



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 346 227**

(51) Int. Cl.:

**G01M 17/04** (2006.01)

(12)

### TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

(96) Número de solicitud europea: **05002972 .7**

(96) Fecha de presentación : **11.02.2005**

(97) Número de publicación de la solicitud: **1564538**

(97) Fecha de publicación de la solicitud: **17.08.2005**

(54) Título: **Procedimiento y dispositivo para la determinación de una medida de amortiguación para oscilaciones de vehículos.**

(30) Prioridad: **12.02.2004 DE 10 2004 006 986**

(73) Titular/es: **MAHA MASCHINENBAU HALDENWANG GmbH & Co. KG.  
Hoyen 20  
87490 Haldenwang, DE**

(45) Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**13.10.2010**

(72) Inventor/es: **Knestel, Anton y  
Kuchle, Jurgen**

(45) Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**13.10.2010**

(74) Agente: **Ungría López, Javier**

**ES 2 346 227 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 la determinación de una medida de amortiguación para oscilaciones de vehículos.

5 La invención se refiere a un procedimiento y a un dispositivo para la determinación de una medida de amortiguación para oscilaciones de vehículos, que son amortiguadas por un amortiguador de oscilación.

10 Los amortiguadores de vibraciones son un elemento importante para la seguridad del tráfico en los automóviles. Por una parte, debe impedirse que las masas axiales entren en oscilaciones incontroladas con muelles del vehículo o muelles de los neumáticos y, por otra parte, deben amortiguarse las oscilaciones de la estructura del vehículo. Con esta finalidad, en los ejes del vehículo están previstos amortiguadores de impacto, que suprimen las oscilaciones que se producen adicionalmente a la amortiguación propia del eje, por ejemplo a través de fricción o cojinetes de caucho. Durante la adaptación de un amortiguador de impacto hay que tener en cuenta, en principio, varios aspectos contradictorios. Por una parte, en general, a medida que aumenta la amortiguación, se reduce la oscilación de la carga 15 de la rueda, pero, por otra parte, se perjudica la comodidad de la marcha. A la inversa, se aplica que con comodidad elevada, también deben tolerarse oscilaciones más elevadas de la carga de la rueda, lo que implica una adhesión reducida al suelo.

20 Para conseguir un buen compromiso con el menor número posible de oscilaciones de la carga de la rueda, es decir, una buena posición en la carretera y, a pesar de todo, alta comodidad, se pueden configurar amortiguadores de impacto con curvas características variables, no uniformes. Por ejemplo, la fase de presión se puede diseñar más débil que la fase de tracción y/o el amortiguador, a velocidades  $v_D$  más reducidas del movimiento relativo de las partes móviles en el amortiguador, dispone de una constante de amortiguación K mayor que a velocidades más elevadas, es decir, que la constante de amortiguación presenta una curva característica no lineal. Para poder combatir mejor las oscilaciones de 25 la estructura del vehículo, se diseñan amortiguadores de impacto, en parte, de tal forma que la fuerza del amortiguador FD se eleva fuertemente a bajas velocidades y se vuelve más plana a partir de aproximadamente 0,1 a 0,2 m/s. Para la constante de amortiguación K de un amortiguador de impacto se aplica:

$$30 \quad K = \frac{F_D}{v_D} \left[ \frac{N_S}{m} \right]$$

35 En tales amortiguadores no lineales, la constante de amortiguación K a bajas velocidades es mayor y se reduce a velocidades más altas. Especialmente en vehículos, que están equipados con sistemas anti-bloqueo o bien con sistemas de estabilidad, la influencia de la amortiguación del vehículo es significativa para la función correcta de los sistemas de asistencia de la marcha. Ejemplos de curvas características de amortiguadores de impacto se representan en la figura 6. Esta figura muestra la fuerza del amortiguador para la fase de tracción y la fase de presión de un vehículo con 40 diferentes amortiguadores de impacto, parcialmente modificados, cuya efectividad de amortiguación varía entre 100% (amortiguador nuevo, totalmente funcional) y 15% (amortiguador de impacto defectuoso).

Para la verificación de la actuación de amortiguadores de impacto de automóviles en el estado montado se conocen una serie de procedimientos de ensayo.

45 En el documento DE 1 232 372 se propone para la verificación de la efectividad de amortiguadores de oscilaciones en vehículos en el estado montado, instalar una rueda de vehículo sobre una placa oscilante o placa de soporte de un banco de pruebas y excitar la placa a oscilaciones con diferentes frecuencias. La excitación de la placa de soporte conducida sobre un balancín paralelo se realiza a través de un elemento elástico conectado con el accionamiento excéntrico. Además, está prevista una instalación de medición, que representa el tamaño de las amplitudes de la placa de soporte. En este principio, el sistema oscilante del vehículo, que está constituido por la rueda del vehículo con suspensión de la rueda, amortiguador de oscilaciones y muelle, junto con la placa de soporte es excitado a una oscilación forzada. El número de revoluciones del accionamiento excéntrico se selecciona para que la masa oscilante pase a un estado de resonancia. Como valor para la calidad de la amortiguación se utiliza la relación del valor de la amplitud de resonancia de la oscilación forzada, es decir, la amplitud de la placa de soporte oscilante a la frecuencia de resonancia del sistema oscilante, con relación a la amplitud del excitador. Sin embargo, esto tiene el inconveniente de que el valor medido de la amplitud de resonancia de la oscilación forzada depende de muchas variables de influencia, 50 por ejemplo de la excitación, del elemento elástico, de la amortiguación por fricción, etc. Los valores calculados de esta manera son, por lo tanto, difíciles de comparar entre sí.

60 Para descargar la conducción de la placa de soporte y el accionamiento excéntrico para la excitación del sistema del peso del vehículo, se propone en el documento DE 101 43 492 otro elemento elástico para el apoyo de la placa de soporte contra un bastidor del dispositivo de ensayo. A través de la previsión de los llamados muelles de punto de pata se genera en el banco de pruebas, además de los dos sistemas de masas de resorte que proceden del vehículo - masa de la estructura del vehículo con muelle de la estructura y masa axial no amortiguada- otro sistema de masa de resorte con un punto de resonancia correspondiente. Para obtener un buen desacoplamiento de las oscilaciones, se coloca la resonancia del banco de pruebas de manera más conveniente aproximadamente en el centro entre los dos lugares de resonancia del vehículo.

## ES 2 346 227 T3

La figura 7 muestra un ejemplo de una curva de frecuencia típica de la resonancia de la estructura, de la resonancia del banco de pruebas y de la resonancia del eje (de izquierda a derecha). La amplitud de la resonancia de la estructura tiene un valor máximo entre 1 y 2 Hz y la resonancia del eje presenta un máximo entre 12 y 20 Hz. En virtud de estos valores característicos para los puntos de resonancia de vehículos es conveniente diseñar el banco de pruebas de tal forma que la resonancia del banco de pruebas esté entre el máximo de la resonancia de la estructura y la resonancia del eje (Típicamente en 7 Hz aproximadamente).

Si se desplaza ahora este sistema de masa de resorte, por ejemplo a través de un mecanismo de manivela a una oscilación forzada y se ejecuta en este caso la frecuencia de resonancia de la estructura de pruebas, que se determina 10 esencialmente a través del sistema de masa de resorte de la placa de soporte, entonces se forma una sobreelación de la resonancia, que es tanto más fuerte cuanto más débilmente se amortigua el sistema a través del amortiguador de impacto.

En el documento DE 44 39 997 se explica cómo se puede calcular a partir de la relación de la amplitud de la 15 oscilación excitada en el caso de resonancia con respecto a la amplitud de la oscilación del excitador la medida de amortiguación de Lehr del sistema oscilante y se puede utilizar para la evaluación de un amortiguador de oscilaciones, La medida de la amortiguación de Lehr es una variable conocida a partir de las enseñanzas de la oscilación, que indica la rapidez con la que se atenúa una oscilación.

20 En principio, todos los procedimientos conocidos para la evaluación de amortiguadores de oscilaciones tienen el inconveniente de que consideran y evalúan propiamente una oscilación forzada a través de una excitación y amortiguada a través del amortiguador del vehículo de un sistema oscilante, que está constituido por la placa de soporte y la rueda del vehículo con suspensión. Con otras palabras, en el supuesto de una estructura de vehículo estacionaria, se calcula la amortiguación, con la que el amortiguador del vehículo amortigua el oscilador del banco de pruebas (es decir, la placa de soporte). Sin embargo, una medida de amortiguación calculada de esta manera no es adecuada para 25 una evaluación de la amortiguación que interesa propiamente, con la que el amortiguador de impacto amortigua la estructura del vehículo.

El cometido de la presente invención es preparar una medida de evaluación para la amortiguación de oscilaciones 30 de vehículo a través de amortiguadores de oscilaciones, que posibilita una evaluación fiable de la eficacia de amortiguadores de oscilaciones en el estado montado, y preverán procedimiento correspondiente y un dispositivo adecuado para su cálculo.

Este cometido se soluciona de acuerdo con la invención por medio de las reivindicaciones independientes. Las 35 reivindicaciones dependientes se refieren a formas de realización ventajosas de la invención.

Un procedimiento de acuerdo con la invención para la determinación de una medida de amortiguación para oscilaciones de vehículos puede presentar las siguientes etapas:

40 - Excitación de una rueda de vehículo conectada con un amortiguador de oscilaciones a evaluar.

A través de la excitación se desplaza la rueda de vehículo y el amortiguador de oscilaciones en una oscilación, de 45 manera que la oscilación producida es amortiguada a través del amortiguador de oscilaciones. Con preferencia, se realiza una excitación periódica vertical, por ejemplo a través de una placa de soporte, sobre la que está la rueda de vehículo. De manera más conveniente, la excitación se realiza de tal forma que se consigue una resonancia del sistema de masa de resorte móvil. A tal fin, por ejemplo, la excitación se puede realizar por medio de una frecuencia variable, que se eleva lentamente a partir de una frecuencia inicial, hasta que aparece una resonancia correspondiente. Evidentemente, el procedimiento puede partir también de una frecuencia más elevada, y se puede reducir la frecuencia de excitación hasta que aparece el efecto de resonancia.

50 - Detección del movimiento de la rueda excitada del vehículo o de la placa de soporte, sobre la que está la rueda.

De manera más conveniente, se calcula la amplitud x de la oscilación forzada de la rueda del vehículo o bien 55 de la placa de soporte por medio de sensores adecuados. Estos pueden detectar óptimamente, por ejemplo, el movimiento de la rueda con la ayuda de una marca colocada en ella. Puesto que el neumático del vehículo puede presentar a través del muelle del neumático un efecto de resorte, es posible que los movimientos de la suspensión de la rueda y del amortiguador de la rueda no se desarrolle idénticamente con el movimiento de la placa de soporte. La amplitud de movimiento que se produce en el amortiguador de oscilaciones se puede determinar, por lo tanto, por medio de un factor de corrección, a partir de la amplitud eventualmente más fácil de registrar de la placa de soporte, de manera que se puede tener en cuenta el efecto de resorte del muelle del neumático en el factor de corrección. En principio, es posible para la presente invención detectar y evaluar tanto el movimiento de la rueda como también el movimiento de la placa de soporte.

60 - Cálculo de la constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones con la ayuda del movimiento detectado de la rueda del vehículo o bien de la placa de soporte.

Esto se realiza con preferencia con la ayuda de la relación A entre la amplitud r de la excitación la amplitud x<sub>1</sub> del movimiento de la rueda del vehículo o bien de la placa de soporte en el caso de resonancia: A = r/x<sub>1</sub>.

## ES 2 346 227 T3

En esta etapa del procedimiento, se evalúa la amortiguación de la oscilación forzada de la placa de soporte y de la rueda del vehículo a través del amortiguador de oscilaciones, con la finalidad de calcular la constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones. Puesto que la masa de la carrocería del vehículo, en general, es mucho mayor que la masa movida a través de la excitación, se puede considerar la estructura de la carrocería como en reposo (estacionaria). En este caso, es conveniente partir de un sistema de oscilación de una masa. La relación entre la constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones y la relación de la amplitud A se puede determinar a través del principio de obtención de energía. En este caso se supone que la energía o bien la potencia introducida por la excitación en el sistema es recibida y absorbida por el amortiguador de vibraciones.

Puesto que con preferencia la excitación de la rueda del vehículo o bien de la placa de soporte se realiza a través de un elemento elástico, se puede calcular la constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones con la ayuda de la constante de resorte D<sub>1</sub> del elemento elástico, de la relación de la amplitud A y de la frecuencia de resonancia ω<sub>0</sub> de acuerdo con la fórmula siguiente:

$$K = \frac{D_1 \cdot r}{\omega_0 \cdot \hat{x}_1} = \frac{D_1}{\omega_0} \cdot A$$

La frecuencia de resonancia ω<sub>0</sub> = 2π · f<sub>0</sub> para el sistema oscilante se puede determinar, por ejemplo, a través de la evaluación de la amplitud x<sub>1</sub>, puesto que con ω<sub>0</sub> se produce un máximo de la amplitud fácilmente reconocible.

Se llega a un resultado similar también a través de una consideración de la dinámica de la máquina teniendo en cuenta la medida de la amortiguación de Lehr para oscilaciones. La constante de amortiguación K se puede calcular con la ayuda de la masa oscilante m (masa m<sub>1</sub> de la placa de soporte y masa no amortiguada m<sub>2</sub> de la rueda) de las constantes de resorte D<sub>1</sub> del elemento elástico, de las constantes de resorte D<sub>3</sub> del muelle del vehículo y de la relación de la amplitud A. Puesto que se aplica m<sub>1</sub> >> m<sub>2</sub> y D<sub>1</sub> >> D<sub>3</sub>, se puede calcular la constante de amortiguación K sin un conocimiento explícito de la frecuencia de resonancia del sistema oscilante:

$$K = \frac{\sqrt{D_1 m_1} \cdot r}{\hat{x}_1} = \frac{D_1 \cdot A}{\sqrt{\frac{D_1}{m_1}}}$$

En este contexto, hay que indicar que en la presente invención, la medida de la amortiguación de Lehr para la oscilación común forzada de la placa de soporte y la rueda solamente se utiliza para calcular la constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones, mientras que en los procedimientos de ensayo conocidos de acuerdo con el estado de la técnica, se utiliza la medida de amortiguación de Lehr para la amortiguación de la oscilación del banco de pruebas con la rueda del vehículo como criterio de evaluación final para el amortiguador de oscilaciones del vehículo.

- Cálculo de una medida de amortiguación para la amortiguación de una oscilación de la carrocería del vehículo a través del amortiguador de oscilaciones con la ayuda de la constante de amortiguación K del amortiguador.

De acuerdo con la presente invención, sobre la base de la constante de amortiguación K calculada se determina una medida para la amortiguación de una oscilación del vehículo a través del amortiguador de oscilaciones. Esta medida de la amortiguación es independiente de las propiedades de la estructura de ensayo, como de la masa m<sub>1</sub> de la placa de soporte y de la constante de resorte D<sub>1</sub> del elemento elástico. Por lo tanto, esta medida de la amortiguación es más adecuada como medida de evaluación de la capacidad funcional del amortiguador de oscilaciones que las medidas de amortiguación conocidas.

Con preferencia, la medida de amortiguación calculada de acuerdo con la invención caracteriza el comportamiento de atenuación o bien la sobreelevación de la resonancia de una oscilación de la estructura del vehículo amortiguada a través del amortiguador de oscilaciones (en oposición a la amortiguación de una oscilación forzada de la placa de soporte y la rueda del vehículo como en el estado de la técnica). Una medida de amortiguación preferida para la caracterización del comportamiento de atenuación es la medida de amortiguación de Lehr.

Para la evaluación de la amortiguación de oscilaciones del vehículo se puede realizar el cálculo de la medida de la amortiguación de Lehr con la ayuda de una masa proporcional del vehículo, con la que se carga el amortiguador de oscilaciones. En vehículos con cuatro ruedas, esta masa proporcional del vehículo, que corresponde al peso del vehículo, que se apoya sobre la rueda respectiva del vehículo, corresponde aproximadamente a una cuarta parte de toda la masa del vehículo. Para tener en cuenta diferentes cargas entre los ejes del vehículo, se puede utilizar también

## ES 2 346 227 T3

la mitad de la carga axial admisible correspondiente como masa proporcional del vehículo. Esto es especialmente ventajoso, puesto que para muchos vehículos se conoce la carga axial admisible, por ejemplo a partir de la matrícula del automóvil. Para tener en cuenta la porción de las masas no amortiguadas en la carga axial admisible, se puede corregir ésta con un factor (por ejemplo, 0,9). La utilización de la carga axial admisible tiene la ventaja de que el 5 vehículo se considera bajo la condición de una carga máxima y el comportamiento de oscilación se puede tener en cuenta para este caso.

De acuerdo con la invención, se calcula la medida de amortiguación, calculando la masa proporcionar real del 10 vehículo  $m_4$  para el amortiguador de oscilaciones a ensayar con la ayuda de la medición. Para la medición de la masa proporcional de vehículo  $m_4$  es especialmente adecuada una báscula, en la que se coloca la rueda respectiva del vehículo a ensayar. En este caso, es conveniente tener en cuenta las masas  $m_2$  no amortiguadas de la rueda y de 15 la suspensión de la rueda, puesto que el peso medido corresponde a la masa total  $m_4 + m_2$ . Para la simplificación se puede suponer en este caso que  $m_2$  es aproximadamente 10% de  $m_4$ . En este caso, el valor medido para la masa total que actúa sobre la placa de soporte se puede corregir con un factor, por ejemplo 0,9, para conseguir una estimación suficientemente exacta para la masa proporcional del vehículo  $m_4$ .

De acuerdo con la invención, la báscula está integrada en el dispositivo de ensayo. En este caso, la etapa para el 20 cálculo de la masa proporcional del vehículo, por ejemplo sobre la medición de una bajada de la placa de soporte, se puede realizar a través de la carga con el vehículo. En virtud de las constantes de resorte de los elementos de resorte 25 que soportan la placa de soporte, se puede calcular de esta manera la masa proporcional del vehículo  $m_4$  sin gasto constructivo adicional.

Con la constante de resorte  $D_3$  conocida del muelle del vehículo se puede calcular de esta manera la medida de la 25 amortiguación de Lehr para el vehículo según la fórmula siguiente:

25

$$g = \frac{K}{2 \cdot \sqrt{D_3 \cdot m_4}} = \frac{K}{2 \cdot m_4 \sqrt{\frac{D_3}{m_4}}} = \frac{K}{2 \cdot m_4 \cdot \omega_A}$$

35 Puesto que la frecuencia de resonancia  $\omega_A$  de la estructura del vehículo se conoce para la mayoría de los vehículos o bien las frecuencias de resonancia de diferentes vehículos apenas se diferencian entre sí, es conveniente determinar la medida de la amortiguación de Lehr teniendo en cuenta una frecuencia de resonancia  $\omega_A$  fija predeterminada para una oscilación de la estructura del vehículo. Ésta se puede tomar, por ejemplo, de un catálogo previamente calculado para el tipo de vehículo a ensayar. También es posible dividir los diferentes tipos de vehículos en categorías y utilizar 40 una frecuencia de resonancia típica de la estructura para la categoría de vehículo respectiva.

Puesto que la medida de la amortiguación calculada de acuerdo con la invención es en gran medida independiente 45 de las propiedades del dispositivo de ensayo utilizado y caracteriza correctamente las propiedades de amortiguación de las oscilaciones de vehículos, se puede utilizar para la evaluación fiable y reproducible de amortiguadores de oscilaciones. A pesar de una adaptación diferente de los vehículos, la medida de la amortiguación de acuerdo con la invención posibilita una verificación fiable de la funcionalidad de amortiguadores de impacto, como es deseable, 50 por ejemplo, para una investigación principal del vehículo. En virtud de una investigación empírica con diferentes vehículos se ha establecido que los amortiguadores de impacto funcionales presentan, en general, una medida de la amortiguación de Lehr de  $v > 0,2$ .

55 Con preferencia, el procedimiento de acuerdo con la invención presenta otra etapa de evaluación para la evaluación de las propiedades de amortiguación del amortiguador de oscilaciones, de manera que la medida de la amortiguación  $v$  calculada para el amortiguador de oscilaciones a ensayar es comparada con un valor límite  $G$  predeterminado. Si la medida de la amortiguación de Lehr  $v$  calculada de acuerdo con la invención para el amortiguador de oscilaciones no alcanza, por ejemplo, un valor límite predeterminado  $G = 0,1$ , entonces hay que partir de que el amortiguador de oscilaciones no es ya suficientemente adecuado para una amortiguación de una oscilación del vehículo y, por no tanto, no cumple en una medida suficiente su función. En este caso, el amortiguador de oscilaciones debe considerarse defectuoso y debe sustituirse.

60 Para compensar las pérdidas de amortiguación del dispositivo de ensayo a través de fricción en el cálculo de la constante de amortiguación  $K$  del amortiguador de oscilaciones, puede estar prevista una etapa de compensación correspondiente. Durante la compensación se calcula con preferencia una constante de amortiguación corregida  $K'$  del vehículo, corriendo el valor para la constante de amortiguación  $K$ , calculado con la ayuda del movimiento detectado de la rueda del vehículo o bien de la placa de soporte, con una instante de amortiguación de las oscilaciones  $K_P$  del banco de pruebas. En general, esto se realiza a través de la sustracción de la constante de amortiguación  $K_P$  del banco 65 de pruebas del valor calculado con la ayuda del ensayo de oscilación:  $K' = K - K_P$ .

Esta etapa de compensación es especialmente ventajosa para vehículos con constante de amortiguación reducida, como por ejemplo vehículos más pequeños con peso reducido del vehículo, puesto que en este caso el error relativo de medición es significativo debido a la amortiguación de la fricción en el banco de pruebas durante el cálculo de la constante de amortiguación del amortiguador de oscilaciones.

5 La constante de amortiguación KP del dispositivo de ensayo se puede calcular, por ejemplo, a través de la detección de las amplitudes de la oscilación de la placa de soporte no cargada después de la terminación de la excitación en un ensayo de estabilización. Puesto que la constante de amortiguación KP del dispositivo de ensayo es en gran medida constante, se puede determinar una vez antes del ensayo propiamente dicho y se puede registrar. Para la mejora de  
10 la exactitud se puede calcular también un campo de parámetros para la constante de amortiguación  $K_p$ , por ejemplo en función de la carga que actúa sobre la placa de soporte o bien de la amplitud de la oscilación y se puede utilizar para la compensación. La evaluación del ensayo de estabilización se puede realizar, por ejemplo, con la ayuda del decrecimiento logarítmico. De esta manera, con la ayuda de relaciones de la amplitud en el ensayo de estabilización se puede determinar directamente la constante de atenuación de la oscilación o bien la constante de amortiguación  
15  $K_p$ .

Un dispositivo para la determinación de una medida de la amortiguación para oscilaciones de vehículos puede presentar medios de excitación para la excitación de una rueda de vehículo conectada con un amortiguador de oscilaciones, medios de detección para la detección del movimiento de la rueda excitada del vehículo, primeros medios de  
20 cálculo para calcular una constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones con la ayuda del movimiento detectado de la rueda del vehículo y segundos medios de cálculo para calcular una medida de la amortiguación para la amortiguación de una oscilación del vehículo a través del amortiguador de oscilaciones.

Con preferencia, el dispositivo comprende una placa de soporte, sobre la que descansa la rueda del vehículo. La  
25 placa de soporte puede estar conectada a través de un elemento elástico con una unidad de accionamiento, que excita periódicamente la placa de soporte. En virtud de la excitación, la placa de soporte realiza una oscilación vertical, que es transmitida sobre la rueda vertical del vehículo.

Los medios de detección pueden detectar una amplitud del movimiento de la placa de soporte. Esto se realiza con  
30 preferencia porque en la placa de soporte están colocados sensores correspondientes para el cálculo de la posición o bien la altura de la placa de soporte. De manera alternativa, los medios de detección pueden detectar también directamente el movimiento de la rueda excitada del vehículo. A tal fin, sensores correspondientes pueden estar instalados en la rueda o bien en la suspensión de la rueda del vehículo.

35 Los medios de cálculo determinan la constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones con preferencia con la ayuda de la relación A entre una amplitud de excitación  $r$  de la unidad de accionamiento y la amplitud detectada del movimiento de la rueda del vehículo o bien de la placa de soporte en el caso de resonancia. Con la ayuda de la amplitud medida del movimiento del sistema de masa de resorte formado por la placa de soporte y la rueda del  
40 vehículo en el caso de resonancia se pueden determinar las propiedades del sistema de masa de resorte móvil, como la amortiguación a través del amortiguador de oscilaciones. Por medio de las relaciones conocidas a partir de la teoría de la oscilación se puede determinar de esta manera la constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones.

45 Con preferencia, los medios de cálculo calculan la constante de amortiguación K, teniendo en cuenta la masa  $m_1$  de la placa de soporte y las constantes de resorte  $D_1$  del elemento elástico. De esta manera se puede calcular la constante de amortiguación K para el amortiguador de oscilaciones respectivo del vehículo en gran medida de manera independiente de las propiedades del dispositivo de ensayo.

50 Los medios de movimiento determinan con preferencia la medida de la amortiguación de Lehr para una oscilación de la carrocería del vehículo con la ayuda de la constante de amortiguación K calculada del amortiguador de oscilaciones.

De manera más conveniente, el dispositivo presenta medios de determinación de la masa del vehículo para el  
55 cálculo de la masa proporcional del vehículo  $m_4$ .

La placa de soporte del dispositivo de ensayo puede estar apoyada sobre otro elemento elástico, un llamado muelle de punto de pata, para soportar una porción mayor de la masa del vehículo y descargar el accionamiento de los medios de excitación. La previsión de otro elemento elástico tiene, además, la ventaja de que la placa de soporte no cae excesivamente hacia abajo cuando se coloca el vehículo. Este efecto se puede aprovechar también para el cálculo de la  
60 masa proporcional del vehículo  $m_4$ , detectando los medios de detección la bajada de la placa de soporte condicionada por la carga con la masa proporcional del vehículo  $m_4$ . A través de tal configuración del dispositivo de ensayo se puede determinar con exactitud la masa proporcional del vehículo  $m_4$  para cada rueda del vehículo, sin que sea necesario un dispositivo de pesaje adicional.

65 Los medios de determinación de la masa del vehículo calculan la masa proporcional del vehículo  $m_4$  con preferencia teniendo en cuenta las constantes de resorte  $D_5$  del otro elemento elástico y las constantes de resorte  $D_1$  del elemento elástico. Para la constante de resorte efectiva D del banco de pruebas se aplica:  $D = D_1 + D_5$ .

## ES 2 346 227 T3

Para determinar la capacidad funcional del amortiguador de oscilaciones a ensayar, unos medios de evaluación pueden evaluar las propiedades de amortiguación del amortiguador de oscilaciones, comparando la medida de la amortiguación calculada con un valor límite G predeterminado.

5 Para la compensación de la amortiguación de las vibraciones a través de fricción en el dispositivo de ensayo, los medios de cálculo pueden presentar un dispositivo de compensación, que restan del valor calculado para la constante de amortiguación K la constante de amortiguación KP del dispositivo de ensayo, para obtener de esta manera una constante de amortiguación K' corregida del amortiguador de oscilaciones.

10 Otras particularidades y ventajas de la invención se pueden deducir a partir de los dibujos y la descripción siguiente de ejemplos de realización preferidos. En este caso:

La figura 1 muestra esquemáticamente un ejemplo de realización para un banco de pruebas de amortiguadores de impacto de acuerdo con la presente invención.

15 La figura 2 muestra un modelo de oscilación para un vehículo en un banco de pruebas de amortiguadores de impacto con cuatro masas.

20 La figura 3 muestra un modelo de oscilación simplificado para un oscilador de una masa.

La figura 4 muestra una curva de la amplitud de oscilaciones de resonancia en diferentes grafos de amortiguación.

La figura 5 muestra una curva típica de la oscilación de la placa de soporte en un ensayo de oscilación.

25 La figura 6 muestra ejemplos de curvas características de amortiguadores de impacto.

La figura 7 muestra un ejemplo de una curva típica de la frecuencia de la resonancia de la estructura, de la resonancia del banco de pruebas y de la resonancia del eje.

30 La figura 8 muestra la dependencia de la constante de la amortiguación KP del banco de pruebas respecto de la amplitud de la placa.

La figura 9 muestra un diagrama de flujo de un procedimiento para la determinación de una medida de la amortiguación para amortiguadores de oscilación de acuerdo con un ejemplo de realización de la presente invención.

35 La figura 2 muestra un modelo de oscilación para un vehículo sobre un banco de pruebas de amortiguadores de impacto con cuatro masas  $m_1$  a  $m_4$ , en el que  $m_1$  representa la masa de la placa de soporte del banco de pruebas,  $m_2$  representa las masas no amortiguadas de una rueda de un vehículo (masa de la rueda, masa del eje, masa de la suspensión de la rueda, etc.),  $m_3$  representa la masa del amortiguador de impacto y  $m_4$  representa la masa proporcional de la carrocería del vehículo. Las articulaciones respectivas de las masas durante sus oscilaciones se designan con  $x_0$  a  $x_4$ , donde  $x_0$  representa la articulación de la excitación, por ejemplo a través de un mecanismo de manivela. Los elementos elásticos representados como muelles son los muelles del banco de pruebas entre el mecanismo de manivela y la placa de banco de pruebas, los muelles del neumático, el muelle del vehículo y la acción de resorte del ojal del amortiguador de impactos. Las constantes de resorte correspondientes se designan en esta secuencia con  $D_1$  a  $D_4$ . La constante de amortiguación del amortiguador de oscilaciones del vehículo se designa con K.

40 Con la ayuda del modelo de oscilación explicado debe calcularse, por lo demás, en primer lugar la constante de amortiguación K. A tal fin, en virtud del principio de conservación de energía se supone que la energía o bien la potencia alimentada por el mecanismo de manivela al sistema es absorbida por el amortiguador de impactos. A tal fin, se determina la potencia alimentada  $P(t) = F_F \cdot X_0(f)$ , donde  $F_F = D_1 \cdot (x_1(f) - x_0(f))$  es la fuerza  $F_F$  transmitida por el mecanismo de manivela sobre la placa de soporte.

45 Con la ecuación  $x_0(f) = r \cdot \cos(\omega f)$  para el movimiento del mecanismo de manivela se puede determinar entonces la potencia  $P(t)$ . Por medio de integración a través de un periodo de la oscilación se calcula la potencia efectiva del banco de pruebas:

$$P_{WP} = \pi \cdot D_1 \cdot r \cdot \dot{x}_1 \cdot f \cdot \sin(\varphi_0)$$

50

En este caso,  $x_1$  es la amplitud del movimiento oscilante de la placa de soporte y  $f$  es la frecuencia de excitación, Con  $\varphi_0$  se designa el ángulo de las fases entre la oscilación de la excitación y la oscilación de la placa de soporte.

55 Para la potencia absorbida por el amortiguador de impactos se aplica  $P(t) = F_D \cdot v_D$ , en la que  $F_D$  es la fuerza de amortiguación del amortiguador de impactos. Para éste se aplica  $F_D = v_D \cdot K$  con  $v_D = x_3 - x_2$  como velocidad de las partes móviles del mecanismo de amortiguación.

## ES 2 346 227 T3

Puesto que la masa de la carrocería es mucho mayor en comparación con otras masas móviles, se puede suponer que la carrocería se encuentra en reposo. Además, el ojal del amortiguador de impactos es muy duro (es decir,  $D_4$  muy grande) y tiene solamente un recorrido de resorte reducido, de manera que se aplica  $x_3 = x_4 = 0$ . Si se omite, además, la deformación del neumático (es decir,  $D_2$  muy grande;  $x_2 = x_1$ ), entonces resulta el modelo de oscilación simplificado, 5 representado en la figura 3, para un oscilador de una masa. Para la masa oscilante formada por la masa de la placa de soporte y la masa no amortiguada de la rueda del vehículo se aplica  $m = m_1 + m_2$ .

Teniendo en cuenta las hipótesis mencionadas anteriormente se puede calcular la potencia absorbida por el amortiguador de impactos con

10

$$P(t) = K \cdot x^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin^2(\omega t).$$

15

De nuevo, a través de integración sobre un periodo de la oscilación se determina la potencia efectiva del amortiguador de impactos:

20

$$P_{WD} = 2\pi^2 \cdot K \cdot f^2 \cdot \hat{x}_1^2$$

25

De acuerdo con el principio de conservación de la energía, se aplica:  $P_{WP} = P_{WD}$ . Puesto que en el caso de resonancia, la masa oscilante y la excitación presentan un desplazamiento de fases  $\varphi_0 = 90^\circ$ , se puede determinar la constante 30 de amortiguación  $K$  del amortiguador de oscilaciones de la siguiente manera:

35

$$K = \frac{D_1 \cdot r}{\omega_0 \cdot \hat{x}_1} = \frac{D_1 \cdot r}{2\pi \cdot f_0 \cdot \hat{x}_1} \quad (\text{Fórmula 1})$$

40

Esta fórmula posibilita un cálculo de la constante de amortiguación  $K$  del amortiguador de oscilaciones con la ayuda de la relación  $A$  entre la amplitud de la excitación  $r$  y la amplitud  $x_1$  detectada del movimiento de la placa de soporte así como teniendo en cuenta la constante de resorte  $D_1$  conocida del muelle del banco de pruebas y la frecuencia de resonancia  $\omega_0 = 2\pi \cdot f_0$  del banco de pruebas.

45

En vehículos con curva característica de amortiguación no lineal, se aplica el valor calculado para la constante de amortiguación  $K$  para las condiciones (velocidad  $v_D$ , amplitud de la excitación  $r$ ), bajo las que se ha realizado la medición. A través de una selección adecuada de las condiciones de ensayo se puede determinar, sin embargo, la constante de amortiguación  $K$  para un amortiguador de impacto con exactitud suficiente.

50

La figura 4 muestra la curva de la amplitud de oscilaciones de resonancia en diferentes grados de amortiguación. Sobre la ordenada se representa la función de ampliación  $V = x_1/t = 1/A$  para diferentes medidas de la amortiguación sobre la frecuencia normalizada

55

$$\eta = \frac{f}{f} = \frac{\omega}{\omega_0}$$

60

Como se puede reconocer, la amplitud de una oscilación poco amortiguada se incrementa fuertemente en caso de resonancia. En virtud de la relación representada entre, por una parte, la relación de las amplitudes de la masa móvil y la excitación en caso de resonancia y, por otra parte, la medida de la amortiguación  $\nu$  de la oscilación se deduce claramente cómo se puede determinar a partir de la relación de las amplitudes medidas  $A$  el grado de amortiguación o bien la constante de amortiguación  $K$  del sistema de oscilación.

## ES 2 346 227 T3

En este caso, para la medida de la amortiguación de Lehr  $\nu$  conocida a partir de la dinámica de la máquina se aplica:

$$5 \quad \frac{\hat{x}}{r} = \frac{1}{2\vartheta\sqrt{1-\vartheta^2}}$$

10

Para sistemas débilmente amortiguados con  $\nu \leq 0,25$  se puede simplificar esta relación en:

$$15 \quad \frac{\hat{x}}{r} = \frac{1}{A} = \frac{1}{2\vartheta}$$

20

La relación entre la medida de amortiguación de Lehr  $\nu$  y la constante de atenuación  $\delta$  en el caso de resonancia con la frecuencia circular propia  $\omega_0$  resulta a partir de  $\nu = \frac{\delta}{\omega_0}$ , donde la constante de atenuación y la constante de amortiguación  $K$  según  $\delta = \frac{K}{2m}$  están en relación.

Teniendo en cuenta las fórmulas indicadas anteriormente, se puede calcular, muy en general, la medida de la amortiguación de Lehr para un sistema de masa de resorte amortiguado con la masa  $m$  y la tasa de resorte  $D$  de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$35 \quad \vartheta = \frac{K}{2 \cdot \sqrt{D \cdot m}} = \frac{K}{2 \cdot m \sqrt{\frac{D}{m}}} = \frac{K}{2 \cdot m \cdot \omega_0}$$

40

Si se considera ahora el sistema del banco de pruebas con placa de soporte oscilante, entonces resulta la siguiente relación, omitiendo la masa de la rueda no amortiguada  $m_2$  ( $m_2 \ll m_1$ ) y el muelle del vehículo ( $D_3$ ,  $D_1$ ) para la constante de amortiguación  $K$  del amortiguador de oscilaciones:

45

$$K = \frac{\sqrt{D_1 \cdot m_1} \cdot r}{\hat{x}_1} = \frac{D_1}{\omega_0} A = \frac{D_1}{\sqrt{\frac{D_1}{m_1}}} A \quad (Fórmula \ 2)$$

50

55

Como se deduce a partir de esta ecuación, se puede calcular la constante de amortiguación  $K$  con la ayuda de la relación de la amplitud  $A$  calculada, de la constante de resorte  $D_1$  del muelle del banco de pruebas y de la masa de la placa  $m_1$  del banco de pruebas.

60

Como ya se ha mencionado, en este caso se utiliza la sobreexcitación de la resonancia de la oscilación forzada del banco de pruebas para calcular la amortiguación de esta oscilación a través del amortiguador de oscilaciones del vehículo o bien su constante de amortiguación  $K$ . En oposición al estado de la técnica, en el que la medida de la amortiguación se utiliza como criterio de evaluación paralelo amortiguador de oscilaciones, en la presente invención ésta solamente representa una etapa intermedia o bien una magnitud intermedia.

65

En la etapa siguiente se considera ahora el vehículo sin banco de pruebas y con la ayuda de las propiedades del vehículo se calcula la medida de la amortiguación de Lehr para la amortiguación de una oscilación de la carrocería del vehículo a través del amortiguador de oscilaciones como medida de evaluación. A tal fin, se considera una oscilación de la estructura del vehículo con una masa proporcional del vehículo  $m_4$  y el muelle del vehículo  $D_3$ . Ésta es amortiguada

por el amortiguador de oscilaciones con la constante de amortiguación calculada de acuerdo con el procedimiento anterior. Para la medida de la amortiguación de Lehr de esta oscilación se aplica:

$$g = \frac{K}{2 \cdot \sqrt{D_3 \cdot m_4}} = \frac{K}{2 \cdot m_4 \sqrt{\frac{D_3}{m_4}}} = \frac{K}{2 \cdot m_4 \cdot \omega_A} \quad (\text{Fórmula 3})$$

Puesto que la frecuencia de resonancia  $\omega_A$  de la estructura de la carrocería entre diferentes vehículos no presenta, en general, grandes diferencias, se puede suponer a tal fin un valor conocido predeterminado. Éste se puede establecer, por ejemplo, para diferentes categorías de vehículos. Frecuencias de resonancia típicas de la estructura de turismos son 1,4 Hz, para vehículos todo terreno (SUVs) 1,6 Hz y para camiones 1,8 Hz.

La medida de la amortiguación de Lehr  $v$  calculada de acuerdo con el procedimiento anterior para el vehículo representa una medida de evaluación expresiva, fiable e independiente del banco de pruebas para la capacidad funcional del amortiguador de impactos. Por lo tanto, es posible establecer un valor límite, que no debe diferenciarse de amortiguadores de impacto, para no poner en peligro la seguridad de la circulación del vehículo. En virtud de investigaciones empíricas se ha encontrado que en amortiguadores funcionales se aplica  $v = 0,2$  y, por lo tanto, un valor límite posible es  $G = 0,1$ .

La figura 9 muestra un diagrama de flujo para un procedimiento para la determinación de una medida de amortiguación para amortiguadores de oscilaciones de acuerdo con un ejemplo de realización de la presente invención.

En la etapa 100 se calcula la masa proporcional del vehículo  $m_4$ , con la que se carga el amortiguador de oscilaciones a ensayar. Esto se realiza porque después de la circulación del vehículo sobre la placa de soporte, se registra la bajada  $s$  de la placa de soporte a través de la carga con el peso del vehículo con el accionamiento de excitación en reposo. A tal fin, se utiliza el banco de pruebas como una báscula y se determina la masa proporcional del vehículo  $m_4$  en virtud de la ley de resorte sobre el peso proporcional del vehículo correspondiente  $F_4 = m_4 \cdot g = D \cdot s$ :

$$m_4 = \frac{D \cdot s}{g} \quad (\text{Fórmula 4})$$

en la que  $D$  es la constante efectiva de resorte del banco de pruebas y  $g$  es la aceleración terrestre. Para un banco de pruebas con otro muelle de punto de pata  $D_3$  para el apoyo de la palca de soporte en el bastidor del banco de prueba se aplica:  $D = D_1 + D_3$ . Para tener en cuenta las masas  $m_2$ ,  $m_3$  no amortiguadas, se puede corregir el valor calculado de esta manera para  $m_4$  con un factor de corrección (por ejemplo, 0,9).

Evidentemente, la etapa para la detección de la masa proporcional del vehículo  $m_4$  puede tener lugar también a continuación de la detección del movimiento de la rueda excitada del vehículo o bien de la determinación de la constante de amortiguación  $K$  del amortiguador de oscilaciones. En este caso, se excitaría en primer lugar la rueda del vehículo, que está dispuesta sobre la placa de soporte, a una oscilación forzada y a continuación tendría lugar el proceso de pesaje.

En la etapa 110 se excita la rueda que está dispuesta sobre la placa a una oscilación forzada. A tal fin, se excita la placa de soporte a oscilaciones verticales, de manera que se varía la frecuencia de excitación a través de un elemento elástico desde una unidad de accionamiento. Para generar una resonancia del sistema oscilante que está constituido por la placa de soporte y la rueda del vehículo, se eleva poco a poco, por ejemplo, el número de revoluciones de la unidad de accionamiento, para recorrer el punto de resonancia. De manera alternativa, se puede iniciar la excitación también con un número de revoluciones más elevado, que se reduce a continuación poco a poco hasta que se inicia una resonancia.

En la etapa 120 se detecta el movimiento de la rueda excitada del vehículo o bien de la placa de soporte. A tal fin, se puede prever, por ejemplo, una marca en la rueda del vehículo, que es detectada por sensores correspondientes. No obstante, es más sencillo colocar registradores de medición en la placa de soporte y detectar la amplitud del movimiento vertical de la placa de soporte. Puesto que el muelle del neumático presenta, en comparación con el muelle del banco de pruebas, en general, una constante de resorte  $D_2$  más alta, la rueda del vehículo y la placa de soporte oscilan en la misma fase, sin que la rueda del vehículo se desprendga desde la placa de soporte. Por lo tanto, en general, es suficiente detectar el movimiento de la placa de soporte o bien las masas no amortiguadas del vehículo y considerar la placa de soporte como una unidad oscilante (ver también el sistema de oscilación de una masa en la figura 3).

## ES 2 346 227 T3

En la etapa 130 se calcula la constante de amortiguación  $K$  del amortiguador de oscilaciones sobre la base de la relación indicada en la figura 2 con la ayuda del movimiento detectado de la rueda del vehículo. Como ya se ha explicado, este cálculo se basa en la evaluación de la relación entre la amplitud de excitación  $r$  y la amplitud detectada  $x_1$  del movimiento de la placa de soporte o bien de la rueda del vehículo en el caso de resonancia.

5 Para tener en cuenta la amortiguación de la oscilación provocada por fricción en el banco de pruebas, se corrige en la etapa 140 el valor calculado para la constante de amortiguación  $K$ . La constante de amortiguación compensada  $K'$  del amortiguador de oscilaciones se obtiene a través de sustracción de la constante de amortiguación  $K$  calculada a partir del proceso de ensayo en la medida de la constante de amortiguación  $K_p$  del banco de pruebas:  $K' = K - K_p$ . Esta etapa de compensación es conveniente principalmente en vehículos más pequeños o bien más ligeros con constantes de amortiguación más pequeñas, puesto que para estos vehículos la amortiguación del banco de pruebas puede alcanzar hasta 15% de toda la amortiguación de la oscilación.

10 15 Para determinar las pérdidas del banco de pruebas, se puede realizar un ensayo de estabilización con un banco de pruebas no cargado. A tal fin, se excitan la placa de soporte por la unidad de accionamiento en una oscilación, y después de la desconexión de la unidad de accionamiento, se detecta la curva de la amplitud de la oscilación amortiguada. La figura 5 muestra una curva típica de la oscilación de la placa de soporte en un ensayo de estabilización.

20 La evaluación del ensayo de estabilización se realiza con preferencia con la ayuda del decrecimiento logarítmico. A tal fin, se determinan a partir del ensayo de estabilización la duración de los períodos  $T = 1/f$  y la amplitud  $x(t)$  en un instante  $t$  así como las amplitudes después de  $n$  oscilaciones  $x(t + n \cdot T)$ . Para el decrecimiento logarítmico se aplica:

$$25 \quad \Lambda = \frac{1}{n} \ln \left( \frac{\hat{x}(t)}{\hat{x}(t + nT)} \right) = \delta \cdot T.$$

30 A partir de la constante de atenuación  $\delta$  calculada se puede determinar entonces la constante de atenuación  $K_p$  del banco de pruebas:  $K_p = 2\delta \cdot m_1$ .

35 Puesto que la constante de amortiguación  $K_p$  del banco de pruebas depende, en general, de la amplitud respectiva de la placa (ver la figura 8), es conveniente realizar un ensayo de estabilización con la amplitud correspondiente de la placa previsible en el funcionamiento del banco de pruebas. También es posible calcular previamente las constantes de amortiguación  $K_p$  respectivas para diferentes amplitudes de la placa y/o pesos del vehículo y utilizar durante la corrección de la constante del amortiguador de oscilaciones la constante de amortiguación del banco de pruebas  $K_p$  correspondiente para la condición de medición (por ejemplo, amplitud de la placa). En cualquier caso, la constante de amortiguación o bien las constantes de amortiguación  $K_p$  del banco de pruebas se pueden calcular previamente durante la instalación y calibración del banco de pruebas (por ejemplo, en un campo de parámetros) y de esta manera están presentes ya durante la realización del procedimiento de ensayo para un amortiguador de oscilaciones.

45 En la etapa 150, con la ayuda de la fórmula 3 se determina la medida de la amortiguación de Lehr para la oscilación de la estructura del vehículo por medio de la constante de amortiguación corregida  $K'$ . A tal fin, en general es suficiente suponer una frecuencia de resonancia  $\omega_A$  predeterminada fijamente para la oscilación de la estructura del vehículo. Además, la masa proporcional del vehículo  $m_4$  calculada en este ejemplo en la etapa 100 es incluida en el cálculo. La medida de la amortiguación calculada  $v$  se puede utilizar como criterio de evaluación para la sobreelevación de la resonancia o bien la amortiguación de la oscilación de la estructura del vehículo.

50 En la etapa 160 se compara la medida de la amortiguación calculada  $v$  con un valor umbral  $G$  predeterminado, por ejemplo 01. Las investigaciones han mostrado que los amortiguadores de impacto de vehículos nuevos así como de amortiguadores de impacto funcionales de vehículos más antiguos exceden, en general, este valor límite.

55 Si se deduce a partir del ensayo en la etapa 160 que la medida de la amortiguación de Lehr del amortiguador de oscilaciones excede el valor límite  $G$  predeterminado, entonces se declara en la etapa 180 que el amortiguador de oscilaciones es funcional.

60 65 Por otra parte, el amortiguador de oscilaciones ensayado en la etapa 170 es declarado como un amortiguador de oscilaciones defectuoso, después de lo cual se pueden iniciar, dado el caso, las medidas correspondientes.

A continuación se ilustra de nuevo con la ayuda de un ejemplo de cálculo el modo de actuación del banco de pruebas de amortiguador de impactos de acuerdo con la invención. A tal fin se suponen los valores siguientes para un banco de pruebas ejemplar:

Masa de la placa de soporte  $m^2 = 100 \text{ kg}$ ,

# ES 2 346 227 T3

Constante de resorte efectiva del banco de pruebas

$$D = \frac{100.000}{M}$$

N  
M

10 Radio del mecanismo de manivela  $r = 10 \text{ mm}$

Si se alcanza en un ensayo con un vehículo una amplitud de resonancia  $x_1 = 30 \text{ mm}$ , entonces a partir de estos valores se puede calcular la constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones (fórmula (2)):

$$K = \frac{\sqrt{100000 \frac{N}{m} \cdot 100 \text{ kg} \cdot 10 \text{ mm}}}{30 \text{ mm}} = 1054 \frac{Ns}{m}$$

25 La masa proporcional del vehículo  $m_4$  se determina con la ayuda de la bajada de la placa del banco de pruebas en torno a  $s = 20 \text{ mm}$  durante la circulación del vehículo sobre el banco de pruebas (fórmula 4):

$$m_4 = \frac{100000 \frac{N}{m} \cdot 0,020 \text{ m}}{9,81 \frac{m}{s^2}} = 203,8 \text{ kg}$$

35 Con la constante de amortiguación K obtenida de esta manera y la masa proporcional del vehículo  $m_4$  se calcula, en el supuesto de una frecuencia de formación  $f_A = 1,4 \text{ Hz}$ , la medida de amortiguación de Lehr (fórmula 3):

$$\vartheta = \frac{1054 \frac{Ns}{m}}{2 \cdot 203,8 \text{ kg} \cdot 8,8 \text{ s}^{-1}} = 0,289$$

45 De esta manera, se obtiene un criterio de evaluación, que no sólo reproduce el amortiguador, sino toda la calidad del amortiguador para oscilaciones en el vehículo.

50 El procedimiento explicado para la determinación de una medida de amortiguación para oscilaciones de vehículos es adecuado, por lo tanto, para la verificación de amortiguadores de impactos montados en automóviles y se puede emplear, por ejemplo, en el marco de una investigación principal del vehículo. La gran ventaja frente a los procedimientos conocidos reside en que se puede calcular una medida de evaluación fiable expresiva para la capacidad funcional de amortiguadores de impacto, que proporciona una medida de evaluación fiable independientemente del tipo de vehículo a ensayar y de las propiedades del banco de pruebas utilizado.

55 La figura 1 muestra de forma esquemática un ejemplo de realización de un banco de pruebas de amortiguadores de impacto de acuerdo con la presente invención.

60 Del vehículo que está colocado sobre el banco de pruebas se muestra de forma esquemática un amortiguador de oscilaciones 1, una rueda de vehículo 2, un muelle de vehículo 12, una suspensión de la rueda 13 y una carrocería de vehículo 14. De acuerdo con el modelo de oscilación de la figura 2, al amortiguador de oscilaciones 1 corresponde la constante de amortiguación K, y al muelle del vehículo 12 corresponde la constante de resorte D3, a la suspensión de la rueda 13 corresponde la masa de la rueda  $m_2$  no amortiguada y a la carrocería 14 representada de forma simbólica corresponde la masa proporcional de la carrocería  $m_4$ .

65 El banco de pruebas de amortiguadores de impacto presenta una placa de soporte 7, un bastidor 8, un balancín doble 9, una unidad de accionamiento 4 y un primer elemento elástico 3. La placa de soporte 7 está conectada a través

## ES 2 346 227 T3

del balancín doble 9 y el primer elemento elástico 3 con la unidad de accionamiento 4, que actúa como mecanismo de manivela y desplaza en oscilación la placa de soporte 7 así como la rueda del vehículo 2. Una unidad de control 15 controla el número de revoluciones de la unidad de accionamiento 4, de tal manera que el sistema oscilante entra en resonancia.

5

Otro elemento elástico 6 (muelle de punto de pata) soporta la placa de soporte 7 y lleva una parte grande del peso del vehículo (típicamente entre 60 y 90%), para prevenir una bajada demasiado fuerte de la placa de soporte 7 durante la carga con el vehículo.

10 En la proximidad de la placa de soporte 7 están previstos medios de detección 5, que detectan el movimiento de la placa de soporte 7 y suministran una señal X correspondiente a medios de cálculo 10, 11, medios de determinación de la masa del vehículo 16 y la unidad de control 15. En la unidad de control 15 se puede utilizar esta señal X para determinar que se ha alcanzado el número de revoluciones correcto para una resonancia del sistema oscilante.

15 Los medios de determinación de la masa del vehículo 16 calculan, cuando la excitación está desconectada, con la ayuda de la bajada s de la placa de soporte 7 durante el avance del vehículo y la constante de resorte efectiva F, la masa proporcional del vehículo  $m_4$ .

20 Los primeros medios de cálculo 10 determinan con la ayuda de la amplitud  $x_1$  de la placa de soporte 7 en el caso de resonancia ( $\omega = \omega_0$ ) y de la amplitud de la excitación r conocida la constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones 1 (fórmula 2), que se puede corregir, dado el caso, con una constante de amortiguación  $K_p$  calculada previamente del banco de pruebas.

25 Los segundos medios de cálculo 11 calculan a continuación la medida de la amortiguación de Lehr  $v$  para una oscilación de la estructura del vehículo sobre la base de la masa proporcional del vehículo  $m_4$  y la constante de amortiguación K del amortiguador de oscilaciones 1 (fórmula 3).

30 Con la ayuda de una comparación de la medida de la amortiguación  $v$  con un valor límite G predeterminado se evalúa por los medios de evaluación 17 la capacidad funcional del amortiguador de oscilaciones 1 y se genera una señal de ensayo binaria correspondiente, que con "0" indica que el amortiguador de oscilaciones 1 no cumple el criterio de ensayo, y con "1" indica que el amortiguador de oscilaciones de ensayo 1 ha superado la prueba.

35

40

45

50

55

60

65

**REIVINDICACIONES**

1. Procedimiento para la determinación de una medida de amortiguación para oscilaciones de vehículos, con las 5 etapas:

- Excitación de una rueda del vehículo (29, conectada con un amortiguador de oscilaciones (1) a evaluar y realización de una curva de la frecuencia para la determinación de la resonancia del banco de pruebas para calcular una constante de amortiguación  $K$  con la ayuda de la relación entre una amplitud  $r$  de la excitación y una amplitud  $x_1$  detectada del movimiento de la rueda del vehículo (2) o bien de la placa de soporte (7) en el caso de resonancia, y
- Cálculo de la medida de la amortiguación de Lehr  $\nu$  para la amortiguación de una oscilación de la carrocería del vehículo a través de un amortiguador de oscilaciones (1) con la ayuda de la constante de amortiguación  $K$  calculada del amortiguador de oscilaciones (1) y de una masa proporcional del vehículo  $m_4$ , que actúa sobre el amortiguador de oscilaciones (1) y de un valor predeterminado para la frecuencia de resonancia de una estructura de carrocería, de manera que la masa proporcional del vehículo se determina por una de las dos maneras siguientes:
- sobre la base de una medición de una desviación  $s$  de una placa de soporte (7), provocada por la carga con la rueda del vehículo (2), o
- sobre la base de la mitad de la carga admisible de la rueda.

2. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 1, en el que la rueda del vehículo (2) descansa sobre la placa de soporte (7) excitada periódicamente, se detecta un movimiento de la placa de soporte (7) y con la ayuda del movimiento detectado de la placa de soporte (7) se calcula el movimiento de la rueda del vehículo (2) excitada.

3. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 1 ó 2, en el que la excitación de la rueda del vehículo (2) se realiza a través de un elemento elástico (3), de manera que está previsto otro elemento elástico (6), y se calcula la constante de amortiguación  $K$  teniendo en cuenta la masa oscilante  $m$ , especialmente la masa  $m_1$  de la placa de soporte (7) y las constantes de resorte de los elementos elásticos 3 y 6.

4. Procedimiento de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 3, en el que se determinan frecuencias de resonancia  $\omega_A$  para oscilaciones de la estructura del vehículo para diferentes categorías de vehículos, se memorizan y se utilizan para el cálculo de la medida de la amortiguación de Lehr  $\nu$ .

5. Procedimiento de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 4 con una etapa de valuación para la evaluación de las propiedades de amortiguación del amortiguador de oscilaciones (1), en el que la medida de la amortiguación calculada se compara con un valor límite  $G$ .

6. Procedimiento de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 5, con una etapa para la corrección del valor calculado para la constante de amortiguación  $K$  teniendo en cuenta una amortiguación, con la que un dispositivo de ensayo amortigua oscilaciones de la placa de soporte (7).

7. Procedimiento de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores con una etapa para el cálculo de las constantes de amortiguación  $K_p$  del dispositivo de ensayo a través de la detección de los valores de la amplitud de la oscilación a atenuar de la placa de soporte (7) no cargada después de la terminación de la excitación, especialmente por medio del decrecimiento logarítmico de amplitudes reoscilación detectadas.

8. Dispositivo para la determinación de una medida de la amortiguación para oscilaciones de vehículos, con

- medios de excitación para la excitación de una rueda de vehículo (2) conectada con un amortiguador de oscilaciones (1) para la realización de una curva de la frecuencia para la determinación de la resonancia del banco de pruebas,
- medios de detección (5) para la detección del movimiento de la rueda excitada de vehículo (2),
- primeros medios de cálculo (10) para calcular una constante de amortiguación  $K$  del amortiguador de oscilaciones (1) con la ayuda de la amplitud  $x_1$  detectada del movimiento de la placa de soporte y de un movimiento de la rueda excitada del vehículo (2) o bien de la placa de soporte (7) en el caso de resonancia,
- segundos medios de cálculo (1) para calcular la medida de la amortiguación de Lehr  $\nu$  para la amortiguación de una oscilación de la carrocería del vehículo a través del amortiguador de oscilaciones (1) con la ayuda de la constante de amortiguación  $K$  calculada del amortiguador de oscilaciones (1), y de una masa proporcional del vehículo  $m_4$  y de un valor predeterminado para la frecuencia de resonancia de la estructura de la carrocería,

## ES 2 346 227 T3

en el que la masa proporcional del vehículo  $m_4$  se determina sobre una de las dos maneras siguientes:

- sobre la base de una desviación  $s$  de la placa de soporte (7), provocada por la carga con la rueda del vehículo (2), o
- 5 - sobre la base de la mitad de la carga admisible de la rueda.

9. Dispositivo de acuerdo con la reivindicación 8 con una placa de soporte (7), sobre la que se encuentra la rueda del vehículo, y con una unidad de accionamiento (4), que está conectada a través de un elemento elástico (3) con la 10 placa de soporte (7), en el que la placa de soporte (7) se puede excitar periódicamente con la unidad de accionamiento (4).

10. Dispositivo de acuerdo con una de las reivindicaciones 8 ó 9 con otro elemento elástico (6), en el que con los primeros medios de cálculo 8109 se pueden calcular la constante de amortiguación  $K$  teniendo en cuenta la masa 15 oscilante  $m$ , especialmente la masa  $m_1$  de la placa de soporte (7) y las constantes de resorte de los elementos elásticos (3 y 6).

11. Dispositivo de acuerdo con las reivindicaciones 8 a 10 con medios para la determinación de la masa del vehículo 20 (16) para calcular la mesa proporcional del vehículo  $m_4$ , con la que se carga la rueda (2) a través del peso del vehículo.

20 12. Dispositivo de acuerdo con las reivindicaciones 10 y 11, en el que la placa de soporte (7) está apoyada sobre el otro elemento elástico (6), y con los medios de determinación de la masa del vehículo (16) se puede calcular la masa proporcional del vehículo  $M_4$  teniendo en cuenta las constantes de resorte de los elementos elásticos (3 y 6).

25 13. Dispositivo de acuerdo con una de las reivindicaciones 8 a 12 con medios de evaluación (17) para la evaluación de las propiedades de amortiguación del amortiguador de oscilaciones (1) a través de la comparación de la medida de amortiguación calculada con al menos un valor límite  $G$ .

30 14. Dispositivo de acuerdo con una de las reivindicaciones 8 a 13, en el que los primeros medios de cálculo (10) presentan un dispositivo de corrección para corregir el valor calculado para la constante de amortiguación  $K$  del amortiguador de oscilaciones (1) con una amortiguación de oscilaciones  $K_p$  del dispositivo.

35

40

45

50

55

60

65

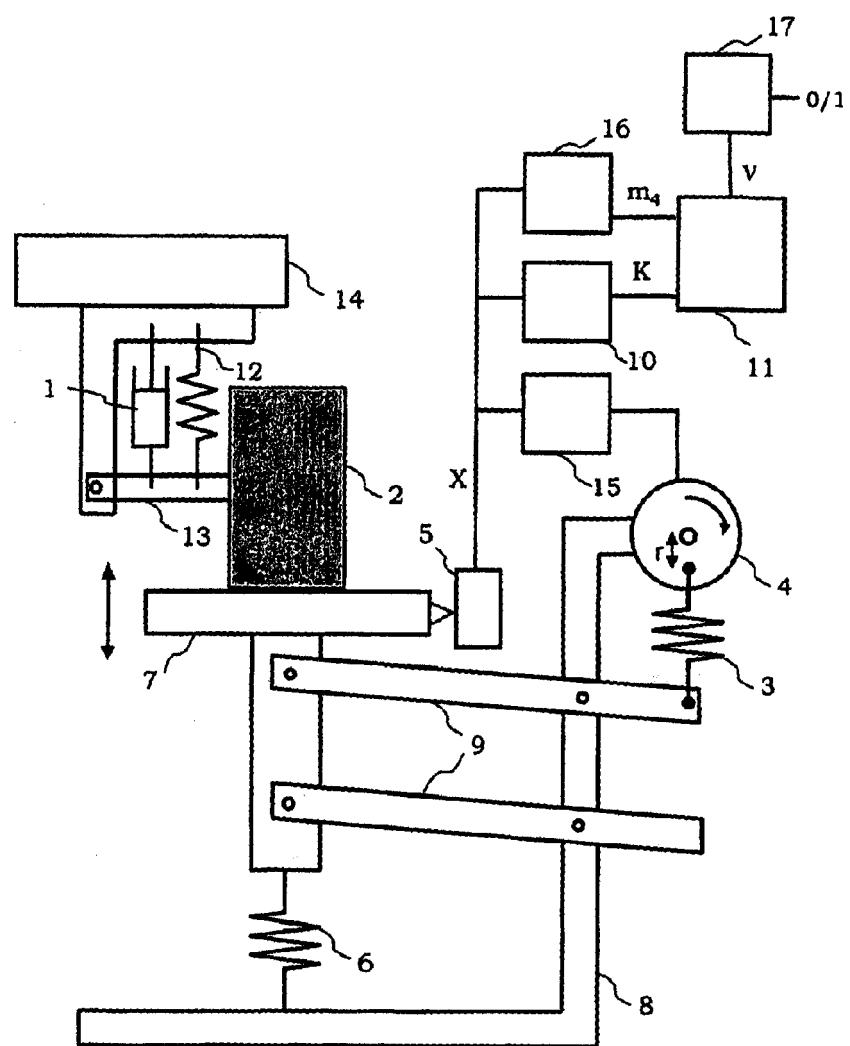


Fig. 1

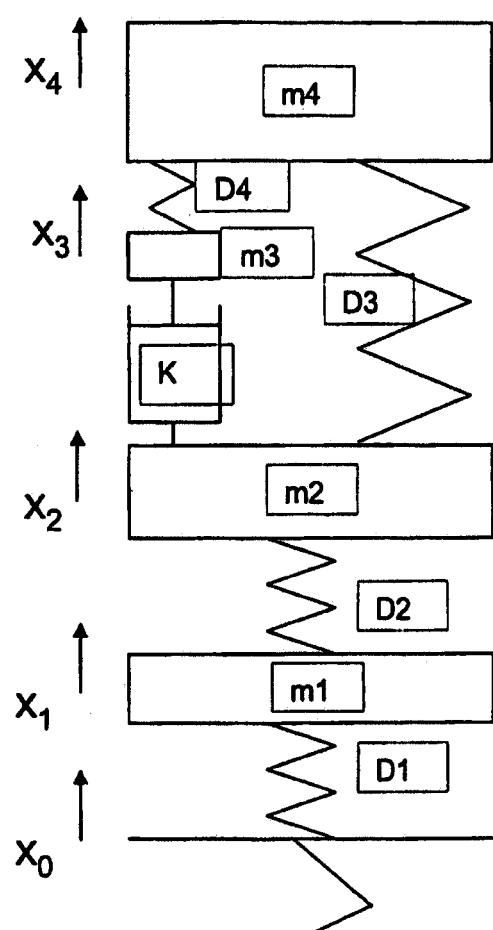


Fig. 2

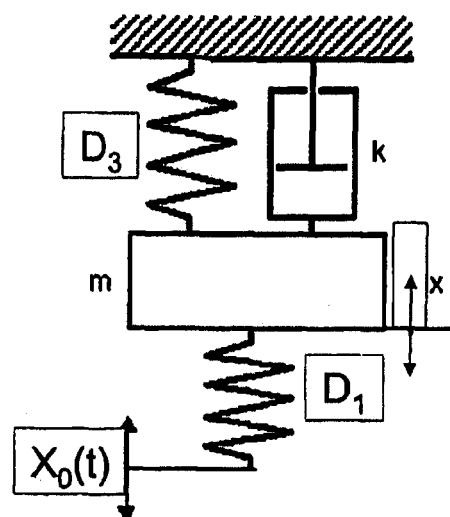


Fig. 3

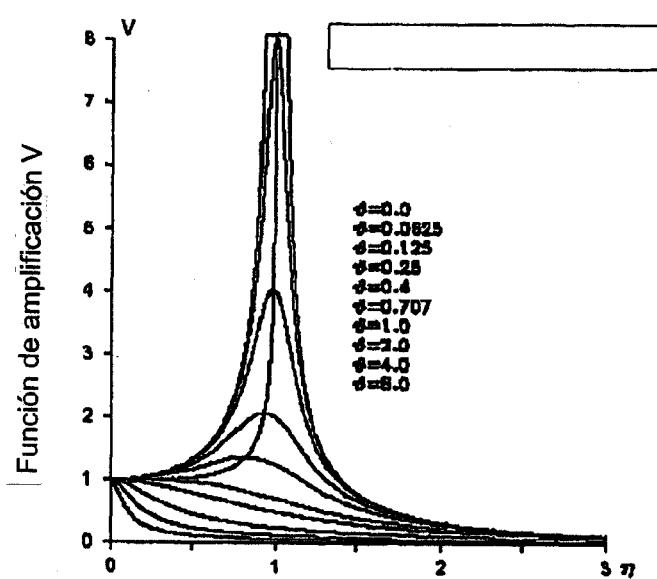


Fig. 4

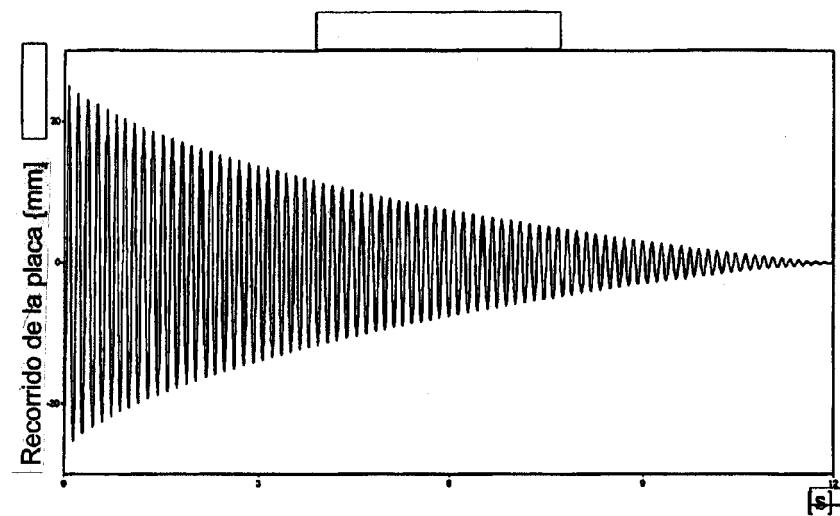


Fig. 5

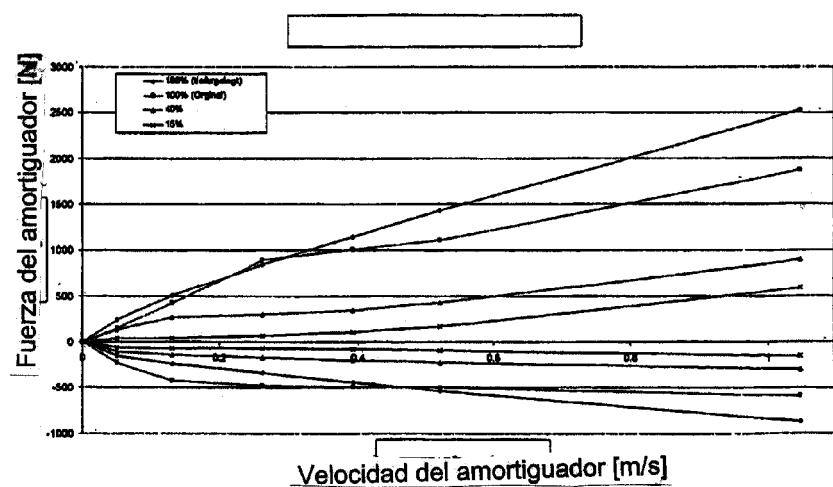


Fig. 6

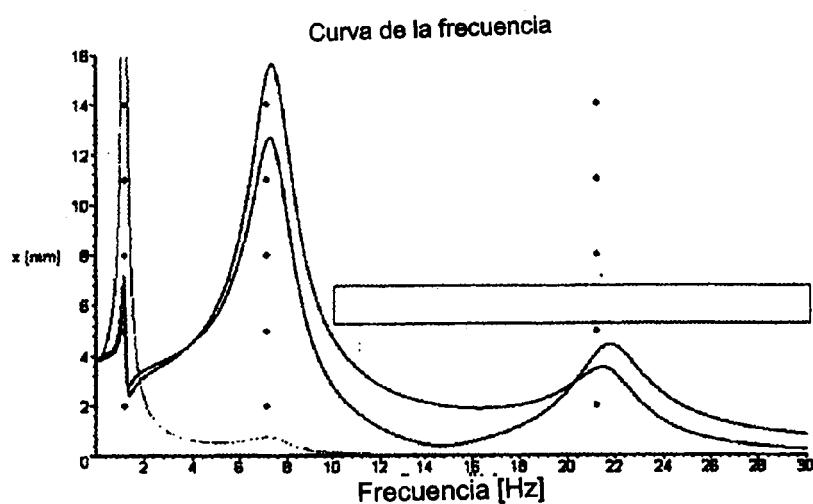


Fig. 7

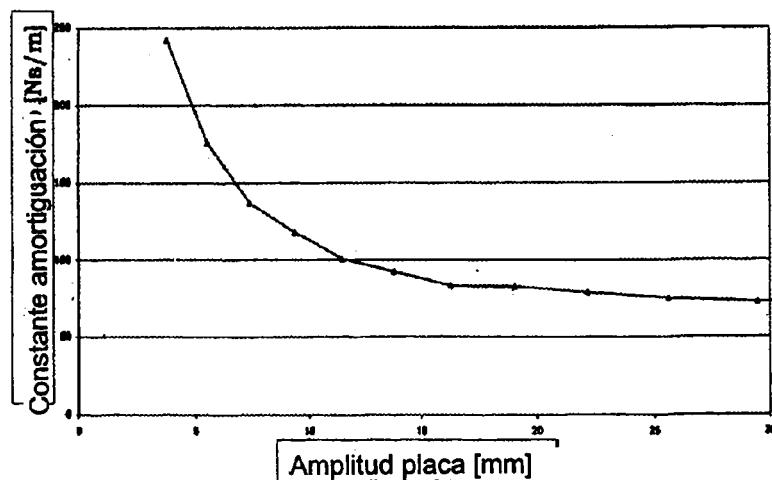


Fig. 8

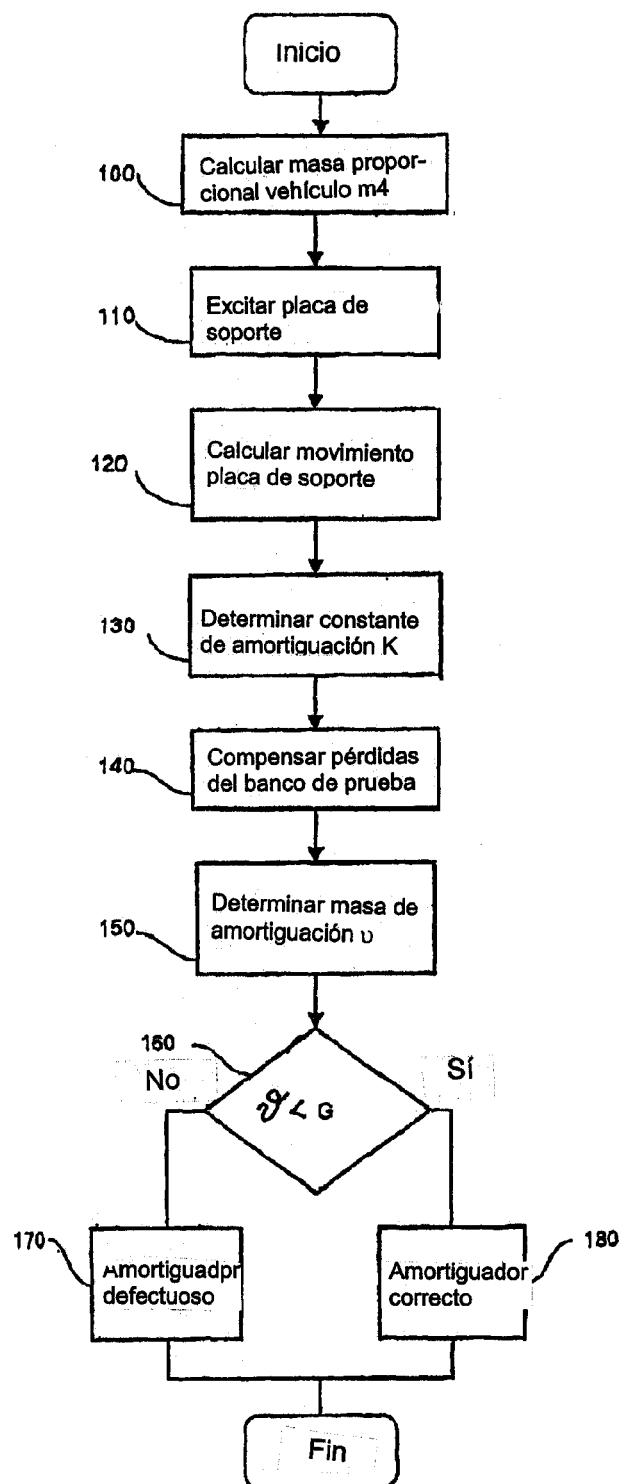


Fig. 9