

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 674 490**

51 Int. Cl.:

B60T 8/32 (2006.01)

B60T 13/14 (2006.01)

B60T 13/68 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **08.01.2014 PCT/EP2014/050229**

87 Fecha y número de publicación internacional: **07.08.2014 WO14117968**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **08.01.2014 E 14700824 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.03.2018 EP 2931573**

54 Título: **Unidad de frenado para un vehículo y vehículo con una unidad de frenado de esa clase**

30 Prioridad:

31.01.2013 DE 102013201623

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

02.07.2018

73 Titular/es:

**SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT (100.0%)
Wittelsbacherplatz 2
80333 München, DE**

72 Inventor/es:

**SCHIFFERS, TONI;
BILDSTEIN, MARKUS y
GAILE, ANTON**

74 Agente/Representante:

CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel

ES 2 674 490 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

Unidad de frenado para un vehículo y vehículo con una unidad de frenado de esa clase

5 La presente invención hace referencia a una unidad de frenado para un vehículo, en particular un vehículo ferroviario, con un dispositivo electro-hidráulico de conversión de valor objetivo - fuerza, el cual comprende un contenedor para proporcionar líquido hidráulico, un cilindro de freno conectado al contenedor mediante un sistema de línea hidráulica, con pistón de freno, así como medios de control, donde los medios de control están diseñados de forma adecuada para regular en el cilindro de freno un valor real de una presión hidráulica que se aplica al pistón de freno, bajo el efecto de señales de salida eléctricas de un dispositivo de regulación del valor objetivo.

10 Una unidad de frenado de esa clase, la cual se abastece en sí misma de forma hidráulica y, por ello, no requiere ninguna interfaz hidráulica hacia el vehículo, se conoce por ejemplo por el documento WO 2008/031701. Esa unidad de frenado conocida dispone de una auto-amplificación hidráulica, de manera que los primeros medios de fricción, con grandes costes en cuanto a la construcción, deben desplazarse relativamente con respecto a los segundos medios de fricción, en una dirección de la fuerza de desaceleración.

15 Además, por el documento US 2012/0192757 A1 se conoce una unidad de frenado según el género, en donde una unidad de fuerza electromecánica en forma de una bomba asociada a un acumulador, constituye la presión hidráulica que activa el frenado.

20 Considerando lo mencionado, el objeto de la invención consiste en diseñar constructivamente la unidad de frenado, de manera que se posibilite una regulación previa simplificada de un espacio de separación de unos primeros medios de frenado con respecto a unos segundos medios de frenado, a un valor de espacio de separación predeterminado.

25 En el caso de una unidad de frenado con las características de la reivindicación 1, dicho objeto se soluciona a través de medios para regular previamente un espacio de separación de unos primeros medios de frenado con respecto a unos segundos medios de frenado a un valor de espacio de separación predeterminado, donde los medios comprenden un husillo roscado no autoblocante, atornillado concéntricamente en el pistón de freno, una rueda de trinquete unida al husillo roscado mediante dentado frontal o contacto por fricción, soportada mediante un rodamiento axial en el cilindro de freno, y dos topes que limitan el ángulo de rotación de la rueda de trinquete a un valor del ángulo de rotación predeterminado.

La unidad de frenado según la invención no necesita una auto-amplificación, costosa en cuanto a la construcción, y no presenta una interfaz hidráulica externa hacia el vehículo.

30 De manera preferente, los primeros medios de frenado están diseñados de forma adecuada para transformar un valor real de una fuerza de aplicación, que resulta de la aplicación del pistón de freno, a través de contacto por fricción con unos segundos medios de frenado, en un valor real de una variable de desaceleración.

35 Se considera ventajosa una pieza de unión para la fijación de la unidad de frenado, en particular en un chasis de un vehículo ferroviario, mediante la cual el dispositivo de conversión de valor objetivo - fuerza y los primeros medios de frenado están unidos formando una unidad de construcción. Debido a que esa unidad de construcción puede premontarse de manera sencilla y, en lo que respecta al espacio de instalación y a interfaces mecánicas hacia el vehículo, puede realizarse de forma compatible con unidades de frenado usadas hasta el momento, no se requieren sin embargo un suministro hidráulico externo desde el vehículo, así como una interfaz hidráulica hacia el vehículo.

40 Además, se considera ventajoso que el dispositivo de regulación de valor objetivo y un dispositivo sensor formen parte de la unidad de frenado, donde el dispositivo sensor determina el valor real de la presión hidráulica o el valor real de la fuerza de aplicación como valor real de una variable de aplicación y/o el valor real de la variable de desaceleración, y donde el dispositivo de regulación de valor objetivo, para regular la variable de desaceleración, está diseñado de forma adecuada para emitir las señales de salida de manera que el valor real registrado de la variable de desaceleración corresponde al menos a un valor objetivo de la variable de desaceleración o, para regular la variable de aplicación, para emitir las señales de salida de manera que el valor registrado de la variable de aplicación corresponde a un valor objetivo de la variable de aplicación. A través de la parametrización adecuada del dispositivo de regulación de valor objetivo, la unidad de frenado puede con ello por ejemplo adaptarse de manera sencilla a exigencias específicas del proyecto, de manera que con esa unidad de frenado puede alcanzarse un máximo de estandarización.

50 Preferentemente, los medios para regular previamente el espacio de separación de los primeros medios de frenado con respecto a los segundos medios de frenado, en el caso de un desgaste de los medios de frenado, están diseñados de forma adecuada para regular de forma automática posteriormente el espacio de separación al valor de espacio de separación predeterminado. De este modo, se considera ventajoso que el valor del ángulo de rotación de

la rueda de trinquete unida al husillo roscado mediante dentado frontal o contacto unión por fricción, la cual es soportada mediante el rodamiento axial en el cilindro de freno, pueda regularse ajustando los topes del extremo.

5 En otra realización preferente de la unidad de frenado según la invención se proporcionan medios de bloqueo que están diseñados de forma adecuada para bloquear mecánicamente el pistón de freno en el caso de un frenado de estacionamiento. Preferentemente, esos medios de bloqueo comprenden un trinquete de bloqueo que está diseñado de forma adecuada para engancharse en una ranura de bloqueo de la rueda de trinquete. De este modo el trinquete de bloqueo puede accionarse de forma hidráulica y/o mecánica.

10 La invención hace referencia también a un vehículo, en particular un vehículo ferroviario, con un chasis, en donde se encuentra fijada una unidad de frenado según la invención para el contacto por fricción con medios de frenado de un eje montado del chasis.

Para continuar con la explicación de la invención, las figuras muestran:

Figura 1: un vehículo según la invención en forma de un vehículo ferroviario, en donde a los ejes montados de bogies se encuentra asociada respectivamente al menos una unidad de frenado según la invención;

Figura 2: una primera forma de ejecución de la unidad de frenado según la invención,

15 Figuras 3 y 4: una segunda forma de ejecución de la unidad de frenado según la invención,

Figuras 5 y 6: un dispositivo del pistón de freno de la unidad de frenado mostrada en las figuras 3 y 4 en distintas representaciones en sección, y

Figuras 7 a 12: partes del dispositivo de pistón de freno mostrado en las figuras 5 y 6, en distintas posiciones de su secuencia de movimiento.

20 De acuerdo con la figura 1, el vehículo ferroviario 1 dispone de vagones 2.1, 2.2, ..., 2.n, cuyos cuerpos del vagón, de un modo no representado aquí, son soportados respectivamente mediante una suspensión secundaria de dos chasis en forma de bogies 3. Los bogies 3 presentan respectivamente dos ejes montados 4. Los ejes montados 4 presentan respectivamente un árbol 5, en cuyos extremos están sostenidas ruedas 6. De este modo, los árboles 5 de los ejes montados 4, de un modo no representado aquí, están montados de forma giratoria en soportes de los ejes montados, los cuales, mediante una carcasa y una suspensión primaria, están fijados en un marco del bogie 7 del respectivo bogie 3. Además, el vehículo ferroviario 1 dispone de un sistema de frenado indicado aquí en conjunto con la referencia 8.

25 A cada árbol 5 del vehículo ferroviario 1 usualmente está asociada respectivamente al menos una unidad de frenado 9 de acuerdo con la invención. De este modo, cada uno de los vagones 2.1, 2.2, ..., 2.n dispone de al menos cuatro unidades de frenado 9 de esa clase.

30 Cada una de las unidades de frenado 9 presenta un actuador de freno 10 y primeros medios de frenado 11 accionados por el actuador de freno 10, en forma de un dispositivo de aplicación 13 provisto de forros de freno 12. De este modo, los primeros medios de frenado 11 de cada una de esas unidades de frenado 9 interactúan con unos segundos medios de frenado 14 en forma de un disco de freno 16 provisto de superficies de frenado 15. Las superficies de frenado 15 están formadas aquí por dos discos de freno parciales 16.1, 16.2 que están fijados en ambos lados de una rueda 6 asociada a la unidad de frenado 9, de manera que la rueda 6 provista de los dos discos de freno parciales 16.1, 16.2 forma el disco de freno 16 en forma de un disco de freno de la rueda (véanse las figuras 2 y 3).

35 Sin embargo, en lugar del disco de freno podría proporcionarse también un disco de freno de eje, en donde entonces un disco separado, dispuesto de forma resistente a la torsión en el eje 5, junto a la rueda, estaría provisto de superficies de frenado. Además, los primeros medios de frenado podrían interactuar también con un segundo medio de frenado en forma de la rueda o en forma de un tambor de freno.

40 El dispositivo de aplicación 13 provisto de los forros de freno 12, bajo el efecto del actuador de freno 10, puede aplicarse para establecer un contacto por fricción entre los primeros medios de frenado 11 y los segundos medios de frenado 14, mediante el disco de freno 16.

45 El actuador de freno 10 es un actuador de freno electro-hidráulico.

- 5 El sistema de frenado 8 presenta un aparato central de control 17a, así como en cada uno de los vagones 2.1, 2.2, ..., 2.n presenta un controlador de frenado 17b que está formado por uno o dos aparatos de control de frenado 17b.1 y 17b.2. De este modo, los aparatos de control de frenado 17b.1 y 17b.2, mediante un bus de tren 18a, pueden ser activados por el aparato central de control 17a del sistema de frenado 8, el cual por ejemplo está formado por un controlador central del vehículo.
- Mediante el controlador de frenado 17b, los actuadores de freno 10 de las unidades de frenado 9 o los grupos de actuadores de freno obtienen respectivamente una orden de frenado. De este modo, las órdenes de frenado pueden ser transmitidas a los actuadores de freno 10 mediante una o varias líneas de control 18b y/o BUS y/o mediante radio.
- 10 La figura 2 muestra esquemáticamente una primera forma de ejecución 109 de la unidad de frenado según la invención con una primera forma de ejecución 110 del actuador de freno.
- Las figuras 3 y 4 muestran una segunda forma de ejecución 209 de la unidad de frenado según la invención con una segunda forma de ejecución 210 del actuador de freno, y las figuras 5 a 12 muestran detalles de esa segunda forma de ejecución 210 del actuador de freno.
- 15 No obstante, las dos formas de ejecución 109 y 209 de la unidad de frenado se diferencian esencialmente sólo en la realización constructiva de un dispositivo de pistón de freno, indicado como totalidad con las referencias 119, así como 219, de sus actuadores de freno 110, así como 210, de manera que los componentes de las dos formas de ejecución 109 y 209 de la unidad de frenado, las cuales esencialmente están realizadas idénticas, se indican en las figuras 2, así como 3 a 12, respectivamente con los mismos signos de referencia.
- 20 Las dos formas de ejecución 109 y 209 de la unidad de frenado 9, para su fijación (suspensión) en el marco del bogie 7, presentan una pieza de unión indicada como totalidad con la referencia 20, la cual está sostenida en el dispositivo de aplicación 13. La pieza de unión 20 comprende un puente de freno 20.1 y está posicionada de forma fija en el marco del bogie 7 mediante uniones por tornillo 20.2. Sin embargo, las unidades de frenado 109; 209 pueden también estar fijadas en el chasis en otro lugar, por ejemplo en una carcasa de transmisión o en una brida del eje montado del bogie.
- 25 El dispositivo de aplicación 13 está diseñado como pinza de freno, mediante dos palancas de freno 21. No obstante, de manera alternativa, el dispositivo de aplicación podría también diseñarse como mordaza de freno.
- Durante el montaje inicial de la unidad de frenado 109; 209 en el marco del bogie 7, es posible un ajuste de la posición de la unidad de frenado 109; 209 en el marco del bogie 7 mediante las uniones por tornillo 20.2, pero un ajuste posterior requiere una gran inversión.
- 30 A pesar de ello, debido a un desgaste irregular de los forros de freno 12 y de las superficies de frenado 15 del disco de freno 16, a un movimiento relativo del bogie 3 o también a la movilidad dificultosa del dispositivo de aplicación 13, durante la utilización, después del montaje inicial de la unidad de frenado 109; 209 puede suceder que sólo uno de los forros de freno 12 se aplique en la superficie de frenado 15, asociada al mismo, del disco de freno 16, así como que un espacio de separación L de los dos forros de freno 12 con respecto a las superficies de frenado 15 sea de una magnitud diferente. Durante la utilización puede producirse por tanto una aplicación unilateral de los medios de frenado 11, 14.
- 35 Por lo tanto, a cada una de las dos palancas de freno 21 se encuentra asociado respectivamente un elemento de resorte 22. Los elementos de resorte 22 se apoyan respectivamente con un primer lado en la palanca de freno 21 asociada y con un segundo extremo en el puente de freno 20.1 de la pieza de unión 20.
- 40 La fuerza tensora de cada uno de los dos elementos de resorte 22 puede ser regulada. Sin embargo, eso se muestra aquí sólo en la segunda forma de ejecución 209 de la unidad de frenado. De acuerdo con las figuras 3 y 4, la regulación de la fuerza tensora de cada uno de los elementos de resorte 22 tiene lugar aquí respectivamente mediante un dispositivo de regulación indicado como totalidad con la referencia 23.
- 45 Los dispositivos de regulación 23 comprenden respectivamente un tornillo de regulación 23.1 (denominado también como "tornillo de ajuste" o "tornillo de tope"), una perforación roscada de la palanca de freno 20 asociada, para el enganche del tornillo de regulación 23.1 y una ranura guía realizada en la respectiva palanca de freno, para el guiado del extremo del elemento de resorte apoyado en la palanca de freno, el cual está realizado como una cara a modo de una palanca.
- 50 La regulación de las fuerzas tensoras de los elementos de resorte 22 ofrece la posibilidad de poder reaccionar de forma rápida y sencilla a una aplicación unilateral de los medios de frenado 11, 14. Por lo tanto, por ejemplo, puede compensarse un desplazamiento relativo de la fijación de la unidad de frenado 109; 209 en la dirección transversal y

de forma relativa con respecto a las superficies de frenado 15 del disco de freno 16 y, con ello, la unidad de frenado 109; 209 puede centrarse relativamente con respecto al disco de freno 16.

Para formar la pinza de freno, las dos palancas de freno 21 están unidas de forma articulada con la pieza de unión 20, respectivamente mediante pernos de unión 24.

5 Primeros brazos de palanca de la palanca de freno 21 están unidos de forma articulada con alojamientos 25, 26 del actuador de freno 110; 210. Mediante un movimiento de elevación del alojamiento 25, los alojamientos 25, 26 se impulsan separados uno de otro, extendiendo separados los primeros brazos de palanca. En segundos brazos de palanca de la palanca de freno 21 están dispuestos los forros de freno 12, los cuales se aplican sobre el disco de freno 16 al extenderse separados los primeros brazos de palanca.

10 Junto con la función de realizar de forma idéntica el espacio de separación L de los forros de freno 12 a ambos lados del disco de freno 16 (función de centrado), los elementos de resorte 22 cumplen también una función de retroceso. La función de retroceso consiste en abrir la pinza de freno cuando el actuador de freno 110; 210 no introduce ninguna fuerza de accionamiento para la aplicación del dispositivo 13, hacia el dispositivo de aplicación.

15 La segunda forma de ejecución 209 de la unidad de frenado según la invención está equipada también con un dispositivo para el guiado paralelo de los forros de freno, indicado como totalidad con la referencia 27, cuyos detalles sin embargo no se describen aquí a fondo.

20 Las dos formas de ejecución 110 y 210 del actuador de freno comprenden respectivamente una unidad electrónica local 30, un dispositivo sensor 31 y un dispositivo electro - hidráulico de conversión de valor objetivo - fuerza 132; 232, donde el actuador de freno 110; 210 con sus componentes 30, 31 y 132; 232 y los primeros medios de frenado 11 están unidos mediante la pieza de unión 20, formando una unidad de construcción.

25 Detalles esenciales de la unidad electrónica local 30, del dispositivo sensor 31 y del dispositivo electro - hidráulico de conversión de valor objetivo - fuerza 132; 232 se describen con mayor detalle a continuación mediante la primera forma de ejecución 110 del actuador de freno, mostrada en la figura 2. En tanto se muestren partes correspondientes de la segunda forma de ejecución del actuador de freno 210 en las figuras 3 a 6, éstas se indican de modo correspondiente.

La unidad electrónica local 30 forma una unidad de registro del valor objetivo 33, la cual está provista de un dispositivo de corrección del valor objetivo 34. Además, la unidad electrónica local forma un dispositivo de regulación de valor objetivo 35, un dispositivo de monitoreo 36, un dispositivo de reinicio 37 y un dispositivo de conmutación 38.

30 En función de la orden de frenado, la unidad de registro del valor objetivo 33 de al menos uno de los aparatos de control de frenado 17a.1 o 17b.2 del controlador de frenado 17b solicita un valor objetivo de frenado. Mediante el dispositivo de corrección del valor objetivo 34, en función de una señal de reducción de un dispositivo de protección de deslizamiento no mostrado aquí, tiene lugar una corrección del valor de deslizamiento y, en función de un valor real de carga I.carga tiene lugar una corrección de carga del valor objetivo de frenado, donde el valor objetivo de frenado corregido de ese modo se transmite al dispositivo de regulación de valor objetivo 35 como valor objetivo S.Cp_B; S.Fp_B de una variable de aplicación Cp_B; Fp_B o como valor objetivo S.Fv_B; S.Mv_B de una variable de desaceleración Fv_B; Mv_B.

40 Para determinar el valor real de carga I.carga se detecta el estado de carga de los vagones 2.1, 2.2, ..., 2.n del vehículo ferroviario 1 en al menos una posición en el vehículo y se lo comunica de forma segura a una de las unidades de frenado 109; 209 asociadas o a un grupo de las unidades de frenado, por ejemplo a un grupo de las unidades de frenado en uno de los bogies.

45 El dispositivo electro-hidráulico de conversión de fuerza valor objetivo 132; 232 comprende un contenedor 41 para proporcionar líquido hidráulico, un cilindro de freno 143; 243 conectado al contenedor 41 mediante un sistema de línea hidráulica 42, con pistón de freno 144; 244, así como medios de control 45, 46. Los medios de control 45, 46 están diseñados de forma adecuada para regular en el cilindro de freno 143; 243 un valor real I.Cp_B de una presión hidráulica Cp_B que se aplica al pistón de freno 144; 244, bajo el efecto de señales de salida eléctricas AS1, AS2 del dispositivo de regulación del valor objetivo 35, las cuales son emitidas mediante el dispositivo de conmutación 38.

50 Un valor real I.Fp_B de una fuerza de aplicación Fp_B, que resulta de la aplicación del pistón de freno 144; 244 con la presión hidráulica Cp_B, a través de contacto por fricción de los primeros medios de frenado 11 con los segundos medios de frenado 14, se transforma en un valor real I.Fv_B; de una fuerza de desaceleración Fv_B, así como en un valor real I.Mv_B de un par de desaceleración Mv_B.

ES 2 674 490 T3

Uno de los medios de control es un equipo auxiliar de bombeo 45, mediante el cual líquido hidráulico puede ser bombeado desde el contenedor 41 hacia el cilindro de freno 43. Otro medio de control es una válvula de frenado 46. La válvula de frenado 46 está diseñada de forma adecuada para hacer salir líquido hidráulico desde el cilindro de freno 43 hacia el contenedor 41.

- 5 El dispositivo sensor 31 que forma parte de la unidad de frenado 109, así como 209; mediante un primer sensor 31.1 (transductor de presión), determina el valor real $I.C_{PB}$ de la presión hidráulica, o mediante un segundo sensor 31.2 determina el valor real $I.F_{PB}$ de la fuerza de aplicación como valor real de la variable de aplicación y/o mediante un tercer sensor 31.3 determina el valor real $I.F_{VB}$ de la fuerza de desaceleración o mediante un cuarto sensor 31.4 determina el valor real $I.M_{VB}$ del par de desaceleración como valor real de la variable de desaceleración.
- 10 El dispositivo de regulación de valor objetivo 35, el cual igualmente forma parte de la unidad electrónica 30 de la unidad de frenado 109, así como 209; para regular la variable de desaceleración F_{VB} ; M_{VB} , está diseñado de forma adecuada para emitir las señales de salida AS1, AS2 de manera que el valor real registrado $I.F_{VB}$; $I.M_{VB}$ de la variable de desaceleración F_{VB} ; M_{VB} corresponde al valor objetivo $S.F_{VB}$; $S.M_{VB}$ de la variable de desaceleración F_{VB} ; M_{VB} o, para regular la variable de aplicación C_{PB} ; F_{PB} , para emitir las señales de salida AS1, AS2 de manera que el valor real registrado $I.C_{PB}$; $I.F_{PB}$ de la variable de aplicación C_{PB} ; F_{PB} corresponde al valor objetivo $S.C_{PB}$; $S.F_{PB}$ de la variable de aplicación C_{PB} ; F_{PB} .

A continuación se describen en detalle la formación y la reducción de una fuerza de frenado F_B controlada y la puesta a disposición de una fuerza de frenado de emergencia F_N pasiva, corregida en cuanto a la carga, del pistón de freno 144; 244.

- 20 El disco de freno 16 se frena a través de la aplicación de los forros de freno 12 en las superficies de frenado 15. La aplicación tiene lugar mediante el efecto de la fuerza de frenado F_B controlada o mediante el efecto de la fuerza de frenado de emergencia F_N pasiva, corregida en cuanto a la carga, del pistón de freno 144; 244; la cual se encuentra absorbida en el cilindro de freno 143, 243 y se encuentra bajo el efecto de la presión hidráulica C_{PB} formada de modo controlado en el cilindro de freno 143, 243 o bajo el efecto de la presión hidráulica C_{PN} pasiva, corregida en
- 25 cuanto a la carga, proporcionada sobre el cilindro de freno. La fuerza de frenado F_B controlada o la fuerza de frenado de emergencia F_N del pistón de freno 44, mediante el dispositivo de aplicación 13, se transforma en la fuerza de aplicación F_{PB} controlada, así como en la fuerza de aplicación F_{PN} pasiva, por tanto, es conducida hacia los forros de freno 12 mediante el dispositivo de aplicación 13, como fuerza de aplicación F_{PB} o F_{PN} .

- 30 La formación de la fuerza de frenado F_B controlada tiene lugar mediante la formación controlada de la presión hidráulica C_{PB} en una cámara de extensión 143.1; 243.1 del cilindro de freno 43, a través del equipo auxiliar de bombeo 45. Para ello, el equipo auxiliar de bombeo 45 bombea líquido hidráulico en forma de aceite hidráulico desde el contenedor 41, mediante una válvula de retención 47, hacia la cámara de extensión 143.1; 243.1 del cilindro de freno 143; 243. La válvula de retención 47, en el caso de un equipo auxiliar de bombeo 45 apagado, impide un retorno de aceite hidráulico hacia el contenedor 41.

- 35 La reducción controlada de la fuerza de frenado F_B tiene lugar mediante una reducción controlada de la presión hidráulica C_{PB} en la cámara de extensión 143.1; 243.1 del cilindro de freno, a través de la válvula de frenado 46. Preferentemente, la válvula de frenado 46 es una válvula de asiento que se conmuta de forma discreta, la cual presenta una fuga muy reducida.

- 40 Restrictores hidráulicos 48 y 49 limitan la velocidad de la formación de la presión hidráulica en la cámara de extensión 143.1; 243.1 del cilindro de freno 143; 243 y de la reducción de la presión hidráulica en la cámara de extensión 143.1; 243.1 del cilindro de freno 143; 243.

- Puesto que el peso y, con ello, la masa que debe ser frenada del vehículo ferroviario 1, puede variar en función del estado de carga, una fuerza de frenado de emergencia F_N aplicada demasiado elevada puede conducir a un frenado excesivo, o una fuerza de frenado de emergencia F_N aplicada muy reducida puede conducir a un frenado insuficiente
- 45 del vehículo ferroviario 1. El frenado excesivo podría conducir a un deslizamiento y a aplanaduras en la rueda 6 y el raíl S. El frenado insuficiente podría conducir a recorridos de frenado elevados de forma inadmisibles.

- Para evitar lo mencionado, en la unidad de frenado según la invención 9; 109; 209 se proporcionan medios para proporcionar la fuerza de frenado de emergencia F_N como fuerza de frenado corregida en cuanto a la carga. De este modo, la regulación de esa fuerza de frenado de emergencia, es decir la adecuación de esa fuerza de frenado de
- 50 emergencia al peso actual del vehículo - dentro de límites admisibles (vacío/cargado), tiene lugar cuando:

- a) El vehículo está detenido o/y

ES 2 674 490 T3

- b) un desbloqueo de la puerta ha sido cancelado y/o las puertas están cerradas y/o
- c) un freno está suelto, una orden está pendiente y/o
- d) una orden de manejo está pendiente y/o
- e) la velocidad del vehículo es inferior a 10km/h.

5 La puesta a disposición de la fuerza de frenado de emergencia F_N corregida en cuanto a la carga tiene lugar de manera que la presión hidráulica pasiva C_{pN} corregida en cuanto a la carga se proporciona a la cámara de extensión 143.1; 243.1 del cilindro de freno. Para ello, el dispositivo de conversión de fuerza - valor objetivo 132; 232 presenta un indicador de presión 50 conectado a una sección 42.1 del sistema de línea hidráulica 42, bajo una presión de pretensión p_N , y otros medios de control 51, donde los otros medios de control 51, bajo el efecto de una señal de salida eléctrica AS3 del dispositivo de reinicio 37, la cual se emite al ingresar una señal de conmutación US del dispositivo de monitoreo mediante el dispositivo de conmutación 38, están diseñados de forma adecuada para desbloquear el indicador de presión 50 de manera que el valor real $I.p_N$ de la presión de pretensión p_N para la aplicación del pistón de freno se proporciona como valor real $I.C_{pN}$ de la presión hidráulica C_{pN} a la cámara de extensión del cilindro de freno.

10 El indicador de presión 50 es un acumulador de presión de gas o, de forma alternativa, un acumulador de resorte.

Mediante el dispositivo de reinicio 37, en función del valor real de carga $I.carga$ tiene lugar una corrección de carga de un valor objetivo de frenado de emergencia predeterminado, donde el valor objetivo de frenado de emergencia corregido en cuanto a la carga de ese modo se proporciona como valor objetivo $S.p_N$ corregido en cuanto a la carga, de la presión de pretensión del indicador de presión 50.

20 El dispositivo de conversión de fuerza-valor objetivo 132; 232 comprende medios de corrección de carga, mediante los cuales, para formar la presión de pretensión p_N pasiva, corregida en cuanto a la carga, del indicador de presión 50, la presión hidráulica C_{pN} en la sección de conexión 42.1 puede regular el sistema de línea hidráulica en función de señales de salida eléctricas AS4, AS5 del dispositivo de reinicio, al valor objetivo $S.C_{pN} = S.p_N$, corregido en cuanto a la carga.

25 En este caso, los medios de control 45, 46 forman al mismo tiempo los medios de corrección de la carga y para la pretensión del indicador de presión 50, bajo el efecto de las señales de salida eléctricas AS4, AS5 del dispositivo de reinicio 37, las cuales son emitidas mediante el dispositivo de conmutación 38, están diseñados de forma adecuada para regular el valor real $I.C_{pN}$ de la presión hidráulica en la sección de conexión 42.1, donde mediante el equipo auxiliar de bombeo 45, líquido hidráulico puede ser bombeado desde el contenedor 41 hacia la sección de conexión 42.1, y donde mediante la válvula de frenado 46 líquido hidráulico puede salir desde la sección de conexión 42.1 hacia el contenedor 41. Un quinto sensor conectado a la sección de conexión 42.1, en forma de un transductor de presión, determina el valor real $I.C_{pN}$ de la presión hidráulica en la sección de conexión 42.1 y, con ello, al mismo tiempo, el valor real $I.p_N$ de la presión de pretensión, donde el dispositivo de reinicio 37, para la regulación de la presión de pretensión p_N del indicador de presión 50, está diseñado de forma adecuada para emitir las señales de salida AS4, AS5 de manera que el valor real $I.C_{pN} = I.p_N$ registrado corresponde al valor objetivo $S.C_{pN} = S.p_N$ corregido en cuanto a la carga.

35 Los otros medios de control 51 están formados por una válvula de frenado rápido. En el caso de una válvula de frenado rápido 51 abierta (sin corriente), el indicador de presión 50 se llena - la presión de pretensión del indicador de presión se eleva por tanto mediante el equipo auxiliar de bombeo 45 (unidad de bomba- motor) en el caso de una presión de pretensión demasiado reducida, dependiente de la carga, y desciende de forma controlada mediante de la válvula de frenado 46 en el caso de una presión de pretensión demasiado elevada, dependiente de la carga. Al estar lleno el indicador de presión 50, la válvula de frenado rápido 51 se cierra nuevamente y permanece cerrada durante el funcionamiento normal.

40 Al estar lleno el indicador de presión 50, además, mediante una válvula 52 accionada hidráulicamente, la cual preferentemente está realizada de modo que puede regularse, un pistón de bloqueo 153; 253 es retenido contra la fuerza de un resorte de pretensión 154; 254.

También a través de un accionamiento mecánico 155; 255 el pistón de bloqueo puede retraerse y puede abrir una válvula de descarga de presión 56. Gracias a ello es posible un soltado manual de la unidad de frenado 109; 209.

50 Sin embargo, el pistón de bloqueo 153; 253 podría también retraerse también a través de un accionamiento hidráulico.

Si durante el funcionamiento, la unidad electrónica 30 detecta que se necesita un frenado pasivo mediante la presión de pretensión p_N del indicador de presión 50, entonces a través de la emisión de la señal de salida A3 la válvula de frenado rápido 51 se abre para así proporcionar la presión de pretensión p_N del indicador de presión 50 mediante la presión hidráulica C_{pN} , al cilindro de freno 143; 243. El quinto sensor 31.5 en forma del transductor de presión mide continuamente el valor real $I.C_{pN}=I.p_N$ y lo utiliza en particular para mantener la presión de pretensión p_N del indicador de presión 50 dentro de valores límite de funcionamiento predeterminados, y para indicar la disponibilidad de esa presión de pretensión p_N y, con ello, la disponibilidad del frenado pasivo. En el caso de que la presión de pretensión p_N del indicador de presión descienda en alto grado, es necesario un llenado posterior del indicador de presión 50. Además, una válvula de sobrepresión 57 limita la presión hidráulica C_{pN} como dispositivo de seguridad pasivo.

El contenedor 41 es un depósito de aceite que está cerrado con respecto a la atmósfera ambiente, para reducir al mínimo la entrada de humedad. Sólo en el caso de la presencia de presión negativa en el depósito de aceite esa presión negativa se compensa mediante una disposición de válvulas 59.

Los dos dispositivos de pistón de frenado 119; 219 presentan medios de bloqueo indicados como totalidad con las referencias 158; 258, los cuales, en una posición de bloqueo, están diseñados de forma adecuada para bloquear mecánicamente el pistón de freno para un frenado de estacionamiento.

Además, los dos dispositivos del pistón de freno 119; 219 presentan medios, indicados como totalidad con las referencias 159; 259, para regular previamente el espacio de separación L de los primeros medios de frenado 11 con respecto a los segundos medios de frenado 14, a un valor de espacio de separación predeterminado S.L. Esos medios 159; 259; en el caso de un desgaste de los medios de frenado 11, 14; están diseñados de forma adecuada para regular posteriormente el espacio de separación L al valor de espacio de separación predeterminado S.L de manera automática.

Además, los dos dispositivos del pistón de freno 119; 219 presentan medios de retroceso indicados como totalidad con las referencias 160; 260; mediante los cuales la unidad de frenado puede ser pasada a un estado completamente abierto, por ejemplo para cambiar los forros de freno. Como completamente abierto se entiende un estado en el cual la distancia de los primeros medios de frenado 11 con respecto a los segundos medios de frenado 14 es esencialmente más grande que el valor de espacio de separación predeterminado S.L del espacio de separación L.

En la primera forma de ejecución 109 de la unidad de frenado según la invención, mostrada en la figura 2, los medios de bloqueo 158 para el bloqueo mecánico del pistón de freno están espacialmente separados de los medios 159 para regular previamente el espacio de separación L y de los medios de retroceso 160.

A continuación se explica en detalle primero el bloqueo mecánico del pistón de freno 144 y, con ello, el mantenimiento mecánico permanente de la fuerza de frenado F_B , así como de la fuerza de aplicación F_{pB} - por lo tanto una función de frenado de estacionamiento.

Debido a una fuga de componentes hidráulicos del dispositivo de conversión electro-hidráulico de fuerza - valor objetivo 132, a los cuales se ha aplicado la presión hidráulica C_{pB} , la presión hidráulica C_{pB} y, con ello, finalmente, también la presión de aplicación F_{pB} , pueden descender con el tiempo. Para limitar una reducción de esa clase de la fuerza de aplicación F_{pB} , de manera opcional, en el caso de un frenado de estacionamiento, el movimiento del pistón de freno 144 puede bloquearse de forma mecánica. Esto se logra mediante los medios de bloqueo 158.

Para ello, los medios de bloqueo 158 comprenden un husillo roscado 161 no autoblocante, el cual está atornillado concéntricamente en el pistón de freno 144 y se apoya en el cilindro de freno 143. Una rueda de trinquete 162 que está unida al husillo roscado 161, en la posición de bloqueo del pistón de bloqueo 153, se encuentra impedida para una rotación, ya que en la posición de bloqueo un trinquete de bloqueo 153.1 del pistón de bloqueo 153 se engancha en una ranura de bloqueo 162.1 de la rueda de trinquete 162. Debido a ello se impide un movimiento del pistón de freno 144 y, con ello, se mantiene el valor real $I.F_{pB}$ precisamente dominante, para el estacionamiento (retención) del vehículo ferroviario 1. A través del accionamiento mecánico 155, el pistón de bloqueo 153 puede retraerse desde su posición de bloqueo hacia una posición suelta, y puede abrir la válvula de descarga de presión 56. Gracias a ello es posible el soltado manual de la unidad de frenado 109.

A continuación se explica el ajuste posterior del espacio de separación L.

En una posición suelta de la unidad de frenado, en donde la fuerza de los resortes de retroceso 22 es mayor que la fuerza de aplicación F_{pB} que resulta de la fuerza de frenado F_B , un primer tope 144.1 del pistón de frenado 144, bajo la fuerza de los resortes de retroceso 22, se aplica en un primer tope asociado 163.1 de un elemento de bloqueo 163 realizado como válvula de corredera. Al formarse la presión hidráulica C_{pB} , el pistón de freno 144 se desplaza en un recorrido de ajuste a través de una rotación del husillo roscado 161, el cual corresponde al valor de espacio de

5 separación predeterminado S.L, desde el primer tope 163.1 hasta un segundo tope 163.2 de la válvula de corredera. En el caso de medios de frenado 11, 14 no desgastados, en el caso de un valor máximo predeterminado de la fuerza de frenado F_B , el pistón de freno 144 impacta contra un segundo tope 144.2 en el segundo tope 163.2. No obstante, si a través del desgaste de los medios de freno 11, 12 se alcanza el segundo tope 163.2 antes de que actúe el valor máximo de la fuerza de frenado F_B , entonces otra formación de la presión hidráulica C_{PB} conduce al hecho de que el pistón de freno 144, arrastrando la válvula de corredera 163, en donde están conformados los dos topes 163.1 y 163.2, se desplace aún más en un recorrido de ajuste posterior. Tiene lugar por tanto un ajuste posterior del pistón de freno 144.

10 La válvula de corredera 163 está provista de un dentado fino 163.3, en donde, bajo la fuerza de un resorte de pretensión 164, se engancha un elemento de bloqueo 165 diseñado como un trinquete de bloqueo, de manera que la válvula de corredera 163 desplazada en el recorrido de ajuste posterior se encuentra bloqueada nuevamente al finalizar el ajuste posterior.

15 Al formarse la presión hidráulica C_{PB} , el pistón de freno 144 no realiza el recorrido de ajuste posterior sino solamente el recorrido de ajuste de regreso desde el segundo tope 163.2 hasta el primer tope 163.1, generando así nuevamente el valor de espacio de separación predeterminado S.L del espacio de separación L.

20 A continuación se explica en detalle el retroceso del pistón de freno 144. El trinquete de bloqueo 165 forma el elemento de bloqueo que, mediante el resorte de pretensión 164, se mantiene en una posición enganchada con la válvula de corredera 163, donde la válvula de corredera 163 limita la apertura del freno al valor de espacio de separación predeterminado, ya que los primeros topes 144.1 y 163.1 dan unos contra otros. El accionamiento mecánico 155 que se utiliza al mismo tiempo como un medio de accionamiento para accionar el elemento de bloqueo 165, está diseñado de forma adecuada para desplazar el elemento de bloqueo 165 en contra de la fuerza del resorte de pretensión 164, hacia una posición suelta de la válvula de corredera 144.

25 En la segunda forma de ejecución 209 de la unidad de frenado según la invención, mostrada en las figuras 3 a 12, los medios de bloqueo 258 para el bloqueo mecánico del pistón de freno 244, los medios 259 para la regulación previa del espacio de separación L y los medios de retroceso 260 no están espacialmente separados unos de otros.

También aquí, mediante los medios de bloqueo 258, en un caso de frenado de estacionamiento, puede bloquearse mecánicamente el movimiento del pistón de freno 244.

30 Para ello, los medios de bloqueo 258 comprenden nuevamente un husillo roscado 261 no autoblocante, el cual está atornillado concéntricamente en el pistón de freno 244 y se apoya en el cilindro de freno 243. Una rueda de trinquete 262, la cual está unida a un dentado 261.2 del husillo roscado 261 mediante un dentado 262.2, en este caso un dentado frontal, se encuentra impedida en su rotación a través del trinquete de bloqueo 253.1 del pistón del bloqueo 253. Debido a ello se impide un movimiento del pistón de freno 244 y, con ello, se mantiene la fuerza de frenado F_B . A través del accionamiento mecánico 255, el pistón de bloqueo 253 puede retraerse y abrir la válvula de descarga de presión 56. Gracias a ello es posible un soltado manual de la unidad de frenado 209. El accionamiento mecánico 35 255 comprende un pistón de tracción 255.1 con una espiga transversal 255.2 que se engancha en el pistón de bloqueo 253, así como una guía 255.3 para el pistón de tracción.

A continuación se explica en detalle el ajuste posterior del espacio de separación.

40 En una posición suelta de la unidad de frenado 209, en donde la fuerza de los resortes de retroceso 22 es mayor que la fuerza de aplicación F_{PB} que resulta de la fuerza de frenado F_B , la rueda de trinquete 262, bajo la fuerza de los resortes de retroceso 22, con un primer tope 262.3, se aplica en un primer tope asociado 270.1 que está apoyado en el cilindro de freno. Al formarse la presión hidráulica C_{PB} , el pistón de freno 244 se desplaza en un recorrido de ajuste a través de una rotación del husillo roscado 261, hasta que la rueda de trinquete da con un segundo tope 262.4 contra un segundo tope 270.2 asociado, el cual igualmente está apoyado en el cilindro de freno.

45 En el caso de medios de frenado 11, 14 no desgastados, al cerrarse la unidad de frenado en un valor máximo de la fuerza de frenado F_B , la rueda de trinquete 262 da contra el segundo tope 270.2. No obstante, si a través del desgaste de los medios de frenado 11, 12 se alcanza el segundo tope 270.2 antes de que actúe el valor máximo de la fuerza de frenado F_B , entonces otra formación de la presión hidráulica C_{PB} conduce a una rotación entre la rueda de trinquete 262 y el husillo roscado 261, los cuales se encuentran unidos mediante los dentados finos 62.2 y 261.2. Al reducirse la presión hidráulica C_{PB} , el pistón de freno 244 realiza nuevamente de regreso el recorrido de ajuste sin el recorrido de ajuste posterior, hasta que la rueda de trinquete da contra el primer tope 270.1, y genera con ello nuevamente el espacio de separación L predeterminado. Los dos topes 270.1 y 270.2 están realizados de modo que pueden regularse. En lugar de la unión mediante los dentados 262.2 y 261.2 puede seleccionarse también una unión de contacto por fricción entre la rueda de trinquete y el husillo roscado, por ejemplo mediante un cono.

5 Para abrir completamente la unidad de frenado 209 se utilizan nuevamente los medios de retroceso 360. Nuevamente medios de accionamiento 275, 276, 277 pertenecen a esos medios de retroceso, donde aquí - mediante el resorte de pretensión 273, el husillo roscado 261 se mantiene como elemento de bloqueo en una posición enganchada con el elemento de bloqueo 262, y los medios de accionamiento 275, 276, 277 están diseñados de forma adecuada para desplazar el husillo roscado 261 en contra de la fuerza del resorte de pretensión 273, hacia una posición suelta del elemento de bloqueo 262.

10 Los medios de accionamiento 275, 276, 277 presentan un tirante 275, un tornillo del tirante 276, así como una espiga 277 que puede desplazarse axialmente mediante una guía 275.1 a través de una rotación del tornillo del tirante 276, donde el resorte de pretensión 273 está apoyado en el tirante 275 y donde el husillo roscado 261, en la vía de desplazamiento de la espiga 277, forma superficies de accionamiento sobresalientes 261.1, las cuales están realizadas de modo que el husillo roscado 261, en el caso de un desplazamiento de la espiga 277 en contra de la fuerza del resorte de pretensión 273, se desplaza hacia una posición suelta del elemento de bloqueo 262.

A continuación, mediante las figuras 7 a 12 se explica en detalle una vez más la aplicación del frenado de estacionamiento con un ajuste posterior simultáneo del espacio de separación L.

15 La figura 7 muestra un estado inicial, en donde la unidad de frenado 209 se encuentra abierta, en el caso de un espacio de separación máximo.

20 Sobre el pistón de freno 244 actúa una fuerza hidráulica C_{pB} constante que abre el freno, ya que a una cámara de entrada 243.2 (véase la figura 5) se aplica presión de forma permanente desde el acumulador 41. El pistón de freno 244 se bloquea en la posición que corresponde al espacio de separación máximo. El bloqueo del pistón de freno, según la descripción precedente, es provocado por el husillo roscado 261, el cual no puede rotar, ya que la rueda de trinquete 262 da contra el primer tope 270.1. El par de rotación del husillo roscado 261, mediante el enganche de los dentados 261.2, 262.2 asociados unos a otros, se transmite a la rueda de trinquete 262. El enganche de los dentados no puede separarse, ya que el husillo roscado 261 es cargado axialmente por la fuerza del pistón de freno 244.

25 Un sensor de proximidad 271 se encuentra abierto, porque una ranura indicadora 262.5 de la rueda de trinquete se sitúa en su área de detección. El trinquete de bloqueo 253.1 está retraído hidráulicamente.

La figura 8 muestra un estado intermedio de la unidad de frenado 209, en donde el espacio de separación L de los forros de freno fue superado y los forros de freno se aplican sin fuerza en el disco de freno.

30 Ese estado se alcanzó a través del aumento de la presión hidráulica C_{pN} en la cámara de extensión 243.1 del cilindro de freno 243. La fuerza de los resortes de retroceso 22 fue superada y el pistón de freno 244 se desplazó hacia la posición representada. El husillo roscado 261 giró de forma correspondiente, ya que por una parte el pistón de freno 244 no está montado de forma giratoria y, por otra parte, el husillo roscado 261 está montado de modo que sólo puede ejecutar movimientos de rotación. Esa fijación axial se logra debido a que el husillo roscado es presionado por un resorte de pretensión 272 (véase la figura 5) en contra de un rodamiento axial 273.1, 273.2, el cual a su vez se apoya en la carcasa del cilindro de freno 243. Esa fuerza axial impide también una separación del dentado frontal. El sensor de proximidad 271 está cerrado, ya que la ranura indicadora 262.5 se sitúa por fuera de su área de detección.

40 La figura 9 muestra el siguiente estado intermedio, en donde la fuerza de frenado se constituye hasta el bloqueo a través de la rueda de trinquete 262. El pistón de freno 244 se desplazó por tanto aún más debido a otro aumento de la presión de frenado, hasta que la rueda de trinquete 262 choca contra el segundo tope 270.2. La fuerza sobre los forros de freno se incrementó de forma lineal en correspondencia con la constante del resorte de la disposición de pinzas de freno.

45 La figura 10 muestra el siguiente estado intermedio, en donde la fuerza de frenado F_B está constituida hasta elevar el dentado frontal 261.2 desde el dentado frontal 262.2. La presión del cilindro de freno C_{pB} fue aumentada nuevamente, lo cual tuvo como consecuencia el hecho de que el pistón de freno 244 se haya extendido más - en correspondencia con la rigidez de las pinzas de freno. La rueda de trinquete 262 y el husillo roscado 261, sin embargo, ya no pudieron rotar más. Como consecuencia de ello, el pistón de freno 244 arrastra el husillo roscado 261, de manera que se supera la fuerza del resorte de pretensión 272. El dentado frontal 261.2 comienza a separarse del dentado frontal 262.2. En una comparación directa de la figura 9 con la figura 10, puede observarse que el husillo roscado 261 se ha separado de la rueda de trinquete, aun cuando sólo se ha separado poco (debido a la elevada cantidad de dientes de los dentados frontales (261.2, 262.2)). El proceso de separación es un movimiento que resulta de la combinación de un movimiento axial y una rotación del husillo roscado.

La figura 11 muestra el siguiente estado intermedio, en donde la fuerza de frenado F_B se ha constituido de modo que el dentado frontal 261.2 se engancha nuevamente frente al dentado frontal 262.2 y en donde a continuación el trinquete de bloqueo 253.1 del pistón de bloqueo 253 ha entrado en la ranura de bloqueo 262.5 de la rueda de trinquete 262. La presión del cilindro de freno C_{pB} se incrementó por tanto aún más. El husillo roscado 261 experimenta además la superposición de una elevación axial y una rotación, hasta que se enfrentan las puntas de los dientes de los dentados frontales 261.2, 262.2. Seguidamente, el dentado frontal 261.2 salta a modo de un impacto hacia el siguiente paso del diente del dentado frontal 262.2 y se encuentra nuevamente enganchado con el dentado frontal 262.2, es decir, que se engancha posteriormente. El enganche completo en el siguiente paso del diente fue posibilitado de forma geométrica, ya que la rueda de trinquete 262 fue desplazada hacia atrás mínimamente, a través del proceso de enganche (se elevó desde el segundo tope 270.2). Ese proceso del enganche posterior de los dentados frontales tiene lugar solamente cuando el pistón de freno 244, debido al desgaste del forro de freno y del disco, puede extenderse de forma suficientemente amplia. Si no se alcanza aún ese estado de desgaste, entonces el dentado frontal 261.2, al soltarse la unidad de frenado, retorna al enganche original con el dentado frontal 262.2. A continuación, fue suprimida la retención hidráulica del pistón de bloqueo 253 y éste entra en la ranura de bloqueo 262.1 de la rueda de trinquete 262 mediante una fuerza elástica.

La figura 12 muestra el estado-diana del frenado de estacionamiento, en donde se encuentra activo el medio de bloqueo 158 - por tanto el bloqueo de frenado de estacionamiento mecánico. La presión del cilindro de freno C_{pB} se redujo, el pistón de freno 244 se desplazó hacia atrás, hasta que su movimiento de retorno fue bloqueado por pernos de bloqueo 253.

La unidad de frenado según la invención ofrece en particular las siguientes ventajas:

La unidad de frenado no presenta interfaces hidráulicas externas y, con ello, tampoco uniones hidráulicas de líneas, tubos o tubos flexibles hacia el vehículo. La unidad de frenado, como interfaces externas hacia el vehículo o para el controlador de frenado, presenta sólo interfaces que se utilizan para el suministro de tensión o para la transmisión de señales. De este modo, de manera compacta, el circuito hidráulico integrado, mediante la puesta a disposición de la fuerza de frenado F_B regulada, posibilita frenados de servicio, frenados de emergencia o frenados rápidos regulados de forma activa, una función de frenado de estacionamiento accionada hidráulicamente y/o mecánicamente, y que puede ser bloqueada, así como posibilita frenados de emergencia pasivos mediante la puesta a disposición de la fuerza de frenado de emergencia F_N pasiva.

La regulación y el ajuste posterior de desgaste del espacio de separación L se realiza en particular de forma constructivamente simple y las piezas desplazadas se encuentran en el medio hidráulico, debido a lo cual se reducen el riesgo de apriete y de desgaste de las piezas desplazadas.

Mediante un sensor de distancia 171 y/o un conmutador 271 se detecta con seguridad una unidad de frenado suelta. De manera adicional, mediante el dispositivo sensor 31 es posible detectar un freno que se asienta de forma fija.

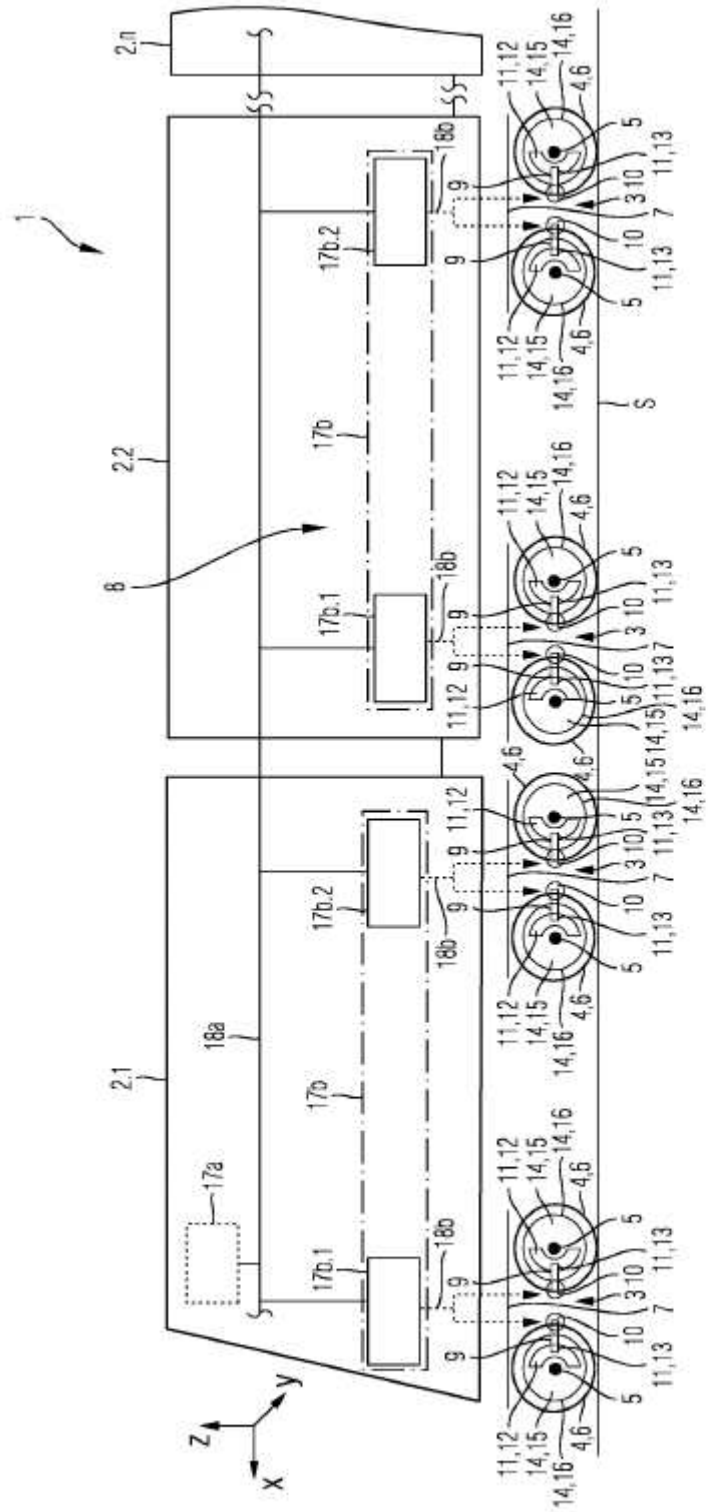
Mediante las unidades de frenado 9; 109; 209 según la invención puede realizarse un sistema de frenado 8 regulado por desaceleración, el cual ofrece adicionalmente una seguridad del recorrido de frenado.

Mediante una parametrización de valores característicos de frenado de la unidad de frenado según la invención, la unidad de frenado según la invención puede adaptarse específicamente a un proyecto de forma sencilla, de modo que puede alcanzarse un máximo de estandarización de esa unidad de frenado.

REIVINDICACIONES

1. Unidad de frenado (9; 109; 209) para un vehículo, en particular un vehículo ferroviario (1), con un dispositivo electro-hidráulico de conversión de valor objetivo - fuerza (132; 232), el cual comprende un contenedor (41) para proporcionar líquido hidráulico, un cilindro de freno (143; 243) conectado al contenedor (41) mediante un sistema de línea hidráulica (42), con pistón de freno (144; 244), así como medios de control (45, 46), donde los medios de control (45, 46) están diseñados de forma adecuada para regular en el cilindro de freno (143; 243) un valor real ($I.C_{PB}$) de una presión hidráulica (C_{PB}) que se aplica al pistón de freno (144; 244), bajo el efecto de señales de salida eléctricas (AS1, AS2) de un dispositivo de regulación del valor objetivo (35), donde uno (45) de los medios de control es un equipo auxiliar de bombeo, mediante el cual líquido hidráulico puede ser bombeado desde el contenedor (41) hacia el cilindro de freno (143; 243), y donde otro (46) de los medios de control está diseñado de forma adecuada para hacer salir líquido hidráulico desde el cilindro de freno (144; 244) hacia el contenedor (41), caracterizada por medios (159; 259) para regular previamente un espacio de separación (L) de unos primeros medios de frenado (11) con respecto a unos segundos medios de frenado (14) a un valor de espacio de separación predeterminado (S.L), donde los medios (259) comprenden un husillo roscado (261) no autoblocante, atornillado concéntricamente en el pistón de freno, una rueda de trinquete (262) unida al husillo roscado (261) mediante dentado frontal o contacto por fricción, soportada mediante un rodamiento axial en el cilindro de freno, y dos topes (270.1, 270.2) que limitan el ángulo de rotación de la rueda de trinquete (262) a un valor del ángulo de rotación predeterminado.
2. Unidad de frenado (109; 209) según la reivindicación 1, caracterizada porque los primeros medios de frenado (11) están diseñados de forma adecuada para transformar un valor real ($I.F_{PB}$) de una fuerza de aplicación (F_{PB}), que resulta de la aplicación del pistón de freno (144; 244), a través de contacto por fricción con unos segundos medios de frenado (14), en un valor real ($I.F_{VB}$; $I.M_{VB}$) de una variable de desaceleración (F_{VB} ; M_{VB}).
3. Unidad de frenado (109; 209) según la reivindicación 2, caracterizada por una pieza de unión (20) para la fijación de la unidad de frenado, en particular en un chasis (3) de un vehículo ferroviario (1), donde el dispositivo de conversión de valor objetivo - fuerza (132; 232) y los primeros medios de frenado (11) están unidos unos con otros mediante la pieza de unión (20), formando una unidad de construcción.
4. Unidad de frenado (109; 209) según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizada porque el dispositivo de regulación de valor objetivo (35) y un dispositivo sensor (31) forman parte de la unidad de frenado (109; 209), donde el dispositivo sensor (3) determina el valor real ($I.C_{PB}$) de la presión hidráulica o el valor real ($I.F_{PB}$) de la fuerza de aplicación como valor real de una variable de aplicación y/o el valor real ($I.F_{VB}$; $I.M_{VB}$) de la variable de desaceleración (F_{VB} ; M_{VB}), y donde el dispositivo de regulación de valor objetivo (35), para regular la variable de desaceleración (F_{VB} ; M_{VB}), está diseñado de forma adecuada para emitir las señales de salida (AS1, AS2) de manera que el valor real registrado ($I.F_{VB}$; $I.M_{VB}$) de la variable de desaceleración (F_{VB} ; M_{VB}) corresponde al menos a un valor objetivo ($S.F_{VB}$; $S.M_{VB}$) de la variable de desaceleración (F_{VB} ; M_{VB}) o, para regular la variable de aplicación (C_{PB} ; F_{PB}), para emitir las señales de salida (AS1, AS2) de manera que el valor real registrado ($I.C_{PB}$; $I.F_{PB}$) de la variable de aplicación (C_{PB} ; F_{PB}) corresponde a un valor objetivo ($S.C_{PB}$; $S.F_{PB}$) de la variable de aplicación (C_{PB} ; F_{PB}).
5. Unidad de frenado (109; 209) según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizada porque los medios (159; 259), en el caso de un desgaste de los medios de frenado (11, 14), están diseñados de forma adecuada para regular de forma automática posteriormente el espacio de separación (L) al valor de espacio de separación predeterminado (S.L).
6. Unidad de frenado (209) según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizada porque el valor del ángulo de rotación puede regularse ajustando los topes (270.1, 270.2).
7. Unidad de frenado (109, 209) según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizada por medios de bloqueo (158; 258) que están diseñados de forma adecuada para bloquear mecánicamente el pistón de freno (144, 244) en el caso de un frenado de estacionamiento.
8. Unidad de frenado (109; 209) según la reivindicación 7, caracterizada porque los medios de bloqueo (158; 258) comprenden un trinquete de bloqueo (153.1; 253.1) que está diseñado de forma adecuada para engancharse en una ranura de bloqueo (162.1; 262.1) de la rueda de trinquete (162; 262).
9. Unidad de frenado (109; 209) según la reivindicación 8, caracterizada porque el trinquete de bloqueo (153.1; 253.1) puede accionarse de forma hidráulica y/o mecánica.
10. Vehículo, en particular vehículo ferroviario (1), con un chasis (3), en donde se encuentra fijada una unidad de frenado para el contacto por fricción con medios de frenado de un eje montado del chasis, caracterizado porque la unidad de frenado (9; 109; 209) está diseñada según una de las reivindicaciones 1 a 9.

FIG 1



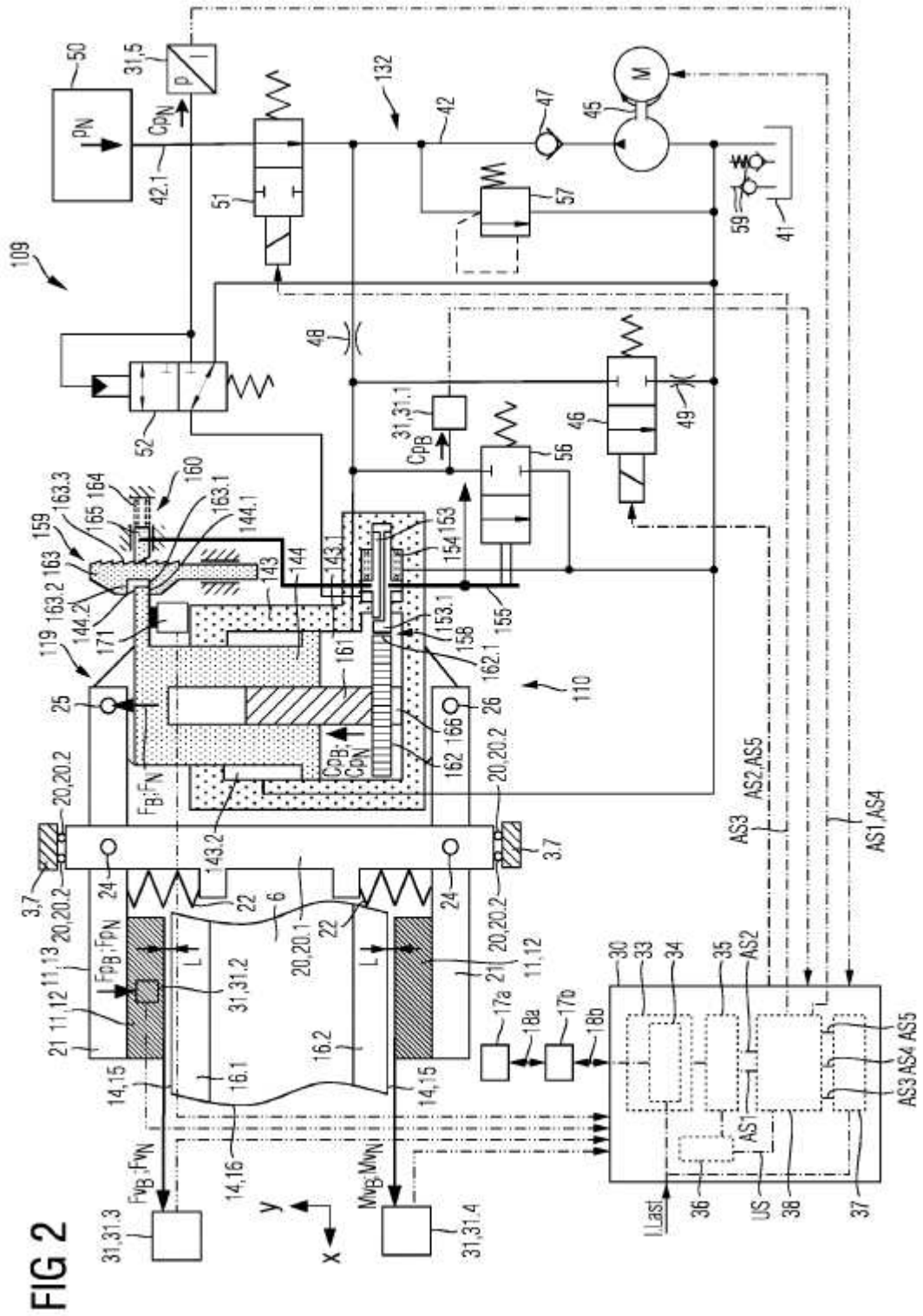


FIG 2

FIG 3

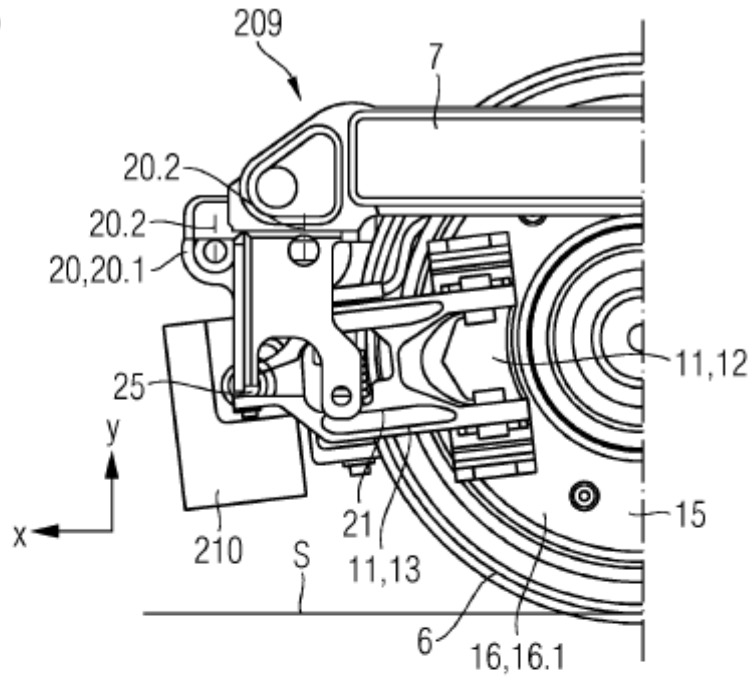


FIG 4

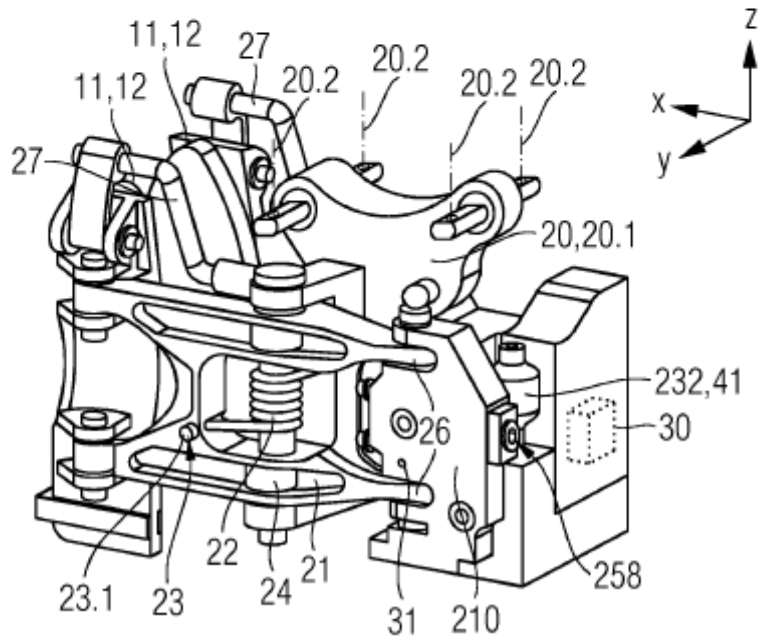


FIG 5

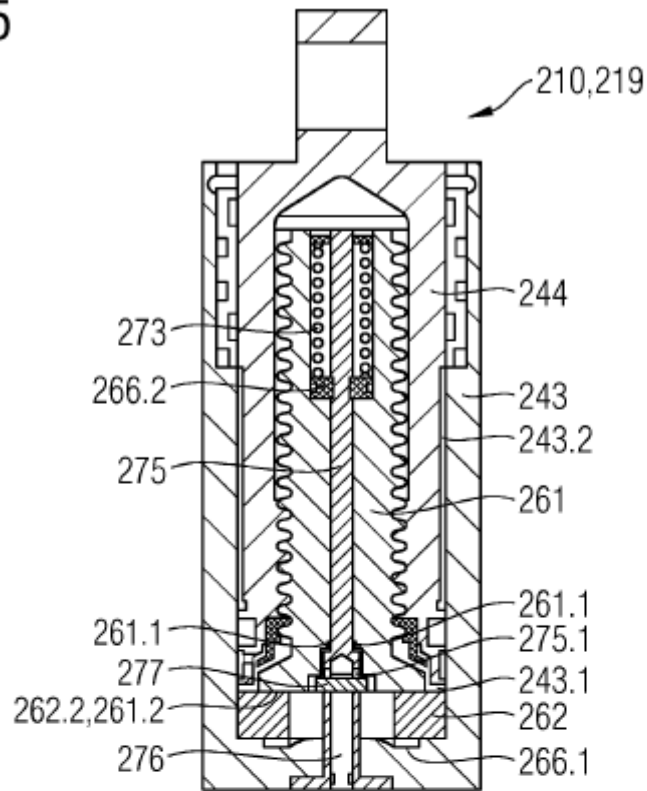


FIG 6

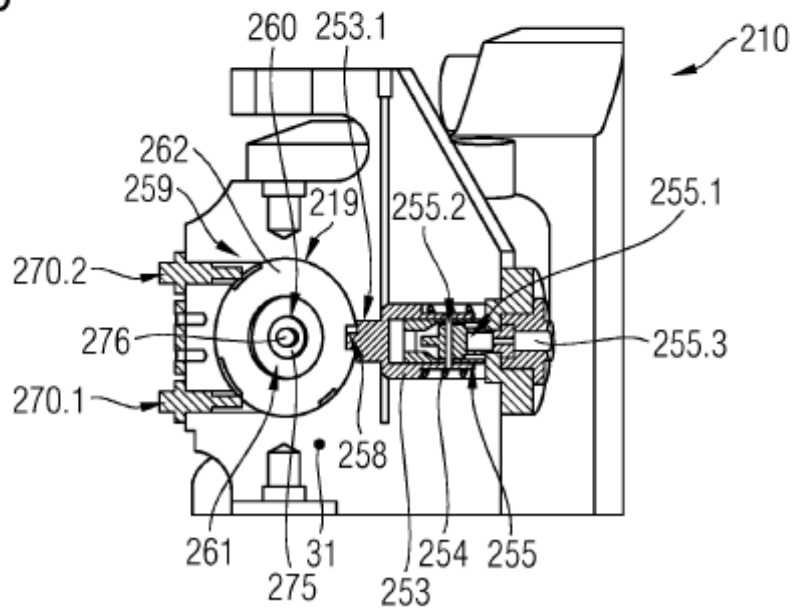


FIG 7

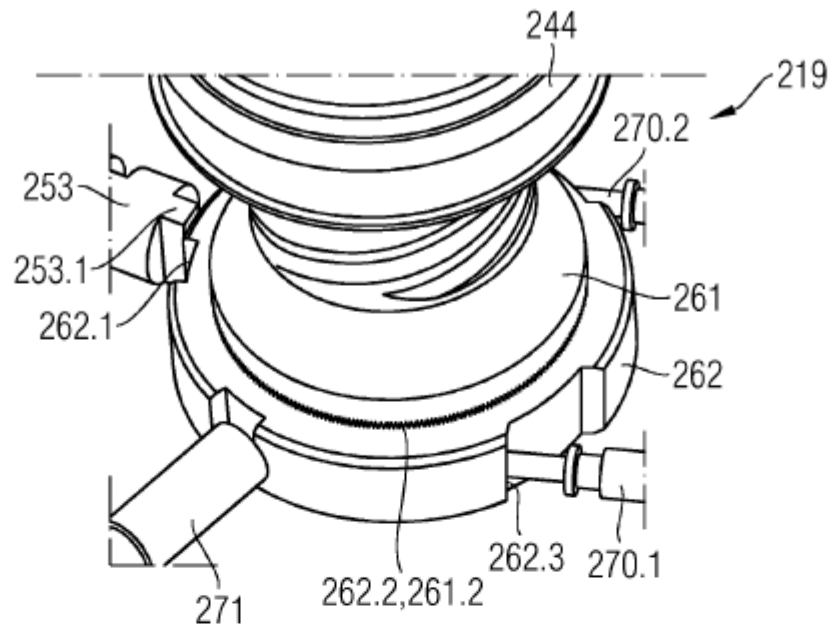


FIG 8

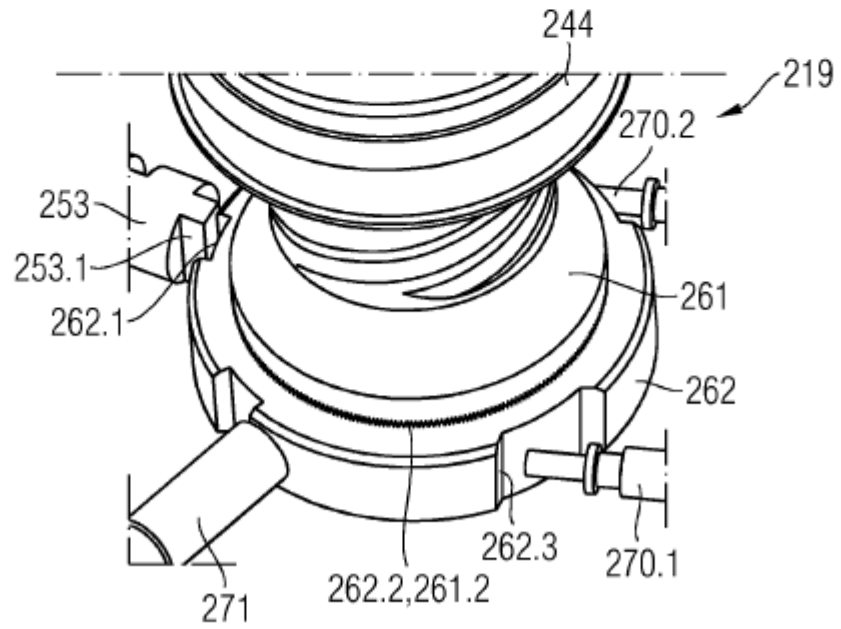


FIG 9

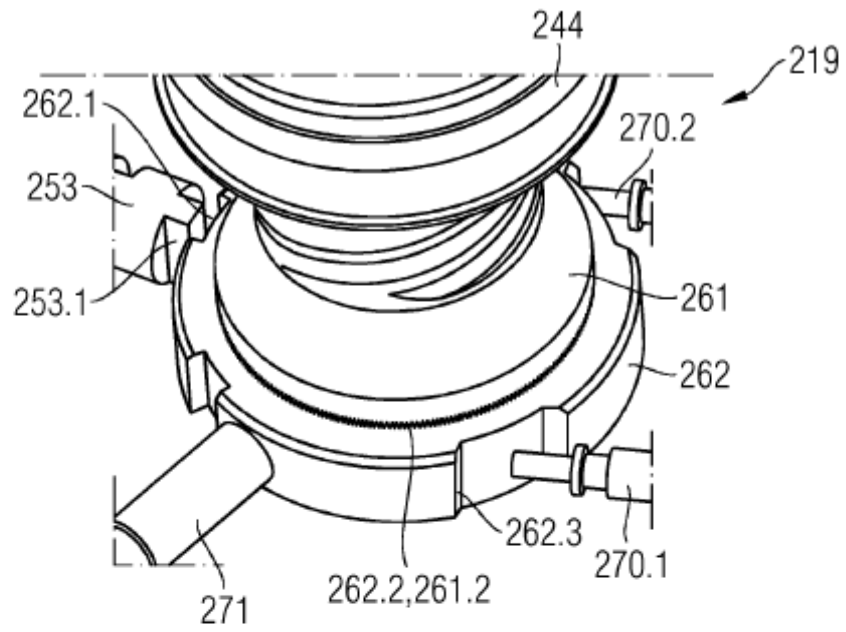


FIG 10

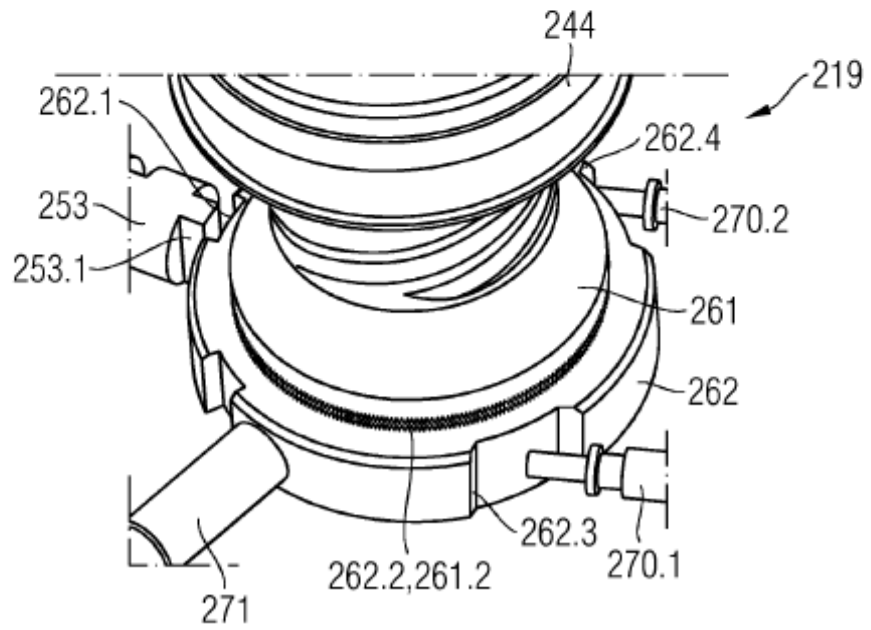


FIG 11

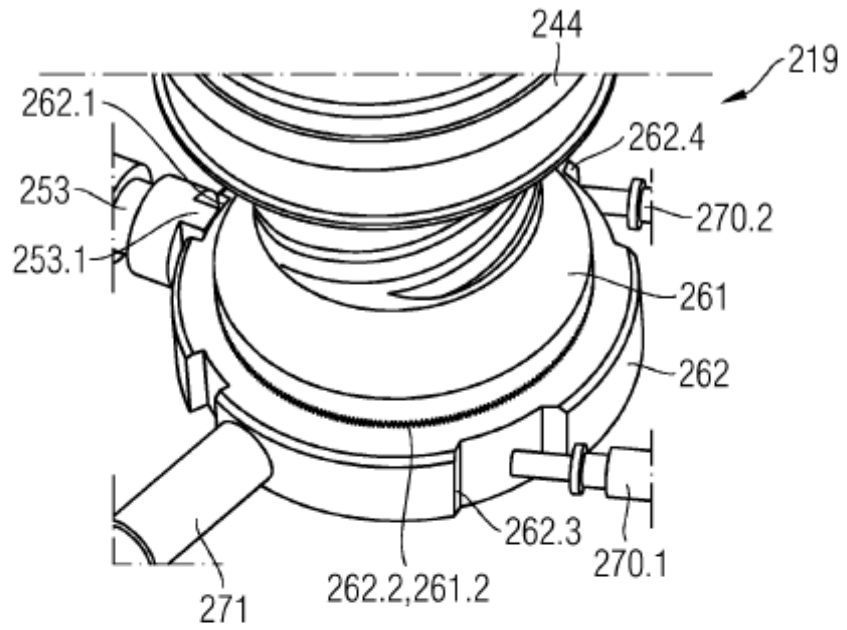


FIG 12

