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

(11) Veröffentlichungsnummer: **0 613 809 A1**

(12) EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **94250051.3**

(51) Int. Cl.[5]: **B61F 5/30**, B61F 5/04

(22) Anmeldetag: **01.03.94**

(30) Priorität: **01.03.93 DE 4306848**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.09.94 Patentblatt 94/36

(84) Benannte Vertragsstaaten:
BE ES FR IT NL

(71) Anmelder: **INSTITUT FÜR SCHIENENFAHRZEUGE GmbH**
Adlergestell 598
D-12527 Berlin (DE)

(72) Erfinder: **Moeschler, Franz**
Regattastrasse 72 d
D-12527 Berlin (DE)
Erfinder: **Worbs, Steffen**
Persiusstrasse 18
D-10245 Berlin (DE)

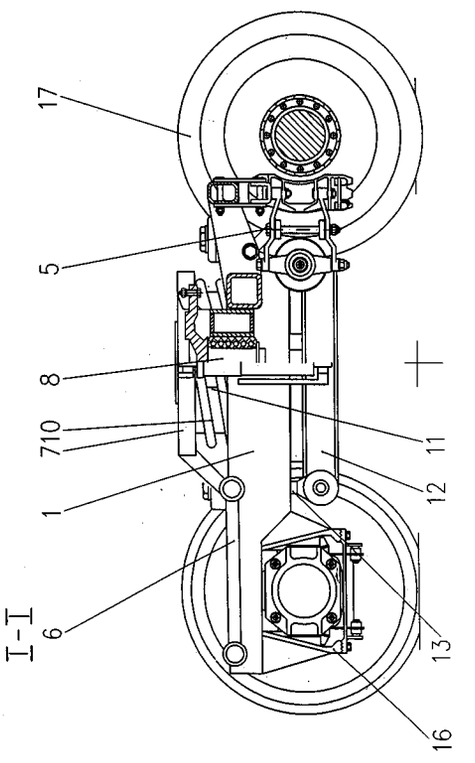
(74) Vertreter: **Köhler, Reimund**
Patentanwalt,
Uhlandallee 74
D-15732 Eichwalde (DE)

(54) Hochgeschwindigkeits-Güterwagendrehgestell.

(57) Gegenüber Standard-Güterwagen sind bei Hochgeschwindigkeitsverkehr besondere Einrichtungen zur Erzielung der erforderlichen Laufruhe und der notwendigen Abbremsung vorgesehen. Es ist Stand der Technik, für die lateral entkoppelte Drehgestellanlenkung ù.a. eine Wiege mit Pendeln oder Schaken und Querdämpfern vorzusehen. Die Nutzung der Flexicoil-Wirkung von Schraubenfedern scheidet aus, da die vorhandenen großen Belastungsunterschiede den Schraubenfedern aufgrund entstehender Querfederungseigenschaften nicht entsprechen.

Erfindungsgemäß wirkt ein Achsführungs-, Federungs- und Dämpfungselement (16) mit etwa 1/10 der zulässigen statischen Einfederung zwischen dem leeren und beladenen Güterwagen. Dieses Element besitzt eine ausreichende Längselastizität und eine mehrfach größere Querelastizität für einen guten horizontalen Farhzeuglauf. Zur Stabilisierung sind für die in allen drei Richtungen wirkenden Elastizitäten proportional abgestimmte Dämpfer integriert.
Zum Ausgleich der Radaufstandskräfte ist ein verwindbarer Drehgestellrahmen (1) vorgesehen.

Figur 1



EP 0 613 809 A1

Die Erfindung betrifft ein Güterwagendrehgestell für hohe Geschwindigkeiten.

Gegenüber Standard-Güterwagendrehgestellen sind besondere Einrichtungen und Maßnahmen zur Erzielung der erforderlichen Laufruhe und der notwendigen Abbremsung bei hohen Fahrgeschwindigkeiten vorgesehen. Andererseits bestehen bei der Vielzahl von Güterwagen strengere wirtschaftliche Maßstäbe, die nur den unbedingt nötigen Aufwand rechtfertigen. Die hieraus resultierenden technischen Forderungen lassen sich wie folgt zusammenfassen:Hinsichtlich der Laufruhe müssen Güterwagen für einen Geschwindigkeitsbereich über 140 km/h eine lateral entkoppelte Drehgestellanlenkung aufweisen, um nicht den Güterwagen zu zwingen, den lateralen Bewegungen des Drehgestells beim Sinuslauf zu folgen. Ebenso ist zur Stabilisierung desselben eine ausreichende Drehhemmung zwischen Wagen und Drehgestell vorzusehen. Bei vielen Güterwagen besteht auch die Forderung nach verbesserter Wankstabilität. Nicht zuletzt ist eine bessere vertikale Stoß- und Schwingungsisolation durch größere vertikale Federwege vonnöten, da mit höheren Fahrgeschwindigkeiten die Störkräfte ansteigen. Ab 160 km/h machen sich longitudinale Erregerkräfte störend bemerkbar, die aus der Unwucht und Unrundheit der Radsätze herrühren und den Wagen zu vertikalen Biegeschwingungen anregen. Für die Abbremsung müssen Scheibenbremsen in Mehrfachanordnung mit Maßnahmen zur besseren Wärmeabführung eingesetzt werden, da Klotzbremsen den bei hohen Geschwindigkeiten auftretenden Anforderungen nicht genügen.

Zur Lösung des Problems sind eine Vielzahl von Vorschlägen bekannt, die sich gegenseitig häufig widersprechen oder ausschließen bzw. zu aufwendig sind und meistens aus dem Bereich der Reisezugwagen-Drehgestelle kommen.

Es ist Stand der Technik, für die lateral entkoppelte Drehgestellanlenkung eine Wiege mit Pendeln oder Schaken und Querdämpfern vorzusehen. Die Nutzung der Flexicoil-Wirkung von Schraubenfedern scheidet aus, da die vorhandenen großen Belastungsunterschiede bei Güterwagen den Schraubenfedern aufgrund entstehender Querfederungseigenschaften nicht entsprechen. Es ist weiter bekannt, zur vollständigen Ausnutzung der vertikal zulässigen statischen Absenkung des Wagens zwischen leer und beladen nachstellbare Pendel vorzusehen. Die für Güterwagen günstigere belastungsproportionale Reibdämpfung durch seitliche Auflagerung auf die Wiege zur Stabilisierung des Sinuslaufes muß im Hochgeschwindigkeitsbereich sorgfältig erfolgen. So erfordern die bei der Drehhemmung des Sinuslaufes auftretenden kleinen Reibwege bzw. -amplituden eine longitudinal nahezu starre Anlenkung der Wiege an das Drehgestell. Die bei Hochgeschwindigkeitsreisezugwagen bekannten Anlenkungsausführungen sind elastisch. Durch den Einbau der in Fahrzeuglängsrichtung progressiv elastischen Gummielemente zur schwingungsmäßigen Isolierung der Radsatzerregerkräfte wird die Effektivität der Drehhemmung im Hochgeschwindigkeitsbereich unzulässig abgemindert. Ein weiterer Bereich, in dem naheliegende Lehren vermittelt werden, ist die Achsfederung und -führung. Die Schrift DE-OS 2309702 beinhaltet eine allseitig elastische Anlenkung des Achslagergehäuses, bei der in longitudinale Richtung die größte Elastizität vorhanden ist, um eine freie Einstellbarkeit des Radsatzes im Gleisbogen zu ermöglichen. Eine zusätzliche Feder preßt ein längssteif angelenktes Gleitstück gegen eine oben liegende Reibfläche des Achslagergehäuses und erzeugt dadurch eine longitudinale Reibdämpfung. Weiterhin wird in der DE-OS 3918300 eine Federblatt-Achsanlenkung beschrieben, bei der an der Verbindungsstelle des Lenkers am Achslagergehäuse ein Gummizwischenlager angeordnet ist. Ein Dämpfer,der parallel zum Federblatt liegt und zwischen Achslager und Drehgestelleinspannstelle angeordnet ist, dämpft die Längselastizität. Alle diese Schriften vermitteln jedoch nicht die vollständige Lösung für Hochgeschwindigkeits-Güterwagendrehgestelle.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Drehgestell zu schaffen, welches die eingangs aufgezählten Forderungen nach ausreichender Drehhemmung und genügender Wankstabilität bei guter Stoß- und Schwingungsisolation erfüllt, wobei ein Widerspruch zwischen der für die Drehhemmung erforderlichen nahezu längsstarren Anlenkung der Wiege an den Drehgestellrahmen und andererseits nach einer ausreichenden Längselastizität zur Schwingungsisolation der Radsatzerregerkräfte, die aus der Unwucht und Unrundheit herrühren, besteht. Das erfordert eine nahezu längsstarre Ankoppelung der Wiege an den Drehgestellrahmen zur effektiven Drehhemmung der kleinen Sinuslauf-Amplituden und andererseits eine ausreichende Längselastizität im Drehgestell zur schwingungsmäßigen Isolation der Radsatzerregerkräfte, die aus der Unwucht und Unrundheit herrührt. Hierbei sind den großen Unterschieden der Massen bzw. Massenträgheiten, die zwischen einem leeren und einem beladenen Güterwagen bestehen, Rechnung zu tragen.

Hierzu dient erfindungsgemäß ein spezielles Achsführungs-, Federungs- und Dämpfungselement, das etwa 1/10 der zulässigen statischen Einfederung zwischen dem leeren und beladenen Güterwagen bewirkt. Außerdem besitzt dieses Element eine ausreichende Längselastizität und eine mehrfach größere Querelastizität für einen guten horizontalen Fahrzeuglauf. Zur Stabilisierung sind für die in allen drei Richtungen wirkenden Elastizi-

täten proportional abgestimmte Dämpfer integriert. Die weiterhin davon bedingten und abgeleiteten Merkmale beziehen sich auf einen verwindbaren H-förmigen Drehgestellrahmen mit einer Z-förmigen fast längsstarren Anlenkung der Wiege und seitlichen Auflagerung des Güterwagens. Je nach bestehenden Forderungen hinsichtlich der Wankstabilität kann der Sekundärfederabstand gleich groß wie der Primärfederabstand sein. Eine größere Wankstabilität läßt sich durch Vergrößerung des Sekundärfederabstandes erzielen. Eine weitere Steigerung ergeben gegenüber der Senkrechten nach außen geneigte Pendel. Grundsätzlich werden zur Ausschöpfung der zulässigen statischen Einfederung die Pendel nachstellbar gestaltet. Weiterhin sind die Primär- und Sekundärfederkennlinien progressiv nach einer e-Funktion gestaltet, um gleichbleibende Einfederungsfrequenzen in allen Beladungszuständen zu erhalten. Besonderes Augenmerk erfordert die Mehrfach-Achswellen-Scheibenbremse. Die geringen Primärfederamplituden stellen keine besonderen Anforderungen an die Aufhängung der Bremsbeläge und ihrer Gestänge. Auch während des Bremsens ist nahezu die volle Stoß- und Schwingungsisolation erhalten. Speziell für die Scheibenbremse ist der Drehgestellrahmen so gestaltet, daß ausreichend freie Querschnitte vorhanden sind. damit die für die Kühlung notwendige Luft auch zur Bremseinrichtung des nachlaufenden Radsatzes gelangen kann.

Die Einzelheiten der Erfindung sind an drei Ausführungsvarianten erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1: Die halbe Seitenansicht und den halben Mittenlängsschnitt eines Hochgeschwindigkeits-Güterwagendrehgestell speziell für Geschwindigkeiten ab 160 km/h nach der Linie I-I der Fig. 2,
- Fig. 2: Die Draufsicht auf das Drehgestell nach Fig. 1,
- Fig. 3: Die halbe Seitenansicht und den halben Mittenlängsschnitt eines wanksteiferen Hochgeschwindigkeits-Güterwagendrehgestells für Geschwindigkeiten über 200 km/h nach einer Linie III-III der Fig. 4,
- Fig. 4: Die Draufsicht auf das Drehgestell nach Fig. 3,
- Fig. 5: Die halbe Seitenansicht und den halben Mittenlängsschnitt eines weiteren wanksteiferen Hochgeschwindigkeits-Güterwagendrehgestells für Geschwindigkeiten über 200 km/h nach einer Linie V-V der Fig. 6,
- Fig. 6: Die Draufsicht auf das Drehgestell nach Fig. 5,
- Fig. 7: Einen Querschnitt nach der Linie VI-VI der Fig. 6,
- Fig. 8: Die halbe Seitenansicht und den halben Längsschnitt des Führungs-, Federungs- und Dämpfungselements in einem größeren Maßstab,
- Fig. 9: Eine weitere Variante analog Fig. 8,
- Fig.10: Eine halbe Draufsicht im Schnitt nach der Linie II-II Fig. 8.

Der H-förmige und verwindbare Drehgestellrahmen 1 ist durch zwei elastisch-kardanische Lager 2 vertikal gelenkig verbunden, jedoch horizontal eck-steif gestaltet. Diese Lager 2 sind diagonal gegenüber im mittleren Teil der Langträger 3 angeordnet und stützen eine Seite der Querträger 4 während die andere Seite mit dem anderen Langträger 3 fest verbunden ist. Die Querträger 4 tragen außerdem die Scheibenbremsgestänge 5. An zwei diagonal gegenüberliegenden Enden der Langträger 3 sind nahezu längsstarr und kardanisch die Wiegenlenker 6 Z-förmig angekoppelt. Diese verbinden die Wiege 7 mit dem Drehgestellrahmen 1. In der Mitte der Wiege 7 taucht ein Drehzapfen 8 ein, welcher die längs- und quergerichteten Kräfte überträgt. Die senkrechte Belastung wird über die seitlichen Gleitstücke 9 übertragen. Infolge der nahezu längsstarren Ankopplung der Wiege 7 an den Drehgestellrahmen 1 können die Gleitstücke 9 die erforderliche Drehhemmung bewirken. Die Gleitamplituden erreichen meist nur einen Betrag bis zu 2 mm. Die Wiege 7 stützt sich auf die Schraubenfedern 10, die im Inneren eine Gummizusatzfeder 11 besitzen und im Arbeitsbereich der beiden Schraubenfedern 10 und Gummizusatzfeder 11 eine progressive Kennlinie nach einer e-Funktion erzeugen. Der Anteil der Wiegenfedern beträgt ca. 90 % des zulässigen statischen Federweges zwischen leerem und beladenem Fahrzeug. Die Schraubenfedern 10 und Gummizusatzfedern 11 stehen auf dem Wiegentrog 12. Dieser hängt an vertikalen Pendeln 13, die zum Ausgleich des Höhenverlustes infolge Laufflächenberichtigung nachstellbar sind. Die Pendel 13 werden durch eine Bolzenlagerung 14 mit dem Wiegentrog 12 verbunden, um Instabilität infolge Abkippens des Wiegentroges 12 zu vermeiden. Oben erfolgt die Lagerung der Pendel 13 im Langträger 3 durch ein sphärisches Lager 15. Im mittleren Bereich ist der Langträger 3 verbreitert. Dort befindet sich eine Öffnung,durch welche die Schraubenfedern 10 hindurchragen. An allen vier Enden des Drehgestellrahmens 1 sind kombinierte Führungs-, Federungs- und Dämpfungselemente 16 angeordnet, welche die Radsätze 17 anlenken. Auf die Führungs-, Federungs- und Dämpfungselemente 16 wird später näher eingegangen. Die volle Ausschöpfung des zulässigen Federweges ergibt eine größere Wankstabilität gegenüber konventionellen Güterwagendrehgestellen. Bei diesen wird bei eintretendem Höhenverlust infolge Laufflächenberichtigung auf eine Nachstellung verzichtet. Aus

diesem Grunde steht für die Federung nur ein Teil der zulässigen statischen Absenkung zwischen leerem und beladenem Fahrzeug zur Verfügung. D.h.,die Federung ist härter und das Fahrzeug ist wanksteifer. Um die Wanksteifheit mit einfachen Mitteln auch bei dem vollen zulässigen Federweg zu erzielen, wird eine weitere Ausführungsvariante in den Figuren 3 bis 4 vorgestellt. Das wanksteifere Drehgestell wird durch die Vergrößerung des Querabstandes der Schraubenfedern 10 erzielt. Das ist sehr effektiv, da der Abstand zum Quadrat in die Wanksteifigkeit eingeht. Ansonsten entspricht das Drehgestell weitgehend der Ausgangsvariante. Die beiden elastisch-kardanischen Lager 2, welche die Drehgestellhälften verbinden, sind den veränderten Bedingungen angepaßt und ermöglichen, daß der Querträger 4 über den Langträger 3 hinauskragt. Um Raum für den Wiegenlenker 6 zu schaffen, erfolgt die Anordnung der Pendel 13 in einem Winkel zum Langträger 3 und die Aufhängepunkte befinden sich in den Querträgern 4. Der Wiegentrog 12 ist ebenfalls im gleichen Winkel aufgehängt und die Pendel 13 besitzen oben und unten sphärische Lager 15. Damit es hierdurch nicht zu Instabilitäten der Wiegentröge 12 kommt, sind diese durch zwei torsionsweiche Trogverbinder 18 zusammengekoppelt. Die Anlenkung der Radsätze 17 erfolgt ebenfalls durch die kombinierten Führungs-, Federungs- und Dämpfungselemente 16. Die größte Wanksteifheit ohne Verwendung von zusätzlichen Stabilisatoren läßt sich bei erhöhtem Federquerabstand durch geneigte Anordnung der Pendel 13 erzielen. Eine solche Ausführungsvariante, bei der die Pendel 13 im Langträger 3 angeordnet sind, zeigen die Figuren 5 bis 7. Bei der Durchfahrt eines Gleisbogens mit Fliehkraftüberschuß pendelt die Wiege 7 nach bogenaußen. Infolge der geneigten Pendel 13 um ca. 8° hebt sich dabei der bogenäußere Wiegentrog 12 während sich gleichzeitig der bogeninnere Wiegentrog 12 absenkt. Dieser Effekt ist gleichbedeutend mit einer zusätzlichen Gleisüberhöhung oder anders ausgedrückt, vermindert er den Wankwinkel gegenüber einer senkrechten Pendelanordnung. Außer dieser Besonderheit besitzt das Drehgestell analoge Bauelemente der ersten oder zweiten Ausführungsvariante. Der Unterschied besteht hauptsächlich darin, daß der Wiegentrog 12 nicht unmittelbar an den Pendeln 13 aufgehängt ist, sondern unter Zwischenschaltung der Trogverbinder 18. Da diese lasttragend sind, wurde auf eine torsionsweiche Bauart verzichtet und sattdessen die beiden Trogverbinder 18 diagonal an einer Seite am Wiegentrog 12 fest angeschlossen und der anderen Seite unter Zwischenschaltung eines elastisch-kardanischen Lagers 2 angelenkt. Hierdurch ist auch bei Gleisverwindungen ein Ausgleich der Belastungen im Drehgestell gegeben. Das in allen Ausführungsvarianten enthaltene Führungs-, Federungs- und Dämpfungselement 16 zeigen die Figuren 8 bis 10. Der Radsatz 17 besitzt an beiden Seiten geschlossene Kegelrollenlagereinheiten 34, diese werden von einem Achslagergehäuseoberteil 19 und einem Achslagergehäuseunterteil 20 umfaßt, wobei letzteres unten einen Durchbruch 21 besitzt, damit Heißlauf-Detektoren die Lagertemperaturen exakt feststellen können.Das Achslagergehäuseoberteil 19 und Achslagergehäuseunterteil 20 wird durch den Gehäusedeckel 22 und den Gehäuseboden 23 zusammengehalten. Die senkrechte Belastung wird zum größten Teil von der oberen Gummidruckfeder 24 übertragen. Damit die gewünschte progressive Kennlinie entsteht, erhält die Gummidruckfeder 24 eine Stützglocke 25, die gleichzeitig als senkrechter Notanschlag dient. Die gleichen Aufgaben kann auch ein Gürtelring 25' erfüllen. Zwischen Gummidruckfeder 24 und Gehäuseoberteil 19 befindet sich eine waagerechte Reiblamelle 26. Diese hat eine ringförmige Auflage und Reibfläche und füllt den Abstand zwischen Gehäusedeckel 22 und Gehäuseboden 23 aus. Die Reiblamelle 26 ist über den flachen Querschnitt elastisch verformar, aber gegenüber den auftretenden Reibkräften knicksteif. An seinem Ende ist diese an einem Bolzen 27, der am Ende des Langträgers 3 befestigt ist, drehbar und senkrecht verschiebbar gelagert. An beiden Seiten des Achslagergehäuseoberteils 19 ist je eine Gummischubdruckfeder 28 unter einem Außenwinkel von 75° befestigt. Zwischem dem Achslagergehäuseunterteil 20 und den Gummi-Schub-Druckfedern 28 ist hier zusätzlich je ein Anpreßkeil 29 und je eine senkrechte Reiblamelle 30 angebracht, deren ringförmige Auflage und Reibfläche wird in einer senkrechten Nut des Anpreßkeiles 29 fest verbunden, dieser erhält die senkrechte Führung oben an der Teilungsfuge durch das Achslagergehäuseoberteil 19 und unten durch eine Nase des Achslagergehäuseunterteils 20. Die seitlichen Führungen bilden der Gehäusedeckel 22 und der Gehäuseboden 23. Die Schäfte der senkrechten Reiblamellen sind ebenfalls elastisch und knicksteif und sind unten auf einem Bolzen 27 dreh- und verschiebbar gelagert. Diese Bolzen 27 sind an einem Achshaltersteg 31 befestigt, der ebenfalls wie das Gehäuseunterteil 20 einen Durchbruch hat. Die Gummi-Schub-Druckfedern 28 sind außen lösbar in dem Langträger 3 gehalten. Dazu dienen oben ein prismatischer Anschlag 32 und seitlich je ein stufenförmiger Anschlag 33. Dieser bildet außerdem noch die horizontalen Begrenzungen und Notführungen des Radsatzes 17 dadurch, daß der Gehäusedeckel 22 und der Gehäuseboden 23 an den stufenförmigen Anschlag 33 dann zur Anlage kommt. Die senkrechte Federung entsteht durch die obere Gummidruckfeder 24 und die seitlichen Gummi-Schub-Druckfedern 28. Für die Längsfüh-

rung und -federung dienen zum überwiegenden Teil die Druck-Komponenten der Gummi-Schub-Druckfeder 28 während die Querfederung- und führung durch Schub-Komponenten der gleichen Gummi-Schub-Druckfedern 28 erfolgt. Die belastungsabhängige Reibdämpfung der Längsbewegung entsteht zwischen waagerechter Reiblamelle 26 und Gehäuseoberteil 19. Jeweils die Kraft nur einer Gummi-Schub-Druckfeder 28 sorgt unter Zwischenschottung des Anpreßkeils 29 für die senkrechte belastungsabhängige Reibdämpfung, die zwischen Achslagergehäuseunterteil 20 und der senkrechten Reiblamelle 30 und zwischen dieser und dem Anpreßkeil entsteht. Durch die Drehbewegung der waagerechten Reiblamelle 26 und der beiden senkrechten Reiblamellen 30 um den Bolzen 27 und durch die seitliche Anlage der ringförmigen Reibflächen entsteht die belastungsabhängige Querdämpfung. Durch die aufeinander abgestimmten Elastizitäten und Dämpfungen in allen drei Richtungen ist es möglich, auch bei hohen Fahrgeschwindigkeiten bei einer Schwingungsisolation der Radsatzerregerkräfte am Achslagergehäuse einen stabilen Fahrzeuglauf zu erzielen.

Patentansprüche

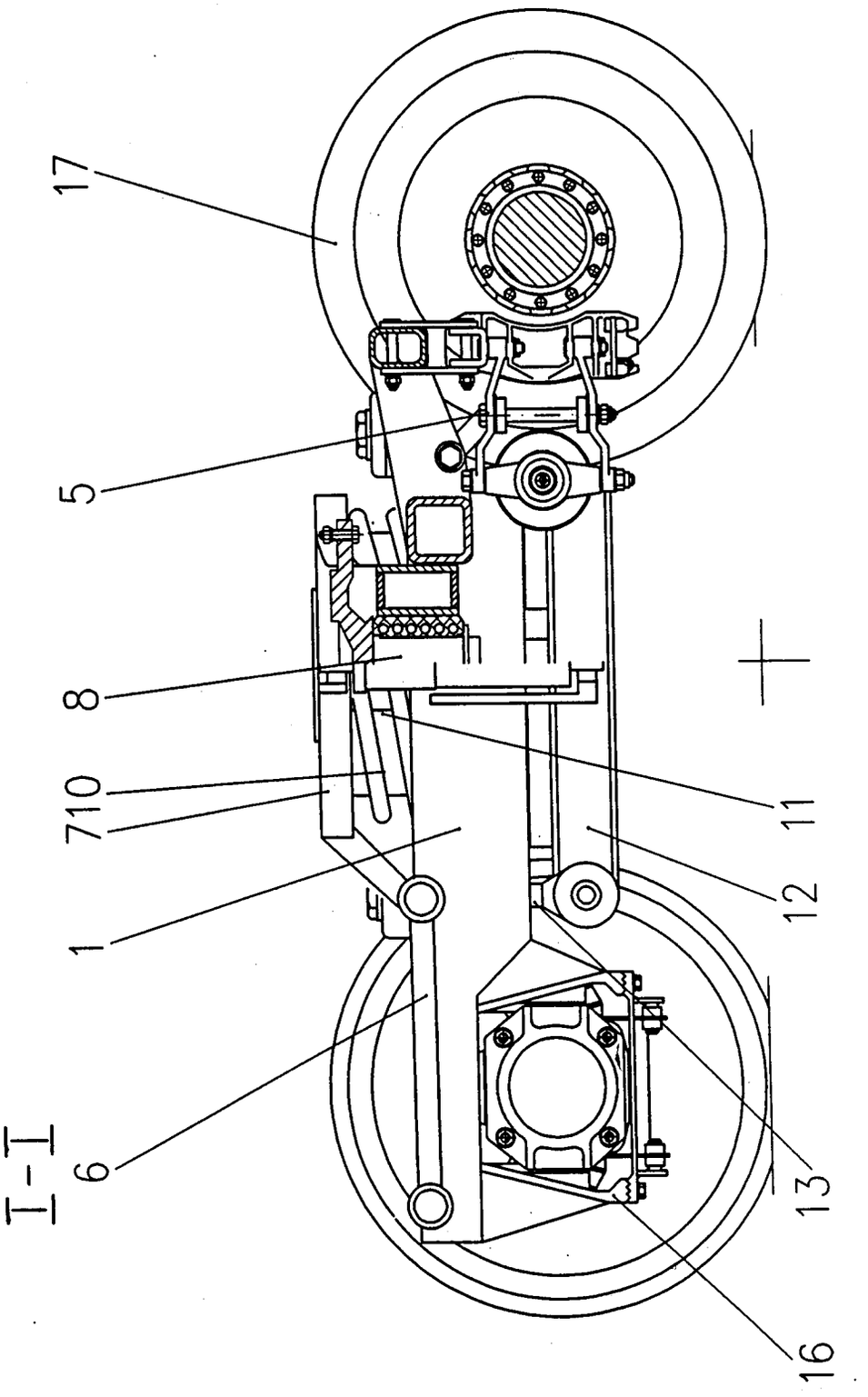
1. Hochgeschwindigkeits-Güterwagendrehgestell mit Achslagergehäusen, verwindbarem H-förmigen Rahmen, daran Z-förmig und nahezu längsstarr angelenkte Wiege mit seitlicher Auflagerung und nachstellbaren Pendeln, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Drehgestellrahmen (1) und Achslagergehäuseoberteil (19) sowie Achslagergehäuseunterteil (20) kombinierte Führungs-, Federungs- und Dämpfungselemente (16) angeordnet sind, deren Vertikalfederung progressiv ist und ungefähr 1/10 des Gesamtfederweges beträgt, die longitudinale Federkonstante erheblich größer als die laterale Federkonstante ist und daß in allen drei Richtungen wirkende Reiblamellen (26;30) angeordnet sind.

2. Hochgeschwindigkeits-Güterwagendrehgestell nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Achslagergehäuseoberteil (19) und der darüber vertikal mittig angeordneten Gummidruckfeder (24) eine Reiblamelle (26) angeordnet ist, die eine ringförmige Reibfläche besitzt und am Ende auf einen Bolzen (27) gelagert wird und daß weiterhin beiderseits des Achslagergehäuseoberteils (19) und des Achslagergehäuseunterteils (20) sich mehrere Gummi-Schub-Druckfedern (28) teilweise unter Zwischenschaltung eines Anpreßkeiles (29) befinden, zwischen denen senkrechte Reiblamellen (30) mit ringförmiger Auflage angeordnet sind, die am Ende auf einen Bolzen (27) gelagert sind, wobei nicht alle Gummi-Schub-Druckfedern (28) mit den senkrechten Reiblamellen (30) wirksam verbunden sind.

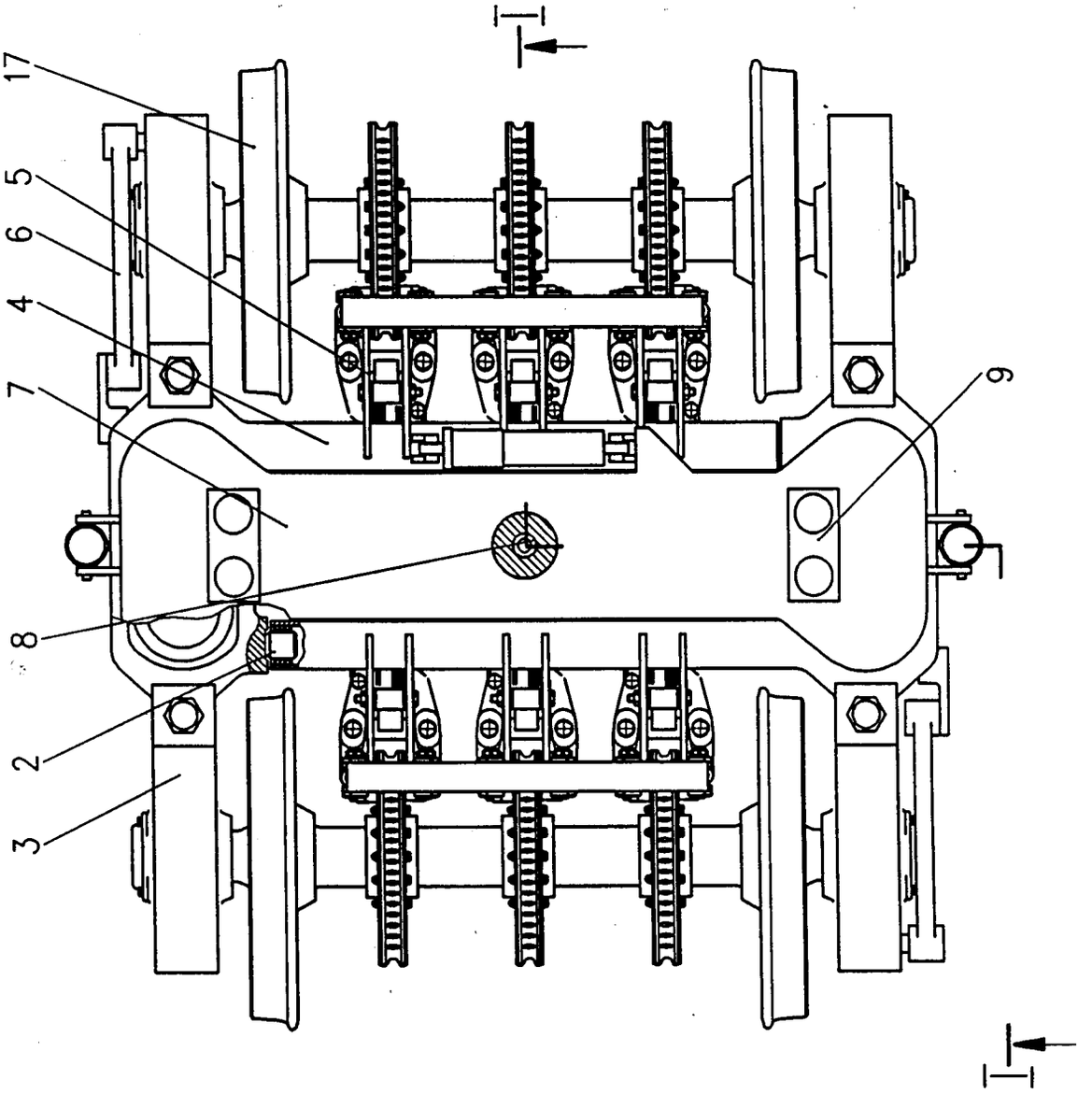
3. Hochgeschwindigkeits-Güterwagendrehgestell nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Schraubenfeder (10) in ihrer Mitte eine progressiv wirkende Gummizusatzfeder (11) aufweist, die nur im Arbeitsbereich zwischen leerem und beladenem Fahrzeug wirkt und daß der Querabstand der Schraubenfedern (10) gleich oder größer als der Querabstand des Führungs-, Federungs- und Dämpfungselements (16) der Radsätze (17) ist und daß die nachstellbaren Pendel (13) senkrecht oder unten nach außen geneigt ausgeführt sind.

4. Hochgeschwindigkeits-Güterwagendrehgestell nach Anspruch 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die mittige Gummidruckfeder (24) eine Stützglocke (25) oder einen Gürtelring (25') aufweist, wobei ein Abstand zwischen Gummidruckfeder (24) und Stützglocke (25') von ihrer gemeinsamen Verbindungsstelle zum Glockenrand bzw. Gürtelringrand hin größer werdend vorgesehen ist, und die Stützglocke (25) oder der Gürtelring (25') gleichzeitig als senkrechter Notanschlag dient und daß weiterhin durch Gehäusedeckel (22) und Gehäuseboden (23) im Zusammenwirken mit den stufenförmigen Anschlägen (33) der Federweg in Längs- und Querrichtung begrenzt wird und die waagerechte Notführung bildet.

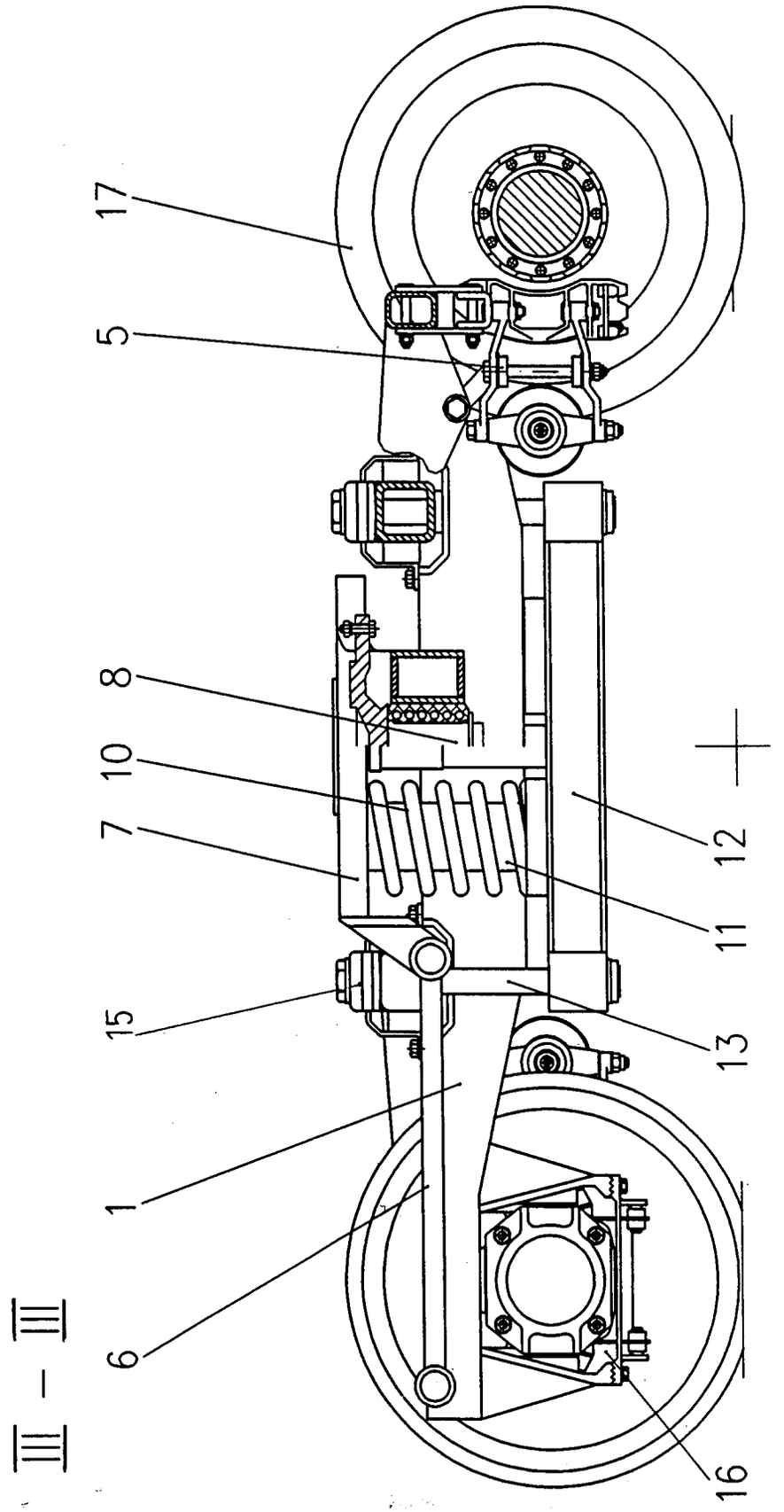
Figur 1



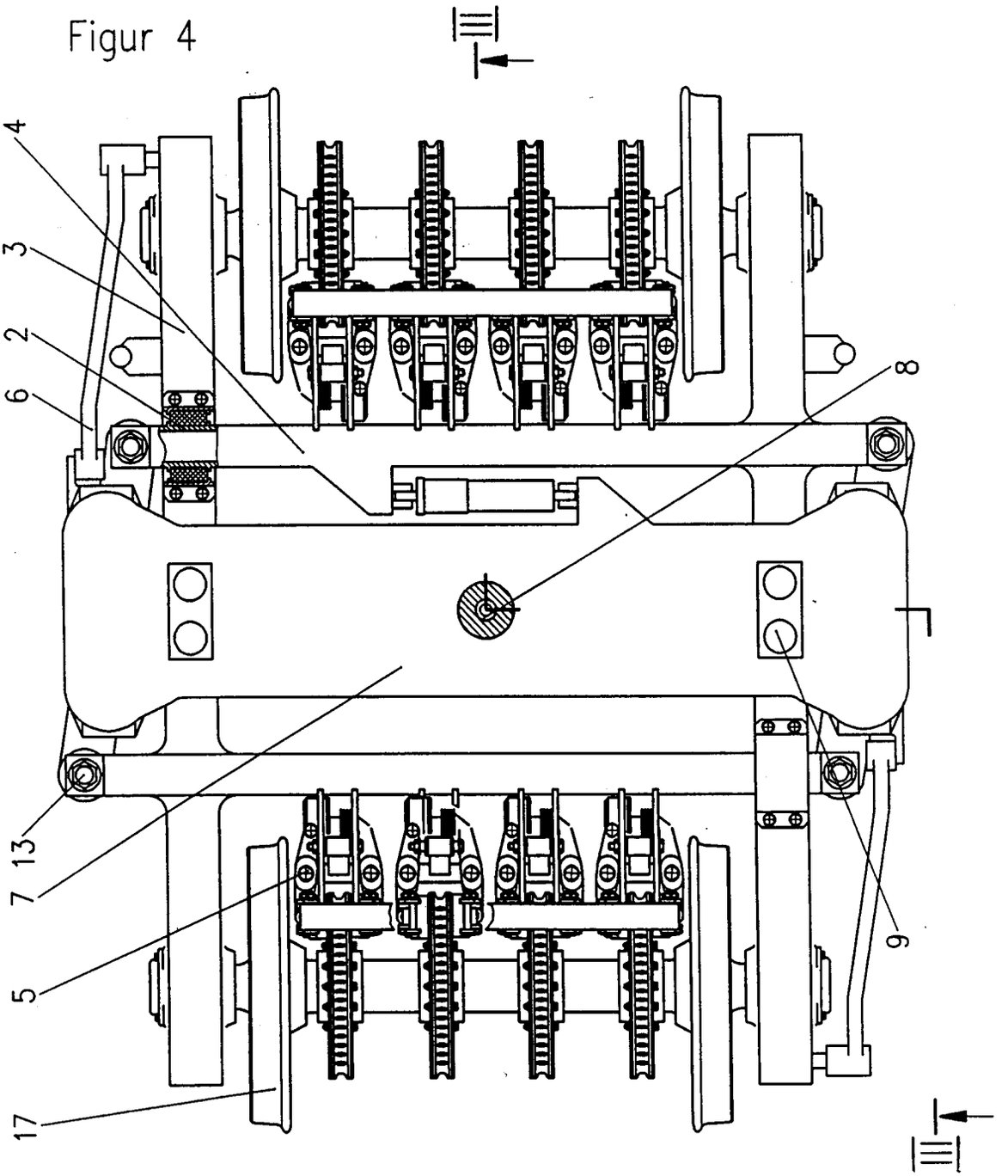
Figur 2



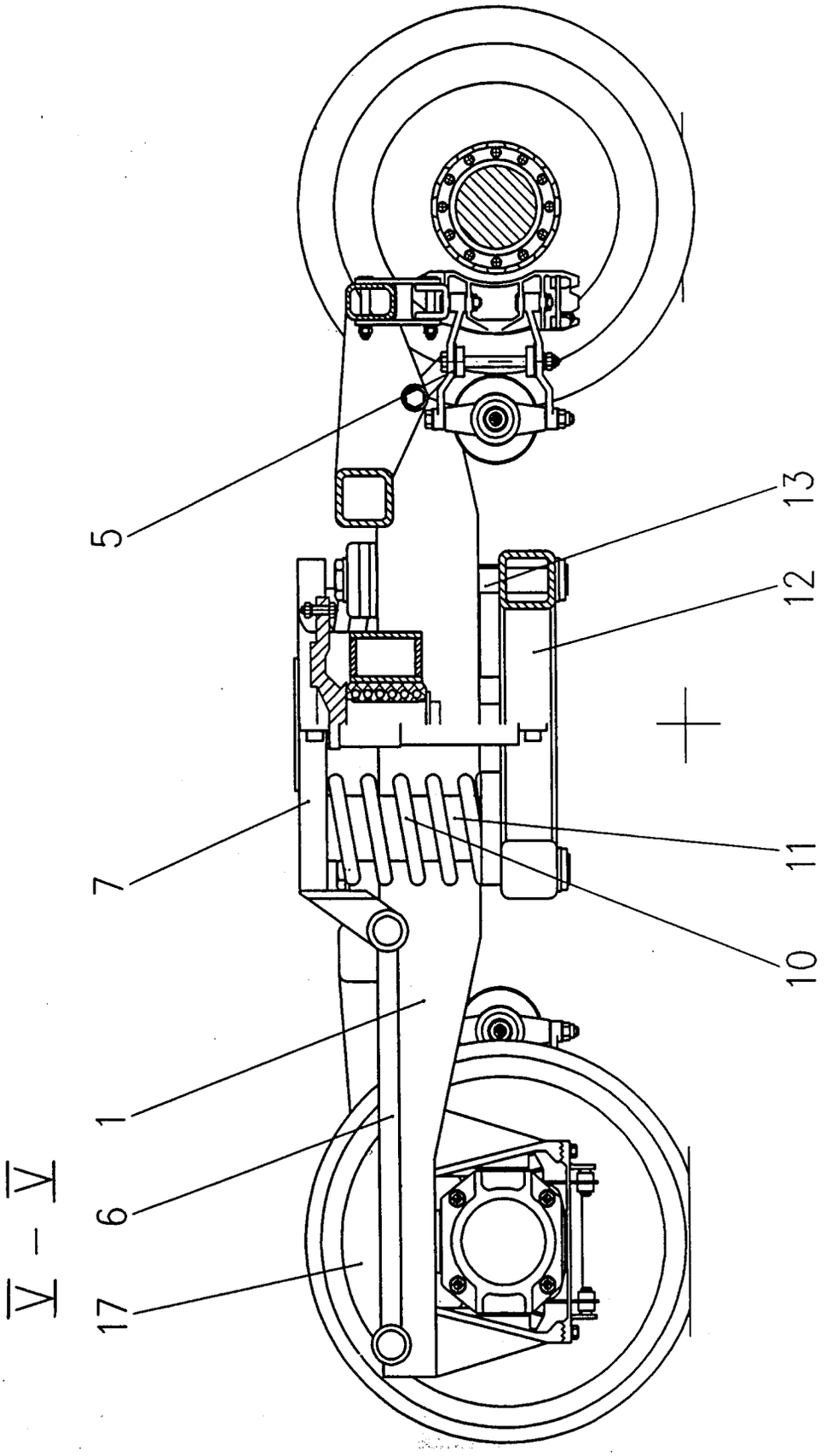
Figur 3



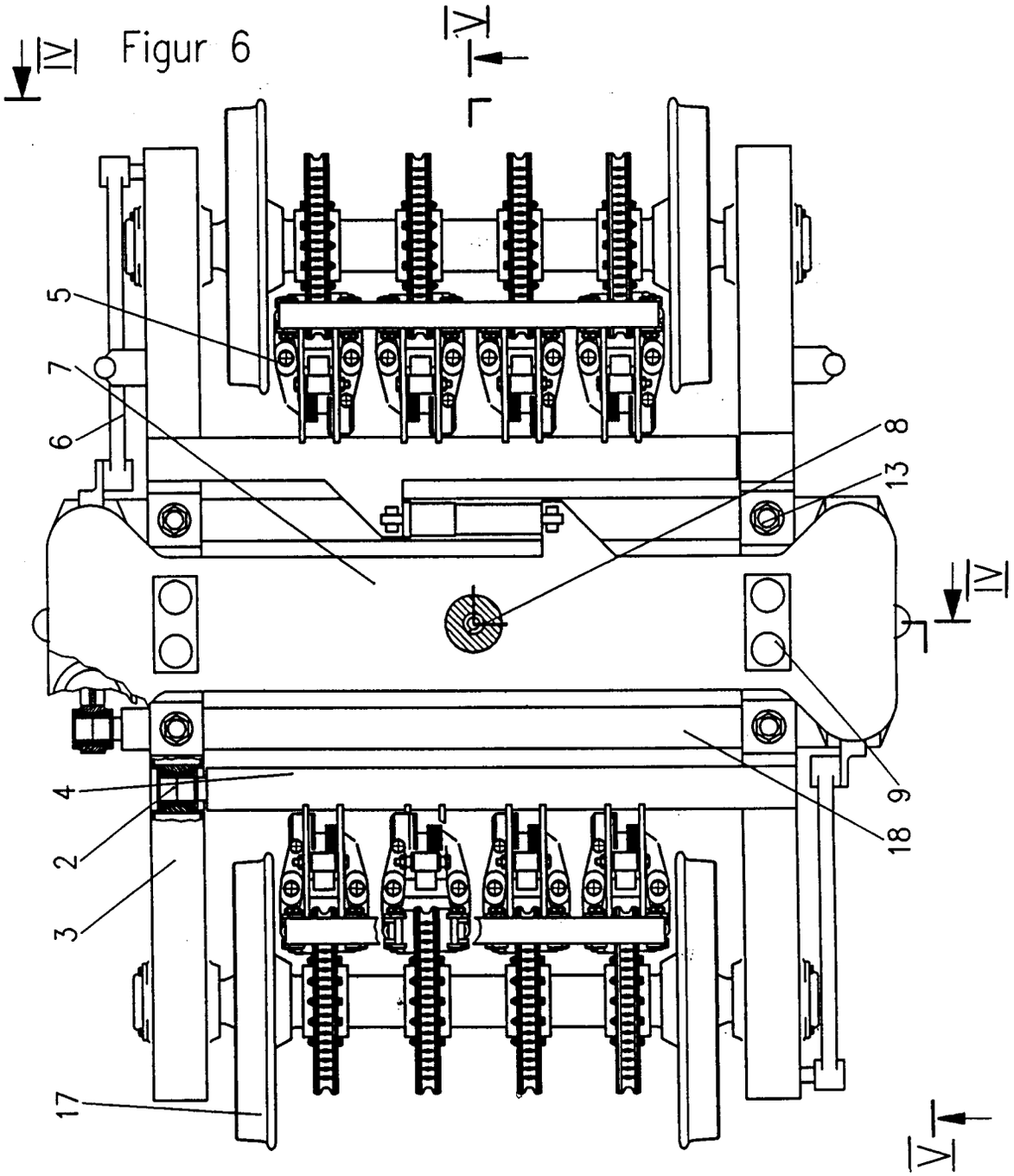
Figur 4



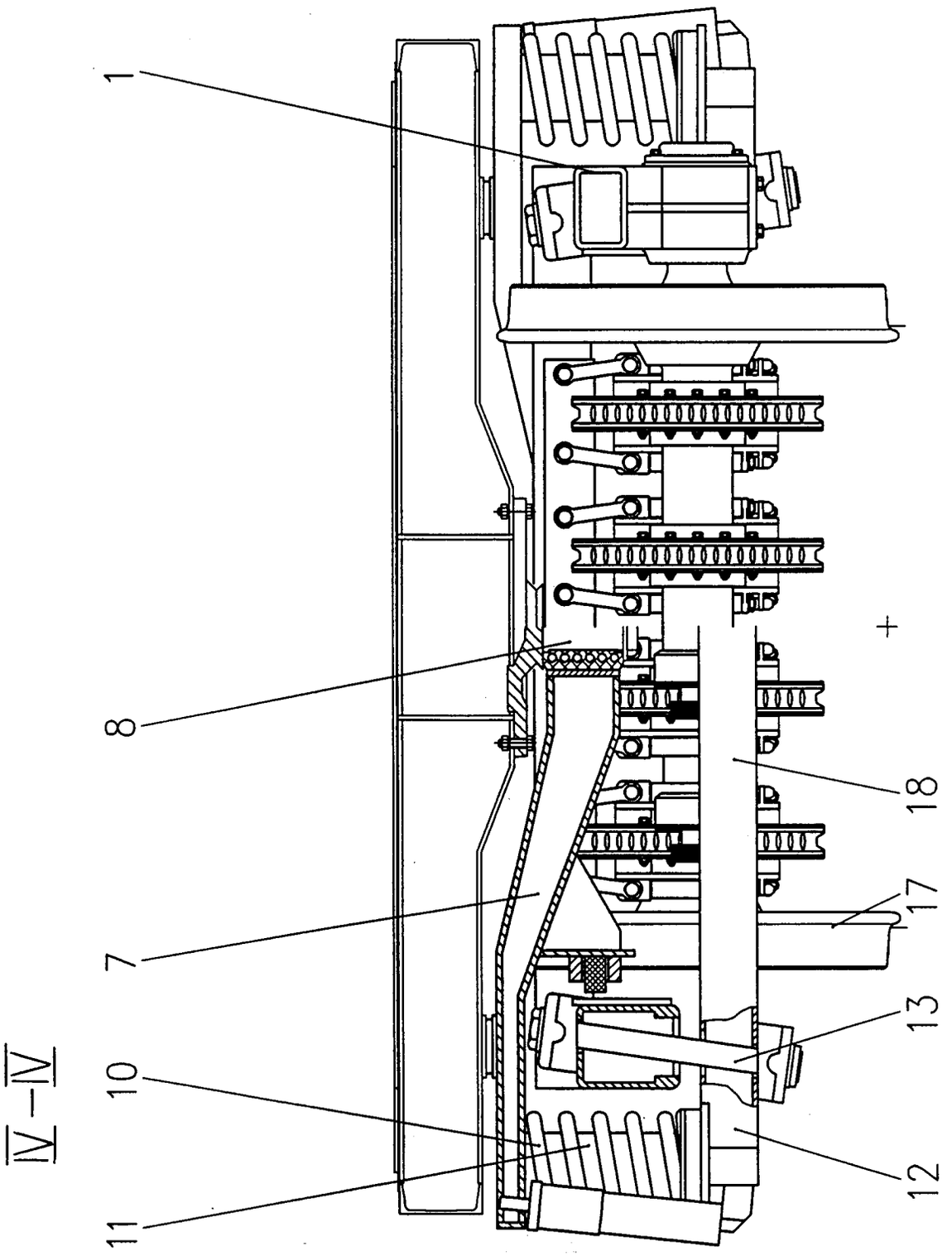
Figur 5



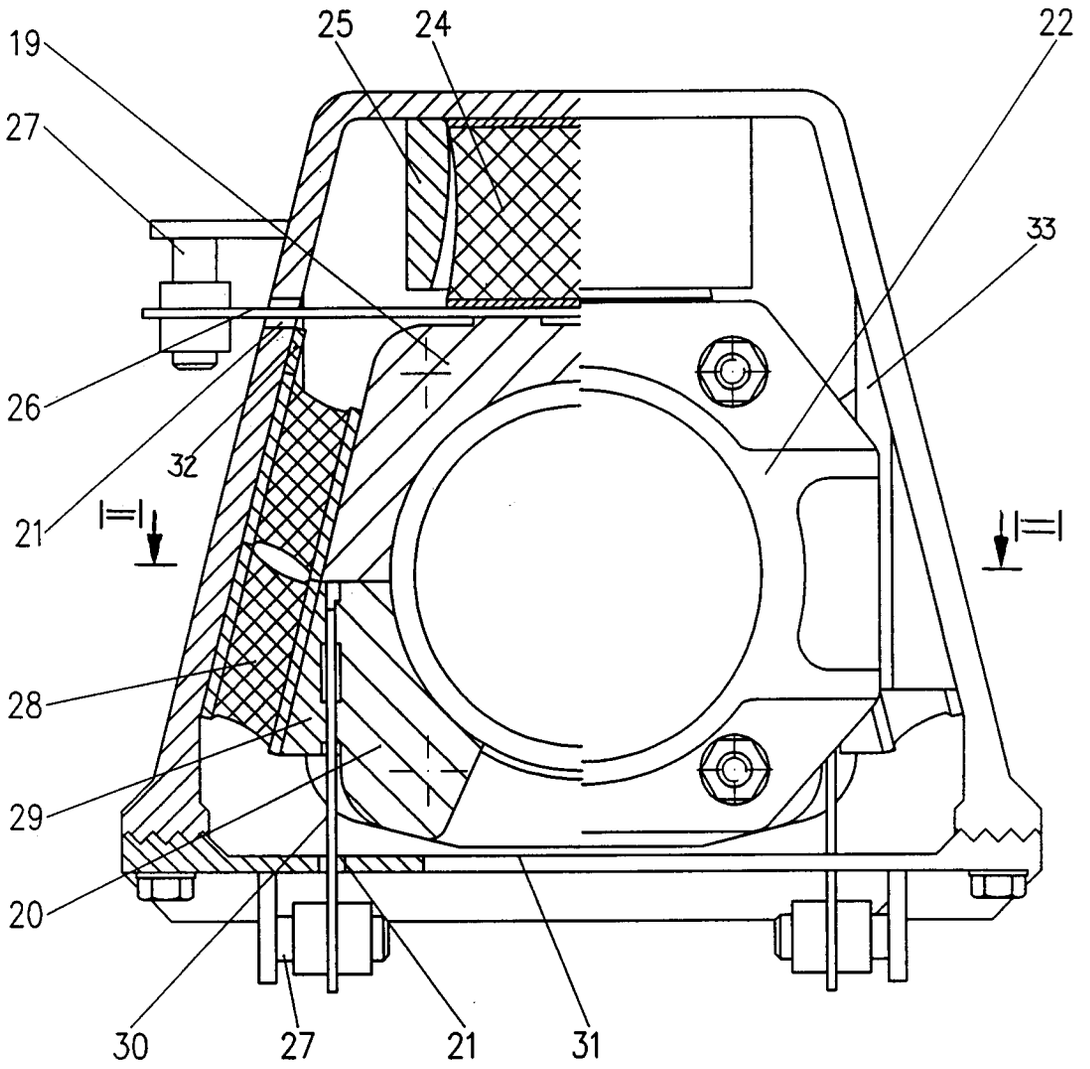
Figur 6



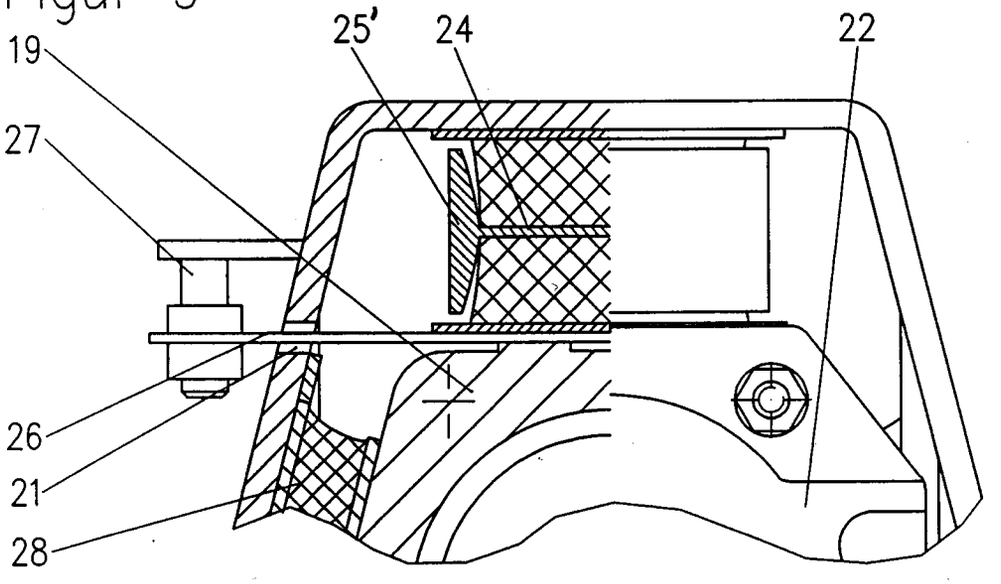
Figur 7



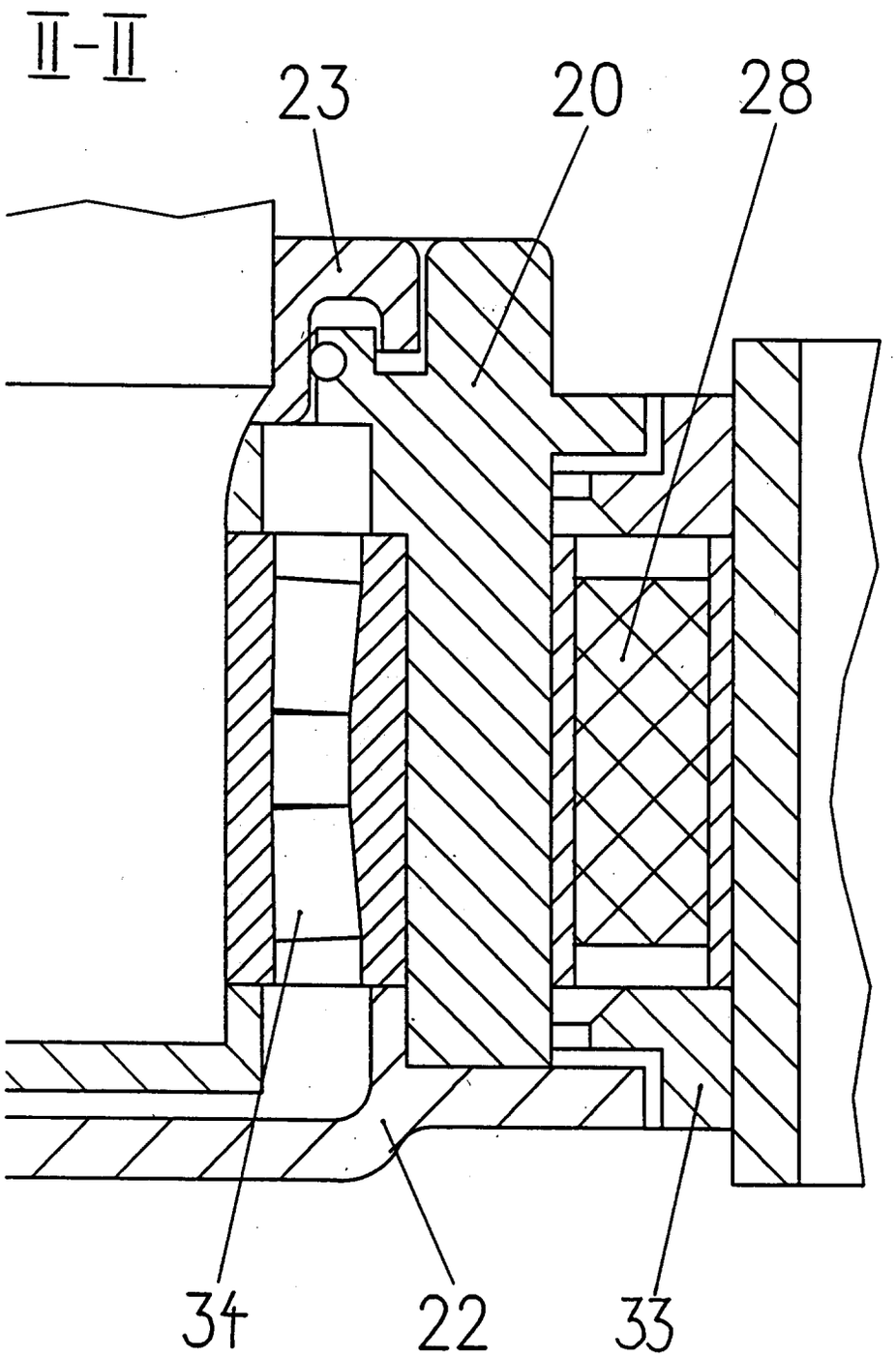
Figur 8



Figur 9



Figur 10



Europäisches Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 94 25 0051

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE

Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.5)
A	DE-A-27 10 983 (WAGGON UNION GMBH) * Seite 6, Zeile 14 - Seite 7, Zeile 16; Abbildungen 1-4 * ---	1,3	B61F5/30 B61F5/04
A	DE-C-938 673 (E. FILIPPINI) * Seite 2, Zeile 8 - Zeile 55; Abbildung 1 * * Anspruch 1 * ---	1	
A	GB-A-991 619 (ATELIERS BELGES, S. A.) * Seite 2, Zeile 21 - Zeile 97; Abbildungen 2,3 * ---	1	
A	US-A-2 299 560 (J. C. TRAVILLA) * Seite 1, rechte Spalte, Zeile 37 - Seite 2, linke Spalte, Zeile 69; Abbildungen 1-3 * ---	1	
A	GB-A-772 644 (SCHWEIZERISCHE LOKOMOTIV- UND MASCHINENFABRIK) * Seite 1, Zeile 95 - Seite 2, Zeile 23; Abbildungen 1,2 * -----	1	

RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.5)
B61F

Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt

Recherchenort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
DEN HAAG	2. Juni 1994	Chlosta, P

KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE

X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet
Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie
A : technologischer Hintergrund
O : nichtschriftliche Offenbarung
P : Zwischenliteratur

T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze
E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
D : in der Anmeldung angeführtes Dokument
L : aus andern Gründen angeführtes Dokument

& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument