

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 765 791 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
27.01.1999 Patentblatt 1999/04

(51) Int. Cl.⁶: **B61F 5/38**

(21) Anmeldenummer: **96119274.7**

(22) Anmeldetag: **23.11.1994**

(54) Einzelachsfahrwerk für ein Schienenfahrzeug

Single axle running gear box for a railway vehicle

Train de roulement à essieu unique pour un véhicule ferroviaire

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE ES FR IT LI

(30) Priorität: **26.11.1993 AT 2402/93**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
02.04.1997 Patentblatt 1997/14

(62) Dokumentnummer(n) der früheren Anmeldung(en)
nach Art. 76 EPÜ:
94118409.5 / 0 655 378

(73) Patentinhaber:
Integral Verkehrstechnik Aktiengesellschaft
6200 Jenbach (AT)

(72) Erfinder:

- **Hiden, Helmut**
6130 Schwaz (AT)
- **Sommerer, Rudolf**
6200 Jenbach (AT)

(74) Vertreter:

Torggler, Paul, Dr. et al
Wilhelm-Greil-Strasse 16
6020 Innsbruck (AT)

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A- 0 282 738 **CH-A- 390 980**
DE-A- 1 455 092 **DE-U- 9 305 427**

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).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Einzelachsfahrwerk für ein Schienenfahrzeug gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Ein derartiges Einzelachsfahrwerk ist bereits aus der EP-A-282738 bekannt und kann gegenüber Drehgestell-Laufwerken, bei denen jeweils zumindest zwei Radsätze pro Drehgestell vorgesehen sind, zu einer Einsparung von Achsen bzw. zu einer Kostenverringerung führen.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein demgegenüber verbessertes Einzelachsfahrwerk bereitzustellen.

Erfindungsgemäß gelingt dies bei einem Einzelachsfahrwerk der eingangs genannten Art durch die im Kennzeichnenden Teil des Anspruch 1 angegebenen Merkmale.

In einem der bevorzugten Ausführungsbeispiele der Erfindung sind kraftgeregelte Stellglieder zur Erzeugung einer gegen die Rückstellkraft wirkenden Gegenkraft und eine die Kraftgröße am kraftgeregelten Stellglied einstellende Steuer- bzw. Regeleinrichtung vorgesehen, wobei die am Stellglied eingestellte Kraftgröße vom Radius des Gleisbogens abhängig ist.

Es ist bekannt, daß ein Radsatz eines Schienenfahrzeuges, der ein entsprechendes Profil der Radlaufflächen aufweist, bei einer Kurvenfahrt auf einem Gleisbogen eine selbständige Lenkbewegung um eine vertikale Achse ausführen kann. Bei einem beispielsweise konischen Profil der Lauffläche kommt es auf einem Gleisbogen zu einer Rollradiendifferenz zwischen bogeninnerem und bogenäußerem Laufkreis, wodurch eine radiale Einstellbewegung des Radsatzes hervorgerufen wird.

Für ein günstiges Verschleißverhalten ist ein möglichst geringer Anlaufwinkel zwischen Rad und Schiene erstrebenswert. Zu diesem Zweck sollte der Radsatz in seiner Bewegungsfreiheit um die vertikale Achse möglichst wenig eingeschränkt sein. Bei einem in dieser Art weich an das Fahrzeug angekoppelten Radsatz tritt beim Lauf in einer Geraden Sinus- oder Wellenlauf auf, der an sich ungefährlich ist. Ab einer gewissen Geschwindigkeit schlägt der Sinuslauf jedoch plötzlich in den gefährlichen und verschleißenden Zickzacklauf um. Diese Geschwindigkeitsgrenze wird als kritische Geschwindigkeit bezeichnet, sie bestimmt ganz wesentlich die höchste zulässige Geschwindigkeit des Fahrzeuges mit.

Um dem Zickzacklauf entgegenzuwirken und eine hohe Grenzgeschwindigkeit zu erreichen, wird daher bekannterweise eine Vorrichtung zur Erzeugung einer Rückstellkraft, die gegen eine radiale Verdrehung des Radsatzes wirkt, verwendet. Beispielsweise wird die Rückstellkraft durch mindestens ein am Radsatz angreifendes elastisch federndes Element ausgeübt.

Bei der Auslegung von Fahrwerken, die sowohl für hohe Geschwindigkeiten geeignet sind, als auch gute Bogenlaufeigenschaften (geringer Verschleiß) aufwei-

sen, ergibt sich nunmehr folgende widersprüchliche Situation: Für gute Bogenlaufeigenschaften mit geringem Verschleiß soll der Radsatz weich an das Fahrzeug angekoppelt sein, d.h. die Rückstellkraft ist gering, hingegen erfordern hohe Geschwindigkeiten eine große Rückstellkraft.

Ein bekannter Lösungsansatz sieht vor, daß der Lenkausschlag des Radsatzes durch eine Zwangssteuerung eingestellt wird, d.h. durch eine mechanische Kopplung des Lenkausschlages des Radsatzes mit einer weiteren vom Radius des Gleisbogens abhängigen mechanischen Größe. Diese Größe ist z.B. der Auslenkwinkel zwischen einem zur Lagerung von zwei Radsätzen dienenden Drehgestell und dem Wagenkasten. Der Wendewinkel des Radsatzes wird dabei nicht durch die zwischen Rad und Schiene auftretenden Kräfte, sondern mechanisch aufgrund rein geometrischer Bedingungen erzeugt.

Diese Lösung hat zwei wesentliche Nachteile:

Einerseits sind sehr hohe Einstellgenauigkeiten bei der mechanischen Kopplung erforderlich, die im Betrieb nur mit hohem Aufwand erreicht werden können, andererseits können Drehgestellausdrehungen in einer Geraden aufgrund von Gleislagestörungen unerwünschte Radsatzauslenkungen und instabilen Lauf (Zickzacklauf) bewirken.

Durch die Verwendung eines kraftgeregelten Stellgliedes kann die Rückstellkraft der federelastischen Vorrichtung hoch eingestellt werden, wodurch die gewünschte Stabilität des Fahrzeuglaufes mit einer hohen Grenzgeschwindigkeit erreicht wird. Bei einer Kurvenfahrt wird über das kraftgeregelte Stellglied in Abhängigkeit vom Radius des Gleisbogens eine gegen die Rückstellkraft wirkende Gegenkraft ausgeübt. Dadurch erzielt man einen Vorsteuereffekt des Radsatzes. Dies bedeutet jedoch keine Zwangssteuerung, da die dem Gleisbogen exakt angepaßte Winkelstellung des Radsatzes nach wie vor durch die zwischen Rad und Schiene auftretenden Kräfte selbständig eingestellt wird. Das Ergebnis ist ein sehr geringer Anlaufwinkel zwischen Rad und Schiene und damit ein hervorragendes Verschleißverhalten.

Als kraftgeregeltes Stellglied kann beispielsweise mindestens ein proportionales Druckregelventil, ein proportionales Druckbegrenzerventil oder eine druckgeregelte Pumpe verwendet werden. Um Instabilitäten bei kleinen Auslenkungen im Geradeauslauf zu vermeiden, wird die gegen die Rückstellkraft wirkende Gegenkraft bevorzugterweise erst ab einem bestimmten Schwellenwert des erfaßten Radius des Kreisbogens ausgeübt.

Weiters ist es denkbar, die Geschwindigkeit des Kraftanstieges durch eine geeignete Schaltung so nach oben hin zu begrenzen, daß schnelle Änderungen der Stellgröße (z.B. Ausdrehwinkel des Drehgestells) nicht in gleichem Maß auf die Lenkbewegungen des Radsatzes wirken, sondern die Radsatz-Lenkbewegungen langsamer erfolgen.

Weitere Einzelheiten der erfindungsgemäßen Einrichtung werden anschließend anhand der Zeichnungen erörtert. In diesen ist:

Abb. 1 eine schematische Darstellung einer möglichen Steuerung des kraftgeregelten Stellgliedes bei zwei an einem Drehgestell gelagerten Radsätzen mit Hilfe einer Einrichtung zur Erzeugung einer Gegenkraft und einer elektrohydraulischen Regeleinrichtung; Abb. 2 ein zweites Ausführungsbeispiel der elektrohydraulischen Regeleinrichtung; Abb. 3 ein Diagramm der Kennlinie der auf den Radsatz wirkenden Rückstellkraft ohne (a) und in Kombination mit der Gegenkraft (b); Abb. 4 zu einer baulichen Einheit zusammengefaßte Einrichtungen zur Erzeugung der Rückstellkraft, sowie zur Erzeugung der Gegenkraft; Abb. 5 eine schematische Darstellung eines einzeln aufgehängten Radsatzes; Abb. 6 eine Draufsicht auf ein erfindungsgemäßes Einzelachslaufwerk; Abb. 7 die Ansicht des Fahrwerkes aus Abb. 6 von vorne; Abb. 8 dessen Seitenansicht; Abb. 9 eine schematische Abbildung eines Zentrierfederelementes und Abb. 10 dessen Kraft-Weg-Kennlinie.

In Abb. 1 sind zwei um eine vertikale Achse rotierbare Radsätze 1,1' dargestellt, die an den beiden Enden eines ebenfalls um eine vertikale Achse rotierbaren Drehgestelles 8 gelagert sind. Die Radsätze 1,1' bestehen aus den Achsen 2, den Achslagern 3 und den Rädern 4, deren Laufflächen 5 mit einem konischen Profil versehen sind, das bei einer Bogenfahrt zu dem beschriebenen Selbststeuereffekt führt. Die Radsätze 1,1' werden dabei um einen Winkel β ausgelenkt bzw. ihre Achslager 3 um eine Strecke S verschoben.

An den Achslagern 3 greifen federnde Elemente, beispielsweise Federn 6 an, die eine Rückstellkraft ausüben, welche gegen eine Auslenkung β der Radsätze wirkt. Mittels der kraftgeregelten Stellglieder 7 kann eine Gegenkraft, die gegen die Rückstellkraft wirkt, ausgeübt werden.

Die elektrohydraulische Regeleinrichtung 20 besteht aus einem Hydraulikflüssigkeits-Reservoir 21, einer Pumpe 22, einer Überdruck-Rücklauf 23, einer Drossel 24 und zwei elektronisch gesteuerten proportionalen Druckregelventilen 12,13, deren ausgangsseitiger Druck jeweils von einer Spannung eingestellt wird, die die Steuereinrichtung 11 ausgibt.

Bei einer Fahrt auf einem Gleisbogen verdreht sich das Drehgestell 2 gegenüber dem Wagenkasten (nicht dargestellt) um einen Winkel $\hat{A}$, der proportional zu Krümmung des Gleisbogens ist. Mit Hilfe eines Aufnehmers 10, der in diesem Ausführungsbeispiel im wesentlichen ein Potentiometer beinhaltet, wird der Auslenkwinkel $\hat{A}$ des Drehgestells in eine Steuerspannung U umgesetzt. Der Betrag dieser Spannung ist proportional zum Auslenkwinkel $\hat{A}$ (und damit zur Krümmung des Gleisbogens) und ihr Vorzeichen hängt

von der Drehrichtung ab.

Schwellenglieder 30,31 überprüfen in der Folge den Betrag und das Vorzeichen der Spannung U. Liegt U oberhalb eines bestimmten Schwellenwertes U_0 , so wird die Spannung U auf den Ausgang des Schwellengliedes 30 durchgeschaltet. Sie wird dann vom Verstärker 32 verstärkt und zur Ansteuerung des Druckregelventils 12 verwendet. Dadurch werden die Kolben der Zylinder 7 über die Hydraulikleitung 40 mit einem Druck proportional U beaufschlagt.

Im entgegengesetzten Fall, wenn U unterhalb eines Schwellenwertes $-U_0$ liegt, wird über den Verstärker 33 das Druckregelventil 13 angesteuert, wodurch die Kolben der Zylinder 7 über die Hydraulikleitung 41 mit einem Druck proportional U beaufschlagt werden.

Der Druck auf die Kolben der Zylinder 7 wird dabei immer auf die Weise ausgeübt, daß eine Kraft gegen die Rückstellkraft der Federn wirkt. Im Falle der in Abb. 1 gezeigten Auslenkung des Drehgestells im Uhrzeigersinn wird sich der obere Radsatz um einen bestimmten Winkel β im Uhrzeigersinn verstellen. Die Federn 6 üben gegen diese Auslenkung eine Rückstellkraft aus. Um eine Kraft gegen die Rückstellkraft aufzubringen, muß der linke Kolben des oberen Radsatzes auf seiner achsfernen, der rechte auf seiner achsnahen Seite mit einem entsprechenden Druck beaufschlagt werden.

Falls U im Bereich zwischen $-U_0$ und U_0 liegt, sind beide Ausgänge der Schwellenglieder 30,31 spannungslos und die Ausgänge der Druckregelventile sind drucklos, sodaß auf die Kolben der Zylinder 7 keine Kraft ausgeübt wird. Dies gewährleistet einen stabilen Geradeauslauf, auch wenn dabei kleine Auslenkungen des Drehgestells auftreten. Wenn die Ausgänge der beiden Schwellenglieder 30,31 spannungslos sind, so gilt dies auch für den Ausgang des ODER-Gatters 34. Ein Schaltelement 35 stellt dann nach einer vorgegebenen Zeitverzögerung über einen Schalter 36 den Pumpenmotor 22a ab. Die Pumpe 22 arbeitet somit nur bei Kurvenfahrten.

Eine alternative Ausführung der elektrohydraulischen Regeleinrichtung 20 ist in Abb. 2 gezeigt. Die Steuerspannung U steuert hier zwei elektronisch gesteuerte proportionale Druckbegrenzungsventile 112,113 der Firma Mannesmann Rexroth, Typ DBETE St/200 624. In diesem Fall ist zur Ansteuerung der Ventile nur ein Invertierer 111 notwendig, der für das Ventil 113 das Vorzeichen der Steuerspannung umkehrt. Die Ventile 112,113 sprechen nur auf positive Werte von U an, wodurch in Verbindung mit dem Invertierer 111 die mit Druck zu beaufschlagende Hydraulikleitung 140 oder 141 selektiert wird. Die Ventile 112, 113 besitzen außerdem eine Einstellung zur Vorgabe eines Schwellenwertes U_0 für die Spannung U, unterhalb dessen kein Druck auf die Kolben ausgeübt wird. Weiters gibt es die Möglichkeit, einen Grenzwert für die maximale Anstiegsgeschwindigkeit des Druckes vorzugeben. Diese Ausführungsform hat gegenüber der Regeleinrichtung aus Abb. 1 den Vorteil, daß bei einer Steuer-

spannung $U < U_0$ kein Druck im Pumpenkreislauf aufgebaut wird, sodaß die Pumpe in energetisch günstiger Weise im Leerlauf arbeiten kann.

Die Funktionsweise der kraftgeregelten Stellglieder kann am einfachsten anhand Abb. 3 erklärt werden. In Abb. 3a ist die Abhängigkeit der Rückstellkraft von der Achslagerverschiebung s (siehe Abb. 1) als Gerade $F_x = c \cdot s$ eingezeichnet, mit c der Federkonstanten. Die Kraftschlußgrenze F_G zwischen Schiene und Rädern gibt die maximale Größe der radialen Einstellkraft aufgrund des Selbststeuereffektes an. Der Schnittpunkt von F_x und F_G bestimmt in einer konventionellen Achssteuerung die maximale Achslagerverschiebung S_m , die bei einer Bogenfahrt gegen die Rückstellkraft erreichbar ist. Die ideale Achslagerverschiebung, bei der der Lenkerausschlag des Radsatzes optimal an den Radius des Gleisbogens angepaßt ist, kann demgegenüber jedoch bei einem größeren Wert S_i liegen. Besonders bei harten Federn mit einer großen Federkonstanten c , die hohe Grenzgesehwindigkeiten erlauben, liegt bei einem kleinen Radius des Gleisbogens S_m weit unterhalb von S_i , sodaß ein großer Anlaufwinkel zwischen Rad und Schiene mit einem ungünstigen Verschleißverhalten die Folge ist.

Abb. 3b zeigt die Verhältnisse bei zusätzlich verwendeten kraftgeregelten Stellgliedern. Die Gegenkraft gegen die Rückstellkraft kann als Verschiebung der Geraden F_x um einen Wert F_y nach unten dargestellt werden. F_y entspricht dabei der Kraft, mit der die Zylinder 7 (siehe Abb. 1) beaufschlagt werden. Die Größe von F_y wird so gewählt, daß die verschobene Gerade F_x' die x -Achse etwa bei S_i schneidet. F_y muß aber nicht sehr genau eingestellt werden, sondern kann in einem relativ großen Bereich liegen, der dadurch gegeben ist, daß der Schnittpunkt von F_x' mit der x -Achse innerhalb des freien Einstellbereiches FE zwischen $S_i - S_m$ und $S_i + S_m$ liegt, innerhalb dessen sich der Radsatz selbständig auf den optimalen Lenkerausschlag S_i einstellen kann.

Da S_i proportional zur Krümmung des Gleisbogens ist, muß auch F_y in etwa proportional zur Krümmung des Gleisbogens sein, damit der x -Achsen Schnittpunkt von F_x bei jeder Krümmung des Gleisbogens zwischen $S_i - S_m$ und $S_i + S_m$ liegt. Zur Bestimmung der Proportionalitätskonstanten von F_y wird die Federkonstante c der Rückstellfeder berücksichtigt.

Eine andere mögliche Ausführungsform der kraftgeregelten Stellglieder ist in Abb. 4 gezeigt. In dieser sind die Einrichtungen zur Erzeugung der Rückstellkraft und zur Erzeugung der Gegenkraft zu einer baulichen Einheit zusammengefaßt. Dazu wird ein hydraulischer oder pneumatischer Kolben 70 gegen den Zylinder 71, in dem er geführt wird, elastisch verspannt, beispielsweise in der gezeigten Art mit einer Feder 72. Über Hydraulikleitungen 73, 74 kann der Zylinder bei einer Auslenkung der Feder mit einem Druck gegen die Kraft der Feder beaufschlagt werden.

Zur Verwendung von kraftgeregelten Stellgliedern

müssen nicht jeweils zwei Radsätze gemeinsam an einem Drehgestell gelagert sein. Wie in Abb. 5 gezeigt, ist ebenso bei einzelnen, beispielsweise in einem Drehgestell, gelagerten Radsätzen 1 die Anbringung von kraftgeregelten Stellgliedern 7 möglich, die eine Gegenkraft gegen die Rückstellkraft von federnden Elementen 6 ausüben. Die Einrichtung zur Erfassung des Gleisbogenradius kann in diesem Fall natürlich nicht den Auslenkwinkel eines Drehgestells ausnutzen, sondern muß auf eine andere Art arbeiten. Beispielsweise ließe sich der Winkel zwischen zwei Wagenkästen zur Erfassung des Gleisbogenradius heranziehen. Weiters sind zu diesem Zweck Hilfsräder oder optische Einrichtungen denkbar und möglich. Diese alternative Einrichtungen zur Erfassung des Gleisbogenradius können natürlich auch bei auf einem Drehgestell gelagerten Radsätzen verwendet werden. Weiters ist es denkbar und möglich, auch bei einzelnen gelagerten Rädern Einrichtungen zur Ausübung einer Rückstellkraft und einer Gegenkraft gegen die Rückstellkraft auf analoge Weise wie bei Radsätzen anzubringen.

Zur Ausübung der Rückstellkraft können alle denkbaren federnden Einrichtungen eingesetzt werden, wie beispielsweise Gummibälle oder Pneumatikfedern. Zur Ausübung der Gegenkraft kommen alle krafterzeugenden Elemente infrage, die eine im wesentlichen ortsunabhängige Kraft erzeugen, beispielsweise Hydraulikzylinder, Pneumatikzylinder oder Luftfederbälle.

Ein erfindungsgemäßes Einzelachs Laufwerk mit einem einzelnen in einem Fahrwerksrahmen 50 geführten Radsatz 51 ist in den Abb. 6 - 8 dargestellt. Der Radsatz 51 kann dabei von einem Motor 52 über ein Getriebe 53 und eine Kupplung 54 angetrieben sein. Die Räder 59, 59' des Radsatzes 51 sind über eine Radsatzwelle 65 starr miteinander verbunden. Die Lagerung des Radsatzes 51 erfolgt in den Achslagern 55 (siehe Abb. 8), die über eine Primärfederung 56 mit dem Fahrwerksrahmen 50 verbunden sind. Der Fahrwerksrahmen 50 ist über eine Sekundärfederung, die von Luftfedern 57 gebildet wird, mit dem Wagenkasten 60 verbunden. Weiters ist der Fahrwerksrahmen 50 gelenkig mit einer Führungstraverse bzw. einem Joch 58 verbunden. Diese Verbindung wird nun erfindungsgemäß durch zwei Lenkerpaare 61 und 61' hergestellt, welche um vertikale Achsen rotierbar sind und welche einerseits am Fahrwerksrahmen 50, andererseits am Joch 58 angelenkt sind. Die verlängerten Längsachsen 91, 91' der Lenker 61, 61' schneiden sich in Draufsicht gesehen im Bereich der Längsachse 92 des Radsatzes 51, und zwar im Bereich der Mittellinie 93. Das Joch 58 seinerseits ist über Längslenker 62, 62' gelenkig mit wagenfesten Führungskonsolen 63, 63' verbunden. Wenn die Gelenke der Längslenker 62, 62' dabei von Kugelgelenken gebildet werden, sind Verschiebungen der Führungstraverse 58 gegenüber dem Wagenkasten nicht nur in horizontaler, sondern auch in vertikaler Richtung möglich.

Aufgrund der gelenkigen Verbindung des Fahr-

werksrahmens 50 mit der Führungstraverse 58 und aufgrund der Elastizität der Luftfedern 57 sind Lenkbewegungen des Fahrwerksrahmens 50 um eine vertikale Achse möglich. Die Primärfederung zwischen Radsatz 51 und Fahrwerksrahmen 50 weist hingegen in Längsrichtung eine so harte Federkonstante auf, daß so gut wie keine Lenkbewegungen des Radsatzes 51 gegenüber dem Fahrwerksrahmen 50 möglich sind. Gegen die bei einer Fahrt über einen Gleisbogen aufgrund der Rollradiendifferenz der Räder 59, 59' hervorgerufene Lenkbewegung des Fahrwerksrahmens 50 wirkt die Rückstellkraft des federelastischen Elementes 6, welches einerseits am Fahrwerksrahmen 50 und andererseits am Joch 58 angreift und quer zur Fahrtrichtung angeordnet ist. Zur Aufbringung einer gegen die Rückstellkraft wirkenden Gegenkraft ist ein kraftgeregeltes Stellglied 7 vorgesehen. Mit diesem kann wiederum, wie bereits zuvor anhand der Abb. 3 ausgeführt wurde, eine Kraftvorsteuerung durchgeführt werden, d. h. die Kennlinie des federelastischen Elementes 6 wird bei einer Bogenfahrt verschoben, wodurch ein optimiertes Fahrverhalten des Fahrwerks erreicht wird.

Beim Beschleunigen und Bremsen werden Längskräfte auf das Fahrwerk ausgeübt, die von den Länglenkern 62, 62' aufgenommen werden können. Weiters ist eine Nickstütze 69 vorgesehen, die eine Verdrehung des Fahrwerksrahmens 50 um eine Querachse verhindert. Auf analoge Weise kann auch eine nicht dargestellte Wankstütze vorgesehen sein, die eine Verdrehung des Fahrwerksrahmens 50 um eine Längsachse verhindert. Querbewegungen des Fahrwerksrahmens 50 werden von an wagenfesten Führungskonsolen 63, 63' angebrachten Queranschlagspuffern 68, 68' begrenzt bzw. abgefedert.

Das federelastische Element 6 wird günstigerweise von einem, in Abb. 9 dargestellten, Zentrierfederelement gebildet. Dieses weist ein Gehäuse 80 mit gehäusesfesten Anschlängen 80a auf, an denen im Ruhezustand Anschlagringe 83 anliegen. Zwischen den Anschlagringen 83 ist eine unter Vorspannung stehende Feder 81 angeordnet. Die durch das Gehäuse 80 tretende Stange 84 weist innerhalb des Gehäuses 80 im Abstand der Anschlüsse 80a des Gehäuses 80 zwei Flansche 85 auf, zwischen denen die Anschlagringe 83 liegen. Das Verhalten des Zentrierfederelementes im Falle einer auf die Stange 84 ausgeübten Kraft wird durch die in Abb. 10 dargestellte Kennlinie beschrieben. Bei einer Kraft, die unterhalb eines gewissen Schwellenwertes F_s liegt, kommt es zu keiner Verschiebung der Stange 84, da ja die Feder 81 unter einer Vorspannung steht. Erst bei einer Kraft, die oberhalb des Schwellenwertes F_s liegt, kommt es zu einer Verschiebung der Stange 84, wobei nach der Beendigung der Kraftausübung die Stange 84 wiederum in die zentrierte Ausgangslage zurückkehrt. Durch die Verwendung eines solchen Zentrierfederelementes kann eine Zentrierung des Fahrwerksrahmens mit nur einem einzigen Federelement 6 erreicht werden und die in Abb. 10 dar-

gestellte Kennlinie des Zentrierfederelementes führt zu einer Verbesserung der Stabilität des erfindungsgemäßen Laufwerkes bei der Geradeausfahrt.

In der Praxis kommt es besonders in engen Gleisbogen vor, daß die Schienen so verschlissen sind, daß die Rollradiendifferenz und damit die auf den Radsatz wirkende radiale Einstellkraft gegenüber unverschlissenen Schienen deutlich verändert sind. Weiters kann es im Laufe der Zeit zu einer Änderung des Reibungswiderstandes des kraftgeregelten Stellelementes 7 kommen. Um trotz dieser Effekte zuverlässig eine ideale Radialstellung des Radsatzes zu erreichen, könnte daher, wie in Abb. 6 eingetragen, ein Sensor 67, beispielsweise ein induktiver Weggeber, vorgesehen sein, der den Ist-Wert des Lenkausschlages erfaßt. In einem Regelkreis könnte dieser Ist-Wert in der Folge mit dem in Abhängigkeit vom Gleisbogenradius vorgegebenen Soll-Wert der Radialeinstellung des Radsatzes 51 verglichen werden und im Falle einer Abweichung die vom kraftgeregelten Stellglied ausgeübte Gegenkraft nachgeregelt werden, bis der Sollwert erreicht wird. Um Schlingerbewegungen des Fahrwerkes nicht aufzuschaukeln, besitzt dieser Regelmechanismus eine günstigerweise im Vergleich zur Sinuslauffrequenz des Radsatzes große Zeitkonstante. Ein Sensor 67 könnte auch zur Erkennung einer Betriebsstörung, beispielsweise im Hydrauliksystem verwendet werden.

Das in den Abb. 6 - 8 dargestellte Einzelachs-Laufwerk besitzt einen hohen Fahrkomfort, da es die vielfältigen Anforderungen an ein Laufwerk hervorragend erfüllt. Auch bei Ausfall der Hydraulik ist die Sicherheit gewährleistet, aufgrund der Selbstzentrierung des Radsatzes 51 mittels des Federelementes 6. Ein Vorteil gegenüber konventionellen Drehgestellfahrwerken ist die mögliche Einsparung von Achsen, was zu einer Kostenverringerung führt.

Patentansprüche

1. Einzelachsfahrwerk für ein Schienenfahrzeug, bei dem ein einzelner Radsatz (51), dessen Räder (59, 59') über eine Radsatzwelle starr verbunden sind, in einem Fahrwerkrahmen (50) geführt ist, wobei eine federelastische Vorrichtung (6) zur Erzeugung einer Rückstellkraft gegen den bei der Fahrt über einen Gleisbogen auftretenden Lenkausschlag des Fahrwerkrahmens (50) vorgesehen ist, mit einem Joch (58), welches einerseits mit dem Wagenkasten gelenkig verbunden ist und gegenüber dem Wagenkasten in vertikaler Richtung und in Querrichtung verschiebbar ist und mit welchem andererseits der Fahrwerkrahmen (50) vertikal lenkbar verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, daß Lenker (61, 61') vorgesehen sind, welche am Joch (58) und am Fahrwerkrahmen (50) um vertikale Achsen drehbar gelagert sind und deren gedachte verlängerte Längsachsen (91, 91') sich in Draufsicht gesehen im Bereich der Längsachse (92) des Rad-

satzes (51) im Bereich von dessen Mittellinie (93) schneiden. (Fig. 6)

2. Einzelachsfahrwerk nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Joch (58) über Längslenker (62, 62') zur Aufnahme der auftretenden Längskräfte gelenkig mit dem Wagenkasten (60) verbunden ist. 5
3. Einzelachsfahrwerk nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Längslenker (62, 62') mittels Kugelgelenken im Joch (58) und im Wagenkasten (60) gelagert sind. 10
4. Einzelachsfahrwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Bewegung des Fahrwerkrahmens (50) in Querrichtung durch Queranschlagspuffer (68, 68'), die an wagenfesten Führungskonsolen (63, 63') angeordnet sind, begrenzt wird. 15 20
5. Einzelachsfahrwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß ein kraftgeregeltes Stellglied (7) zur Erzeugung einer gegen die Rückstellkraft wirkenden Gegenkraft und eine die Kraftgröße am kraftgeregelten Stellglied (7) einstellende Steuer- bzw. Regeleinrichtung vorgesehen sind, wobei die am Stellglied (7) eingestellte Kraftgröße vom Radius des Gleisbogens abhängig ist. 25 30
6. Einzelachsfahrwerk nach einem Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die federelastische Vorrichtung (6) zur Erzeugung der Rückstellkraft und das kraftgeregelte Stellglied (7) zur Erzeugung der Gegenkraft einerseits am Fahrwerkrahmen (50) andererseits am Joch (58) angreifen. 35
7. Einzelachsfahrwerk nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß ein Sensor (67) zur Erfassung des Ist-Wertes des Lenkausschlages und ein Regelkreis zur Nachregelung der Kraftgröße am kraftgeregelten Stellglied (7) bei einer Abweichung des Soll-Wertes des Lenkausschlages vom Ist-Wert vorgesehen sind. 40 45

Claims

1. A single-axle bogie for a rail vehicle in which a single wheel assembly (51) whose wheels (59, 59') are rigidly connected by way of a wheel assembly shaft is guided in a bogie frame (50), wherein there is provided a resilient device (6) for producing a return force against the steering deflection of the bogie frame (50) which occurs when negotiating a curve in the track, having a yoke (58) which on the one hand is hingedly connected to the railway car body and is displaceable with respect to the railway car body in a vertical direction and in a transverse 50

direction and to which on the other hand the bogie frame (50) is vertically steerably connected, characterised in that there are provided links (61, 61') which are mounted to the yoke (58) and to the bogie frame (50) rotatably about vertical axes and whose notional extended longitudinal axes (91, 91'), as viewed in plan, intersect in the region of the longitudinal axis (92) of the wheel assembly (50) in the region of its centre line (93) (Figure 6).

2. A single-axle bogie according to claim 1 characterised in that the yoke (58) is hingedly connected to the railway car body (60) by way of longitudinal links (62, 62') for carrying the longitudinal forces which occur.
3. A single-axle bogie according to claim 2 characterised in that the longitudinal links (62, 62') are mounted in the yoke (58) and in the railway car body (60) by means of ball joints.
4. A single-axle bogie according to one of claims 1 to 3 characterised in that the movement of the bogie frame (50) in the transverse direction is limited by transverse stop buffers (68, 68') which are arranged on guide brackets (63, 63') which are fixed with respect to the railway car.
5. A single-axle bogie according to one of claims 1 to 4 characterised in that there are provided a power-regulated actuator (7) for producing a counteracting force which acts against the return force and a control or regulating device for setting the magnitude of the power at the power-regulated actuator (7), wherein the magnitude of the power set at the actuator (7) is dependent on the radius of the curve in the track.
6. A single-axle bogie according to claim 5 characterised in that the resilient device (6) for producing the return force and the power-regulated actuator (7) for producing the counteracting force engage on the one hand the bogie frame (50) and on the other hand the yoke (58).
7. A single-axle bogie according to one of claims 1 to 6 characterised in that there are provided a sensor (67) for detecting the actual value of steering deflection and a regulating circuit for re-adjusting the magnitude of the power at the power-regulated actuator (7) in the event of a deviation of the reference value of steering deflection from the actual value. 55

Revendications

1. Train de roulement à essieu unique pour un véhicule ferroviaire, dans lequel un unique essieu

monté (51), dont les roues (59,59') sont reliées de façon rigide par un arbre d'essieu, est guidé dans un cadre de train de roulement (50), un dispositif (6) à déformation élastique étant prévu pour générer une force de rappel contre la déviation de guidage du cadre du train de roulement (50) qui apparaît lors du roulement sur une voie en courbe, avec un joug (58) qui d'une part est relié de façon articulée à la caisse de wagon et peut être déplacé dans le sens vertical et le sens transversal par rapport à la caisse de wagon et avec lequel d'autre part le cadre du train de roulement (50) est relié de façon dirigeable dans un plan vertical, caractérisé en ce qu'il est prévu des bras (61,61') qui sont montés sur le joug (58) et sur le cadre du train de roulement (50) de façon à pouvoir pivoter autour d'axes verticaux et dont les axes longitudinaux (91,91') imaginaires prolongés se coupent, en considérant une vue de dessus, dans la zone de l'axe longitudinal (92) de l'essieu monté (51) dans la zone de sa ligne médiane (93). (figure 6)

2. Train de roulement à essieu unique selon la revendication 1, caractérisé en ce que le joug (58) est relié de façon articulée à la caisse de wagon (60) au moyen de bras longitudinaux (62, 62') pour réceptionner les forces longitudinales qui apparaissent.
3. Train de roulement à essieu unique selon la revendication 2, caractérisé en ce que les bras longitudinaux (62,62') sont montés au moyen d'articulations à rotule dans le joug (58) et dans la caisse de wagon (60).
4. Train de roulement à essieu unique selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le déplacement du cadre du train de roulement (50) est limité dans le sens transversal par des tampons de butée transversale (68,68'), qui sont disposés sur des consoles de guidage (63,63') fixées au wagon.
5. Train de roulement à essieu unique selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce qu'il est prévu un actionneur (7) mû par une force, pour générer une force antagoniste agissant contre la force de rappel et un système de commande ou de réglage ajustant la grandeur de la force sur l'actionneur (7) mû par la force, la grandeur de force réglée étant dépendante du rayon de la voie en courbe.
6. Train de roulement à essieu unique selon une revendication 5, caractérisé en ce que le dispositif (6) à déformation élastique pour générer la force de rappel et l'actionneur (7) mû par une force pour générer la force antagoniste sont appliqués d'une

part sur le cadre du train de roulement (50) et d'autre part sur le joug (58).

7. Train de roulement à essieu unique selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce qu'il est prévu un capteur (67) pour l'enregistrement de la valeur instantanée de la déviation de guidage et un circuit de réglage pour le rajustage de la grandeur de force sur l'actionneur (7) mû par la force, dans le cas d'un écart de la valeur de consigne de la déviation de guidage par rapport à la valeur instantanée.

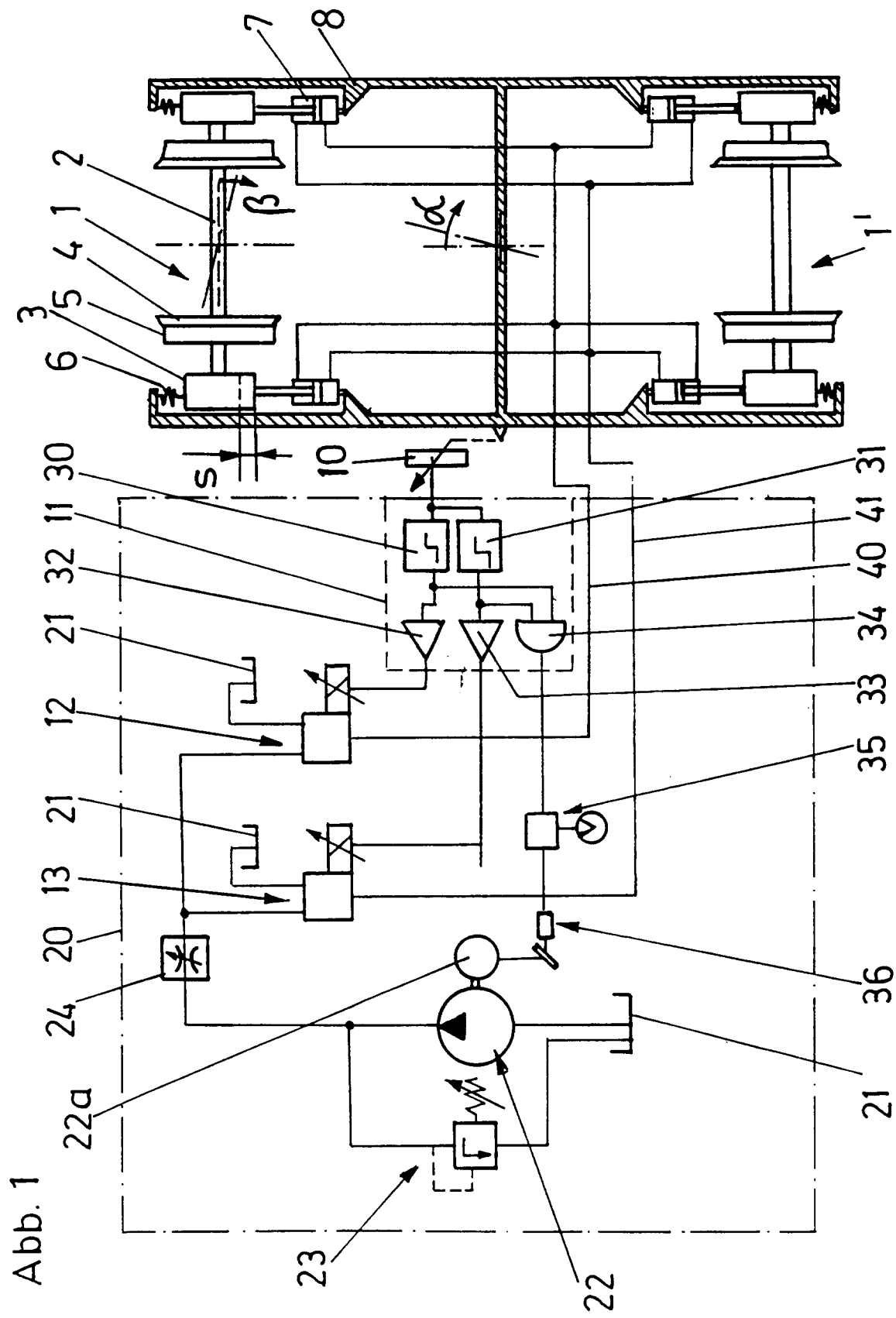


Abb. 2

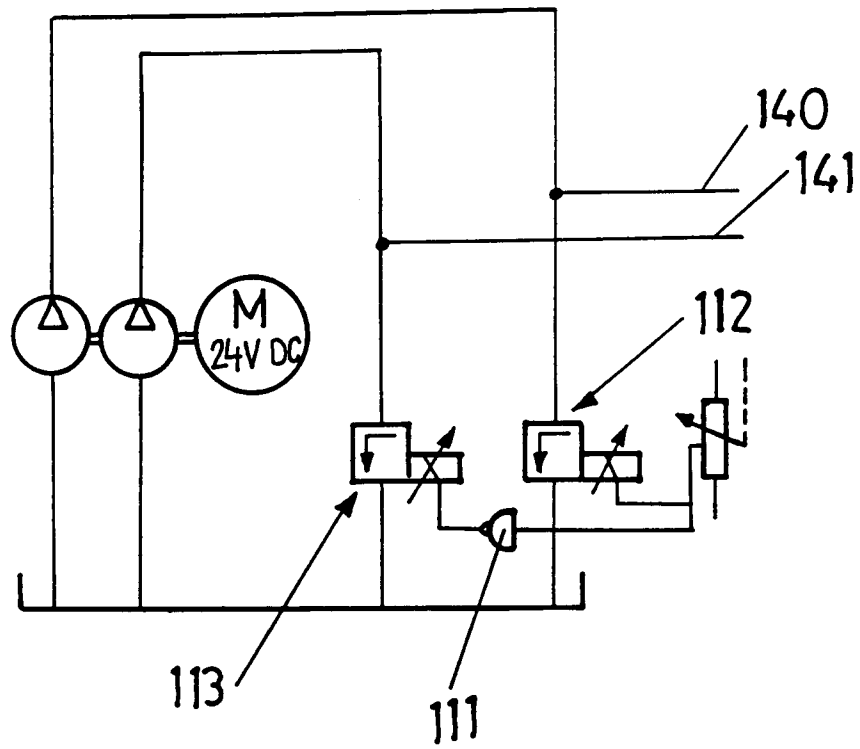


Abb. 5

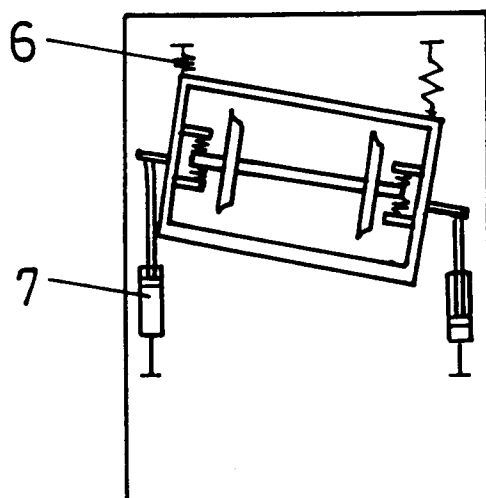


Abb. 4

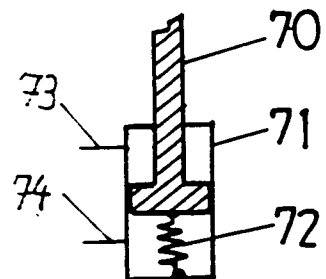


Abb. 3a

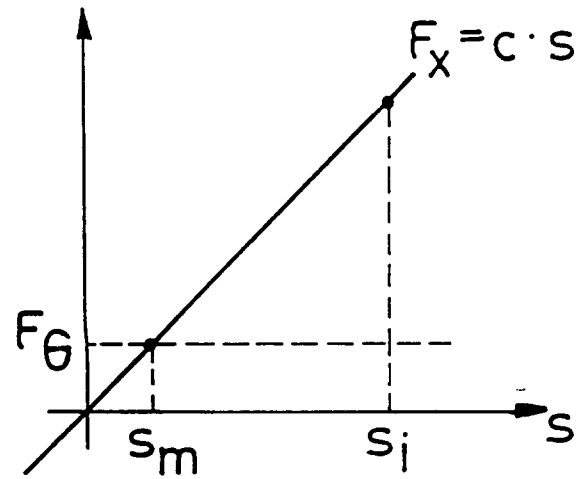
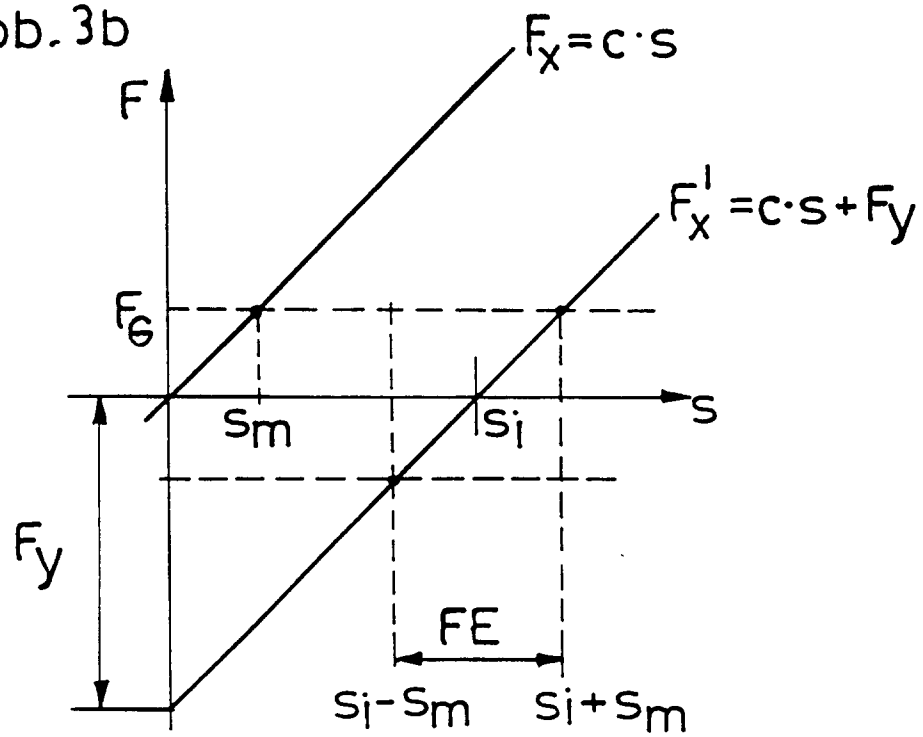
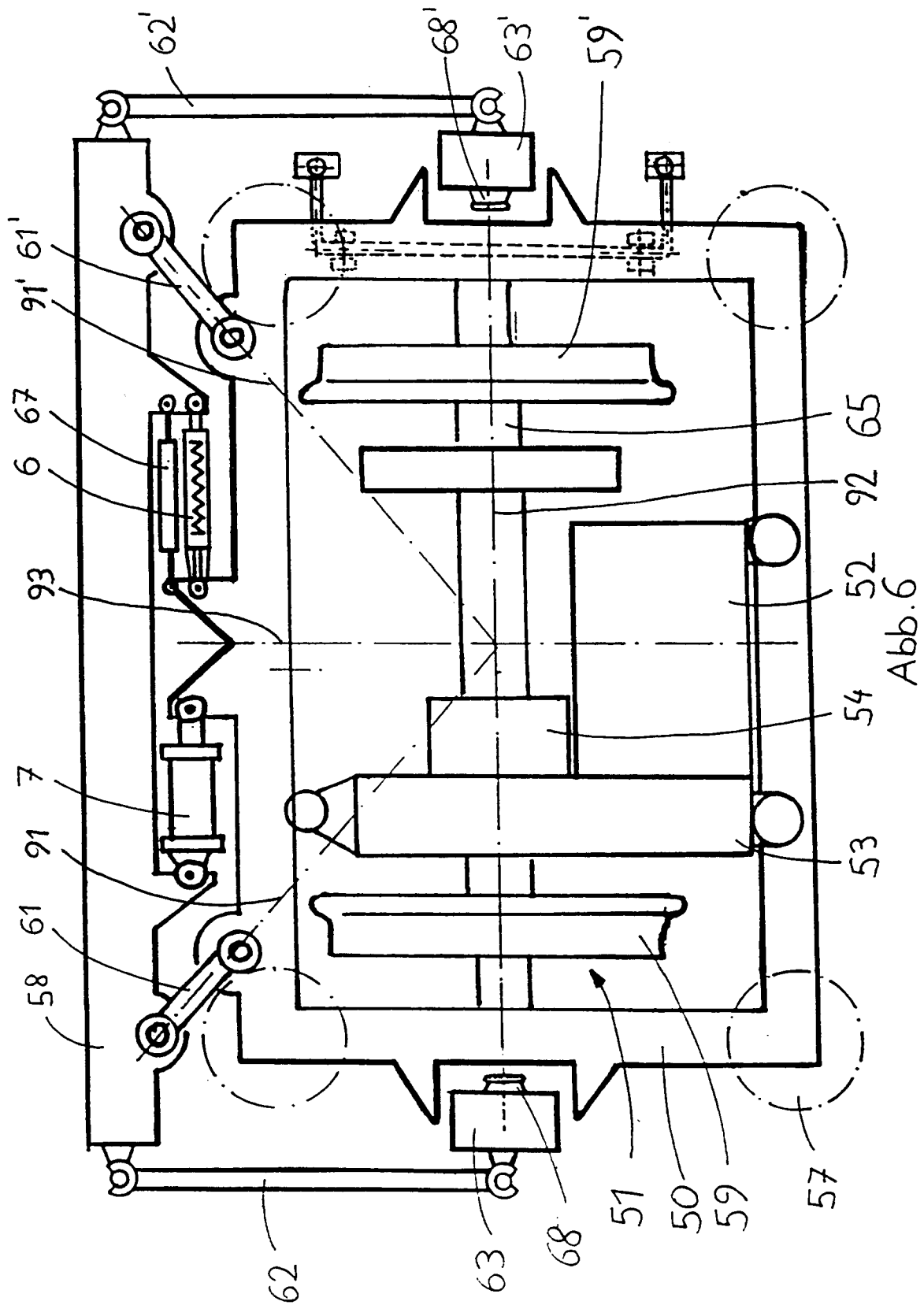


Abb. 3b





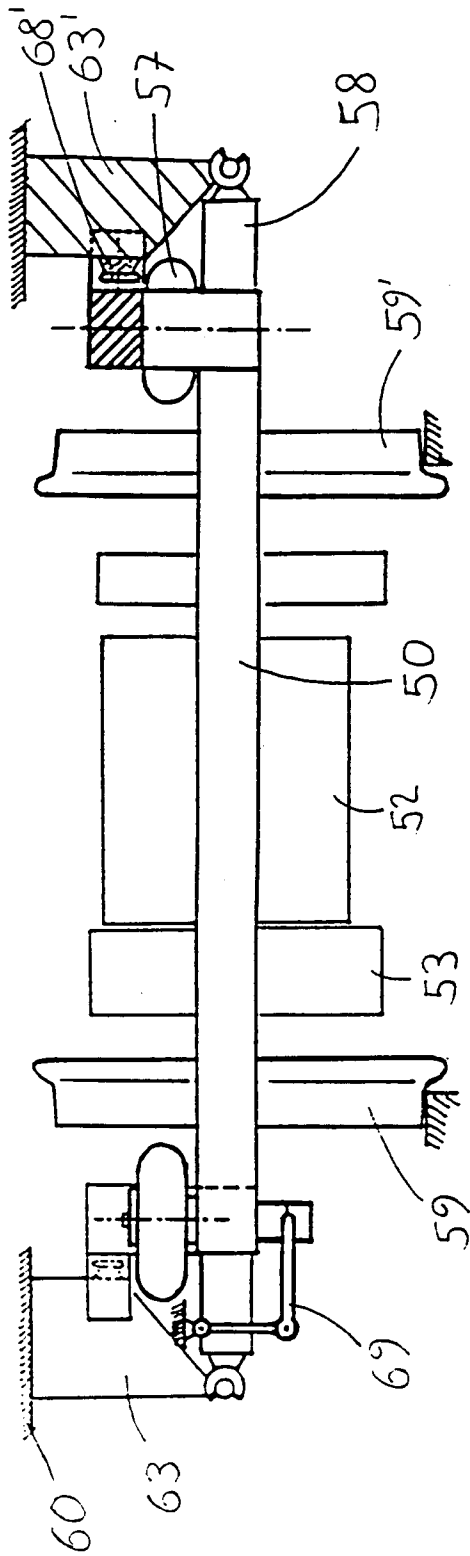


Abb. 7

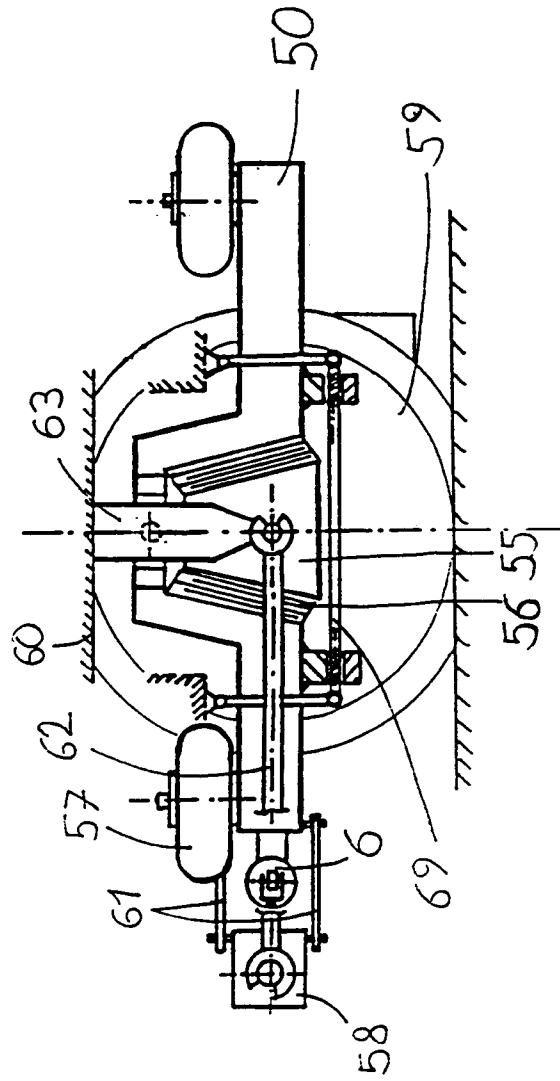


Abb. 8

