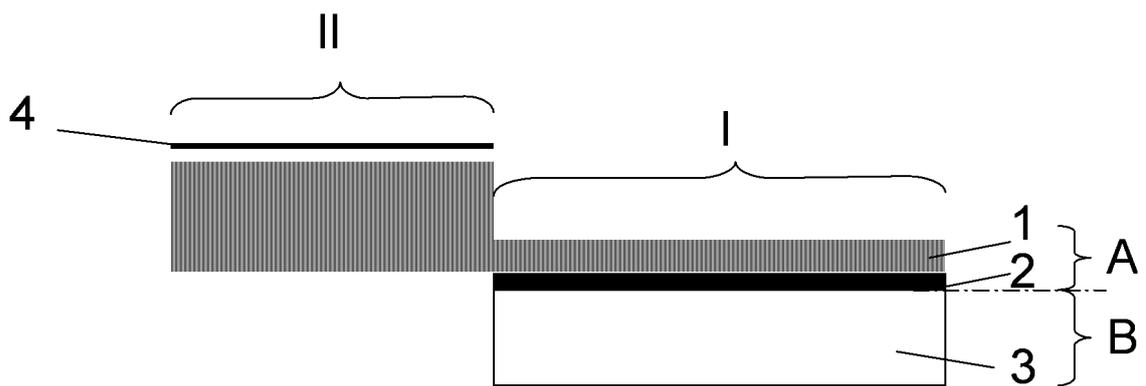


Fig. 3

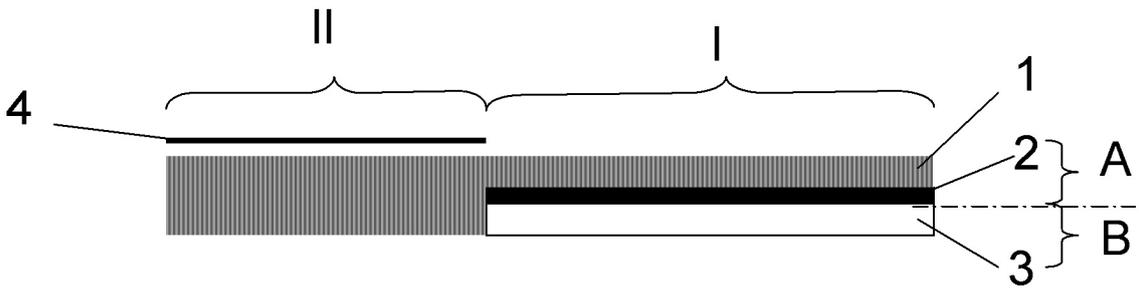


Fig. 4

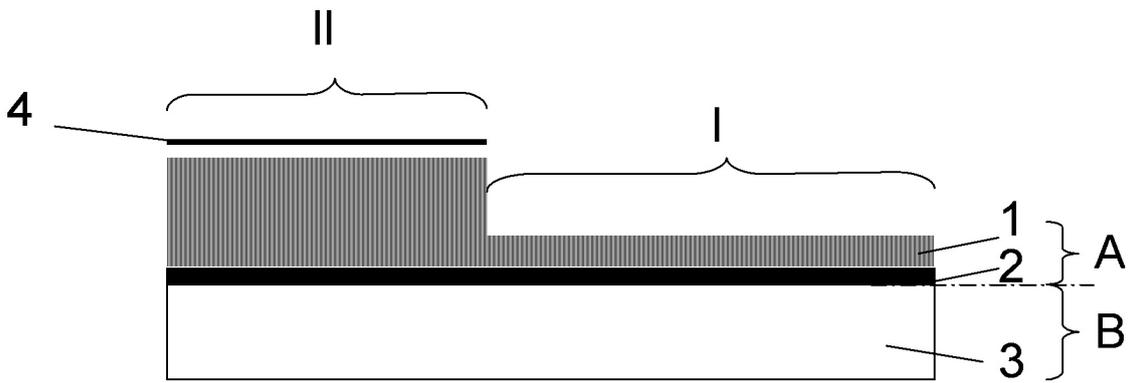


Fig. 5

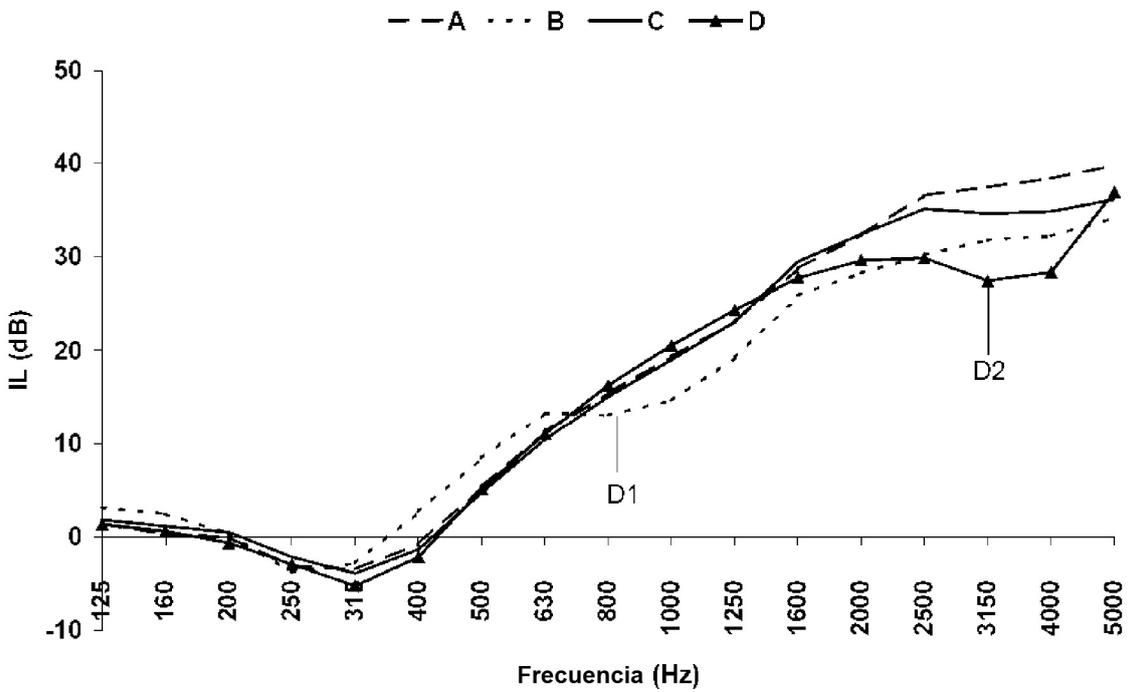


Fig. 6

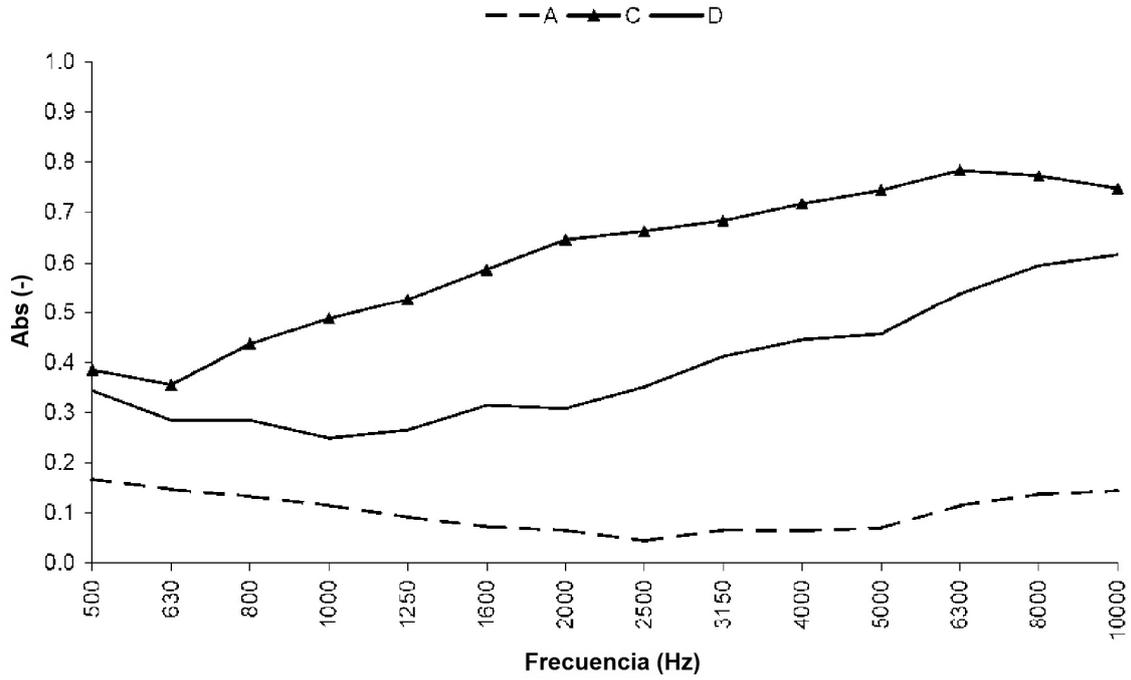


Fig. 7

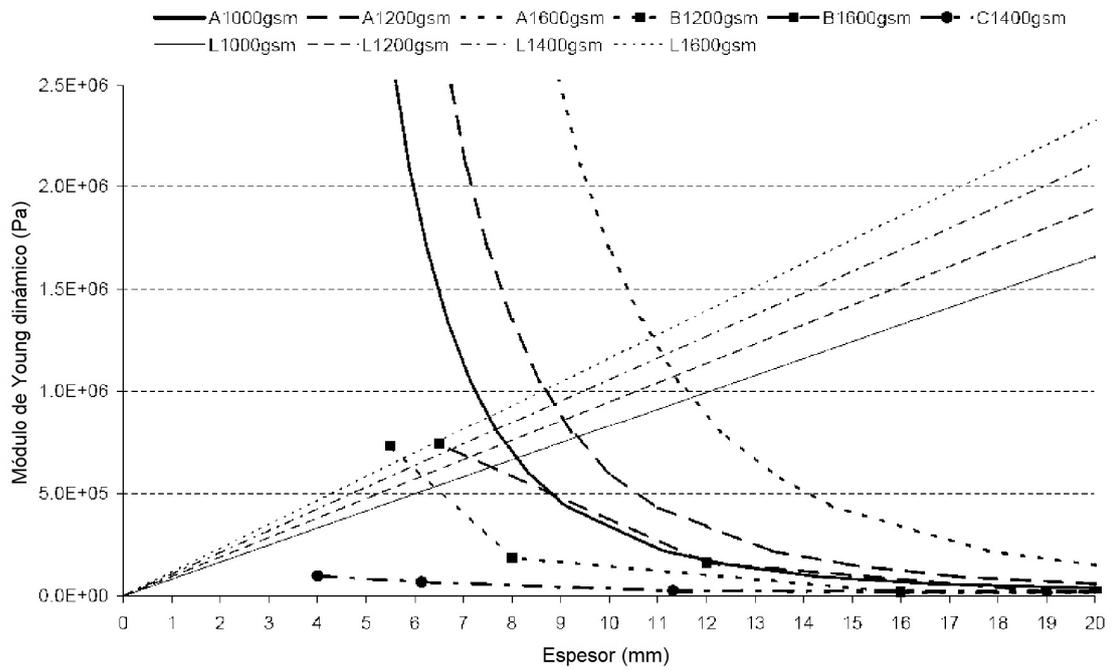


Fig. 8