

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 563 980**

51 Int. Cl.:

**G01M 17/04**

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **13.08.2009 E 09167762 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **13.01.2016 EP 2159561**

54 Título: **Procedimiento y dispositivo para comprobar un amortiguador de vibraciones incorporado en un vehículo a motor**

30 Prioridad:

**10.08.2009 DE 102009028368  
01.09.2008 DE 102008041742**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**17.03.2016**

73 Titular/es:

**ROBERT BOSCH GMBH (100.0%)  
C/IPE Postfach 30 02 20  
70442 Stuttgart, DE**

72 Inventor/es:

**NOBIS, GUENTER y  
WEGENER, DANIEL**

74 Agente/Representante:

**CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel**

**ES 2 563 980 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**

Procedimiento y dispositivo para comprobar un amortiguador de vibraciones incorporado en un vehículo a motor

5 La presente invención hace referencia a un procedimiento y a un dispositivo para comprobar al menos un amortiguador de vibraciones incorporado en un vehículo a motor, según el preámbulo de las reivindicaciones independientes.

Estado de la técnica

10 Los procedimientos empleados actualmente para determinar una medida de la amortiguación de los amortiguadores de vibraciones (amortiguadores) ya montados en un vehículo a motor, en los que se emplean instalaciones de pruebas de amortiguadores de vibraciones, se basan con frecuencia en unas suposiciones modélicas muy simplificadas y ofrecen unos resultados tan solo imprecisos. Otros procedimientos para determinar la medida de la amortiguación de amortiguadores de vibraciones montados en un vehículo a motor, que exigen que el vehículo a motor arrolle un obstáculo, necesitan mucho espacio y por ello difícilmente pueden realizarse dentro de un taller de vehículos a motor, debido a que allí con frecuencia sólo se dispone de un espacio limitado.

15 Se conoce un procedimiento de la clase citada al comienzo del documento EP 611960 A2, en el que mediante un modelo matemático se relaciona una diferencia, obtenida entre las amplitudes de movimiento y las velocidades de movimiento de una rueda del vehículo a motor, con la aceleración de la rueda y se establece la medida de la amortiguación según un procedimiento de estimación de parámetros a partir de estas relaciones, en donde para determinar la calidad del amortiguador de vibraciones se compara la medida de la amortiguación estimada con un valor de referencia.

20 Asimismo se ha propuesto con la solicitud de patente alemana 102008041745.7, hacer vibrar las ruedas del vehículo a motor con una frecuencia de excitación, modificar la frecuencia de excitación de tal modo que se supere la frecuencia natural estructural del vehículo, establecer la relación de amplitudes a partir de las amplitudes de vibración de la vibración de rueda y de la vibración estructural y, en base a las relaciones de amplitudes máximas en el punto de resonancia de la frecuencia natural estructural, determinar la medida de la amortiguación que después se compara a su vez con un valor de referencia predeterminado.

25 El objeto de la presente invención consiste en indicar un procedimiento para determinar la medida de la amortiguación de unos amortiguadores de vibraciones montados en un vehículo a motor, que haga posible una valoración sencilla y al mismo tiempo más precisa de los amortiguadores de vibraciones ya montados, en las habituales instalaciones de pruebas de amortiguador de vibraciones.

30 Descripción de la invención

Esta solución del objeto se obtiene con las particularidades características de las reivindicaciones independientes. El procedimiento conforme a la invención y el dispositivo conforme a la invención destacan fundamentalmente porque la medida de la amortiguación se determina en base a la función de transmisión entre vibración de rueda y vibración estructural con una excitación de frecuencia cualquiera entre la frecuencia estructural y la de resonancia de la rueda.

35 La solución propuesta se basa en la propiedad física de un oscilador de masa simple y se relaciona la misma a su uso en instalaciones de pruebas conocidas de amortiguador de vibración, en las que la frecuencia de excitación puede modificarse dentro de un margen de frecuencias prefijado. El procedimiento prescinde de suposiciones sobre simplificación de modelos, con lo que es posible una mayor precisión del resultado de la prueba. Por medio de esto puede prescindirse del potencial de fallos de las características de llanta, de la masa estructural así como otros potenciales de fallos a causa de unas suposiciones de modelos muy simplificadas.

40 En resumen se proporciona un procedimiento robusto y preciso para valorar los amortiguadores de vibraciones ya en estado montado. El procedimiento conforme a la invención reduce, con relación al procedimiento de resonancia citado al comienzo en el que se supera la frecuencia natural estructural, la complejidad para un reequipamiento de instalaciones de pruebas de amortiguador de vibraciones localizadas en cualquier zona, por medio de que puede prescindirse del montaje de un motor de accionamiento más potente y de la sustitución de la excéntrica para obtener mayores amplitudes de vibración.

45 La solución propuesta se basa en observar las características de la proporción de la longitud de un cuarto del vehículo como oscilador de masa simple. Las bases técnicas de vibración para valorar el comportamiento de vibración de un oscilador de masa simple se explican a continuación. El comportamiento de vibración del oscilador de masa simple se describe después de plantear la ley de movimiento de Newton con la siguiente ecuación diferencial:

$$\ddot{x} + 2\vartheta\omega_0(\dot{x} - \dot{s}) + \omega_0^2(x - s) = 0 \quad (1)$$

con

$$\vartheta = \frac{k}{2 \cdot m \cdot \omega_0} \quad (2)$$

y

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3)$$

5 en donde m es la masa, c la rigidez elástica y k la constante de amortiguación. El movimiento de la masa se ha designado con x y el de la excitación de vibración con s. A este respecto  $\vartheta$  designa la medida de la amortiguación y  $\omega_0$  la frecuencia natural no amortiguada del oscilador de masa simple.

10 En el caso de una excitación sinusoidal armónica puede determinarse para el estado de estabilización la función de transmisión V, es decir, la relación de amplitudes entre vibración de entrada s y vibración de salida x, según la siguiente ecuación:

$$V = \frac{x}{s} = \sqrt{\frac{1 + (2\vartheta\eta)^2}{(1 - \eta^2)^2 + (2\vartheta\eta)^2}} \quad (4)$$

El parámetro  $\eta$  representa a este respecto la relación entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural estructural (frecuencia de resonancia) del oscilador de masa simple.

15 La función de transmisión para diferentes medidas de amortiguación  $\vartheta$  tienen respectivamente un máximo a la frecuencia natural amortiguada, que a su vez depende de la respectiva medida de la amortiguación  $\vartheta$ .

**Ejemplo de realización**

En el dibujo se ha representado un ejemplo de realización de la invención, que se explica con más detalle en la siguiente descripción.

20 Aquí muestran:

la figura 1 una representación esquemática de una instalación de pruebas de amortiguador de vibraciones conocida por sí misma;

la figura 2 un esquema de principio de un modelo de vibración de masa simple con el ejemplo de una rueda de vehículo;

25 la figura 3 un diagrama a modo de ejemplo de funciones de transmisión con la relación de amplitudes, en función de la relación de frecuencias para diferentes medidas de amortiguación;

la figura 4 un diagrama a modo de ejemplo de funciones de transmisión con la relación de amplitudes, en función de la relación de frecuencias > 3 para diferentes medidas de amortiguación;

30 la figura 5 un diagrama a modo de ejemplo de funciones de transmisión con la relación de amplitudes, en función de la medida de la amortiguación para diferentes relaciones de frecuencia;

la figura 6 un diagrama a modo de ejemplo de las amplitudes de vibración  $A$  de una vibración de rueda  $sR$ , en función de la frecuencia de excitación para diferentes ajustes de amortiguación;

la figura 7 un diagrama a modo de ejemplo de las relaciones de amplitud, en función de la frecuencia de excitación para diferentes ajustes de amortiguación;

- 5 la figura 8 un diagrama a modo de ejemplo de una exposición de medida de la amortiguación-potencia de amortiguador.

La figura 1 muestra una instalación de pruebas de amortiguador de vibraciones 2, sobre la que está situado un vehículo a motor 4, cuyos amortiguadores de vibración (amortiguadores) deben comprobarse conforme a la invención. La instalación de pruebas de amortiguador de vibraciones 2 comprende una rampa de acceso, dos placas vibratorias 6, sobre las están situadas las rudas delanteras 5 del vehículo a motor 4, así como dos cabezas medidoras 8 y 10 dispuestas a la altura de las placas vibratorias 6. Las cabezas medidoras 8 y 10 poseen una técnica de medición para detectar la vibración de rueda  $sR$  y la vibración estructural  $sA$  durante la excitación de vibración con diferentes frecuencias de excitación  $f_A$ . En el presente ejemplo de realización la técnica de medición está configurada como unas cámaras de medición dirigidas respectivamente hacia en interior, p.ej. sensores CCD, que están aplicados a una altura adecuada y que son capaces de detectar ópticamente la posición del vehículo a motor 5 y de la carrocería del vehículo a motor 4, en particular determinadas características sobre la rueda, p.ej. la pestaña de llanta o determinados talados, y sobre la carrocería, p.ej. el borde del guardabarros. En el presente ejemplo de realización la medición se realiza mediante una medición de recorrido óptica basada en cámaras. Además de una medición de recorrido óptica basada en cámaras pueden emplearse también otros sistemas e medición de recorrido conocidos, que presentan por ejemplo una frecuencia de medición  $> 25$  Hz.

Las placas vibratorias 6 están equipadas con un accionamiento no representado, dispuesto por debajo, que es capaz de excitar las placas vibratorias 6 con una frecuencia de excitación  $f_A$  hasta una vibración vertical. El accionamiento puede excitar en particular las placas vibratorias 6 con una frecuencia de excitación  $f_A$  en un margen de entre 0,7 y 2,0 Hz y también más allá. El accionamiento está configurado a este respecto como accionamiento regulado, que hace posible un margen de frecuencias de al menos  $\pm 2$  Hz con relación a la frecuencia específica media.

La instalación de pruebas de amortiguador de vibraciones 2 posee además una unidad de control 12, en la que está implementado un algoritmo para calcular la medida de la amortiguación  $\zeta$  del amortiguador de vibraciones conforme a un desarrollo del procedimiento que se describirá más adelante. La unidad de control 12 controla además el accionamiento de las placas vibratorias 6 así como las cámaras de medición de las cabezas medidoras 8 y 10 y trata los valores de medición de las cámaras de medición de las cabezas medidoras 8 y 10. Mediante la unidad de control 12 se controla de este modo el desarrollo de todo el procedimiento de pruebas conforme a la invención, se regula el accionamiento de las placas vibratorias 6, se detectan los valores de medición de las cabezas medidoras 8 y 10, se calcula la relación de amplitudes  $V_p$  y la medida de la amortiguación  $\zeta$  según las ecuaciones que se describirán más adelante, se compara la medida de la amortiguación  $\zeta$  con un valor de referencia y por último se editan los resultados de la comprobación en una unidad de edición.

La unidad de control 12 puede poseer asimismo una parte de mando, con la que pueden introducirse datos para el vehículo a motor 4 a comprobar 4 manualmente a través de un teclado conectado, a través de un acoplamiento de datos a otro ordenador o mediante la lectura de un medio de archivo. Con la parte de mando puede manejarse la instalación de pruebas de amortiguador de vibraciones 2. Pueden introducirse manual o automáticamente criterios / valores característicos específicos del vehículo, o el vehículo puede identificarse manual o automáticamente.

El modelo de vibración representado en la figura 2 es un sistema de vibración de masa simple (EMS) excitado por recorrido de un vehículo, con el que puede describirse la vibración entre la estructura del vehículo y la rueda de vehículo a motor 5. El modelo de vibración representa la contemplación de un cuarto de vehículo, es decir, un lado axial con una masa estructural  $m_A$  proporcional.

La masa del vehículo a motor o masa estructural  $m_A$  está caracterizada con el símbolo de referencia 14 y se ha representado esquemáticamente como rectángulo. El eje de rueda o la suspensión de rueda está caracterizado(a) con el símbolo de referencia 16. El guiado de rueda del vehículo a motor está formado por un muelle 18 con la rigidez elástica  $c_A$  y por el elemento amortiguador paralelo 20 con el factor de amortiguación  $k_A$ . La masa estructural 14 es apoyada por el muelle 18.

La dirección del movimiento de la rueda de vehículo a motor o el movimiento de rueda está representada(o) con  $sR$  y con una flecha dirigida hacia arriba. La dirección del movimiento de la estructura de vehículo a motor  $m_A$  o un movimiento de estructura está representada(o) con  $sA$  y también con una flecha dirigida hacia arriba.

5 El procedimiento conforme a la invención y el dispositivo conforme a la invención se basan en la medición del movimiento de rueda sR y del movimiento de estructura sA sobre la instalación de pruebas de amortiguador de vibraciones 2 descrita anteriormente, cuya frecuencia de excitación  $f_A$  puede modificarse lentamente en un determinado margen de frecuencias. A este respecto, mientras se recorre lentamente este margen de frecuencias, se detecta la relación de amplitudes  $V_p$  según la ecuación 6, mediante la técnica de medición descrita. De este modo es posible detectar la función de transmisión en un margen suficiente de la relación de frecuencias  $\eta$  por encima del valor  $\eta = \sqrt{2}$ . Con  $\eta = \sqrt{2}$  la relación de amplitudes  $V_p$  asume siempre el valor 1 (figura 3).

10 El procedimiento conforme a la invención aprovecha la característica del oscilador de masa simple, de que con una amortiguación de diferente intensidad o una medida de la amortiguación  $\vartheta$  diferente la función de transmisión no sólo presenta un desarrollo diferente conforme a la figura 4 con  $\eta = 1$  (figura 3), sino también con mayores relaciones de frecuencia, p.ej.  $\eta > 3$ .

En la figura 4 se ha registrado además un margen de la relación de frecuencias  $\eta$  designado con B, que se obtiene con una frecuencia de excitación de 6,4 Hz y una variación de la frecuencia natural estructural  $f_E$  en el margen de 1,2 a 1,6 Hz.

15 En base a la formulación conocida de la función de transmisión V (ecuación 49, se ha encontrado una solución para la comprobación de amortiguadores de vibraciones en la instalación de pruebas de amortiguador de vibraciones 2 descrita, con la que puede determinarse la medida de la amortiguación  $\vartheta$  a partir de la relación de amplitudes  $V_p$ , determinada durante el desarrollo de la comprobación, y la relación de frecuencias  $\eta_p$ :

$$\vartheta = -\frac{1}{(2 \cdot V_p^2 - 2) \cdot \eta_p} \cdot \sqrt{-(V_p^2 - 1) \cdot (V_p^2 \cdot \eta_p^4 - 2 \cdot V_p^2 \cdot \eta_p^2 + V_p^2 - 1)} \quad (5)$$

20 con

$$V_p = \left[ \frac{sA}{sR} \right] \quad (6)$$

y

$$\eta_p = \left[ \frac{f_A}{f_E} \right] \quad (7)$$

25 La relación entre la relación de amplitudes  $V_p$  y la medida de la amortiguación  $\vartheta$  del sistema de vibración amortiguado para relaciones de frecuencias constantes se muestra en el diagrama de la figura 5.

30 La instalación de pruebas de placas vibratorias 2 descrita presenta, según el diseño, una frecuencia natural específica. Ésta conduce, al recorrer la banda de frecuencias prevista de la frecuencia de excitación  $f_A$ , a la configuración de un punto de resonancia  $f_R$  específico del banco de pruebas y del vehículo que destaca en particular por un marcado aumento de amplitud  $A_{max}$  de la vibración de rueda sR. Para ello se han representado en la figura 6 los resultados de medición para diferentes ajustes de amortiguador, en donde w indica un ajuste de amortiguador suave y m uno medio, y en donde con A se ha designado la amplitud de la vibración de rueda sR. El aumento de amplitud  $A_{max}$  en el punto de resonancia  $f_R$  es claramente marcado para ambos ajustes de amortiguador.

35 Para la determinación de la medida de la amortiguación  $\vartheta$  según la ecuación 5 se determina con una frecuencia de excitación  $f_A$  definida, si es posible en el punto de resonancia  $f_R$ , la relación de amplitudes  $V_p$  conforme a la ecuación 6 y la correspondiente relación de frecuencias  $\eta_p$  conforme a la ecuación 7. En principio puede aplicarse la metodología a cualquier frecuencia de excitación  $f_A$ , aunque a causa de la mayor precisión de medición a amplitudes mayores es práctico que la valoración se realice en un punto de resonancia.

- Adicionalmente se determina a partir de los valores de medición obtenidos una función de transmisión específica, es decir, la función de la relación de amplitudes  $V_p$  medida dependiendo de la frecuencia de excitación  $f_A$ , como se ha representado en la figura 7, en donde se han representado los resultados de medición para diferentes ajustes de amortiguador (medio y suave). A partir de esta función de transmisión puede determinarse, mediante una
- 5 identificación de parámetros basada en modelos, la frecuencia natural estructural  $f_E$  del vehículo a comprobar o del eje de vehículo a comprobar y, junto con la frecuencia de excitación  $f_A$  en el punto de resonancia  $f_R$  conforme a la ecuación 7, la correcta relación de frecuencias  $\eta_p$  para el vehículo a comprobar o el eje de vehículo a comprobar.
- La determinación de la medida de la amortiguación  $\vartheta$  para el vehículo a comprobar o el eje de vehículo a comprobar se realiza según el siguiente desarrollo del proceso:
- 10 a) posicionamiento de las ruedas de vehículo 5 de un eje de vehículo sobre las placas vibratorias 6 de la instalación de pruebas de placas vibratorias 2;
- b) excitación de la rueda de vehículo o de las dos ruedas de un eje para hacerla vibrar mediante las placas vibratorias 6 con una frecuencia de excitación  $f_A$  regulable en un margen de frecuencias prefijado;
- 15 c) detección de las amplitudes de la vibración de rueda  $sR$  y de la vibración estructural  $sA$ , de forma preferida en dirección vertical;
- d) determinación de la relación de amplitudes  $V_p$  en función de la frecuencia de excitación  $f_A$  como pieza parcial de la función de transmisión específica, a partir de las amplitudes detectadas de la vibración de rueda  $sR$  y de la vibración estructural  $sA$  conforme a la ecuación 6;
- 20 e) determinación de la relación de frecuencias  $\eta_p$  con frecuencia de excitación  $f_A$  correspondiente, así como cálculo de la medida de la amortiguación  $\vartheta$  según la ecuación 7 con los valores  $V_p$  y  $\eta_p$ , teniendo en cuenta la frecuencia natural estructural  $f_A$  a partir de una pieza parcial de la función de transmisión específica en un punto de resonancia  $f_R$  marcado específico del banco de pruebas, que destaca por un aumento de amplitud  $A_{max}$  marcado, en particular de la vibración de rueda  $sR$  conforme al paso d), en donde o bien se plantea una frecuencia natural estructural media  $f_E$  de 1,4 Hz o la misma se determina con más detalle para mejorar la precisión, a partir del desarrollo de la
- 25 función de transmisión específica mediante identificación de parámetros basada en modelos;
- f) comparación de la medida de la amortiguación  $\vartheta$  con un valor de referencia fijado;
- g) para el caso en el que la medida de la amortiguación  $\vartheta$  calculada sea menor que el valor de referencia, se determina un defecto del amortiguador de vibraciones de la suspensión de rueda a comprobar;
- h) dado el caso, repetición de los pasos a) a g) para otros ejes del vehículo.
- 30 A continuación se explica en base a la ecuación 2 ya descrita, transferido al modelo en la figura 2 con la ecuación 8, el hecho de que con el procedimiento conforme a la invención a través de la determinación de la medida de la amortiguación  $\vartheta$  puede llevarse a cabo una evaluación del amortiguador de vibraciones ya montados.

$$\vartheta = \frac{kA}{2\sqrt{cA \cdot mA}} \quad (8)$$

- 35 Si para un vehículo determinado sólo se modifica la amortiguación estructural  $kA$  y todos los otros parámetros permanecen constantes, se obtiene de la ecuación 8 anterior una relación lineal entre la medida de la amortiguación  $\vartheta$  y la amortiguación estructural  $kA$ . La modificación de la amortiguación estructural  $kA$  durante la vida útil puede relacionarse con el estado nuevo del vehículo. De este modo puede indicarse este valor también con relación al estado nuevo en %.

- 40 La medición del trabajo de amortiguación o de la potencia de amortiguación DL efectivo(a) para la amortiguación estructural de amortiguadores de vibraciones se realiza, en estado de desmontaje, en máquinas de pruebas especiales y según un desarrollo normalizado, que recibe el nombre de medición VDA.

- 45 Para una supuesta suspensión de rueda con una medida de la amortiguación de 0,31 en estado nuevo pueden representarse las relaciones teóricas, conforme disminuye la potencia de amortiguación o conforme disminuye la amortiguación estructural  $kA$  como consecuencia de la vida útil, en forma de diagrama conforme a la figura 8. Un vehículo real presenta en los elementos de la suspensión de rueda una determinada amortiguación básica, por lo que la recta funcional tampoco pasa por el punto cero en el caso de un amortiguador de vibraciones desmontado

(potencia de amortiguador  $DL = 0\%$ ). A causa de estas relaciones la medida de la amortiguación  $\zeta$  es muy adecuada para la valoración del amortiguador de vibraciones ya montados. En la figura 8 la zona X designa un amortiguador de vibraciones defectuoso y la zona Y un amortiguador de vibraciones nuevo, correcto.

5 Asimismo se conoce de la bibliografía que los vehículos en estado nuevo presentan diferentes medidas de amortiguación  $\zeta$  para alcanzar determinadas características de marcha. De este modo la medida de la amortiguación  $\zeta$  de determinados mecanismos de traslación con preparación deportiva está situada en valores superiores a 0,40 y de mecanismos de traslación previstos para obtener confort es de unos 0,25 [fuente: M. Mitschke: "Dinámica de los vehículos a motor", tomo B: vibraciones, Springer 2002]. Por ese motivo puede ser práctico determinar de forma diferenciada el valor de referencia para amortiguadores de vibraciones defectuosos en función del diseño del vehículo. Para una solución exacta sería necesario identificar el vehículo y a partir de un banco de datos de vehículos establecer el valor de referencia específico del vehículo allí contenido, que después se utiliza para evaluar el amortiguador de vibraciones. Sin embargo, para la práctica también sería suficiente asociar el vehículo a una clase de vehículos fijada de forma aproximada según unos criterios que puedan fijarse de forma sencilla, p.ej registros en la documentación del vehículo, para la que después se fijan unos valores de referencia específicos de la clase que después se utilizan para la evaluación. Una clasificación de este tipo podría darse por ejemplo con las clases de vehículos, vehículos deportivos, vehículos normales y vehículos confortables.

20 En este caso descrito en último lugar el desarrollo del procedimiento descrito anteriormente se complementaría con los pasos a) a g) mediante un paso antepuesto, en el que mediante una detección manual o automática de al menos un registro de la documentación del vehículo, se realiza una asociación a una de las clases de vehículos predefinidas. La medida de la amortiguación  $\zeta$  calculada se compara después conforme al paso f) con el valor de referencia fijado específico de la clase, que tiene en cuenta la clase de vehículos. Si la medida de la amortiguación  $\zeta$  es menor que el valor de referencia específico de la clase, se determina conforme al paso g) un defecto del amortiguador de vibraciones de la suspensión de rueda a comprobar.

25 Las suposiciones para el cálculo del modelo de evaluación planteado necesarias en los procedimientos hasta ahora conocidos, y respectivamente, los complicados procedimientos de estimación para parámetros de modelos, no son necesarios en el desarrollo del procedimiento descrito y de este modo aumenta la precisión de la comprobación.

**REIVINDICACIONES**

1. Procedimiento para comprobar al menos un amortiguador de vibraciones incorporado en un vehículo a motor (4), que presenta:

5 - excitación de una rueda de vehículo (5) o de las dos ruedas de un eje para hacerlas vibrar mediante las placas vibratorias (6) con una frecuencia de excitación  $f_A$  regulable en un margen de frecuencias prefijado;

- detección de una amplitud de una vibración de rueda  $sR$  y de una vibración estructural  $sA$ ;

- determinación de una relación de amplitudes  $V_p$  en función de la frecuencia de excitación  $f_A$  en una función de transmisión específica, a partir de las amplitudes detectadas de una vibración de rueda  $sR$  y de una vibración estructural  $sA$ ;

10 - cálculo de una medida de la amortiguación  $\mathcal{G}$  en un punto de resonancia  $f_R$  marcado específicamente, que destaca por un aumento de amplitud  $A_{max}$  marcado;

- comparación de la medida de la amortiguación  $\mathcal{G}$  calculada con un valor de referencia fijado y establecimiento de un amortiguador de vibraciones defectuosos, si la medida de la amortiguación  $\mathcal{G}$  calculada difiere del valor de referencia predeterminado;

15 2. Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado porque la medida de la amortiguación  $\mathcal{G}$  se establece teniendo en cuenta la frecuencia natural estructural  $f_E$ .

20 3. Procedimiento según la reivindicación 2, caracterizado porque en el punto de resonancia  $f_R$  específico o bien se plantea una frecuencia natural estructural media  $f_E$  de 1,4 Hz o la frecuencia natural estructural  $f_E$  se determina a partir del desarrollo de la función de transmisión específica mediante identificación de parámetros basada en modelos.

4. Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado porque la medida de la amortiguación  $\mathcal{G}$  se determina a partir de la siguiente fórmula:

$$\mathcal{G} = -\frac{1}{(2 \cdot V_p^2 - 2) \cdot \eta_p} \cdot \sqrt{-(V_p^2 - 1) \cdot (V_p^2 \cdot \eta_p^4 - 2 \cdot V_p^2 \cdot \eta_p^2 + V_p^2 - 1)},$$

25 en donde  $\eta_p$  es la relación de frecuencias, que se obtiene de la relación entre una frecuencia de excitación  $f_A$  predefinida del banco de pruebas y la frecuencia natural estructural media  $f_E$ , y en donde la relación de amplitudes  $V_p$  se obtiene de

$$V_p = \left[ \frac{sA}{sR} \right]$$

con una frecuencia de excitación  $f_A$  definida del banco de pruebas, de forma preferida en el punto de resonancia  $f_R$  específico.

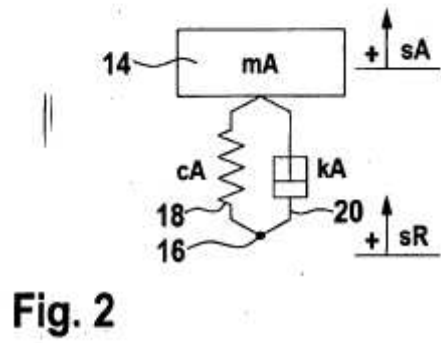
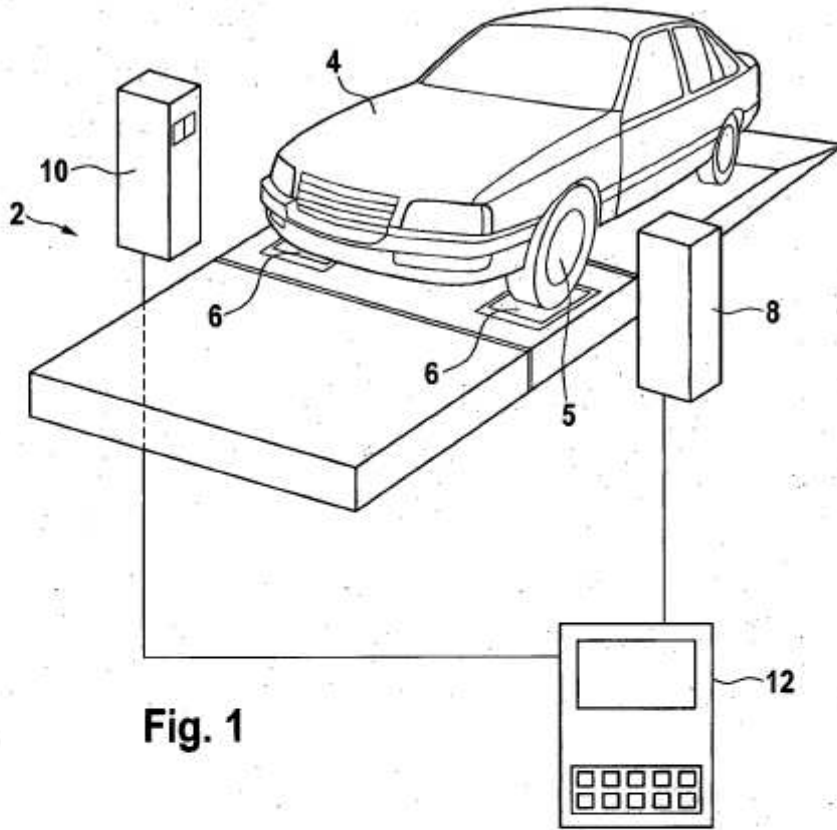
30 5. Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado porque el valor de referencia predeterminado presenta una magnitud constante para todos los vehículos.

6. Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado porque el valor de referencia predeterminado se establece a partir de un banco de datos de vehículos.

35 7. Procedimiento según la reivindicación 6, caracterizado porque el valor de referencia se determina por medio de que el vehículo a motor (4) a comprobar se asocia a una clase de vehículos con un determinado diseño de vibración, en particular a una clase de vehículos deportivos, a una clase de vehículos normales y a una clase de vehículos confortables, en base a las informaciones procedentes de la documentación del vehículo, y porque el valor de referencia predeterminado para esta clase de vehículos se utiliza como valor de referencia.



8. Dispositivo para comprobar al menos un amortiguador de vibraciones incorporado en un vehículo a motor (4) con una instalación de pruebas de amortiguador de vibraciones (2), la cual presenta placas vibratorias (6), sensores de medición o cámaras de medición (8, 10), una unidad de control (12) y un accionamiento para excitar las vibraciones de las placas vibratorias (6), en donde el accionamiento está configurado para ajustar y modificar una frecuencia de excitación  $f_A$  de al menos una placa vibratoria (6) en un margen de frecuencias al menos en el entorno de una frecuencia natural estructural  $f_E$ , en donde los sensores de medición o las cámaras de medición (8, 10) están configurados para detectar la vibración de rueda sR y la vibración estructural sA del vehículo (4), caracterizado porque la unidad de control (12) contiene un algoritmo que está configurado para activar el accionamiento, de tal manera que la placa vibratoria (6) se hace funcionar primero con la frecuencia de excitación  $f_A$  en el entorno de la frecuencia natural estructural  $f_E$ , para obtener las amplitudes de vibración de la vibración de rueda sR y de la vibración estructural sA detectadas por los sensores de medición o las cámaras de medición (8, 10) en el entorno de la frecuencia natural estructural  $f_E$ , y para calcular la medida de la amortiguación  $\zeta$  del amortiguador de vibraciones, porque la unidad de control (12) está configurada asimismo para calcular la medida de la amortiguación  $\zeta$  en un punto de resonancia  $f_R$  marcado específicamente, que destaca por un marcado aumento de amplitud  $A_{max}$ .
9. Dispositivo según la reivindicación 8, caracterizado porque está prevista asimismo una unidad de mando, mediante la cual pueden introducirse valores característicos y criterios específicos del vehículo, en particular el tipo de vehículo, o un valor de referencia en la unidad de control (12).
10. Dispositivo según la reivindicación 1, caracterizado porque están previstas asimismo una unidad de lectura y una conexión a un bando de datos, mediante las cuales se leen valores característicos y criterios específicos del vehículo y de la unidad de control (12) se deriva la asociación del vehículo a comprobar a una clase de vehículos, o el valor de referencia con las informaciones leídas de la documentación del vehículo se determina automáticamente mediante la unidad de control (12) a partir de un banco de datos conectado.



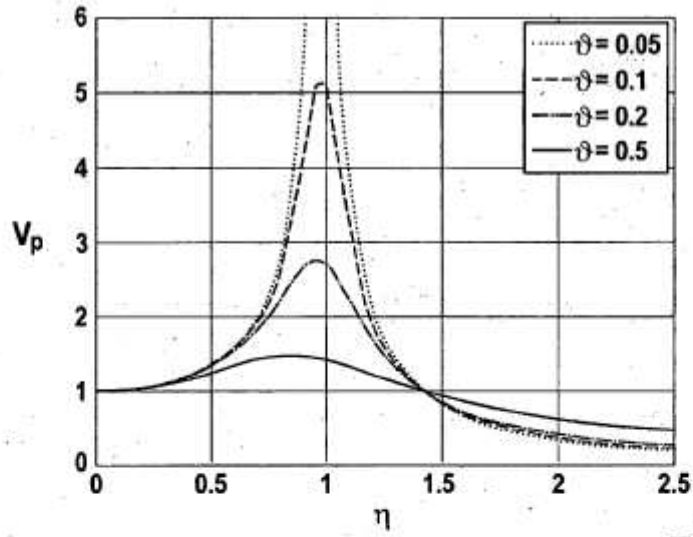


Fig. 3

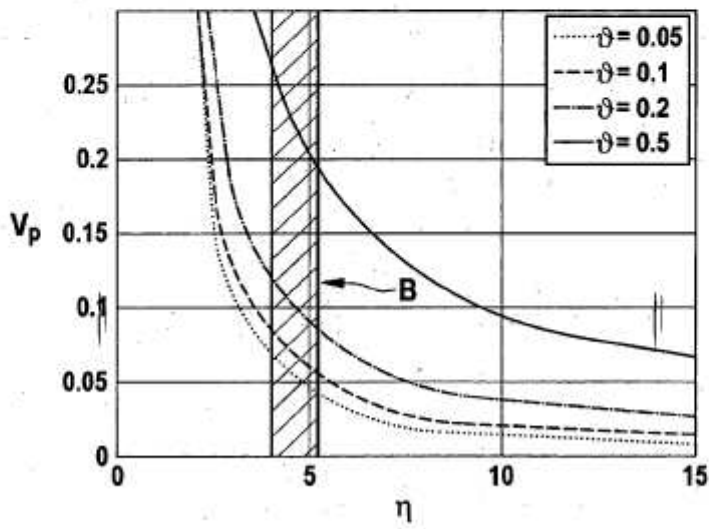


Fig. 4

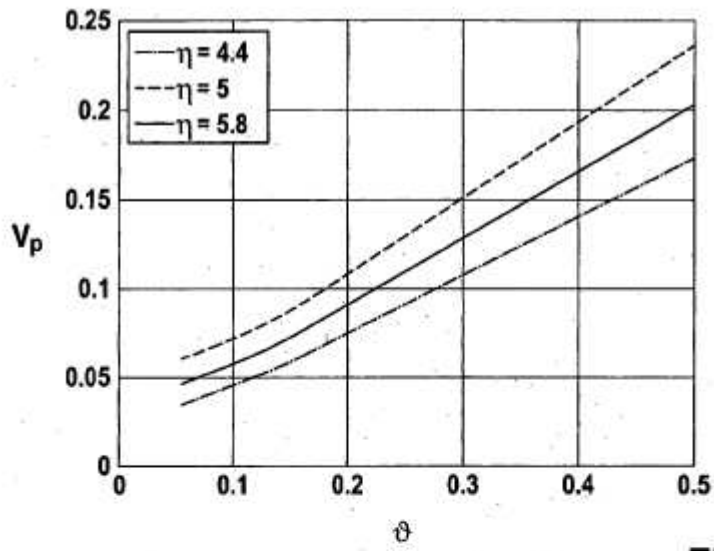


Fig. 5

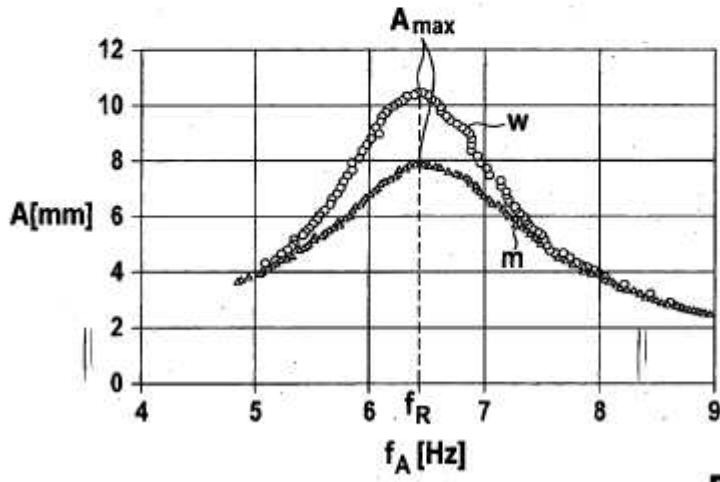


Fig. 6

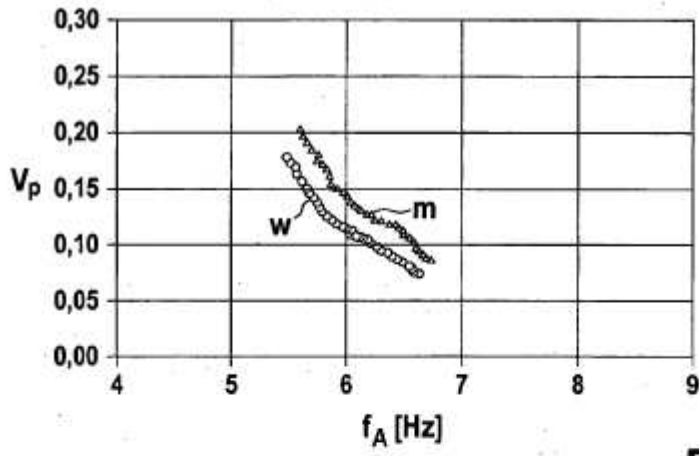


Fig. 7

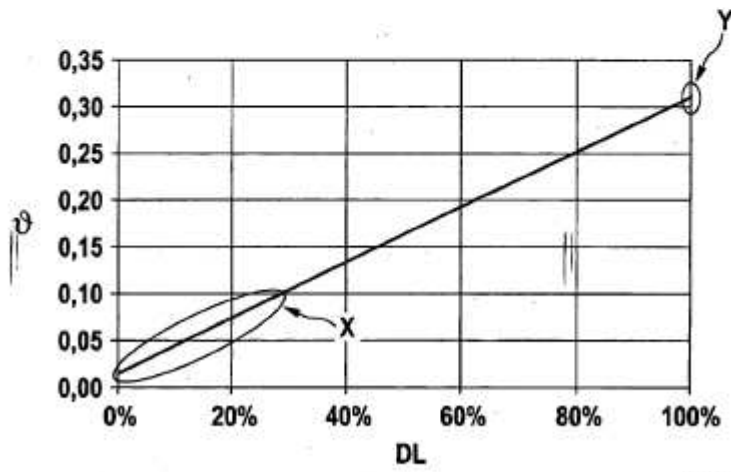


Fig. 8