



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 10 2008 008 007 A1 2009.08.13

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: 10 2008 008 007.1

(22) Anmeldetag: 07.02.2008

(43) Offenlegungstag: 13.08.2009

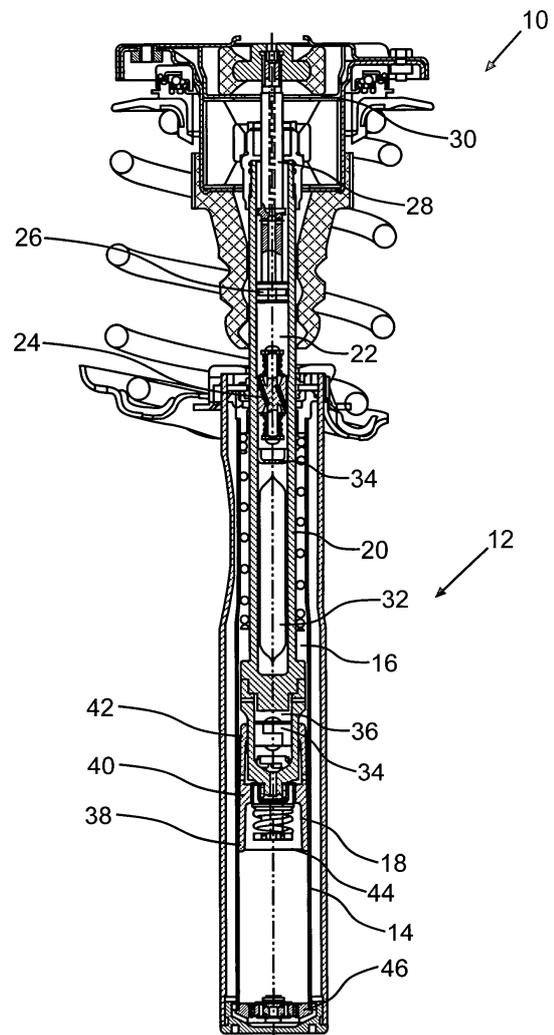
(51) Int Cl.⁸: F16F 9/508 (2006.01)

(71) Anmelder:
Daimler AG, 70327 Stuttgart, DE

(72) Erfinder:
Mosler, Christian, Dipl.-Ing., 70374 Stuttgart, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: Schwingungsdämpfer



(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft einen Schwingungsdämpfer (10), insbesondere für ein radführendes Federbein eines Kraftfahrzeugs, mit einer ersten Dämpfereinrichtung, welche einen in einem Arbeitsraum (16) eines Zylinders (12) axial verschiebbar angeordneten Kolben (18) umfasst, welcher eine Hohlkolbenstange (20) mit einem Innenraum (22) aufweist, wobei dem Innenraum (22) wenigstens eine weitere Dämpfereinrichtung zugeordnet ist und wobei der Innenraum (22) der Hohlkolbenstange (20) zum Aufnehmen eines, insbesondere hydraulischen Fluids und von dem Arbeitsraum (16) fluiddicht getrennt ausgebildet ist.

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Schwingungsdämpfer, insbesondere für ein radführendes Federbein eines Kraftfahrzeugs, mit einer ersten Dämpfereinrichtung, welche einen in einem Arbeitsraum eines Zylinders axial verschiebbar angeordneten Kolben umfasst, welcher eine Hohlkolbenstange mit einem Innenraum aufweist, wobei dem Innenraum wenigstens eine weitere Dämpfereinrichtung zugeordnet ist.

[0002] Die deutsche Patentanmeldung mit dem amtlichen Aktenzeichen 10 2007 023 088.7 beschreibt einen Schwingungsdämpfer für ein radführendes Federbein eines Kraftfahrzeugs, bei welchem eine erste Dämpfereinrichtung einen axial in einem Arbeitsraum eines Zylinders verschiebbar angeordneten Kolben umfasst. Eine Kolbenstange des Kolbens ist hierbei als Hohlkolbenstange ausgebildet. In einem Innenraum der Hohlkolbenstange ist eine innere Kolbenstange axial verschiebbar gelagert. Ein mit der inneren Kolbenstange verbundener innerer Kolben ist hierbei im Inneren des gegenüber dem Zylinder axial verschiebbaren Kolbens axial verschiebbar. Der an der Hohlkolbenstange angeordnete Kolben begrenzt somit einen inneren Arbeitsraum des inneren Kolbens.

[0003] Beim axialen Verschieben des inneren Kolbens in dem Arbeitsraum kann dem Arbeitsraum des Zylinders verdrängtes hydraulisches Fluid zuströmen. Die innere Kolbenstange ist gegenüber einer Hydraulikdichtung leichter verschiebbar, als die Hohlkolbenstange gegenüber einer äußeren Hydraulikdichtung des Zylinders. Hierbei ist eine geringere Losbrechkraft zum axialen Verschieben der inneren Kolbenstange nötig, so dass auch bei geringen Fahrbahnunebenheiten ein Dämpfen mittels des Schwingungsdämpfers ermöglicht ist.

[0004] Bei diesem Schwingungsdämpfer gemäß dem Stand der Technik erweist es sich jedoch als schwierig, die Dämpfungswirkungen der zwei ineinander gelagerten Dämpfereinrichtungen aufeinander abzustimmen.

[0005] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es daher, einen Schwingungsdämpfer der eingangs genannten Art zu schaffen, bei welchem ein verbessertes Abstimmen der Dämpfungswirkungen der Dämpfereinrichtungen ermöglicht ist.

[0006] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch einen Schwingungsdämpfer mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen mit zweckmäßigen Weiterbildungen der Erfindung sind in den abhängigen Patentansprüchen angegeben.

[0007] Bei dem erfindungsgemäßen Schwingungsdämpfer mit einer ersten Dämpfereinrichtung, welche einen in einem Arbeitsraum eines Zylinders axial verschiebbar angeordneten Kolben umfasst, welcher eine Hohlkolbenstange mit einem Innenraum aufweist, wobei dem Innenraum wenigstens eine weitere Dämpfereinrichtung zugeordnet ist, ist vorgesehen, dass der Innenraum der Hohlkolbenstange zum Aufnehmen eines, insbesondere hydraulischen, Fluids und von dem Arbeitsraum fluiddicht getrennt ausgebildet ist.

[0008] Der Erfindung liegt die Erkenntnis zugrunde, dass das Abstimmen der Dämpfungswirkungen der Dämpfereinrichtungen gemäß dem Stand der Technik besonders dadurch erschwert ist, dass die Arbeitsräume des an der Hohlkolbenstange angeordneten Kolbens und des inneren Kolbens miteinander kommunizierend ausgebildet sind. Durch die hydraulische Kopplung der zwei Dämpfereinrichtungen ist ein voneinander unabhängiges Einstellen der Dämpfungswirkungen der jeweiligen Dämpfereinrichtung schwierig zu bewerkstelligen.

[0009] Durch das fluiddichte Trennen des Arbeitsraums des in dem Zylinder axial verschiebbar angeordneten Kolbens von dem Innenraum der Hohlkolbenstange, ist der Innenraum als hydraulisch von dem Arbeitsraum entkoppelter innerer Arbeitsraum ausgebildet. Mittels der weiteren Dämpfereinrichtung kann in dem Innenraum ein Strömen des hydraulischen Fluids eingestellt werden, welches eine von der ersten Dämpfereinrichtung entkoppelte Dämpfungswirkung mit sich bringt.

[0010] Dadurch können die Dämpfungswirkungen der ersten Dämpfereinrichtung und der wenigstens einen weiteren Dämpfereinrichtung besonders einfach voneinander unabhängig eingestellt werden. Das damit verbesserte ermöglichte Abstimmen der Dämpfungswirkungen der Dämpfereinrichtungen führt beim Verwenden des Schwingungsdämpfers für das radführende Federbein des Kraftfahrzeugs zu einem deutlichen Verbessern des Fahrkomforts.

[0011] Sofern der Schwingungsdämpfer an dem radführenden Federbein des Kraftfahrzeugs angeordnet ist, ist zum axialen Verschieben des in dem Arbeitsraum des Zylinders angeordneten Kolbens der ersten Dämpfereinrichtung die Hohlkolbenstange mit einer besonders hohen Losbrechkraft zu beaufschlagen. In diesem Fall ist durch die weitere Dämpfereinrichtung ein zusätzliches Dämpfen ermöglicht, bei welchem zum Ansprechen der Dämpfereinrichtung eine deutlich geringere Losbrechkraft aufzubringen ist.

[0012] Dies ist insbesondere bei einer Kurvenfahrt sowie beim Bremsen und Anfahren des Kraftfahrzeugs von Bedeutung, da hierbei zwischen dem Kol-

ben und dem Zylinder eine vergleichsweise hohe Biege-Klemmreibung auftreten kann. Durch das Zuordnen der weiteren Dämpfereinrichtung zu dem hydraulisch entkoppelten Innenraum der Hohlkolbenstange kann eine von der Radführung getrennte, besonders klemmreibungsarme zusätzliche Dämpfwirkung der weiteren Dämpfereinrichtung eingestellt werden.

[0013] Weitere Vorteile, Merkmale und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele sowie anhand der Zeichnungen, in welchen gleiche oder funktionsgleiche Elemente mit identischen Bezugszeichen versehen sind. Dabei zeigen:

[0014] [Fig. 1](#) in einer Schnittdarstellung ein erstes Ausführungsbeispiel eines Schwingungsdämpfers für ein radführendes Federbein eines Kraftfahrzeugs, bei welchem ein in einem Arbeitsraum eines Zylinders axial verschiebbar angeordneter Kolben eine Hohlkolbenstange aufweist, und wobei in dem Innenraum der Hohlkolbenstange ein gegenüber der Hohlkolbenstange axial verschiebbar ausgebildeter Dämpferkolben mit einer Kolbenstange angeordnet ist;

[0015] [Fig. 2](#) eine vergrößerte Detailansicht der Schnittdarstellung gemäß [Fig. 1](#), in welcher der in dem Innenraum der Hohlkolbenstange angeordnete Dämpferkolben mit der Kolbenstange vergrößert dargestellt ist;

[0016] [Fig. 3](#) ein zweites Ausführungsbeispiel des Schwingungsdämpfers mit einer geschnittenen Detailansicht der Hohlkolbenstange gemäß [Fig. 1](#), welche ein kolbenfernes Kopflager mit einem Doppelrollbalg aufweist, wobei ein Innenraum des Doppelrollbalgs mittels einer als Drosselement ausgebildeten Durchgangsöffnung mit dem Innenraum der Hohlkolbenstange kommuniziert; und

[0017] [Fig. 4](#) eine alternative Ausführungsform des Doppelrollbalgs gemäß [Fig. 3](#), bei welcher in dem Innenraum des Doppelrollbalgs Anschläge zum Begrenzen eines axialen Bewegens der Hohlkolbenstange angeordnet sind.

[0018] [Fig. 1](#) zeigt einen Schwingungsdämpfer **10** für ein radführendes Federbein eines Kraftfahrzeugs gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel. Ein Zylinder **12** des Schwingungsdämpfers **10** ist hierbei in vorliegend nicht näher gezeigter Weise an ein Rad des Kraftfahrzeugs angebunden. Der Zylinder **12** ist als Zweirohr-Zylinder ausgebildet, wobei ein inneres Rohr **14** des Zylinders **12** einen Arbeitsraum **16** radial begrenzt, in welchem sich ein hydraulisches Fluid befindet.

[0019] In dem Arbeitsraum **16** ist ein axial ver-

schiebbarer Kolben **18** angeordnet, welcher an einer Hohlkolbenstange **20** festgelegt ist. Die Hohlkolbenstange **20** weist einen Innenraum **22** auf, in welchem ein hydraulisches Fluid aufgenommen ist. Der Arbeitsraum **16** mit dem hydraulischen Fluid ist hierbei von dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** fluiddicht getrennt ausgebildet.

[0020] Während der Kolben **18** mit der Hohlkolbenstange **20** eine erste Dämpfereinrichtung darstellt, ist in dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** als weitere Dämpfereinrichtung ein von dem hydraulischen Fluid durchströmbares Feder-Platten-Dämpfventil **24** angeordnet. Das Feder-Platten-Dämpfventil **24** kann hierbei kraftschlüssig in dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20**, etwa durch Einpressen, festgelegt sein.

[0021] Hierbei kann insbesondere in dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** ein entsprechender, vorliegend nicht gezeigter, Verengungsbereich vorgesehen sein, in welchem ein innerer Durchmesser der Hohlkolbenstange **20** geringfügig reduziert ist.

[0022] Alternativ kann vorgesehen sein, dass Feder-Platten-Dämpfventil **24** axial beweglich auszubilden. Hierbei kann ein freies Bewegen des Feder-Platten-Dämpfventils um jeweils etwa 1 mm aus einer Mittellage ermöglicht sein. Um das axial Bewegen des Feder-Platten-Dämpfventils **24** zu begrenzen können beiderseits des Feder-Platten-Dämpfventils **24** Anschläge vorgesehen sein. Eine progressive Dämpfungswirkung des Feder-Platten-Dämpfventils **24** kann hierbei dadurch erreicht werden, dass die Anschläge elastisch ausgebildet sind, wobei ein zunehmendes Zusammenstauchen der Anschläge ein zunehmend größeres Kraftbeaufschlagen erfordert.

[0023] In dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** ist gemäß [Fig. 1](#) ein Dämpferkolben **26** angeordnet, welcher gegenüber der Hohlkolbenstange **20** axial verschiebbar ausgebildet ist. Eine Kolbenstange **28** des Dämpferkolbens **26** ist an einem Fahrzeugaufbau **30** des vorliegenden nicht näher gezeigten Kraftfahrzeugs axial beweglich gehalten. Beim Verschieben des Dämpferkolbens **26** in dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** kann die Kolbenstange **28** das hydraulische Fluid in dem Innenraum **22** verdrängen, und hierbei ein Volumen eines Gasraums **32** in dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** verringern.

[0024] Der Gasraum **22** ist vorliegend als von einer gasdichten Membran umschlossener Gasbeutel ausgebildet, welcher in dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** axial beweglich ausgebildet ist. Um ein axiales Bewegen des Gasraums **32** zu begrenzen, ist in dem Innenraum **22** ein Begrenzungselement **34** angeordnet. Das Begrenzungselement **34** ist vorlie-

gend als in den Innenraum **22** eingepresstes Lochblech ausgebildet.

[0025] Alternativ kann vorgesehen sein, den Gasraum **32** mittels eines etwa als Trennkolben oder als gasdichte Membran ausgebildeten Trennelements von dem Innenraum **22** mit dem hydraulischen Fluid zu trennen. Hierbei ist der Trennkolben in dem Innenraum **22** axial verschiebbar ausgebildet, während beim Ausbilden des Trennelements als gasdichte Membran diese randlich an dem Innenraum festgelegt ist.

[0026] Der Gasraum **32** ist vorliegend mit einem besonders hohen statischen Vordruck von 20 bar bis 30 bar beaufschlagt, wodurch ein Auftreten von Kavitationen in dem hydraulischen Fluid bei einem axialen Verschieben des Dämpferkolbens **26** in Richtung des Fahrzeugaufbaus **30** wirksam verhindert ist.

[0027] In der Hohlkolbenstange **20** ist kolbennah ein axial beweglicher, amplitudenselektiver Dämpferkolben **34** angeordnet. Ein Arbeitsraum **36** des amplitudenselektiven Dämpferkolbens **34** ist hierbei von dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** fluid-dicht getrennt ausgebildet.

[0028] Der auch als DampMatic®-Kolben bekannte amplitudenselektive Dämpferkolben **34** ermöglicht ein Anpassen der Dämpfungswirkung des Dämpferkolbens **18**, wobei bei geringen Anregungsamplituden ein Fluidstrom durch einen Bypass durch den Kolben **18** ermöglicht ist. Bei großen Anregungsamplituden verschließt der amplitudenselektive Dämpferkolben **34** den Bypass und der Schwingungsdämpfer **10** weist eine größere Härte auf.

[0029] Ein hohlkolbenstangenferner Endbereich **38** des Kolbens **18** ist gemäß [Fig. 1](#) mit einer inneren Wandung des inneren Rohrs **14** in Anlage gebracht. Gleichzeitig ist ein hohlkolbenstangenaher Endbereich **40** des Kolbens **18** radial von der inneren Wandung des inneren Rohrs **14** beabstandet ausgebildet. Dadurch ist ein besonders großer Abstand zwischen einer oberen und unteren Führung der Hohlkolbenstange **20** bzw. zwischen der oberen Führung und dem Kolben **18** in dem Zylinder **12** erreicht. Diese Maßnahme führt dazu, dass die Biegeabstützung zwischen Kolben **18** bzw. Hohlkolbenstange **20** und dem Zylinder **12** optimiert ist und eine kleinstmögliche Biege-Klemmreibung entsteht.

[0030] Hierdurch ist die Wahrscheinlichkeit eines inneren Verklemmens des Kolbens **18** und der Hohlkolbenstange **20** in dem Zylinder **12** unter einer Biegebelastung minimiert. Um ein Verkippen des Kolbens **18** gegenüber seiner Verschraubung an der Hohlkolbenstange **20** zu verhindern, ist gemäß [Fig. 1](#) ein Abstützelement **42** vorgesehen. Das Abstützelement **42** ist vorliegend als die Hohlkolbenstange **20** in einem

Anlagebereich umschließender, konusförmiger Zylinder ausgebildet, dessen Querschnitt kolbenfern am geringsten ist. Durch das Abstützelement **42** ist der Kolben **18** besonders wirksam gegen ein Verkippen an der Hohlkolbenstange **20** abgestützt.

[0031] Zum besonders sicheren Abstützen des Endbereichs **38** des Kolbens **18** an der Hohlkolbenstange **20** kann vorgesehen sein, dass in dem Anlagebereich des Abstützelements **42** an der Hohlkolbenstange **20** die Hohlkolbenstange **20** einen vergrößerten äußeren Durchmesser aufweist.

[0032] Dem Endbereich **38** des Kolbens **18** ist vorliegend ein Zugdämpfungsventil **44** zugeordnet, welches besonders beim Ausfedern des Rades und somit bei einem Vergrößern einer axialen Länge des Schwingungsdämpfers **10** dämpfend wirkt.

[0033] An dem inneren Rohr **14** des Zylinders **12** ist fern des Fahrzeugaufbaus **30** ein Dämpfungsventil **46** angeordnet, welches insbesondere beim Einfedern des Rades also bei einer Druckbelastung des Schwingungsdämpfers **10** dämpfend wirkt.

[0034] Eine Lagerung der Kolbenstange **28** des Dämpferkolbens **26** an dem Fahrzeugaufbau **30** ist in einer vergrößerten Detailansicht der Schnittdarstellung des Schwingungsdämpfers **10** gemäß [Fig. 1](#) in [Fig. 2](#) dargestellt.

[0035] Ein oberer Endbereich der Kolbenstange **28** ist in einem oberen Lager **48** gelagert. Das obere Lager **48** ist radial weicher ausgebildet, als ein unteres Lager **50**, in welchem die Kolbenstange **28** aufgenommen ist. Das radial lose, obere Lager **48** ist nahezu frei von Radialkräften. Somit ist ein radiales Bewegen der Kolbenstange **28** im Bereich des oberen Lagers **48** ermöglicht. Das untere Lager **50** ist hingegen radial steif ausgebildet. Dadurch können von dem unteren Lager **50** Radialkräfte aufgenommen werden.

[0036] Sowohl das obere Lager **48** als auch das untere Lager **50** sind axial weich ausgebildet, wobei mit zunehmenden axialen Bewegungen von Lagerstellen **52**, mittels welchen die Kolbenstange **28** an die Lager **48**, **50** angebunden ist, eine axiale Steifigkeit der Lager **48**, **50** zunimmt.

[0037] Durch die beschriebene Lagerung der Kolbenstange **28** an dem Fahrzeugaufbau **30** ist gewährleistet, dass der Dämpferkolben **26** frei von Radialkräften ist, d. h. es tritt zwischen dem Dämpferkolben **26** und der Hohlkolbenstange **20** keine Biege-Klemmreibung auf, wenn der Schwingungsdämpfer **10** etwa bei einer Kurvenfahrt des Kraftfahrzeugs, beim Bremsen oder beim Anfahren einer Biegebelastung ausgesetzt ist.

[0038] Durch das Bereitstellen der axial besonders

weichen Lagerung kann auch bei einer Biegebelastung des Schwingungsdämpfers **10** und einer damit einhergehenden Biege-Klemmreibung des Kolbens **18** ein Dämpfen von vertikalen Bewegungen des Rades mittels des Dämpferkolbens **26** und des Feder-Platten-Dämpfventils **24** erreicht werden. Hierbei ist die Dämpfungswirkung der genannten Dämpfeinrichtungen in Zug- und Druckrichtung frei einstellbar, da der Innenraum **22** mit dem hydraulischen Fluid von dem Arbeitsraum **16** des Zylinders **12** fluiddicht getrennt ausgebildet ist.

[0039] In [Fig. 2](#) ist zudem erkennbar, dass die Kolbenstange **28** im Bereich der Lagerstelle **52** des unteren Lagers **50** mittels eines Dichtelements **54** zu dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** hin abgedichtet gelagert ist. Zum Befüllen des Innenraums **22** mit dem hydraulischen Fluid weist die Kolbenstange **28** einen axialen Fluidkanal **56** auf, welcher gemäß [Fig. 2](#) zentral in dem Dämpferkolben **26** fortgesetzt ist. Der Fluidkanal **56** ist dämpferkolbenfern mittels einer Verschlusskugel **58** verschließbar.

[0040] Als weitere Dämpfeinrichtung wirkt gemäß [Fig. 2](#) ein Ringraum **60** um die Kolbenstange **28**, welcher durch den Dämpferkolben **26** und durch das Dichtelement **54** axial begrenzt ist. Der Ringraum **60** wirkt als Dämpfungsraum bzw. Dämpfkanal nach Art eines Hydrolager-Ringkanals. Hierbei ist in der Kolbenstange **28** eine radiale Durchgangsöffnung **62** vorgesehen, welche gemäß [Fig. 2](#) als Querbohrung durch die Kolbenstange **28** ausgebildet ist.

[0041] Dadurch kann bei einem Verringern des Volumens des Ringraums **60** durch Bewegen des Dämpferkolbens **26** in Richtung des Fahrzeugaufbaus **30** das hydraulische Fluid aus dem Ringraum **60** über den Fluidkanal **56** in den Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** strömen. Die Masse des hydraulischen Fluids in dem Ringraum **60** wirkt hierbei dämpfend insbesondere bei niedrigen Frequenzen von 10 Hertz.

[0042] Der als Ringraum **60** ausgebildete Dämpfungsraum ist in seiner Dämpfungswirkung selektiv, wobei er in einem schmalen, niedrigen Frequenzbereich besonders stark dämpfend wirkt, während bei einem sehr langsamen Bewegen des Dämpferkolbens **26** eine verschwindend geringe Dämpfungswirkung auftritt. Bei einem vergleichsweise hochfrequenten Anregen des Dämpfungsraums zeigt die Masse des Fluids in dem Ringraum **60** keine Dämpfungswirkung und ist quasi hart. Durch entsprechendes Auslegen der radialen Durchgangsöffnung **62** kann die Dämpfungswirkung des Ringraums **60** besonders gut eingestellt werden.

[0043] Ergänzend oder alternativ kann vorgesehen sein, in dem Dämpferkolben **26** vorliegend nicht gezeigte Drosselemente zum Drosseln eines axialen

Strömens des hydraulischen Fluids durch den Dämpferkolben **26** anzuordnen. Hierbei können die Drosselemente etwa als Drosselbohrungen ausgebildet sein. Ebenso kann vorgesehen sein, dass der Dämpferkolben **26** außenumfangsseitig lediglich drei oder vier Anlagepunkte gegenüber der Hohlkolbenstange **20** aufweist. Derartige Drosselemente zeigen gegenüber der Dämpfungswirkung des Ringkanals **60** eine breitbandige aber vergleichsweise schwache Dämpfungswirkung über einen besonders großen Frequenzbereich.

[0044] [Fig. 3](#) zeigt einen Kopfbereich des Schwingungsdämpfers **10**, in einer geschnittenen Ansicht, bei welchem ein Kopflager **64** der Hohlkolbenstange **20** einen Doppelrollbalg **66** umfasst. Ein unterhalb des in [Fig. 3](#) gezeigten Feder-Platten-Dämpfventils **24** vorhandener Bereich des Schwingungsdämpfers **10** ist dem in [Fig. 1](#) gezeigten Schwingungsdämpfer **10** baugleich ausgebildet und in [Fig. 3](#) nur ausschnittsweise dargestellt.

[0045] Ein Innenraum **68** des Doppelrollbalgs **66** kommuniziert mittels einer Durchgangsöffnung **70** mit dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20**. Zum Drosseln eines Strömens des hydraulischen Fluids durch die Durchgangsöffnung **70** ist in der Hohlkolbenstange **20** im Bereich der Durchgangsöffnung **70** ein vorliegend als radiale Drosselbohrung ausgebildetes Drosselement **72** angeordnet.

[0046] Eine wirksame Querschnittsfläche des Doppelrollbalgs **66** ist kolbenfern, also nahe des Fahrzeugaufbaus **30**, kleiner als kolbennah. Beim Bewegen der in dem Kopflager **64** gelagerten Hohlkolbenstange **20** in Richtung des Fahrzeugaufbaus **30** pumpt der Doppelrollbalg **66** das hydraulische Fluid durch innere Verdrängung in den Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20**. Der Doppelrollbalg **66** ist hierbei axial weich ausgebildet, wobei Lagerstellen **74** des Doppelrollbalgs **66** zusammen mit der Hohlkolbenstange **20** axial verschoben werden.

[0047] Durch die kolbenfern kleinere wirksame Querschnittsfläche des Doppelrollbalgs **66** ist die axiale Steifigkeit des Kopflagers **64** progressiv zunehmend, je weiter die Hohlkolbenstange **20** zu dem Fahrzeugaufbau **30** hin bewegt wird.

[0048] Zum Befüllen des Innenraums **22** der Hohlkolbenstange **20** mit dem hydraulischen Fluid ist eine gemäß [Fig. 3](#) Befüllöffnung vorgesehen. Die Befüllöffnung ist mittels einer Verschlusschraube **76** nach dem Befüllen fluiddicht zu verschließen.

[0049] Der Doppelrollbalg **66** ist radial steif ausgebildet, wobei eine radiale Steifigkeit des Doppelrollbalgs **66** bei weitem größer ist, als seine axiale Steifigkeit. Gemäß [Fig. 3](#) sind axiale Anschläge **78** jeweils fahrzeugaufbauseitig und kolbennah an dem

Kopflager **64** angeordnet. Die Anschläge **78** können hierbei insbesondere elastisch ausgebildet sein, um eine axiale Steifigkeit des Kopflagers **64** progressiv zu erhöhen.

[0050] Das vorliegend als radiale Drosselbohrung ausgebildete Drosselement **72** dient zum Dämpfen starker Ausschläge des Doppelrollbalgs **66**. Bei einem sehr raschen Bewegen der Hohlkolbenstange **20** relativ zu dem Fahrzeugaufbau **30** ist das hydraulische Fluid an einem Durchströmen des Drosselements **72** gehindert, da das Durchströmen nicht rasch genug erfolgen kann. Dadurch bewirkt das Drosselement **72** ein dynamisches Verhärten des Doppelrollbalgs **66**, welcher so entsprechend rasche Bewegungen der Hohlkolbenstange **20** besonders gut abstützen kann.

[0051] [Fig. 4](#) zeigt ein alternatives Ausführungsbeispiel des Kopflagers **64** gemäß [Fig. 3](#), wobei die axialen Anschläge **78** in dem Innenraum **68** des Doppelrollbalgs **66** angeordnet sind. Hierbei ist im Innenraum **68** des Doppelrollbalgs **66** eine Haltestruktur **80** angeordnet, welche an der Hohlkolbenstange **20** festgelegt ist. Die Haltestruktur **80** trägt endseitig die axialen Anschläge **78**.

[0052] Die Haltestruktur **80** ist bezüglich einer Mittelebene M symmetrisch ausgebildet. Die Mittelebene M erstreckt sich hierbei radial der Hohlkolbenstange **20**. In der Mittelebene M weist die Haltestruktur **80** eine radial umlaufende Vertiefung auf. In der Vertiefung ist gemäß [Fig. 4](#) ein Dämpferkolben **82** angeordnet. Der Dämpferkolben **82** ist als die Hohlkolbenstange **20** umgebender Ring ausgebildet, wobei ein Schaft des Dämpferkolbens **82** in der radial umlaufenden Vertiefung der Haltestruktur **80** aufgenommen ist.

[0053] Der Dämpferkolben **82** ist an dem Doppelrollbalg **66** innenseitig umlaufend festgelegt, so dass durch den Dämpferkolben **82** der Innenraum **68** des Doppelrollbalgs **66** in eine obere und eine untere Rollbalgkammer unterteilt ist. Beim axialen Bewegen der Hohlkolbenstange **20** bewegt sich der Dämpferkolben **82** mit.

[0054] In dem Schaft des Dämpferkolbens **82** ist eine Drosselbohrung **84** vorgesehen, über welche ein gedrosseltes Strömen des hydraulischen Fluids zwischen der oberen und der unteren Rollbalgkammer ermöglicht ist. Der Dämpferkolben **82** ist axial, also beispielsweise in der Mittelebene M, und radial also zusammen mit der Hohlkolbenstange **20** beweglich ausgebildet. Der Dämpferkolben **82** stellt somit ein gleitendes Dichtungselement dar. Der Dämpferkolben **82** kann ergänzend oder alternativ zu dem in dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** angeordneten Feder-Platten-Dämpfventil **24** vorgesehen sein.

[0055] Durch die dem Innenraum **22** der Hohlkolbenstange **20** zugeordneten Dämpfereinrichtungen ist ein besonders hoher Fahrkomfort beim Verwenden des Schwingungsdämpfers **10** für das radführende Federbein erreichbar. Hierzu trägt die sehr geringe axiale Steifigkeit des Kopflagers **64** bzw. des oberen Lagers **48** und des unteren Lagers **50** bei.

[0056] Der vorliegend beschriebene Schwingungsdämpfer **10** beansprucht gegenüber einem üblichen Zweirohr-Schwingungsdämpfer, bei welchem die Kolbenstange des Kolbens **18** nicht als Hohlkolbenstange **20** ausgebildet ist, keinen zusätzlichen Bauraum und ist somit bei erhöhtem Komfort besonders Platz sparend.

[0057] Dadurch ist ein einfaches Verbessern der Dämpfungswirkung eines üblichen Schwingungsdämpfers durch Verwenden der beschriebenen Hohlkolbenstange **20** mit einer oder mehrerer der vorliegend beschriebenen Dämpfereinrichtungen ermöglicht. Gegenüber einer Mehrlenkerachse oder einer Raumlenerachse weist das mit dem vorliegend beschriebenen Schwingungsdämpfer **10** versehene Federbein des Kraftfahrzeugs bei besonders hohem Federungskomfort eine deutliche Kostenersparnis und einen Gewinn an Bauraum auf.

[0058] Insbesondere beim Verwenden des Schwingungsdämpfers **10** an dem radführenden Federbein einer Vorderachse des Kraftfahrzeugs kann dieser frontseitig verfügbare Bauraum für Einrichtungen zum verbesserten Absorbieren von Stößen genutzt werden. Dies ist insbesondere hinsichtlich eines Zusammenstoßes des Kraftfahrzeugs mit einem Fußgänger besonders vorteilhaft.

[0059] Der beschriebene reibungsoptimierte Schwingungsdämpfer **10** kann für das radführende Federbein zum Erhöhen des Fahrkomforts anstelle eines Standardschwingungsdämpfers eingesetzt werden. Bei einem Ein- oder Ausfedern des Rades wirkt zunächst die weitere Dämpfereinrichtung, welche besonders geringe Biege-Klemmreibung aufweist. Nach dem Überwinden der zum Bewegen der Hohlkolbenstange **20** gegenüber dem Zylinder **12** notwendigen Losbrechkraft wirkt der Kolben **18** zusätzlich dämpfend. Hierdurch ist auf besonders vorteilhafte Weise eine amplitudenabhängige, insbesondere amplitudenabhängig progressive, Dämpfungswirkung des Schwingungsdämpfers **10** erreicht.

ZITATE ENTHALTEN IN DER BESCHREIBUNG

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde automatisiert erzeugt und ist ausschließlich zur besseren Information des Lesers aufgenommen. Die Liste ist nicht Bestandteil der deutschen Patent- bzw. Gebrauchsmusteranmeldung. Das DPMA übernimmt keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

Zitierte Patentliteratur

- DE 102007023088 [\[0002\]](#)

Patentansprüche

1. Schwingungsdämpfer, insbesondere für ein radführendes Federbein eines Kraftfahrzeugs, mit einer ersten Dämpfereinrichtung, welche einen in einem Arbeitsraum (16) eines Zylinders (12) axial verschiebbar angeordneten Kolben (18) umfasst, welcher eine Hohlkolbenstange (20) mit einem Innenraum (22) aufweist, wobei dem Innenraum (22) wenigstens eine weitere Dämpfereinrichtung zugeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Innenraum (22) der Hohlkolbenstange (20) zum Aufnehmen eines, insbesondere hydraulischen, Fluids und von dem Arbeitsraum (16) fluiddicht getrennt ausgebildet ist.

2. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die wenigstens eine weitere Dämpfereinrichtung ein in dem Innenraum (22) der Hohlkolbenstange (20) angeordnetes, von dem, insbesondere hydraulischen, Fluid durchströmbares Feder-Platten-Dämpfventil (24) umfasst.

3. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Feder-Platten-Dämpfventil (24) zumindest im Wesentlichen kraftschlüssig in dem Innenraum (22) der Hohlkolbenstange (20), insbesondere in einem Verengungsbereich, festgelegt oder axial, insbesondere bis zu wenigstens einem Anschlag, beweglich ausgebildet ist.

4. Schwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die wenigstens eine weitere Dämpfereinrichtung einen in dem Innenraum (22) der Hohlkolbenstange (20) angeordneten, gegenüber der Hohlkolbenstange (20) axial verschiebbar ausgebildeten Dämpferkolben (26) mit einer Kolbenstange (28) umfasst, welcher zumindest ein Drosselement zum Drosseln eines zumindest im Wesentlichen axialen Strömens des, insbesondere hydraulischen, Fluids durch den Dämpferkolben (26) aufweist.

5. Schwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die wenigstens eine weitere Dämpfereinrichtung einen in dem Innenraum (22) der Hohlkolbenstange (20) angeordneten, gegenüber der Hohlkolbenstange (20) axial verschiebbar ausgebildeten Dämpferkolben (26) mit einer Kolbenstange (28) umfasst, durch welchen ein, insbesondere als Ringraum (60) um die Kolbenstange (28) ausgebildeter, Dämpfungsraum begrenzt ist, wobei zwischen dem Dämpfungsraum und einem axialen Fluidkanal (56) in der Kolbenstange (28) zum Hindurchleiten des, insbesondere hydraulischen, Fluids durch den Dämpferkolben (26) wenigstens eine radiale Durchgangsöffnung (62) vorgesehen ist.

6. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Kolbenstange (28) des Dämpferkolbens (26) in einem oberen Lager (48) und in einem unteren Lager (50) gelagert ist, wobei das obere Lager (48) radial weicher ausgebildet ist, als das untere Lager (50).

7. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass das obere Lager (48) und das untere Lager (50) axial weich ausgebildet sind, wobei Lagerstellen (52) der Lager (48, 50) mittels der Kolbenstange (28) des Dämpferkolbens (26) axial beweglich ausgebildet sind.

8. Schwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Hohlkolbenstange (20) kolbenfern ein Kopflager (64) aufweist, welches einen, insbesondere als Doppelrollbalg (66) ausgebildeten, Rollbalg umfasst, wobei ein Innenraum (68) des Rollbalgs mittels einer, insbesondere ein Drosselement (72) aufweisenden, Durchgangsöffnung (70) mit dem Innenraum (22) der Hohlkolbenstange (20) kommuniziert.

9. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass eine wirksame Querschnittsfläche des Doppelrollbalgs (66) kolbenfern kleiner ist als kolbennah.

10. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass der, insbesondere als Doppelrollbalg (66) ausgebildete, Rollbalg axial weich ausgebildet ist, wobei Lagerstellen (74) des Rollbalgs mittels der Hohlkolbenstange (20) axial beweglich ausgebildet sind.

11. Schwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass eine radiale Steifigkeit des, insbesondere als Doppelrollbalg (66) ausgebildeten, Rollbalgs größer ist als seine axiale Steifigkeit.

12. Schwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 8 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein, insbesondere in dem Innenraum (68) des, insbesondere als Doppelrollbalg (66) ausgebildeten, Rollbalgs angeordneter Anschlag (78) zum Begrenzen eines axialen Bewegens der Hohlkolbenstange (20) vorgesehen ist.

13. Schwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 8 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass in dem Innenraum (68) des, insbesondere als Doppelrollbalg (66) ausgebildeten, Rollbalgs ein axial und/oder radial beweglicher, insbesondere ein Drosselement (Drosselbohrung 84) aufweisender, Dämpferkolben (82) angeordnet ist.

14. Schwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass ein

hohlkolbenstangenferner Endbereich (38) des an der Hohlkolbenstange (20) festgelegten Kolbens (18) mit einer inneren Wandung des inneren Rohrs (14) in Anlage gebracht ist, wobei ein hohlkolbenstangennaher Endbereich (40) des Kolbens (18) radial von der inneren Wandung beabstandet ausgebildet ist.

15. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass an dem hohlkolbenstangennahen Endbereich (40) des Kolbens (18) ein, insbesondere als die Hohlkolbenstange (20) bereichsweise umschließender, sich kolbenfern im Querschnitt verjüngender Zylinder ausgebildetes, Abstützelement (42) angeordnet ist.

16. Schwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass die wenigstens eine weitere Dämpfereinrichtung einen in der Hohlkolbenstange (20) angeordneten, axial beweglichen, amplitudenselektiven Dämpferkolben (34) umfasst, wobei ein Arbeitsraum (36) des amplitudenselektiven Dämpferkolbens (34) von dem Innenraum (22) der Hohlkolbenstange (20) fluiddicht getrennt ausgebildet ist.

17. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 3 oder 12, dadurch gekennzeichnet, dass der wenigstens eine Anschlag (78) elastisch ausgebildet ist.

18. Schwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass in dem Innenraum (22) der Hohlkolbenstange (20) ein von dem, insbesondere hydraulischen, Fluid getrennter Gasraum (32) angeordnet ist, wobei als Trennelement ein Trennkolben und/oder eine, insbesondere den Gasraum (32) umschließende, gasdichte Membran vorgesehen ist.

19. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass in dem Innenraum (22) der Hohlkolbenstange (20) ein Begrenzungselement (34) zum Begrenzen eines axialen Bewegens des von der gasdichten Membran umschlossenen Gasraums (32) angeordnet ist.

Es folgen 4 Blatt Zeichnungen

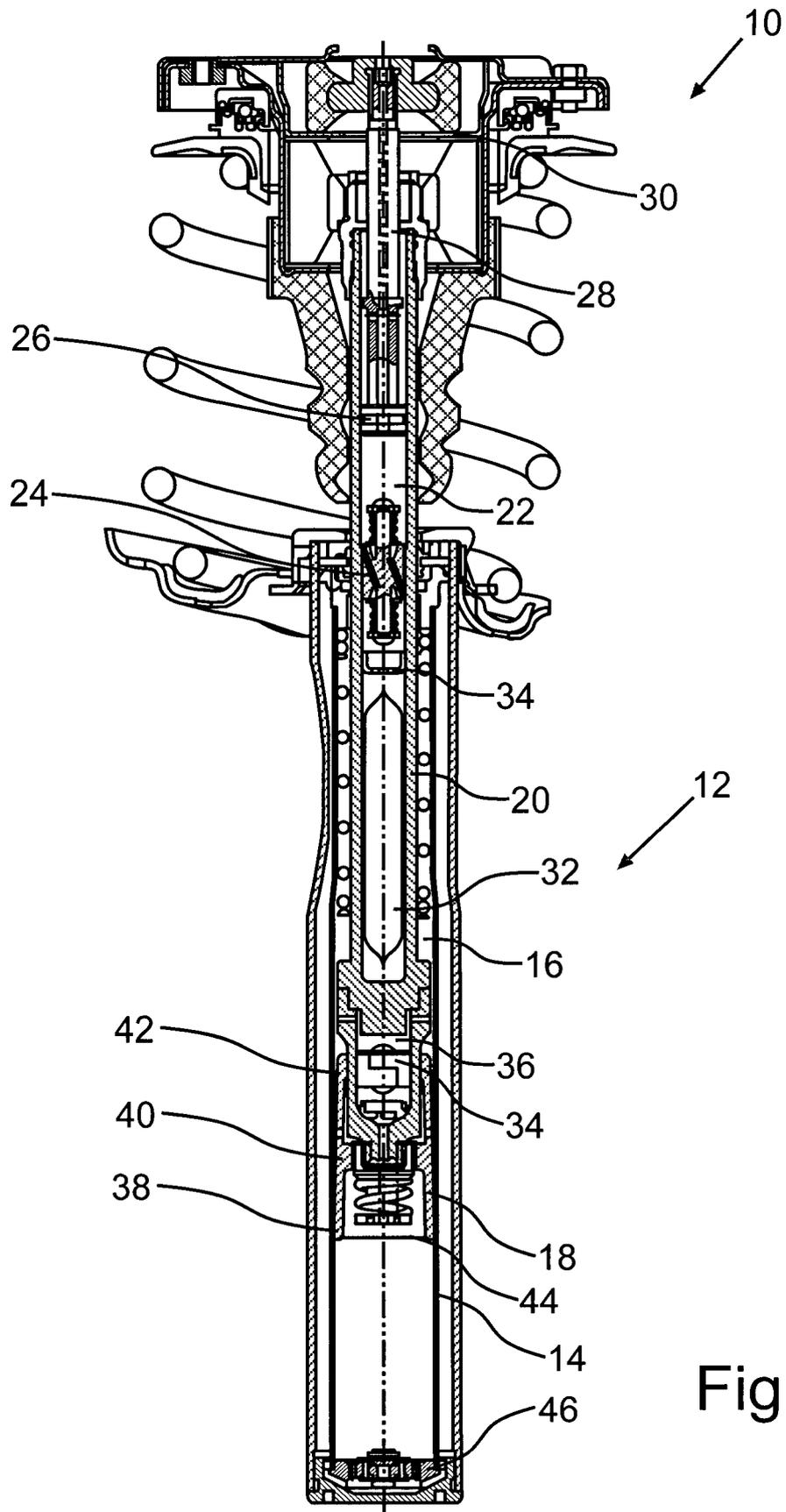
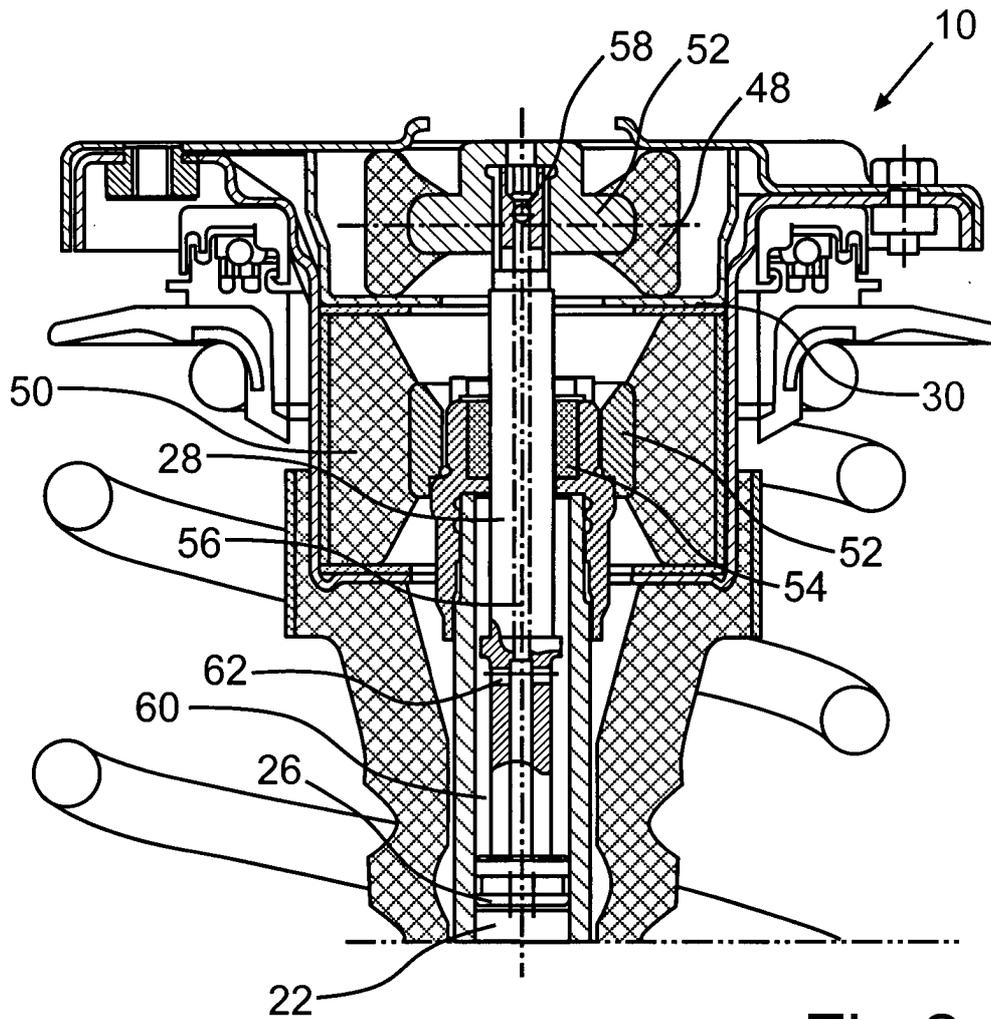


Fig. 1



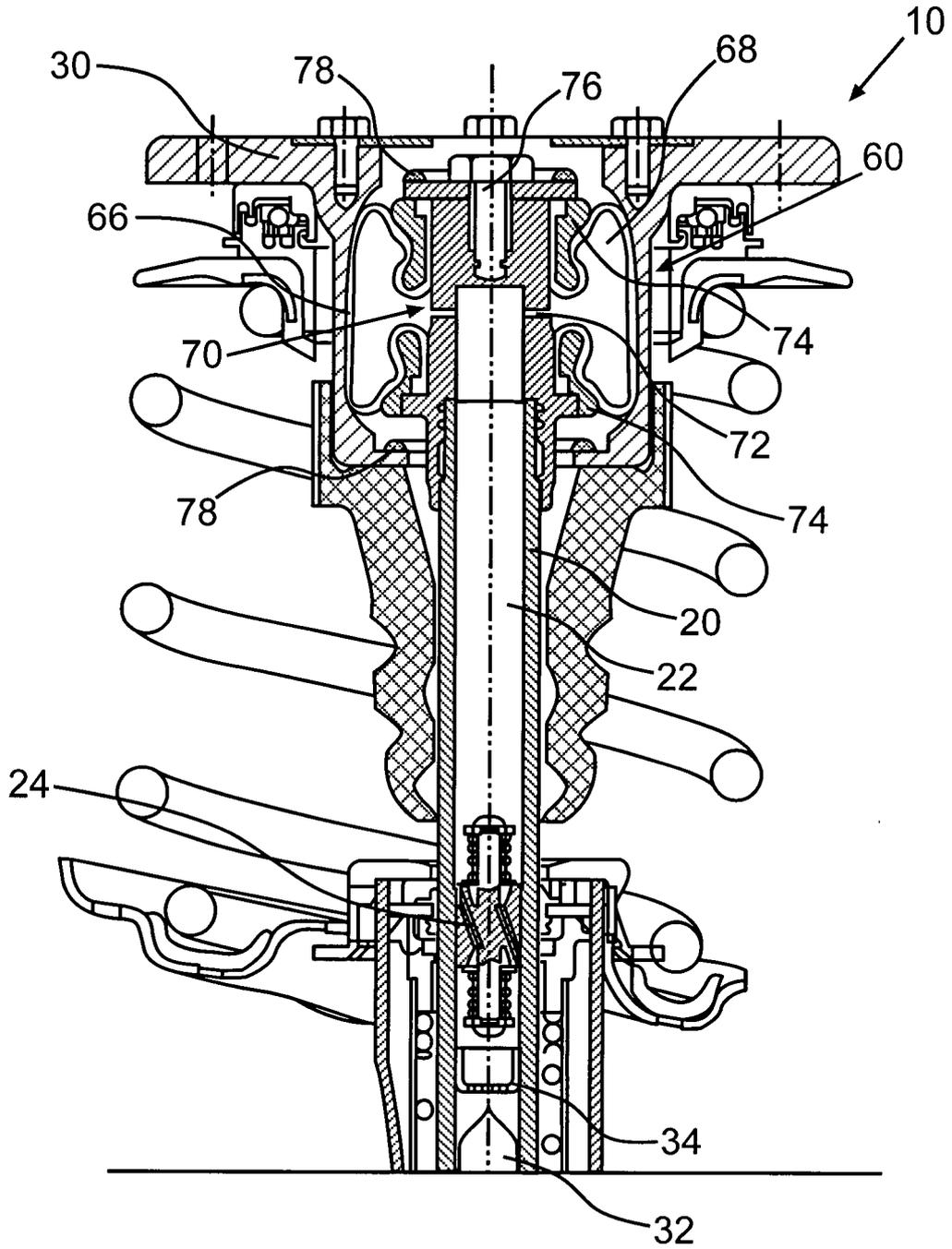


Fig.3

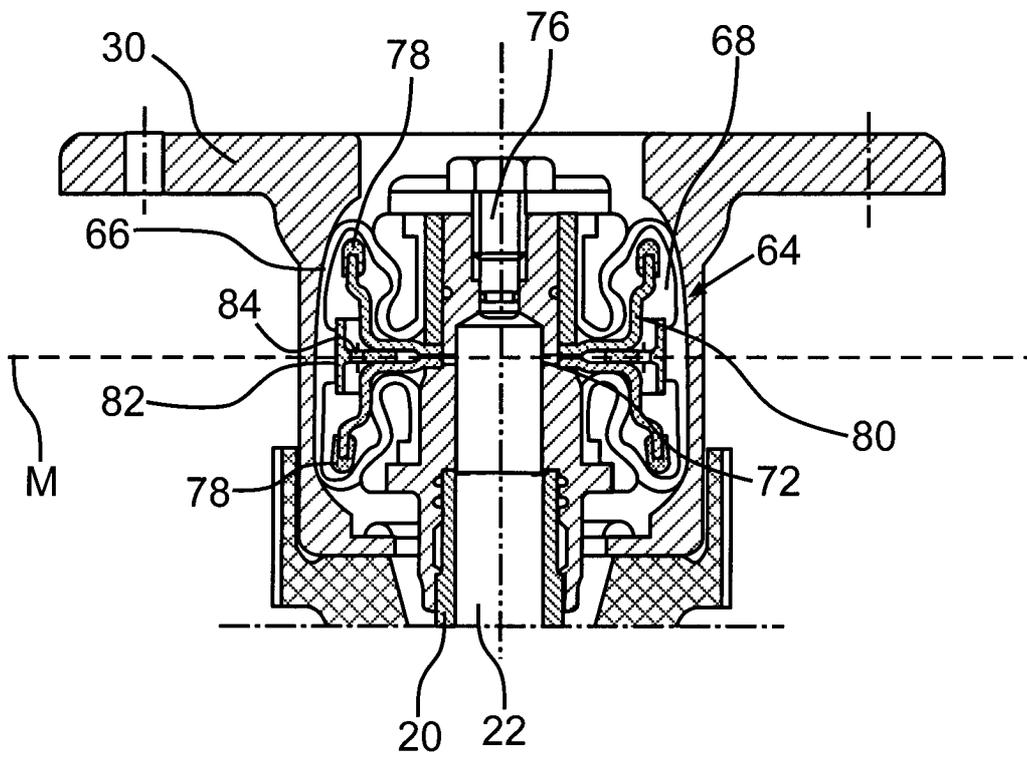


Fig.4