

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 946 037**

51 Int. Cl.:

B60T 13/16 (2006.01)

B60T 17/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **26.07.2018** **PCT/EP2018/070309**

87 Fecha y número de publicación internacional: **07.02.2019** **WO19025284**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **26.07.2018** **E 18746913 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **15.03.2023** **EP 3661822**

54 Título: **Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador**

30 Prioridad:

01.08.2017 DE 102017117422

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

12.07.2023

73 Titular/es:

**KNORR-BREMSE SYSTEME FÜR
SCHIENENFAHRZEUGE GMBH (100.0%)
Moosacher Strasse 80
80809 München, DE**

72 Inventor/es:

**ELWISCHGER, FABIAN;
LI, YUZH I y
NIES, EDUARD**

74 Agente/Representante:

CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel

ES 2 946 037 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

Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador

5 La presente invención hace referencia a un sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador, en el cual una bomba hidráulica accionada mediante un motor genera una presión del aceite que, mediante una válvula de no retorno, alimenta una línea de presión de un circuito hidráulico que abastece de una presión de alimentación hidráulica a por lo menos una pinza de freno conectada al mismo.

10 El ámbito de utilización de la invención abarca vehículos que están equipados con un sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador. En un sistema de frenado de esa clase se omite un acumulador de presión hidráulico, de lo contrario habitual, de manera que solamente la presión en el sistema de líneas hidráulicas se utiliza para mantener la fuerza de liberación requerida para los frenos en el estado no accionado.

15 En la solicitud US 2013/241275 A1 se describe un sistema de frenado hidráulico con un acumulador, en el cual una bomba hidráulica accionada mediante un motor genera una presión del aceite que, mediante una válvula de no retorno, alimenta una línea de presión de un circuito hidráulico que abastece de una presión de alimentación hidráulica a por lo menos una pinza de freno conectada al mismo, donde a la línea de presión del circuito hidráulico está conectado un elemento de amortiguación cargado por fuerza de resorte, para el almacenamiento intermedio de un volumen de aceite de compensación de fuga.

20 Por la solicitud DE 3 603 079 A1 se conoce un sistema de frenado hidráulico controlado por deslizamiento, sin acumulador, que presenta un multiplicador de fuerza conectado aguas arriba del cilindro de freno principal, una bomba hidráulica con un motor eléctrico controlable y un recipiente de compensación conectado en la entrada de la bomba hidráulica. En el caso de esa configuración, para poder prescindir de un dispositivo de advertencia del recipiente, el conducto de entrada de la bomba hidráulica, en un punto de esa clase, está conectado al recipiente de compensación, cuyo estado corresponde a un volumen de líquido mínimo en el recipiente de compensación.

25 Según el estado del arte general conocido, el controlador del motor y de la bomba de los sistemas de frenado hidráulicos sin acumulador está diseñado de manera que el generador de fuerza más potente posible está liberado de forma segura y también se mantiene de ese modo. Ese estado debe mantenerse hasta la próxima solicitud de frenado. Un diseño de esa clase según el generador de fuerza más potente, por tanto, se requiere para impedir una aplicación no deseada de los forros del freno en los discos de freno. Gracias a esto se evita un calentamiento excesivo del freno de disco.

30 Sin embargo, los componentes hidráulicos, como en particular las válvulas, no son absolutamente estancos. Generalmente son admisibles algunas gotas de aceite hidráulico por minuto de fuga por componente hidráulico. No obstante, debido a esa fuga y a la pérdida de volumen resultante de ello, se reduce la presión en la línea de presión del circuito hidráulico y, con ello, en el generador de fuerza de frenado. Para compensar esa pérdida por fugas, habitualmente se pone en funcionamiento la bomba hidráulica. Sin embargo, si deben compensarse solamente pérdidas por fugas, entonces ese proceso de conexión y de desconexión de la bomba hidráulica tiene lugar en el así llamado rango inflexible del generador de fuerza de frenado. Como consecuencia, aproximadamente ningún volumen de aceite se encuentra disponible para compensar la fuga.

40 Al aumentar el tiempo de funcionamiento, además, se produce también una relajación de los elementos de resorte en el generador de fuerza, los cuales, de manera decisiva, son responsables de las curvas características del generador de fuerza de frenado. Esto tiene como consecuencia el hecho de que un generador de fuerza de frenado, aún más potente en la puesta en funcionamiento, se debilita a lo largo del tiempo de funcionamiento. De ello resulta el problema de que una pérdida de aceite mínima, debido a una fuga, conduce a una gran pérdida de presión de la línea de presión del circuito hidráulico, lo cual implica la necesidad de un arranque frecuente de la bomba hidráulica. Esto causa un desgaste aumentado que, con el paso del tiempo, puede conducir incluso a una falla de la combinación del motor y la bomba.

45 Puesto que la tendencia de desarrollo actualmente se orienta a generadores de fuerza de frenado de menor volumen con presiones más elevadas, la problemática antes descrita se agudiza.

El objeto de la presente invención consiste en mejorar aún más un sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador, en el sentido de que se disponga suficientemente de aceite para una compensación de fugas, para aumentar la vida útil de la combinación de motor y bomba.

50 La invención incluye la teoría técnica de que a la línea de presión del circuito hidráulico de un sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador está conectado un elemento de amortiguación cargado por fuerza de resorte, para el almacenamiento intermedio de un volumen reducido de aceite de compensación de fuga.

Preferentemente, en el elemento de amortiguación, entre una cabeza de cilindro y un pistón cargado por fuerza de resorte, está formado un espacio cilíndrico para el volumen de aceite de compensación de fuga, que almacena de forma intermedia de 0,3 a 1 cm³, preferentemente entre 0,4 y 0,8 cm³ de aceite. Además, preferentemente, la fuerza del resorte, del elemento de amortiguación cargado por fuerza de resorte, debe estar dimensionada de manera que el volumen de aceite de compensación de fuga esté almacenado de forma intermedia entre una presión de reconexión y una presión de desconexión del motor de la bomba hidráulica. Debido a esto se evita una puesta en funcionamiento de la combinación de motor y bomba, solamente debido a fugas. Por ejemplo, si la fuerza de pretensión del elemento de amortiguación cargado por fuerza de resorte se ajusta a una presión resultante de 80 bar, lo cual corresponde a la presión de (re)conexión, la presión de desconexión puede fijarse en 105 bar. El elemento de amortiguación puede dimensionarse con un tope interno, en aproximadamente 110 bar. De ello resulta que se atenúa el rango inflexible de la curva característica del generador de fuerza de frenado. Dependiendo de la situación de tolerancia es suficiente con un almacenamiento intermedio de los 0,4 cm³ a 0,8 cm³ preferentes, mencionados anteriormente. En el caso de una fuga del sistema de frenado ahora primero se utiliza ese aceite almacenado de forma intermedia, antes de que deba arrancarse nuevamente la combinación de motor y bomba.

Según una forma de ejecución preferente, el elemento de amortiguación cargado por fuerza de resorte está diseñado de forma regulable en cuanto a la fuerza de resorte que puede aplicarse en el circuito hidráulico. Gracias a esto, de manera sencilla, puede lograrse un ajuste de la fuerza de pretensión referido al sistema.

Según un ejemplo de ejecución preferente de un elemento de amortiguación cargado por fuerza de resorte se propone que para la aplicación de fuerza de resorte del elemento de amortiguación esté proporcionado un paquete de resortes Belleville que se apoya contra un pistón colocado de forma que puede desplazarse axialmente en una carcasa del elemento de amortiguación, con estanqueidad dinámica, en el lado opuesto a la presión hidráulica. Del modo antes mencionado, el pistón, junto con la cabeza de cilindro, forma una disposición de pistón-cilindro, que por una parte está cargada por fuerza de resorte y por otra parte está cargada por presión. De este modo se logra la función de amortiguación del elemento de amortiguación. El paquete de resortes Belleville se compone de una pluralidad de resortes Belleville individuales, que en una disposición en hilera pueden generar fuerza de resorte adaptada a la presión hidráulica predominante, en el caso de una carrera del pistón suficiente.

Preferentemente, la cabeza de cilindro de la disposición de pistón-cilindro está atornillada en una carcasa del elemento de amortiguación conformada en forma de cazo, para formar una unidad de construcción compacta que pueda montarse de forma sencilla. La unión roscada ofrece la ventaja adicional de que mediante la profundidad de atornillado de la cabeza de cilindro en la carcasa del elemento de amortiguación en forma de cazo puede regularse la fuerza de resorte del paquete de resortes Belleville, en cuanto a su pretensión. Naturalmente, también es posible atornillar una cabeza de cilindro sobre una carcasa del elemento de amortiguación, en lugar de atornillarla con profundidad.

Según otra medida que mejora la invención se propone asegurar la profundidad de atornillado superior o a profundidad de la cabeza de cilindro en o sobre la carcasa del elemento de amortiguación mediante un elemento de aseguramiento separable. El mismo puede ser por ejemplo un tornillo de aseguramiento que ejerce un efecto de apriete sobre la conexión roscada.

De manera ventajosa, directamente en la cabeza de cilindro debería realizarse una perforación de conexión coaxial para la conexión a la línea de presión del circuito hidráulico. Debido a esto, el elemento de amortiguación puede colocarse directamente en una pieza de conexión de la línea de presión, preferentemente mediante un roscado de conexión. Además, también es posible integrar directamente el elemento de amortiguación cargado por resorte en el área del depósito de un aparato hidráulico sin acumulador.

Según otra medida que mejora la invención se propone que el pistón presente una sección de vástago guía trasera que se extiende a través de una escotadura central del paquete de resortes Belleville, para engancharse en una perforación base guía en el área de la base del elemento de amortiguación en forma de cazo, en el extremo distal. De este modo, el pistón es guiado de forma fiable a lo largo de su movimiento de carrera axial. Esto sucede debido a que el guiado tiene lugar del lado del extremo proximal del pistón en la cabeza de cilindro y del lado del extremo distal del pistón, mediante la perforación base guía, directamente en la carcasa del elemento de amortiguación.

A continuación se representan en detalle medidas de mejora, junto con la descripción de un ejemplo de ejecución preferente de la invención, mediante las figuras. Muestran:

Figura 1 una representación esquemática de un esquema de conexiones de un sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador, y

Figura 2 una sección longitudinal de un elemento de amortiguación cargado por fuerza de resorte, para el almacenamiento intermedio de un volumen de aceite de compensación de fuga.

Según la figura 1, una bomba hidráulica 2 accionada mediante un motor eléctrico 1 recibe aceite desde un depósito 3, como líquido hidráulico, y mediante una válvula de no retorno 4 la conduce a una línea de presión 5 de un circuito hidráulico 6. Por razones de seguridad, para no superar una presión máxima durante esa alimentación de presión hidráulica, desde una línea de alimentación 7 delante de la válvula de no retorno 4, se deriva una válvula de limitación de presión 8 que, del lado de salida, desemboca en el depósito 3. La válvula de limitación de presión 8, en cuanto a su presión de apertura, está regulada a la presión máxima definida.

La línea de presión 5 conduce a una válvula de control 9 que, actuando como una válvula de alta presión, regula la presión en la línea de presión 5 del circuito hidráulico 6. Del lado de salida, la válvula de control 9 está conectada igualmente al depósito 3. La válvula de control 9 puede regularse en cuanto al umbral de presión máxima, a partir del cual tiene lugar una salida de sobrepresión hacia el depósito 3.

Además, en la línea de presión 5 se encuentra una pinza de freno 10 que puede ser accionada mediante la presión predominante en la línea de presión. La línea de presión 5 es monitorizada por un indicador de presión 11.

Con el objetivo de la compensación de fugas en el área de la línea de presión 5 del circuito hidráulico 6, para efectuar un almacenamiento intermedio de un volumen de aceite mínimo, de como máximo 1 cm^3 , a la línea de presión 5 del circuito hidráulico 6 está conectado además un elemento de amortiguación 12 cargado por resorte.

Mediante un paquete de resortes Belleville 13 integrado en el elemento de amortiguación 12 cargado por resorte, la fuerza de resorte está dimensionada de manera que el volumen de aceite de compensación de fuga está almacenado de forma intermedia entre una presión de reconexión y una presión de desconexión del motor 1, para la bomba hidráulica 2.

Según la figura 2, el paquete de resortes Belleville 13 del elemento de amortiguación 12 está colocado en una carcasa del elemento de amortiguación 14, de manera que el mismo, por una parte, se apoya del lado de la base de la carcasa del elemento de amortiguación 14 y, por otra parte, llega a apoyarse contra un pistón 15 colocado de forma que puede desplazarse axialmente en una carcasa del elemento de amortiguación 14 con estanqueidad dinámica. En el lado frontal del pistón 15, opuesto al paquete de resortes Belleville 13, el mismo influye en la presión del aceite. El pistón 15 es guiado de forma axialmente desplazable dentro de una cabeza de cilindro 16, con estanqueidad dinámica. La cabeza de cilindro 16 está atornillada en la carcasa del elemento de amortiguación 14 en forma de cazo. La profundidad de atornillado de la cabeza de cilindro 16 es variable, de modo que gracias a ello puede regularse la pretensión del paquete de resortes Belleville 13. Para la fijación de la profundidad de atornillado seleccionada, en la carcasa del elemento de amortiguación 14, de forma paralela al eje con respecto a su extensión longitudinal, está atornillado un elemento de aseguramiento 17 separable, diseñado como un tornillo de cabeza avellanada. La cabeza roscada del elemento de aseguramiento 17 se apoya con apriete contra el área del borde de la cabeza de cilindro 16.

La cabeza de cilindro 16 presenta además una perforación de conexión coaxial 18, mediante la cual tiene lugar una conexión a la línea de presión 5 del circuito hidráulico 6. Para ello, en la cabeza de cilindro 16 está conformado un perno roscado 19, con el cual puede establecerse una conexión separable con respecto a una abertura de conexión roscada correspondiente, no representada en detalle, en la línea de presión 5.

El pistón 15 presenta una sección de vástago guía 20 trasera. La sección de vástago guía 20 se extiende a través de una escotadura central del paquete de resortes Belleville 13. Entre esa escotadura del paquete de resortes Belleville 13 y la sección de vástago guía 20 existe un ajuste libre. Del lado del extremo distal, la sección de vástago guía 20 desemboca en una perforación base guía 21 en el área de la base de la carcasa del elemento de amortiguación 14 en forma de cazo. Con ello, tiene lugar un guiado del pistón 15, por una parte del lado de la cabeza de cilindro 16 y, por otra parte, del lado del área base de la carcasa del elemento de amortiguación 14 en forma de cazo.

La disposición de pistón-cilindro del elemento de amortiguación también puede estar solucionada de otro modo en cuanto a la construcción, por ejemplo también sin la utilización de una profundidad de atornillado variable de la cabeza de cilindro para regular la pretensión de la fuerza de resorte. También es posible que la cabeza de cilindro no se atornille a profundidad en la carcasa del elemento de amortiguación, sino que se atornille en su pared externa.

El elemento de amortiguación 12 cargado por fuerza de resorte, además, está provisto de diversas juntas tóricas, que comprenden una junta tórica del pistón 22 dinámica, así como una junta tórica de la carcasa 23 estática. Además, para limitar la carrera, en la cabeza de cilindro 16 está introducido un anillo de tope 24, y la guía del lado de la base, de la sección de vástago guía 20 del pistón 15 está provista de un anillo guía deslizante 25.

Lista de símbolos de referencia

1 Motor

- 2 Bomba hidráulica
- 3 Depósito
- 4 Válvula de no retorno
- 5 Línea de presión
- 5 6 Circuito hidráulico
- 7 Línea de alimentación
- 8 Válvula de limitación de presión
- 9 Válvula de control
- 10 Pinza de freno
- 10 11 Indicador de presión
- 12 Elemento de amortiguación
- 13 Paquete de resortes Belleville
- 14 Carcasa del elemento de amortiguación
- 15 Pistón
- 15 16 Cabeza de cilindro
- 17 Elemento de aseguramiento
- 18 Perforación de conexión
- 19 Pieza de conexión
- 20 Sección de vástago guía
- 20 21 Perforación base guía
- 22 Junta tórica del pistón
- 23 Junta tórica de la carcasa
- 24 Anillo de tope
- 25 Anillo de guía deslizante

25

REIVINDICACIONES

- 5 1. Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador, en el cual una bomba hidráulica (2) accionada mediante un motor (1) genera una presión del aceite que, mediante una válvula de no retorno (4), alimenta una línea de presión (5) de un circuito hidráulico (6) que abastece de una presión de alimentación hidráulica a por lo menos una pinza de freno (10) conectada al mismo, caracterizado porque a la línea de presión (5) del circuito hidráulico (6) está conectado un elemento de amortiguación (12) cargado por fuerza de resorte, para el almacenamiento intermedio de un volumen de aceite de compensación de fuga.
- 10 2. Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador según la reivindicación 1, caracterizado porque la fuerza de resorte del elemento de amortiguación (6) y/o el volumen asociado al mismo está diseñado de modo que puede regularse y está dimensionado de manera que el volumen de aceite de compensación de fuga está almacenado de forma intermedia entre una presión de reconexión y una presión de desconexión del motor (1) para la bomba hidráulica (2).
- 15 3. Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador según la reivindicación 1 ó 2, caracterizado porque el elemento de amortiguación (12) cargado por fuerza de resorte está diseñado de forma regulable en cuanto a la fuerza de resorte que puede aplicarse en el circuito hidráulico (6).
- 20 4. Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado porque para la aplicación de fuerza de resorte del elemento de amortiguación (12) está proporcionado un paquete de resortes Belleville (13) que se apoya contra un pistón (15) colocado de forma que puede desplazarse axialmente en una carcasa del elemento de amortiguación (14), con estanqueidad dinámica, en el lado opuesto a la presión hidráulica.
- 25 5. Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador según la reivindicación 4, caracterizado porque una cabeza de cilindro (16) está atornillada en la carcasa del elemento de amortiguación (14) en forma de cazo, e interactúa con el pistón (15), con estanqueidad dinámica, donde la profundidad de atornillado de la cabeza de cilindro (16) determina la fuerza de resorte del paquete de resortes Belleville (13).
- 30 6. Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador según la reivindicación 5, caracterizado porque la profundidad de atornillado de la cabeza de cilindro (16) en la carcasa del elemento de amortiguación (14) está asegurada mediante un elemento de aseguramiento (17) separable.
7. Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador según la reivindicación 5, caracterizado porque en la cabeza de cilindro (16) está dispuesta una perforación de conexión coaxial (18) para la conexión a la línea de presión (5) del circuito hidráulico (6).
8. Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador según la reivindicación 4, caracterizado porque el pistón (15) presenta una sección de vástago guía trasero (20) que se extiende a través de una escotadura central del paquete de resortes Belleville (13) y del lado del extremo distal es guiado en una perforación base guía (21) en el área de la base de la carcasa del elemento de amortiguación (14) en forma de cazo.
- 35 9. Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizado porque el espacio cilíndrico formado entre la cabeza de cilindro (16) y el pistón (15) almacena de forma intermedia un volumen de aceite de compensación de fuga de entre 0,3 y 1 cm³, preferentemente de entre 0,4 y 0,8 cm³ de aceite.
- 40 10. Sistema de frenado hidráulico pasivo sin acumulador según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizado porque el elemento de amortiguación (12) cargado por resorte está integrado en el área del depósito de un aparato hidráulico sin acumulador.

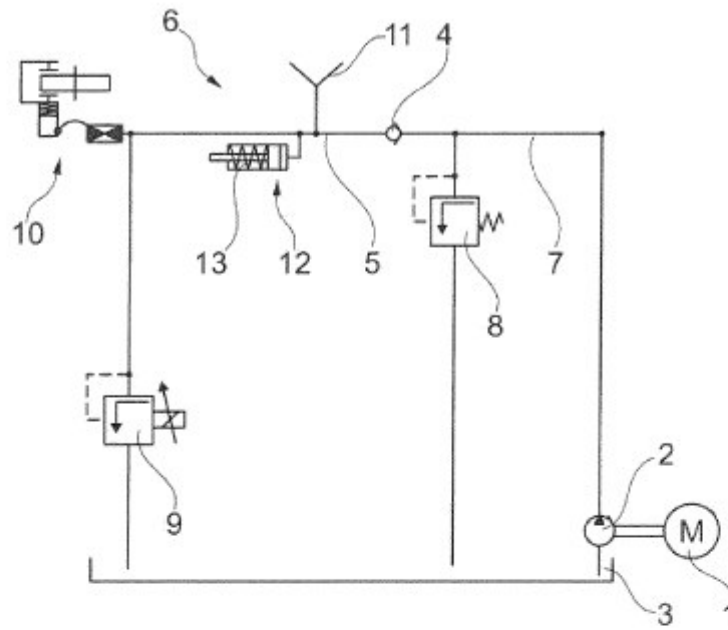


Fig. 1

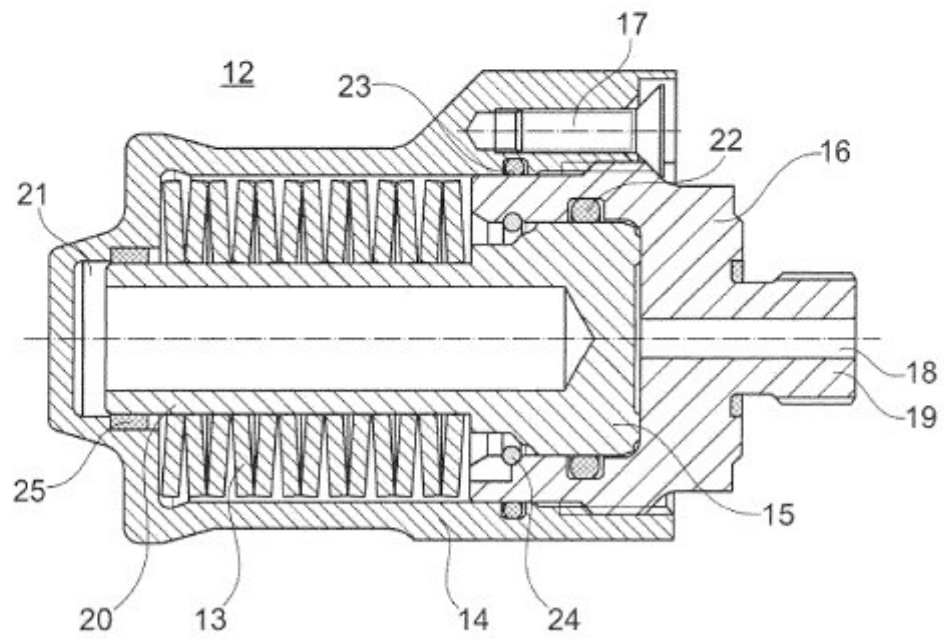


Fig. 2