

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 929 441**

51 Int. Cl.:

B61F 5/24

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **28.08.2013** **E 13182037 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **03.08.2022** **EP 2842827**

54 Título: **Vehículo que tiene compensación de efecto de viento lateral**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la
traducción de la patente:
29.11.2022

73 Titular/es:

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

72 Inventor/es:

**HÄSE, PETER y
SCHNEIDER, RICHARD**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 929 441 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 que tiene compensación de efecto de viento lateral

Antecedentes de la invención

La presente invención se refiere a un vehículo, en particular, un vehículo ferroviario, que tiene una carrocería de vagón, en particular, una carrocería de vagón de dos pisos, un primer tren de rodadura, un segundo tren de rodadura dispuesto a una distancia del primer tren de rodadura en una dirección longitudinal del vehículo, en particular, que sigue al primer tren de rodadura, un dispositivo de compensación de viento lateral y, en particular, una disposición de compensación de balanceo. La carrocería de vagón está soportada sobre el primer tren de rodadura y el segundo tren de rodadura en una dirección de la altura del vehículo por medio de dispositivos de resorte. El dispositivo de compensación de viento lateral comprende un dispositivo de control y un dispositivo activo que actúa entre la carrocería de vagón y el primer tren de rodadura y/o el segundo tren de rodadura para al menos reducir, en una carga de control de viento lateral, la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en el primer tren de rodadura causada por una carga de viento lateral que actúa sobre la carrocería de vagón. El dispositivo de control está configurado para controlar, en dicho modo de control de viento lateral, una magnitud de una acción de dicho dispositivo activo en función de una primera variable de entrada y una segunda variable de entrada, siendo la primera variable de entrada una primera variable de desviación representativa de una primera desviación transversal entre la carrocería de vagón y el primer tren de rodadura en una dirección transversal del vehículo, mientras que la segunda variable de entrada es una segunda variable de desviación representativa de una segunda desviación transversal entre la carrocería de vagón y el segundo tren de rodadura en la dirección transversal del vehículo. La presente invención también se refiere a un método para ajustar ángulos de balanceo en una carrocería de vagón de un vehículo.

En los vehículos ferroviarios, pero también en otros vehículos, la carrocería de vagón está soportada generalmente sobre las unidades de rueda, por ejemplo pares de ruedas y conjuntos de ruedas, a través de una o más etapas de resorte. La aceleración centrífuga generada transversalmente a la dirección de movimiento y, por tanto, al eje longitudinal del vehículo significa que, como resultado de la posición comparativamente alta del centro de gravedad de la carrocería de vagón, la carrocería de vagón tiene tendencia a balancearse hacia el exterior de la curva en relación con las unidades de rueda, causando así un movimiento de balanceo alrededor de un eje de balanceo paralelo al eje longitudinal del vehículo.

Dichos movimientos de balanceo perjudican la comodidad del viaje cuando superan determinados valores límite. Además, también constituyen un peligro de incumplimiento del perfil de ancho de vía permitido y, en términos de la estabilidad de inclinación y, por tanto, también la seguridad contra el descarrilamiento, un peligro de descarga de la rueda unilateral inadmisibles. Para prevenir esto, como regla, se usan mecanismos de soporte de balanceo en forma de los denominados estabilizadores de balanceo. La tarea de estos mecanismos de soporte de balanceo como se conoce, por ejemplo, de la patente europea EP 1 075 407 B1 es ofrecer una resistencia al movimiento de balanceo de la carrocería de vagón para reducir este último, pero al mismo tiempo sin obstaculizar el movimiento ascendente y descendente de la carrocería de vagón en relación con las unidades de rueda.

Una realización específica de dichos estabilizadores de balanceo se usa en vehículos ferroviarios, tales como los conocidos de la patente europea EP 1 190 925 A1. En el vehículo ferroviario conocido por este documento, los extremos superiores de las dos varillas de los estabilizadores de balanceo (en un plano que discurre perpendicularmente al eje longitudinal del vehículo) están desplazadas hacia el centro del vehículo. Como resultado de esto, la carrocería de vagón, en caso de desviación en la dirección transversal del vehículo (como es causada, por ejemplo, por la aceleración centrífuga durante el desplazamiento en curvas) es guiada de tal manera que se contrarresta un movimiento de balanceo de la carrocería de vagón hacia el exterior de la curva y se le impone un movimiento de balanceo dirigido hacia el interior de la curva.

Este movimiento de balanceo en la dirección opuesta sirve, entre otras cosas, para aumentar la llamada comodidad de inclinación para los pasajeros del vehículo. Normalmente se entiende aquí por una alta comodidad de inclinación el hecho de que, durante el desplazamiento en curvas, los pasajeros experimentan la aceleración transversal más baja posible en la dirección transversal de su sistema de referencia, que por regla general se define por los accesorios de la carrocería de vagón (suelo, paredes, asientos, etc.). Como resultado de la inclinación de la carrocería de vagón hacia el interior de la curva causada por el movimiento de balanceo, los pasajeros (dependiendo del grado de inclinación) experimentan al menos parte de la aceleración transversal que actúa realmente en el sistema de referencia fijo en tierra simplemente como una mayor aceleración en la dirección del suelo del vehículo, que como regla se percibe como menos molesto o incómodo.

Los valores máximos admisibles para la aceleración transversal que actúa en el sistema de referencia de los pasajeros (y, en última instancia, los valores de punto de ajuste resultantes para los ángulos de balanceo de la carrocería de vagón) son especificados como regla por el operador de un vehículo ferroviario. Las normas nacionales e internacionales (tales como, por ejemplo, EN 12299) también proporcionan un punto de partida para esto.

El movimiento de balanceo adaptado a lo pronunciado de la curva por la que se pasa actualmente y la velocidad de marcha actual (y en consecuencia también la aceleración transversal resultante) en el vehículo de la patente europea

EP 1 190 925 A1 también pueden ser influenciados o ajustados activamente por un accionador conectado entre la carrocería de vagón y el bastidor de tren de rodadura. En este caso, en un modo de control de retroalimentación de vía, de lo pronunciado actual de la curva y la velocidad actual del vehículo, se calcula un valor de punto de ajuste para el ángulo de balanceo de la carrocería de vagón, que luego se usa para ajustar el ángulo de balanceo por medio del accionador.

Si bien esta variante ofrece la oportunidad de crear sistemas más rígidos transversalmente con una menor desviación transversal, tiene el inconveniente de que la comodidad vibratoria se ve perjudicada por la rigidez transversal introducida por el accionador de modo que, por ejemplo, los impactos transversales en el tren de rodadura (por ejemplo, al pasar por cambios o imperfecciones en la vía) se transmiten al carrocería de vagón con menos amortiguación.

Otro problema relacionado con el uso de dichos mecanismos de soporte de balanceo es la sensibilidad del vehículo a los vientos laterales. En particular en la zona de un vehículo de cabeza, y allí en particular en la zona del tren de rodadura de cabeza, bajo los efectos del flujo de aire contra el vehículo transversalmente a la dirección de desplazamiento causado por el viento lateral, hay una acción de fuerza sobre el vehículo, cuyo punto efectivo de aplicación (en la dirección de desplazamiento) habitualmente está ubicado delante del centro de gravedad (que típicamente está ubicado en el centro longitudinal de la carrocería de vagón).

Esta acción de fuerza causada por el viento lateral provoca el llamado movimiento de guiñada de la carrocería de vagón (por tanto, una rotación de la carrocería de vagón alrededor de su eje de altura), en donde la parte delantera de la carrocería de vagón es desviada por el viento lateral, mientras que la parte trasera gira contra el viento lateral. La desviación continúa hasta que las fuerzas de restauración del soporte de la carrocería de vagón sobre los trenes de rodadura equilibran el momento de guiñada causado por la carga de viento lateral.

El problema aquí es que este movimiento de guiñada de la carrocería de vagón generalmente da como resultado una reducción en las cargas de las ruedas (y por tanto en una llamada descarga de la rueda) en cada uno de los lados del tren de rodadura respectivamente de los dos trenes de rodadura. Con el tren de rodadura delantero, hay una descarga de la rueda hacia el lado del tren de rodadura girado hacia el viento lateral (por tanto, el lado de barlovento del tren de rodadura), lo que se intensifica aún más por la sustentación que normalmente actúa sobre la carrocería de vagón en esta zona (debido a las condiciones del flujo de aire en el extremo delantero del vehículo).

Particularmente cuando se usan los mecanismos de soporte de balanceo descritos, debido a las desviaciones transversales opuestas y las desviaciones de balanceo opuestas generadas en la zona de los dos trenes de rodadura, se produce una torsión de la carrocería de vagón que intensifica aún más la descarga de la rueda. En particular en los vehículos de dos pisos, debido a la gran área de superficie de impacto para el viento lateral y la posición comparativamente alta del centro de gravedad, puede producirse una descarga de la rueda considerable, que debería, sin embargo, por razones de seguridad contra descarrilamiento, no superar los límites especificados. Este problema se agrava aún más durante el desplazamiento en tramos de vía curvos, en donde una fuerza centrífuga que actúa sobre la carrocería de vagón en la misma dirección que la carga de viento lateral aumenta aún más el problema de descarga de la rueda.

Determinados operadores de redes ferroviarias, tales como, p. ej., Deutsche Bahn, emiten directrices para viento lateral que proporcionen escenarios específicos de viento lateral y límites superiores para la descarga máxima de la rueda en estos escenarios de viento lateral que los vehículos deben respetar para ser admitidos para operar.

Para reducir el riesgo de descarrilamiento, típicamente se ha propuesto detectar la fuerza del viento usando medios adecuados y adaptar la velocidad del vehículo en consecuencia. Dicho enfoque es conocido, por ejemplo, del documento WO 2007/048765 A1, que describe el uso de una pluralidad de sensores aerodinámicos adecuados en la superficie del vehículo para detectar inmediatamente las cargas de viento reales. Como alternativa, en muchos casos, la velocidad máxima del vehículo simplemente se ajusta a un valor lo suficientemente bajo como para garantizar que el riesgo de descarrilamiento, bajo cualquier intensidad de viento lateral que se espere en la ruta, permanezca dentro de los límites especificados. Dichas reducciones en la velocidad del vehículo son naturalmente muy indeseables para el operador del vehículo.

En un vehículo genérico como se conoce, por ejemplo, del documento WO 2010/113045 A2, se ha propuesto contrarrestar activamente la descarga de la rueda inducida por el viento lateral usando un dispositivo de compensación de viento lateral que actúa entre la carrocería de vagón y los trenes de rodadura. Si bien los efectos del componente base de viento lateral de baja frecuencia (o al menos durante un cierto período corto sustancialmente constante o casi estacionario) de la carga de viento lateral pueden contrarrestarse adecuadamente de una manera comparativamente simple y estable, un problema aquí es implementar un sistema de control con una reacción suficientemente rápida a los efectos del componente (dinámico) del viento lateral en ráfagas de dicha carga de viento. Dichos efectos dinámicos de viento lateral en ráfagas se producen típicamente en intervalos de frecuencia más altos y requieren, en algunos casos, una reacción apropiada que es eficaz en el punto de contacto de la rueda con el raíl dentro de tiempos de reacción muy por debajo de un segundo.

El sistema de control conocido del documento WO 2010/113045 A2 usa varios sensores montados en vehículos, p.

ej., sensores de desplazamiento, típicamente disponibles en los vehículos ferroviarios modernos. Sin embargo, el problema de proporcionar una reacción apropiada se ve agravado aquí por el hecho de que las variables de detección capturadas por estos sensores no solo se ven afectadas por la carga de viento lateral sino también (típicamente principalmente) por el estado de vía de la vía usada actualmente. Por ende, proporcionar una reacción al viento lateral adecuada requiere, en primer lugar, distinguir correctamente los efectos inducidos por el viento lateral de los efectos inducidos por el estado de la vía, lo que, a su vez, requiere un análisis de datos que típicamente aumenta los tiempos de reacción.

Si bien el documento WO 2007/048765 A1 sugiere capturar variables aerodinámicas representativas inmediatamente de la carga aerodinámica que actúa sobre la carrocería de vagón, este enfoque típicamente requiere la implementación de una matriz de sensores con suficiente resolución, que típicamente no se implementa en un vehículo ferroviario, aumentando así el costo total del vehículo. Asimismo, también requiere (aumentando el tiempo de reacción) la evaluación de los datos de la matriz de sensores aerodinámicos para distinguir la carga de viento lateral en ráfagas global de los efectos de vórtices locales.

Por lo tanto, el objetivo de la presente invención era proporcionar un vehículo o un método del tipo mencionado inicialmente, que no presenta, o al menos lo hace en menor medida, las desventajas mencionadas anteriormente y que, en particular, de una manera simple y fiable permite obtener una sensibilidad reducida del vehículo al viento lateral mientras mantiene al menos en gran medida una buena comodidad de marcha en condiciones de funcionamiento normales con poco viento lateral.

La presente invención resuelve este problema sobre la base de un vehículo según el preámbulo de la reivindicación 1 por medio de las características indicadas en la parte de caracterización de la reivindicación 1. También resuelve este problema sobre la base de un método según el preámbulo de la reivindicación 13 por medio de las características indicadas en la parte de caracterización de la reivindicación 13.

La presente invención se basa en la enseñanza técnica de que, de forma simple y fiable, se puede lograr una sensibilidad reducida al viento lateral o un aumento en la velocidad permitida del vehículo a pesar del uso de dispositivos de compensación de balanceo, si el control del dispositivo activo implementa o simula un dispositivo de parada forzosa (inteligente) que actúa en la dirección transversal del vehículo entre la carrocería de vagón y al menos uno de los trenes de rodadura, cuya rigidez inicial y/o transversal se controla en función de la carga relacionada con la curvatura de la vía que actúa sobre la carrocería de vagón.

La implementación de un dispositivo de parada forzosa de este tipo con un inicio variable de las fuerzas que contrarrestan el movimiento de guiñada inducido por el viento lateral y, por ende, la acción que contrarresta la descarga de la rueda tiene la ventaja de que, durante el funcionamiento en una vía recta, el acoplamiento transversal entre la carrocería de vagón y el tren de rodadura respectivo puede mantenerse comparativamente suave reduciendo la rigidez del dispositivo de parada forzosa simulado y/o desplazando el punto de inicio perceptible de la acción del dispositivo de parada forzosa simulado transversalmente hacia afuera, siendo ambos beneficiosos en términos de comodidad de marcha. Por otro lado, durante el desplazamiento en un tramo de vía curvo, es decir, en una situación con una mayor carga relacionada con la curvatura de la vía que actúa sobre la carrocería de vagón, la rigidez transversal del dispositivo de parada forzosa aumenta y/o el inicio del dispositivo de parada forzosa simulado se desplaza más transversalmente hacia adentro para reducir la sensibilidad al viento lateral.

Esto se debe a que, durante el desplazamiento en una vía recta, puede aceptarse una desviación de guiñada inducida por el viento lateral comparativamente grande, ya que la descarga de la rueda relacionada sigue siendo aceptable en ausencia de otros efectos de descarga de la rueda relacionados con la fuerza centrífuga. Por otro lado, durante el desplazamiento en una vía curva, dichos efectos de descarga de la rueda relacionados con la fuerza centrífuga se vuelven cada vez más relevantes, de modo que sólo se pueden aceptar desviaciones de guiñada inducidas por el viento lateral cada vez más pequeñas para mantener la fracción de descarga de la rueda inducida por el viento lateral lo suficientemente baja. La presente invención proporciona una solución muy simple y rentable que respeta estas condiciones límite.

Además, la presente invención, en particular, permite usar el conjunto de sensores variables de estado convencionalmente presentes en los vehículos ferroviarios modernos y, al mismo tiempo, proporcionar un control adecuadamente simple y, por ende, rápido y tiempos de reacción bajos, respectivamente, necesarios para mantener la descarga de la rueda relacionada con el viento lateral en los trenes de rodadura dentro de ciertos límites.

Cabe señalar a este respecto que debido a la única acción intrínseca del vehículo del dispositivo activo, típicamente, no se puede evitar la descarga de la rueda en los trenes de rodadura. Más bien, la presente invención permite desplazar o distribuir, respectivamente, los efectos de descarga de la rueda entre los dos trenes de rodadura. Más precisamente, con la presente invención, entre otras cosas, la descarga de la rueda inducida por el viento lateral puede cambiarse activamente de forma beneficiosa desde el tren de rodadura delantero típicamente más afectado o más sensible al viento lateral al tren de rodadura trasero menos afectado o menos sensible al viento lateral. Si bien este cambio obviamente aumenta la descarga de la rueda en el tren de rodadura trasero, permite respetar los límites máximos de descarga de la rueda en todas las ruedas de ambos trenes de rodadura.

De esta manera es posible compensar de manera ventajosa, al menos en parte, las propiedades desventajosas de dichos dispositivos de compensación de balanceo desde el punto de vista de la sensibilidad al viento lateral. En otras palabras, los efectos ventajosos de dichos dispositivos de compensación de balanceo en términos de mayor comodidad de viaje para los pasajeros y alta capacidad de transporte de los vehículos se pueden lograr fácilmente, en particular durante el desplazamiento en vías rectas, sin que sea necesario realizar reducciones significativas en cuanto a la sensibilidad al viento lateral o a la velocidad máxima permitida.

Según un primer aspecto, la presente invención se refiere, por lo tanto, a un vehículo, en particular, un vehículo ferroviario, que comprende una carrocería de vagón, en particular, una carrocería de vagón de dos pisos, un primer tren de rodadura, un segundo tren de rodadura dispuesto a una distancia del primer tren de rodadura en una dirección longitudinal del vehículo, en particular, que sigue al primer tren de rodadura, un dispositivo de compensación de viento lateral y, en particular, una disposición de compensación de balanceo. La carrocería de vagón está soportada sobre el primer tren de rodadura y el segundo tren de rodadura en una dirección de la altura del vehículo por medio de un dispositivo de resorte. El dispositivo de compensación de viento lateral comprende un dispositivo de control y un dispositivo activo que actúa entre la carrocería de vagón y el primer tren de rodadura y/o el segundo tren de rodadura para al menos reducir, en un modo de control de viento lateral, la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en el primer tren de rodadura causada por una carga de viento lateral que actúa sobre la carrocería de vagón. El dispositivo de control está configurado para controlar, en el modo de control de viento lateral, una magnitud de una acción del dispositivo activo en función de una primera variable de entrada y la segunda variable de entrada. La primera variable de entrada es una primera variable de desviación representativa de una primera desviación transversal entre la carrocería de vagón y el primer tren de rodadura en una dirección transversal del vehículo, mientras que la segunda variable de entrada es una segunda variable de desviación representativa de una segunda desviación transversal entre la carrocería de vagón y el segundo tren de rodadura en la dirección transversal del vehículo. El dispositivo de control está configurado para controlar, en el modo de control de viento lateral, la magnitud de la acción del dispositivo activo en función de una tercera variable de entrada, siendo la tercera variable de entrada una variable representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía que actúa sobre la carrocería de vagón. La tercera variable de entrada tiene un tercer intervalo y un cuarto intervalo, siendo la tercera variable de entrada, en el tercer intervalo, representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía incrementada en comparación con el cuarto intervalo. La magnitud de la acción, al menos en un primer intervalo de la primera variable de entrada y/o al menos en un segundo intervalo de la segunda variable de entrada, está incrementada en el tercer intervalo en comparación con el cuarto intervalo.

Se apreciará que, aumentando la magnitud de la acción del dispositivo activo en el tercer intervalo (es decir, en situaciones con mayores cargas relacionadas con la curvatura de la vía que actúan sobre la carrocería de vagón) en comparación con la magnitud de su acción en el cuarto intervalo (es decir, en situaciones con menores cargas relacionadas con la curvatura de la vía que actúan sobre la carrocería de vagón), el inicio desplazado y/o la rigidez incrementada del dispositivo de parada forzosa simulado como se describió anteriormente se puede lograr de una manera muy simple.

Se apreciará además que esta variación de la magnitud de la acción (en función de las cargas relacionadas con la curvatura de la vía que actúan sobre la carrocería de vagón) puede aplicarse en todo el intervalo de movimiento relativo disponible entre la carrocería de vagón y el tren de rodadura respectivo. Sin embargo, también se puede proporcionar que (usando el primer y segundo intervalo de la primera y segunda variable de entrada, respectivamente), el aumento solo puede aplicarse después de superar un cierto intervalo de desviación inicial (en donde no se establece una diferencia notable en función de las cargas relacionadas con la curvatura de la vía).

Como comentario general, cabe señalar en este contexto que, a menos que se indique explícitamente lo contrario, las consideraciones hechas en la presente memoria con respecto a la magnitud y/o dirección y/o punto de ataque de los componentes de viento lateral se relacionan con una fuerza resultante de la distribución de presión aerodinámica causada por el viento lateral en las partes relevantes de la superficie del vehículo. Preferiblemente, el dispositivo de control está configurado para controlar, en el modo de control de viento lateral, la magnitud de la acción del dispositivo activo de modo que, al menos en el primer intervalo y/o al menos en el segundo intervalo, el dispositivo activo simula un dispositivo de parada brusca activo en la dirección transversal entre la carrocería de vagón y el primer tren de rodadura y/o el segundo tren de rodadura, siendo el dispositivo de parada forzosa, en la dirección transversal del vehículo, más rígido y/o más desplazado hacia una posición neutra de la carrocería de vagón en el tercer intervalo en comparación con el cuarto intervalo.

Además o como una alternativa, el dispositivo de control puede estar configurado para controlar, en el modo de control de viento lateral, la magnitud de la acción del dispositivo activo de modo que, al menos en el primer intervalo y/o al menos en el segundo intervalo, una rigidez del dispositivo activo en la dirección transversal en la zona del primer tren de rodadura y/o en la zona del segundo tren de rodadura aumenta en el tercer intervalo en comparación con el cuarto intervalo.

Ambas variantes permiten adaptar a medida la reacción del dispositivo activo a los movimientos de guiñada inducidos por el viento lateral de la carrocería de vagón al diseño específico y las necesidades del vehículo respectivo de una manera muy simple y rentable.

El punto de inicio del dispositivo de parada forzosa simulado puede elegirse básicamente en cualquier ubicación adecuada en función de las características específicas del vehículo respectivo. Preferiblemente, una desviación transversal entre la carrocería de vagón y el primer tren de rodadura y/o el segundo tren de rodadura tiene un valor máximo admisible y el primer intervalo y/o el segundo intervalo se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente al 30 %, preferiblemente el 40 %, más preferiblemente del 45 % al 60 %, del valor máximo admisible de la desviación transversal.

Dicha configuración permite implementar desviaciones iniciales comparativamente grandes desde una posición neutra de la carrocería de vagón (que asume cuando está parada en una vía recta y nivelada) sin una contrarrestación perceptible por parte del dispositivo activo, lo que, como se describió anteriormente, es beneficioso en términos de mantener una alta comodidad de marcha en vías rectas y/o a bajas velocidades de marcha. Por ende, además o como alternativa, el dispositivo de control puede estar configurado para mantener un estado de reposo del dispositivo activo en un intervalo inicial de desviación en reposos de la carrocería de vagón desde la posición neutra.

Se apreciará además que los valores absolutos de la desviación transversal pueden elegirse virtualmente de manera arbitraria en función de las características específicas del vehículo respectivo. Preferiblemente, la carrocería de vagón tiene una posición neutra con respecto al primer tren de rodadura y/o al segundo tren de rodadura y el primer intervalo y/o el segundo intervalo se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente a una desviación transversal de 15 mm, preferiblemente 20 mm, más preferiblemente de 25 mm a 35 mm, de la carrocería de vagón desde la posición neutra.

La diferenciación de la magnitud de la acción del dispositivo activo en función de las cargas relacionadas con la curvatura de la vía puede obtenerse de cualquier manera adecuada. Por ejemplo, pueden usarse algoritmos específicos o modelos matemáticos para calcular los respectivos valores de control en función de los valores reales de la primera, segunda y tercera variables de entrada.

Con variantes particularmente simples de la presente invención, el dispositivo de control, en el modo de control de viento lateral, controla la magnitud de la acción del dispositivo activo en función de la primera variable de entrada usando un primer conjunto de primeras líneas características, proporcionando cada una de las primeras líneas características una primera información de control en función de la primera variable de entrada. El dispositivo de control selecciona entonces una de las primeras líneas características que se usará realmente en función del valor real de la tercera variable de entrada. Preferiblemente, al menos dos, en particular dos cualesquiera, de las primeras líneas características, al menos en el primer intervalo de la primera variable de entrada, proporcionan una primera información de control diferente en un valor dado de la primera variable de entrada.

Además o como una alternativa, puede estar previsto que una primera de las primeras líneas características se seleccione en un primer valor de la tercera variable de entrada y una segunda de las primeras líneas características se seleccione en un segundo valor de la tercera variable de entrada, siendo el segundo valor de la tercera variable de entrada representativo de un valor de la carga relacionada con la curvatura de la vía que es mayor que un valor de la carga relacionada con la curvatura de la vía para el primer valor de la tercera variable de entrada. Preferiblemente, al menos en el primer intervalo de la primera variable de entrada, en un valor dado de la primera variable de entrada, la segunda de las primeras líneas características proporciona una primera información de control que es representativa de una acción del dispositivo activo que está incrementada en comparación con la primera de las primeras líneas características. Con esto se entiende que, el inicio y/o la rigidez del dispositivo de parada forzosa simulado pueden modificarse según sea necesario de una manera simple.

Se apreciará que el conjunto de líneas características puede estar disponible en forma de líneas características individuales. Preferiblemente, sin embargo, el conjunto de líneas características está disponible en forma parametrizada. En consecuencia, por ejemplo, el dispositivo de control tiene al menos una línea característica maestra parametrizada y, posteriormente, calcula la línea característica que se usará realmente a partir de la línea característica maestra en función de los parámetros seleccionados, en particular en función del valor real de la tercera variable de entrada.

Se apreciará además que puede estar disponible un número arbitrario de líneas características dependiendo de la resolución requerida de la información de control a obtener. En el caso más simple, un conjunto de dos líneas características diferentes puede ser suficiente. Además, aunque el dispositivo de control puede tener solamente un conjunto limitado de líneas características almacenadas, se puede obtener una resolución arbitrariamente fina de la información de control usando simplemente una interpolación arbitrariamente compleja (en el caso más simple, interpolación lineal) entre los valores obtenidos a partir de dos líneas características adyacentes.

Asimismo, puede estar previsto que al menos una de las primeras líneas características, en particular, cada una de las primeras líneas características, tenga una primera inclinación en una primera parte del primer intervalo y una segunda inclinación en una segunda parte del primer intervalo, siendo la segunda inclinación mayor que la primera inclinación, estando la segunda parte del primer intervalo, en particular, ubicada por encima de la primera parte del primer intervalo. Con esto se entiende que, de una manera muy simple, la rigidez respectiva del dispositivo de parada forzosa simulado puede modificarse. En particular, puede estar previsto que la activación inicial del dispositivo de parada forzosa se produzca con una rigidez comparativamente baja, mientras que en un cierto punto de la desviación

transversal (a saber, en la transición entre la primera y la segunda parte del primer intervalo), la rigidez del dispositivo de parada forzosa simulado aumenta.

Se apreciará que se puede implementar cualquier curso deseado de la rigidez. En particular, se puede implementar una característica de rigidez al menos en tramo recto y/o al menos en tramo curvo. Además, al menos puede implementarse un curso constante por tramos y/o decreciente por tramos y/o progresivo por tramos de la característica de rigidez.

Aquí de nuevo, puede estar previsto que la primera desviación entre la carrocería de vagón y el primer tren de rodadura tenga un valor máximo admisible y que el primer intervalo se extienda desde un límite inferior de intervalo correspondiente al 30 %, preferiblemente el 40 %, más preferiblemente del 45 % al 60 %, del valor máximo admisible de la primera desviación. Asimismo, puede estar previsto que el primer intervalo se extienda desde un límite de intervalo inferior correspondiente a una desviación transversal de 15 mm, preferiblemente 20 mm, más preferiblemente de 25 mm a 35 mm, de la carrocería de vagón con respecto al primer tren de rodadura en la dirección transversal del vehículo, extendiéndose la primera parte del primer intervalo, en particular, hasta un límite correspondiente a una desviación transversal de 35 mm, preferiblemente 40 mm, más preferiblemente de 40 mm a 45 mm, de la carrocería de vagón con respecto al primer tren de rodadura.

Asimismo, puede estar previsto que al menos una de las primeras líneas características, en particular, cada una de las primeras líneas características, tenga un intervalo de reposo que incluye un valor correspondiente a la posición neutra y que se extiende hasta el primer intervalo, proporcionando la primera línea característica, en el intervalo de reposo, una primera información de control correspondiente a un estado de reposo del dispositivo activo. Por ende, como se describió anteriormente, puede estar previsto que el control de viento lateral no proporcione contrarrestación alguna a las desviaciones transversales en un intervalo de desviación inicial (representado por este intervalo de reposo).

Se apreciará que, además o como una alternativa, una configuración similar a la que acaba de describirse anteriormente en el contexto del primer tren de rodadura puede implementarse para el segundo tren de rodadura.

Por ende, preferiblemente, el dispositivo de control, en el modo de control de viento lateral, controla la magnitud de la acción del dispositivo activo en función de la segunda variable de entrada usando un segundo conjunto de segundas líneas características, proporcionando cada una de las segundas líneas características una segunda información de control en función de la segunda variable de entrada, seleccionando el dispositivo de control una de las segundas líneas características a usar realmente en función de la tercera variable de entrada.

Preferiblemente, al menos dos, en particular dos cualesquiera, de las segundas líneas características, al menos en el segundo intervalo de la segunda variable de entrada proporcionan una segunda información de control diferente en un valor dado de la segunda variable de entrada.

Además o como una alternativa, puede estar previsto que una primera de las segundas líneas características se seleccione en un primer valor de la tercera variable de entrada y una segunda de las segundas líneas características se seleccione en un segundo valor de la tercera variable de entrada, siendo el segundo valor de la tercera variable de entrada representativo de un valor de la carga relacionada con la curvatura de la vía que es mayor que un valor de la carga relacionada con la curvatura de la vía para el primer valor de la tercera variable de entrada. Preferiblemente, al menos en el segundo intervalo de la segunda variable de entrada, en un valor dado de la segunda variable de entrada, la segunda de las segundas líneas características proporciona una segunda información de control que es representativa de una acción del dispositivo activo que está incrementada en comparación con la primera de las segundas líneas características. Con esto se entiende que, el inicio y/o la rigidez del dispositivo de parada forzosa simulado pueden modificarse según sea necesario de una manera simple.

Asimismo, para modificar el curso de la característica de rigidez transversal según sea necesario, también puede estar previsto que al menos una de las segundas líneas características, en particular, cada una de las segundas líneas características, tenga una primera inclinación en una primera parte del segundo intervalo y una segunda inclinación en una segunda parte del segundo intervalo, siendo la segunda inclinación mayor que la primera inclinación, estando la segunda parte del segundo intervalo, en particular, ubicada por encima de la primera parte del segundo intervalo.

Aquí de nuevo, puede estar previsto que la segunda desviación entre la carrocería de vagón y el segundo tren de rodadura tenga un valor máximo admisible y extendiéndose el segundo intervalo desde un límite inferior de intervalo correspondiente al 30 %, preferiblemente el 40 %, más preferiblemente del 45 % al 60 %, del valor máximo admisible de la segunda desviación. También puede estar previsto que el segundo intervalo se extienda desde un límite de intervalo inferior correspondiente a una desviación transversal de 15 mm, preferiblemente 20 mm, más preferiblemente de 25 mm a 35 mm, de la carrocería de vagón con respecto al segundo tren de rodadura. De nuevo, la primera parte del segundo intervalo puede extenderse hasta un límite correspondiente a una desviación transversal de 35 mm, preferiblemente 40 mm, más preferiblemente de 40 mm a 45 mm, de la carrocería de vagón con respecto al segundo tren de rodadura.

De nuevo, preferiblemente, al menos una de las segundas líneas características, en particular, cada una de las segundas líneas características, tiene un intervalo de reposo que incluye un valor correspondiente a la posición neutra

y que se extiende hasta el segundo intervalo, proporcionando la segunda línea característica, en el intervalo de reposo, una segunda información de control correspondiente a un estado de reposo del dispositivo activo. Por ende, como se describió anteriormente, puede estar previsto que el control de viento lateral no proporcione contrarrestación alguna a las desviaciones transversales en un intervalo de desviación inicial (representado por este intervalo de reposo).

- 5 Se apreciará que se puede usar cualquier variable adecuada deseada para la respectiva primera, segunda y tercera variable de entrada. Básicamente, cualquier variable directa o indirectamente representativa del movimiento relativo entre la carrocería de vagón y el primer tren de rodadura en la dirección transversal puede seleccionarse como la primera variable de entrada. Por ejemplo, esta variable puede ser representativa de un movimiento de balanceo de la carrocería de vagón con respecto al tren de rodadura definido con suficiente precisión por el dispositivo de compensación de balanceo y, por ende, relacionado con suficiente precisión con la desviación transversal.

- 10 Preferiblemente, la primera variable de entrada es una primera variable de desviación representativa de una desviación, en particular, una desviación en la dirección transversal del vehículo, de un primer componente del dispositivo activo ubicado en la zona de dicho primer tren de rodadura. Con esto se entiende que, se puede lograr una configuración muy simple, robusta y fiable. Lo mismo se aplica a la segunda variable de entrada. Por ende, 15 preferiblemente, la segunda variable de entrada es una segunda variable de desviación representativa de una desviación, en particular, una desviación en la dirección transversal, de un segundo componente del dispositivo activo ubicado en la zona del segundo tren de rodadura.

- Básicamente, lo mismo se aplica a la tercera variable de entrada también. Más precisamente, se puede elegir cualquier variable de entrada relacionada directa o indirectamente con la carga relacionada con la curvatura de la vía (o carga centrífuga) que actúa sobre la carrocería de vagón. Por ejemplo, en el caso más simple, y la información sobre la curvatura de la vía franqueada actualmente (p. ej., obtenida a partir de la información de posición actual y la información relacionada con la posición sobre la curvatura de la vía procedente de un sistema de control de vehículos superior) puede utilizarse sola o, en última instancia, en combinación con la velocidad de marcha real, como tercera variable de entrada.

- 25 Preferiblemente, una variable estrechamente relacionada con o inmediatamente representativa del estado de movimiento actual de la carrocería de vagón y las cargas centrífugas relacionadas que actúan sobre la carrocería de vagón se selecciona como la tercera variable de entrada. Preferiblemente, la tercera variable de entrada es una variable de aceleración transversal representativa de una aceleración transversal que actúa sobre dicha carrocería de vagón en dicha dirección transversal del vehículo.

- 30 Se apreciará que se puede seleccionar cualquier intervalo de frecuencia deseado y adecuado para el control de viento lateral adaptado a las frecuencias de carga de viento lateral que se esperan en condiciones normales de funcionamiento para compensar apropiadamente los efectos del viento lateral. Preferiblemente, el dispositivo de control, en el modo de control de viento lateral, controla el dispositivo activo en un intervalo de frecuencia de control de viento que varía desde esencialmente 0 Hz a 15 Hz, preferiblemente de esencialmente 0 Hz a 6,0 Hz, aún más 35 preferiblemente de 0,25 Hz a 2,5 Hz. En estos casos, se pueden lograr resultados particularmente beneficiosos en la reducción de la descarga de la rueda inducida por viento lateral.

- El control de viento lateral puede estar constantemente activado. Preferiblemente, sin embargo, el control de viento lateral se desactiva en ciertas condiciones de funcionamiento donde su influencia no sería deseada. Por ende, por ejemplo, el dispositivo de control, preferiblemente, tiene un componente de supresión de reacción de curva en S configurado para suprimir la reacción del dispositivo activo en un tramo de vía generalmente en forma de S que tiene un cambio en el sentido de la curvatura dentro de una distancia que es menor que una distancia del primer tren de rodadura y el segundo tren de rodadura en la dirección longitudinal del vehículo. Dichos tramos de vía (p. ej., tramos de cambio de vía), típicamente se franquean a velocidades de funcionamiento comparativamente bajas y, por ende, riesgo comparativamente bajo de superar los límites de descarga de la rueda, sin embargo, generan señales de desviación transversal (es decir, primera y segunda variables de entrada), lo cual es similar a las de fuertes efectos de viento lateral. Por ende, la supresión de la reacción como se describió anteriormente, de manera beneficiosa, evita reacciones no deseadas del sitio y las controla en estas situaciones.

- El componente de supresión de reacción de la curva en S se puede implementar de cualquier manera adecuada. Por ejemplo, puede activarse basándose en la información de vía adecuada disponible. Preferiblemente, el componente de supresión de reacción de la curva S modifica la primera variable de entrada y/o la segunda variable de entrada en función de la tercera variable de entrada, en particular, en función de un valor retrasado temporalmente de la tercera variable de entrada. Con esto se entiende que, se puede lograr una implementación muy simple de dicha supresión de la reacción.

- 55 En última instancia, la amortiguación necesaria del sistema se puede lograr de cualquier manera adecuada dentro del sistema de control. Con realizaciones preferidas de la invención, el dispositivo de control tiene un componente de control que controla la disposición de compensación de balanceo en un modo de control de comodidad para ajustar una desviación transversal de la carrocería de vagón con respecto al primer tren de rodadura y/o al segundo tren de rodadura, p. ej., para compensar los efectos no deseados de irregularidades laterales de la vía. El componente de control se ajusta a un modo de amortiguación si el modo de control de viento lateral está activado. La disposición de

compensación de balanceo, en el modo de amortiguación, proporciona amortiguación de un movimiento de guiñada de la carrocería de vagón alrededor de un eje de guiñada que discurre paralelo a la dirección de la altura del vehículo. Esto evita que acciones (generalmente posibles) contradictorias del control de viento lateral y el control de comodidad provoquen inestabilidades en el sistema de control.

- 5 La acción del dispositivo activo puede ser básicamente de cualquier tipo deseado adecuado para reducir los efectos de descarga de la rueda inducidos por la carga de viento lateral. Preferiblemente, el dispositivo activo está configurado para contrarrestar un movimiento de guiñada inducido por el viento lateral de la carrocería de vagón alrededor de un eje de guiñada paralelo a una dirección de la altura del vehículo. Con este fin, el dispositivo activo puede comprender un primer accionador que actúa entre el primer tren de rodadura y la carrocería de vagón y/o un segundo accionador que actúa entre el segundo tren de rodadura y la carrocería de vagón.

- 10 Básicamente, el uso de un componente activo (p. ej., un accionador lineal o un accionador giratorio) en la zona de solo uno de los dos trenes de rodadura o dispositivos de compensadores de balanceo, respectivamente, puede ser suficiente. De este modo, para una reducción en la descarga de la rueda inducida por el viento lateral puede ser suficiente, por ejemplo, que a través de la intervención activa en el tren de rodadura delantero, el momento de guiñada en la carrocería de vehículo resultante de la carga de viento lateral puede contrarrestarse ya que la desviación de la carrocería de vagón es contrarrestada mediante una acción de fuerza correspondiente en la zona del tren de rodadura delantero, p. ej., en la zona de su dispositivo de compensación de balanceo, mientras que la desviación no se contrarresta activamente en el tren de rodadura trasero.

- 15 Por supuesto, también es posible contrarrestar el momento de guiñada en la carrocería de vagón resultante de la carga de viento lateral exclusivamente en la zona del tren de rodadura trasero por medio de intervención activa, p. ej., contrarrestando la desviación de la carrocería de vagón mediante una fuerza de acción correspondiente en la zona del dispositivo de compensación de balanceo del tren de rodadura trasero, mientras que la desviación no se contrarresta activamente en el tren de rodadura delantero.

- 20 Por último, por supuesto, se puede proporcionar una combinación de ambas variantes, en la que se produce una intervención activa coordinada en la zona de ambos dispositivos de compensación de balanceo. Esta es una ventaja en particular con respecto al diseño de los componentes activos, ya que estos deben diseñarse para una potencia correspondientemente menor.

- 25 Con ciertas realizaciones, la unidad de control usa información de control total para controlar un primer accionador y un segundo accionador del dispositivo activo para generar un primer momento de guiñada y un segundo momento de guiñada concurrente, en particular, sustancialmente idéntico, que actúan sobre la carrocería de vagón para contrarrestar un momento de guiñada inducido por el viento lateral que actúa sobre la carrocería de vagón. La información de control total puede formarse básicamente de cualquier manera adecuada. Preferiblemente, la información de control total se forma en función de una primera información de control y una segunda información de control, en particular, como una diferencia entre una primera información de control y una segunda información de control, siendo la primera información de control una función de la primera variable de entrada, siendo la segunda información de control una función de la segunda variable de entrada.

- 30 Se apreciará en este contexto que usando la primera y segunda información de control (que son información representativa de la desviación transversal de la carrocería de vagón con respecto al primer y segundo tren de rodadura, respectivamente) es posible lograr una diferenciación muy sencilla entre las desviaciones inducidas por el viento lateral y las desviaciones inducidas por el estado de la vía (en particular, la curvatura de la vía o la fuerza centrífuga). Esto se debe al hecho de que la carga de viento lateral que actúa sobre la carrocería de vagón genera desviaciones opuestas en el primer y el segundo tren de rodadura, mientras que las influencias relacionadas con la curvatura de la vía (tales como la fuerza centrífuga que actúa en una vía curva) generan típicamente desviaciones simultáneas de la carrocería de vagón con respecto al primer y al segundo tren de rodadura.

- 35 Por ende, simplemente restando la primera y la segunda información de control obtenida (de la misma manera) de la primera y la segunda variables de entrada, las desviaciones simultáneas (que no se derivan de los efectos del viento lateral) generarán una respuesta más baja del control de viento lateral a las desviaciones simultáneas (generalmente derivadas de efectos relacionados con la curvatura de la vía) en comparación con las desviaciones opuestas (típicamente derivadas de efectos del viento lateral). Por ende, de una manera muy simple, se puede generar una respuesta adecuada a los efectos del viento lateral con el presente control de viento lateral.

- 40 Con ciertas realizaciones preferidas de la invención, la carrocería de vagón está acoplada al primer tren de rodadura por medio de un primer dispositivo de compensación de balanceo de la disposición de compensación de balanceo, mientras que la carrocería de vagón está acoplada al segundo tren de rodadura por medio de un segundo dispositivo de compensación de balanceo de la disposición de compensación de balanceo. El primer dispositivo de compensación de balanceo y el segundo dispositivo de compensación de balanceo, durante el desplazamiento en un tramo de vía curvo, contrarrestan los movimientos de balanceo de la carrocería de vagón hacia el exterior del tramo de vía curvo alrededor de un eje de balanceo de la carrocería de vagón paralelo a la dirección longitudinal del vehículo.

Con realizaciones preferidas adicionales de la invención, el primer dispositivo de compensación de balanceo está

configurado para imponer sobre la carrocería de vagón, bajo una primera desviación transversal de la carrocería de vagón en relación con el primer tren de rodadura en una dirección transversal del vehículo, un primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón alrededor del eje de balanceo de la carrocería de vagón. El segundo dispositivo de compensación de balanceo está configurado para imponer sobre la carrocería de vagón, bajo una segunda desviación transversal de la carrocería de vagón en relación con el segundo tren de rodadura en la dirección transversal del vehículo, un segundo ángulo de balanceo de la carrocería de vagón alrededor del eje de balanceo de la carrocería de vagón. El dispositivo activo usado para el control de viento lateral es una parte integral de la disposición de compensación de balanceo y está, entre otras cosas, configurado para contrarrestar una desviación entre la primera desviación transversal y la segunda desviación transversal y/o una desviación entre el primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón y el segundo ángulo de balanceo de la carrocería de vagón.

En este punto se menciona que, dependiendo del diseño del dispositivo de compensación de balanceo, como regla, existe una relación específica entre la desviación transversal en cuestión y el ángulo de balanceo de la carrocería de vagón asociado, de modo que la consideración de las desviaciones transversales y la consideración del ángulo de balanceo de la carrocería de vagón puedan, según el caso, representar medidas equivalentes o iguales.

Puede estar previsto que el primer dispositivo de compensación de balanceo comprenda el primer dispositivo accionador que al menos contribuye a un ajuste de la primera desviación transversal. Además o como una alternativa, el segundo dispositivo de compensación de balanceo puede comprender el segundo dispositivo accionador que al menos contribuye a un ajuste de la segunda desviación transversal. Además o como una alternativa, la disposición de compensación de balanceo puede configurarse para ajustar, bajo el control del dispositivo de control y en un modo de control de comodidad, la primera desviación transversal y/o la segunda desviación transversal.

Preferiblemente, el primer dispositivo de compensación de balanceo tiene un primer dispositivo accionador del dispositivo activo con al menos una primera unidad accionadora controlada por el dispositivo de control. El primer dispositivo accionador está, preferiblemente, configurado para contribuir, controlado por el dispositivo de control, al ajuste de la primera desviación transversal para al menos reducir la desviación entre la primera desviación transversal y la segunda desviación transversal y/o la desviación entre el primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón y el segundo ángulo de balanceo de la carrocería de vagón. Adicionalmente o como alternativa, el segundo dispositivo de compensación de balanceo tiene un segundo dispositivo accionador del dispositivo activo con al menos una segunda unidad accionadora controlada por el dispositivo de control, en donde el segundo dispositivo accionador está, preferiblemente, configurado para contribuir, controlado por el dispositivo de control, al ajuste de la segunda desviación transversal para al menos reducir la desviación entre la primera desviación transversal y la segunda desviación transversal y/o la desviación entre el primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón y el segundo ángulo de balanceo de la carrocería de vagón, conduciendo ambas desviaciones a una carga de torsión en la carrocería de vagón y a la descarga de la rueda, respectivamente.

El dispositivo de control puede, por ejemplo, estar configurado para controlar la primera unidad accionadora y/o la segunda unidad accionadora de tal manera que, en la dirección del eje transversal de un vehículo, se reduce una desviación entre una primera desviación transversal de la carrocería de vagón en relación con el primer tren de rodadura y una segunda desviación transversal de la carrocería de vagón en relación con el segundo tren de rodadura. En este caso, es muy evidente, por supuesto, también que se puede poner el foco en el ángulo de balanceo correspondiente de la carrocería de vagón en relación con el tren de rodadura respectivo.

El grado necesario de reducción de la desviación entre las desviaciones transversales o los ángulos de balanceo depende, en particular, del diseño del vehículo. Las variables influyentes relevantes aquí incluyen la rigidez a la torsión de la carrocería de vagón alrededor del eje longitudinal del vehículo y la distancia entre los dos trenes de rodadura en la dirección del eje longitudinal del vehículo. Cuanto más rígida sea la carrocería de vagón o menor sea la distancia entre los dos trenes de rodadura, menor debe ser la desviación entre las desviaciones transversales o los ángulos de balanceo para lograr una reducción especificada en la carga de torsión sobre la carrocería de vagón y la descarga de la rueda, respectivamente.

En variantes preferidas del vehículo según la invención, se prefiere que el dispositivo de control controle la primera unidad accionadora y/o la segunda unidad accionadora de acuerdo con la variable de detección de tal manera que la desviación entre la primera desviación transversal y la segunda desviación transversal sea inferior a 40 mm, preferiblemente inferior a 25 mm, más preferiblemente inferior a 10 mm. Adicionalmente o como alternativa, el dispositivo de control puede controlar la primera unidad accionadora y/o la segunda unidad accionadora en función de la variable de detección de tal manera que una desviación entre un primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón en relación con el primer tren de rodadura y un segundo ángulo de balanceo de la carrocería de vagón en relación con el segundo tren de rodadura sea inferior a 2°, preferiblemente inferior a 1°, más preferiblemente inferior a 0,5°. Aquí es muy evidente que, como regla, por supuesto, es ventajosa o deseable la mayor reducción posible de la desviación en cuestión.

La generación de las variables de entrada se puede realizar de cualquier manera adecuada. Por ejemplo, al menos una de las variables de entrada puede obtenerse en un proceso al menos parcialmente simulador usando uno o más modelos de cálculo del vehículo y/o su entorno. Preferiblemente, el dispositivo de control tiene al menos un dispositivo de detección para detectar la primera variable de entrada y/o la segunda variable de entrada y/o la tercera variable de

entrada. Como se ha mencionado anteriormente, cualquier sensor adecuado puede usarse en este contexto. Por ejemplo, para la primera y la segunda variable de entrada, sensores de distancia convencionales, sensores de ángulo o similares pueden usarse solos o en combinación arbitraria. Los dispositivos que capturan la primera y la segunda variable de entrada, en particular, pueden estar integrados en los componentes del dispositivo activo y/o en los componentes del dispositivo de control.

Se apreciará además que la primera y la segunda variable de entrada también se pueden obtener de un par respectivo de sensores de aceleración, uno montado en el tren de rodadura respectivo y otro montado en la carrocería de vagón en la zona del tren de rodadura asociado. La desviación transversal relativa entre la carrocería de vagón y el tren de rodadura respectivo, gracias al acoplamiento cinemático suficientemente bien conocido entre el tren de rodadura y la carrocería de vagón (no obstante, a través del dispositivo de compensación de balanceo), puede entonces calcularse a partir de las señales del par de sensores de aceleración. Esto se puede hacer, por ejemplo, simplemente integrando las dos señales de aceleración en el tiempo (para obtener información sobre el movimiento del componente respectivo) y calculando, a continuación, la desviación transversal relevante usando la relación cinemática suficientemente bien conocida entre la carrocería de vagón y el tren de rodadura.

Dicha solución tiene la ventaja particular de que los dos sensores de aceleración pueden colocarse en ubicaciones virtualmente arbitrarias siempre que su posición y orientación relativas sean suficientemente bien conocidas en cualquier momento (p. ej., debido al acoplamiento cinemático suficientemente bien definido entre la carrocería de vagón y el tren de rodadura, p. ej., debido a la cinemática del dispositivo de compensación de balanceo). Esto facilita en gran medida la implementación de la detección del movimiento relativo relevante entre el tren de rodadura y la carrocería de vagón en el entorno de un vehículo ferroviario moderno con su presupuesto de espacio de construcción muy restringido (en particular a nivel del tren de rodadura).

Cabe señalar en este punto que este uso de dos señales de aceleración para calcular una desviación entre el cuerpo de un vagón y un tren de rodadura asociado representa un concepto inventivo independiente, que es en particular independiente de los conceptos de control, en particular, el concepto de control de viento lateral, como se describe en la presente memoria.

En lo que respecta a la tercera variable de entrada, típicamente, pueden usarse sensores de aceleración o similares para capturar inmediatamente las influencias relacionadas con la vía sobre la carrocería de vagón.

Se apreciará además que el dispositivo de compensación de viento lateral generalmente puede estar constantemente activo. Preferiblemente, sin embargo, el dispositivo de compensación de viento lateral solo está activo en condiciones de funcionamiento críticas de viento lateral, para evitar en gran medida la interferencia con otras funciones de control, tales como control de inclinación y control de comodidad. Preferiblemente, el dispositivo de compensación de viento lateral solo se activa si una velocidad de marcha del vehículo supera un umbral de activación del control de viento lateral, siendo dicho umbral de activación del control de viento lateral, en particular, 120 km/h, preferiblemente 140 km/h, más preferiblemente 160 km/h.

Se apreciará que la descarga de la rueda inducida por el viento lateral puede contrarrestarse de una manera puramente activa. Con ciertas realizaciones, sin embargo, se toman medidas pasivas adicionales para reducir los efectos del viento lateral. En ciertas realizaciones en donde el primer tren de rodadura comprende un primer dispositivo de resorte primario del primer tren de rodadura, teniendo el primer dispositivo de resorte primario una primera rigidez en una dirección de la altura del vehículo, y el segundo tren de rodadura comprende un segundo dispositivo de resorte primario, teniendo el segundo dispositivo de resorte primario una segunda rigidez en la dirección de la altura del vehículo, la primera rigidez se selecciona para que sea diferente de, en particular menor que, la segunda rigidez. Con esto se entiende un cambio de la descarga de la rueda inducida por el viento lateral desde el primer tren de rodadura delantero al segundo tren de rodadura trasero.

En variantes ventajosas adicionales de la invención, la gran comodidad de viaje deseada para los pasajeros con una gran capacidad de transporte del vehículo, se implementa un modo de control de retroalimentación de vía que compensa al menos parcialmente las influencias introducidas en el vehículo a través de la vía por la que se está recorriendo actualmente. Con este fin, preferiblemente, el primer dispositivo de compensación de balanceo, para aumentar la comodidad de inclinación, está diseñado para imponer sobre la carrocería de vagón, en un primer intervalo de frecuencia de control de vía y bajo una primera desviación transversal de la carrocería de vagón en la dirección del eje longitudinal del vehículo, un primer componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón del primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón, que corresponde a una curvatura actual de un tramo actual de la vía que se está recorriendo. Adicionalmente o como alternativa, el primer dispositivo de compensación de balanceo puede diseñarse para imponer sobre la carrocería de vagón un segundo intervalo de frecuencia de control de vía, que se encuentra al menos parcialmente por encima del primer intervalo de frecuencia de control de vía, un segundo componente de desviación transversal (según sea el caso, por lo tanto, también un segundo componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón alrededor del eje de balanceo de la carrocería de vagón). De esta manera, el componente de desviación transversal resultante del primera componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón, cuyo ajuste representa en última instancia una adaptación casi estática del ángulo de balanceo de la carrocería de vagón y, por tanto, de la desviación transversal a la curvatura actual de la vía y a la velocidad actual, puede superponerse con un segundo componente de desviación transversal (según sea el caso, por lo tanto, también un

segundo componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón), cuyo ajuste representa en última instancia una adaptación dinámica a las perturbaciones actuales introducidas en la carrocería de vagón.

Mientras que por medio del primer componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón y, por tanto, el primer componente de desviación transversal en el primer intervalo de frecuencia de control de vía, se consigue un aumento de la comodidad de inclinación, por medio del segundo componente de desviación transversal (y según sea el caso el segundo componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón) en el segundo intervalo de frecuencia de control de vía (que al menos parcialmente se encuentra por encima del primer intervalo de frecuencia de control de vía) de manera ventajosa se consigue un aumento en la comodidad vibratoria. Mediante el diseño del dispositivo de compensación de balanceo como un sistema activo en al menos el segundo intervalo de frecuencia de control de vía, de manera ventajosa es posible diseñar el soporte de la carrocería de vagón sobre el tren de rodadura en la dirección transversal del vehículo para que sea comparativamente rígido, en particular, para situar el eje de balanceo de la carrocería de vagón o el centro instantáneo de rotación de la carrocería de vagón relativamente cerca del centro de gravedad de la carrocería de vagón, de modo que, en primer lugar, el ángulo de balanceo deseado de la carrocería de vagón está asociado con desviaciones transversales relativamente bajas y, en segundo lugar, en el caso de un fallo de los componentes activos, es posible la restauración más pasiva posible de la carrocería de vagón a una posición neutra. Estas bajas desviaciones transversales en funcionamiento normal y la restauración pasiva en caso de avería permiten de manera ventajosa construir carrocerías de vagón particularmente anchas con una alta capacidad de transporte.

La solución activa aquí tiene la ventaja particular de que todas las funciones, es decir, la reducción de la sensibilidad al viento lateral, el aumento de la comodidad de inclinación, y el aumento de la comodidad vibratoria, se pueden lograr mediante algoritmos de control superpuestos o partes de control diseñados de forma correspondiente, respectivamente, en la unidad de control, que, según sea el caso, tienen que controlar un único dispositivo activo en la zona de al menos uno de los trenes de rodadura, en particular, en la zona de al menos uno de los dispositivos de compensación de balanceo. Dicho de otra forma, esto permite lograr un alto nivel de integración funcional y/o un diseño muy compacto, lo cual es una ventaja particular, en particular con respecto al espacio limitado disponible en los trenes de rodadura modernos.

Se hace mención en este punto del hecho de que el segundo dispositivo de compensación de balanceo, según sea el caso, también puede tener un diseño diferente del primer dispositivo de compensación de balanceo. En particular, sin embargo, el primer dispositivo de compensación de balanceo y el segundo dispositivo de compensación de balanceo son sustancialmente del mismo diseño, de modo que las declaraciones realizadas en la presente memoria sobre las características, funciones y ventajas del primer dispositivo de compensación de balanceo pueden realizarse igualmente en relación con el segundo dispositivo de compensación de balanceo.

A este respecto, se señala además que el segundo componente de desviación transversal, dependiendo del diseño y la conexión del dispositivo de compensación de balanceo, según sea el caso, no necesariamente tiene que estar asociado con un segundo componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón correspondiente a la cinemática (estática) del primer dispositivo de compensación de balanceo, que se superpone al primer componente de ángulo de balanceo en el segundo intervalo de frecuencia de control de vía. Esto es porque, por ejemplo con una conexión elástica comparativamente blanda del primer dispositivo de compensación de balanceo al primer tren de rodadura y/o a la carrocería de vagón, como resultado de las fuerzas de inercia en el segundo intervalo de frecuencia de control de vía, dentro de ciertos límites se produce un desacoplamiento cinemático de los movimientos transversales de la carrocería de vagón del movimiento de balanceo especificado por la cinemática del dispositivo de compensación de balanceo (para movimientos cuasiestáticos, lentos). Por lo tanto, cuanto más rígidamente esté diseñada la conexión del dispositivo de compensación de balanceo al tren de rodadura y cuanto más rígido sea inherentemente el diseño del dispositivo de compensación de balanceo, menos tiene lugar este desacoplamiento. Por lo tanto, el primer componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón, en un diseño con un acoplamiento rígido a un dispositivo de compensación de balanceo inherentemente rígido, en el segundo intervalo de frecuencia de control de vía está finalmente superpuesto por un segundo componente de ángulo de balanceo. Evidentemente, se aplica lo mismo en vista de los intervalos de frecuencia de control de viento primero y segundo, como se describió anteriormente.

En variantes preferidas adicionales de la invención, el primer dispositivo de compensación de balanceo, para aumentar la comodidad de inclinación, está diseñado de tal manera que impone sobre la carrocería de vagón, en un primer intervalo de frecuencia de control de vía bajo un primer componente de desviación transversal de la primera desviación transversal de la carrocería de vagón, un primer componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón del primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón, que corresponde a una curvatura actual de un tramo actual de la vía que se está recorriendo. Asimismo, el primer dispositivo de compensación de balanceo, para aumentar la comodidad vibratoria, está diseñado de tal manera que impone sobre la carrocería de vagón, en un segundo intervalo de frecuencia de control de vía, un segundo componente de desviación transversal superpuesto al primer componente de desviación transversal, en donde el segundo intervalo de frecuencia de control de vía, al menos parcialmente, en particular completamente, se encuentra por encima del primer intervalo de frecuencia de control de vía.

Por tanto, el dispositivo de control puede diseñarse de modo que, en el modo de control de retroalimentación de vía, el primer dispositivo de compensación de balanceo está activo solo en el segundo intervalo de frecuencia de control

de vía y, por tanto, solo ajusta activamente el segundo componente de desviación transversal o, según sea el caso, el segundo componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón, mientras que el ajuste del primer componente de ángulo de balanceo de la carrocería de vagón se realiza de forma puramente pasiva como resultado de la aceleración transversal o la fuerza centrífuga resultante que actúa sobre la carrocería de vagón durante el desplazamiento en curvas. Es análogamente posible, sin embargo, en ambos intervalos de frecuencia, realizar un ajuste al menos parcialmente activo del ángulo de balanceo de la carrocería de vagón y la desviación transversal, respectivamente, mediante el dispositivo de compensación de balanceo, que está, según sea el caso, soportado por la fuerza centrífuga. Por último, también puede estar previsto que el ajuste del ángulo de balanceo de la carrocería de vagón o de la desviación transversal se realice exclusivamente de forma activa por medio del primer dispositivo de compensación de balanceo. Este es el caso si el eje de balanceo o el centro instantáneo de rotación de la carrocería de vagón está situado en el centro de gravedad de la carrocería de vagón o cerca de él, de modo que la fuerza centrífuga no pueda hacer ninguna contribución (o al menos ninguna significativa) a la generación del movimiento de balanceo de la carrocería de vagón y la desviación transversal, respectivamente.

El primer intervalo de frecuencia de control de vía, preferiblemente, es el intervalo de frecuencia en el que se producen movimientos de balanceo cuasi estáticos correspondientes a la curvatura actual del tramo de vía que se está recorriendo y la velocidad de marcha actual. Este intervalo de frecuencia de control de vía puede variar según los requisitos de la red ferroviaria y/o del operador del vehículo (por ejemplo, debido al uso del vehículo para viajes locales o viajes de larga distancia, en particular viajes a alta velocidad). El primer intervalo de frecuencia de control de vía varía preferiblemente de 0 Hz a 2 Hz, preferiblemente de 0,5 Hz a 1,0 Hz. Lo mismo se aplica al ancho de banda del segundo intervalo de frecuencia de control de vía, en donde, por supuesto, esto se adapta a las perturbaciones dinámicas que se esperan durante el funcionamiento del vehículo (según el caso, pueden ser periódicas, pero típicamente singular o estadísticamente dispersas), que son percibidas por los pasajeros y percibidas como molestas. Por lo tanto, el segundo intervalo de frecuencia de control de vía varía preferiblemente de 0,5 Hz a 15 Hz, preferiblemente de 1,0 Hz a 6,0 Hz.

Básicamente puede estar previsto que el ajuste activo del ángulo de balanceo y la desviación transversal, respectivamente, (al menos en el segundo intervalo de frecuencia de control de vía) tiene lugar exclusivamente durante el desplazamiento en tramos de vía curvos y, por lo tanto, el modo de control de retroalimentación de vía se activa solo en dicha situación de desplazamiento. Preferiblemente, está previsto, sin embargo, que el modo de control de retroalimentación de vía también se active durante el desplazamiento en línea recta, de modo que la comodidad vibratoria de manera ventajosa también está garantizada en estas situaciones de desplazamiento.

El respectivo dispositivo de compensación de balanceo se puede diseñar básicamente de cualquier manera adecuada, para llevar a cabo el ajuste del ángulo de balanceo de la carrocería de vagón en los dos intervalos de frecuencia respectivos. En variantes de diseño especialmente simples del vehículo según la invención está previsto para ello que el respectivo dispositivo de compensación de balanceo comprenda un dispositivo de soporte de balanceo, que está dispuesto cinemáticamente en paralelo al dispositivo de resorte y está diseñado para contrarrestar movimientos de balanceo de la carrocería de vagón alrededor del eje de balanceo de la carrocería de vagón cuando se desplaza en una vía recta. Dichos dispositivos de soporte de balanceo son suficientemente conocidos, por lo que no se proporcionarán aquí más detalles de los mismos. En particular, pueden basarse en diferentes principios de funcionamiento. De este modo, pueden basarse en un principio de funcionamiento mecánico. Pero también son posibles las soluciones fluidicas (por ejemplo hidráulicas), soluciones electromecánicas o cualquier combinación de todos estos principios de funcionamiento.

La presente invención se puede usar en asociación con cualquier diseño del soporte de la carrocería de vagón sobre el tren de rodadura. De este modo, por ejemplo, se puede usar en conexión con una suspensión de una sola etapa, que soporta la carrocería de vagón directamente sobre la unidad de rueda. De manera particularmente ventajosa, se puede usar en conexión con diseños de suspensión de dos etapas. Preferiblemente, por consiguiente, el tren de rodadura comprende al menos un bastidor de tren de rodadura y al menos una unidad de rueda, mientras que el dispositivo de resorte tiene una suspensión primaria y una suspensión secundaria. El bastidor de tren de rodadura está soportado a través de la suspensión primaria de la unidad de rueda, mientras que la carrocería de vagón está soportada a través de la suspensión secundaria, que está, en particular, diseñada como suspensión neumática, en el bastidor de tren de rodadura. El dispositivo de compensación de balanceo está entonces dispuesto preferiblemente cinemáticamente en paralelo a la suspensión secundaria entre el bastidor de tren de rodadura y la carrocería de vagón. Esto permite la integración en la mayoría de los vehículos típicamente usados.

Según otro aspecto, la presente invención se refiere a una composición de tren que comprende una pluralidad de vehículos, en donde un vehículo según la invención forma un vehículo terminal de la composición de tren, en donde el primer tren de rodadura, en particular, está ubicado en un extremo libre de la composición de tren. Con esta composición de tren se pueden conseguir en la misma medida las variantes y ventajas descritas anteriormente en relación con el vehículo según la invención, por lo que en este contexto se hace referencia a las declaraciones anteriores.

Según un aspecto adicional, la presente invención se refiere a un método para reducir activamente la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en un tren de rodadura de un vehículo que tiene una carrocería de vagón, en particular, una carrocería de vagón de dos pisos, soportada a través de dispositivos de resorte y, en particular, a través

de una disposición de compensación de balanceo, sobre un primer tren de rodadura y un segundo tren de rodadura dispuesto a una distancia del primer tren de rodadura en una dirección longitudinal del vehículo y, en particular, que sigue al primer tren de rodadura. El método comprende además controlar activamente un dispositivo activo de un dispositivo de compensación de viento lateral que actúa entre la carrocería de vagón y al menos uno del primer tren de rodadura y el segundo tren de rodadura para al menos reducir la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en el primer tren de rodadura causada por una carga de viento lateral que actúa sobre la carrocería de vagón. Este control activo incluye controlar, en un modo de control de viento lateral del dispositivo de compensación de viento lateral, una magnitud de una acción del dispositivo activo en función de la primera variable de entrada y una segunda variable de entrada, siendo la primera variable de entrada una primera variable de desviación representativa de una primera desviación transversal entre la carrocería de vagón y el primer tren de rodadura en una dirección transversal del vehículo, siendo la segunda variable de entrada una segunda variable de desviación representativa de la segunda desviación transversal entre la carrocería de vagón y el segundo tren de rodadura en la dirección transversal del vehículo. El método comprende además controlar, en el modo de control de viento lateral, la magnitud de la acción del dispositivo activo en función de una tercera variable de entrada, siendo la tercera variable de entrada una variable representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía que actúa sobre la carrocería de vagón. La tercera variable de entrada tiene un tercer intervalo y un cuarto intervalo, siendo la tercera variable de entrada, en el tercer intervalo, representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía incrementada en comparación con el cuarto intervalo. La magnitud de la acción, al menos en un primer intervalo de la primera variable de entrada y/o al menos en un segundo intervalo de la segunda variable de entrada, está incrementada en el tercer intervalo en comparación con el cuarto intervalo.

Con este método se pueden conseguir en la misma medida las variantes y ventajas descritas anteriormente en relación con el vehículo según la invención, por lo que en este contexto se hace referencia a las declaraciones anteriores.

Otros ejemplos preferidos de la invención se tornan evidentes a partir de las reivindicaciones dependientes o de la siguiente descripción de realizaciones preferidas que se refiere a los dibujos adjuntos.

Breve descripción de los dibujos

- La figura 1 es una vista en sección esquemática de una realización preferida del vehículo según la invención en la posición neutra (a lo largo de la línea I-I de la figura 3);
- La figura 2 es una vista en sección esquemática del vehículo de la figura 1 durante el desplazamiento en curvas;
- La figura 3 es una vista lateral esquemática del vehículo de la figura 1;
- La figura 4 es una vista en perspectiva esquemática de parte del vehículo de la figura 1;
- La figura 5 es una característica de fuerza-desviación transversal del dispositivo de resorte del vehículo de la figura 1;
- La figura 6 es una vista esquemática de una parte del dispositivo de control del vehículo de la figura 1;
- La figura 7 es un diagrama que representa los conjuntos primero y segundo de líneas características usadas en el dispositivo de control de la figura 6;
- La figura 8 es un diagrama de las cargas de viento lateral sobre el vehículo de la figura 1 en una situación de viento lateral estándar;
- La figura 9 es un diagrama de las reacciones del vehículo de la figura 1 a las cargas de viento lateral de la figura 7.

Descripción detallada de la invención

A continuación, con referencia a las figuras 1 a 9, se describe una realización preferida del vehículo según la invención en forma de un vehículo ferroviario 101, que tiene un eje longitudinal 101.1 del vehículo. El vehículo 101 es el vehículo de cabeza de una composición de tren según la invención y está acoplado a uno o más vehículos adicionales (no mostrados) de la composición de tren. Se apreciará que al menos uno de estos vehículos adicionales puede ser un vagón central de la composición de tren que también implementa la presente invención como se describe en la presente memoria. Además, todos los vehículos de la composición de trenes pueden implementar la presente invención como se describe en la presente memoria.

La figura 1 muestra una vista en sección esquemática del vehículo 101 en un plano de sección perpendicular al eje longitudinal 101.1 del vehículo. El vehículo 101 comprende una carrocería de vagón de dos pisos 102, que en la zona de su primer extremo está soportada por medio de un primer dispositivo de resorte 103 sobre un tren de rodadura en forma de un primer bogie 104 y en la zona de su segundo extremo está soportada por medio de un segundo dispositivo de resorte 113 sobre un segundo tren de rodadura en forma de un segundo bogie 114. El primer bogie 104 y el segundo bogie 114 son de diseño idéntico, de modo que lo sucesivo se ocupará principalmente de las características del primer bogie 104. Lo mismo se aplica al primer dispositivo de resorte 103 y al segundo dispositivo de resorte 113. Es muy evidente, sin embargo, que la presente invención también se puede usar con otras configuraciones en las que se

emplean otros diseños de tren de rodadura.

Para facilitar la comprensión de las explicaciones que siguen, en las figuras se indica un sistema de coordenadas del vehículo x_i , y_i , z_i (determinadas por el plano de contacto con las ruedas del bogie 104 o 114), en el que la coordenada x_i indica la dirección longitudinal del vehículo ferroviario 101, la coordenada y_i indica la dirección transversal del vehículo ferroviario 101 y la coordenada z_i indica la dirección de la altura del vehículo ferroviario 101. Adicionalmente, se definen un sistema de coordenadas absolutas x , y , z (determinadas por la dirección de la fuerza gravitacional G) y un sistema de coordenadas de pasajero x_p , y_p , z_p (determinadas por la carrocería de vagón 102).

El bogie 104 comprende dos unidades de rueda en forma de conjuntos de ruedas 104.1, 104.2, cada uno de los cuales a través de la suspensión primaria 103.1 del primer dispositivo de resorte 103 soporta un bastidor de bogie 104.3. La carrocería de vagón 102 está de nuevo soportada a través de una suspensión secundaria 103.2 sobre el bastidor de bogie 104.3. La suspensión primaria 103.1 y la suspensión secundaria 103.2 se muestran de forma simplificada en la figura 1 como resortes helicoidales. Es muy evidente, sin embargo, que la suspensión primaria 103.1 o la suspensión secundaria 103.2, puede ser cualquier dispositivo de resorte adecuado. En particular, la suspensión secundaria 103.2 es preferiblemente una suspensión neumática suficientemente bien conocida o similar.

El vehículo 101 también comprende una disposición de compensación de balanceo que incluye un primer dispositivo de compensación de balanceo 105 ubicado en la zona del primer bogie 104 y un segundo dispositivo de compensación de balanceo 115 ubicado en la zona del segundo bogie 114. De nuevo, el primer dispositivo de compensación de balanceo 105 y el segundo dispositivo de compensación de balanceo 115 tienen un diseño idéntico de modo que, a continuación, son principalmente las características del primer dispositivo de compensación de balanceo 105 las que se considerarán. El primer dispositivo de compensación de balanceo 105 funciona cinemáticamente en paralelo con la suspensión secundaria 103.2 entre el bastidor de bogie 104.3 y la carrocería de vagón 102 de la manera que se describe con más detalle a continuación.

Como se puede inferir, en particular, a partir de la figura 1, el primer dispositivo de compensación de balanceo 105 comprende un soporte de balanceo 106 suficientemente conocido, que por un lado está conectado con el bastidor de bogie 104.3 y por otro lado con la carrocería de vagón 102. La figura 4 muestra una vista en perspectiva de este soporte de balanceo 106. Como se puede inferir a partir de la figura 1 y la figura 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 ubicadas a ambos lados del plano central longitudinal (plano x_i, z_i) del vehículo 101 en cada caso asegurado contra rotación en los extremos de un árbol de torsión 106.3 del soporte de balanceo 106. El árbol de torsión 106.3 se extiende en la dirección transversal (dirección y_i) del vehículo y está soportado de forma giratoria en los bloques de apoyo 106.4, que por su parte están unidos firmemente al bastidor de bogie 104.3. En el extremo libre de la primera palanca 106.1 se fija de manera articulada una primera varilla 106.5, mientras que en el extremo libre de la segunda palanca 106.2 se fija de manera articulada una segunda varilla 106.6. Por medio de estas dos varillas 106.5, 106.6 el soporte de balanceo 106 se conecta de manera articulada con la carrocería de vagón 102.

En las figuras 1 y 4 se muestra el estado en posición neutra del vehículo 101, que resulta de desplazarse en una vía recta 108 sin giros. En esta posición neutra las dos varillas 106.5, 106.6 discurren en el plano de dibujo de la figura 1 (plano y_i, z_i), en el presente ejemplo inclinado al eje de la altura (eje z_i) del vehículo 101 de tal manera que sus extremos superiores (conectados de manera articulada a la carrocería de vagón 102) están desplazados hacia el centro del vehículo y sus ejes longitudinales se intersecan en un punto MP, que se encuentra en el plano central longitudinal (plano x_i, z_i) del vehículo. Por medio de las varillas 106.5, 106.6 se define de manera suficientemente conocida un eje de balanceo paralelo al eje longitudinal 101.1 del vehículo (en la posición neutra) que pasa por el punto MP. El punto de intersección MP de los ejes longitudinales de las varillas 106.5, 106.6 constituye, en otras palabras, el centro instantáneo de rotación de un movimiento de balanceo de la carrocería de vagón 102 alrededor de este eje de balanceo.

El soporte de balanceo 106 permite de manera suficientemente conocida el hundimiento síncrono mediante la suspensión secundaria 103.2 a ambos lados del vehículo, al tiempo que contrarresta o previene, respectivamente, un movimiento de balanceo puro alrededor del eje de balanceo o el centro instantáneo de rotación MP. Asimismo, como puede inferirse en particular a partir de la figura 2, debido a la inclinación de las varillas 106.5, 106.6 el soporte de balanceo 106 la cinemática con un movimiento combinado de un movimiento de balanceo alrededor del eje de balanceo o el centro instantáneo de rotación MP y un movimiento transversal en la dirección del eje transversal del vehículo (eje y_i) está predefinida. En este caso, es muy evidente que el punto de intersección MP y por tanto el eje de balanceo debido a la cinemática predefinida por las varillas 106.5, 106.6, cuando hay una desviación de la carrocería de vagón 102 desde la posición neutra, como regla también experimentará un desplazamiento lateral.

La figura 2 muestra el vehículo 101 durante el desplazamiento en curvas sobre un peralte de vía. Como se puede inferir a partir de la figura 2, la fuerza centrífuga F_y que actúa sobre el centro de gravedad SP de la carrocería de vagón 102 (debido a la aceleración predominante en la dirección transversal del vehículo) causa en el bastidor de bogie 104.3 un movimiento de balanceo hacia el exterior de la curva, que resulta de un mayor hundimiento de la suspensión primaria 103.1 en el exterior de la curva.

Como se puede inferir además a partir de la figura 2, el diseño descrito del soporte de balanceo 106 durante el desplazamiento en curvas del vehículo 101 en la zona de la suspensión secundaria 103.2 provoca un movimiento de compensación, que contrarresta el movimiento de balanceo de la carrocería de vagón 102 (en relación con la posición neutra indicada por el contorno discontinuo 102.1 en una vía nivelada recta) hacia el exterior de la curva, que en ausencia del soporte de balanceo 106 debido a la fuerza centrífuga (resultante) que incide sobre el centro de gravedad SP de la carrocería de vagón 102 (similar a la suspensión desigual por la suspensión primaria 103.1) surgiría de un mayor hundimiento de la suspensión secundaria 103.2 en el exterior de la curva.

El vehículo 101, en el presente ejemplo, tiene un modo de control de retroalimentación de vía TFCM y un modo de control de viento lateral SWCM que usan ambos los componentes de la disposición de compensación de balanceo. Como se explicará a continuación, el modo de control de retroalimentación de vía TFCM sirve para mejorar la comodidad de los pasajeros compensando al menos parcialmente las influencias introducidas en el vehículo a través de la vía que se recorre actualmente. El modo de control de viento lateral SWCM según la invención sirve para mantener la seguridad contra el descarrilamiento a altas velocidades de marcha a pesar de las cargas de viento lateral que inciden sobre el vehículo 101.

Modo de control de retroalimentación de vía

Gracias al movimiento de compensación que está predefinido por la cinemática del soporte de balanceo 106, en el modo de control de retroalimentación de vía TFCM del vehículo 101, entre otras cosas, se puede aumentar la comodidad de inclinación para los pasajeros en el vehículo 101, ya que los pasajeros (en su sistema de referencia x_p, y_p, z_p definido por la carrocería de vagón 102) perciben una parte de la aceleración transversal a_y o fuerza centrífuga F_y que actúa actualmente en el sistema de referencia fijo en tierra simplemente como un componente de aceleración incrementado a_{zp} acción de fuerza F_{zp} , respectivamente, en la dirección del suelo de la carrocería de vagón 102, que como regla se percibe como menos molesto o incómodo. El componente de aceleración transversal a_{yp} y el componente centrífugo F_{yp} , respectivamente, que actúa en la dirección transversal percibido por los pasajeros en su sistema de referencia como molesto se evita así de manera ventajosa.

Los valores máximos permitidos para la aceleración transversal $a_{yp, \text{máx}}$ que actúa en el sistema de referencia (x_p, y_p, z_p) para los pasajeros son, como regla, especificados por el operador del vehículo 101. Los puntos de partida para esto también los proporcionan las normas nacionales e internacionales (tales como, por ejemplo, EN 12299).

La aceleración transversal a_{yp} que actúa en el sistema de referencia (x_p, y_p, z_p) para los pasajeros (en la dirección del eje y_p) se compone de dos componentes, es decir, 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 de recorrer la curva actual a la velocidad de marcha actual, mientras que el valor actual del segundo componente de aceleración a_{ypd} es el resultado de eventos actuales (periódicos o generalmente singulares) (tales como, por ejemplo, pasar una parte perturbadora de la vía, tal como cambios o similares).

Dado que la curvatura de la curva y la velocidad de marcha actual del vehículo 101 en funcionamiento normal cambian solo comparativamente lentamente, con este primer componente de aceleración a_{yps} es un componente cuasi estático. En cambio, el segundo componente de aceleración a_{ypd} (que generalmente se produce como resultado de impactos) es un componente dinámico.

A partir de la aceleración transversal actual a_{yp} , según el presente ejemplo, en última instancia, es posible determinar un valor de punto de ajuste mínimo para una desviación transversal $dy_{N, \text{soll}}^{\text{mín}}$ de la carrocería de vagón 102 desde el eje de altura del vehículo (eje z_i). Esta es la desviación transversal (y por tanto, según sea el caso, el ángulo de balanceo correspondiente), que es el mínimo necesario para mantener por debajo de la aceleración transversal máxima permitida $a_{yp, \text{máx}}$. Dependiendo de cuán alto debe ser el nivel de comodidad para los pasajeros del vehículo 101 (y, por tanto, dependiendo de hasta qué punto esta aceleración transversal máxima permitida $a_{yp, \text{máx}}$ debe mantenerse baja), se puede especificar un valor de punto de ajuste para la desviación transversal $dy_{W, \text{soll}}$ de la carrocería de vagón 102 en la dirección del eje transversal del vehículo (eje y_i), que corresponde al estado actual del vehículo. En este caso, en el modo de control de retroalimentación de vía, este valor de punto de ajuste para la desviación transversal $dy_{W, \text{soll}}$ de la carrocería de vagón 102 nuevamente comprende un componente cuasi estático $dy_{Ws, \text{soll}}$ y un componente dinámico $dy_{Wd, \text{soll}}$, en donde se aplica lo siguiente:

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

El componente cuasi estático $dy_{Ws, \text{soll}}$ es el valor de punto de ajuste cuasi estático para la desviación transversal (y, por tanto, el ángulo de balanceo) que es relevante para la comodidad de inclinación y que está determinado por la aceleración transversal cuasi estática actual a_{yps} (que a su vez depende de la curvatura de la curva y de la velocidad

de marcha actual v). Por lo tanto, en este caso es el valor de punto de ajuste para la desviación transversal, como es el caso de los vehículos conocidos de la técnica anterior con ajuste activo del ángulo de balanceo para la regulación del ángulo de balanceo.

El componente dinámico $dy_{wd,soll}$ por otra parte, en el modo de control de retroalimentación de vía TFCM, es el valor de punto de ajuste dinámico para la desviación transversal (y , por tanto, según sea el caso, también para el ángulo de balanceo) relevante para la comodidad vibratoria, que es el resultado de la aceleración transversal dinámica actual $a_{y_{pd}}$ (que a su vez es causada por perturbaciones periódicas o singulares en la vía).

Para establecer activamente la desviación transversal dy_w de la carrocería de vagón 102 con respecto a la posición neutra (como se muestra en la figura 1 mediante el contorno discontinuo 102.2), el primer dispositivo de compensación de balanceo 105 en el presente ejemplo también tiene un dispositivo accionador 107, que por su parte comprende un accionador 107.1 y un dispositivo de control asociado 107.2. El accionador 107.1 está conectado en un extremo de forma articulada con el bastidor de bogie 104.3 y en el otro lado de forma articulada con la carrocería de vagón 102.

En el presente ejemplo, el accionador 107.1 está diseñado como un accionador electrohidráulico. Es muy evidente, sin embargo, que con otras variantes de la invención también se puede usar un accionador que funcione según cualquier otro principio adecuado. De este modo, por ejemplo, principios de funcionamiento hidráulico, neumático, eléctrico y electromecánico se pueden usar solos o en cualquier combinación.

El accionador 107.1 en el presente ejemplo está dispuesto de tal manera que la fuerza del accionador ejercida por él entre el bastidor de bogie 104.3 y la carrocería de vagón 102 (en la posición neutra) actúa paralelamente a la dirección transversal del vehículo (dirección y_l). Es muy evidente, sin embargo, que con otras variantes de la invención se puede prever otra disposición del accionador, siempre que la fuerza del accionador ejercida por él entre el tren de rodadura y la carrocería de vagón tenga un componente en la dirección transversal del vehículo.

El dispositivo de control 107.2 controla o regula la fuerza del accionador y/o la desviación del accionador 107.1 según el presente ejemplo de tal manera que un primer componente de desviación transversal cuasi estático dy_{ws} de la carrocería de vagón 102 y un segundo componente de desviación transversal dinámico dy_{wd} de la carrocería de vagón 102 se superponen entre sí de modo que en general resulta una desviación transversal dy_w de la carrocería de vagón 102, para lo cual se aplica lo siguiente:

$$dy_w = dy_{ws} + dy_{wd} \quad (3)$$

El ajuste de la desviación transversal dy_w tiene lugar según el presente ejemplo usando el valor de punto de ajuste para la desviación transversal $dy_{w,soll}$ de la carrocería de vagón 102, que se compone del componente cuasi estático $dy_{ws,soll}$ y el componente dinámico $dy_{wd,soll}$, como se define, por ejemplo, en la ecuación (2).

Para aumentar la comodidad de inclinación para los pasajeros, el dispositivo de control 107.2 tiene un modo de control de retroalimentación de vía TFCM, en donde el ajuste (soportado por la fuerza centrífuga F_y) del primer componente de desviación transversal dy_{ws} en el presente ejemplo tiene lugar en un primer intervalo de frecuencia de retroalimentación de vía TFF1 que varía de 0 Hz a 1,0 Hz. El primer intervalo de frecuencia de retroalimentación de vía es, por tanto, el intervalo de frecuencia en el que tienen lugar los movimientos de balanceo cuasi estáticos de la carrocería de vagón correspondientes a la curvatura actual de la curva recorrida y la velocidad de marcha actual.

Para aumentar, además de la comodidad de inclinación, la comodidad vibratoria para los pasajeros, en el modo de control de retroalimentación de vía, el ajuste del segundo componente de desviación transversal dy_{wd} en el presente ejemplo tiene lugar según la invención en un segundo intervalo de frecuencia de retroalimentación de vía TFF2, que varía de 1,0 Hz a 6,0 Hz. El segundo intervalo de frecuencia de retroalimentación de la vía TFF2 es un intervalo de frecuencia que se adapta a las perturbaciones dinámicas (según sea el caso, periódicas, típicamente, sin embargo, bastante singular o estadísticamente dispersas) esperadas durante el funcionamiento del vehículo, que son percibidas por los pasajeros y percibidas como molestas.

Es muy evidente, sin embargo, que el primer intervalo de frecuencia de retroalimentación de vía TFF1 y/o el segundo intervalo de frecuencia de retroalimentación de vía TFF2, dependiendo de los requisitos de la red ferroviaria y/o del operador del vehículo (por ejemplo, debido al uso del vehículo para viajes locales o viajes de larga distancia, en particular viajes a alta velocidad) también pueden variar.

Por medio de la solución según el presente ejemplo, en el modo de control de retroalimentación de vía TFCM, el primer componente de desviación transversal dy_{ws} de la carrocería de vagón 102, cuyo ajuste representa en última instancia una adaptación cuasi estática de la desviación transversal (y , por tanto, del ángulo de balanceo) a lo pronunciado de curva actual y a la velocidad de marcha actual, por tanto, está superpuesto por un segundo componente de desviación transversal, dy_{wd} de la carrocería de vagón 102, cuyo ajuste representa en última instancia una adaptación dinámica a las perturbaciones actuales introducidas en la carrocería de vagón de modo que, en general, se puede lograr una mayor comodidad para los pasajeros.

El dispositivo de control 107.2 controla el accionador 107.1 en función de una serie de variables de entrada, que le

son suministradas por un controlador de vehículo de nivel superior y sensores separados (tales como por ejemplo el sensor 107.3) o similar. Las variables de entrada consideradas para el control incluyen, por ejemplo, variables que son representativas de la velocidad de marcha actual v del vehículo 101, la curvatura χ del tramo curvo actual que se está recorriendo, el ángulo de peralte de la vía y del tramo de vía que se está recorriendo actualmente y la intensidad y la frecuencia de las perturbaciones (tales como las perturbaciones de la geometría de la vía) del tramo de vía que se está recorriendo actualmente.

Estas variables que son procesadas por el dispositivo de control 107.2 pueden determinarse de cualquier manera adecuada. En particular, para determinar el valor de punto de ajuste del segundo componente de desviación transversal dinámico $dy_{wd, soll}$ es necesario determinar las perturbaciones o las aceleraciones transversales resultantes a_y , cuyos efectos deben atenuarse al menos a través del componente dinámico dy_{wd} , con suficiente precisión y suficiente ancho de banda (así, por ejemplo, para medirlos directamente y/o calcularlos usando modelos adecuados del vehículo 101 y/o la vía generados de antemano).

En este caso, el dispositivo de control 107.2 se puede realizar de cualquier manera adecuada, siempre que cumpla con los requisitos de seguridad especificados por el operador del vehículo ferroviario. De este modo, por ejemplo, se puede hacer como un solo, sistema basado en procesador. En el presente ejemplo, para la regulación en el primer intervalo de frecuencia TFF1 y la regulación en el segundo intervalo de frecuencia TFF2 se prevén diferentes circuitos de control o bucles de control.

En el presente ejemplo, el accionador 107.1, en el primer intervalo de frecuencia TFF1, tiene una desviación máxima de 80 mm a 95 mm desde la posición neutra, mientras que, en el segundo intervalo de frecuencia, tiene una desviación máxima de 15 mm a 25 mm desde una posición inicial. En el primer intervalo de frecuencia TFF1, el accionador 107.1 también ejerce una fuerza de accionador máxima de 15 kN a 30 kN, mientras que, en el segundo intervalo de frecuencia, ejerce una fuerza de accionador máxima de 10 kN a 30 kN. De esta manera se logra una configuración particularmente buena desde los puntos de vista estático y dinámico.

Mediante el diseño del dispositivo de compensación de balanceo 105 como un sistema activo es además ventajoso diseñar el soporte de la carrocería de vagón 102 en el tren de rodadura 104 en la dirección transversal del vehículo 101 para que sea relativamente rígido. En particular, es posible situar el eje de balanceo y el centro de rotación instantáneo MP, respectivamente, de la carrocería de vagón 102 comparativamente cerca del centro de gravedad SP de la carrocería de vagón 102.

En el presente ejemplo, la suspensión secundaria 103.2 está diseñada para que tenga una línea característica 108 de desviación transversal-fuerza de restauración como se muestra en la figura 5. En este caso, la línea característica de fuerza 108 es una indicación de la dependencia de la fuerza de restauración F_{yf} ejercida por la suspensión secundaria 103.2 sobre la carrocería de vagón 102, que actúa durante una desviación transversal y_f de la carrocería de vagón 102 con respecto al bastidor de bogie 104.3. De manera similar, para la suspensión secundaria 103.2, se puede indicar una línea característica de restauración en forma de una línea característica de momento, que es una indicación de la dependencia entre el momento de restauración M_{xf} ejercido por la suspensión secundaria 103.2 sobre la carrocería de vagón 102 y la desviación del ángulo de balanceo α_w desde la posición neutra.

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

En este caso, es muy evidente que la rigidez transversal (como puede verse en la figura 5 también a partir de las líneas características de fuerza discontinuas 109.1, 109.2, 109.3 y 109.4 de otras realizaciones) puede variar (según sea el caso, considerablemente) dentro del respectivo intervalo de desviación transversal Q1 o Q2. La rigidez transversal respectiva R1 o R2 se selecciona preferiblemente de modo que el nivel de la primera rigidez transversal R1, al menos parcialmente, preferiblemente sustancialmente completamente, se encuentre por encima del nivel de la segunda rigidez R2.

En el presente ejemplo, el nivel de rigidez en el primer intervalo de desviación transversal Q1 se selecciona de modo que la primera rigidez transversal R1 esté 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 selecciona de modo que la segunda rigidez transversal R2 esté en el intervalo de 0 N/mm a 300 N/mm.

Los dos intervalos de desviación transversal Q1 y Q2 también se pueden seleccionar de cualquier manera que se adapte a la aplicación respectiva. En el presente ejemplo, el 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 esta manera, con respecto a una limitación de la desviación transversal máxima de la carrocería de vagón 102 con el menor consumo de energía posible para el dispositivo de compensación de balanceo 105, se pueden lograr diseños particularmente favorables.

La alta resistencia inicial a una desviación transversal tiene la ventaja de que, en caso de fallo de los componentes activos (por ejemplo, el accionador 107.1 o el controlador 107.2), incluso al recorrer una curva, (según la aceleración

transversal existente actualmente a_y o la fuerza centrífuga F_y) es posible una restauración pasiva extensa de la carrocería de vagón al menos hasta la proximidad de la posición neutra. Esta restauración pasiva, en caso de avería, permite de manera ventajosa carrocerías de vagón particularmente anchas 102 y, en consecuencia, lograr una alta capacidad de transporte del vehículo 101. Para evitar que el accionador 107.1 impida esta restauración pasiva, el accionador 107.1 en el presente ejemplo está diseñado de modo que, en caso de su inactividad, sustancialmente no presenta resistencia a un movimiento de balanceo de la carrocería de vagón 102. En consecuencia, el accionador 107.1 no está diseñado para ser autorregulado.

Gracias a la línea característica decreciente 108, el aumento de la resistencia a la desviación transversal disminuye a medida que aumenta la desviación (con una inclinación negativa, la propia resistencia puede incluso caer). Con respecto al ajuste dinámico de la segunda desviación transversal dy_{wd} en el segundo intervalo de frecuencia TFF2 durante el desplazamiento en curvas del vehículo 101 esto es una ventaja, ya que el dispositivo de compensación de balanceo 105 debe proporcionar fuerzas comparativamente bajas para estas desviaciones dinámicas en el segundo intervalo de frecuencia TFF2.

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

La rigidez transversal de la suspensión secundaria 103.2, en el presente ejemplo, está dimensionada de modo que, en caso de inactividad del accionador 107.1 (por ejemplo debido a un fallo del accionador 107.1 o del controlador 107.2), el vehículo 101, si por cualquier motivo (por ejemplo, debido a daños en el vehículo 101 o en la vía) se detiene en un lugar tan desfavorable, como antes cumple con el perfil de ancho de vía especificado.

Asimismo, el momento de restauración M_{xt} , cuando el accionador 107.1 está inactivo, está dimensionado de modo que el vehículo 101, en funcionamiento de emergencia, cuando se desplaza a la velocidad de marcha normal como antes, cumple con el perfil de ancho de vía especificado.

En todo caso queda así asegurado, con el presente ejemplo, que incluso en el caso de fallo de los componentes activos del dispositivo de compensación de balanceo 105 es posible, no obstante, el funcionamiento de emergencia del vehículo 101 con características de comodidad degradadas, según sea el caso (en particular con respecto a la comodidad de inclinación y/o la comodidad vibratoria), mientras se cumple con el perfil de ancho de vía especificado.

Con respecto a la gran anchura de la carrocería de vagón 102 que se puede lograr y, de este modo, en relación con la alta capacidad de transporte, otro aspecto ventajoso del diseño según el presente ejemplo es que, mediante el diseño y la disposición de las varillas 106.5, 106.6, la distancia ΔH (que existe en la posición neutra de la carrocería de vagón 102) entre el eje de balanceo de la carrocería de vagón 102 y el centro instantáneo de rotación MP, respectivamente, y el centro de gravedad SP de la carrocería de vagón 102 en la dirección del eje de la altura del vehículo (dirección z_i) se selecciona para ser comparativamente pequeño.

En el presente ejemplo, el centro de gravedad SP de la carrocería de vagón 102 tiene una primera altura $H1 = 1970$ mm por encima del raíl, indicado con mayor precisión por encima de la superficie superior del raíl SOK, mientras que el eje de balanceo, en la posición neutra (que se muestra en la figura 1), en la dirección del eje de la altura del vehículo tiene una segunda altura $H2$ por encima de la superficie superior del raíl SOK, que en el presente ejemplo está en el intervalo de 3700 mm a 4500 mm. Por consiguiente, en el presente ejemplo se obtiene la siguiente relación

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

que da la relación de la diferencia entre la segunda altura $H2$ y la primera altura $H1$ respecto a la primera altura $H1$, y que está en el intervalo de aproximadamente 0,8 a aproximadamente 1,3. Esto permite conseguir diseños que, con respecto a la mencionada limitación de las desviaciones transversales y, de este modo, la viabilidad de carrocerías de vagón anchas con alta capacidad de transporte son particularmente favorables.

De este modo, la distancia comparativamente baja ΔH entre el centro de rotación instantáneo MP y el centro de gravedad SP tiene la ventaja para el modo de control de retroalimentación de vía TFCM que simplemente como resultado de las desviaciones transversales comparativamente pequeñas de la carrocería de vagón 102, se logra un ángulo de balanceo comparativamente alto α_w . De este modo, durante el desplazamiento en curvas, solo son necesarias desviaciones transversales comparativamente bajas de la carrocería de vagón 102 para lograr la deseada comodidad de viaje para los pasajeros. Por ende, en funcionamiento normal, un perfil de ancho de vía que se especifica para la red ferroviaria en la que se opera el vehículo 101 se puede cumplir en funcionamiento normal incluso con carrocerías de vagón anchas 102.

Otra ventaja de la baja distancia ΔH radica en el brazo de palanca comparativamente pequeño para la fuerza centrífuga

F_y que actúa sobre el centro de gravedad SP con respecto al centro de rotación instantáneo MP. Por ende, incluso en el caso de un mal funcionamiento o un funcionamiento de emergencia del vehículo 101, se producen desviaciones transversales comparativamente bajas de la carrocería de vagón 102.

En general, por lo tanto, cabe señalar que la contribución de la fuerza centrífuga F_y al ajuste del ángulo de balanceo α_w está determinada por la distancia ΔH del centro de rotación instantáneo MP al centro de gravedad SP. Cuanto menor sea esta distancia ΔH , mayor será la proporción de la fuerza de accionador del accionador 107.1 que se necesitará para ajustar el ángulo de balanceo α_w (que corresponde a la situación de marcha actual y es necesario para la comodidad de viaje deseada de los pasajeros).

Para garantizar el cumplimiento de un perfil de ancho de vía especificado en funcionamiento normal, el presente ejemplo implementa una limitación de las desviaciones transversales que se adapta al perfil de ancho de vía especificado por el operador del vehículo 101. La limitación de las desviaciones transversales puede lograrse mediante cualquier medida adecuada, tal como por ejemplo topes correspondientes entre la carrocería de vagón 102 y el bogie 104 y/o entre componentes del dispositivo de compensación de balanceo 105 y/o mediante un diseño correspondiente del accionador 107.1

Básicamente puede estar previsto que el ajuste activo del ángulo de balanceo y de la desviación transversal, respectivamente, a través del dispositivo de compensación de balanceo 105, en el modo de control de retroalimentación de vía TFCM, tenga lugar exclusivamente durante el desplazamiento en curvas sobre la vía curva y, por lo tanto, el primer dispositivo de compensación de balanceo 105 solo está activo en dicha situación de desplazamiento. En el presente ejemplo, el modo de control de retroalimentación de vía TFCM del dispositivo de control 107.2 también está activo durante el desplazamiento en línea recta del vehículo 101, de modo que en cualquier situación de desplazamiento al menos un ajuste de la desviación transversal dy_w y, según sea el caso, el ángulo de balanceo α_w , respectivamente, tenga lugar en el segundo intervalo de frecuencia TFF2 y, de este modo, la comodidad vibratoria de manera ventajosa también está garantizada en estas situaciones de desplazamiento.

Modo de control de viento lateral

Según la invención, está previsto además que, en el modo de control de viento lateral SWCM, el dispositivo de control 107.2, el primer dispositivo de compensación de balanceo 105 y el segundo dispositivo de compensación de balanceo 115 juntos formen un dispositivo de compensación de viento lateral 118 para reducir activamente la sensibilidad al viento lateral del vehículo 101 y, como consecuencia, para aumentar la velocidad de funcionamiento permitida $V_{\max}$ del vehículo 101.

Con este fin, el dispositivo de control 107.2 controla tanto el accionador 107.1 del primer dispositivo de compensación de balanceo 105 como el correspondiente accionador 117.1 del segundo dispositivo de compensación de balanceo 115 (que forman juntos un dispositivo activo del dispositivo de compensación de viento lateral 118) de tal manera que, por ejemplo, bajo el efecto de una carga de viento lateral SW, se lleva a cabo una reducción del momento de torsión MT_x que actúa sobre la carrocería de vagón 102 (según sea el caso, hasta cero) así como una reducción de la descarga de la rueda inducida por el viento lateral.

En un diseño, en el que el vehículo 101 por ejemplo forma la cabecera del tren, en caso de aparición de viento lateral, una carga de viento lateral resultante SWL en relación con el centro de gravedad SP del vehículo 101 (típicamente dispuesto aproximadamente en el centro en la dirección longitudinal del vehículo), actúa sobre la carrocería de vagón 102 de manera desplazada hacia la cabecera y por encima del centro de gravedad SP del vehículo (como se muestra en la figura 1). La figura 7 muestra las fuerzas (F_x , F_y , F_z) y momentos (M_x , M_y , M_z) que actúan sobre la carrocería de vagón 102 alrededor del punto de ataque de la carga de viento lateral SWL en las tres direcciones en el espacio (x , y , z) en una situación de viento lateral base estándar con una velocidad de marcha $v = 200$ km/h y un componente BSWL de carga de viento lateral base cuasi estacionario que comienza en $t = 35$ s y dura hasta $t = 65$ s y un componente GSWL de carga de viento lateral en ráfagas dinámico que actúa brevemente entre $t = 55$ s y $t = 60$ s.

En caso de inactividad de los accionadores 107.1, debido a un ataque descentrado de la carga de viento lateral SWL (es decir, con un punto de ataque desplazado con respecto al centro de gravedad SP) sobre la carrocería de vagón 102 (con las fuerzas o momentos que se muestran en las figuras 1 y 8), un momento de guiñada (véase M_z en la figura 8) actúa sobre la carrocería de vagón 102 alrededor del eje de guiñada paralelo a la dirección de la altura (eje z). Como resultado del momento de guiñada M_z , la carrocería de vagón 102 experimenta una desviación de guiñada en un ángulo de guiñada $\Psi_{\text{guiñada}}$ como se muestra en la figura 9 (gráfico de puntos). Como consecuencia, en la zona del primer bogie delantero o de cabeza 104 (dispuesto en el extremo delantero del vehículo), debido al diseño del primer dispositivo de compensación de balanceo 105, se produciría una primera desviación transversal de la carrocería de vagón 102 con respecto al primer bogie 104, como se indica en la figura 1 por el contorno de rayas y puntos dobles 102.3. En cambio, en el segundo bogie trasero 114, como resultado del diseño del segundo dispositivo de compensación de balanceo 115, se produciría una segunda desviación transversal de la carrocería de vagón 102 con respecto al segundo bogie 114 que discurre en sentido contrario a la primera desviación transversal, como se muestra en la figura 1 mediante el contorno discontinuo 102.2.

A partir de los equilibrios de fuerzas (simplificados) y los equilibrios de momentos, se obtienen los siguientes valores

para las fuerzas verticales de contacto con las ruedas Fzr, Fzl a ambos lados del tren de rodadura dan como resultado en este caso:

$$F_{zr} = \frac{-G \cdot a + MTx + SW \cdot (c + H1)}{a + b}, \quad (5)$$

$$F_{zl} = \frac{G \cdot b + MTx + SW \cdot (c + H1)}{a + b}. \quad (6)$$

- 5 A partir de las ecuaciones (5) y (6) está claro que, a través de la desviación dy entre la primera desviación transversal (de la carrocería de vagón 102 con respecto al primer bogie 104) y la segunda desviación transversal opuesta (de la carrocería de vagón 102 con relación al segundo bogie 114), se produce una torsión de la carrocería de vagón y , por tanto, el momento de torsión MTx , lo que conduce a una reducción considerable de la cantidad de fuerza de contacto con las ruedas Fzr en el lado derecho.
- 10 Los gráficos punteados en la figura 9, entre otras cosas, muestran el curso respectivo de la fuerza de contacto con las ruedas del lado derecho en el conjunto de ruedas delantero 104.1 del bogie delantero 104 ($Fzr1$), en el conjunto de ruedas trasero 104.2 del bogie delantero 104 ($Fzr2$), en el conjunto de ruedas delantero 114.1 del bogie trasero 114 ($Fzr3$) y en el conjunto de ruedas trasero 104.2 del bogie trasero 114 ($Fzr4$) en caso de inactividad del control de viento lateral.
- 15 Como puede verse a partir de la figura 9, en particular en el bogie delantero 104, bajo la carga de viento lateral dinámica máxima (aproximadamente en $t = 57$ s) hay una descarga considerable de la rueda en el lado derecho del vehículo (que baja a una fuerza de contacto $Fzr1$ y $Fzr2$ de aproximadamente cero) en caso de inactividad del control de viento lateral que supera claramente los límites de las fuerzas de contacto mínimas necesarias para observar los requisitos de seguridad contra descarrilamiento.
- 20 Para evitar dicha situación (que convencionalmente requeriría reducir la velocidad de marcha V del vehículo), el controlador 107.2, en el modo de control de viento lateral SWCM usando los componentes de controlador que se muestran en la figura 6, controla el accionador 107.1 del primer dispositivo de compensación de balanceo 105 y el correspondiente accionador 117.1 del segundo dispositivo de compensación de balanceo 115 de modo que reduzcan la desviación dy , para conseguir de esta manera una reducción del momento de torsión MTx que actúa sobre la
- 25 carrocería de vagón 102 y, por ende, una reducción en la descarga de la rueda. Esto hace posible al menos reducir un componente de la descarga de la rueda en el bogie delantero 104 que resulta de la torsión inducida por el viento lateral de la carrocería de vagón 102 como se muestra en los gráficos sólidos de la figura 9.
- Se vuelve a mencionar en este punto que, dependiendo del diseño del dispositivo de compensación de balanceo, como regla, existe una relación específica entre la desviación transversal en cuestión y el ángulo de balanceo asociado, de modo que una consideración de las desviaciones transversales y una consideración del ángulo de balanceo pueden representar medidas que son equivalentes o iguales entre sí.
- 30 Como puede verse claramente a partir de la figura 9, debido a la acción puramente intrínseca del vehículo del dispositivo de compensación de viento lateral 118, no se puede evitar la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en los bogies 104, 114. Más bien, la presente invención permite desplazar o distribuir, respectivamente, los efectos de descarga de la rueda entre los dos bogies 104, 114. Más precisamente, con el dispositivo de compensación de viento lateral 118 según la presente invención, entre otras cosas, la descarga de la rueda inducida por el viento lateral puede cambiarse activamente de una manera beneficiosa desde el bogie delantero 104 más afectado o más sensible al viento lateral (véase la figura 8, descarga reducida en $Fzr1$ y $Fzr2$) al bogie trasero 114 menos afectado o menos sensible al viento lateral (véase la figura 8, descarga incrementada en $Fzr3$ y $Fzr4$). Si bien este cambio de
- 35 descarga de la rueda obviamente aumenta la descarga de la rueda en el bogie trasero 114, sin embargo permite respetar los límites máximos de descarga de la rueda en todas las ruedas de ambos bogies 104, 114.
- En el presente ejemplo, el controlador 107.2 implementa o simula, en una parte de control de viento lateral 118.1 que se muestra en la figura 6, un dispositivo de parada forzosa (inteligente) que actúa en el modo de control de viento lateral SWCM en la dirección transversal del vehículo (dirección y) entre la carrocería de vagón 102 y cada uno de los
- 40 bogies 104, 114. Como se explicará con más detalle a continuación, la rigidez inicial y transversal de este dispositivo de parada forzosa se controla en función de la carga relacionada con la curvatura de la vía que actúa sobre la carrocería de vagón 102.
- La implementación de un dispositivo de parada forzosa de este tipo con un inicio variable de las fuerzas que
- 45 contrarrestan el movimiento de guiñada inducido por el viento lateral y, por ende, la acción que contrarresta la descarga de la rueda tiene la ventaja de que, durante el funcionamiento en una vía recta, el acoplamiento transversal entre la carrocería de vagón 102 y el bogie respectivo 104, 114 puede mantenerse comparativamente suave reduciendo la rigidez del dispositivo de parada forzosa simulado y/o desplazando el punto de inicio perceptible de la acción del dispositivo de parada forzosa simulado transversalmente hacia afuera, siendo ambos beneficiosos en términos de
- 50

comodidad de marcha. Por otro lado, durante el desplazamiento en un tramo de vía curvo, es decir, en una situación con una mayor carga TCL relacionada con la curvatura de la vía que actúa sobre la carrocería de vagón 102, la rigidez transversal del dispositivo de parada forzosa aumenta y el inicio perceptible del dispositivo de parada forzosa simulado se desplaza más transversalmente hacia dentro para reducir la sensibilidad al viento lateral del vehículo 101.

- 5 Para lograr la reducción activa de la carga de torsión MTx y la reducción activa de la descarga de la rueda en el bogie delantero 104 a través del dispositivo de parada forzosa variable, en el presente ejemplo, el dispositivo de control 107.2 tiene dos dispositivos de detección 107.4 que detectan una primera variable de entrada TDVB1 y una segunda variable de entrada TDVB2 como variables de entrada para el controlador 107.2. Más precisamente, en cada bogie 104, 114 se proporciona una unidad de sensor de distancia 107.4 integrada en el respectivo accionador 107.1, 117.1 y que detecta una desviación del respectivo accionador 107.1, 117.1 representativa, a su vez, para la desviación entre la carrocería de vagón 102 y el respectivo bogie 104 y 114, en la dirección transversal del vehículo (y).

La unidad de sensor 107.4 en el primer bogie 104 por ende proporciona, como primera variable de entrada para el controlador 107.2 una primera variable de desviación transversal TDVB1 representativa de una primera desviación transversal TDB1 entre la carrocería de vagón 102 y el primer bogie 104 en la dirección transversal del vehículo (y).

- 15 De manera similar, la unidad de sensor 107.4 en el segundo bogie 114 por ende proporciona, como segunda variable de entrada para el controlador 107.2 una segunda variable de desviación transversal TDVB2 representativa de una segunda desviación transversal TDB2 entre la carrocería de vagón 102 y el segundo bogie 114 en la dirección transversal del vehículo (y).

- 20 El dispositivo de control 107.2 usa además el dispositivo de detección 107.3 que detecta una tercera variable de entrada en forma de una variable de aceleración transversal TAV representativa de la aceleración TA que actúa actualmente sobre la carrocería de vagón 102 en la dirección transversal (y) y, por ende, representativa de una carga TCL relacionada con la curvatura de la vía que actúa sobre la carrocería de vagón 102.

- 25 En el presente ejemplo, el dispositivo de compensación de viento lateral 118 comprende una parte de control de viento lateral 118.1 del controlador 117.2, lo que, en el modo de control de viento lateral SWCM, en una primera parte controladora de parada forzosa 118.2 determina la primera información de control CI1 en función de la primera variable de desviación transversal TDVB1 y del valor real de la variable de aceleración transversal TAV usando un primer conjunto 119 de primeras líneas características 119.1, 119.2. Cada una de las primeras líneas características 119.1, 119.2 (como se muestra en la figura 7) se asigna a un intervalo específico del valor real de la variable de aceleración transversal TAV y proporciona la primera información de control CI1 en función del valor real de la primera variable de desviación transversal TDVB1. Se apreciará que la línea característica para valores negativos de la variable de aceleración transversal TAV se obtiene simplemente cambiando el signo de la respectiva línea característica.

- 30 Como puede verse a partir de la figura 7, cada primera línea característica 119.1, 119.2 proporciona, como primera información de control CI1, un valor de punto de ajuste para la primera fuerza de accionador FA1 del primer accionador 107.1 en función de la primera variable de desviación transversal TDVB1. Como puede verse además a partir de la figura 7, las primeras líneas características 119.1, 119.2, en el presente ejemplo, son sustancialmente simétricas en un punto con respecto a la posición neutra (es decir, TDB1 = 0), que la carrocería de vagón 102 asume una vez que el vehículo 101 está parado en una vía recta y nivelada. Por ende, a continuación, solo se hará referencia al lado derecho con los valores positivos para la primera fuerza de accionador FA1.

- 40 Aparentemente, la primera línea característica 119.1, 119.2, en un intervalo de reposo IR1 de la primera desviación transversal TDB1 (correspondiente a una desviación inicial de la carrocería de vagón 102 desde su posición neutra) proporciona una salida constante de FA1 = 0, lo que correspondería a un primer accionador inactivo 107.1. En consecuencia, en este intervalo de reposo IR1, la parte de control de viento lateral 118.1 del controlador 107.2 no proporcionaría ninguna contrarrestación al movimiento de guiñada inducido por el viento lateral de la carrocería de vagón 102.

- 45 Con una desviación transversal creciente TDB1, la carrocería de vagón 102 abandona el intervalo de reposo IR1 y entra en un primer intervalo en forma de un primer intervalo de parada forzosa HSR1. En este primer intervalo de parada forzosa HSR1, se genera al aumentar la desviación transversal TDB1 y aumentar la salida positiva FA1 > 0, de modo que en un cierto punto de desviación transversal se generaría una contrarrestación perceptible del primer accionador 107.1.

- 50 Además, en una primera parte A más blanda del primer intervalo de parada forzosa HSR1, la respectiva línea característica 119.1, 119.2 tiene una primera inclinación que representa una primera rigidez AR1 del primer accionador 107.1, que es menor que una segunda inclinación que representa una segunda rigidez AR2 del primer accionador 107.1 en una segunda parte B más rígida posterior del primer intervalo de parada forzosa HSR1. Por ende, una vez que la desviación transversal TDB1 de la carrocería de vagón 102 entra en la segunda parte B del primer intervalo de parada forzosa HSR1, el dispositivo de parada forzosa simulado se vuelve más rígido.

Por ende, el inicio inicial del dispositivo de parada forzosa se produce con una rigidez comparativamente baja, mientras que en un cierto punto de la desviación transversal (a saber, en la transición entre la primera parte A y la segunda parte B del primer intervalo de parada forzosa HSR1), aumenta la rigidez del dispositivo de parada forzosa simulado

en el bogie delantero 104. Se apreciará, sin embargo, que con otras realizaciones de la invención se puede seleccionar cualquier otro curso de la línea característica y su respectiva rigidez. En particular, se puede seleccionar una rigidez constante AR (es decir, una línea característica con inclinación constante).

En el presente ejemplo, lo mismo se aplica al segundo bogie 114. Más precisamente, una segunda parte controladora de parada forzosa 118.3 determina una segunda información de control CI2 en función de la segunda variable de desviación transversal TDVB2 y del valor real de la variable de aceleración transversal TAV usando un segundo conjunto 120 de segundas líneas características 120.1, 120.2. Cada una de las segundas líneas características 120.1, 120.2 (como se muestra en la figura 7) se asigna a un intervalo específico del valor real de la variable de aceleración transversal TAV y proporciona la segunda información de control CI2 en función del valor real de la segunda variable de desviación transversal TDVB2.

Como puede verse a partir de la figura 7, cada segunda línea característica 120.1, 120.2 proporciona, como segunda información de control CI2, un valor de punto de ajuste para la segunda fuerza de accionador FA2 del segundo accionador 117.1 en función de la segunda variable de desviación transversal TDVB2. Como puede verse además a partir de la figura 7, las segundas líneas características 120.1, 120.2, en el presente ejemplo, son sustancialmente simétricas en un punto con respecto a la posición neutra (es decir, TDB2 = 0), que la carrocería de vagón 102 asume una vez que el vehículo 101 está parado en una vía recta y nivelada. Por ende, a continuación, sólo se hará referencia al lado derecho con los valores positivos para la segunda fuerza de accionador FA2.

Aparentemente, las segundas líneas características 120.1, 120.2, en un intervalo de reposo IR2 de la segunda desviación transversal TDB2 (correspondiente a una desviación inicial de la carrocería de vagón 102 desde su posición neutra) proporciona una salida constante de FA2 = 0, lo que correspondería a un segundo accionador inactivo 117.1. En consecuencia, en este intervalo de reposo IR2, la parte de control de viento lateral 118.1 del controlador 107.2 no proporcionaría ninguna contrarrestación al movimiento de guiñada inducido por el viento lateral de la carrocería de vagón 102.

Con una desviación transversal creciente TDB2, la carrocería de vagón 102 abandona el intervalo de reposo IR2 y entra en un segundo intervalo en forma de un segundo intervalo de parada forzosa HSR2. En este segundo intervalo de parada forzosa HSR2, se genera al aumentar la desviación transversal TDB2 y aumentar la salida positiva FA2 > 0, de modo que en un cierto punto de desviación transversal se generaría una contrarrestación perceptible del segundo accionador 117.1.

Además, en una primera parte A más blanda del segundo intervalo de parada forzosa HSR2, la respectiva línea característica 120.1, 120.2 tiene una primera inclinación que representa una primera rigidez AR1 del segundo accionador 117.1, que es menor que una segunda inclinación que representa una segunda rigidez AR2 del segundo accionador 117.1 en una segunda parte B más rígida posterior del segundo intervalo de parada forzosa HSR2. Por ende, una vez que la desviación transversal TDB2 de la carrocería de vagón 102 entra en la segunda parte B del segundo intervalo de parada forzosa HSR2, el dispositivo de parada forzosa simulado se vuelve más rígido.

Por ende, el inicio inicial del dispositivo de parada forzosa se produce con una rigidez comparativamente baja, mientras que en un cierto punto de la desviación transversal (a saber, en la transición entre la segunda parte A y la segunda parte B del segundo intervalo de parada forzosa HSR2), aumenta también la rigidez del dispositivo de parada forzosa simulado en el bogie trasero 114. Se apreciará, sin embargo, que con otras realizaciones de la invención se puede seleccionar cualquier otro curso de la línea característica y su respectiva rigidez. En particular, se puede seleccionar una rigidez constante AR (es decir, una línea característica con inclinación constante).

Al generar la primera información de control CI1, la primera parte controladora de parada forzosa 118.2 selecciona una de las primeras líneas características 119.1, 119.2 para ser usada realmente como una función del valor real de la variable de aceleración transversal TAV como la tercera variable de entrada. En el presente ejemplo, dos líneas características diferentes 119.1 y 119.2 están previstas en la primera parte controladora de parada forzosa 118.2. Se apreciará sin embargo que, con otras realizaciones de la invención, se puede seleccionar cualquier otro número deseado de líneas características. Por ende, se puede proporcionar una resolución arbitrariamente fina de líneas características.

En el presente ejemplo, la línea característica 119.1 está asignada a un cuarto intervalo en forma de un primer intervalo de aceleración transversal TAR1 de $0 \text{ m/s}^2 = TA < 1 \text{ m/s}^2$, mientras que la otra línea característica 119.2 está asignada a un tercer intervalo en forma de un segundo intervalo de aceleración transversal TAR2 de $TA > 1 \text{ m/s}^2$. Por ende, siempre que la aceleración transversal TA sea inferior a 1 m/s^2 , se selecciona la línea característica 119.1. De otra forma, es decir, en situaciones con cargas TCL relacionadas con la curvatura de la vía incrementadas que actúan sobre la carrocería de vagón 102, se selecciona la otra línea característica 119.2.

Como puede verse a partir de la figura 7, mientras que ambas líneas características 119.1 y 119.2 son idénticas en el intervalo de reposo IR1, en el primer intervalo de parada forzosa HSR1, la primera línea característica 119.1 tiene una rigidez menor que la segunda línea característica 119.2. Por ende, en cualquier desviación transversal específica TDB1, la segunda línea característica 119.2 (en el primer intervalo de parada forzosa HSR 1) proporciona una mayor magnitud de la primera información de control de salida CI1 correspondiente a una mayor magnitud de la acción del

primer accionador 107.1. Con esto se entiende que, el inicio y la rigidez del dispositivo de parada forzosa simulado en el bogie delantero 104 se modifican en el presente ejemplo según sea necesario en respuesta al aumento de las cargas TCL relacionadas con la curvatura de la vía que actúan sobre la carrocería de vagón 102 de una manera muy simple.

5 Lo mismo se hace en la zona del segundo bogie 114. Al generar la segunda información de control CI2, la segunda parte controladora de parada forzosa 118.3 selecciona una de las segundas líneas características 120.1, 120.2 para ser usada realmente como una función del valor real de la variable de aceleración transversal TAV como la tercera variable de entrada. En el presente ejemplo, dos líneas características diferentes 120.1 y 120.2 están previstas en la segunda parte controladora de parada forzosa 118.3.

10 En el presente ejemplo, la línea característica 120.1 se asigna nuevamente al primer intervalo de aceleración transversal TAR1 de $0 \text{ m/s}^2 = \text{TA} < 1 \text{ m/s}^2$, mientras que la otra línea característica 120.2 se asigna nuevamente al segundo intervalo de aceleración transversal TAR2 de $\text{TA} > 1 \text{ m/s}^2$. Por ende, de nuevo, siempre que la aceleración transversal TA sea inferior a 1 m/s^2 , se selecciona la línea característica 120.1. De otra forma, es decir, en situaciones con cargas TCL relacionadas con la curvatura de la vía incrementadas que actúan sobre la carrocería de vagón 102, se selecciona la otra línea característica 120.2.

Como puede verse a partir de la figura 7, mientras que ambas líneas características 120.1 y 120.2 son idénticas en el intervalo de reposo IR1, en el segundo intervalo de parada forzosa HSR2, la segunda línea característica 120.1 tiene una rigidez menor que la línea característica 120.2. Por ende, en cualquier desviación transversal específica TDB2, la línea característica 120.2 (en el segundo intervalo de parada forzosa HSR2) proporciona una mayor magnitud de la segunda información de control de salida CI2 correspondiente a una mayor magnitud de la acción del segundo accionador 117.1. Con esto se entiende que, también en este caso el inicio y la rigidez del dispositivo de parada forzosa simulado en el bogie trasero 114 se modifican en el presente ejemplo según sea necesario en respuesta al aumento de las cargas TCL relacionadas con la curvatura de la vía que actúan sobre la carrocería de vagón 102 de una manera muy simple.

25 Como se ha mencionado anteriormente, con otras realizaciones de la invención, el conjunto de líneas características también puede estar disponible en forma parametrizada. En consecuencia, por ejemplo, las primera y segunda partes controladoras de parada forzosa 118.2, 118.3 pueden contener al menos una línea característica maestra parametrizada y, posteriormente, calcular la línea característica que se usará realmente a partir de la línea característica maestra en función de los parámetros seleccionados, en particular en función del valor real de la variable de aceleración transversal TAV.

Como también se ha mencionado anteriormente, puede estar disponible un número arbitrario de líneas características dependiendo de la resolución requerida de la información de control a obtener. En el caso más simple, el conjunto de dos líneas características diferentes 119.1, 119.2 y 120.1, 120.2 puede ser suficiente. Además, aunque la parte controladora de parada forzosa 118.2, 118.3 solo puede tener almacenado un conjunto limitado de líneas características, se puede obtener una resolución arbitrariamente fina de la información de control si la respectiva parte controladora de parada forzosa 118.2, 118.3 simplemente usa una interpolación arbitrariamente compleja (en el caso más simple interpolación lineal) entre los valores obtenidos de dos líneas características adyacentes 119.1, 119.2 y 120.1, 120.2, respectivamente.

40 Como puede verse a partir de la curva discontinua en la figura 9, en el presente ejemplo, en situaciones con aceleración transversal TA incrementada y, por ende, cargas TCL relacionadas con la curvatura de la vía incrementadas, que actúan sobre la carrocería de vagón 102, la selección de la línea característica más rígida 119.2, 120.2 conduce a una desviación de guiñada reducida de la carrocería de vagón 102, lo que tiene un efecto beneficioso sobre la reducción de la descarga de la rueda inducida por el viento lateral para compensar el aumento de la descarga de la rueda inducida por la curvatura de la vía presente en estos casos.

45 En el presente ejemplo, la respectiva primera y segunda desviación TDB1 y TDB2 en el primer y segundo bogie 104, 114, respectivamente, tiene un valor máximo admisible de $\text{TDB1}_{\text{máx}} = \text{TDB2}_{\text{máx}} = 50 \text{ mm}$. Asimismo, el primer y segundo intervalo de parada forzosa HSR1, HSR2 se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente al 38 % del valor máximo admisible $\text{TDB1}_{\text{máx}} = \text{TDB2}_{\text{máx}} = 50 \text{ mm}$. En el presente ejemplo, el primer y segundo intervalo de parada forzosa HSR1, HSR2 se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente a una desviación transversal de 19 mm, extendiéndose la primera parte A del intervalo de parada forzosa HSR1, HSR2 hasta un límite correspondiente a una desviación transversal de 40 mm.

55 Dicha configuración permite implementar desviaciones iniciales comparativamente grandes desde la posición neutra de la carrocería de vagón 102 sin una compensación perceptible por parte de los accionadores 107.1, 117.1 lo cual, como se describió anteriormente, es beneficioso en términos de mantener una alta comodidad de marcha en vías rectas y/o a bajas velocidades de marcha.

Se apreciará sin embargo que, con otras realizaciones de la invención, puede seleccionarse cualquier otra relación deseada entre la primera y la segunda línea característica. Lo mismo se aplica a las líneas características del respectivo conjunto de líneas características. Por ejemplo, el respectivo intervalo de parada forzosa desde la

respectiva línea característica puede variar desde diferentes límites inferiores entre las líneas características de un conjunto específico así como entre líneas características de diferentes conjuntos. En general, pueden seleccionarse combinaciones arbitrarias de líneas características en función de las necesidades del vehículo específico. En cualquier caso, la presente invención permite adaptar a medida la reacción de los accionadores 107.1, 117.1 a los movimientos de guiñada inducidos por el viento lateral de la carrocería de vagón 102 al diseño específico y las necesidades del respectivo vehículo 101 de una manera muy simple y rentable.

En el presente ejemplo, una vez generadas la primera y segunda información de control CI1 y CI2, la parte controladora de viento lateral 118.1, en las partes controladoras 118.4, 118.5 genera una primera y segunda información de control de viento total TWCIB1 y TWCIB2 para controlar el primer y segundo accionador 107.1 y el segundo accionador 117, respectivamente, para generar un primer momento de guiñada MY1 y un segundo momento de guiñada MY2 concurrente, sustancialmente idéntico, que actúan sobre la carrocería de vagón 102 para contrarrestar el momento de guiñada inducido por el viento lateral que actúa sobre la carrocería de vagón 102.

La primera información de control de viento total TWCIB1, en el presente ejemplo, en la parte controladora 118.4, se forma como una simple diferencia entre la primera información de control CI1 y la segunda información de control CI2, es decir:

$$TWCIB1 = CI1 - CI2, \quad (7)$$

mientras que la segunda información de control de viento total TWCIB2, en la parte controladora 118.5, se forma como una simple diferencia entre la segunda información de control CI2 y la primera información de control CI1, es decir:

$$TWCIB2 = CI2 - CI1, \quad (7)$$

Con esto se entiende que es posible lograr una diferenciación muy sencilla entre las desviaciones inducidas por el viento lateral y las desviaciones inducidas por el estado de la vía. Esto se debe al hecho de que la carga de viento lateral SWL que actúa sobre la carrocería de vagón 102 genera desviaciones opuestas en el primer y segundo tren de rodadura 104, 114, mientras que las cargas TCL relacionadas con la curvatura de la vía (tales como la fuerza centrífuga que actúa en una vía curva) generan típicamente desviaciones simultáneas de la carrocería de vagón 102 con respecto al primer y segundo tren de rodadura 104, 114.

Por ende, simplemente restando la primera y la segunda información de control CI1, CI2 de la manera anterior se generará una respuesta más baja del control de viento lateral 118 a desviaciones concurrentes (típicamente derivadas de cargas TCL relacionadas con la curvatura de la vía) en comparación con desviaciones opuestas (típicamente derivadas de cargas de viento lateral SWL). Por ende, de una manera muy simple, se puede generar una respuesta adecuada a los efectos del viento lateral con el presente control de viento lateral.

En el presente ejemplo, la parte controladora de viento lateral 118.1 tiene un componente de supresión de reacción de curva en S en forma de parte controladora 118.6, que está configurada para suprimir la reacción de los accionadores 107.1, 117.1 en un tramo de vía generalmente en forma de S que tiene un cambio en el sentido de la curvatura dentro de una distancia que es menor que la distancia del primer y segundo bogie 104, 114 en la dirección longitudinal del vehículo.

Dichos tramos de vía (p. ej., tramos de cambio de vía), típicamente se franquean a velocidades de funcionamiento comparativamente bajas y, por ende, riesgo comparativamente bajo de superar los límites de descarga de la rueda, sin embargo, generan señales de desviación transversal (es decir, primera y segunda variables de entrada), lo cual es similar a las de fuertes efectos de viento lateral. Por ende, la supresión de la reacción como se describió anteriormente, de manera beneficiosa, evita reacciones no deseadas del sitio y las controla en estas situaciones.

El componente de supresión de reacción de curva en S 118.6 modifica la primera variable de desviación transversal TDVB1 y la segunda variable de desviación transversal TDVB2 en función de la variable de aceleración transversal TAV restando (primera variable de desviación transversal TDVB1) y sumando (segunda variable de desviación transversal TDVB2) un valor temporalmente retrasado obtenido a partir de la variable de aceleración transversal TAV. Con esto se entiende que, se puede lograr una implementación muy simple de dicha supresión de la reacción.

Se apreciará que se puede seleccionar cualquier intervalo de frecuencia deseado y adecuado para el control de viento lateral adaptado a las frecuencias de carga de viento lateral que se esperan en condiciones normales de funcionamiento para compensar apropiadamente los efectos del viento lateral. En el presente ejemplo, el dispositivo de control 107.2, en el modo de control de viento lateral SWCM, controla los accionadores 107.1, 117.1 en un intervalo de frecuencia de control de viento WCFR que varía de esencialmente 0 Hz a 15 Hz, preferiblemente de esencialmente 0 Hz a 6,0 Hz, más preferiblemente de 0,25 Hz a 2,5 Hz. En estos casos, se pueden lograr resultados particularmente beneficiosos en la reducción de la descarga de la rueda inducida por viento lateral.

La amortiguación del sistema se logra en el presente ejemplo mediante el controlador 117.2 ajustando los componentes de control que controlan la parte dinámica de la disposición de compensación de balanceo en el modo de control de retroalimentación de vía TFCM a un modo de amortiguación DM si el modo de control de viento lateral SWCM está activado. La disposición de compensación de balanceo, en el modo de amortiguación DM, proporciona

una amortiguación apropiada del movimiento de guiñada de la carrocería de vagón 102 alrededor de su eje de guiñada. Esto evita que (generalmente posible) las acciones conflictivas del modo de control de viento lateral SWCM y el modo de control de retroalimentación de vía TFCM conduzcan a inestabilidades en el sistema de control.

Se apreciará que el dispositivo de compensación de viento lateral 118 generalmente puede estar constantemente activo. En el presente ejemplo, sin embargo, el dispositivo de compensación de viento lateral 118 solo está activo en condiciones de funcionamiento críticas de viento lateral, para evitar en gran medida la interferencia con otras funciones de control, tales como el control de inclinación dependiente de la curvatura de la vía cuasi-estática y el control de comodidad dinámico del modo de control de retroalimentación de vía TFCM. En el presente ejemplo, el dispositivo de compensación de viento lateral 118 solo se activa en el controlador 107.2 si una velocidad de marcha V del vehículo supera un umbral de activación del control de viento lateral de 160 km/h.

En el presente ejemplo, el dispositivo de control 107.2 está diseñado para controlar el primer accionador 107.1 y el segundo accionador 117.1 en el modo de control de viento lateral SWCM de tal manera que tanto la primera desviación transversal como también la segunda desviación transversal de la carrocería de vagón 102 se reducen por acciones concurrentes idénticas en función de la información de control de viento total TWCIB1 y TWCIB2, de modo que, en general, resulta una reducción en la desviación dy.

Se apreciará que el modo de control de retroalimentación de vía TFCM y el modo de control de viento lateral SWCM típicamente están activos al mismo tiempo. Por ende, el dispositivo de control 107.2 controla los accionadores 107.1 y 117.1 usando una superposición de la información de control de viento total TWCI proveniente del modo de control de viento lateral SWCM y una información de control de retroalimentación de vía total TTFCI emitida por la parte de control de retroalimentación de vía del dispositivo de control 107.2 que ejecuta el modo de control de retroalimentación de vía TFCM.

En el presente ejemplo está previsto que el dispositivo de control controle el primer accionador 107.1 y el segundo accionador 117.1 de modo que la desviación dy entre la primera desviación transversal y la segunda desviación transversal sea inferior a 10 mm.

se apreciará que el dispositivo de control 107.2 puede comprender dispositivos de detección adicionales que detectan una variable representativa de la variable de velocidad de balanceo RRVB1 del bastidor de bogie delantero 104.2 y la variable de velocidad de balanceo RRVB2 del bastidor de bogie trasero 114.2, que luego se usan con fines de referencia para verificar el control adecuado del primer accionador 107.1 y del segundo accionador 117.1.

Se vuelve a mencionar en este punto que el uso de un componente activo en la zona de uno solo de los dos dispositivos de compensación de balanceo puede ser suficiente. De este modo, para una reducción de la carga de torsión puede ser suficiente, por ejemplo, que a través de la intervención activa en el tren de rodadura delantero 104, el momento de guiñada en la carrocería de vehículo 102 resultante de la carga de viento lateral SWL puede contrarrestarse ya que la desviación de la carrocería de vagón 102 es contrarrestada mediante una acción de fuerza correspondiente en la zona del dispositivo de compensación de balanceo 105 del tren de rodadura delantero 104, mientras que se permite la desviación en el tren de rodadura trasero 114.

Por supuesto, es igualmente posible, en la zona del tren de rodadura trasero, contrarrestar por medio de una intervención activa el momento de guiñada en la carrocería de vagón resultante de la carga de viento de manera aislada, ya que la desviación de la carrocería de vagón se contrarresta mediante una fuerza de acción correspondiente en la zona del dispositivo de compensación de balanceo del tren de rodadura trasero, mientras que se permite la desviación en el tren de rodadura delantero.

Se apreciará que, con ciertas realizaciones de la presente invención, se puede tomar una medida pasiva adicional para reducir los efectos de las cargas de viento lateral SWL, en particular, la descarga de la rueda inducida por el viento lateral. Con este fin, las rigideces de los dispositivos de resorte primarios 103.1 del primer bogie 104 y del segundo bogie 114 en la dirección de la altura (eje z_i) pueden tener valores diferentes. Más precisamente, la primera rigidez de resorte primario PSR1 del primer bogie 104 se puede seleccionar para que sea diferente de, en particular menor que, la segunda rigidez de resorte primario PSR2 del segundo bogie 114. Por este medio ya se puede lograr un cambio pasivo de la descarga de la rueda inducida por el viento lateral desde el bogie delantero 104 al segundo bogie trasero 114.

Puede estar previsto, por ejemplo, que la segunda rigidez de resorte primario PSR2 aumente con respecto a las realizaciones descritas anteriormente. Sin embargo, dependiendo de la disposición general del bogie trasero 114, esto puede conducir a problemas relacionados con la seguridad contra descarrilamiento. Por ende, además o como una alternativa, la primera rigidez de resorte primario PSR1 puede reducirse con respecto a las realizaciones descritas anteriormente.

La presente invención, en lo anterior, se ha descrito solamente a modo de ejemplo para un vehículo ferroviario de dos pisos. Se apreciará, sin embargo, que las ventajas de la presente invención también pueden usarse en vehículos ferroviarios de un solo piso.

Asimismo, la presente invención se ha descrito anteriormente usando exclusivamente ejemplos para vehículos

ferroviarios. Es muy evidente, sin embargo, que la invención también se puede usar en relación con cualquier otro vehículo.

La presente descripción se refiere además a los objetos definidos en las siguientes cláusulas que no deben considerarse reivindicaciones:

- 5 1. Un vehículo, en particular, un vehículo ferroviario, que comprende
 - una carrocería de vagón (102), en particular, una carrocería de vagón de dos pisos,
 - un primer tren de rodadura (104),
 - un segundo tren de rodadura (114) dispuesto a una distancia de dicho primer tren de rodadura (104) en una dirección longitudinal del vehículo, en particular, que sigue a dicho primer tren de rodadura (104),
- 10
 - un dispositivo de compensación de viento lateral (118) y,
 - en particular, una disposición de compensación de balanceo;
 - estando soportada dicha carrocería de vagón (102) sobre dicho primer tren de rodadura (104) y dicho segundo tren de rodadura (114) en una dirección de la altura del vehículo por medio de dispositivos de resorte (103, 113),
- 15
 - comprendiendo dicho dispositivo de compensación de viento lateral (118) un dispositivo de control (107.2) y un dispositivo activo (107.1, 117.1) que actúa entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114) para al menos reducir, en un modo de control de viento lateral, la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en dicho primer tren de rodadura (104) causada por una carga de viento lateral que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102);
- 20
 - estando configurado dicho dispositivo de control (107.2) para controlar, en dicho modo de control de viento lateral, una magnitud de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de una primera variable de entrada y una segunda variable de entrada;
 - siendo dicha primera variable de entrada una primera variable de desviación representativa de una primera desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) en una
- 25
 - dirección transversal del vehículo;
 - siendo dicha segunda variable de entrada una segunda variable de desviación representativa de una segunda desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho segundo tren de rodadura (114) en dicha dirección transversal del vehículo;

caracterizado por que

- 30
 - dicho dispositivo de control (107.2) está configurado para controlar, en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de una tercera variable de entrada;
 - siendo dicha tercera variable de entrada una variable representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102);
- 35
 - teniendo dicha tercera variable de entrada un tercer intervalo y un cuarto intervalo, siendo dicha tercera variable de entrada, en dicho tercer intervalo, representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía incrementada en comparación con dicho cuarto intervalo;
 - estando dicha magnitud de dicha acción, al menos en un primer intervalo de dicha primera variable de entrada y/o al menos en un segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada, incrementada en dicho tercer
- 40
 - intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo.

2. El vehículo según la cláusula 1, en donde

- 45
 - dicho dispositivo de control (107.2) está configurado para controlar, en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) de modo que, al menos en dicho primer intervalo y/o al menos en dicho segundo intervalo, dicho dispositivo activo simula un dispositivo de parada forzosa activo en dicha dirección transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114), siendo dicho dispositivo de parada forzosa, en dicha dirección transversal del vehículo, más rígido y/o más desplazado hacia una posición neutra de dicha carrocería de vagón (102) en dicho tercer intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo,

y/o

- dicho dispositivo de control (107.2) está configurado para controlar, en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) de modo que, al menos en dicho primer intervalo y/o al menos en dicho segundo intervalo, una rigidez de dicho dispositivo activo en dicha dirección transversal en la zona de dicho primer tren de rodadura (104) y/o en la zona de dicho segundo tren de rodadura (114) está incrementada en dicho tercer intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo,

y/o

- una desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114) tiene un valor máximo admisible y dicho primer intervalo y/o dicho segundo intervalo se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente al 30 %, preferiblemente el 40 %, más preferiblemente del 45 % al 60 %, de dicho valor máximo admisible de dicha desviación transversal;

y/o

- dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114) y dicho primer intervalo y/o dicho segundo intervalo se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente a una desviación transversal de 15 mm, preferiblemente 20 mm, más preferiblemente de 25 mm a 35 mm, de dicha carrocería de vagón (102) desde dicha posición neutra;

y/o

- dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114), estando dicho dispositivo de control (107.2) configurado para mantener un estado de reposo de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en un intervalo inicial de desviación en reposo de dicha carrocería de vagón (102) desde dicha posición neutra)

3. El vehículo según la cláusula 1 o 2, en donde

- dicho dispositivo de control (107.2), en dicho modo de control de viento lateral, controla dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de dicha primera variable de entrada usando un primer conjunto de primeras líneas características, proporcionando cada una de dichas primeras líneas características una primera información de control en función de dicha primera variable de entrada, seleccionando dicho dispositivo de control (107.2) una de dichas primeras líneas características a usar realmente en función de dicha tercera variable de entrada,

en donde,

- en particular, al menos dos, en particular dos cualesquiera, de dichas primeras líneas características al menos en dicho primer intervalo de dicha primera variable de entrada proporcionan una primera información de control diferente en un valor dado de dicha primera variable de entrada,

y/o,

- en particular, siendo seleccionada una primera de dichas primeras líneas características en un primer valor de dicha tercera variable de entrada y siendo seleccionada una segunda de dichas primeras líneas características en un segundo valor de dicha tercera variable de entrada, siendo dicho segundo valor de dicha tercera variable de entrada representativo del valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía que es mayor que un valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía para dicho primer valor de dicha tercera variable de entrada, al menos en dicho primer intervalo de dicha primera variable de entrada en un valor dado de dicha primera variable de entrada, en particular, dicha segunda de dichas primeras líneas características proporciona una primera información de control que es representativa de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que está incrementada en comparación con dicha primera de dichas primeras líneas características.

y/o,

- en particular, al menos una de dichas primeras líneas características, en particular, cada una de dichas primeras líneas características, tiene una primera inclinación en una primera parte de dicho primer intervalo y una segunda inclinación en una segunda parte de dicho primer intervalo, siendo dicha segunda inclinación mayor que dicha primera inclinación, estando dicha segunda parte de dicho primer intervalo, en particular, ubicada por encima de dicha primera parte de dicho primer intervalo;

y/o,

- en particular, dicha primera desviación entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) tiene un valor máximo admisible y dicho primer intervalo que se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente al 30 %, preferiblemente el 40 %, más preferiblemente del 45 % al 60 %, de dicho valor máximo admisible de dicha primera desviación;

y/o,

- en particular, dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) y dicho primer intervalo que se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente a una desviación transversal de 15 mm, preferiblemente 20 mm, más preferiblemente de 25 mm a 35 mm, de dicha carrocería de vagón (102) con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) en una dirección transversal del vehículo, extendiéndose dicha primera parte de dicho primer intervalo, en particular, hasta un límite correspondiente a una desviación transversal de 35 mm, preferiblemente 40 mm, más preferiblemente de 40 mm a 45 mm, de dicha carrocería de vagón (102) con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) en dicha dirección transversal del vehículo;

y/o,

- en particular, dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) y al menos una de dichas primeras líneas características, en particular, cada una de dichas primeras líneas características, tiene un intervalo de reposo que incluye un valor correspondiente a dicha posición neutra y que se extiende hasta dicho primer intervalo, proporcionando dicha primera línea característica, en dicho intervalo de reposo, una primera información de control correspondiente a un estado de reposo de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1).

4. El vehículo según una cualquiera de las cláusulas 1 a 3, en donde

- dicho dispositivo de control (107.2), en dicho modo de control de viento lateral, controla dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de dicha segunda variable de entrada usando un segundo conjunto de segundas líneas características, proporcionando cada una de dichas segundas líneas características una segunda información de control en función de dicha segunda variable de entrada, seleccionando dicho dispositivo de control (107.2) una de dichas segundas líneas características a usar realmente en función de dicha tercera variable de entrada,

en donde,

- en particular, al menos dos, en particular dos cualesquiera, de dichas segundas líneas características, al menos en dicho segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada proporcionan una segunda información de control diferente en un valor dado de dicha segunda variable de entrada,

y/o,

- en particular, siendo seleccionada una segunda de dichas primeras líneas características en un primer valor de dicha tercera variable de entrada y siendo seleccionada una segunda de dichas segundas líneas características en un segundo valor de dicha tercera variable de entrada, siendo dicho segundo valor de dicha tercera variable de entrada representativo del valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía que es mayor que un valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía para dicho primer valor de dicha tercera variable de entrada, al menos en dicho segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada en un valor dado de dicha segunda variable de entrada, en particular, dicha segunda de dichas segundas líneas características proporciona una segunda información de control que es representativa de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que está incrementada en comparación con dicha primera de dichas segundas líneas características.

- en particular, al menos una de dichas segundas líneas características, en particular, cada una de dichas segundas líneas características, tiene una primera inclinación en una primera parte de dicho segundo intervalo y una segunda inclinación en una segunda parte de dicho segundo intervalo, siendo dicha segunda inclinación mayor que dicha primera inclinación, estando dicha segunda parte de dicho segundo intervalo, en particular, ubicada por encima de dicha primera parte de dicho segundo intervalo;

y/o,

- en particular, dicha segunda desviación entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho segundo tren de rodadura (104) tiene un valor máximo admisible y dicho segundo intervalo que se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente al 30 %, preferiblemente el 40 %, más preferiblemente del 45 % al 60 %, de dicho valor máximo admisible de dicha segunda desviación; y/o,

- en particular, dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho segundo tren de rodadura (104) y dicho segundo intervalo que se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente a una desviación transversal de 15 mm, preferiblemente 20 mm, más preferiblemente de 25 mm a 35 mm, de dicha carrocería de vagón (102) con respecto a dicho segundo tren de rodadura (104) en una dirección transversal del vehículo, extendiéndose dicha primera parte de dicho segundo intervalo, en particular, hasta un límite correspondiente a una desviación transversal de 35 mm, preferiblemente 40 mm, más preferiblemente de 40 mm a 45 mm, de dicha carrocería de vagón (102) con respecto a dicho segundo tren de rodadura (104)

en dicha dirección transversal del vehículo;

y/o,

- en particular, dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho segundo tren de rodadura (104) y al menos una de dichas segundas líneas características, en particular, cada una de dichas segundas líneas características, tiene un intervalo de reposo que incluye un valor correspondiente a dicha posición neutra y que se extiende hasta dicho segundo intervalo, proporcionando dicha segunda línea característica, en dicho intervalo de reposo, una segunda información de control correspondiente a un estado de reposo de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1).

5. El vehículo según una cualquiera de las cláusulas 1 a 4, en donde

- dicha primera variable de entrada es una primera variable de desviación representativa de una desviación, en particular una desviación en dicha dirección transversal, de un primer componente (107.1) de dicho dispositivo activo ubicado en la zona de dicho primer tren de rodadura (104);

y/o

- dicha segunda variable de entrada es una segunda variable de desviación representativa de una desviación, en particular una desviación en dicha dirección transversal, de un segundo componente (117.1) de dicho dispositivo activo ubicado en la zona de dicho segundo tren de rodadura (114);

y/o

- dicha tercera variable de entrada es una variable de aceleración transversal representativa de una aceleración transversal que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102) en dicha dirección transversal del vehículo;

y/o

- dicho dispositivo de control (107.2), en dicho modo de control de viento lateral, controlando, dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en un intervalo de frecuencia de control del viento que varía de esencialmente 0 Hz a 15 Hz, preferiblemente de esencialmente 0 Hz a 6,0 Hz, más preferiblemente de 0,25 Hz a 2,5 Hz,

y/o

- dicho dispositivo de control (107.2) tiene un componente de supresión de reacción de curva en S configurado para suprimir la reacción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en un tramo de vía generalmente en forma de S que tiene un cambio en el sentido de la curvatura dentro de una distancia que es menor que una distancia de dicho primer tren de rodadura (104) y dicho segundo tren de rodadura (114) en dicha dirección longitudinal del vehículo, modificando dicho componente de supresión de reacción de la curva S, en particular, dicha primera variable de entrada y/o dicha segunda variable de entrada en función de dicha tercera variable de entrada, en particular, en función de un valor retrasado temporalmente de dicha tercera variable de entrada.

y/o

- dicho dispositivo de control (107.2), en particular, tiene un componente de control que controla dicha disposición de compensación de balanceo en un modo de control de comodidad para ajustar una desviación transversal de dicha carrocería de vagón (102) con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114), ajustándose dicho componente de control a un modo de amortiguación si dicho modo de control de viento lateral está activado, proporcionando dicha disposición de compensación de balanceo, en dicho modo de amortiguación, amortiguación de un movimiento de guiñada de dicha carrocería de vagón (102) alrededor de un eje de guiñada que discurre paralelo a una dirección de la altura del vehículo.

6. El vehículo según una cualquiera de las cláusulas 1 a 5, en donde

- dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está configurado para contrarrestar un movimiento de guiñada inducido por el viento lateral de dicha carrocería de vagón (102) alrededor de un eje de guiñada paralelo a una dirección de la altura del vehículo;

en donde

- dicho dispositivo activo (107.1, 117.1), en particular, comprende un primer accionador (107.1) que actúa entre dicho primer tren de rodadura (104) y dicha carrocería de vagón (102);

y/o

- dicho dispositivo activo (107.1, 117.1), en particular, comprende un segundo accionador (117.1) que actúa entre dicho segundo tren de rodadura (114) y dicha carrocería de vagón (102);

y/o

- dicha unidad de control, en particular, usa información de control total para controlar un primer accionador (107.1) y un segundo accionador (117.1) de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) para generar un primer momento de guiñada y un segundo momento de guiñada concurrente, en particular, sustancialmente idéntico, que actúan sobre dicha carrocería de vagón (102) para contrarrestar un momento de guiñada inducido por el viento lateral que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102), formándose dicha información de control total, en particular, en función de una primera información de control y una segunda información de control, en particular, como una diferencia entre una primera información de control y una segunda información de control, siendo dicha primera información de control una función de dicha primera variable de entrada, siendo dicha segunda información de control una función de dicha segunda variable de entrada.

7. El vehículo según una cualquiera de las cláusulas 1 a 6, en donde

- dicha carrocería de vagón (102) está acoplada a dicho primer tren de rodadura (104) por medio de un primer dispositivo de compensación de balanceo (105) de dicha disposición de compensación de balanceo,
- dicha carrocería de vagón (102) está acoplada a dicho segundo tren de rodadura (114) por medio de un segundo dispositivo de compensación de balanceo (115) de dicha disposición de compensación de balanceo,
- contrarrestando dicho primer dispositivo de compensación de balanceo (105) y dicho segundo dispositivo de compensación de balanceo (115), durante el desplazamiento en un tramo de vía curvo, los movimientos de balanceo de carrocería de vagón de dicha carrocería de vagón (102) hacia un exterior de dicho tramo de vía curvo alrededor de un eje de balanceo de la carrocería de vagón paralelo a dicha dirección longitudinal del vehículo,
- estando configurado dicho primer dispositivo de compensación de balanceo (105), en particular, para imponer sobre dicha carrocería de vagón (102), bajo una primera desviación transversal de dicha carrocería de vagón (102) en relación con dicho primer tren de rodadura (104) en una dirección transversal del vehículo, un primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón alrededor de dicho eje de balanceo de la carrocería de vagón;
- estando configurado dicho segundo dispositivo de compensación de balanceo (115), en particular, para imponer sobre dicha carrocería de vagón (102), bajo una segunda desviación transversal de dicha carrocería de vagón (102) en relación con dicho segundo tren de rodadura (114) en dicha dirección transversal del vehículo, un segundo ángulo de balanceo de la carrocería de vagón alrededor de dicho eje de balanceo de la carrocería de vagón;
- estando configurado dicho dispositivo activo (107.1, 117.1), en particular, para contrarrestar una desviación entre dicha primera desviación transversal y dicha segunda desviación transversal y/o una desviación entre dicho primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón y dicho segundo ángulo de balanceo de la carrocería de vagón.

en donde

- dicho primer dispositivo de compensación de balanceo (105), en particular, comprende un primer dispositivo accionador (107.1) de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que contribuye al menos a un ajuste de dicha primera desviación transversal,

y/o

- dicho segundo dispositivo de compensación de balanceo (115), en particular, comprende un segundo dispositivo accionador (117.1) de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que contribuye al menos a un ajuste de dicha segunda desviación transversal.

y/o

- dicha disposición de compensación de balanceo, en particular, está configurada para ajustar, bajo el control del dispositivo de control (107.2) y en un modo de control de comodidad, la primera desviación transversal y/o la segunda desviación transversal.

8. El vehículo según una cualquiera de las cláusulas 1 a 7, en donde

- dicho dispositivo de control (107.2) tiene al menos un dispositivo de detección (107.4) configurado para detectar dicha primera variable de entrada y/o dicha segunda variable de entrada y/o dicha tercera variable de entrada;

y/o

- dicho dispositivo de compensación de viento lateral (118) solo se activa si una velocidad de marcha de dicho vehículo supera un umbral de activación del control de viento lateral, siendo dicho umbral de activación del

control de viento lateral, en particular, 120 km/h, preferiblemente 140 km/h, más preferiblemente 160 km/h;

y/o

- 5 - dicho primer tren de rodadura (104) comprende un primer dispositivo de resorte primario (103) de dicho primer tren de rodadura (104) que tiene una primera rigidez en la dirección de la altura del vehículo y dicho segundo tren de rodadura (114) comprende un segundo dispositivo de resorte primario (113) que tiene una segunda rigidez en dicha dirección de la altura del vehículo, siendo dicha primera rigidez diferente de, en particular menor que, dicha segunda rigidez.

9. Una composición de tren que comprende

- una pluralidad de vehículos (101);
- 10 - un vehículo (101) según una cualquiera de las cláusulas 1 a 8 que forma un vehículo terminal de dicha composición de tren,
- estando dicho primer tren de rodadura (104), en particular, ubicado en un extremo libre de dicha composición de tren.

15 10. Un método para reducir activamente la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en un tren de rodadura de un vehículo que comprende una carrocería de vagón (102), en particular, una carrocería de vagón de dos pisos, soportada a través de dispositivos de resorte (103) y, en particular, a través de una disposición de compensación de balanceo, sobre un primer tren de rodadura (104) y un segundo tren de rodadura (114) dispuesto a una distancia de dicho primer tren de rodadura (104) en una dirección longitudinal del vehículo y, en particular, que sigue a dicho primer tren de rodadura (104), que comprende

- 20 - controlar activamente un dispositivo activo (107.1, 117.1) de un dispositivo de compensación de viento lateral (118) que actúa entre dicha carrocería de vagón (102) y al menos uno de dicho primer tren de rodadura (104) y dicho segundo tren de rodadura (114) para reducir al menos la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en dicho primer tren de rodadura (104) causada por una carga de viento lateral que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102), que incluye
- 25 - controlar, en un modo de control de viento lateral, una magnitud de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de una primera variable de entrada y una segunda variable de entrada,
- siendo dicha primera variable de entrada una primera variable de desviación representativa de una primera desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) en una dirección transversal del vehículo;
- 30 - siendo dicha segunda variable de entrada una segunda variable de desviación representativa de una segunda desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho segundo tren de rodadura (114) en dicha dirección transversal del vehículo; caracterizado por
- controlar, en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de una tercera variable de entrada;
- 35 - siendo dicha tercera variable de entrada una variable representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102);
- teniendo dicha tercera variable de entrada un tercer intervalo y un cuarto intervalo, siendo dicha tercera variable de entrada, en dicho tercer intervalo, representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía incrementada en comparación con dicho cuarto intervalo;
- 40 - estando dicha magnitud de dicha acción, al menos en un primer intervalo de dicha primera variable de entrada y/o al menos en un segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada, incrementada en dicho tercer intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo.

11. El método según la cláusula 10, en donde,

- 45 - en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está controlada de modo que, al menos en dicho primer intervalo y/o al menos en dicho segundo intervalo, dicho dispositivo activo simula un dispositivo de parada forzosa activo en dicha dirección transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114), siendo dicho dispositivo de parada forzosa, en dicha dirección transversal del vehículo, más rígido y/o más desplazado hacia una posición neutra de dicha carrocería de vagón (102) en dicho tercer intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo,

y/o,

- en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está controlada de modo que, al menos en dicho primer intervalo y/o al menos en dicho segundo intervalo, una rigidez de dicho dispositivo activo en dicha dirección transversal en la zona de dicho primer tren de rodadura (104) y/o en la zona de dicho segundo tren de rodadura (114) está incrementada en dicho tercer intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo,

y/o

- una desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114) tiene un valor máximo admisible y dicho primer intervalo y/o dicho segundo intervalo se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente al 30 %, preferiblemente el 40 %, más preferiblemente del 45 % al 60 %, de dicho valor máximo admisible de dicha desviación transversal;

y/o

- dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114) y dicho primer intervalo y/o dicho segundo intervalo se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente a una desviación transversal de 15 mm, preferiblemente 20 mm, más preferiblemente de 25 mm a 35 mm, de dicha carrocería de vagón (102) desde dicha posición neutra;

y/o

- dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114), estando dicho dispositivo de control (107.2) configurado para mantener un estado de reposo de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en un intervalo inicial de desviación en reposo de dicha carrocería de vagón (102) desde dicha posición neutra)

12. El método según la cláusula 10 u 11, en donde,

- en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está controlada en función de dicha primera variable de entrada usando un primer conjunto de primeras líneas características, proporcionando cada una de dichas primeras líneas características una primera información de control en función de dicha primera variable de entrada, seleccionando dicho dispositivo de control (107.2) una de dichas primeras líneas características a usar realmente en función de dicha tercera variable de entrada, en donde,

- en particular, al menos dos, en particular dos cualesquiera, de dichas primeras líneas características al menos en dicho primer intervalo de dicha primera variable de entrada proporcionan una primera información de control diferente en un valor dado de dicha primera variable de entrada, y/o,

- en particular, siendo seleccionada una primera de dichas primeras líneas características en un primer valor de dicha tercera variable de entrada y siendo seleccionada una segunda de dichas primeras líneas características en un segundo valor de dicha tercera variable de entrada,

siendo dicho segundo valor de dicha tercera variable de entrada representativo del valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía que es mayor que un valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía para dicho primer valor de dicha tercera variable de entrada, al menos en dicho primer intervalo de dicha primera variable de entrada en un valor dado de dicha primera variable de entrada, en particular, dicha segunda de dichas primeras líneas características proporciona una primera información de control que es representativa de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que está incrementada en comparación con dicha primera de dichas primeras líneas características. y/o,

- en particular, al menos una de dichas primeras líneas características, en particular, cada una de dichas primeras líneas características, tiene una primera inclinación en una primera parte de dicho primer intervalo y una segunda inclinación en una segunda parte de dicho primer intervalo, siendo dicha segunda inclinación mayor que dicha primera inclinación, estando dicha segunda parte de dicho primer intervalo, en particular, ubicada por encima de dicha primera parte de dicho primer intervalo;

y/o,

- en particular, dicha primera desviación entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) tiene un valor máximo admisible y dicho primer intervalo que se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente al 30 %, preferiblemente el 40 %, más preferiblemente del 45 % al 60 %, de dicho valor máximo admisible de dicha primera desviación;

y/o,

- en particular, dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) y dicho primer intervalo que se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente a

una desviación transversal de 15 mm, preferiblemente 20 mm, más preferiblemente de 25 mm a 35 mm, de dicha carrocería de vagón (102) con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) en una dirección transversal del vehículo, extendiéndose dicha primera parte de dicho primer intervalo, en particular, hasta un límite correspondiente a una desviación transversal de 35 mm, preferiblemente 40 mm, más preferiblemente de 40 mm a 45 mm, de dicha carrocería de vagón (102) con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) en dicha dirección transversal del vehículo;

y/o,

- en particular, dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) y al menos una de dichas primeras líneas características, en particular, cada una de dichas primeras líneas características, tiene un intervalo de reposo que incluye un valor correspondiente a dicha posición neutra y que se extiende hasta dicho primer intervalo, proporcionando dicha primera línea característica, en dicho intervalo de reposo, una primera información de control correspondiente a un estado de reposo de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1).

13. El método según una cualquiera de las cláusulas 10 a 12, en donde,

- en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está controlada en función de dicha segunda variable de entrada usando un segundo conjunto de segundas líneas características, proporcionando cada una de dichas segundas líneas características una segunda información de control en función de dicha segunda variable de entrada, seleccionando dicho dispositivo de control (107.2) una de dichas segundas líneas características a usar realmente en función de dicha tercera variable de entrada,

en donde,

- en particular, al menos dos, en particular dos cualesquiera, de dichas segundas líneas características, al menos en dicho segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada proporcionan una segunda información de control diferente en un valor dado de dicha segunda variable de entrada,

y/o,

- en particular, siendo seleccionada una segunda de dichas primeras líneas características en un primer valor de dicha tercera variable de entrada y siendo seleccionada una segunda de dichas segundas líneas características en un segundo valor de dicha tercera variable de entrada, siendo dicho segundo valor de dicha tercera variable de entrada representativo del valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía que es mayor que un valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía para dicho primer valor de dicha tercera variable de entrada, al menos en dicho segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada en un valor dado de dicha segunda variable de entrada, en particular, dicha segunda de dichas segundas líneas características proporciona una segunda información de control que es representativa de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que está incrementada en comparación con dicha primera de dichas segundas líneas características.

- en particular, al menos una de dichas segundas líneas características, en particular, cada una de dichas segundas líneas características, tiene una primera inclinación en una primera parte de dicho segundo intervalo y una segunda inclinación en una segunda parte de dicho segundo intervalo, siendo dicha segunda inclinación mayor que dicha primera inclinación, estando dicha segunda parte de dicho segundo intervalo, en particular, ubicada por encima de dicha primera parte de dicho segundo intervalo;

y/o,

- en particular, dicha segunda desviación entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho segundo tren de rodadura (104) tiene un valor máximo admisible y dicho segundo intervalo que se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente al 30 %, preferiblemente el 40 %, más preferiblemente del 45 % al 60 %, de dicho valor máximo admisible de dicha segunda desviación; y/o,

- en particular, dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho segundo tren de rodadura (104) y dicho segundo intervalo que se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente a una desviación transversal de 15 mm, preferiblemente 20 mm, más preferiblemente de 25 mm a 35 mm, de dicha carrocería de vagón (102) con respecto a dicho segundo tren de rodadura (104) en una dirección transversal del vehículo, extendiéndose dicha primera parte de dicho segundo intervalo, en particular, hasta un límite correspondiente a una desviación transversal de 35 mm, preferiblemente 40 mm, más preferiblemente de 40 mm a 45 mm, de dicha carrocería de vagón (102) con respecto a dicho segundo tren de rodadura (104) en dicha dirección transversal del vehículo;

y/o,

- en particular, dicha carrocería de vagón (102) tiene una posición neutra con respecto a dicho segundo tren de rodadura (104) y al menos una de dichas segundas líneas características, en particular, cada una de dichas segundas líneas características, tiene un intervalo de reposo que incluye un valor correspondiente a dicha posición neutra y que se extiende hasta dicho segundo intervalo, proporcionando dicha segunda línea característica, en dicho intervalo de reposo, una segunda información de control correspondiente a un estado de reposo de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1).
14. El método según una cualquiera de las cláusulas 10 a 13, en donde
- dicha primera variable de entrada es una primera variable de desviación representativa de una desviación, en particular, una desviación en dicha dirección transversal, de un primer componente (107.1) de dicho dispositivo activo ubicado en la zona de dicho primer tren de rodadura (104);
- y/o
- dicha segunda variable de entrada es una segunda variable de desviación representativa de una desviación, en particular una desviación en dicha dirección transversal, de un segundo componente (117.1) de dicho dispositivo activo ubicado en la zona de dicho segundo tren de rodadura (114);
- y/o
- dicha tercera variable de entrada es una variable de aceleración transversal representativa de una aceleración transversal que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102) en dicha dirección transversal del vehículo;
- y/o,
- en dicho modo de control de viento lateral, dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está controlado en un intervalo de frecuencia de control del viento que varía de esencialmente 0 Hz a 15 Hz, preferiblemente de esencialmente 0 Hz a 6,0 Hz, más preferiblemente de 0,25 Hz a 2,5 Hz,
- y/o
- una reacción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) se suprime en un tramo de vía generalmente en forma de S que tiene un cambio en el sentido de la curvatura dentro de una distancia que es menor que la distancia de dicho primer tren de rodadura (104) y dicho segundo tren de rodadura (114) en dicha dirección longitudinal del vehículo, en donde, en particular, dicha primera variable de entrada y/o dicha segunda variable de entrada se modifica en función de dicha tercera variable de entrada, en particular, en función de un valor retrasado temporalmente de dicha tercera variable de entrada.
- y/o
- dicha disposición de compensación de balanceo está controlada en un modo de control de comodidad para ajustar una desviación transversal de dicha carrocería de vagón (102) con respecto a dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114), ajustándose dicho componente de control a un modo de amortiguación si dicho modo de control de viento lateral está activado, proporcionando dicha disposición de compensación de balanceo, en dicho modo de amortiguación, amortiguación de un movimiento de guiñada de dicha carrocería de vagón (102) alrededor de un eje de guiñada que discurre paralelo a una dirección de la altura del vehículo
- y/o
- dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) contrarresta un movimiento de guiñada inducido por el viento lateral de dicha carrocería de vagón (102) alrededor de un eje de guiñada paralelo a una dirección de la altura del vehículo;
- y/o
- dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) comprende un primer accionador que actúa entre dicho primer tren de rodadura (104) y dicha carrocería de vagón (102);
- y/o
- dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) comprende un segundo accionador que actúa entre dicho segundo tren de rodadura (114) y dicha carrocería de vagón (102);
- y/o
- que usa información de control total para controlar un primer accionador y un segundo accionador de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) para generar un primer momento de guiñada y un segundo momento de guiñada concurrente, en particular, sustancialmente idéntico, que actúan sobre dicha carrocería de vagón (102)

para contrarrestar un momento de guiñada inducido por el viento lateral que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102), formándose dicha información de control total, en particular, en función de una primera información de control y una segunda información de control, en particular, como una diferencia entre una primera información de control y una segunda información de control, siendo dicha primera información de control una función de dicha primera variable de entrada, siendo dicha segunda información de control una función de dicha segunda variable de entrada.

15. El método según una cualquiera de las cláusulas 10 a 14, en donde

- dicha carrocería de vagón (102) está acoplada a dicho primer tren de rodadura (104) por medio de un primer dispositivo de compensación de balanceo (105) y a dicho segundo tren de rodadura (114) por medio de un segundo dispositivo de compensación de balanceo (115) de dicha disposición de compensación de balanceo, y durante el desplazamiento en un tramo de vía curvo y a través de dicho primer dispositivo de compensación de balanceo (105) y dicho segundo dispositivo de compensación de balanceo (115), los movimientos de balanceo de la carrocería de vagón (102) hacia el exterior de dicho tramo de vía curvo alrededor de un eje de balanceo de la carrocería de vagón paralelo a dicha dirección longitudinal del vehículo se contrarrestan, y contrarrestando dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) una desviación entre dicha primera desviación transversal y dicha segunda desviación transversal y/o una desviación entre dicho primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón y dicho segundo ángulo de balanceo de la carrocería de vagón;

y/o

- dicha primera variable de entrada y/o dicha segunda variable de entrada y/o dicha tercera variable de entrada es detectada; y/o
- dicho dispositivo de compensación de viento lateral (118) solo se activa si una velocidad de marcha de dicho vehículo supera un umbral de activación del control de viento lateral, siendo dicho umbral de activación del control de viento lateral, en particular, 120 km/h, preferiblemente 140 km/h, más preferiblemente 160 km/h;

y/o

- dicho primer tren de rodadura (104) comprende un primer dispositivo de resorte primario (103) de dicho primer tren de rodadura (104) que tiene una primera rigidez en la dirección de la altura del vehículo y dicho segundo tren de rodadura (114) comprende un segundo dispositivo de resorte primario (113) que tiene una segunda rigidez en dicha dirección de la altura del vehículo, siendo dicha primera rigidez diferente de, en particular menor que, dicha segunda rigidez.

REIVINDICACIONES

1. Un vehículo, en particular, un vehículo ferroviario, que comprende

- una carrocería de vagón (102), en particular, una carrocería de vagón de dos pisos,
- un primer tren de rodadura (104),
- 5 - un segundo tren de rodadura (114) dispuesto a una distancia de dicho primer tren de rodadura (104) en una dirección longitudinal del vehículo, en particular, que sigue a dicho primer tren de rodadura (104),
- un dispositivo de compensación de viento lateral (118) y,
- en particular, una disposición de compensación de balanceo;
- 10 - estando soportada dicha carrocería de vagón (102) sobre dicho primer tren de rodadura (104) y dicho segundo tren de rodadura (114) en una dirección de la altura del vehículo por medio de dispositivos de resorte (103, 113),
- comprendiendo dicho dispositivo de compensación de viento lateral (118) un dispositivo de control (107.2) y un dispositivo activo (107.1, 117.1) que actúa entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114) para al menos reducir, en un modo de control de viento lateral, la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en dicho primer tren de rodadura (104) causada por una
- 15 carga de viento lateral que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102);
- estando configurado dicho dispositivo de control (107.2) para controlar, en dicho modo de control de viento lateral, una magnitud de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de una primera variable de entrada y una segunda variable de entrada;
- siendo dicha primera variable de entrada una primera variable de desviación representativa de una primera desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) en una
- 20 dirección transversal del vehículo;
- siendo dicha segunda variable de entrada una segunda variable de desviación representativa de una segunda desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho segundo tren de rodadura (114) en dicha dirección transversal del vehículo;
- 25 caracterizado por que
- dicho dispositivo de control (107.2) está configurado para controlar, en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de una tercera variable de entrada;
- siendo dicha tercera variable de entrada una variable representativa de una carga relacionada con la curvatura
- 30 de la vía que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102);
- teniendo dicha tercera variable de entrada un tercer intervalo y un cuarto intervalo, siendo dicha tercera variable de entrada, en dicho tercer intervalo, representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía incrementada en comparación con dicho cuarto intervalo;
- 35 estando dicha magnitud de dicha acción, al menos en un primer intervalo de dicha primera variable de entrada y/o al menos en un segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada, incrementada en dicho tercer intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo.

2. El vehículo según la reivindicación 1, en donde

- dicho dispositivo de control (107.2) está configurado para controlar, en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) de modo que, al menos en dicho primer
- 40 intervalo y/o al menos en dicho segundo intervalo, dicho dispositivo activo simula un dispositivo de parada forzosa activo en dicha dirección transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114), siendo dicho dispositivo de parada forzosa, en dicha dirección transversal del vehículo, más rígido y/o más desplazado hacia una posición neutra de dicha carrocería de vagón (102) en dicho tercer intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo,
- 45 y/o
- dicho dispositivo de control (107.2) está configurado para controlar, en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) de modo que, al menos en dicho primer intervalo y/o al menos en dicho segundo intervalo, una rigidez de dicho dispositivo activo en dicha dirección transversal en la zona de dicho primer tren de rodadura (104) y/o en la zona de dicho segundo tren de rodadura
- 50 (114) está incrementada en dicho tercer intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo.

3. El vehículo según la reivindicación 1 o la reivindicación 2, en donde

- una desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114) tiene un valor máximo admisible y dicho primer intervalo y/o dicho segundo intervalo se extiende desde un límite de intervalo inferior correspondiente al 30 %, preferiblemente el 40 %, más preferiblemente del 45 % al 60 %, de dicho valor máximo admisible de dicha desviación transversal.

4. El vehículo según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en donde

- dicho dispositivo de control (107.2), en dicho modo de control de viento lateral, controla dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de dicha primera variable de entrada usando un primer conjunto de primeras líneas características, proporcionando cada una de dichas primeras líneas características una primera información de control en función de dicha primera variable de entrada, seleccionando dicho dispositivo de control (107.2) una de dichas primeras líneas características a usar realmente en función de dicha tercera variable de entrada,

en donde,

- en particular, al menos dos, en particular dos cualesquiera, de dichas primeras líneas características al menos en dicho primer intervalo de dicha primera variable de entrada proporcionan una primera información de control diferente en un valor dado de dicha primera variable de entrada,

y/o,

- en particular, siendo seleccionada una primera de dichas primeras líneas características en un primer valor de dicha tercera variable de entrada y siendo seleccionada una segunda de dichas primeras líneas características en un segundo valor de dicha tercera variable de entrada, siendo dicho segundo valor de dicha tercera variable de entrada representativo del valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía que es mayor que un valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía para dicho primer valor de dicha tercera variable de entrada, al menos en dicho primer intervalo de dicha primera variable de entrada en un valor dado de dicha primera variable de entrada, en particular, dicha segunda de dichas primeras líneas características proporciona una primera información de control que es representativa de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que está incrementada en comparación con dicha primera de dichas primeras líneas características.

5. El vehículo según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en donde

- dicho dispositivo de control (107.2), en dicho modo de control de viento lateral, controla dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de dicha segunda variable de entrada usando un segundo conjunto de segundas líneas características, proporcionando cada una de dichas segundas líneas características una segunda información de control en función de dicha segunda variable de entrada, seleccionando dicho dispositivo de control (107.2) una de dichas segundas líneas características a usar realmente en función de dicha tercera variable de entrada,

en donde,

- en particular, al menos dos, en particular dos cualesquiera, de dichas segundas líneas características, al menos en dicho segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada proporcionan una segunda información de control diferente en un valor dado de dicha segunda variable de entrada,

y/o,

- en particular, siendo seleccionada una segunda de dichas primeras líneas características en un primer valor de dicha tercera variable de entrada y siendo seleccionada una segunda de dichas segundas líneas características en un segundo valor de dicha tercera variable de entrada, siendo dicho segundo valor de dicha tercera variable de entrada representativo del valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía que es mayor que un valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía para dicho primer valor de dicha tercera variable de entrada, al menos en dicho segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada en un valor dado de dicha segunda variable de entrada, en particular, dicha segunda de dichas segundas líneas características proporciona una segunda información de control que es representativa de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que está incrementada en comparación con dicha primera de dichas segundas líneas características.

- en particular, al menos una de dichas segundas líneas características, en particular, cada una de dichas segundas líneas características, tiene una primera inclinación en una primera parte de dicho segundo intervalo y una segunda inclinación en una segunda parte de dicho segundo intervalo, siendo dicha segunda inclinación mayor que dicha primera inclinación, estando dicha segunda parte de dicho segundo intervalo, en particular, ubicada por encima de dicha primera parte de dicho segundo intervalo;

6. El vehículo según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en donde

- dicha primera variable de entrada es una primera variable de desviación representativa de una desviación, en particular una desviación en dicha dirección transversal, de un primer componente (107.1) de dicho dispositivo activo ubicado en la zona de dicho primer tren de rodadura (104);

y/o

- 5
- dicha segunda variable de entrada es una segunda variable de desviación representativa de una desviación, en particular una desviación en dicha dirección transversal, de un segundo componente (117.1) de dicho dispositivo activo ubicado en la zona de dicho segundo tren de rodadura (114);

y/o

- 10
- dicha tercera variable de entrada es una variable de aceleración transversal representativa de una aceleración transversal que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102) en dicha dirección transversal del vehículo;

7. El vehículo según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, en donde

- dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está configurado para contrarrestar un movimiento de guiñada inducido por el viento lateral de dicha carrocería de vagón (102) alrededor de un eje de guiñada paralelo a una dirección de la altura del vehículo;

15 en donde

- dicho dispositivo activo (107.1, 117.1), en particular, comprende un primer accionador (107.1) que actúa entre dicho primer tren de rodadura (104) y dicha carrocería de vagón (102);

y/o

- 20
- dicho dispositivo activo (107.1, 117.1), en particular, comprende un segundo accionador (117.1) que actúa entre dicho segundo tren de rodadura (114) y dicha carrocería de vagón (102);

8. El vehículo según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7, en donde

- dicha carrocería de vagón (102) está acoplada a dicho primer tren de rodadura (104) por medio de un primer dispositivo de compensación de balanceo (105) de dicha disposición de compensación de balanceo,

- 25
- dicha carrocería de vagón (102) está acoplada a dicho segundo tren de rodadura (114) por medio de un segundo dispositivo de compensación de balanceo (115) de dicha disposición de compensación de balanceo,

- 30
- contrarrestando dicho primer dispositivo de compensación de balanceo (105) y dicho segundo dispositivo de compensación de balanceo (115), durante el desplazamiento en un tramo de vía curvo, los movimientos de balanceo de carrocería de vagón de dicha carrocería de vagón (102) hacia un exterior de dicho tramo de vía curvo alrededor de un eje de balanceo de la carrocería de vagón paralelo a dicha dirección longitudinal del vehículo,

- 35
- estando configurado dicho primer dispositivo de compensación de balanceo (105), en particular, para imponer sobre dicha carrocería de vagón (102), bajo una primera desviación transversal de dicha carrocería de vagón (102) en relación con dicho primer tren de rodadura (104) en una dirección transversal del vehículo, un primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón alrededor de dicho eje de balanceo de la carrocería de vagón;

- 40
- estando configurado dicho segundo dispositivo de compensación de balanceo (115), en particular, para imponer sobre dicha carrocería de vagón (102), bajo una segunda desviación transversal de dicha carrocería de vagón (102) en relación con dicho segundo tren de rodadura (114) en dicha dirección transversal del vehículo, un segundo ángulo de balanceo de la carrocería de vagón alrededor de dicho eje de balanceo de la carrocería de vagón;

- 45
- estando configurado dicho dispositivo activo (107.1, 117.1), en particular, para contrarrestar una desviación entre dicha primera desviación transversal y dicha segunda desviación transversal y/o una desviación entre dicho primer ángulo de balanceo de la carrocería de vagón y dicho segundo ángulo de balanceo de la carrocería de vagón.

en donde

- 45
- dicho primer dispositivo de compensación de balanceo (105), en particular, comprende un primer dispositivo accionador (107.1) de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que contribuye al menos a un ajuste de dicha primera desviación transversal,

y/o

- dicho segundo dispositivo de compensación de balanceo (115), en particular, comprende un segundo dispositivo

accionador (117.1) de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que contribuye al menos a un ajuste de dicha segunda desviación transversal.

9. El vehículo según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8, en donde

- 5 - dicho dispositivo de control (107.2) tiene al menos un dispositivo de detección (107.4) configurado para detectar dicha primera variable de entrada y/o dicha segunda variable de entrada y/o dicha tercera variable de entrada.

10. El vehículo según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 9, en donde

- dicho dispositivo de compensación de viento lateral (118) solo se activa si una velocidad de marcha de dicho vehículo supera un umbral de activación del control de viento lateral, siendo dicho umbral de activación del control de viento lateral, en particular, 120 km/h, preferiblemente 140 km/h, más preferiblemente 160 km/h.

10 11. El vehículo según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 10, en donde

- dicho primer tren de rodadura (104) comprende un primer dispositivo de resorte primario (103) de dicho primer tren de rodadura (104) que tiene una primera rigidez en la dirección de la altura del vehículo y dicho segundo tren de rodadura (114) comprende un segundo dispositivo de resorte primario (113) que tiene una segunda rigidez en dicha dirección de la altura del vehículo, siendo dicha primera rigidez diferente de, en particular menor que, dicha segunda rigidez.

12. Una composición de tren que comprende

- una pluralidad de vehículos (101);
- un vehículo (101) según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 11 que forma un vehículo terminal de dicha composición de tren,
- 20 - estando dicho primer tren de rodadura (104), en particular, ubicado en un extremo libre de dicha composición de tren.

13. Un método para reducir activamente la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en un tren de rodadura de un vehículo que comprende una carrocería de vagón (102), en particular, una carrocería de vagón de dos pisos, soportada a través de dispositivos de resorte (103) y, en particular, a través de una disposición de compensación de balanceo, sobre un primer tren de rodadura (104) y un segundo tren de rodadura (114) dispuesto a una distancia de dicho primer tren de rodadura (104) en una dirección longitudinal del vehículo y, en particular, que sigue a dicho primer tren de rodadura (104), que comprende

- controlar activamente un dispositivo activo (107.1, 117.1) de un dispositivo de compensación de viento lateral (118) que actúa entre dicha carrocería de vagón (102) y al menos uno de dicho primer tren de rodadura (104) y dicho segundo tren de rodadura (114) para reducir al menos la descarga de la rueda inducida por el viento lateral en dicho primer tren de rodadura (104) causada por una carga de viento lateral que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102), que incluye
- controlar, en un modo de control de viento lateral, una magnitud de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de una primera variable de entrada y una segunda variable de entrada,
- 35 - siendo dicha primera variable de entrada una primera variable de desviación representativa de una primera desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) en una dirección transversal del vehículo;
- siendo dicha segunda variable de entrada una segunda variable de desviación representativa de una segunda desviación transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho segundo tren de rodadura (114) en dicha
- 40 dirección transversal del vehículo;

caracterizado por

- controlar, en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) en función de una tercera variable de entrada;
- siendo dicha tercera variable de entrada una variable representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102);
- teniendo dicha tercera variable de entrada un tercer intervalo y un cuarto intervalo, siendo dicha tercera variable de entrada, en dicho tercer intervalo, representativa de una carga relacionada con la curvatura de la vía incrementada en comparación con dicho cuarto intervalo;
- estando dicha magnitud de dicha acción, al menos en un primer intervalo de dicha primera variable de entrada y/o al menos en un segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada, incrementada en dicho tercer
- 50

intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo.

14. El método según la reivindicación 13, en donde,

- en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está controlada de modo que, al menos en dicho primer intervalo y/o al menos en dicho segundo intervalo, dicho dispositivo activo simula un dispositivo de parada forzosa activo en dicha dirección transversal entre dicha carrocería de vagón (102) y dicho primer tren de rodadura (104) y/o dicho segundo tren de rodadura (114), siendo dicho dispositivo de parada forzosa, en dicha dirección transversal del vehículo, más rígido y/o más desplazado hacia una posición neutra de dicha carrocería de vagón (102) en dicho tercer intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo,

y/o,

- en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está controlada de modo que, al menos en dicho primer intervalo y/o al menos en dicho segundo intervalo, una rigidez de dicho dispositivo activo en dicha dirección transversal en la zona de dicho primer tren de rodadura (104) y/o en la zona de dicho segundo tren de rodadura (114) está incrementada en dicho tercer intervalo en comparación con dicho cuarto intervalo.

15. El método según la reivindicación 13 o 14, en donde,

- en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está controlada en función de dicha primera variable de entrada usando un primer conjunto de primeras líneas características, proporcionando cada una de dichas primeras líneas características una primera información de control en función de dicha primera variable de entrada, seleccionando dicho dispositivo de control (107.2) una de dichas primeras líneas características a usar realmente en función de dicha tercera variable de entrada, en donde,

- en particular, al menos dos, en particular dos cualesquiera, de dichas primeras líneas características al menos en dicho primer intervalo de dicha primera variable de entrada proporcionan una primera información de control diferente en un valor dado de dicha primera variable de entrada, y/o,

- en particular, siendo seleccionada una primera de dichas primeras líneas características en un primer valor de dicha tercera variable de entrada y siendo seleccionada una segunda de dichas primeras líneas características en un segundo valor de dicha tercera variable de entrada, siendo dicho segundo valor de dicha tercera variable de entrada representativo del valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía que es mayor que un valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía para dicho primer valor de dicha tercera variable de entrada, al menos en dicho primer intervalo de dicha primera variable de entrada en un valor dado de dicha primera variable de entrada, en particular, dicha segunda de dichas primeras líneas características proporciona una primera información de control que es representativa de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que está incrementada en comparación con dicha primera de dichas primeras líneas características. y/o,

- en particular, al menos una de dichas primeras líneas características, en particular, cada una de dichas primeras líneas características, tiene una primera inclinación en una primera parte de dicho primer intervalo y una segunda inclinación en una segunda parte de dicho primer intervalo, siendo dicha segunda inclinación mayor que dicha primera inclinación, estando dicha segunda parte de dicho primer intervalo, en particular, ubicada por encima de dicha primera parte de dicho primer intervalo;

16. El método según una cualquiera de las reivindicaciones 13 a 15, en donde,

- en dicho modo de control de viento lateral, dicha magnitud de dicha acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) está controlada en función de dicha segunda variable de entrada usando un segundo conjunto de segundas líneas características, proporcionando cada una de dichas segundas líneas características una segunda información de control en función de dicha segunda variable de entrada, seleccionando dicho dispositivo de control (107.2) una de dichas segundas líneas características a usar realmente en función de dicha tercera variable de entrada,

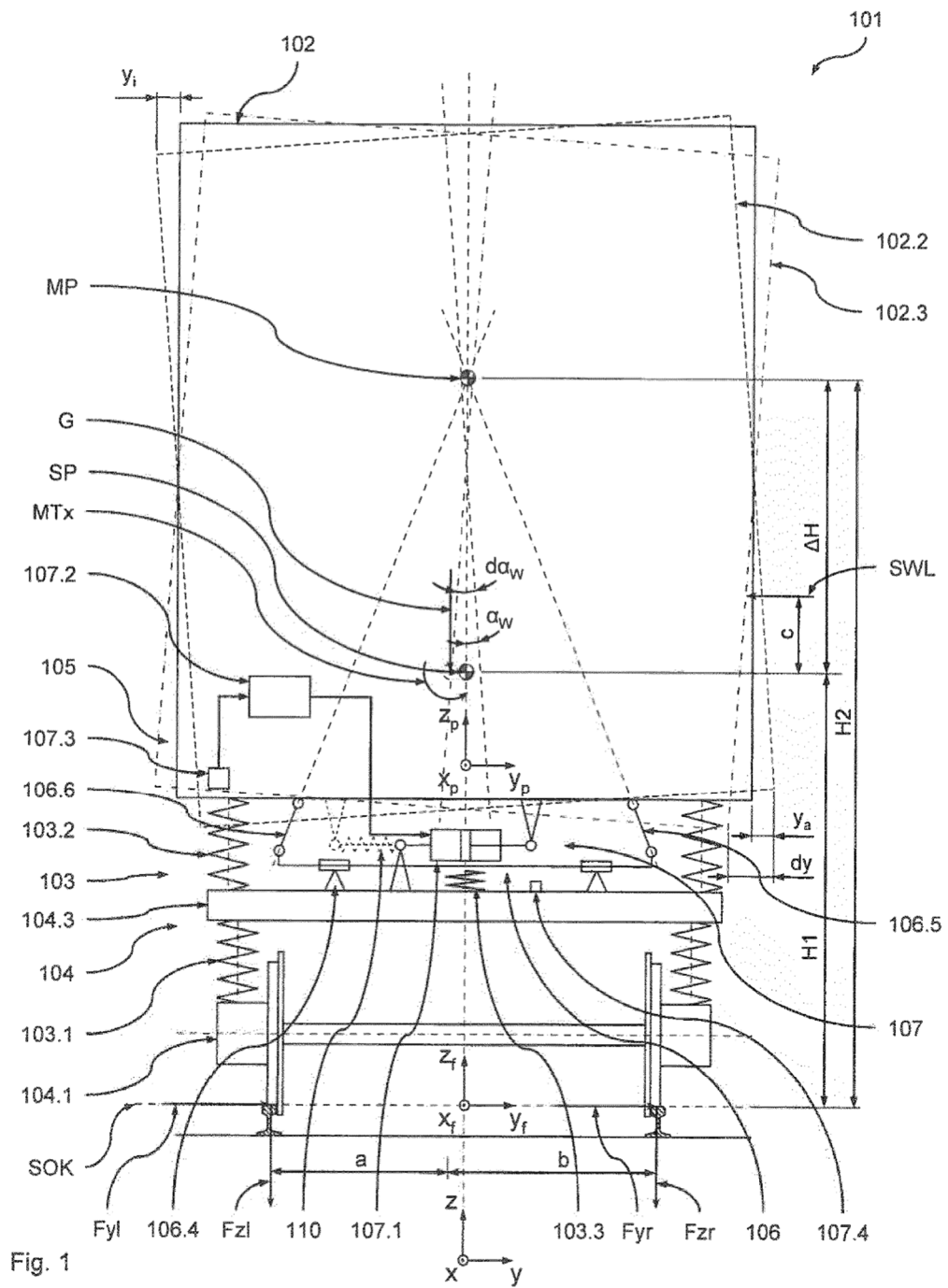
en donde,

- en particular, al menos dos, en particular dos cualesquiera, de dichas segundas líneas características, al menos en dicho segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada proporcionan una segunda información de control diferente en un valor dado de dicha segunda variable de entrada,

y/o,

- en particular, siendo seleccionada una segunda de dichas primeras líneas características en un primer valor de dicha tercera variable de entrada y siendo seleccionada una segunda de dichas segundas líneas características en un segundo valor de dicha tercera variable de entrada, siendo dicho segundo valor de dicha tercera variable

- de entrada representativo del valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía que es mayor que un valor de dicha carga relacionada con la curvatura de la vía para dicho primer valor de dicha tercera variable de entrada, al menos en dicho segundo intervalo de dicha segunda variable de entrada en un valor dado de dicha segunda variable de entrada, en particular, dicha segunda de dichas segundas líneas características proporciona una segunda información de control que es representativa de una acción de dicho dispositivo activo (107.1, 117.1) que está incrementada en comparación con dicha primera de dichas segundas líneas características.
- 5
- en particular, al menos una de dichas segundas líneas características, en particular, cada una de dichas segundas líneas características, tiene una primera inclinación en una primera parte de dicho segundo intervalo y una segunda inclinación en una segunda parte de dicho segundo intervalo, siendo dicha segunda inclinación mayor que dicha primera inclinación, estando dicha segunda parte de dicho segundo intervalo, en particular, ubicada por encima de dicha primera parte de dicho segundo intervalo;
- 10
17. El método según una cualquiera de las reivindicaciones 13 a 16, en donde
- dicha primera variable de entrada es una primera variable de desviación representativa de una desviación, en particular, una desviación en dicha dirección transversal, de un primer componente (107.1) de dicho dispositivo activo ubicado en la zona de dicho primer tren de rodadura (104);
- 15
- y/o
- dicha segunda variable de entrada es una segunda variable de desviación representativa de una desviación, en particular una desviación en dicha dirección transversal, de un segundo componente (117.1) de dicho dispositivo activo ubicado en la zona de dicho segundo tren de rodadura (114);
- 20
- y/o
- dicha tercera variable de entrada es una variable de aceleración transversal representativa de una aceleración transversal que actúa sobre dicha carrocería de vagón (102) en dicha dirección transversal del vehículo.



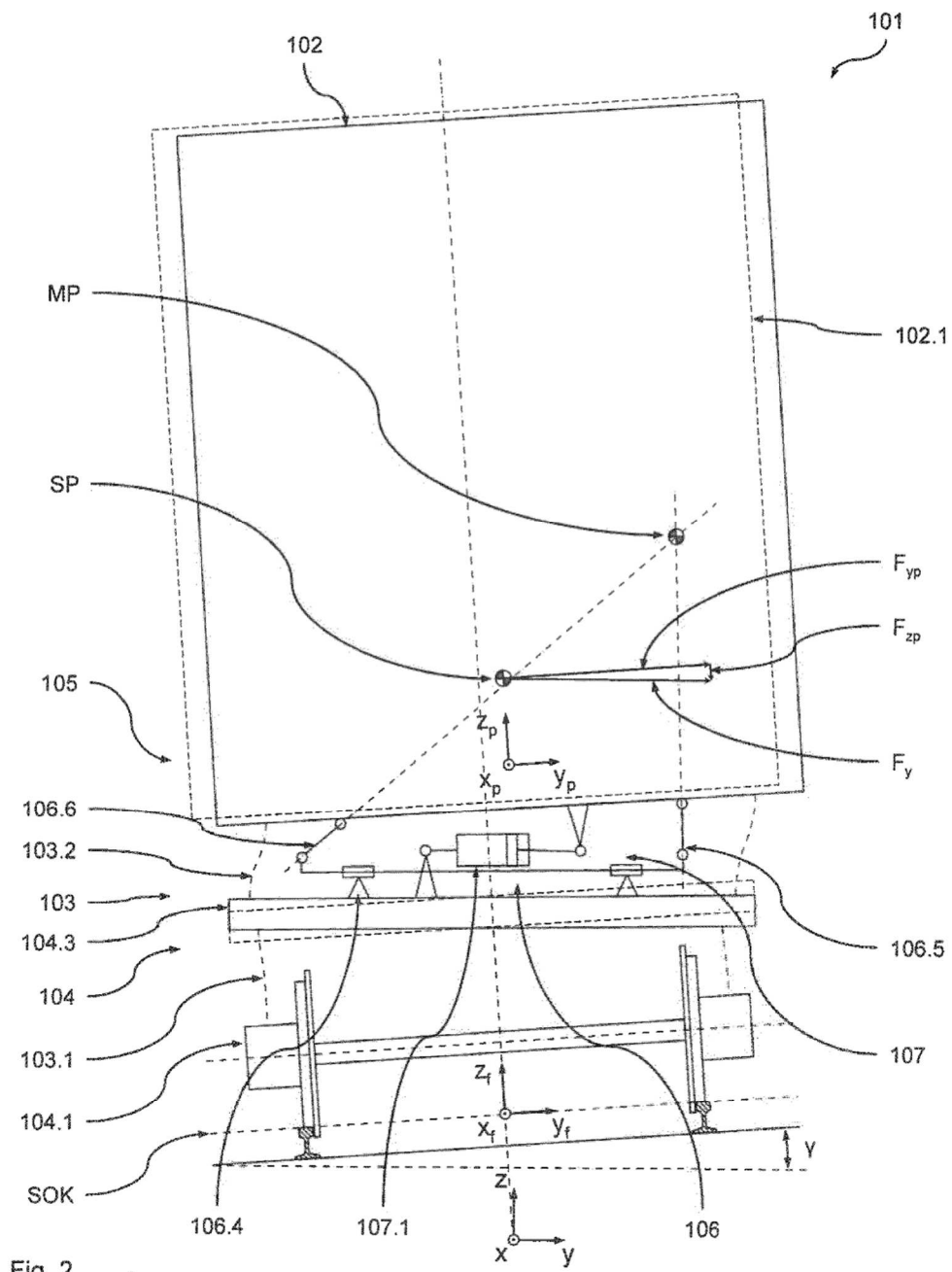


Fig. 2

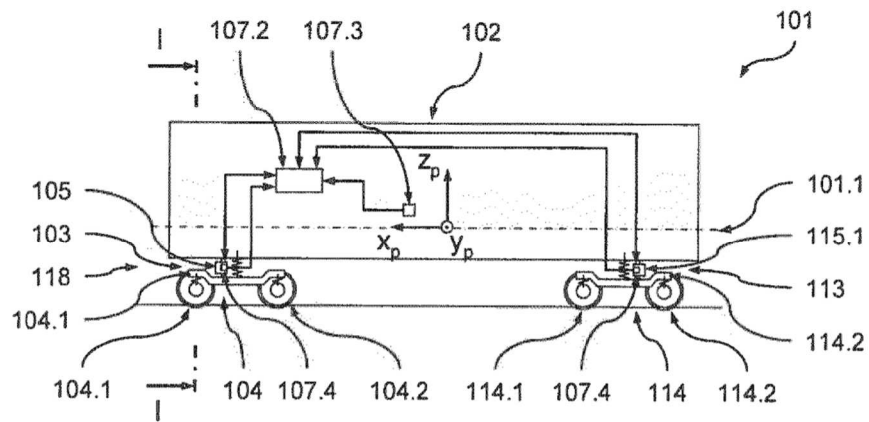


Fig. 3

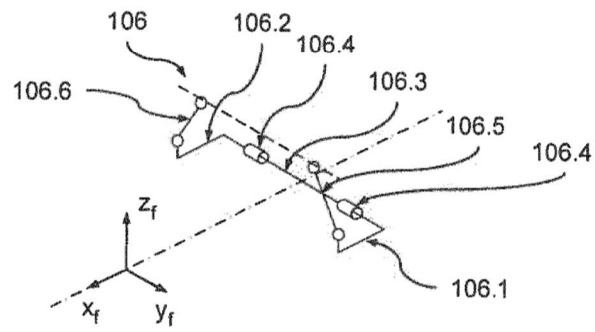


Fig. 4

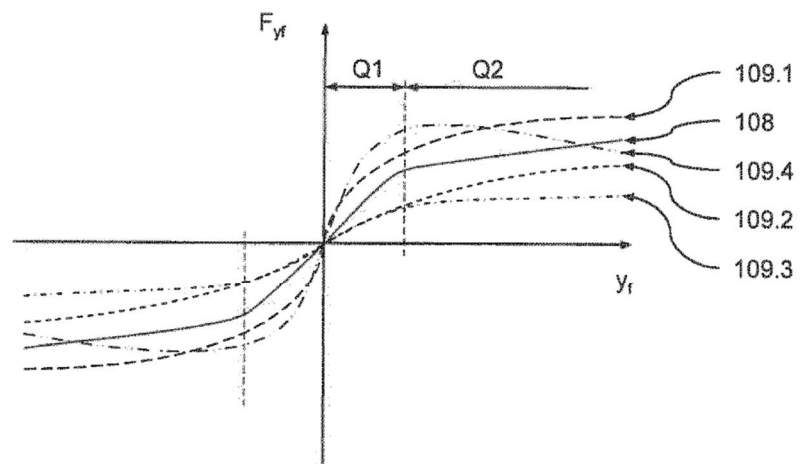


Fig. 5

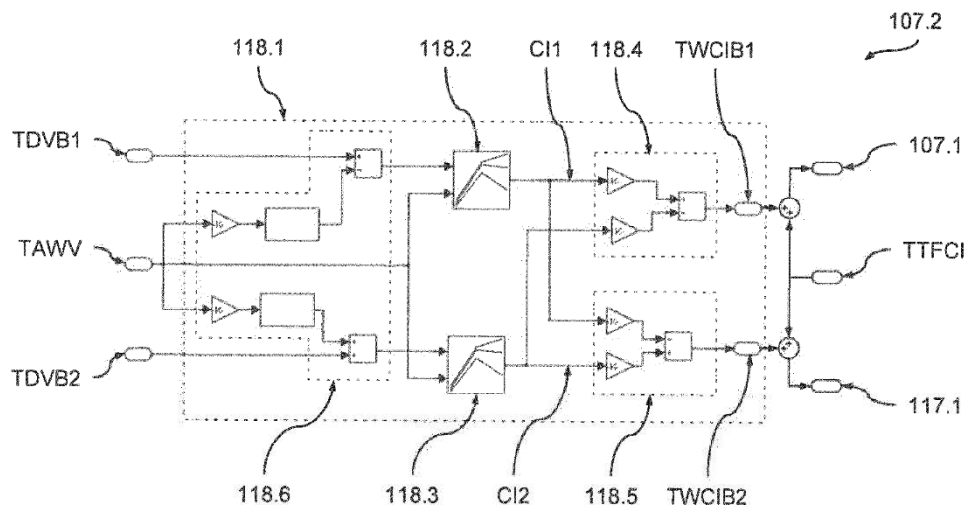


Fig. 6

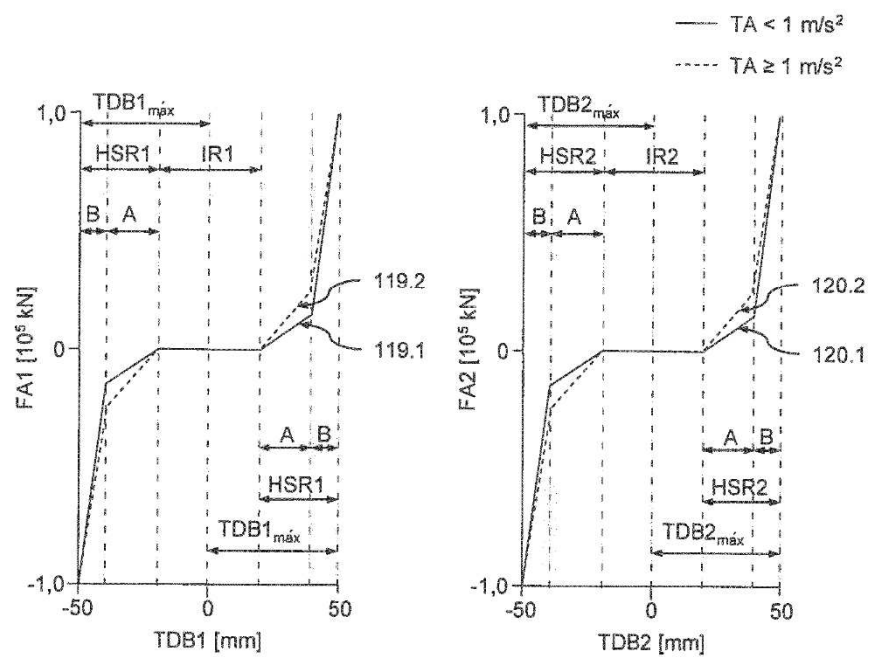


Fig. 7

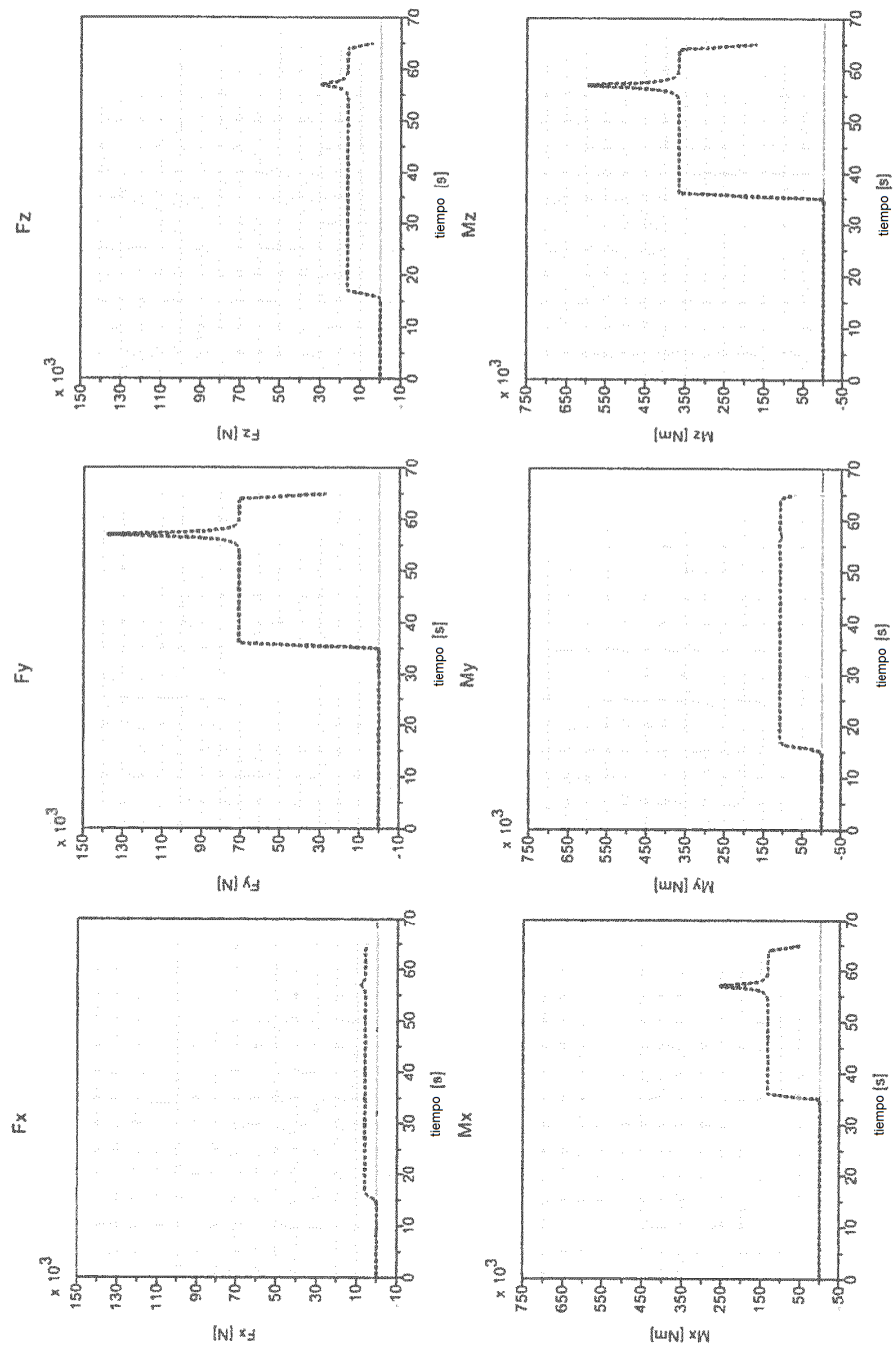


Fig. 8

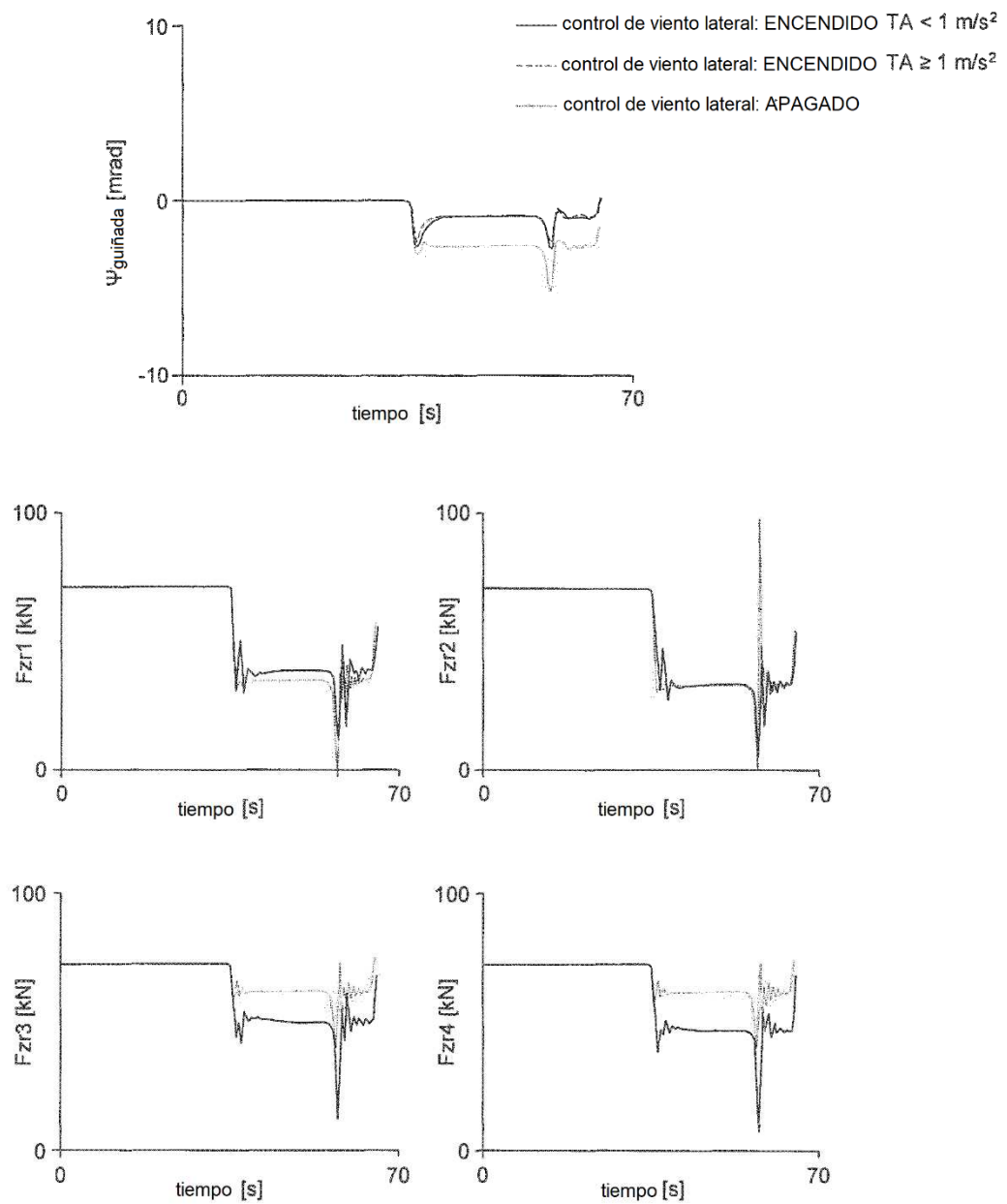


Fig. 9