

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 764 966**

51 Int. Cl.:

**B61F 5/24** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **09.03.2010 PCT/EP2010/052978**

87 Fecha y número de publicación internacional: **07.10.2010 WO10112306**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **09.03.2010 E 10707054 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **23.10.2019 EP 2414207**

54 Título: **Vehículo con compensación de balanceo**

30 Prioridad:

**30.03.2009 DE 102009014866**

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

**05.06.2020**

73 Titular/es:

**BOMBARDIER TRANSPORTATION GMBH  
(100.0%)  
Eichhornstraße 3  
10785 Berlin, DE**

72 Inventor/es:

**SCHNEIDER, RICHARD**

74 Agente/Representante:

**CARPINTERO LÓPEZ, Mario**

ES 2 764 966 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**

Vehículo con compensación de balanceo

5 La presente invención se refiere a un vehículo, en particular un vehículo ferroviario, con una caja de vehículo apoyada sobre un chasis mediante un dispositivo de resorte en dirección de un eje vertical de vehículo y con un dispositivo de compensación de balanceo acoplado a la caja de vehículo y al chasis, estando situado el dispositivo de compensación de balanceo en particular cinemáticamente en paralelo al dispositivo de resorte. El dispositivo de compensación de balanceo contrarresta durante la marcha en curva movimientos de balanceo de la caja de vehículo hacia el exterior de la curva alrededor de un eje de balanceo paralelo a un eje longitudinal de vehículo, estando configurado el dispositivo de compensación de balanceo a fin de aumentar el confort de inclinación para imponerle a la caja de vehículo en un primer intervalo de frecuencia y en una primera desviación transversal de la caja de vehículo en dirección de un eje transversal de vehículo un primer ángulo de balanceo alrededor del eje de balanceo, que corresponde a una curvatura actual de una sección de vía recorrida en ese momento. La presente invención se refiere también a un procedimiento correspondiente para ajustar un ángulo de balanceo de una caja de vehículo de un vehículo.

15 En vehículos ferroviarios, pero también en otros vehículos, la caja de vehículo está apoyada elásticamente, por lo general, respecto a las unidades de rueda, por ejemplo, pares de ruedas o juegos de ruedas, mediante una o varias etapas de suspensión. La aceleración centrífuga, que se produce durante la marcha en curva y actúa en transversal al movimiento de marcha y, por tanto, en transversal al eje longitudinal del vehículo, condiciona debido a la altura comparativamente grande del centro de gravedad de la caja de vehículo la tendencia de la caja de vehículo de inclinarse hacia el exterior de la curva respecto a las unidades de rueda y a realizar, por consiguiente, un movimiento de balanceo alrededor de un eje de balanceo paralelo al eje longitudinal del vehículo.

20 Tales movimientos de balanceo son contraproducentes, por una parte, para el confort de la marcha por encima de valores límite determinados. Por la otra parte, implican el peligro de incumplimiento del gálibo permisible y, en relación con la seguridad contra vuelco y, por tanto, la seguridad contra descarrilamiento, el peligro de descargas unilaterales de rueda, no permisibles. Para impedirlo se utilizan generalmente dispositivos de apoyo de balanceo en forma de llamados estabilizadores de balanceo. Su función es oponer una resistencia al movimiento de balanceo de la caja de vehículo con el fin de atenuarlo, pero sin impedir los movimientos de subida y bajada de la caja de vehículo respecto a las unidades de rueda.

25 Tales estabilizadores de balanceo son conocidos en distintas realizaciones con un funcionamiento hidráulico o puramente mecánico. A menudo se utiliza un árbol de torsión que se extiende en transversal a la dirección longitudinal del vehículo, como es conocido, por ejemplo, del documento EP1075407B1. En este árbol de torsión, a ambos lados del eje longitudinal del vehículo, están montadas palancas que se encuentran situadas de manera resistente al giro y se extienden en dirección longitudinal del vehículo. Dichas palancas están unidas a su vez a bielass o similares, dispuestas cinemáticamente en paralelo a los dispositivos de resorte del vehículo. Al comprimirse los dispositivos de resortes del vehículo, las palancas situadas en el árbol de torsión comienzan a girar mediante las bielass unidas a las mismas.

30 Si durante la marcha en curva se produce un movimiento de balanceo con diferentes recorridos de resorte de los dispositivos de resorte a ambos lados del vehículo, esto origina ángulos de giro diferentes de las palancas situadas en el árbol de torsión. Por consiguiente, el árbol de torsión se somete a un momento de torsión que es compensado por el árbol de torsión en dependencia de su rigidez a la torsión, en un ángulo de torsión determinado, mediante un momento antagónico resultante de su deformación elástica para impedir así otro movimiento de balanceo. En vehículos ferroviarios provistos de bogies, el dispositivo de apoyo de balanceo puede estar previsto también para la etapa de suspensión secundaria, es decir, puede actuar entre un bastidor de chasis y la caja de vehículo. Asimismo, el dispositivo de apoyo de balanceo se puede utilizar también en la etapa primaria, es decir, puede actuar entre las unidades de rueda y un bastidor de chasis o, al faltar una suspensión secundaria, una caja de vehículo.

35 45 Tales estabilizadores de balanceo se utilizan también en vehículos ferroviarios genéricos, conocidos, por ejemplo, del documento EP1190925A1. En el caso del vehículo ferroviario conocido de este documento, los extremos superiores de las dos bielass del estabilizador de balanceo (en un plano que discurre en transversal al eje longitudinal del vehículo) están desplazados hacia el centro del vehículo. Por consiguiente, al producirse una desviación en dirección transversal del vehículo (causada, por ejemplo, por la aceleración centrífuga durante la marcha en curva), la caja de vehículo se guía de tal modo que se contrarresta un movimiento de balanceo de la caja de vehículo hacia el exterior de la curva y se le impone un movimiento de balanceo dirigido hacia el interior de la curva.

40 Este movimiento de balanceo en sentido opuesto hacia el interior de la curva sirve, entre otros, para aumentar el llamado confort de inclinación para los pasajeros del vehículo. Por un alto confort de inclinación se entiende aquí usualmente el hecho de que los pasajeros experimenten durante la marcha en curva una aceleración transversal lo más pequeña posible en dirección transversal de su sistema de referencia que está definido generalmente por los componentes de la caja de vehículo (suelo, paredes, asientos, etc.). Debido a la inclinación de la caja de vehículo, resultante del movimiento de balanceo, hacia el interior de la curva, los pasajeros perciben (en dependencia del grado de inclinación) al menos una parte de la aceleración transversal, que actúa realmente en el sistema de referencia terrestre, sólo como una aceleración elevada en dirección del suelo del vehículo, que les resulta, por lo general, menos

molesta o incómoda.

5 Los valores máximos permisibles de la aceleración transversal, que actúa en el sistema de referencia de los pasajeros, (y los valores nominales resultantes finalmente para los ángulos de inclinación de la caja de vehículo) son predefinidos generalmente por los operadores de un vehículo ferroviario. Las normas nacionales e internacionales (por ejemplo, EN 12299) proporcionan también puntos de referencia en este sentido.

En el vehículo del documento EP1190925A1 es imposible implementar un sistema puramente pasivo, en el que los componentes de la suspensión y de los estabilizadores de balanceo están ajustados entre sí de tal modo que la inclinación deseada de la caja de vehículo se consigue sólo mediante la aceleración transversal que actúa durante la marcha en curva.

10 Para una solución pasiva de este tipo, el eje de balanceo o el centro instantáneo de rotación del movimiento de balanceo ha de estar situado, por una parte, comparativamente muy por encima del centro de gravedad de la caja de vehículo. Por la otra parte, la suspensión en dirección transversal se ha de diseñar de una manera comparativamente suave para conseguir las desviaciones deseadas sólo con la fuerza centrífuga activa. Tal suspensión suave transversalmente actúa también positivamente en el llamado confort de vibración en dirección transversal, porque los impactos en dirección transversal pueden ser absorbidos o amortiguados por la suspensión suave.

15 Sin embargo, estas soluciones pasivas tienen la desventaja de que debido a la suspensión suave transversalmente y al centro instantáneo de rotación elevado en el funcionamiento normal, pero también en situaciones no planificadas (por ejemplo, una parada imprevista del vehículo en una curva de gran peralte) se originan desviaciones transversales comparativamente grandes en dirección transversal que provocan que no se cumpla el gálibo predefinido usualmente o que (para impedirlo) se puedan implementar sólo cajas de vehículo comparativamente estrechas con una capacidad de transporte.

20 El problema de las grandes desviaciones para conseguir un ángulo de balanceo determinado se puede reducir mediante un desplazamiento del eje de balanceo o del centro instantáneo de rotación. Sin embargo, de este modo se pueden conseguir pasivamente sólo ángulos de balanceo aún más pequeños. El sistema se vuelve rígido entonces en dirección transversal, por lo que se han de esperar no sólo reducciones en el confort de inclinación, sino también reducciones en el confort de vibración.

25 En el vehículo del documento EP1190925A1, el movimiento de balanceo adaptado a la curvatura de la curva recorrida actualmente y a la velocidad actual de la marcha (y, por consiguiente, también a la aceleración transversal resultante actualmente de lo anterior) se puede ver influenciado y puede ser ajustado asimismo activamente por un accionamiento conectado entre la caja de vehículo y el bastidor del chasis. A partir de la curvatura actual de la vía y de la velocidad actual de la marcha se determina un valor nominal para el ángulo de balanceo de la caja de vehículo, que se utiliza a continuación para ajustar el ángulo de balanceo mediante el accionamiento.

30 Esta variante abre entonces la posibilidad de implementar sistemas más rígidos transversalmente con una desviación transversal menor. Sin embargo, tiene la desventaja de que el confort de inclinación se ve afectado por la rigidez transversal proporcionada por el accionamiento, de modo que, por ejemplo, los impactos transversales en el chasis (por ejemplo, al pasarse sobre agujas o zonas irregulares en la vía) se transmiten de una manera menos amortiguada a la caja de vehículo.

35 A fin de compensar al menos las desventajas relativas al confort de inclinación debido a una suspensión rígida transversalmente, en el documento WO90/03906A1 se propone para un sistema pasivo integrar una etapa de suspensión adicional, suave transversalmente y comparativamente corta, cinemáticamente en serie respecto al dispositivo de compensación de balanceo. Sin embargo, esta solución tiene la desventaja, por una parte, de aumentar el espacio constructivo requerido debido a los componentes adicionales. Por la otra parte, se mantienen también aquí los problemas relativos a las grandes desviaciones transversales o la capacidad de transporte reducida que se analizaron arriba.

40 Por tanto, la presente invención tiene el objetivo de poner a disposición un vehículo o un procedimiento del tipo mencionado al inicio que no presente o presente al menos en menor medida las desventajas mencionadas arriba y posibilite en particular de una manera simple y fiable un gran confort de viaje para los pasajeros con una alta capacidad de transporte del vehículo.

45 La presente invención consigue este objetivo, partiendo de un vehículo de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1, mediante las características indicadas en la parte caracterizadora de la reivindicación 1. Consigue también este objetivo, partiendo de un procedimiento de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 17, mediante las características indicadas en la parte caracterizadora de la reivindicación 17.

50 La presente invención se basa en el conocimiento técnico de que es posible de una manera simple y fiable un gran confort de viaje para los pasajeros con una alta capacidad de transporte del vehículo, si se selecciona una solución activa con un dispositivo de compensación de balanceo activo que impone a la caja de vehículo en un segundo intervalo de frecuencia, situado al menos parcialmente por encima del primer intervalo de frecuencia, una segunda desviación transversal (dado el caso, también un segundo ángulo de balanceo alrededor del eje de balanceo). De esta

manera, a la desviación transversal, que es el resultado del primer ángulo de balanceo y cuyo ajuste representa finalmente una adaptación casi estática del ángulo de balanceo y, por consiguiente, de la desviación transversal a la curvatura actual de la vía y la velocidad actual de la marcha, se puede superponer una segunda desviación transversal (dado el caso, también un segundo ángulo de balanceo), cuyo ajuste representa finalmente una adaptación dinámica a interferencias actuales transmitidas a la caja de vehículo.

Mientras que con ayuda del primer ángulo de balanceo y, por tanto, la primera desviación transversal en el primer intervalo de frecuencia se consigue un aumento del confort de inclinación, mediante la segunda desviación transversal (y, dado el caso, el segundo ángulo de balanceo) en el segundo intervalo de frecuencia (situado al menos parcialmente por encima del primer intervalo de frecuencia) se consigue ventajosamente un aumento del confort de vibración. El diseño del dispositivo de compensación de balanceo como sistema activo, al menos en el segundo intervalo de frecuencia, permite ventajosamente diseñar de una manera comparativamente rígida el apoyo de la caja de vehículo sobre el chasis en la dirección transversal del vehículo, en particular situar el eje de balanceo o el centro instantáneo de rotación de la caja de vehículo comparativamente cerca del centro de gravedad de la caja de vehículo, de modo que, por una parte, los ángulos de balanceo deseados van acompañados de desviaciones transversales comparativamente pequeñas y, por la otra parte, es posible un retroceso lo más pasivo posible de la caja de vehículo a una posición neutra en caso de fallar los componentes activos. Estas pequeñas desviaciones transversales en el funcionamiento normal, así como el retroceso pasivo en caso de un fallo posibilitan ventajosamente la implementación de cajas de vehículo particularmente anchas con una alta capacidad de transporte.

En este sentido se ha de señalar que las segundas desviaciones transversales, en dependencia del diseño y de la conexión del dispositivo de compensación de balanceo, no van acompañadas, dado el caso, forzosamente de un segundo ángulo de balanceo que corresponde a la cinemática (estática) del dispositivo de compensación de balanceo y está superpuesto al primer ángulo de balanceo en el segundo intervalo de frecuencia. Esto se debe a que, por ejemplo, en caso de una conexión elástica, comparativamente suave, del dispositivo de compensación de balanceo al chasis y/o a la caja de vehículo debido a las fuerzas de inercia en el segundo intervalo de frecuencia se produce en ciertos límites un desacoplamiento cinemático de los movimientos transversales de la caja de vehículo respecto al movimiento de balanceo predefinido por la cinemática del dispositivo de compensación de balanceo (para movimientos lentos, casi estáticos). Mientras más rígida es la conexión del dispositivo de compensación de balanceo al chasis y a la caja de vehículo y mientras más rígido está diseñado el dispositivo de compensación de balanceo, menos se produce este desacoplamiento. Por consiguiente, en un diseño con un acoplamiento rígido de un dispositivo de compensación de balanceo rígido en sí, se superpone finalmente al primer ángulo de balanceo un segundo ángulo de balanceo en el segundo intervalo de frecuencia.

Según un primer aspecto, la presente invención se refiere, por tanto, a un vehículo, en particular un vehículo ferroviario, con una caja de vehículo apoyada sobre un chasis mediante un dispositivo de resorte en dirección de un eje vertical de vehículo y con un dispositivo de compensación de balanceo acoplado a la caja de vehículo y al chasis. El dispositivo de compensación de balanceo puede estar situado en particular cinemáticamente en paralelo al dispositivo de resorte. El dispositivo de compensación de balanceo contrarresta durante la marcha en curva movimientos de balanceo de la caja de vehículo hacia el exterior de la curva alrededor de un eje de balanceo paralelo a un eje longitudinal del vehículo. A fin de aumentar el confort de inclinación, el dispositivo de compensación de balanceo está configurado para imponerle a la caja de vehículo en un primer intervalo de frecuencia y una primera desviación transversal de la caja de vehículo en dirección de un eje transversal de vehículo un primer ángulo de balanceo alrededor del eje de balanceo, que corresponde a una curvatura actual de una sección de vía recorrida en ese momento. A fin de aumentar el confort de vibración, el dispositivo de compensación de balanceo está configurado también para imponerle a la caja de vehículo en un segundo intervalo de frecuencia una segunda desviación transversal superpuesta a la primera desviación transversal, estando situado el segundo intervalo de frecuencia al menos parcialmente, en particular completamente, por encima del primer intervalo de frecuencia.

El dispositivo de compensación de balanceo puede estar configurado de modo que esté activo sólo en el segundo intervalo de frecuencia y, por consiguiente, ajuste activamente sólo la segunda desviación o, dado el caso, el segundo ángulo de balanceo, mientras que el ajuste del primer ángulo de balanceo se produce de una manera puramente pasiva mediante la aceleración transversal, que actúa en la caja de vehículo durante la marcha en curva, o la fuerza centrífuga resultante de lo anterior. No obstante, es posible asimismo implementar en ambos intervalos de frecuencia un ajuste al menos parcialmente activo del ángulo de balanceo o de la desviación transversal mediante el dispositivo de compensación de balanceo, apoyado, dado el caso, por la fuerza centrífuga. Por último, puede estar previsto también implementar de manera exclusivamente activa el ajuste del ángulo de balanceo o de la desviación transversal mediante el dispositivo de compensación de balanceo. Esto ocurre cuando el eje de balanceo o el centro instantáneo de rotación de la caja de vehículo está situado en o cerca del centro de gravedad de la caja de vehículo, de modo que la fuerza centrífuga no puede contribuir (o al menos no significativamente) a la generación del movimiento de balanceo o de la desviación transversal.

El dispositivo de compensación de balanceo puede estar diseñado en principio de cualquier manera adecuada. El dispositivo de compensación de balanceo comprende preferentemente un dispositivo de accionamiento con al menos una unidad de accionamiento que se controla mediante un dispositivo de control y cuya fuerza de accionamiento proporciona una parte de la fuerza para el ajuste del ángulo de balanceo o de la desviación transversal en la caja de vehículo. Con un ajuste al menos parcialmente activo del ángulo de balanceo o de la desviación transversal en el

primer intervalo de frecuencia, el dispositivo de accionamiento está configurado para contribuir al menos en gran parte a la generación del primer ángulo de balanceo en el primer intervalo de frecuencia, en particular para generar esencialmente el primer ángulo de balanceo o la primera desviación transversal.

5 En el caso del primer intervalo de frecuencia se trata preferentemente del intervalo de frecuencia, en el que se producen movimientos de balanceo casi estáticos que corresponden a la curvatura actual de la curva recorrida y a la velocidad actual de la marcha. Este intervalo de frecuencia puede variar en dependencia de los requerimientos de la red y/o del operador del vehículo (por ejemplo, debido a la utilización del vehículo en el transporte de cercanías, el transporte de largo recorrido, en particular el transporte de alta velocidad, etc.). El primer intervalo de frecuencia se extiende preferentemente de 0 Hz a 2 Hz, preferentemente de 0,5 Hz a 1,0 Hz. Lo mismo se aplica para el ancho de banda del segundo intervalo de frecuencia, el cual está adaptado naturalmente a las interferencias dinámicas (dado el caso, periódicos, usualmente más bien singulares o dispersas estadísticamente) que se han de esperar durante el funcionamiento del vehículo y que son percibidas y consideradas molestas por los pasajeros. Por tanto, el segundo intervalo de frecuencia se extiende preferentemente de 0,5 Hz a 15 Hz, preferentemente de 1,0 Hz a 6,0 Hz.

15 En principio puede estar previsto que el ajuste activo (realizado al menos en el segundo intervalo de frecuencia) del ángulo de balanceo o de la desviación transversal mediante el dispositivo de compensación de balanceo tenga lugar exclusivamente durante la marcha en curva en la vía curvada y que, por consiguiente, el dispositivo de compensación de balanceo esté activo sólo en tal situación de marcha. Sin embargo, está previsto preferentemente que el dispositivo de compensación de balanceo esté activo también durante la marcha en línea recta, por lo que el confort de inclinación se garantiza ventajosamente también en estas situaciones de marcha.

20 En variantes preferidas del vehículo según la invención se implementa mediante el dispositivo de compensación de balanceo una limitación de las desviaciones transversales de la caja de vehículo (o sea, las desviaciones en la dirección transversal del vehículo) respecto a una posición neutra de la caja de vehículo. La posición neutra está definida por la posición de la caja de vehículo que asume al estar detenido el vehículo en una vía plana y recta. De esta manera es posible ventajosamente implementar cajas de vehículo particularmente anchas con una capacidad de transporte alta, que están adaptadas al gálibo predefinido por el operador del vehículo ferroviario. La limitación de las desviaciones transversales puede estar implementada mediante cualquier componente adecuado del dispositivo de compensación de balanceo. Preferentemente, un dispositivo de accionamiento del dispositivo de compensación de balanceo proporciona la limitación de las desviaciones transversales, porque esto permite implementar un diseño particularmente compacto que ahorra espacio.

30 Como se mencionó, la limitación de las desviaciones transversales se puede adaptar al gálibo predefinido por el operador del vehículo. Diseños particularmente ventajosos se obtienen cuando el dispositivo de compensación de balanceo, en particular un dispositivo de accionamiento del dispositivo de compensación de balanceo, está configurado de tal modo que una primera desviación transversal máxima de la caja de vehículo desde la posición neutra, que se produce en la dirección transversal del vehículo durante la marcha en curva hacia el exterior de la curva, está limitada entre 80 mm y 150 mm, preferentemente entre 100 mm y 120 mm. Mientras que la limitación de las desviaciones transversales en vehículos con chasis, dispuestos centralmente por debajo de las cajas de vehículo (en dirección longitudinal del vehículo), tiene una importancia especial en relación con el cumplimiento del gálibo predefinido, en vehículos con chasis dispuestos en la zona extrema de las cajas de vehículo resulta de particular interés limitar de manera correspondiente las desviaciones transversales hacia el interior de la curva. Por tanto, una segunda desviación transversal máxima de la caja de vehículo desde la posición neutra, producida en la dirección transversal del vehículo durante la marcha en curva hacia el interior de la curva, está limitada adicional o alternativamente entre 0 mm y 40 mm, preferentemente a 20 mm. Es evidente que en ciertas variantes de la invención puede estar previsto también que una segunda desviación transversal máxima de la caja de vehículo desde la posición neutra, producida durante la marcha en curva hacia el interior de la curva, presente también un valor negativo, por ejemplo, -20 mm. En este caso, la caja de vehículo se desvía también en el lado interior de la curva hacia el exterior de la curva para poder cumplir, por ejemplo, un gálibo predefinido con cajas de vehículo particularmente anchas.

50 Como ya se mencionó, la limitación de las desviaciones transversales puede estar implementada preferentemente mediante un dispositivo de accionamiento del dispositivo de compensación de balanceo. Se ha previsto preferentemente que el dispositivo de accionamiento esté configurado para actuar como un dispositivo de tope extremo para definir al menos un tope extremo para el movimiento de balanceo de la caja de vehículo. A tal efecto puede estar previsto un tope (por ejemplo, un tope mecánico simple) definido por el diseño del dispositivo de accionamiento. El dispositivo de accionamiento está configurado preferentemente para definir de manera variable la posición del al menos un tope extremo para el movimiento de balanceo de la caja de vehículo. En otras palabras, puede estar previsto que tal tope se pueda definir libremente mediante un bloqueo activo del dispositivo de accionamiento (por ejemplo, un suministro de energía correspondiente al dispositivo de accionamiento) y/o mediante un bloqueo pasivo del dispositivo de accionamiento (por ejemplo, una desactivación de un dispositivo de accionamiento diseñado de manera autobloqueante) en un punto cualquiera del recorrido de ajuste del dispositivo de accionamiento.

60 El dispositivo de accionamiento del dispositivo de compensación de balanceo puede estar diseñado en principio de una manera adecuada cualquiera. Está previsto preferentemente que el dispositivo de accionamiento, al estar inactivo, oponga como máximo una pequeña resistencia, en particular esencialmente ninguna resistencia, a un movimiento de balanceo de la caja de vehículo. Por consiguiente, el dispositivo de accionamiento no está diseñado entonces

preferentemente de manera autobloqueante, por lo que en caso de fallar el dispositivo de accionamiento se garantiza, entre otros, un retroceso de la caja de vehículo a su posición neutra.

5 En variantes preferidas del vehículo según la invención, el dispositivo de compensación de balanceo está diseñado de modo que incluso al fallar los componentes activos del dispositivo de compensación de balanceo es posible aún un funcionamiento de emergencia del vehículo con características de confort, dado el caso, afectadas (en particular respecto al confort de inclinación y/o al confort de vibración), pero con el cumplimiento del gálibo predefinido.

10 Por tanto, está previsto preferentemente que el dispositivo de resorte ejerza un momento de retroceso alrededor del eje de balanceo sobre la caja de vehículo al estar inactivo un dispositivo de accionamiento del dispositivo de compensación de balanceo, estando dimensionado el momento de retroceso en caso de un dispositivo de accionamiento inactivo de tal modo que una desviación transversal de la caja de vehículo desde la posición neutra es menor que 10 mm a 40 mm, preferentemente menor que 20 mm, bajo una carga nominal de la caja de vehículo y para un vehículo detenido en un peralte máximo permisible. En otras palabras, el dispositivo de resorte (en particular su rigidez en dirección transversal del vehículo) está configurado preferentemente de tal modo que un vehículo, que por cualquier razón (por ejemplo, debido a una avería en el vehículo o la vía) se detiene en un punto desfavorable, cumple como siempre el gálibo predefinido.

15 Adicional o alternativamente puede estar previsto que el momento de retroceso, con el dispositivo de accionamiento inactivo, esté dimensionado de modo que una desviación transversal de la caja de vehículo desde la posición neutra sea menor que 40 mm a 80 mm, preferentemente menor que 60 mm, bajo una carga nominal de la caja de vehículo y con una aceleración transversal máxima permisible del vehículo que actúa en dirección de un eje transversal del vehículo. En otras palabras, el dispositivo de resorte (en particular su rigidez en dirección transversal del vehículo) está diseñado preferentemente de tal modo que un vehículo cumple como siempre el gálibo predefinido en un modo de emergencia al fallar el dispositivo de accionamiento durante la marcha a una velocidad de marcha normal.

20 La rigidez, en particular la rigidez transversal en dirección transversal del vehículo, del apoyo de la caja de vehículo sobre el chasis puede presentar cualquier característica adecuada en dependencia de la desviación transversal. Así, por ejemplo, puede estar prevista una trayectoria lineal e incluso progresiva de la rigidez transversal en dependencia de la desviación transversal. Sin embargo, está prevista preferentemente una trayectoria decreciente, por lo que a una desviación transversal inicial de la caja de vehículo desde la posición neutra se opone una resistencia comparativamente alta, pero la resistencia disminuye con el incremento de la desviación. Esto resulta ventajoso en relación con el ajuste dinámico del segundo ángulo de balanceo en el segundo intervalo de frecuencia durante la marcha en curva, porque el dispositivo de compensación de balanceo ha de proporcionar fuerzas menores para estas desviaciones dinámicas en el segundo intervalo de frecuencia.

25 Por tanto, está previsto preferentemente que el dispositivo de resorte defina una curva característica de retroceso, representando la curva característica de retroceso la dependencia del momento de retroceso respecto a la desviación del ángulo de balanceo y presentando la curva característica de retroceso una trayectoria decreciente. La trayectoria de la curva característica de retroceso puede estar adaptada en principio de cualquier manera adecuada a la presente aplicación. La curva característica de retroceso presenta en un primer intervalo de ángulo de balanceo o un primer intervalo de desviación transversal una primera inclinación y en un segundo intervalo de ángulo de balanceo o un segundo intervalo de desviación transversal, situado por encima del primer intervalo de ángulo de balanceo o del primer intervalo de desviación transversal, una segunda inclinación que es inferior a la primera inclinación, estando situada la relación de la segunda inclinación respecto a la primera inclinación en particular en el intervalo de 0 a 1, preferentemente en el intervalo de 0 a 0,5. Los dos intervalos de ángulo de balanceo o los dos intervalos de desviación transversal se pueden seleccionar de una manera adecuada cualquiera. El primer intervalo de desviación transversal se extiende preferentemente de 0 mm a 60 mm, preferentemente de 0 mm a 40 mm, y el segundo intervalo de desviación transversal se extiende en particular de 20 mm a 120 mm, preferentemente de 40 mm a 100 mm. Los intervalos de ángulo de balanceo corresponden a los intervalos de desviación transversal en dependencia de la cinemática predefinida.

30 En este sentido se entiende que la determinación de la característica del dispositivo de resorte se basa mayormente en las desviaciones transversales que se deben conseguir aún en caso de fallar los componentes activos. La primera inclinación define, por lo general, el recorrido transversal restante al fallar un componente activo, mientras que la segunda inclinación determina las fuerzas de accionamiento para desviaciones mayores y se ha seleccionado en lo posible de modo que tales fuerzas de accionamiento se pueden mantener bajas en presencia de desviaciones más grandes. Por tanto, la segunda inclinación se mantiene preferentemente lo más cerca posible del valor cero. Dado el caso, se pueden permitir o pueden estar previstos incluso valores negativos para la segunda inclinación.

35 Para conseguir el retroceso descrito de la caja de vehículo a su posición neutra, el apoyo de la caja de vehículo sobre el chasis puede presentar una rigidez adecuada cualquiera. En este sentido puede estar prevista una rigidez independiente esencialmente de la desviación transversal. No obstante, puede estar previsto preferentemente que el dispositivo de resorte presente una rigidez transversal en dirección de un eje transversal de vehículo, que depende de una desviación transversal de la caja de vehículo en dirección del eje transversal del vehículo desde la posición neutra, de modo que para desviaciones próximas a la posición neutra predomina otra rigidez (por ejemplo, una rigidez mayor) que en la zona de las desviaciones más grandes. De esta manera se pueden conseguir nuevamente las ventajas,

descritas arriba, en relación con el ajuste dinámico del segundo ángulo de balanceo durante la marcha en curva.

El dispositivo de resorte presenta preferentemente en un primer intervalo de desviación transversal una primera rigidez transversal, mientras que en un segundo intervalo de desviación transversal, situado por encima del primer intervalo de desviación transversal, presenta una segunda rigidez transversal que es inferior a la primera rigidez transversal.

5 En este contexto se entiende que la rigidez transversal puede variar dentro del intervalo de desviación transversal respectivo. Además, la trayectoria de la rigidez transversal puede estar adaptada en principio de una manera adecuada cualquiera a la presente aplicación en dependencia de la desviación transversal.

La primera rigidez transversal está situada preferentemente en el intervalo de 100 N/mm a 800 N/mm, más preferentemente en el intervalo de 300 N/mm a 500 N/mm, mientras que la segunda rigidez transversal está situada preferentemente en el intervalo de 0 N/mm a 300 N/mm, más preferentemente en el intervalo de 0 N/mm a 100 N/mm.

10 Los dos intervalos de desviación transversal se pueden seleccionar asimismo de una manera adecuada cualquiera, adaptada a la aplicación respectiva. El primer intervalo de desviación transversal se extiende preferentemente de 0 mm a 60 mm, preferentemente de 0 mm a 40 mm, mientras que el segundo intervalo de desviación transversal se extiende preferentemente de 20 mm a 120 mm, más preferentemente de 40 mm a 100 mm. De este modo se pueden

15 conseguir diseños particularmente favorables respecto a una limitación de la desviación máxima de la caja de vehículo con un consumo de energía lo más bajo posible.

El comportamiento ventajoso, descrito arriba, del vehículo en caso de fallar uno o varios de los componentes activos del dispositivo de compensación de balanceo se puede implementar preferentemente mediante un diseño correspondiente del dispositivo de resorte, en particular de su rigidez transversal.

20 Por tanto, para un comportamiento favorable en tal funcionamiento de emergencia del vehículo está previsto preferentemente que el dispositivo de resorte presente una rigidez transversal en dirección de un eje transversal del vehículo, estando dimensionada la rigidez transversal del dispositivo de resorte de tal modo que al estar inactivo un dispositivo de accionamiento del dispositivo de compensación de balanceo durante la marcha en curva con una aceleración transversal máxima permisible del vehículo, que actúa en dirección de un eje transversal del vehículo, una

25 primera desviación transversal máxima de la caja de vehículo desde la posición neutra en una dirección transversal del vehículo hacia el exterior de la curva está limitada entre 40 mm y 120 mm, preferentemente entre 60 mm y 80 mm. Adicional o alternativamente está previsto que una segunda desviación transversal máxima de la caja de vehículo desde la posición neutra, que se produce en una dirección transversal del vehículo hacia el interior de la curva, está limitada entre 0 mm y 60 mm, preferentemente entre 20 mm y 40 mm. Los intervalos de ángulo de balanceo

30 corresponden entonces nuevamente a los intervalos de desviación transversal anteriores en dependencia de la cinemática predefinida.

Adicional o alternativamente puede estar previsto también (respecto a un comportamiento favorable con el vehículo estacionado) que la rigidez transversal del dispositivo de resorte esté dimensionada de modo que, en caso de estar inactivo un dispositivo de accionamiento del dispositivo de compensación de balanceo, una desviación transversal (y, por tanto, una desviación del ángulo de balanceo correspondiente) de la caja de vehículo desde la posición neutra sea menor que 10 mm a 40 mm, preferentemente menor que 20 mm, bajo una carga nominal y para un vehículo estacionado en un peralte máximo permisible.

35

Los componentes activos del dispositivo de compensación de balanceo pueden estar diseñados en principio de una manera adecuada cualquiera. Con preferencia está previsto (como ya se mencionó) al menos un dispositivo de accionamiento que está conectado entre la caja de vehículo y el chasis y ajusta el ángulo de balanceo en el segundo intervalo de frecuencia. Debido a su diseño particularmente simple y robusto se utilizan preferentemente accionamientos lineales, en los que el recorrido y/o las fuerzas de accionamiento están limitados preferentemente de una manera adecuada para cumplir los requerimientos relativos a la dinámica del ajuste de la desviación transversal o del ángulo de balanceo en el segundo intervalo de frecuencia con resultados satisfactorios.

40

En variantes del vehículo según la invención con características dinámicas particularmente favorables, el dispositivo de compensación de balanceo está configurado de tal modo que un dispositivo de accionamiento del dispositivo de compensación de balanceo en el primer intervalo de frecuencia desde la posición neutra presenta una desviación máxima de 60 mm a 110 mm, preferentemente 70 mm a 85 mm, mientras que en el segundo intervalo de frecuencia desde una posición inicial presenta adicional o alternativamente una desviación máxima de 10 mm a 30 mm,

50 preferentemente 10 mm a 20 mm. En relación con la fuerza de accionamiento máxima puede estar previsto también que el dispositivo de accionamiento en el primer intervalo de frecuencia ejerza una fuerza de accionamiento máxima de 10 kN a 40 kN, preferentemente 15 kN a 30 kN, mientras que en el segundo intervalo de frecuencia ejerce una fuerza de accionamiento máxima de 5 kN a 35 kN, preferentemente 5 kN a 20 kN.

En variantes preferidas del vehículo según la invención, la distancia (existente en la posición neutra de la caja de vehículo) del eje de balanceo de la caja de vehículo respecto al centro de gravedad de la caja de vehículo en dirección del eje vertical del vehículo está adaptada a la aplicación respectiva. El centro de gravedad de la caja de vehículo presenta entonces, por lo general, una primera altura (H1) por encima de la vía (usualmente por encima de canto superior del carril SOK), mientras que el eje de balanceo en la posición neutra en dirección del eje vertical del vehículo presenta una segunda altura (H2) por encima de la vía. La relación de la diferencia de la segunda altura y la primera

55

altura (H2-H1) respecto a la primera altura (H1) asciende a 2,2 como máximo, preferentemente 1,3 como máximo, más preferentemente 0,8 a 1,3. En particular, la diferencia de la segunda altura y la primera altura (H2-H1) puede ser de 1,5 m a 4,5 m aproximadamente, con preferencia 1,8 m aproximadamente. De este modo se pueden implementar diseños que son particularmente favorables respecto a la limitación, mencionada arriba, de las desviaciones transversales y, por tanto, a la viabilidad de las cajas de vehículo anchas con una alta capacidad de transporte.

El dispositivo de compensación de balanceo puede estar diseñado en principio de una manera adecuada cualquiera para implementar el ajuste del ángulo de balanceo de la caja de vehículo en ambos intervalos de frecuencia. En variantes del vehículo, según la invención, con un diseño particularmente simple está previsto al respecto que el dispositivo de compensación de balanceo comprenda un dispositivo de apoyo de balanceo situado cinemáticamente en paralelo al dispositivo de resorte y configurado para contrarrestar movimientos de balanceo de la caja de vehículo alrededor del eje de balanceo durante la marcha en línea recta. Este tipo de dispositivos de compensación de balanceo es bastante conocido, por lo que no se analiza aquí en detalle. Estos se pueden basar en diferentes principios de actuación. Así, por ejemplo, se pueden basar en un principio de actuación puramente mecánico. No obstante, son posibles también soluciones fluidicas (por ejemplo, hidráulicas), soluciones electromecánicas o cualquier combinación de todos estos principios de actuación.

En una variante con un diseño particularmente simple, el dispositivo de apoyo de balanceo comprende dos bielas conectadas por uno de sus extremos respectivamente de manera articulada a la caja de vehículo y por su otro extremo respectivamente de manera articulada a extremos opuestos de un elemento de torsión montado en el chasis, como se describió al inicio.

Adicional o alternativamente, el dispositivo de compensación de balanceo puede comprender también un dispositivo de guía situado cinemáticamente en serie respecto al dispositivo de resorte. El dispositivo de guía comprende un elemento de guía dispuesto entre el chasis y la caja de vehículo y está configurado para definir en caso de movimientos de balanceo de la caja de vehículo un movimiento del elemento de guía respecto a la caja de vehículo o al chasis. El dispositivo de guía puede estar diseñado a su vez de una manera adecuada cualquiera para realizar el guiado descrito. Así, por ejemplo, puede estar implementado por deslizamiento y/o rodadura del elemento de guía en una guía.

En variantes robustas del vehículo según la invención con un diseño particularmente simple, el dispositivo de guía comprende en particular al menos un dispositivo de resorte por capas. El dispositivo de resorte por capas puede estar implementado como resorte de capa de goma simple, cuyas capas están dispuestas de manera inclinada respecto al eje vertical del vehículo y al eje transversal del vehículo, de modo que definen el eje de balanceo de la caja de vehículo.

En este punto habría que señalar que el diseño del dispositivo de compensación de balanceo con tal dispositivo de resorte por capas para definir el eje de balanceo de la caja de vehículo representa una idea de la invención patentable individualmente que es independiente en particular del ajuste, descrito antes, del ángulo de balanceo en el primer intervalo de frecuencia y el segundo intervalo de frecuencia.

La presente invención se puede utilizar en combinación con cualquier diseño del apoyo de la caja de vehículo sobre el chasis. Así, por ejemplo, se puede utilizar en combinación con una suspensión de etapa simple que apoya la caja de vehículo directamente sobre una unidad de rueda. De una manera particularmente ventajosa se puede utilizar en combinación con suspensiones de dos etapas. Por consiguiente, el chasis comprende preferentemente un bastidor de chasis y al menos una unidad de rueda, mientras que el dispositivo de resorte presenta una suspensión primaria y una suspensión secundaria. El bastidor de chasis está apoyado mediante la suspensión primaria sobre la unidad de rueda, mientras que la caja de vehículo está apoyada sobre el bastidor de chasis mediante la suspensión secundaria, diseñada en particular como suspensión neumática. El dispositivo de compensación de balanceo está situado con preferencia cinemáticamente en paralelo a la suspensión secundaria entre el bastidor de chasis y la caja de vehículo. Esto posibilita una integración en una gran parte de los vehículos utilizados normalmente.

La rigidez del dispositivo de resorte, en particular su rigidez transversal, puede estar definida, dado el caso, solamente por la suspensión primaria y la suspensión secundaria. El dispositivo de resorte comprende preferentemente un dispositivo de resorte transversal que sirve ventajosamente para adaptar u optimizar la rigidez transversal del dispositivo de resorte para la aplicación respectiva. Esto simplifica considerablemente el diseño del dispositivo de resorte a pesar de la fácil optimización de la rigidez transversal. El dispositivo de resorte transversal puede estar conectado, por una parte, al bastidor de chasis y, por la otra parte, a la caja de vehículo. Adicional o alternativamente, el dispositivo de resorte transversal puede estar conectado también, por una parte, al bastidor de chasis o a la caja de vehículo y, por la otra parte, puede estar conectado al dispositivo de compensación de balanceo.

El dispositivo de resorte transversal está configurado preferentemente para aumentar la rigidez del dispositivo de resorte en dirección del eje transversal del vehículo. Éste puede presentar cualquier característica adaptada a la aplicación respectiva. El dispositivo de resorte transversal presenta preferentemente una característica de rigidez decreciente con el fin de conseguir en general una característica de rigidez decreciente del dispositivo de resorte.

En realizaciones preferidas del vehículo, según la invención, está previsto también que el dispositivo de resorte presente un dispositivo de resorte de emergencia situado en el centro del chasis para posibilitar un funcionamiento de emergencia del vehículo incluso al fallar los componentes portantes del dispositivo de resorte. El dispositivo de resorte



de emergencia puede estar diseñado en principio de una manera adecuada cualquiera. El dispositivo de resorte de emergencia está configurado preferentemente de tal modo que apoya el efecto de compensación del dispositivo de compensación de balanceo. A tal efecto, el dispositivo de resorte de emergencia puede comprender una guía de deslizamiento y/o rodadura que sigue el movimiento de compensación.

5 La presente invención se refiere también a un procedimiento para ajustar un ángulo de balanceo de una caja de vehículo, apoyada sobre un chasis mediante un dispositivo de resorte en dirección de un eje vertical del vehículo, de un vehículo, en particular un vehículo ferroviario, alrededor de un eje de balanceo paralelo a un eje longitudinal de vehículo del vehículo, en el que el ángulo de balanceo se ajusta activamente. Durante la marcha en curva se contrarrestan movimientos de balanceo de la caja de vehículo hacia el exterior de la curva alrededor de un eje de balanceo paralelo a un eje longitudinal del vehículo, imponiéndose a la caja de vehículo para el aumento del confort de inclinación en un primer intervalo de frecuencia bajo una primera desviación transversal de la caja de vehículo en dirección de un eje transversal del vehículo un primer ángulo de balanceo alrededor del eje de balanceo, que corresponde a una curvatura actual de una sección de vía recorrida en ese momento. A fin de aumentar el confort de vibración, a la caja de vehículo se impone en un segundo intervalo de frecuencia una segunda desviación transversal superpuesta a la primera desviación transversal, estando situado el segundo intervalo de frecuencia al menos parcialmente, en particular completamente, por encima del primer intervalo de frecuencia. De este modo, las variantes y ventajas descritas arriba en relación con el vehículo según la invención se pueden conseguir en la misma medida, por lo que en este sentido se remite a las explicaciones anteriores.

20 Otras configuraciones preferidas de la invención se derivan de las reivindicaciones secundarias o la descripción siguiente de ejemplos de realización preferidos que se refieren a los dibujos adjuntos. Muestran:

- Figura 1 una vista esquemática en corte de una forma de realización preferida del vehículo, según la invención, en posición neutra (a lo largo de la línea I-I de la figura 3);
- Figura 2 una vista esquemática en corte del vehículo de la figura 1 durante la marcha en curva;
- Figura 3 una vista lateral esquemática del vehículo de la figura 1;
- 25 Figura 4 una vista esquemática en perspectiva de una parte del vehículo de la figura 1;
- Figura 5 una característica de fuerza transversal-recorrido del dispositivo de resorte del vehículo de la figura 1;
- Figura 6 una vista esquemática en corte de otra forma de realización preferida del vehículo, según la invención, en posición neutra; y
- Figura 7 una vista esquemática en corte de otra forma de realización preferida del vehículo, según la invención, en posición neutra.

**Primer ejemplo de realización**

Con referencia a las figuras 1 a 5 se describe a continuación un primer ejemplo de realización preferido del vehículo, según la invención, en forma de un vehículo ferroviario 101 que presenta un eje longitudinal de vehículo 101.1.

35 La figura 1 muestra una vista esquemática en corte del vehículo 101 en un plano de corte perpendicular al eje longitudinal de vehículo 101.1. El vehículo 101 comprende una caja de vehículo 102 apoyada en la zona de sus dos extremos respectivamente sobre un chasis en forma de un bogie 104 mediante un dispositivo de resorte 103. Es evidente, sin embargo, que la presente invención se puede utilizar también en combinación con otras configuraciones, en las que la caja de vehículo está apoyada únicamente sobre un chasis.

40 Para una comprensión más fácil de las explicaciones siguientes, en las figuras se ha indicado un sistema de coordenadas de vehículo  $x_f$ ,  $y_f$ ,  $z_f$  (predefinido por el plano de contacto de rueda del bogie 104), en el que la coordenada  $x_f$  identifica la dirección longitudinal del vehículo ferroviario 101, la coordenada  $y_f$ , la dirección transversal del vehículo ferroviario 101 y la coordenada  $z_f$ , la dirección vertical del vehículo ferroviario 101. Asimismo, están definidos un sistema de coordenadas absoluto  $x$ ,  $y$ ,  $z$  (predefinido por la dirección de la fuerza gravitacional) y un sistema de coordenadas de pasajero  $x_p$ ,  $y_p$ ,  $z_p$  (predefinido por la caja de vehículo 102).

45 El bogie 104 comprende dos unidades de rueda en forma de juegos de ruedas 104.1, sobre las que se apoya respectivamente un bastidor de bogie 104.2 mediante una suspensión primaria 103.1 del dispositivo de resorte 103. La caja de vehículo 102 está apoyada a su vez sobre el bastidor de bogie 104.2 mediante una suspensión secundaria 103.2. La suspensión primaria 103.1 y la suspensión secundaria 103.2 están representadas de manera simplificada en la figura 1 como resortes helicoidales. Es evidente, sin embargo, que en el caso de la suspensión primaria 103.1 o la suspensión secundaria 103.2 se puede tratar de cualquier dispositivo de resorte adecuado. En el caso particular de la suspensión secundaria 103.2 se trata preferentemente de una suspensión neumática, bastante conocida, o similar.

El vehículo 101 comprende también en la zona de cada bogie 104 un dispositivo de compensación de balanceo 105 que actúa cinemáticamente en paralelo a la suspensión secundaria 103.2 entre el bastidor de bogie 104.2 y la caja de vehículo 102 de la manera descrita más en detalle a continuación.

Como se puede observar en particular en la figura 1, el dispositivo de compensación de balanceo 105 comprende un soporte de balanceo 106, bastante conocido, que está conectado, por una parte, al bastidor de bogie 104.2 y, por la otra parte, a la caja de vehículo 102. La figura 4 muestra una vista en perspectiva de este soporte de balanceo 106. Como se puede observar en las figuras 1 y 4, el soporte de balanceo 106 comprende un brazo de torsión en forma de una primera palanca 106.1 y un segundo brazo de torsión en forma de una segunda palanca 106.2. Las dos palancas 106.1 y 106.2 están situadas a ambos lados del plano central longitudinal (plano  $x_1z_1$ ) del vehículo 101 respectivamente de manera resistente al giro en los extremos de un árbol de torsión 106.3 del soporte de balanceo 106. El árbol de torsión 106.3 se extiende en dirección transversal (dirección  $y_1$ ) del vehículo y está montado de manera giratoria en bloques de apoyo 106.4 unidos, por su parte, fijamente al bastidor de bogie 104.2. Al extremo libre de la primera palanca 106.1 está articulada una primera biela 106.5, mientras que al extremo libre de la segunda palanca 106.2 está articulada una segunda palanca 106.6. El soporte de balanceo 106 queda unido de manera articulada a la caja de vehículo 102 mediante las dos bielas 106.5, 106.6.

En las figuras 1 y 4 está representado el estado en la posición neutra del vehículo 101, que se presenta durante una marcha en una vía recta 108 sin giros. En esta posición neutra, las dos bielas 106.5, 106.6 discurren en el plano del dibujo de la figura 1 (plano  $y_1z_1$ ), en el presente ejemplo de manera inclinada respecto al eje vertical (eje  $z_1$ ) del vehículo 101 de tal modo que sus extremos superiores (articulados a la caja de vehículo 102) están desplazados hacia el centro del vehículo y sus ejes longitudinales se cruzan en un punto MP, situado en el plano central longitudinal (plano  $x_1z_1$ ) del vehículo. Las dos bielas 106.5, 106.6 definen de una manera bastante conocida un eje de balanceo que discurre (en la posición neutra) en paralelo al eje longitudinal de vehículo 101.1 y a través del punto MP. En otras palabras, el punto de intersección MP de los ejes longitudinales de las bielas 106.5, 106.6 forma el centro instantáneo de rotación de un movimiento de balanceo de la caja de vehículo 102 alrededor de este eje de balanceo.

El soporte de balanceo 106 permite de una manera bastante conocida una compresión, sincrónica a ambos lados del vehículo, de la suspensión secundaria 103.2, mientras que impide un puro movimiento de balanceo alrededor del eje de balanceo o del centro instantáneo de rotación MP. Asimismo, como se puede observar en particular en la figura 2, está predefinida una cinemática con un movimiento combinado a partir de un movimiento de balanceo alrededor del eje de balanceo o del centro momentáneo de rotación MP y un movimiento transversal en dirección del eje transversal de vehículo (eje  $y_1$ ) debido a la posición inclinada de las bielas 106.5, 106.6 mediante el soporte de balanceo 106. En este sentido es evidente que el punto de intersección MP y, por tanto, el eje de balanceo se desplazan asimismo, por lo general, lateralmente debido a la cinemática predefinida por las bielas 106.5, 106.6 al desviarse la caja de vehículo 102 desde la posición neutra.

La figura 2 muestra el vehículo 101 durante la marcha en curva en un peralte. Como se puede observar en la figura 2, la fuerza centrífuga  $F_v$ , que actúa durante la marcha en curva en el centro de gravedad SP de la caja de vehículo 102 (debido a la aceleración imperante en dirección transversal del vehículo), provoca en el bastidor de bogie 104.2 un movimiento de balanceo hacia el exterior de la curva, que da como resultado una compresión más fuerte de la suspensión primaria 103.1 en el lado exterior de la curva.

Como se puede observar también en la figura 2, el diseño descrito del soporte de balanceo 106 provoca durante una marcha en curva del vehículo 101 en la zona de la suspensión secundaria 103.2 un movimiento de compensación que contrarresta hacia el exterior de la curva el movimiento de balanceo de la caja de vehículo 102 (respecto a la posición neutra indicada con el contorno de líneas discontinuas 102.1 en la vía recta y plana), que en ausencia del soporte de balanceo 106 debido a la fuerza centrífuga, que actúa en el centro de gravedad SP de la caja de vehículo 102, (de manera análoga a la compresión no uniforme de la suspensión primaria 103.1) se generaría mediante una compresión más fuerte de la suspensión secundaria 103.2 en el lado exterior de la curva.

Gracias a este movimiento de compensación predefinido por la cinemática del soporte de balanceo 106 se aumenta, entre otros, el confort de inclinación para los pasajeros del vehículo 101, porque los pasajeros (en su sistema de referencia  $x_p, y_p, z_p$  predefinido por la caja de vehículo 102) perciben una parte de la aceleración transversal  $a_y$  o de la fuerza centrífuga  $F_v$ , que actúa realmente en el sistema de referencia terrestre, sólo como un componente de aceleración elevado  $a_{zp}$  o un efecto de fuerza elevado  $F_{zp}$  en dirección del fondo de la caja de vehículo 102, que se considera, por lo general, menos molesto o incómodo. Por consiguiente, se reduce ventajosamente el componente de aceleración transversal  $a_{yp}$  o el componente de fuerza centrífuga  $F_{yp}$  que actúa en dirección transversal y resulta molesto para los pasajeros en su sistema de referencia.

Los valores máximos permisibles para la aceleración transversal  $a_{yp, \text{máx.}}$ , que actúa en el sistema de referencia ( $x_p, y_p, z_p$ ) de los pasajeros, son predefinidos generalmente por los operadores del vehículo 101. Las normas nacionales e internacionales (por ejemplo, EN 12299) proporcionan también puntos de referencia en este sentido.

La aceleración transversal  $a_{yp}$ , que actúa en el sistema de referencia ( $x_p, y_p, z_p$ ) de los pasajeros (en dirección del eje  $y_p$ ), comprende dos componentes, específicamente un primer componente de aceleración  $a_{yps}$  y un segundo componente de aceleración  $a_{ypd}$  según la ecuación:

$$a_{yp} = a_{yps} + a_{ypd} \quad (1)$$

El valor actual del primer componente de aceleración  $a_{yps}$  es el resultado del paso por la curva actual a la velocidad

de marcha actual, mientras que el valor actual del segundo componente de aceleración  $a_{vpd}$  es el resultado de sucesos actuales (periódicos o mayormente singulares) (por ejemplo, el paso por una zona irregular en la vía, por ejemplo, una aguja o similar).

5 Dado que la curvatura de la curva y la velocidad de marcha actual del vehículo 101 varían sólo de una manera comparativamente lenta durante el funcionamiento normal, en el caso de este primer componente de aceleración  $a_{vps}$  se trata de un componente casi estático. En cambio, en el caso del segundo componente de aceleración  $a_{vpd}$  (generado casi siempre como resultado de impactos) se trata de un componente dinámico.

10 Según la presente invención, a partir de la aceleración transversal actual  $a_{yp}$  se puede determinar finalmente un valor nominal mínimo para una desviación transversal  $dy_{N, nominal, mín.}$  de la caja de vehículo 102 respecto al eje vertical de vehículo (eje  $z_f$ ). En este sentido de trata de la desviación transversal ( $y$ , por tanto, dado el caso, del ángulo de balanceo correspondiente) que se necesita para no superar la aceleración transversal máxima permisible  $a_{yp, máx.}$ . En dependencia de cuán alto debe ser el nivel de confort para los pasajeros del vehículo 101 ( $y$ , por consiguiente, en dependencia de hasta qué punto el valor debe quedar por debajo de esta aceleración transversal máxima permisible  $a_{yp, máx.}$ ), se puede predefinir un valor nominal para la desviación transversal  $dy_{W, nominal}$  de la caja de vehículo 102 en dirección del eje transversal de vehículo (eje  $y_f$ ) que corresponde al estado de marcha actual. Este valor nominal para la desviación transversal  $dy_{W, nominal}$  de la caja de vehículo 102 comprende a su vez un componente casi estático  $dy_{Ws, nominal}$  y un componente dinámico  $dy_{Wd, nominal}$ , aplicándose lo siguiente:

$$dy_{W, nominal} = dy_{Ws, nominal} + dy_{Wd, nominal} \quad (2)$$

20 En el caso del componente casi estático  $dy_{Ws, nominal}$  se trata del valor nominal casi estático, relevante para el confort de inclinación, de la desviación transversal ( $y$ , por tanto, del ángulo de balanceo) que se obtiene a partir de la aceleración casi estática actual  $a_{vps}$  (que depende a su vez de la curvatura de la curva y de la velocidad de marcha actual  $v$ ). Se trata entonces del valor nominal para la desviación transversal, como el utilizado en los vehículos conocidos del estado de la técnica con ajuste activo del ángulo de balanceo para regular el ángulo de balanceo.

25 En cambio, en el caso del componente dinámico  $dy_{Wd, nominal}$  se trata del valor nominal dinámico, relevante para el confort de vibración, de la desviación transversal ( $y$ , por tanto, dado el caso, del ángulo de balanceo) que se obtiene a partir de la aceleración transversal dinámica actual  $a_{vpd}$  (provocada a su vez por interferencias periódicas o singulares en la vía).

30 Para ajustar activamente la desviación transversal  $dy_W$  de la caja de vehículo 102 respecto a la posición neutra (como se indica en la figura 1 mediante el contorno de líneas discontinuas 102.2), el dispositivo de compensación de balanceo 105 comprende también en el presente ejemplo un dispositivo de accionamiento 107 que tiene, por su parte, un accionamiento 107.1 y un dispositivo de control 107.2 conectado al mismo. El accionamiento 107.1 está unido, por una parte, de manera articulada al bastidor de bogie 104.2 y, por la otra parte, de manera articulada a la caja de vehículo 102.

35 En el presente ejemplo, el accionamiento 107.1 está diseñado como accionamiento electro-hidráulico. Sin embargo, es evidente que en otras variantes de la invención se puede utilizar también un accionamiento que funcione de acuerdo con cualquier otro principio de actuación adecuado. Así, por ejemplo, se pueden utilizar principios de actuación hidráulicos, neumáticos, eléctricos y electromecánicos por separado o en cualquier combinación.

40 En el presente ejemplo de realización, el accionamiento 107.1 está dispuesto de tal modo que la fuerza de accionamiento, ejercida por el mismo entre el bastidor de bogie 104.2 y la caja de vehículo 102 (en la posición neutra), actúa en paralelo a la dirección transversal de vehículo (dirección  $y_f$ ). Sin embargo, es evidente que en otras variantes de la invención puede estar prevista otra disposición del accionamiento, si la fuerza de accionamiento, ejercida por el mismo entre el chasis y la caja de vehículo, presenta un componente en dirección transversal del vehículo.

45 Según la presente invención, el dispositivo de control 107.2 controla o regula la fuerza de accionamiento y/o la desviación del accionamiento 107.1 de tal modo que una primera desviación transversal casi estática  $dy_{Ws}$  de la caja de vehículo 102 y una segunda desviación transversal dinámica  $dy_{Wd}$  de la caja de vehículo 102 se superponen entre sí, por lo que se obtiene en total una desviación transversal  $dy_W$  de la caja de vehículo 102, aplicándose lo siguiente:

$$dy_W = dy_{Ws} + dy_{Wd} \quad (3)$$

50 El ajuste de la desviación transversal  $dy_W$  se realiza según la invención mediante la utilización del valor nominal para la desviación transversal  $dy_{W, nominal}$  de la caja de vehículo 102 que comprende un componente casi estático  $dy_{Ws, nominal}$  y un componente dinámico  $dy_{Wd, nominal}$ , como está definido, por ejemplo, en la ecuación (2).

55 A fin de aumentar el confort de inclinación para los pasajeros, el ajuste (apoyado por la fuerza centrífuga  $F_V$ ) de la primera desviación transversal  $dy_{Ws}$  se realiza en el presente ejemplo en un primer intervalo de frecuencia  $F1$  que se extiende de 0 Hz a 1,0 Hz. En el caso del primer intervalo de frecuencia se trata entonces del intervalo de frecuencia, en el que se realizan movimientos de balanceo casi estáticos de la caja de vehículo 102, que corresponden a la curvatura actual de la curva recorrida y a la velocidad de marcha actual.

A fin de aumentar también, de manera adicional al confort de inclinación, el confort de vibración para los pasajeros, el ajuste de la segunda desviación transversal  $dy_{Wd}$  se realiza en el presente ejemplo según la invención en un segundo intervalo de frecuencia F2 que se extiende de 1,0 Hz a 6,0 Hz. En el caso del segundo intervalo de frecuencia se trata de un intervalo de frecuencia adaptado a las interferencias dinámicas (dado el caso, periódicas, pero usualmente singulares o dispersas estadísticamente) que se han de esperar durante el funcionamiento del vehículo y que son percibidas y consideradas molestas por los pasajeros.

Es evidente, sin embargo, que el primer intervalo de frecuencia y/o el segundo intervalo de frecuencia pueden variar también en dependencia de los requerimientos de la red y/o del operador del vehículo (por ejemplo, debido a la utilización del vehículo en el transporte de cercanías, el transporte de largo recorrido, en particular el transporte de alta velocidad, etc.).

Mediante la solución según la invención, a la primera desviación transversal  $dy_{Ws}$  de la caja de vehículo 102, cuyo ajuste representa finalmente una adaptación casi estática de la desviación transversal ( $y$ , por tanto, del ángulo de balanceo) a la curvatura actual de la vía y a la velocidad de marcha actual, se superpone una segunda desviación transversal  $dy_{Wd}$  de la caja de vehículo 102, cuyo ajuste representa finalmente una adaptación dinámica a interferencias actuales transmitidas a la caja de vehículo, por lo que se puede conseguir un alto confort para los pasajeros.

El dispositivo de control 107.2 controla el accionamiento 107.1 en dependencia de una serie de valores de entrada que se suministran al mismo desde un control de vehículo superior y/o desde sensores separados (por ejemplo, el sensor 107.3) o similares. Los valores de entrada, considerados para el control, incluyen, por ejemplo, valores que son representativos de la velocidad de marcha actual  $v$  del vehículo 101, de la curvatura  $X$  de la sección de vía recorrida actualmente, del ángulo de peralte  $\gamma$  de la sección de vía recorrida actualmente y de la intensidad y la frecuencia de fallos (por ejemplo, fallos en la geometría de la vía) de la sección de vía recorrida actualmente.

Estos valores procesados por el dispositivo de control 107.2 se pueden determinar de una manera adecuada cualquiera. En particular para la determinación del valor nominal de la segunda desviación transversal dinámica  $dy_{Wd}$ , nominal es necesario determinar con suficiente exactitud y con un ancho de banda suficiente las interferencias o las aceleraciones transversales  $a_y$ , resultantes de las mismas, cuyos efectos sobre los pasajeros se deben al menos atenuar mediante la parte dinámica  $dy_{Wd}$ , (por ejemplo, medir directamente y/o calcular mediante modelos adecuados del vehículo 101 y/o de la vía creados previamente).

El dispositivo de control 107.2 puede estar implementado aquí de una manera adecuada cualquiera, siempre que cumpla los requisitos de seguridad correspondientes, predefinidos por el operador del vehículo ferroviario. Así, por ejemplo, puede estar construido a partir de un único sistema basado en un procesador. En el presente ejemplo están predefinidos circuitos de control o circuitos de regulación diferentes para la regulación en el primer intervalo de frecuencia F1 y la regulación en el segundo intervalo de frecuencia F2.

En el presente ejemplo, el accionamiento 107.1 presenta en el primer intervalo de frecuencia F1 una desviación máxima de 80 mm a 95 mm desde la posición neutra, mientras que en el segundo intervalo de frecuencia presenta una desviación máxima de 15 mm a 25 mm desde una posición inicial. El accionamiento 107.1 ejerce también una fuerza de accionamiento máxima de 15 kN a 30 kN en el primer intervalo de frecuencia F1, mientras que en el segundo intervalo de frecuencia ejerce una fuerza de accionamiento máxima de 10 kN a 30 kN. De este modo se consigue una configuración particularmente favorable desde puntos de vista estáticos y dinámicos.

Mediante el diseño del dispositivo de compensación de balanceo 105 como sistema activo es posible también ventajosamente diseñar de manera comparativamente rígida el apoyo de la caja de vehículo 102 sobre el bogie 104 en la dirección transversal del vehículo 101. En particular es posible situar el eje de balanceo o el centro instantáneo de rotación MP de la caja de vehículo 102 en una posición comparativamente cercana al centro de gravedad SP de la caja de vehículo 102.

En el presente ejemplo, la suspensión secundaria 103.2 está diseñada de modo que presenta una curva característica de fuerza de retroceso-desviación transversal 108, como aparece representado en la figura 5. La curva característica de fuerza 108 muestra la dependencia de la fuerza de retroceso  $F_{yf}$  que se ejerce sobre la caja de vehículo 102 mediante la suspensión secundaria 103.2 y que actúa durante una desviación transversal  $y_f$  de la caja de vehículo 102 respecto al bastidor de bogie 104.2. De manera análoga se puede indicar también para la suspensión secundaria 103.2 una curva característica de retroceso en forma de una curva característica de momento que muestra la dependencia del momento de retroceso  $M$ , ejercido sobre la caja de vehículo 102 mediante la suspensión secundaria 103.2, respecto a la desviación de ángulo de balanceo  $\alpha_W$  desde la posición neutra.

Como se puede observar en la figura 5, la suspensión secundaria 103.2 presenta en un primer intervalo de desviación transversal Q1 una primera rigidez transversal R1, mientras que en un segundo intervalo de desviación transversal Q2, situado por encima del primer intervalo de desviación transversal Q1, presenta una segunda rigidez transversal R2 menor que la primera rigidez transversal R1.

En este sentido es evidente que la rigidez transversal (como se puede observar también en la figura 5 por medio de las curvas características de fuerza con líneas discontinuas 109.1, 109.2 de otros ejemplos de realización) puede

- 5 variar dentro del respectivo intervalo de desviación transversal Q1 o Q2 (dado el caso, fuertemente también). La respectiva rigidez transversal R1 o R2 se ha seleccionado preferentemente de tal modo que el nivel de la primera rigidez transversal R1 está situado al menos parcialmente, con preferencia esencialmente por completo, por encima del nivel de la segunda rigidez transversal R2. Naturalmente puede estar prevista también una zona de transición entre el primer intervalo de desviación transversal Q1 y el segundo intervalo de desviación transversal Q2, en la que se produce una intersección o un solapamiento de los niveles de rigidez. En principio, la trayectoria de la rigidez transversal en dependencia de la desviación transversal puede estar adaptada de una manera adecuada cualquiera a la presente aplicación.
- 10 En particular, en variantes ventajosas de la invención, puede estar prevista también en el segundo intervalo de desviación transversal Q2 una segunda inclinación al menos próxima al valor cero, preferentemente igual al valor cero, como se indica en la figura 5 mediante el contorno 109.3. Asimismo, en otras variantes de la invención puede estar prevista también en el segundo intervalo de desviación transversal Q2 una segunda inclinación negativa, como se indica en la figura 5 mediante el contorno 109.3. Por consiguiente, las fuerzas de accionamiento se pueden mantener particularmente bajas de una manera ventajosa en presencia de desviaciones transversales mayores.
- 15 En el presente ejemplo, el nivel de rigidez en el primer intervalo de desviación transversal Q1 se ha seleccionado de modo que la primera rigidez transversal R1 está situada en el intervalo de 100 N/mm a 800 N/mm, mientras que el nivel de rigidez en el segundo intervalo de desviación transversal Q2 se ha seleccionado de modo que la segunda rigidez transversal R2 está situada en el intervalo de 0 N/mm a 300 N/mm.
- 20 En el presente ejemplo, la curva característica de fuerza 108 presenta, por consiguiente, en el primer intervalo de desviación transversal Q1 una primera inclinación  $S1=dF_{yf}/dy_f$  (Q1) y en el intervalo de desviación transversal Q2 una segunda inclinación  $S2=dF_{yf}/dy_f$  (Q2) menor que la primera inclinación. La relación  $V=S2/S1$  de la segunda inclinación S2 respecto a la primera inclinación S1 está situada en el intervalo de 0 a 3. Es evidente, sin embargo, que en otras variantes de la invención puede haber también otros valores seleccionados para la relación V.
- 25 Los dos intervalos de desviación transversal Q1 y Q2 se pueden seleccionar asimismo de una manera adecuada cualquiera, adaptada a la aplicación respectiva. En el presente ejemplo, el primer intervalo de desviación transversal Q1 se extiende de 0 mm a 40 mm, mientras que el segundo intervalo de desviación transversal Q2 se extiende de 40 mm a 100 mm. De este modo se pueden conseguir diseños particularmente favorables respecto a la limitación de la desviación transversal máxima de la caja de vehículo 102 con un consumo de energía lo más bajo posible para el dispositivo de compensación de balanceo 105.
- 30 Como ya se mencionó, una curva característica de momento puede estar definida para el vehículo 101 de manera análoga a la curva característica de fuerza 108. Desde este punto de vista, la curva característica de retroceso presenta en un primer intervalo de ángulo de balanceo W1 una primera inclinación S1 y en un segundo intervalo de ángulo de balanceo W2, situado por encima del primer intervalo de ángulo de balanceo W1, una segunda inclinación menor que la primera inclinación. Desde este punto de vista también, la relación  $V=S2/S1$  de la segunda inclinación S2 respecto a la primera inclinación S1 está situada en el intervalo de 0 a 3. El primer intervalo de ángulo de balanceo W1 se extiende entonces en dependencia de la cinemática predefinida, por ejemplo, de 0° a 1,3°, mientras que el segundo intervalo de ángulo de balanceo W2 se extiende de 1,0° a 4,0°.
- 35 En otras palabras, en el presente ejemplo está prevista una trayectoria decreciente de la rigidez transversal de la suspensión secundaria 103.2, de modo que a una desviación transversal inicial de la caja de vehículo 102 desde la posición neutra se opone una resistencia comparativamente alta.
- 40 La alta resistencia inicial contra una desviación transversal tiene la ventaja de que al fallar los componentes activos (por ejemplo, el accionamiento 107.1 o el control 107.2) es posible también durante la marcha en curva (en dependencia de la aceleración transversal actual  $a_v$  o de la fuerza centrífuga  $F_v$ ) un retroceso ampliamente pasivo de la caja de vehículo 102 al menos hacia el punto próximo a la posición neutra. Este retroceso pasivo en caso de un fallo permite ventajosamente implementar cajas de vehículo 102 particularmente anchas y, por consiguiente, una alta capacidad de transporte del vehículo 101. A fin de evitar que el accionamiento 107.1 impida este retroceso pasivo, el accionamiento 107.1 está diseñado en el presente ejemplo de tal modo que al estar inactivo no opone esencialmente ninguna resistencia al movimiento de balanceo de la caja de vehículo 102. Por consiguiente, el accionamiento 107.1 no está diseñado de manera autobloqueante.
- 45 Gracias a la curva característica decreciente 108, el aumento de la resistencia contra la desviación transversal disminuye con la desviación creciente (en caso de una inclinación negativa, la propia resistencia puede incluso disminuir). Esto es ventajoso en relación con el ajuste dinámico de la segunda desviación transversal  $dy_{wd}$  en el segundo intervalo de frecuencia F2 durante la marcha en curva del vehículo 101, porque el dispositivo de compensación de balanceo 105 ha de proporcionar fuerzas comparativamente pequeñas para estas desviaciones dinámicas en el segundo intervalo de frecuencia F2.
- 50 La curva característica decreciente de la suspensión secundaria se puede conseguir de una manera adecuada cualquiera. Así, por ejemplo, los resortes, mediante los que la caja de vehículo 102 está apoyada sobre el bastidor de bogie 104.2, pueden estar configurados, como en el presente ejemplo, de manera correspondiente para implementar
- 55

por sí misma dicha característica. En una suspensión neumática, esto se puede llevar a cabo, por ejemplo, mediante un diseño adecuado del apoyo del fuelle del respectivo resorte neumático.

Es evidente, sin embargo, que el dispositivo de resorte 103 puede presentar en otras variantes de la invención uno o varios resortes transversales adicionales, como se indica en la figura 1 mediante el contorno de líneas discontinuas 110. El resorte transversal 110 sirve para adaptar u optimizar la rigidez transversal de la suspensión secundaria 103.2 a la aplicación respectiva. Esto simplifica considerablemente el diseño de la suspensión secundaria 103.2 a pesar de la fácil optimización de la rigidez transversal.

El resorte transversal 110 puede estar unido, por una parte, al bastidor de chasis y, por la otra parte, a la caja de vehículo, como se muestra en el presente ejemplo. Adicional o alternativamente, este tipo de resorte transversal puede estar unido también, por una parte, al bastidor de chasis o a la caja de vehículo, mientras que está unido, por la otra parte, al dispositivo de compensación de balanceo 105 (por ejemplo, a una biela 106.5, 106.6). Asimismo, el resorte transversal puede actuar también exclusivamente dentro del dispositivo de compensación de balanceo 105, por ejemplo, entre una de las bielas 106.5, 106.6 y la palanca correspondiente 106.1 o 106.2 o la barra de torsión 106.3.

El resorte transversal 110 puede estar configurado para aumentar la rigidez del dispositivo de resorte en dirección del eje transversal del vehículo. En este sentido puede presentar cualquier característica adaptada a la respectiva aplicación. El propio resorte transversal 110 presenta preferentemente una característica de rigidez decreciente para conseguir en general una característica de rigidez decreciente de la suspensión secundaria 103.2.

El resorte transversal 110 puede estar diseñado de una manera adecuada cualquiera y puede funcionar de acuerdo con cualquier principio de actuación adecuado. Así, por ejemplo, se pueden utilizar resortes de tracción, resortes de compresión, resortes de torsión o cualquier combinación de los mismos. Se puede tratar también de un resorte puramente mecánico, un resorte electromecánico, un resorte neumático, un resorte hidráulico o cualquier combinación de los mismos.

La rigidez transversal de la suspensión secundaria 103.2 está dimensionada en el presente ejemplo de modo que al estar inactivo el accionamiento 107.1 (por ejemplo, debido a un fallo del accionamiento 107.1 o del control 107.2) se ejerce sobre la caja de vehículo 102 un momento de retroceso  $M_{xf}$  alrededor del eje de balanceo, que está dimensionado de tal modo que una desviación de ángulo de balanceo  $\alpha_{emergencia, máx.}$  ( $m_{máx.}$ ;  $V_0$ ;  $\gamma_{máx.}$ ) de la caja de vehículo 102 desde la posición neutra bajo una carga nominal (es decir,  $m=m_{máx.}$ ) de la caja de vehículo 102 y con el vehículo detenido (es decir,  $v=v_0=0$ ) en un peralte máximo permisible (es decir,  $\gamma=\gamma_{máx.}$ ) es inferior a  $2^\circ$ . Para la primera desviación transversal máxima  $dy_{a, emergencia, máx.}$  ( $m_{máx.}$ ;  $V_0$ ;  $\gamma_{máx.}$ ) de la caja de vehículo 102 desde la posición neutra hacia el exterior de la curva se cumple en el presente ejemplo que la misma está limitada a 60 mm. Para la segunda desviación transversal máxima  $dy_{i, emergencia, máx.}$  ( $m_{máx.}$ ;  $V_0$ ;  $\gamma_{máx.}$ ) de la caja de vehículo 102 desde la posición neutra hacia el interior de la curva se cumple en este caso que la misma está limitada a 20 mm.

En otras palabras, la suspensión secundaria 103.2 está diseñada de modo que el vehículo 101 cumple como siempre un gálibo predefinido, si por cualquier razón (por ejemplo, a causa de un daño en el vehículo o la vía) se detiene en un punto desfavorable.

Asimismo, el momento de retroceso  $M_{xf}$  al estar inactivo el accionamiento 107.1 se ha dimensionado de modo que una desviación de ángulo de balanceo  $\alpha_{emergencia, máx.}$  ( $m_{máx.}$ ;  $a_{vf, máx.}$ ) de la caja de vehículo 102 desde la posición neutra bajo una carga nominal (es decir,  $m=m_{máx.}$ ) de la caja de vehículo 102 y con una aceleración transversal máxima permisible ( $a_{vf, máx.}$ ) del vehículo, que actúa en dirección del eje transversal del vehículo, es inferior a  $2^\circ$ . Para la primera desviación transversal máxima  $dy_{a, emergencia, máx.}$  ( $m_{máx.}$ ;  $a_{vf, máx.}$ ) de la caja de vehículo 102 desde la posición neutra hacia el exterior de la curva se cumple en el presente ejemplo que la misma está limitada a 60 mm. Para la segunda desviación transversal máxima  $dy_{i, emergencia, máx.}$  ( $m_{máx.}$ ;  $a_{vf, máx.}$ ) de la caja de vehículo 102 desde la posición neutra hacia el interior de la curva se cumple en este caso que la misma está limitada a 20 mm.

En otras palabras, el dispositivo de resorte (en particular su rigidez en dirección transversal del vehículo) está diseñado preferentemente de tal modo que un vehículo cumple como siempre el gálibo predefinido en un funcionamiento de emergencia al fallar el dispositivo de accionamiento durante la marcha a una velocidad de marcha normal.

En cualquier caso se garantiza entonces en el presente ejemplo que incluso al fallar los componentes activos del dispositivo de compensación de balanceo 105 es posible aún un funcionamiento de emergencia del vehículo 101 con características de confort, dado el caso, afectadas (en particular respecto al confort de inclinación y/o al confort de vibración), pero con el cumplimiento del gálibo predefinido.

Otro aspecto del diseño según la invención, que es ventajoso en relación con la gran anchura, posible de implementar, de las cajas de vehículo 102 y, por tanto, en relación con la alta capacidad de transporte, consiste en el presente ejemplo en que la distancia  $\Delta H$  (existente en la posición neutra de la caja de vehículo 102) del eje de balanceo de la caja de vehículo 102 o del centro instantáneo de rotación MP respecto al centro de gravedad SP de la caja de vehículo 102 en dirección del eje vertical de vehículo (dirección  $z_r$ ) se ha seleccionado con un valor comparativamente pequeño.

Así, por ejemplo, el centro de gravedad SP de la caja de vehículo 102 en el presente ejemplo tiene una primera altura

H1=1970 mm por encima de la vía, más exactamente por encima del canto superior del carril SOK, mientras que el eje de balanceo en la posición neutra (mostrada en la figura 1) en dirección del eje vertical de vehículo presenta una segunda altura H2 por encima del canto superior del carril SOK que está situada en el presente ejemplo en el intervalo de 3700 mm a 4500 mm. Por consiguiente, en el presente ejemplo se obtiene la siguiente relación

$$5 \quad VH = \frac{H2-H1}{H1}, \quad (4)$$

que muestra la relación de la diferencia de la segunda altura H2 y la primera altura H1 respecto a la primera altura H1 y que está situada en el intervalo de 0,8 aproximadamente a 1,3 aproximadamente. De esta manera se pueden implementar diseños que son particularmente favorables en relación con la limitación mencionada arriba de las desviaciones transversales y, por consiguiente, con la posibilidad de implementar cajas de vehículo anchas con una alta capacidad de transporte.

La distancia ΔH, comparativamente pequeña, del centro instantáneo de rotación MP respecto al centro de gravedad SP tiene entonces, por una parte, la ventaja de que con desviaciones transversales comparativamente pequeñas de la caja de vehículo 102 se consigue un ángulo de balanceo α<sub>w</sub> comparativamente grande. Durante la marcha en curva se necesitan entonces, incluso a altas velocidades de marcha v o grandes curvaturas de la vía, sólo desviaciones transversales comparativamente pequeñas de la caja de vehículo 102 para implementar el componente casi estático α<sub>ws</sub> del ángulo de balanceo α<sub>w</sub> o el componente casi estático dy<sub>ws</sub> de la desviación transversal dy<sub>w</sub>. Asimismo, se pueden compensar, dado el caso, los impactos transversales fuertes mediante desviaciones transversales comparativamente pequeñas de la caja de vehículo 102, con las que se implementa el componente dinámico α<sub>wd</sub> del ángulo de balanceo α<sub>w</sub>.

En otras palabras, en el funcionamiento normal del vehículo 101 se necesitan desviaciones transversales comparativamente pequeñas con el fin de conseguir el confort de marcha deseado para los pasajeros. Gracias a las pequeñas desviaciones transversales en el funcionamiento normal se puede cumplir un gálibo predefinido para la red, en la que se opera el vehículo 101, en el funcionamiento normal incluso con cajas de vehículos anchas 102.

Otra ventaja de la pequeña distancia ΔH del centro instantáneo de rotación MP respecto al centro de gravedad SP radica en el brazo de palanca comparativamente pequeño, resultante de lo anterior, que presenta la fuerza centrífuga F<sub>y</sub>, que actúa en el centro de gravedad SP, respecto al centro instantáneo de rotación MP. En caso de fallar los componentes activos del dispositivo de compensación de balanceo 105 (por ejemplo, un fallo del accionamiento 107.1 o del control 107.2), la fuerza centrífuga F<sub>y</sub> ejerce entonces durante la marcha en curva (en dependencia de la aceleración transversal actual a<sub>v</sub>) un momento de balanceo más pequeño sobre la caja de vehículo 102, por lo que es posible un retroceso ampliamente pasivo de la caja de vehículo 102 al menos hacia el punto próximo a la posición neutra mediante la suspensión secundaria 103.2.

En otras palabras, incluso en caso de este fallo o de un funcionamiento de emergencia del vehículo 101 se producen desviaciones transversales comparativamente pequeñas de la caja de vehículo 102. Gracias a las pequeñas desviaciones transversales en el funcionamiento normal se puede cumplir un gálibo predefinido para la red, en la que se opera el vehículo 101, incluso en este tipo de funcionamiento de emergencia con cajas de vehículo anchas 102.

Es evidente que en determinadas variantes del vehículo, según la invención, con desviaciones transversales particularmente pequeñas puede estar previsto que (por ejemplo, mediante un diseño y una disposición correspondientes de las bielas 106.5, 106.6), el eje de balanceo o el centro instantáneo de rotación MP de la caja de vehículo esté situado en o cerca del centro de gravedad SP de la caja de vehículo, por lo que la fuerza centrífuga F<sub>y</sub> no puede contribuir (o al menos no significativamente) a la generación del movimiento de balanceo. El ajuste del ángulo de balanceo α<sub>w</sub> se realiza entonces exclusivamente de manera activa mediante el accionamiento 107.1.

Se ha de señalar en general que la contribución de la fuerza centrífuga F<sub>y</sub> al ajuste del ángulo de balanceo α<sub>w</sub> se basa en la distancia ΔH del centro instantáneo de rotación MP respecto al centro de gravedad SP. Mientras más pequeña es esta distancia ΔH, más grande es la parte de la fuerza de accionamiento del accionamiento 107.1 que se necesita para ajustar el ángulo de balanceo α<sub>w</sub> (que corresponde a la situación de marcha actual y se requiere para el confort de marcha deseado para los pasajeros).

A fin de garantizar en cualquier caso el cumplimiento de un gálibo predefinido en el funcionamiento normal está prevista en el presente ejemplo una limitación de las desviaciones transversales que está adaptada al gálibo predefinido por el operador del vehículo y que se tiene en cuenta en situaciones límite del funcionamiento del vehículo 101. Es evidente, sin embargo, que en otras variantes del vehículo según la invención se puede utilizar tal limitación en el funcionamiento normal. Asimismo, puede estar previsto que tal limitación no esté presente, por lo que en todas las situaciones de marcha o situaciones de carga del vehículo no se activa ninguna limitación de este tipo.

La limitación de las desviaciones transversales puede estar implementada mediante cualquier medida adecuada, por ejemplo, topes correspondientes entre la caja de vehículo 102 y el bogie 104, en particular el bastidor de bogie 104.2. Asimismo, puede estar previsto un diseño correspondiente del dispositivo de compensación de balanceo 105. Así, por ejemplo, pueden estar previstos topes correspondientes para las bielas 106.5, 106.6.

En el presente ejemplo, el accionamiento 107.1 está configurado de tal modo que una primera desviación transversal máxima  $dy_{a, \text{máx.}}$  de la caja de vehículo 102 desde la posición neutra, que se produce en la dirección transversal de vehículo (eje  $y_f$ ) durante la marcha en curva hacia el exterior de la curva, está limitada a 120 mm. Dado que los bogies 104 en el vehículo 101 están dispuestos en la zona extrema de la caja de vehículo 102, es de particular interés limitar de manera correspondiente las desviaciones transversales hacia el interior de la curva. Por tanto, el accionamiento 107.1 limita adicionalmente a 20 mm una segunda desviación transversal máxima  $dy_{i, \text{máx.}}$  de la caja de vehículo 102 desde la posición neutra, que se produce en la dirección transversal de vehículo durante la marcha en curva hacia el interior de la curva.

Esta limitación diferente de la desviación transversal máxima hacia el interior de la curva ( $dy_{i, \text{máx.}}$ ) y hacia el exterior de la curva ( $dy_{a, \text{máx.}}$ ) se implementa en el presente ejemplo mediante el dispositivo de control 107.2. El dispositivo de control 107.2 controla el accionamiento 107.1 con este fin (en dependencia de la dirección de la curva recorrida actualmente) de tal modo que al alcanzarse la respectiva desviación transversal máxima ( $dy_{i, \text{máx.}}$  o  $dy_{a, \text{máx.}}$ ) se impide otra desviación transversal más allá del valor máximo.

Puede estar previsto además que el dispositivo de control 107.2 varíe la desviación transversal máxima hacia el interior de la curva  $dy_{i, \text{máx.}}(P)$  y/o hacia el exterior de la curva  $dy_{a, \text{máx.}}(P)$  en dependencia de la posición actual P del vehículo 101 en la red recorrida. Así, por ejemplo, en determinadas secciones de vía hacia el interior de la curva y/o hacia el exterior de la curva se puede permitir una desviación transversal máxima menor de la caja de vehículo 102 que en otras secciones de vía. En este sentido es evidente que el dispositivo de control 107.2 debe disponer de una información correspondiente sobre la posición actual P.

Puede estar previsto también que el dispositivo de control 107.2 limite la diferencia

$$\Delta\alpha_W = \alpha_{W1} - \alpha_{W2} \quad (5)$$

entre el ángulo de balanceo  $\alpha_{W1}$  en el bogie delantero 104 y el ángulo de balanceo  $\alpha_{W2}$  en el bogie trasero 104 o limite la diferencia

$$\Delta dy_W = dy_{W1} - dy_{W2} \quad (6)$$

entre la desviación transversal  $dy_{W1}$  en el bogie delantero 104 y la desviación transversal  $dy_{W2}$  en el bogie trasero 104. Aquí se puede realizar también un ajuste activo similar de la limitación que depende, dado el caso, de la sección de vía actual y/o de otros valores (por ejemplo, la velocidad de balanceo en la zona del respectivo bogie 104).

Como se puede observar en la figura 1, el dispositivo de resorte 13 comprende también un dispositivo de resorte de emergencia 103.3 situado en dirección transversal del vehículo en el centro del bastidor de bogie 104.2 para posibilitar también un funcionamiento de emergencia del vehículo 101 en caso de fallar la suspensión secundaria 103.2. El dispositivo de resorte de emergencia 103.3 puede estar diseñado en principio de cualquier manera adecuada. En el presente ejemplo, el dispositivo de resorte de emergencia 103.3 está configurado de tal modo que apoya el efecto de compensación del dispositivo de compensación de balanceo 105. A tal efecto, el dispositivo de resorte de emergencia 103.3 puede comprender una guía de deslizamiento y/o rodadura que puede seguir el movimiento de compensación del dispositivo de compensación de balanceo 105 (en caso de utilizarse en el modo de emergencia).

En principio, puede estar previsto que el ajuste activo del ángulo de balanceo o de la desviación transversal mediante el dispositivo de compensación de balanceo 105 se realice exclusivamente durante la marcha en curva en la vía curvada y que, por lo tanto, el dispositivo de compensación de balanceo 105 esté activo sólo en tal situación de marcha. En el presente ejemplo, el dispositivo de compensación de balanceo 105 está activo también durante la marcha en línea recta del vehículo 101, por lo que en cada situación de marcha se realiza al menos un ajuste de la desviación transversal  $dy_W$  o, dado el caso, del ángulo de balanceo  $\alpha_W$  en el segundo intervalo de frecuencia F2 y se garantiza de este modo también ventajosamente el confort de vibración en estas situaciones de marcha.

### Segundo ejemplo de realización

Otra realización ventajosa del vehículo 201, según la invención, está representada en la figura 6. El vehículo 201 está en correspondencia respecto a su diseño y su funcionamiento básicos con el vehículo 101 de las figuras 1 a 5, por lo que aquí se abordarán sólo las diferencias. En particular, los componentes idénticos están provistos de números de referencia idénticos, mientras que los componentes del mismo tipo están provistos del número de referencia incrementado en el valor 100. Siempre que no se indique lo contrario a continuación, en relación con las características, las funciones y las ventajas de estos componentes se remite a las explicaciones anteriores sobre la base del primer ejemplo de realización.

La diferencia respecto a la realización de las figuras 1 a 5 radica en el diseño del dispositivo de compensación de balanceo 205. A diferencia del vehículo 101, éste se ha situado cinemáticamente en serie respecto al dispositivo de resorte 103, mediante el que la caja de vehículo 102 está apoyada sobre las unidades de rueda 104.1 del respectivo bogie 104.

El dispositivo de compensación de balanceo 205 comprende un dispositivo de guía 211 situado cinemáticamente en



serie respecto al dispositivo de resorte 103. El dispositivo de guía 211 comprende dos elementos de guía 211.1 que están apoyados respectivamente, por una parte, sobre un soporte 211.2 y, por la otra parte, en la caja de vehículo 102. El soporte 211.2 se extiende en dirección transversal del vehículo y está apoyado, por su parte, sobre el bastidor de bogie 104.2 mediante la suspensión secundaria 103.2.

- 5 Los elementos de guía 211.1 definen en caso de movimientos de balanceo de la caja de vehículo 102 el movimiento del soporte 211.2 respecto a la caja de vehículo 102. El respectivo elemento de guía 211.1 está diseñado como dispositivo de resorte por capas que comprende un resorte de capa de goma multicapa 211.3.

10 El resorte de capa de goma 211.3 está construido a partir de varias capas, alternándose, por ejemplo, las capas metálicas y las capas de goma. El resorte de capa de goma 211.3 es rígida a la presión en una dirección perpendicular a sus capas (por lo que el espesor de capa no varía significativamente bajo una carga en esta dirección), mientras que es flexible al empuje en una dirección en paralelo a sus capas (por lo que bajo una carga de empuje en esta dirección se produce una deformación significativa). Las capas del resorte de capa de goma 211.3 están dispuestas en el presente ejemplo de manera inclinada respecto al eje vertical del vehículo y al eje transversal del vehículo, de modo que definen el eje de balanceo o el centro instantáneo de rotación MP de la caja de vehículo 102.

15 En el presente ejemplo, las capas del resorte de capa de goma 211.3 están diseñadas como capas simples y planas y de tal modo que el punto de intersección de sus mediatrices 211.4 define el eje de balanceo o el centro instantáneo de rotación MP de la caja de vehículo 102. Sin embargo, es evidente que en otras variantes de la invención puede estar previsto también otro diseño de estas capas con una curvatura simple o múltiple. En particular se puede tratar de segmentos de revestimiento de cilindro concéntricos, cuyos centros de curvatura están situados en el centro instantáneo de rotación MP.

20 Las mediatrices 211.4 se encuentran en el presente ejemplo en un plano común que discurre en perpendicular al eje longitudinal de vehículo (eje  $x_f$ ). Por consiguiente, la disposición de los dos resortes de capa de goma 211.3 puede transmitir también sin medios auxiliares adicionales fuerzas comparativamente altas en dirección transversal del vehículo, mientras que en dirección del eje longitudinal del vehículo puede transmitir fuerzas sólo de manera limitada y con una deformación considerable por cizallamiento. Por consiguiente, entre la caja de vehículo 102 y el bastidor de bogie 104.2 está prevista generalmente una articulación longitudinal que posibilita una transmisión correspondiente de fuerzas en dirección del eje longitudinal del vehículo.

25 Es evidente, sin embargo, que en otras variantes de la invención puede estar previsto un diseño de los dos resortes de capa de goma 211.3 que posibilita la transmisión de tales fuerzas longitudinales. Así, por ejemplo, pueden estar previstas capas curvadas doblemente. Asimismo pueden estar previstos también más de dos resortes de capa de goma que no son colineales y que están distribuidos en el espacio de tal modo que sus mediatrices o sus radios de curvatura se cruzan en el centro instantáneo de rotación MP de la caja de vehículo.

30 Como se puede observar también en la figura 6, el dispositivo de compensación de balanceo 205 comprende a su vez un dispositivo de accionamiento 207 con un accionamiento 207.1 y un dispositivo de control 207.2 conectado al mismo. De manera análoga al accionamiento 107.1, el accionamiento 207.1 actúa en dirección transversal del vehículo entre el soporte 211.2 y la caja de vehículo 102.

35 El ángulo de balanceo  $\alpha_w$  o la desviación transversal  $dy_w$  se ajusta mediante el accionamiento 207.1 controlado por el dispositivo de control 207.2 (como se indica en la figura 6 mediante el contorno de líneas discontinuas 102.2). En el presente ejemplo, el dispositivo de control 207.2 funciona de manera análoga al dispositivo de control 107.2. En particular, el dispositivo de control 207.2 controla o regula la fuerza de accionamiento y/o la desviación del accionamiento 207.1 según la presente invención de tal modo que una primera desviación transversal casi estática  $dy_{ws}$  de la caja de vehículo 102 y una segunda desviación transversal dinámica  $dy_{wd}$  de la caja de vehículo 102 se superponen entre sí, por lo que se obtiene en total una desviación transversal  $dy_w$  de la caja de vehículo 102, para la que se aplica la ecuación anterior (2). En este caso también, la primera desviación transversal casi estática  $dy_{ws}$  se ajusta nuevamente en el primer intervalo de frecuencia F1, mientras que la segunda desviación transversal dinámica  $dy_{wd}$  se ajusta en el segundo intervalo de frecuencia F2.

40 Al estar inactivos los componentes activos (por ejemplo, el accionamiento 207.1 o el control 207.2) del dispositivo de compensación de balanceo 205 se produce el retroceso pasivo de la caja de vehículo mediante la fuerza de retroceso elástica de los resortes de capa de goma 211.3. Los resortes de capa de goma 211.3 pueden estar diseñados de tal modo que presentan una característica similar a la suspensión secundaria 103.2 del primer ejemplo de realización, por lo que en este sentido se remite a las explicaciones anteriores.

45 Como se puede observar también en la figura 6, entre el bastidor de bogie 104.2 y el soporte 211.2 (cinemáticamente en paralelo a la suspensión secundaria 103.2) está previsto un soporte de balanceo convencional 206, que contrarresta una compresión no uniforme de la suspensión secundaria 103.2, con bielas 206.5, 206.6 que discurren en paralelo entre sí. Entre el bastidor de bogie 104.2 y el soporte 211.2 actúa también en dirección transversal del vehículo otro accionamiento 212 del dispositivo de compensación de balanceo 205, mediante el que se puede influir sobre la desviación transversal del soporte 211.2 y, por tanto, también de la caja de vehículo 102 respecto al bastidor de bogie 104.2. Es evidente, sin embargo, que en otras variantes de la invención puede no estar presente, dado el caso, otro

accionamiento de este tipo, por una parte, y puede estar prevista nuevamente una disposición inclinada de las bielas, por la otra parte.

5 El accionamiento 212 se controla también mediante el dispositivo de control 207.2, por lo que el dispositivo de control 207.2 puede garantizar mediante el control de los accionamientos 207.1 y 212 un comportamiento operativo del dispositivo de compensación de balanceo 205 como el descrito arriba en relación con el primer ejemplo de realización del dispositivo de compensación de balanceo 105.

10 En este punto habría que señalar nuevamente que el diseño del dispositivo de compensación de balanceo con tal dispositivo de resorte por capas para definir el eje de balanceo de la caja de vehículo representa una idea de la invención patentable individualmente que es independiente en particular del ajuste, descrito antes, de la desviación transversal (o, dado el caso, del ángulo de balanceo) en el primer intervalo de frecuencia F1 y el segundo intervalo de frecuencia F2.

### Tercer ejemplo de realización

15 Otra realización ventajosa del vehículo 301, según la invención, está representada en la figura 7. El vehículo 301 está en correspondencia respecto a su diseño y su funcionamiento básicos con el vehículo 201 de la figura 6, por lo que aquí se abordarán sólo las diferencias. En particular, los componentes idénticos están provistos de números de referencia idénticos, mientras que los componentes del mismo tipo están provistos del número de referencia incrementado en el valor 100. Siempre que no se indique lo contrario a continuación, en relación con las características, las funciones y las ventajas de estos componentes se remite a las explicaciones anteriores sobre la base del primer ejemplo de realización.

20 La diferencia respecto a la realización de la figura 6 radica únicamente en la colocación del dispositivo de compensación de balanceo 305. A diferencia del vehículo 201, éste se ha situado cinemáticamente en serie entre la suspensión primaria 103.1 y la suspensión secundaria 103.2, mediante las que la caja de vehículo 102 está apoyada sobre las unidades de rueda 104.1 del respectivo bogie 104.

25 El dispositivo de compensación de balanceo 305 comprende nuevamente un dispositivo de guía 311 con dos elementos de guía 311.1 que están apoyados respectivamente, por una parte, sobre un soporte 311.2 y, por la otra parte, en el bastidor de bogie 104.2. Sobre el soporte 311.2, que se extiende en dirección transversal del vehículo, está apoyada la caja de vehículo 102 mediante la suspensión secundaria 103.2.

30 Los elementos de guía 311.1 están diseñados como los elementos de guía 211.1 y definen en caso de movimientos de balanceo de la caja de vehículo 102 el movimiento del soporte 311.2 respecto al bastidor de bogie 104.2. El respectivo elemento de guía 311.1 está diseñado nuevamente como dispositivo de resorte por capas simple que comprende un resorte de capa de goma multicapa 311.2, diseñado de manera análoga al resorte de capa de goma 211.3.

35 Como se puede observar también en la figura 7, el dispositivo de compensación de balanceo 305 comprende a su vez un dispositivo de accionamiento 307 con un accionamiento 307.1 y un dispositivo de control 307.2 conectado al mismo, que funcionan de manera análoga al accionamiento 207.1 y al dispositivo de control 207.2.

40 Como se puede observar también en la figura 7, entre la caja de vehículo 102 y el soporte 311.2 (cinemáticamente en paralelo a la suspensión secundaria 103.2) está previsto un soporte de balanceo convencional 306, que contrarresta una compresión no uniforme de la suspensión secundaria 103.2, con bielas 306.5, 306.6 que discurren en paralelo entre sí. Entre la caja de vehículo 102 y el soporte 311.2 actúa también en dirección transversal del vehículo otro accionamiento 312 del dispositivo de compensación de balanceo 305, mediante el que se puede influir en la desviación transversal de la caja de vehículo 102 respecto al soporte 311.2 y, por tanto, también respecto al bastidor de bogie 104.2.

45 El accionamiento 312 se controla asimismo mediante el dispositivo de control 307.2, por lo que el dispositivo de control 307.2 puede garantizar mediante el control de los accionamientos 307.1 y 312 un comportamiento operativo del dispositivo de compensación de balanceo 305 como el descrito arriba en relación con el primer y el segundo ejemplo de realización.

La presente invención se describió antes exclusivamente por medio de ejemplos de vehículos ferroviarios. Se entiende que la invención se puede utilizar también en combinación con cualquier otro vehículo.

**REIVINDICACIONES**

1. Vehículo, en particular vehículo ferroviario, con

- una caja de vehículo (102) apoyada sobre un chasis (104) mediante un dispositivo de resorte (103) en dirección de un eje vertical de vehículo y
- 5 - un dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) acoplado a la caja de vehículo (102) y al chasis (104),
- estando dispuesto el dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) en particular cinemáticamente en paralelo al dispositivo de resorte (103),
- 10 - contrarrestando el dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) durante la marcha en curva movimientos de balanceo de la caja de vehículo (102) hacia el exterior de la curva alrededor de un eje de balanceo paralelo a un eje longitudinal de vehículo,
- estando configurado el dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305), a fin de aumentar el confort de inclinación, para imponerle a la caja de vehículo (102) en un primer intervalo de frecuencia y en una primera desviación transversal de la caja de vehículo (102) en dirección de un eje transversal de vehículo un primer ángulo de balanceo alrededor del eje de balanceo, que corresponde a una curvatura actual de una sección de vía recorrida en ese momento, y

**caracterizado porque**

- a fin de aumentar el confort de vibración, el dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) está configurado también para imponerle a la caja de vehículo (102) en un segundo intervalo de frecuencia una segunda desviación transversal superpuesta a la primera desviación transversal,
- 20 - estando situado el segundo intervalo de frecuencia al menos parcialmente, en particular completamente, por encima del primer intervalo de frecuencia.

2. Vehículo de acuerdo con la reivindicación 1, **caracterizado porque**

- 25 - el dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) presenta un dispositivo de accionamiento (107; 207; 307) con al menos una unidad de accionamiento (107.1; 207.1; 307.1) controlada mediante un dispositivo de control (107.2; 207.2; 307.2),
- estando configurado en particular el dispositivo de accionamiento (107; 207; 307) para contribuir al menos en gran parte a la generación del primer ángulo de balanceo en el primer intervalo de frecuencia, en particular para generar esencialmente el primer ángulo de balanceo.

30 3. Vehículo de acuerdo con las reivindicaciones 1 o 2, **caracterizado porque**

- el primer intervalo de frecuencia se extiende de 0 Hz a 2 Hz, preferentemente de 0,5 Hz a 1,0 Hz,
- el segundo intervalo de frecuencia se extiende de 0,5 Hz a 15 Hz, preferentemente de 1,0 Hz a 6,0 Hz, y/o
- el dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) está activo también durante la marcha en línea recta.

4. Vehículo de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque**

- 35 - la caja de vehículo (102) presenta una posición neutra que asume al estar detenido el vehículo en la vía recta y plana, y
- el dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305), en particular un dispositivo de accionamiento (107; 207; 307) del dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305), está configurado de tal modo que
- 40 - una primera desviación transversal máxima de la caja de vehículo (102) desde la posición neutra, que se produce en una dirección transversal del vehículo durante la marcha en curva hacia el exterior de la curva, está limitada a entre 80 mm y 150 mm, preferentemente a entre 100 mm y 120 mm, y/o
- una segunda desviación transversal máxima de la caja de vehículo (102) desde la posición neutra, que se produce en una dirección transversal del vehículo durante la marcha en curva hacia el interior de la curva, está limitada a entre 0 mm y 40 mm, preferentemente a 20 mm.

45 5. Vehículo de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque**

- un dispositivo de accionamiento (107; 207; 307) del dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) está configurado para actuar como un dispositivo de tope extremo para definir al menos un tope extremo para el movimiento de balanceo de la caja de vehículo (102), estando configurado el dispositivo de accionamiento para definir de manera variable la posición del al menos un tope extremo para el movimiento de balanceo de la caja de
- 50 vehículo (102), y/o
- un dispositivo de accionamiento (107; 207; 307) del dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305), al estar inactivo, opone como máximo una pequeña resistencia, en particular esencialmente ninguna resistencia, a un movimiento de balanceo de la caja de vehículo (102).

6. Vehículo de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque**

- la caja de vehículo (102) presenta una posición neutra que asume al estar detenido el vehículo en la vía recta y plana,
- el dispositivo de resorte (103) ejerce, al estar inactivo un dispositivo de accionamiento (107; 207; 307) del dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305), un momento de retroceso sobre la caja de vehículo (102) alrededor del eje de balanceo, en donde
- el momento de retroceso al estar inactivo el dispositivo de accionamiento (107; 207; 307) está dimensionado de tal modo que
  - una desviación transversal de la caja de vehículo (102) desde la posición neutra bajo una carga nominal de la caja de vehículo (2) y para un vehículo detenido en un peralte máximo permisible es menor de entre 10 mm y 40 mm, preferentemente menor de 20 mm, y/o
  - una desviación transversal de la caja de vehículo (102) desde la posición neutra bajo una carga nominal de la caja de vehículo (2) y en caso de una aceleración transversal máxima permisible del vehículo, que actúa en dirección de un eje transversal del vehículo, es preferentemente menor de entre 40 mm y 80 mm, preferentemente menor de 60 mm,
- definiendo el dispositivo de resorte (103) en particular una curva característica de retroceso que
  - representa la dependencia del momento de retroceso respecto a la desviación del ángulo de balanceo y presenta una trayectoria decreciente,
  - presentando la curva característica de retroceso, en particular en un primer intervalo de desviación transversal, una primera inclinación y en un segundo intervalo de desviación transversal, situado por encima del primer intervalo de desviación transversal, una segunda inclinación que es menor que la primera inclinación,
    - estando situada la relación de la segunda inclinación respecto a la primera inclinación en particular en el intervalo de 0 a 1, preferentemente en el intervalo de 0 a 0,5, más preferentemente en el intervalo de 0 a 0,1, y/o
    - extendiéndose el primer intervalo de desviación transversal en particular de 0 mm a 60 mm, preferentemente de 0 mm a 40 mm, y extendiéndose el segundo intervalo de desviación transversal en particular de 20 mm a 120 mm, preferentemente de 40 mm a 100 mm.

7. Vehículo de acuerdo con la reivindicación 6, **caracterizado porque**

- la caja de vehículo (102) presenta una posición neutra que asume al estar detenido el vehículo en la vía recta y plana, y
- el dispositivo de resorte (103) presenta una rigidez transversal en dirección de un eje transversal del vehículo, que depende de una desviación transversal de la caja de vehículo (102) en dirección del eje transversal del vehículo desde la posición neutra,
- presentando el dispositivo de resorte (103) en particular en un primer intervalo de desviación transversal una primera rigidez transversal y en un segundo intervalo de desviación transversal, situado por encima del primer intervalo de desviación transversal, una segunda rigidez transversal que es menor que la primera rigidez transversal,
  - estando situada la primera rigidez transversal en particular en el intervalo de 100 N/mm a 800 N/mm, preferentemente en el intervalo de 300 N/mm a 500 N/mm, y estando situada la segunda rigidez transversal en particular en el intervalo de 0 N/mm a 300 N/mm, preferentemente en el intervalo de 0 N/mm a 100 N/mm, y/o
  - extendiéndose el primer intervalo de desviación transversal en particular de 0 mm a 60 mm, preferentemente de 0 mm a 40 mm, y extendiéndose el segundo intervalo de desviación transversal en particular de 20 mm a 120 mm, preferentemente de 40 mm a 100 mm.

8. Vehículo de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque**

- la caja de vehículo (102) presenta una carga nominal y una posición neutra que asume al estar detenido el vehículo en la vía recta y plana, y
- el dispositivo de resorte (103) presenta en dirección de un eje transversal del vehículo una rigidez transversal,
  - estando dimensionada la rigidez transversal del dispositivo de resorte (3) de tal modo que al estar inactivo un dispositivo de accionamiento (107; 207; 307) del dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) durante la marcha en curva con una aceleración transversal máxima permisible del vehículo, que actúa en dirección de un eje transversal del vehículo,
    - una primera desviación transversal máxima de la caja de vehículo (102) desde la posición neutra, que se produce en una dirección transversal del vehículo hacia el exterior de la curva, está limitada a entre 40 mm y 120 mm, preferentemente a entre 60 mm y 80 mm, y/o
    - una segunda desviación transversal máxima de la caja de vehículo (102) desde la posición neutra, que se produce en una dirección transversal del vehículo hacia el interior de la curva, está limitada a entre 0 mm y 60 mm, preferentemente a entre 20 mm y 40 mm.

9. Vehículo de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque**

- la caja de vehículo (102) presenta una posición neutra que asume al estar detenido el vehículo en la vía recta y plana, y
- el dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) está configurado de tal modo que un dispositivo de accionamiento (107; 207; 307) del dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) presenta

- 5 - en el primer intervalo de frecuencia una desviación máxima desde la posición neutra de 60 mm a 110 mm, preferentemente de 70 mm a 85 mm, y/o
- en el segundo intervalo de frecuencia una desviación máxima desde una posición inicial de 10 mm a 30 mm, preferentemente de 15 mm a 25 mm, y/o
- 10 - ejerce en el primer intervalo de frecuencia una fuerza de accionamiento máxima de 10 kN a 40 kN, preferentemente de 15 kN a 30 kN, y/o
- ejerce en el segundo intervalo de frecuencia una fuerza de accionamiento máxima de 5 kN a 35 kN, preferentemente de 5 kN a 20 kN.

10. Vehículo de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque**

- 15 - la caja de vehículo (102) presenta una posición neutra que asume al estar detenido el vehículo en la vía recta y plana,
- la caja de vehículo (102) presenta un centro de gravedad que en la posición neutra en dirección del eje vertical del vehículo presenta una primera altura por encima de la vía,
- el dispositivo de compensación de balanceo (105; 205; 305) está configurado de tal modo que el eje de balanceo en la posición neutra en dirección del eje vertical del vehículo presenta una segunda altura por encima de la vía,
- 20 - ascendiendo la relación de la diferencia de la segunda altura y la primera altura respecto a la primera altura a 2,2 como máximo, preferentemente a 1,3 como máximo, más preferentemente a de 0,8 a 1,3.

11. Vehículo de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque**

- 25 - el dispositivo de compensación de balanceo (105) comprende un dispositivo de apoyo de balanceo (106) dispuesto cinemáticamente en paralelo al dispositivo de resorte (103) y configurado para contrarrestar movimientos de balanceo de la caja de vehículo (102) alrededor del eje de balanceo durante la marcha en línea recta,
- el dispositivo de apoyo de balanceo (106) comprende en particular dos bielas (106.5, 106.6) conectadas por uno de sus extremos en cada caso de manera articulada a la caja de vehículo (102) y por su otro extremo en cada caso de manera articulada a extremos opuestos de un elemento de torsión (106.3) montado en el chasis (104), y/o
- 30 - el dispositivo de compensación de balanceo (205; 305) comprende un dispositivo de guía (211; 311),
- el dispositivo de guía (211; 311) está situado cinemáticamente en serie respecto al dispositivo de resorte (103),
- el dispositivo de guía (211; 311) comprende un elemento de guía (211.1; 311.1) dispuesto entre el chasis (104) y la caja de vehículo (102), y
- 35 - el dispositivo de guía (211; 311) está configurado para definir en caso de movimientos de balanceo de la caja de vehículo (102) un movimiento del elemento de guía (211.1; 311.1) respecto a la caja de vehículo (102) o al chasis (104),
- comprendiendo el dispositivo de guía (211; 311) en particular al menos un dispositivo de resorte por capas (211.3; 311.3).

12. Vehículo de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado porque**

- 40 - el chasis (104) comprende un bastidor de chasis (104.2) y al menos una unidad de rueda (104.1) y
- el dispositivo de resorte (103) presenta una suspensión primaria (103.1) y una suspensión secundaria (103.2),
- estando apoyado el bastidor de chasis (104.2) mediante la suspensión primaria (103.1) sobre la unidad de rueda (104.1) y estando apoyada la caja de vehículo (102) sobre el bastidor de chasis (104.2) mediante la suspensión secundaria (103.2), diseñada en particular como suspensión neumática, y
- 45 - el dispositivo de compensación de balanceo (105) está dispuesto cinemáticamente en paralelo a la suspensión secundaria (103.2) entre el bastidor de chasis (104.2) y la caja de vehículo (102),
- comprendiendo el dispositivo de resorte (103) en particular un dispositivo de resorte transversal (110), estando conectado el dispositivo de resorte transversal (110), por una parte, al bastidor de chasis (104.2) y, por la otra parte, a la caja de vehículo (102) y/o estando unido el dispositivo de resorte transversal (110), por una parte, al bastidor de chasis (104.2) o a la caja de vehículo (102) y, por la otra parte, al dispositivo de compensación de balanceo (105) y estando configurado el dispositivo de resorte transversal (110) en particular para aumentar la rigidez del dispositivo de resorte (103) en dirección de un eje transversal del vehículo, presentando el dispositivo de resorte transversal (110) en particular una característica de rigidez decreciente, y
- 50 - el dispositivo de resorte (103) presenta en particular un dispositivo de resorte de emergencia (103.3) dispuesto en el centro del chasis (104) en dirección transversal del vehículo, estando configurado el dispositivo de resorte de emergencia (103.3) en particular de tal modo que apoya el efecto de compensación del dispositivo de compensación de balanceo (105).
- 55

13. Procedimiento para ajustar un ángulo de balanceo de una caja de vehículo (102), apoyada sobre un chasis (104) mediante un dispositivo de resorte en dirección de un eje vertical del vehículo, de un vehículo, en particular de un vehículo ferroviario, alrededor de un eje de balanceo paralelo a un eje longitudinal de vehículo del vehículo, en el que

- el ángulo de balanceo se ajusta activamente,
- contrarrestándose durante la marcha en curva los movimientos de balanceo de la caja de vehículo (102) hacia el exterior de la curva alrededor de un eje de balanceo paralelo a un eje longitudinal del vehículo, e
- imponiéndose a la caja de vehículo (102) para el aumento del confort de inclinación en un primer intervalo de frecuencia bajo una primera desviación transversal de la caja de vehículo (102), en dirección de un eje transversal del vehículo, un primer ángulo de balanceo alrededor del eje de balanceo, que corresponde a una curvatura actual de una sección de vía recorrida en ese momento,

**caracterizado porque**

- a fin de aumentar el confort de vibración, a la caja de vehículo (102) se impone en un segundo intervalo de frecuencia una segunda desviación transversal superpuesta a la primera desviación transversal,
- estando situado el segundo intervalo de frecuencia al menos parcialmente, en particular completamente, por encima del primer intervalo de frecuencia.

14. Procedimiento de acuerdo con la reivindicación 13, **caracterizado porque**

- el primer ángulo de balanceo en el primer intervalo de frecuencia se genera de manera activa al menos mayormente, en particular esencialmente por completo, y el primer intervalo de frecuencia se extiende de 0 Hz a 2 Hz, preferentemente de 0,5 Hz a 1,0 Hz, y/o
- el primer intervalo de frecuencia se extiende de 0 Hz a 2 Hz, preferentemente de 0,5 Hz a 1,0 Hz, y/o
- el segundo intervalo de frecuencia se extiende de 0,5 Hz a 15 Hz, preferentemente de 1,0 Hz a 6,0 Hz.

15. Procedimiento de acuerdo con las reivindicaciones 13 o 14, **caracterizado porque** el ajuste de la segunda desviación transversal en el segundo intervalo de frecuencia para aumentar el confort de vibración se realiza también durante la marcha en línea recta.



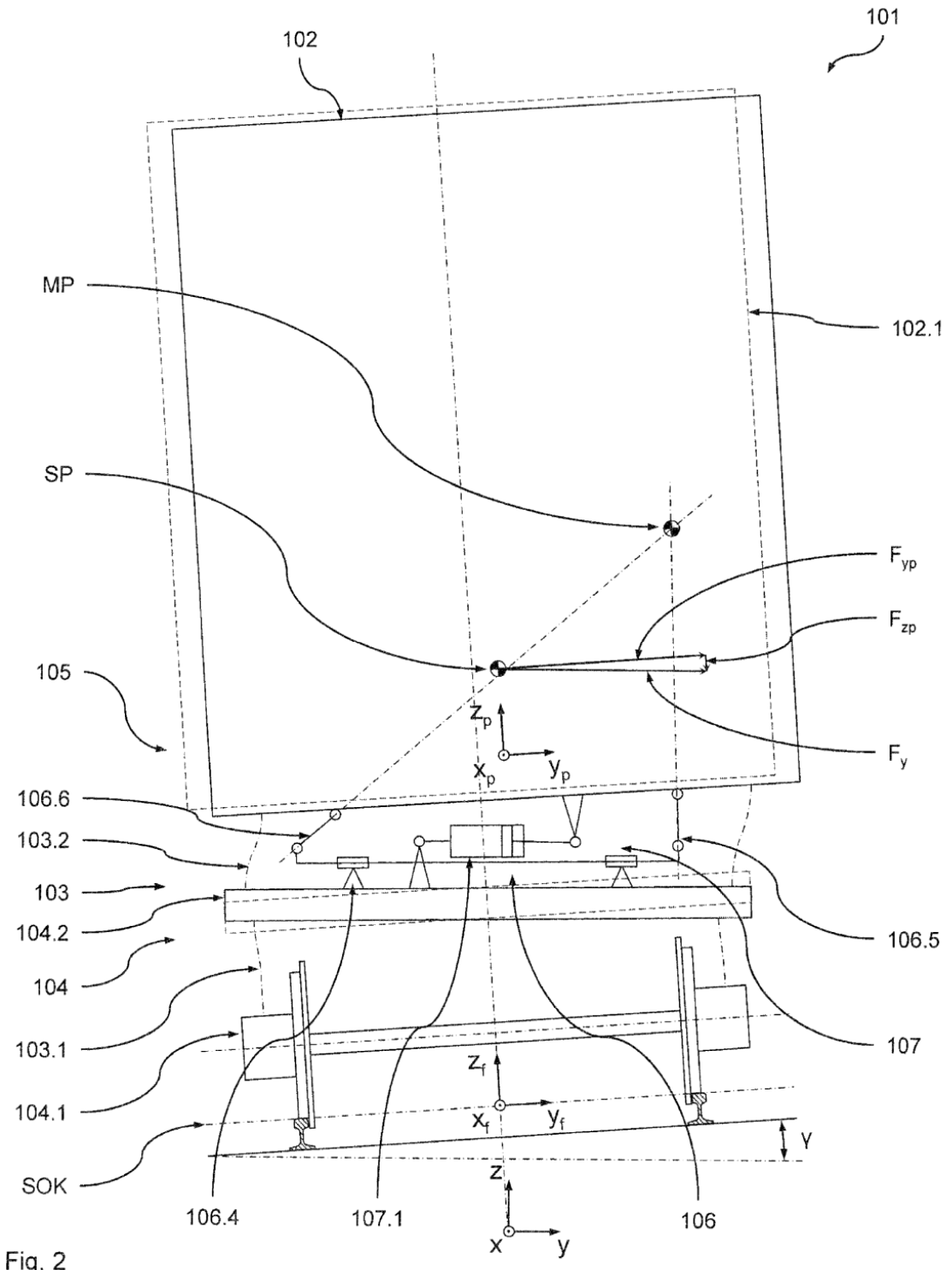


Fig. 2



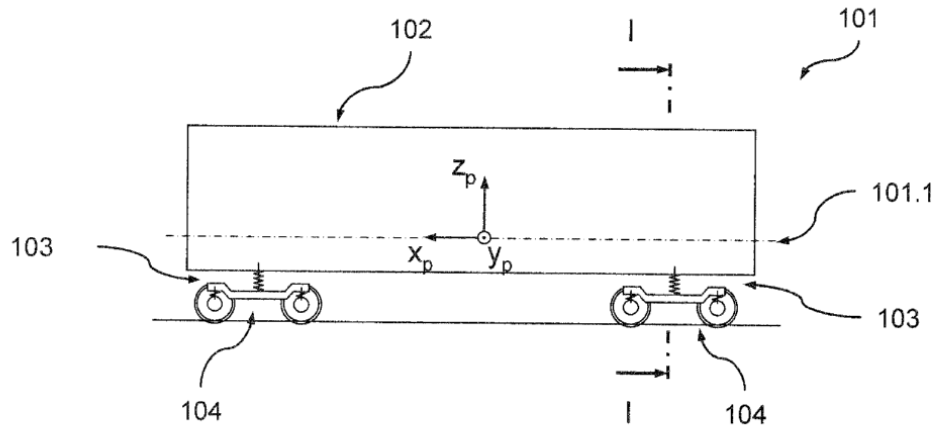


Fig. 3

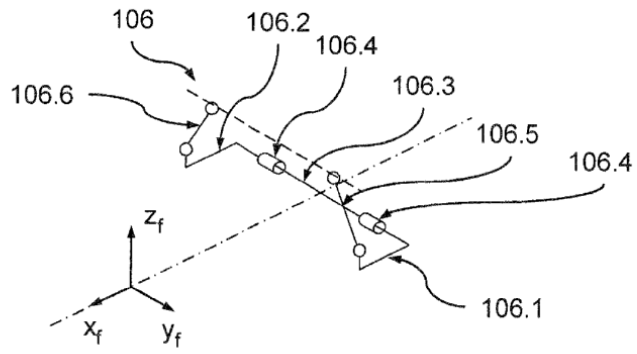


Fig. 4

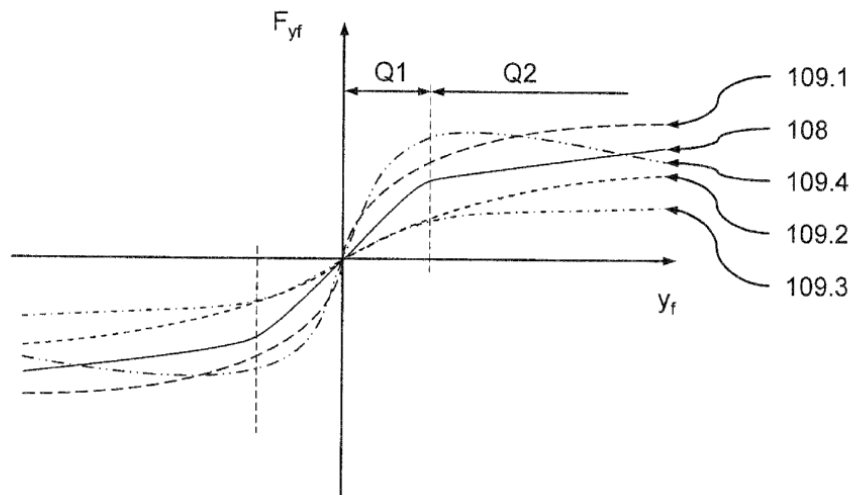


Fig. 5

