(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 764 104 B1

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
07.10.1998 Patentblatt 1998/41

(21) Anmeldenummer: **95921774.6**

(22) Anmeldetag: **29.05.1995**

(51) Int. Cl.^{6}: **B61F 5/24**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP95/02039

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 95/34455 (21.12.1995 Gazette 1995/54)

(54) **QUERFEDERUNG FÜR EIN SCHIENENFAHRZEUG UND VERFAHREN ZUM STEUERN DER STELLUNG EINES SCHIENENFAHRZEUG-WAGENKASTENS**

TRANSVERSE SPRINGING FOR A RAIL VEHICLE AND METHOD OF CONTROLLING THE ORIENTATION OF A RAIL-VEHICLE BODY BY SUCH SPRINGING

SUSPENSION TRANSVERSALE POUR VEHICULE SUR RAILS ET PROCEDE DE REGLAGE DE LA POSITION D'UNE CAISSE DE WAGON DE VEHICULE SUR RAILS

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FR GB IT LI NL SE

(30) Priorität: **10.06.1994 DE 4420367**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
26.03.1997 Patentblatt 1997/13

(73) Patentinhaber:
Waggonfabrik Talbot GmbH & Co.KG
52070 Aachen (DE)

(72) Erfinder:
- **DÜSING, Manfred**
  D-52070 Aachen (DE)
- **JAKOB, Jürgen**
  D-52072 Aachen (DE)
- **LÜ, Yuan**
  D-52124 Herzogenrath (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 542 386
WO-A-92/20559
FR-A- 2 689 476

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 0 764 104 B1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Querfederung für ein Schienenfahrzeug und auf ein Verfahren zum Steuern der Stellung eines Schienenfahrzeug-Wagenkastens mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Vorrichtungsanspruchs 1 bzw. des Verfahrensanspruchs 8. Eine bekannte Querfederung (EP 0 592 387 A1) mit diesen Merkmalen basiert auf einer Druckausgleichsregelung, bei der die aktiven, fluidgestützten Querfedern in Abhängigkeit vom Querweg y des Wagenkastens gegenüber dem Drehgestellrahmen über Druckregelventile mit einem vorgegebenen Solldruck aus einer Druckquelle beaufschlagt werden. Der Solldruck ist also dort eine Funktion der Wagenkastenauslenkung in y-Richtung.

Zur Minimierung des Luftverbrauchs wird der Wagenkasten nicht in eine bestimmte Position gebracht, insbesondere nicht in seine Mittellage rückgestellt. Statt dessen soll bei normaler Bogenfahrt des Schienenfahrzeugs ein Anlaufen an die harte Zusatz- oder Notfederung vermieden werden. Die Kennlinie der Querfederung bleibt trotz Druckerhöhung immer noch weicher als die (Gummi-)Zusatzfederung, so daß der Fahrkomfort beträchtlich erhöht werden kann. Gleichwohl kann aus Sicherheitsgründen nicht ganz auf die Zusatzfederung verzichtet werden, da diese bei einem Ausfall der Druckregelung neben den Sekundärfedern die einzige verbleibende Querfederung darstellt.

Ein gewisser Nachteil dieser bekannten Querfederung ist deren relativ hoher Energiebedarf. Dieser entsteht durch die Notwendigkeit, in den aktiven Elementen bei allen Fahrzuständen, also auch bei Geradeausfahrt, ständig einen bestimmten Druck aufrecht zu erhalten, wobei andererseits ein ständiger dynamischer Druckabbau möglich sein muß, um die Querfederung nicht unzulässig gegen die dynamischen Querschwingungen kleiner Amplituden zu verhärten.

Mit der bekannten Querfederung kann eine Wagenkasten-Neigungssteuerung, mit der die regelmäßig zu fahrenden Bogengeschwindigkeiten angehoben werden können, nicht unterstützt werden, weil bei hohen Fliehkräften in stationärer Bogenfahrt bald die Druckerhöhung auf der bogenaußenseitigen Querfederseite einsetzt. Zum Neigen eines Fahrzeugs nach bogeninnen ist jedoch eine gewisse Querverlagerung des Wagenkastens gegenüber dem Fahrgestell erwünscht, damit das Lichtraumprofil eingehalten wird und ggf. die Höhe des Wankpols optimiert werden kann.

Als Wankpol bezeichnet man die in Fahrzeuglängsrichtung liegende, in Z- und ggf. auch Y-Richtung lageveränderliche Achse, um die sich der Wagenkasten momentan dreht, wenn er in einen Bogen hineingeneigt wird.

Insbesondere wird durch die besagte Querverschiebung des Wagenkastens nach kurvenaußen der Wankpol gegenüber einer konventionellen starren Drehzapfen-Querfeder-Anordnung nach oben verschoben. Damit wird einerseits die fahrzeugseitige Einhaltung des Lichtraum-Streckenprofils sichergestellt und andererseits der Einfluß von Querbeschleunigungen aus der aktiven Neigungssteuerung auf das Wohlbefinden der Fahrgäste minimiert.

Bei einer weiteren bekannten aktiven Querfederung (DE 42 16 727 A1) sind zur Begrenzung der Amplituden von Querschwingungen von Schienenfahrzeugen vor allem im Haltestellenbereich bei hohem Strecken-Fahrkomfort einfachwirkende Nehmerzylinder zwischen dem Wagenkasten und dem Fahrgestell gegeneinander arbeitend liegend angeordnet, deren Arbeitskammern jeweils mit einem hydropneumatischen Federelement sowie mit einem angetriebenen Geberzylinder kommunizieren. Mittels des letzteren kann der hydraulische Druck in den Nehmerzylindern bedarfsweise gesteuert, insbesondere erhöht werden, um die den Wagenkasten auf die Fahrgestellmitte zentrierende Kraft zu erhöhen und auf der Federseite eine höhere Vorspannung bzw. Federsteifigkeit einzustellen. Die Federelemente können eine progressive Kraft-Weg-Kennlinie haben.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ausgehend vom eingangs erörterten Stand der Technik eine aktive Querfederung für Schienenfahrzeuge anzugeben, mit der auch bei gewollten Querauslenkungen des Wagenkastens bei stationärer Bogenfahrt dynamische Störungen mit geringen Schwingungsamplituden von einer weichen Federcharakteristik ausgeglichen werden können. Auch soll ein Verfahren zur aktiven Steuerung der Stellung eines Wagenkastens mittels einer solchen Querfederung angegeben werden.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den kennzeichnenden Merkmalen des Vorrichtungsanspruchs 1 und des Verfahrensanspruchs 8 gelöst. Die Merkmale der sich jeweils an die unabhängigen Ansprüche anschließenden Unteransprüche geben vorteilhafte Weiterbildungen der Vorrichtung bzw. des Verfahrens an.

Mit der erfindungsgemäßen Querfederung werden weitere Vorteile erreicht:

Man kann die Mittellage der weichen Querfedersteifigkeit jetzt bei stationärer Bogenfahrt entsprechend der seitlichen Auslenkung des Wagenkastens aus der Drehgestellmitte bedarfsgerecht nach kurvenaußen verschieben, so daß die dynamischen Querschwingungen geringer Amplituden, die z. B. durch Gleisunebenheiten angeregt werden, weiterhin wie bei Geradeausfahrt weich abgefedert werden.

Ein zweiter Vorteil besteht in der Möglichkeit, bei einem mit aktiver Neigungssteuerung ausgestatteten Fahrzeug die Lage des Wankpols beeinflussen zu können.

Schließlich ist der Energiebedarf der erfindungsgemäßen Lösung geringer als beim Stand der Technik, weil bei Geradeausfahrt keine Fluidzufuhr zu den Antriebselementen notwendig ist. Wenn durch dynamische Querschwingungen Fluid aus den Antriebselementen verdrängt wird, gelangt dieses nicht in den

Rücklauf, sondern wird in den Speicherelementen gepuffert.

Weitere Einzelheiten und Vorteile des Gegenstands der Erfindung gehen aus der Zeichnung eines Ausführungsbeispiels und deren sich im folgenden anschließender eingehender Beschreibung hervor.

Es zeigen

Figur 1 eine Prinzipskizze einer aktiven Querfederung in einem Schienenfahrzeug-Drehgestell,

Figur 2 eine Ausführung des in Fig. 1 als "blackbox" dargestellten hydraulischen Steuerblocks.

Ein Wagenkasten 1 ist gemäß **Fig. 1** gegenüber einem nur durch einen Querträger 2 angedeuteten Fahrgestell, z. B. einem Drehgestellrahmen, in Querrichtung über einen Mitnehmer 3 und daran angelenkte Kolbenstangen 4a, 4b eines rechten Antriebs 5 und eines linken Antriebs 6 abgestützt. Der Mitnehmer 3 kann als Drehzapfen in der Hochachse der Schwenkbewegungen des Drehgestells liegen.
Die vorhandene Sekundärfederung und -dämpfung zwischen dem Wagenkasten und dem Fahrgestell ist hier zur Vereinfachung nicht dargestellt.

Die Antriebe 5 und 6 sind als liegende, doppeltwirkende Differential-Hubzylinder mit je zwei Arbeitskammern ausgeführt und an dem Querträger 2 gelenkig so befestigt, daß das Einfedern des Wagenkastens in der Sekundärfederung und das Ausdrehen des Fahrgestells bei Bogenfahrt nicht behindert wird.

Ihre Arbeitskammern sind durch Leitungen 7 bzw. 8 überkreuz miteinander verbunden und sind so paarweise an zwei getrennte Systemzweige A, B angeschlossen. Die Wirkungsflächen der Hubzylinder sind in der Summe in beiden Bewegungsrichtungen gleich. Jeder der beiden Systemzweige A und B kommuniziert -über ein schaltbares oder proportional steuerbares Ventil V1 bzw. V2- mit einem hydropneumatischen Speicherelement 9 bzw. 10. Letztere sind luftseitig vorgespannt, indem der hydraulische Systemdruck selbsttätig ständig oberhalb eines Mindestlevels gehalten wird.
Die Luftvolumina der Speicherelemente stellen eine relativ weiche Querfederung dar, auf die der Wagenkasten über das hydraulische System abgestützt ist. Querkomponenten aus der Sekundärfederung können noch hinzukommen.
Abweichend von der hier vereinfachten Darstellung kann in jedem Systemzweig mehr als ein Speicherelement vorgesehen werden, damit man auch die Querfederkonstante z. B. durch Zu- und Wegschalten eines weiteren Volumens beeinflussen kann.

Ferner kann die Antriebseinrichtung abweichend von der hier gewählten Darstellung auch mit nur einem Gleichgangzylinder anstelle der beiden doppeltwirkenden Zylinder 5 und 6 arbeiten, dessen beide Arbeitskammern dann jeweils an einen der Systemzweige A bzw. B angeschlossen werden. Zwar hätte man damit einen geringeren Bauteileaufwand, jedoch ist der relativ voluminöse und wegen der beidseitigen Kolbenstange lange Gleichlaufzylinder im beengten Drehgestell-Einbauraum schlechter unterzubringen als die bevorzugte geteilte Anordnung.

Bei jeder Bewegung der Kolbenstangen 4a und 4b, die gegen die Querfederkraft aus der dargestellten kraftneutralen Mittellage aufgrund von auf den Wagenkasten 1 einwirkenden Querkräften abweicht, wird in beiden Systemzweigen A, B ein Flüssigkeitsvolumen über die beiden Leitungen 7 und 8 verschoben.
Z. B. wird bei einer Kolbenbewegung nach links (z. B. beim Einlauf in eine Rechtskurve, wenn man in Fahrtrichtung auf die Figur blickt) aus beiden linken Arbeitskammern der Antriebe 5 und 6 Volumen verdrängt und der Innendruck in dem linken Speicherelement 9 erhöht. Andererseits vergrößert sich das Volumen der beiden rechten Arbeitskammern, wobei aus dem rechten Speicherelement 10 durch Druckabsenkung nachgefüllt wird.

Die Speicherelemente 9 und 10 puffern dabei auch die Differenzen zwischen den verdrängten Volumina der kommunizierenden Arbeitskammern. Die Kolbenstangen sind also durch Hin- und Herschieben der hydraulischen Kammerfüllung gegen Federkraft beweglich. Das gilt auch bei einem eventuellen Ausfall des Druckerzeugers.

Strömungswiderstände in den Leitungen 7 und 8 sowie in den Ventilen verursachen eine auslegungsabhängige Bewegungsdämpfung. Z. B. könnte man ein Drossel- oder Dämpferventil vorsehen. Man wird ggf. auf einen separaten, in konventionellen Fahrgestellen vorzusehenden Querdämpfer verzichten können, wenn es gelingt, dessen Wirkung auf die hydraulische Stütze der hier beschriebenen hydropneumatischen Querfederung zu verlagern.

Mit "Y/U" näher bezeichnet, ist an der Kolbenstange 4 auch ein Weggeber 11 vorgesehen, der jede Querbewegung des Mitnehmers 3 bzw. der Kolbenstange 4a und/oder 4b (also in Y-Richtung, wenn die Fahrtrichtung die X- und die Höhe de Z-Richtung ist) in ein Spannungssignal U umsetzt. Der hier nur der Übersichtlichkeit halber herausgezeichnete Weggeber 11 wird vorzugsweise in den hydraulischen Antrieb integriert. Sein elektrisches Bewegungs- oder Stellungssignal wird einem Regler 12 als Ausgangs- oder Istgröße der Querverschiebung des Wagenkastens zugeführt. Das Regle-Ausgangssignal wiederum gelangt an einen mit verschiedenen Ventilen (Fig. 2) bestückten hydraulischen Steuerblock 13. Dieser ist hydraulisch zwischen die Leitungen 7 und 8 und eine Hochdruckpumpe 14 nebst einem Rücklauf 15 und Hydraulikreservoir 16 geschaltet. Die Pumpe ist z. B. für einen Lieferdruck von 210 bar auszulegen.

Der Regler 12 ist für eine aktive Beeinflussung der kraftneutralen Mittellage der Querfederung vorgesehen, wie später noch näher erörtert wird. Bei Bedarf kann er auch weitere Eingänge für druckanaloge Signale

haben, mit denen der hydraulische Systemdruck in den Systemzweigen A und B durch geeignete -hier nicht gezeigte- Drucksensoren übermittelt wird.

Zur Ergänzung der Querfederung um eine weitere Funktion kann noch ein weiterer Regler 17 vorgesehen werden, dessen Ausgangssignal -selbstverständlich über Verstärker- die beiden Ventile V1 und V2 zu steuern hat. Wie hier durch die Schaltsymbole angedeutet ist, kann mit dieser Einrichtung durch Ventilbetätigung die hydraulische Dämpfung der Kolbenstangenbewegung einstufig oder auch proportional geändert werden, indem von der gezeigten Ruhestellung, in der die Ventile V1 und V2 ohne Drosselwirkung sind, in einem oder mehreren Schritten auf eine stärkere Drosselung des Durchflusses zwischen den Arbeitskammern der Antriebe 5 und 6 und den Speicherelementen 7 und 8 umgeschaltet wird.
Die Ventile V1 und V2 werden normalerweise stets gemeinsam gesteuert. Prinzipiell könnte die Einrichtung auch mit nur einem dieser Ventile arbeiten, da der andere Systemzweig über die Kolbenstangen 4a und 4b zwangsgekoppelt ist.

Der Dämpfungsgrad wird dabei in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit, der Fahrzeug-Zuladung und der Streckensituation (Gerade oder Bogen), ggf. entsprechend der gegebenen Gleislage, eingeregelt. Eingangssignale dieses Reglers 17 können neben dem Weg (Y/U) der Kolbenstangen deren Geschwindigkeit dy/dt und Beschleunigung d^2y/dt^2 sein, ggf. auch gespeicherte oder vom Fahrweg abgelesene Streckendaten (Gleisradien, Gleisqualität).

Wie man in **Fig. 2** erkennt, umfaßt der Steuerblock 13 vorzugsweise ein Proportional-Steuerventil 18, dessen Stellungen vom Regler 12 einstellbar sind. Es beherrscht die Verbindungen zwischen den beiden Systemzweigen A, B einerseits und dem Pumpenanschluß P und dem Rücklaufanschluß T andererseits.
In seiner nicht aktivierten Ruhestellung (z. B. bei Geradeausfahrt) sind die besagten Verbindungen geschlossen. Diese Stellung stellt sich selbsttätig auch bei einem Ausfall der elektronischen Steuerung ein. Wenn hingegen bei aktiviertem Steuerventil ein Systemzweig mit der Pumpe verbunden ist, kann gleichzeitig aus dem anderen Systemzweig Druck zum Rücklauf hin abgebaut werden.
Getrennt für jeden Systemzweig ist dem Steuerventil 18 ein Rückschlagventil 19 und anti-parallel dazu ein druckschaltbares Stützventil 20 (vom Eingangsdruckgeschaltet; funktionell ein Druckbegrenzer) mit einstellbarer Schaltschwelle nachgeschaltet, wobei das jeweilige Rückschlagventil Hydraulikflüssigkeit nahezu ungehindert von der Pumpe 14 in den nachgeschalteten Systemzweig einströmen läßt, während das Stützventil eine Strömung vom Systemzweig zum Rücklauf nur oberhalb eines vorbestimmbaren Druckhiveaus im Systemzweig ermöglicht. Schon mit dieser Anordnung wird verhindert, daß das Druckniveau in den beiden Systemzweigen unter einen zulässigen Mindestwert abfällt.

Parallel zu den Stützventilen 20 ist zusätzlich eine Druckhalteeinrichtung 21 (vom Ausgangsdruck geschaltet; z. B. ein Druckreduzierventil) direkt zwischen den Zulauf P und beide Systemzweige A, B geschaltet, über die bei laufender Pumpe bzw. anstehendem Hochdruck ständig ein Mindestüberdruck in beide Systemzweige geliefert wird. Durch Rückschlagventile 22 wird eine Rückströmung über diese Leitung verhindert, die sonst durch systemzweigseitige dynamische Druckspitzen oberhalb des Lieferdrucks verursacht werden könnte. Auch stellen die Rückschlagventile 22 die Trennung der beiden Systemzweige sicher.

Schließlich umfaßt der Steuerblock 13 noch ein zwischen den beiden Systemzweigen A und B angeordnetes Kurzschlußventil 23, das in seiner Ruhestellung geschlossen ist, jedoch in Arbeitsstellung einen gedrosselten direkten Druckausgleich zwischen den beiden Systemzweigen ermöglicht. Dieses Ventil wird bei Geradeausfahrt aktiviert, um die Querfedersteifigkeit weiter zu vermindern.

Im folgenden wird die Funktion des Reglers 12 und des Steuerblocks 13 gemäß dem erfindungsgemäßen Steuerverfahren kurz umrissen:

Die Regelung folgt einem vorgegebenen gewünschten Mittelwert y_{soll} der Wagenkastenquerbewegung y als Eingangssignal bzw. Führungsgröße, der von einem nicht dargestellten Sollwertgeber erzeugt wird. Bei Geradeausfahrt ist der gewünschte Mittelwert gleich null, d. h. der Wagenkasten soll nach Möglichkeit nicht aus der zentrierten Mittellage ausweichen. Dynamische Querschwingungen kleiner Amplituden werden durch die nicht dargestellten Sekundärfedern sowie durch die hydropneumatischen Speicherelemente 9 und 10 mit niedriger Federsteifigkeit und bedarfsgerechter Dämpfung abgefedert. Im Gleisbogen ist der gewünschte Mittelwert y_{soll} hingegen von der aktuellen Querbeschleunigung und dem Lichtraumprofil abhängig. Letzteres schränkt bekanntlich außer dem statischen Fahrzeugumriß auch die erlaubte Querauslenkung des Wagenkastens ein, um Kollisionen mit nahe dem Gleis befindlichen Gegenständen bzw. mit Fahrzeugen im Nachbargleis zu verhindern.

Der Regler hat solche Regelabweichungen zwischen y_{soll} und y zu minimieren, die über einen vordefinierten Schwellwert hinausgehen. Der Schwellwert muß natürlich größer sein als die Amplitude der erwähnten dynamischen Querschwingungen. Durch die Rückführung des Wertes y zum Regler wird sichergestellt, daß die maximal zulässige Seitenabweichung des Wagenkastens nicht überschritten werden kann.

Die Regelung arbeitet mit der Erhöhung des hydraulischen Systemdrucks in einem der Systemzweige bzw. einem der beiden kommunizierenden Paare von Arbeitskammern. Zu diesem Zweck wird das Steuerventil 18 im Steuerblock 13 so geschaltet, daß die Hochdruckpumpe 14 den entsprechenden System-

zweig beliefern kann. Sollte dabei im anderen Systemzweig der Druck über die Schaltschwelle des jeweiligen Druckregulierventils ansteigen, so wird sich dieses zum Rücklauf hin öffnen.

Sollen sich z. B. die Kolbenstangen 4a/4b nach rechts bewegen, um die Istgröße y dem Sollwert nachzuführen, so muß die Pumpe 14 mit dem Systemzweig B bzw. der Leitung 8 verbunden werden.
Um dabei eine übermäßige Druckerhöhung im Speicherelement 10 zu verhindern, wird gleichzeitig die Leitung 7 mit dem Rücklauf verbunden. Da sich der Wagenkasten in Querrichtung auch nach dem Querverschub weiterhin auf die weichen Speicherelemente 9 und 10 abstützt, bleibt aber die effektive Steifigkeit der Querfederung relativ weich, wenn auch wegen der Erhöhung des Systemdrucks nicht so weich wie bei Geradeausfahrt. Bei einer Kolbenstangenbewegung nach links wird der Ablauf umgekehrt.

Ein bedeutender Effekt der Querverlagerung des Mitnehmers ist -wie an sich bekanntderen Einfluß auf die Höhe des Wankpols, wenn das Fahrzeug mit einer aktiven Neigeeinrichtung ausgestattet ist. Gegenüber einem System mit in Querrichtung nur im Umfang des Federspiels beweglichem Mitnehmer und entsprechend niedriger Wankpolhöhe wird durch die erfindungsgemäß mögliche Verschiebung des Mitnehmers nach bogenaußen die Wankpolhöhe merklich vergrößert. Das ist auch anzustreben, damit die Fahrgäste die aus der aktiven Neigung resultierenden Querbewegungen nicht so deutlich wahrnehmen. Bevorzugt sollte der Wankpol also in Höhe der Passagiersitze liegen.

Patentansprüche

1. Querfederung für ein Schienenfahrzeug, umfassend

   - Federelemente, die einen Wagenkasten (1) des Schienenfahrzeugs bezüglich eines ihn tragenden Fahrgestells (2) gegen seitliche Auslenkungen ausgehend von einer insbesondere bei Geradeausfahrt vorliegenden Mittellage abfedern,
   - mit Strömungsmitteln betriebene Arbeitselemente (5, 6) zum Aufbringen von Kräften zwischen dem Wagenkasten und dem Fahrgestell, die an zwei unabhängige Systemzweige (A, B) angeschlossen sind und deren Drücke mittels eines Reglers (12) und eines Druckerzeugers (14) veränderbar sind,
   - einen Weggeber (11) zur Erzeugung eines dem Regler zuzuführenden Signals der Abweichung des Wagenkastens aus seiner Mittellage gegenüber dem Fahrgestell,

   dadurch gekennzeichnet, daß
   - die Federelemente der Querfederung als federfähige Speicherelemente (9 bzw. 10) ausgebildet sind, von denen je mindestens eines mit jedem der unabhängigen Systemzweige (A bzw. B) fluidisch kommuniziert und
   - die Arbeitselemente als Antriebe (5 und 6) betreibbar sind, wobei ein Ventilsteuerblock (13) durch den Regler (12) zum wahlweisen Verbinden der beiden Systemzweige (A bzw. B) mit dem Druckerzeuger (Pumpe 14) aktivierbar ist, um die Auslenkung des Wagenkastens durch zumindest einseitige Druckänderung in den Antrieben (5 und 6) auf eine von den Speicherelementen (9 bzw. 10) abgefederte, durch einen Sollwertgeber in Abhängigkeit von momentanen Fahrzuständen vorgebbare Soll-Auslenklage einzustellen.

2. Querfederung nach Anspruch 1,
   dadurch gekennzeichnet,
   daß zwei doppeltwirkende Antriebe (5 und 6) mit paarweise überkreuz verbundenen Arbeitskammern vorgesehen sind, wobei jedes Paar von Arbeitskammern getrennt an einen der Systemzweige (A bzw. B) mit einer Verbindungsleitung (7 bzw. 8) zu je einem der Speicherelemente (9 bzw. 10) und an einen hydraulischen Steuerblock (13) angeschlossen ist.

3. Querfederung nach Anspruch 2,
   dadurch gekennzeichnet,
   daß die beiden Antriebe (5 und 6) jeweils über eine Kolbenstange (4a bzw. 4b) mit dem Wagenkasten gelenkig verbunden sind, und
   daß der Weggeber (11) in einen der Antriebe integriert ist und den Weg der Kolbenstange gegenüber dem am Fahrgestell (Querträger 2) angelenkten Antrieb erfaßt.

4. Querfederung nach Anspruch 2 oder 3,
   dadurch gekennzeichnet,
   daß die beiden Antriebe (5 und 6) als Differentialhubzylinder ausgeführt sind, wobei jeweils die kolbenstangenseitige Arbeitskammer eines Hubzylinders mit der kolbenstangenlosen Arbeitskammer des anderen Hubzylinders verbunden ist.

5. Querfederung nach einem der vorstehenden Ansprüche,
   dadurch gekennzeichnet,
   daß in einer Verbindungsleitung (7 bzw. 8) aus einem Systemzweig zu mindestens einem der Speicherelemente (9 bzw. 10) ein Strömungswiderstand vorgesehen ist.

6. Querfederung nach Anspruch 5,
   dadurch gekennzeichnet,
   daß der Strömungswiderstand durch mindestens ein schalt- oder steuerbares Ventil (V1 bzw. V2) mit stellungsabhängig veränderlicher Drosselwirkung zuschaltbar ist, das durch einen Regler (17) in

Abhängigkeit von einer oder mehreren der Größen Querverschiebung (y), Quergeschwindigkeit (dy/dt) und Querbeschleunigung (d^2y/dt^2) des Wagenkastens (1) gegenüber dem Fahrgestell (Querträger 2) und/oder von Daten des Streckenverlaufs steuerbar ist.

7. Querfederung nach einem der vorstehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
daß ein schaltbares Ventil (23) zur Herstellung einer fluidischen Verbindung zwischen den beiden getrennten Systemzweigen (A bzw. B) vorgesehen ist.

8. Verfahren zum Steuern der Stellung eines Schienenfahrzeug-Wagenkastens gegenüber einem diesen tragenden Fahrgestell mittels einer Querfederung, die umfaßt

- Speicherelemente, insbesondere hydropneumatischer Bauart, zum elastischen Abstützen des Wagenkastens quer zur Fahrtrichtung gegenüber dem Fahrgestell, die ausgehend von einer jeweiligen Schwingungsmittellage dynamische Schwingungsanteile beidseits einer kraftneutralen Position weich abfedern, sowie
- mit den Speicherelementen hydraulisch kommunizierende hydraulische Antriebe mit durch eine Steuerung veränderlichem Innendruck,

dadurch gekennzeichnet,
daß in Gleisbögen mittels der hydraulischen Antriebe die Schwingungsmittellage des Wagenkastens gegenüber dem Fahrgestell und die kraftneutrale Position der elastischen Mittel quer zur Fahrtrichtung durch Steuerung des Innendrucks der hydraulischen Antriebe nach bogenaußen verstellt werden, wobei der tatsächliche Weg (y) der Schwingungsmittellage entsprechend einem vorgegebenen oder berechneten Mittelwert (y_{soll}) der Wagenkastenquerverschiebung nachgeführt wird,.

9. Verfahren nach Anspruch 8,
dadurch gekennzeichnet,
daß als Antriebe zwei doppeltwirkende hydraulische Hubzylinder mit überkreuz kommunizierenden Arbeitskammern vorgesehen sind, die sich zwischen dem Wagenkasten und dem Fahrgestell erstrecken, aufgrund eines Meßwerts der aus einer Querkraft resultierenden Querauslenkung des Wagenkastens durch einen Regler zu einer Verschiebung ihres Anlenkpunkts am Wagenkasten in Richtung der wirkenden Querkraft aktiviert werden, wobei die Speicherelemente die verdrängten Volumina puffern.

10. Verfahren nach Anspruch 8 oder 9,
dadurch gekennzeichnet,
daß in Abhängigkeit von einer oder mehreren der Größen Querverschiebung (y), Quergeschwindigkeit (dy/dt) und Querbeschleunigung (d^2y/dt^2) des Wagenkastens gegenüber dem Fahrgestell und/oder von im Fahrzeug verfügbaren oder erfaßten Daten des Streckenverlaufs eine Änderung des Strömungswiderstands zwischen den hydraulischen Antrieben und den Speicherelementen gesteuert wird.

Claims

1. Transverse suspension for a rail vehicle, comprising

- spring elements which provide spring support for a wagon body (1) of the rail vehicle in relation to a chassis (2), which carries it, against lateral deflections, starting from a central position which prevails, in particular, when travelling straight ahead,
- operating elements (5,6) driven by flow means for imposing forces between the wagon body and the chassis, which elements are connected to two independent system branches (A,B) and whose pressures can be varied by means of a controller (12) and a pressure generator (14),
- a position indicator (11) to generate a signal, to be fed to the controller, for the deviation of the wagon body from its central position in relation to the chassis,

characterized in that

- the spring elements of the transverse suspension are configured as storage elements (9 and 10) which are capable of springing and at least one of which communicates fluidically with each of the independent system branches (A and B) and
- the operating elements can be driven as drives (5 and 6), it being possible for a valve control block (13) to be activated by the controller (12) for the selective connection of the two system branches (A and B) to the pressure generator (pump 14) in order to adjust the deflection of the wagon body by means of an at least one-sided pressure change in the drives (5 and 6) to a desired deflection position which is supported in a sprung manner by the storage elements (9 and 10) and can be predetermined by a desired-value indicator as a function of the instantaneous driving states.

2. Transverse suspension according to Claim 1, characterized in that two dual-action drives (5 and 6) with operating chambers connected diagonally in pairs are provided, each pair of operating chambers

being connected separately to one of the system branches (A and B), with a connection line (7 or 8) in each case to one of the storage elements (9 or 10), and to a hydraulic control block (13).

3. Transverse suspension according to Claim 2, characterized in that the two drives (5 and 6) are each connected in an articulated manner to the wagon body by means of a piston rod (4a and 4b), and in that the position indicator (11) is incorporated into one of the drives and records the path of the piston rod in relation to the drive attached to the chassis (crossmember 2).

4. Transverse suspension according to Claim 2 or 3, characterized in that the two drives (5 and 6) are designed as differential lifting cylinders, the piston rod-side operating chamber of one lifting cylinder being connected in each case to the operating chamber, without a piston rod, of the other lifting cylinder.

5. Transverse suspension according to one of the preceding claims, characterized in that a flow resistor is provided in a connection line (7 or 8) from one system branch to at least one of the storage elements (9 or 10).

6. Transverse suspension according to Claim 5, characterized in that the flow resistor can be connected by means of at least one switchable or controllable valve (V1 or V2) with a throttle effect which can be varied as a function of the setting, which valve can be controlled by means of a controller (17) as a function of one or more of the parameters transverse displacement (y), transverse velocity (dy/dt) and transverse acceleration (d^2y/dt^2) of the wagon body (1) in relation to the chassis (crossmember 2) and/or data of the course of the route.

7. Transverse suspension according to one of the preceding claims, characterized in that a switchable valve (23) is provided to produce a fluidic connection between the two separate system branches (A and B).

8. Method of controlling the position of a rail vehicle wagon body in relation to a chassis, which carries the latter, by means of a transverse suspension which comprises

- storage elements, in particular of a hydropneumatic design, for the elastic support of the wagon body transversely to the direction of travel in relation to the chassis, which elements, starting from a respective central position of oscillation, provide soft sprung support for dynamic oscillation proportions on both sides of a force-neutral position, and
- hydraulic drives which communicate hydraulically with the storage elements with an internal pressure which can be varied by means of a control,

characterized in that the central position of oscillation of the wagon body in relation to the chassis is adjusted in curves in the track by means of the hydraulic drives, and the force-neutral position of the elastic means transversely to the direction of travel is adjusted towards the outside of the curve by control of the internal pressure of the hydraulic drives, the actual path (y) of the central position of oscillation being readjusted in accordance with a predetermined or calculated mean value (y_{des}) of the transverse displacement of the wagon body.

9. Method according to Claim 8, characterized in that two dual-action hydraulic lifting cylinders with operating chambers communicating diagonally are provided as drives, extend between the wagon body and the chassis, and are activated based on a measurement of the transverse deflection of the wagon body resulting from a transverse force by means of a controller to displacement of their attachment point to the wagon body in the direction of the active transverse force, the storage elements buffering the displaced volumes.

10. Method according to Claim 8 or 9, characterized in that a change in the flow resistance between the hydraulic drives and the storage elements is controlled as a function of one or more of the parameters transverse displacement (y), transverse velocity (dy/dt) and transverse acceleration (d^2y/dt^2) of the wagon body in relation to the chassis and/or as a function of data available in the vehicle or recorded on the course of the route.

Revendications

1. Suspension transversale pour véhicule sur rail, comprenant

- des éléments faisant ressort, qui suspendent sur ressort une caisse de wagon (1) du véhicule sur rail par rapport à un bogie (2) qui la porte, à l'encontre de déviations latérales à partir d'une position médiane se présentant en particulier lors d'un déplacement en ligne droite,
- des éléments de travail (5, 6) actionnés par des moyens hydrauliques, servant à appliquer des forces entre la caisse de wagon et le bogie, qui sont raccordés à deux branches indépendantes (A, B) du système et dont les pressions

sont modulables au moyen d'un régulateur (12) et d'un générateur de pression (14),

- un capteur de position (11) destiné à produire un signal à acheminer au régulateur, indiquant l'écartement de la caisse de wagon de sa position médiane par rapport au bogie, caractérisée en ce que
- les éléments faisant ressort de la suspension transversale sont formés en tant qu'éléments accumulateurs (9 ou 10) à effet ressort, dont l'un au moins communique par voie fluide avec chacune des branches indépendantes (A ou B) du système et
- les éléments de travail peuvent fonctionner en tant que mécanismes d'entraînement (5 et 6), un bloc de commande de soupapes (13) étant activable par le régulateur (12) pour le raccordement sélectif des deux branches (A ou B) du système au générateur de pression (pompe 14), afin d'ajuster la déviation de la caisse de wagon, par une modification au moins unilatérale de la pression dans les mécanismes d'entraînement (5 et 6), à une position de déviation de consigne suspendue sur ressort par les éléments accumulateurs (9 ou 10), prédéterminable par un élément d'affichage de la valeur de consigne en fonction des caractéristiques de déplacement instantanées.

2. Suspension transversale selon la revendication 1, caractérisée en ce qu'on prévoit deux mécanismes d'entraînement à double effet (5 et 6) avec des chambres de travail reliées par paires et en croix, chaque paire de chambres de travail étant raccordée séparément à l'une des branches (A ou B) du système par le biais d'une ligne de raccordement (7 ou 8) respectivement à l'un des éléments accumulateurs (9 ou 10) et à un bloc de commande hydraulique (13).

3. Suspension transversale selon la revendication 2, caractérisée en ce que les deux mécanismes d'entraînement (5 et 6) sont raccordés chacun de manière articulée, par une tige de piston (4a ou 4b) à la caisse de wagon, et en ce que le capteur de position (11) est intégré à l'un des mécanismes d'entraînement et détermine la course de la tige de piston par rapport au mécanisme d'entraînement articulé au bogie (traverse de caisse 2).

4. Suspension transversale selon la revendication 2 ou 3, caractérisée en ce que les deux mécanismes d'entraînement (5 et 6) sont réalisés sous forme de vérins hydrauliques différentiels, la chambre de travail du côté de la tige de piston d'un vérin hydraulique étant raccordée à chaque fois à la chambre de travail sans tige de piston de l'autre vérin hydraulique.

5. Suspension transversale selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisée en ce qu'on prévoit une résistance hydraulique dans une ligne de raccordement (7 ou 8) allant d'une branche du système à au moins l'un des éléments accumulateurs (9 ou 10).

6. Suspension transversale selon la revendication 5, caractérisée en ce que la résistance hydraulique peut être mise en circuit par au moins une soupape commutable ou commandable (V1 ou V2) avec un effet d'étranglement variable dépendant de la position, la soupape étant commandable par un régulateur (17) en fonction de l'une ou plusieurs parmi la déviation transversale (y), la vitesse transversale (dy/dt) et l'accélération transversale (d^2y/dt^2) de la caisse de wagon (1) par rapport au bogie (traverse de caisse 2) et/ou en fonction des données de l'allure de la ligne de chemin de fer.

7. Suspension transversale selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisée en ce qu'on prévoit une soupape commutable (23) pour produire une liaison par voie fluide entre les deux branches (A ou B) séparées du système.

8. Procédé de commande de la position d'une caisse de wagon d'un véhicule sur rail par rapport à un bogie qui la porte, au moyen d'une suspension transversale qui comprend

- des éléments accumulateurs, en particulier d'un type hydropneumatique, servant au support élastique de la caisse de wagon transversalement à la direction d'avance par rapport au bogie, qui suspendent souplement sur ressort, à partir d'une position médiane d'oscillation respective, des portions soumises à des oscillations dynamiques de part et d'autre d'une position neutre du point de vue des forces, ainsi que
- des mécanismes d'entraînement hydrauliques, communiquant hydrauliquement avec les éléments accumulateurs et ayant une pression interne que l'on peut faire varier par le biais d'une commande, caractérisé en ce que dans des courbures des rails, la position médiane d'oscillation de la caisse de wagon par rapport au bogie et la position neutre, du point de vue des forces, des moyens élastiques sont ajustées, au moyen des mécanismes d'entraînement hydaruliques, vers l'extérieur de la courbe transversalement à la direction d'avance par la commande de la pression interne des mécanismes d'entraînement hydrauliques, la course effective (y) de la position médiane d'oscillation étant suivie en fonction d'une valeur moyenne préétablie ou calculée ($y_{cons.}$) de la déviation

transversale de la caisse de wagon.

9. Procédé selon la revendication 8, caractérisé en ce que l'on prévoit, en tant que mécanismes d'entraînement, deux vérins hydrauliques à double effet avec des chambres de travail communiquant en croix, qui s'étendent entre la caisse de wagon et le bogie, et qui sont activés, suite à une valeur de mesure de la déviation transversale de la caisse de wagon résultant d'une force transversale, par un régulateur pour obtenir un décalage de son point d'articulation à la caisse de wagon dans la direction de la force transversale appliquée, les éléments accumulateurs amortissant les volumes déplacés.

10. Procédé selon la revendication 8 ou 9, caractérisé en ce qu'en fonction d'une ou plusieurs parmi la déviation transversale (y), la vitesse transversale (dy/dt) et l'accélération transversale (d^2y/dt^2) de la caisse de wagon par rapport au bogie et/ou en fonction des données déterminées, ou disponibles dans le véhicule, de l'allure de la ligne de chemin de fer, une modification de la résistance hydraulique est commandée entre les mécanismes d'entraînement hydrauliques et les éléments accumulateurs.

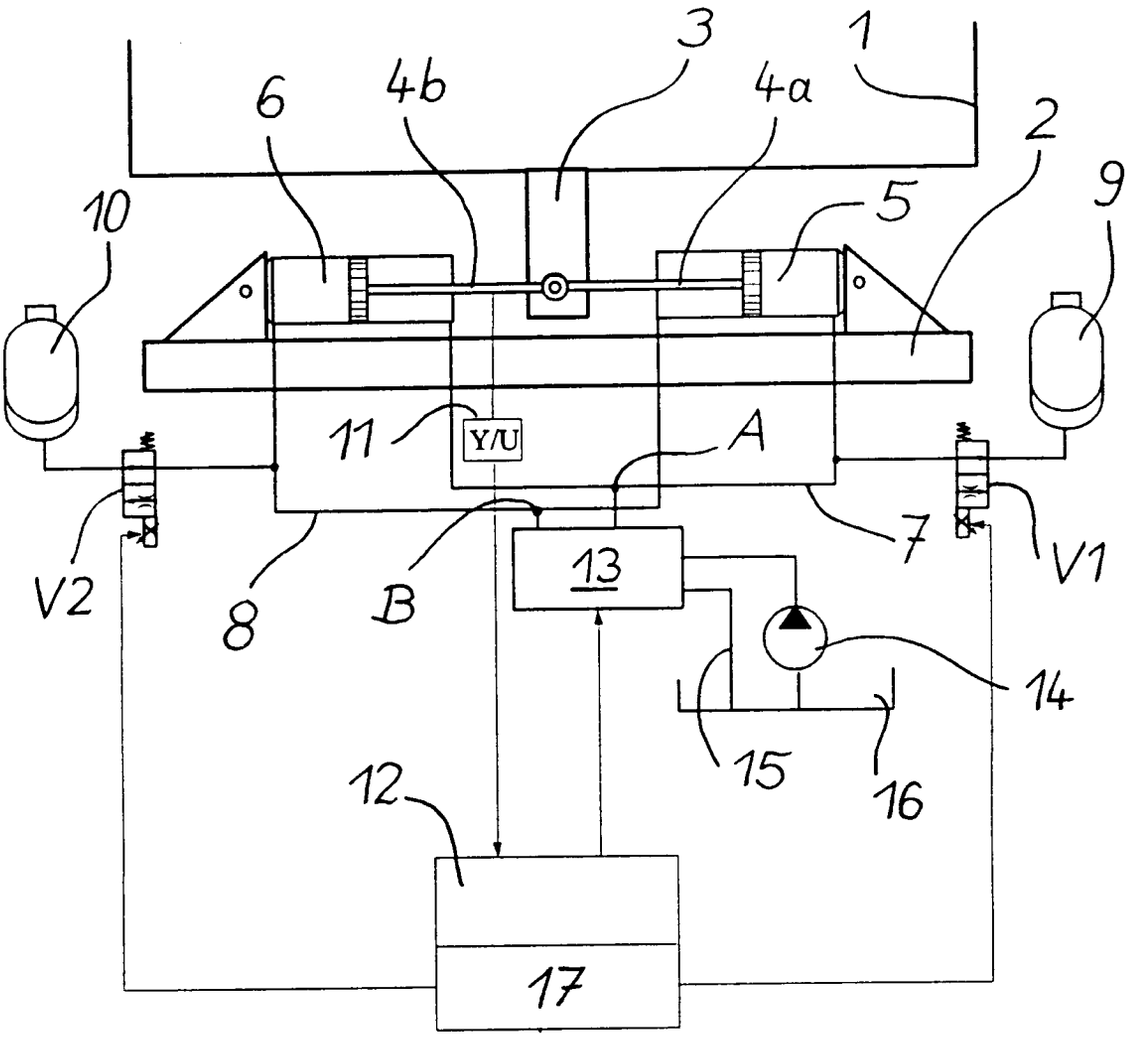


Fig. 1

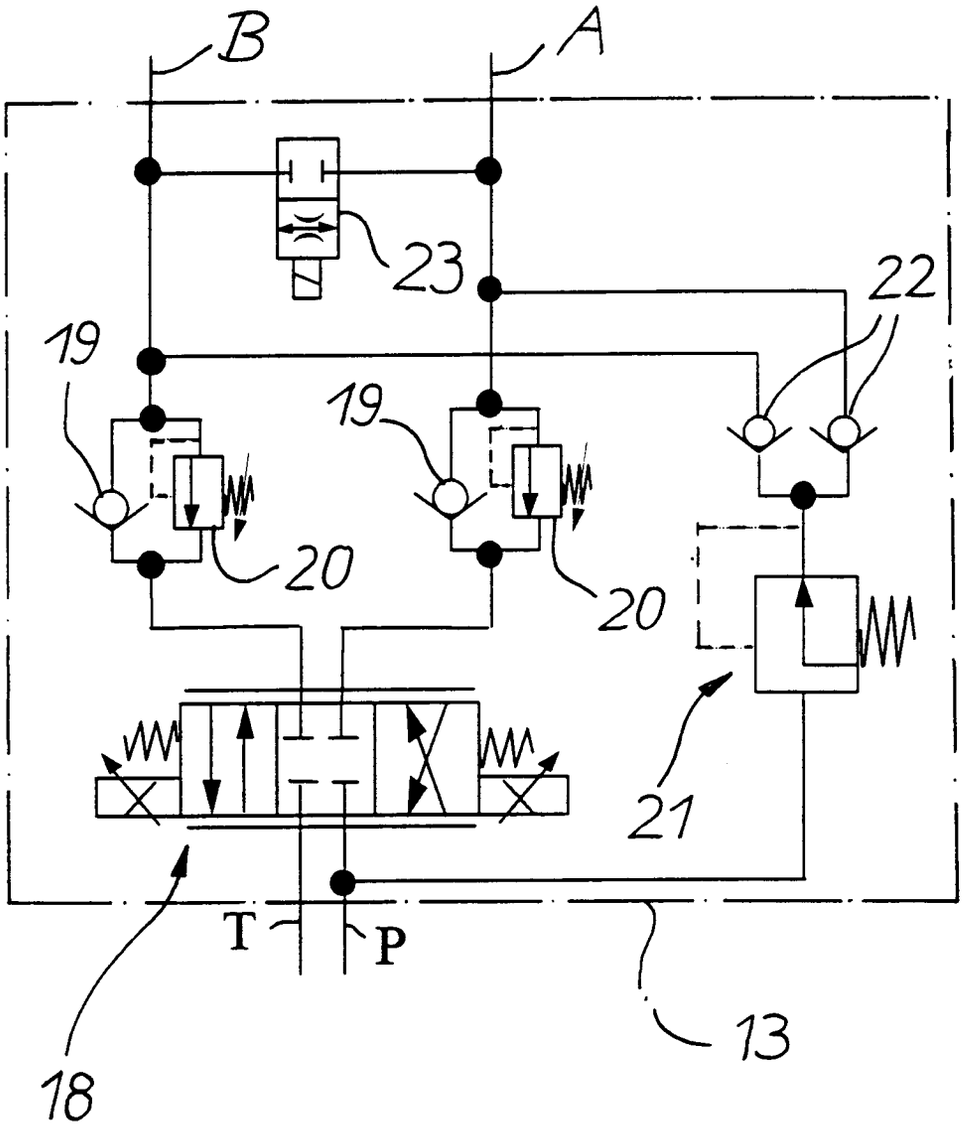


Fig. 2