

19



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

11

Veröffentlichungsnummer: **0 254 967**
B1

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

45

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
08.11.89

51

Int. Cl. 4: **F01L 9/02, F01L 1/16**

21

Anmeldenummer: **87110247.1**

22

Anmeldetag: **16.07.87**

54

Vorrichtung zur hydraulischen Steuerung von Hubventilen.

30

Priorität: **29.07.86 DE 3625627**

43

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
03.02.88 Patentblatt 88/5

45

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
08.11.89 Patentblatt 89/45

84

Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT SE

56

Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 196 441
CH-A- 243 908
DE-A- 3 537 630

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN, Band 9,
Nr. 103 (M-377)[1826], 8. Mai 1985; &
JP-A-59 229 011 (YANMAR DIESEL K.K.) 22-12-1984
PATENT ABSTRACTS OF JAPAN, Band 10,
Nr. 270 (M-517)[2326], 13. September 1986; &
JP-A-61 93 214 (SUMITOMO HEAVY IND.
LTD) 12-05-1986

73

Patentinhaber: **Bayerische Motoren Werke**
Aktiengesellschaft, Patentabteilung
AJ-3 Postfach 40 02 40 Petuelring 130,
D-8000 München 40(DE)

72

Erfinder: **Gartner, Jurij, Planeggerstrasse 11,**
D-8034 Germering(DE)
Erfinder: **Langen, Peter, Magdalenenstrasse 37,**
D-8000 München 19(DE)

74

Vertreter: **Bücken, Helmut, Bayerische Motoren Werke**
Aktiengesellschaft Postfach 40 02 40 Petuelring 130 -
AJ-30, D-8000 München 40(DE)

EP 0 254 967 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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 bezieht sich auf eine Vorrichtung der im Oberbegriff des ersten Anspruchs angegebenen Art.

Frei ansteuerbare hydraulische Vorrichtungen zur Beeinflussung des Ventilhubverlaufs sind vom Prinzip her hinreichend bekannt. Dabei kann teilweise nur der maximale Ventilhub geregelt werden oder es ist eine zusätzliche Beeinflussung der ansteigenden bzw. abfallenden Flanke des Ventilhubverlaufs möglich. Bei Beeinflussung der abfallenden Flanke muß die sprunghafte Änderung der Ventilschließgeschwindigkeit, welche sich beim schlagartigen Aufsetzen des Ventils auf dem Ventilsitzring einstellen würde, durch Zwischenschalten einer einfachen hydraulischen Bremsvorrichtung vermieden werden; dabei wird die Ventilschließgeschwindigkeit bis zum endgültigen Aufsetzen des Ventils kontinuierlich gedrosselt.

Eine solche gattungsbildende Anordnung ist beispielsweise aus der DE-OS 35 37 630 bekannt. Dabei wirkt ein von einem Nocken betätigter Antriebskolben über einen hydraulischen Arbeitsraum auf einen dem Ventil zugeordneten Arbeitskolben. Am Ventil selbst greift eine Ventilschließfeder an, welche, sobald der Arbeitsraum in seinem Volumen vergrößert wird - sei es durch die vom Nocken gesteuerte Rückwärtsbewegung des Antriebskolbens oder durch gezielte Absteuerung der Hydraulikflüssigkeit aus dem Arbeitsraum - die Ventilschließbewegung einleitet. Die dadurch vom Arbeitskolben verdrängte Hydraulikflüssigkeit strömt gegen Ende der Schließbewegung auf ihrem Weg in den Arbeitsraum über einen Drosselspalt. Dieser Drosselspalt wird dabei von einem Aufsatz auf dem Arbeitskolben und der den Arbeitskolben umgebenden Zylinderwand gebildet.

Ein Nachteil dieser Anordnung ist in der extrem starken Abbremsung gegen Ende des Ventilschließvorganges zu sehen. Die von der Ventilschließfeder ausgelöste Ventilschließbewegung erfolgt zunächst stark beschleunigt, um danach, sobald der Drosselspalt dem abströmenden Hydraulikmedium einen deutlichen Widerstand entgegensetzt, abrupt abgebremsst zu werden. Dann passiert die Hydraulikflüssigkeit im ersten Augenblick den Drosselspalt mit hoher Geschwindigkeit, sodaß die Gefahr von Dampfblasenbildung und Kavitationsschäden besteht. Im Anschluß daran wird das System mit hohen Kräften beaufschlagt, da große Energiemengen vernichtet werden müssen. Dadurch kann das gesamte System in unzulässig hoher Weise mechanisch belastet werden.

Zwar ist der Drosselspalt in der gattungsbildenden Anordnung so gestaltet, daß er einen sich gegen Ende der Ventilschließbewegung verengenden Querschnitt aufweist, aber dennoch setzt bei der Ventilschließbewegung die erstmalige Bremswirkung des Drosselspaltes zu abrupt ein.

Aufgabe der Erfindung ist es deshalb, eine einfache Vorrichtung zur hydraulischen Steuerung von Hubventilen zu schaffen, bei welcher die Ventilschließbewegung zunächst schwach vorgebremsst

und erst gegen Ende der Bremsphase verstärkt verzögert wird.

Die Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des ersten Anspruchs gelöst.

5 Eine im Hydraulikraum zwischen Anschlüssen freibewegliche Drosselscheibe spaltet den Bremsvorgang auf in eine Vorbremsephase, während derer die Drosselscheibe gegen einen Anschlag bewegt wird und die dabei verdrängte Hydraulikmenge über zwei
10 Dämpfungsspalte (gebildet von Drosselscheibe und Arbeitskolben bzw. von Drosselscheibe und Gehäuse) geschoben wird, und eine Endbremsphase, während derer die Drosselscheibe an einem Anschlag anliegt, dadurch ein Dämpfungsspalt geschlossen ist, und nurmehr der vom Arbeitskolben und der Drosselscheibe gebildete Dämpfungsspalt deutlich verstärkt wirksam ist.

15 Durch diese Aufteilung wird auch der Einfluß unterschiedlicher Hydraulikviskositäten, wie sie beispielsweise in der Warmlaufphase der Kolbenmaschine auftreten, deutlich reduziert.

Eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung ist nach Anspruch 2 gegeben, denn sich im Verlauf der Ventilschließbewegung verändernde, insbesondere verengende Dämpfungsspalte erlauben eine optimale Auslegung im Hinblick auf Ladungswechseldynamik und mechanische Standfestigkeit.

25 Einerseits ist eine schnelle Ventilschließbewegung erwünscht, andererseits darf das Ventil nicht schlagartig aufsetzen, denn die mechanischen Belastungen und Druckschwingungen (Kavitationsschäden) in der Hydraulik würden das System zerstören.

30 Anspruch 3 beschreibt eine einfache Ausbildung der Drosselscheibe zur Sicherstellung von sich im Verlauf der Ventilschließbewegung kontinuierlich verengenden Dämpfungsspalt-Querschnitten.

35 Ist die Drosselscheibe, wie Anspruch 4 beschreibt, zudem außerhalb des Dämpfungsspaltbereichs mit Durchbrüchen versehen, so erfolgt bei der Ventilöffnungsbewegung speziell die Befüllung des zwischen Drosselscheibe und Arbeitskolben befindlichen Teilhydraulikraumes deutlich beschleunigt, sodaß eine gewünschte schnelle Ventilöffnungsbewegung ermöglicht wird.

40 Anspruch 5 beschreibt eine vorteilhafte Ausbildung des Arbeitskolbens. Eine bewegliche Anbindung eines den Dämpfungsspalt bildenden Brems-elementes an dem die Ventilbewegung übertragenden Arbeitskolben stellt unabhängig von
45 Längentoleranzen eine konstante Bremswirkung sicher, denn der Dämpfungsspalt wird sich stets in der Weise ausbilden, daß zwischen den Kraftspeicherelementen und dem hydraulischen Druck ein Kräftegleichgewicht herrscht.

50 Eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung ist in Anspruch 6 ausgeführt. Durch die hohle Ausbildung des Brems-elementes wird in seinem Inneren zusammen mit dem Sackloch des Arbeitskolbens eine Hydraulikkammer gebildet. Im Verlauf der Ventilschließbewegung wird die Hydraulikflüssigkeit nicht nur vom Arbeitskolben über die Dämpfungsspalte verdrängt, sondern bedingt durch das Kräftegleichgewicht zum Teil auch über die Drosselöffnung aus dieser Hydraulikkammer gefördert. Dies
55
60
65

führt vor allem gegen Ende der Ventilschließbewegung zu einer verstärkten Abbremsung. Eine Ausbildung der Drosselöffnung als scharfkantige Blende eliminiert zugleich den Einfluß unterschiedlicher Hydraulikviskositäten. Somit ist mit der erfindungsgemäßen Vorrichtung eine nahezu konstante, von der Temperatur des Hydraulikmediums unabhängige Bremsfunktion gewährleistet.

Im folgenden wird anhand der Abbildungen ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel näher beschrieben, wobei zur einfachen Erläuterung zwei verschiedene Stadien im Verlauf der Ventilbewegung dargestellt sind. Es zeigt:

Fig. 1 eine Gesamtansicht der erfindungsgemäßen Ventilanordnung.

Fig. 2 eine perspektivisch vergrößerte Ansicht der Drosselscheibe

Fig. 3 einen vergrößerten Ausschnitt der hydraulischen Bremsvorrichtung während der Ventilöffnungsbewegung

Fig. 4 den gleichen Ausschnitt wie Fig. 3 in der Endphase der Ventilschließbewegung.

Dargestellt sind dabei nur die zum Verständnis notwendigen Teile. In einer nicht weiter dargestellten Hubkolbenbrennkraftmaschine wirkt ein Nocken 1 auf einen Antriebskolben 2, welcher über einen Hydraulikraum 3 einen axial verschiebbaren Arbeitskolben 4 betätigt. Dieser besteht aus einer Hülse 5 und einer Abschußscheibe 6, welche auf dem freien Ende eines Ventilschafts 7 eines nicht weiter dargestellten Ventils aufliegt. Ein im wesentlichen zylindrisch ausgebildetes Bremsselement 8 ist im Inneren der Hülse 5 längsverschiebbar gelagert und stützt sich über eine Feder 9 an der Abschußscheibe 6 ab. Die im Inneren des Bremsselementes 8 gebildete Hydraulikkammer 10 steht über eine Drosselbohrung 11 im Bremsselement 8 mit dem hydraulischen Arbeitsraum 3 in Verbindung. Eine im Gehäuse 12 der Vorrichtung beweglich gelagerte Drosselscheibe 13 stützt sich entweder auf dem in das Gehäuse 12 eingeschraubten und die Laufbahn für die Hülse 5 bildenden Hohlzylinder 14 (Anschlag 23) oder an ihrem oberen vom Gehäuse 12 gebildeten Anschlag 15 ab. Die Drosselscheibe 13 weist eine mittige Öffnung 24 und einen umlaufenden Kragen 25 auf und ist mit Durchbrüchen 16 versehen. Sie unterteilt den Hydraulikraum 3 in zwei ringförmige Teilhydraulikräume 17 und 18, welche miteinander über die Durchbrüche 16 verbunden sind und über den Dämpfungsspalt 19 (gebildet von Drosselscheibe 13 und Bremsselement 8) bzw. den Dämpfungsspalt 20 (gebildet von der Drosselscheibe 13 und deren oberen Anschlag 15) mit dem Hydraulikraum 3 in Verbindung stehen. Ein Teil des im Hydraulikraum 3 befindlichen Hydraulikvolumens kann über ein Steuerventil 21 abgeführt werden. Am Ventilschaft 7 des Hubventils greift in bekannter Weise eine Ventilsfeder 22 an.

Während der Ventilöffnungsbewegung liegt die Drosselscheibe 13, wie Fig. 3 zeigt, an ihrem unteren Anschlag 23 auf. Durch den vom Antriebskolben 2 aufgebrachten Druck im Hydraulikraum 3 und in der Hydraulikkammer 10 bewegt sich der Arbeits-

kolben 4 nach unten und das Hubventil wird geöffnet. Wird nun der Hydraulikraum 3 vergrößert - sei es durch Aufwärtsbewegung des Antriebskolbens 2 oder durch Öffnen des Steuerventils 16 - so bewirkt die Kraft der Ventilsfeder 22 eine Schließbewegung des Ventils, der Ventilschaft 7 drückt den Arbeitskolben 4 nach oben und dabei strömt die Hydraulikflüssigkeit aus dem Teilhydraulikraum 18 über den Dämpfungsspalt 19 und die Durchbrüche 16 und den Dämpfungsspalt 20. In dieser Vorbremssphase bewegt sich die Drosselscheibe 13 in Richtung ihres oberen Anschlags 15.

In der in Fig. 4 gezeigten Endbremsphase des Ventilschließvorgangs liegt die Drosselscheibe 13 an ihren oberen Anschlag 15 an und der Dämpfungsspalt 20 ist quasi geschlossen. Dadurch steigt der Druck im Teilhydraulikraum 18 so stark an, daß das Bremsselement 8 nach unten gepreßt und die Hydraulikkammer 10 verkleinert wird. Hydraulikflüssigkeit tritt solange über die Drosselbohrung 11 in den Hydraulikraum 3, bis der Dämpfungsspalt 19 wieder ausreichenden Querschnitt zur Abführung von Hydraulikflüssigkeit aus dem Teilhydraulikraum 18 aufweist. Dies führt zu einer alternierenden, sozusagen schwingenden Bewegung des Bremsselementes 8 im Arbeitskolben 4.

Patentansprüche

1. Vorrichtung zur hydraulischen Steuerung von Hubventilen an Kolbenmaschinen, wobei die Öffnungsbewegung über einen Hydraulikraum und einen Arbeitskolben direkt auf das Ventil übertragen wird und die Schließbewegung durch ein am Ventil angreifendes Kraftspeicherelement ausgelöst wird, wobei für die dabei vom Arbeitskolben verdrängte Flüssigkeit ein Drosselspalt, gebildet vom Arbeitskolben und einer ortsfesten Wandung des Hydraulikraumes vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, daß eine im Hydraulikraum (3) zwischen einem ortsfesten Gehäuseanschlag (15) und einem Anschlag (23) freibewegliche Drosselscheibe (13) vorgesehen ist, welche den Drosselspalt unterteilt in einen ersten Dämpfungsspalt (19), gebildet von Drosselscheibe (13) und Arbeitskolben (4) und einen zweiten Dämpfungsspalt (20), gebildet von Drosselscheibe (13) und Gehäuseanschlag (15).

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Dämpfungsspalte (19) und (20) sich mit der Bewegung der Drosselscheibe (13) und/oder des Arbeitskolbens (4) verändernde, insbesondere verengende Querschnitte aufweisen.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Drosselscheibe (13) einen um ihre mittige Öffnung (24) winkelig gegen die Scheibenebene angeordneten umlaufenden Kragen (25) aufweist, welcher im wesentlichen die Dämpfungsspalte (19) und (20) bildet.

4. Vorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Fläche der Drosselscheibe (13) außerhalb des Bereichs der Dämpfungsspalte mit Durchbrüchen (16) versehen ist.

5. Vorrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Arbeitskolben (4) mit einem Sackloch versehen ist, worin ein über einen Kraftspeicher (9) am Arbeitskolben (4) abgestütztes, im wesentlichen zylindrisch geformtes Bremsselement (8), dessen abgerundet ausgebildetes freies Ende mit der Drosselscheibe (13) den Dämpfungsspalt (19) bildet, axial verschiebbar gelagert ist.

6. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Bremsselement (8) hohl ausgeführt ist und über mindestens eine Drosselöffnung (11) eine Verbindung zwischen dem Sackloch und dem Hydraulikraum (3) herstellt.

Claims

1. A device for hydraulic control of reciprocating valves on piston engines, the opening movement being transmitted directly to the valve via a hydraulic chamber and a working piston and the closing movement being triggered by an energy accumulating element engaging the valve, a throttle gap formed by the working piston and a stationary wall of the hydraulic chamber being provided for the fluid displaced in the process by the working cylinder, characterised in that a freely-movable orifice plate (13) is provided in the hydraulic chamber (3) between an abutment (23) and a stationary abutment (15) on the casing, and divides the throttle gap into a first damping gap (19) formed by the orifice plate (13) and the working piston (4), and a second damping gap (20) formed by the orifice plate (13) and the abutment (15) on the casing.

2. A device according to claim 1, characterised in that the two damping gaps (19 and 20) have cross-sections which vary, more particularly become narrower, during the movement of the orifice plate (13) and/or the working piston (4).

3. A device according to claim 1 or 2, characterised in that the orifice plate (13) has a peripheral collar (25) disposed around its central opening (24) and at an angle to the plane of the plate, and substantially constituting the damping gaps (19 and 20).

4. A device according to any of the preceding claims, characterised in that the surface of the orifice plate (13) outside the damping gap area is formed with apertures (16).

5. A device according to any of the preceding claims, characterised in that the working piston (4) is formed with a blind hole in which a substantially cylindrical brake element (8) is mounted for axial displacement, the brake element bearing against the working piston (4) via an energy accumulator (9) and having a rounded free end which cooperates with the orifice plate (13) to form the damping gap (19).

6. A device according to claim 5, characterised in that the brake element (8) is hollow and, via at least one throttle opening (11), forms a connection between the blind hole and the hydraulic chamber (3).

Revendications

1. Dispositif de commande hydraulique de soupapes sur des moteurs à pistons, où le mouvement d'ouverture est transmis par une chambre hydraulique et un piston de travail et où le mouvement de fermeture est déclenché par un élément accumulateur d'énergie agissant sur la soupape, où pour le liquide s'écoulant en outre du piston de travail est prévu une fente d'étranglement formée par le piston de travail et une paroi fixe de la chambre hydraulique, caractérisé en ce qu'un disque d'étranglement (13) est prévu dans la chambre hydraulique (3) mobile entre une butée de carter fixe (15) et une butée (23), qui divise la fente d'étranglement en une première fente d'amortissement (19) formée entre le disque d'étranglement (13) et le piston de travail (4) et une seconde fente d'amortissement (20) formée entre le disque d'étranglement (13) et la butée de carter (15).

2. Dispositif selon la revendication 1, caractérisé en ce que les deux fentes d'amortissement (19) et (20) se différencient par le mouvement du disque d'étranglement (13) et/ou du piston de travail (4) présentent une section transversale particulièrement rétrécie.

3. Dispositif selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que le disque d'étranglement (13) comporte autour de son ouverture médiane (24) un collet (25) périphérique disposé angulairement contre le plan du disque qui forme pour l'essentiel les fentes d'amortissement (19) et (20).

4. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que la surface du disque d'étranglement (13) est munie de trous (16) en dehors de la zone des fentes d'amortissement.

5. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que le piston de travail (4) comporte un trou borgne dans lequel est supporté, de façon à pouvoir se déplacer axialement, un élément de freinage (8) de forme pratiquement cylindrique appliqué par un accumulateur d'énergie sur le piston de travail (4) dont l'extrémité libre conformée de façon arrondie forme avec le disque d'étranglement (13) la fente d'amortissement (19).

6. Dispositif selon la revendication 5, caractérisé en ce que l'élément de freinage (8) est réalisé creux et réalise une communication par au moins une ouverture d'étranglement (11) entre le trou borgne et la chambre hydraulique (3).

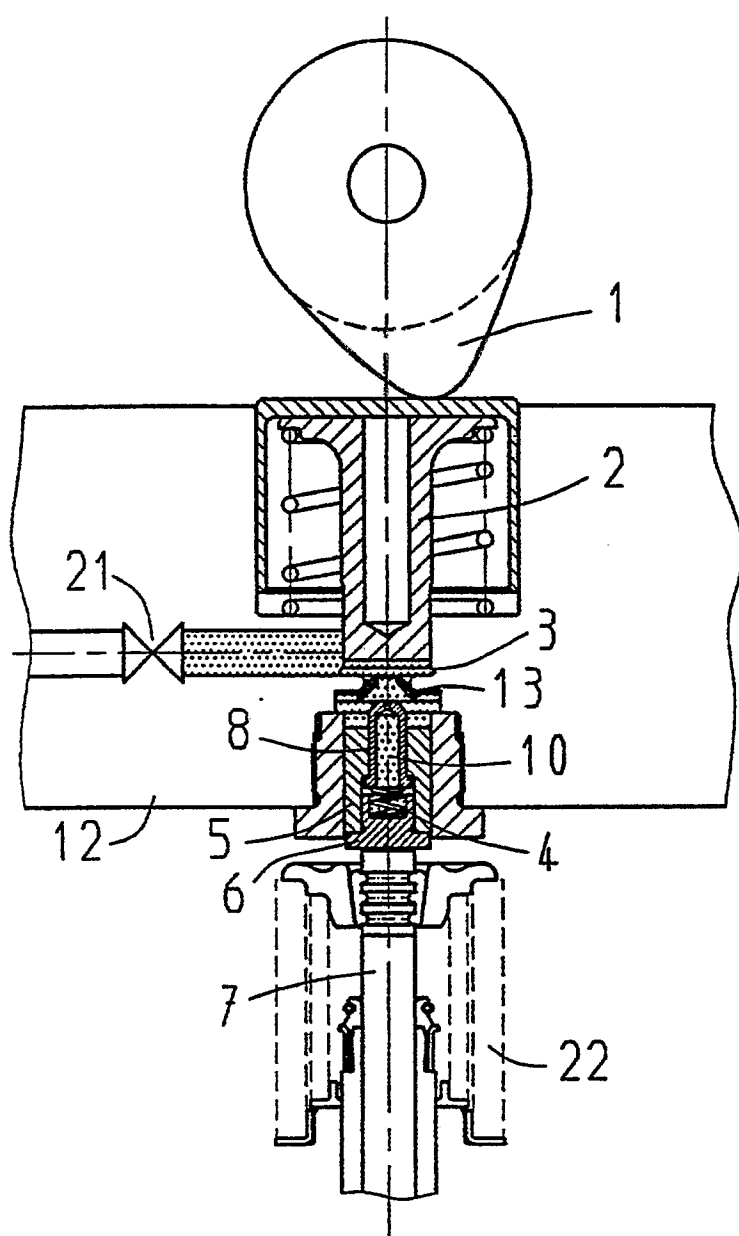


Fig. 1

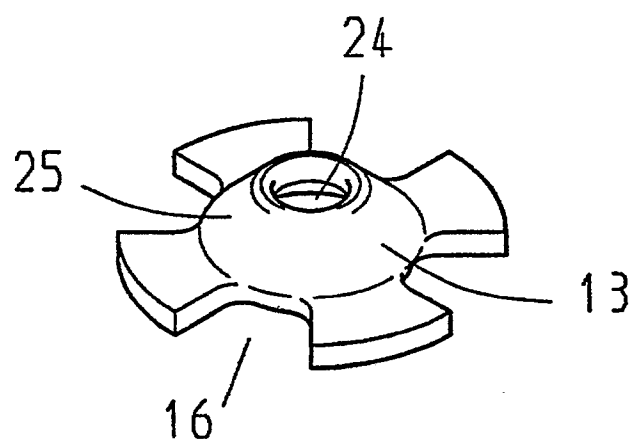


Fig. 2

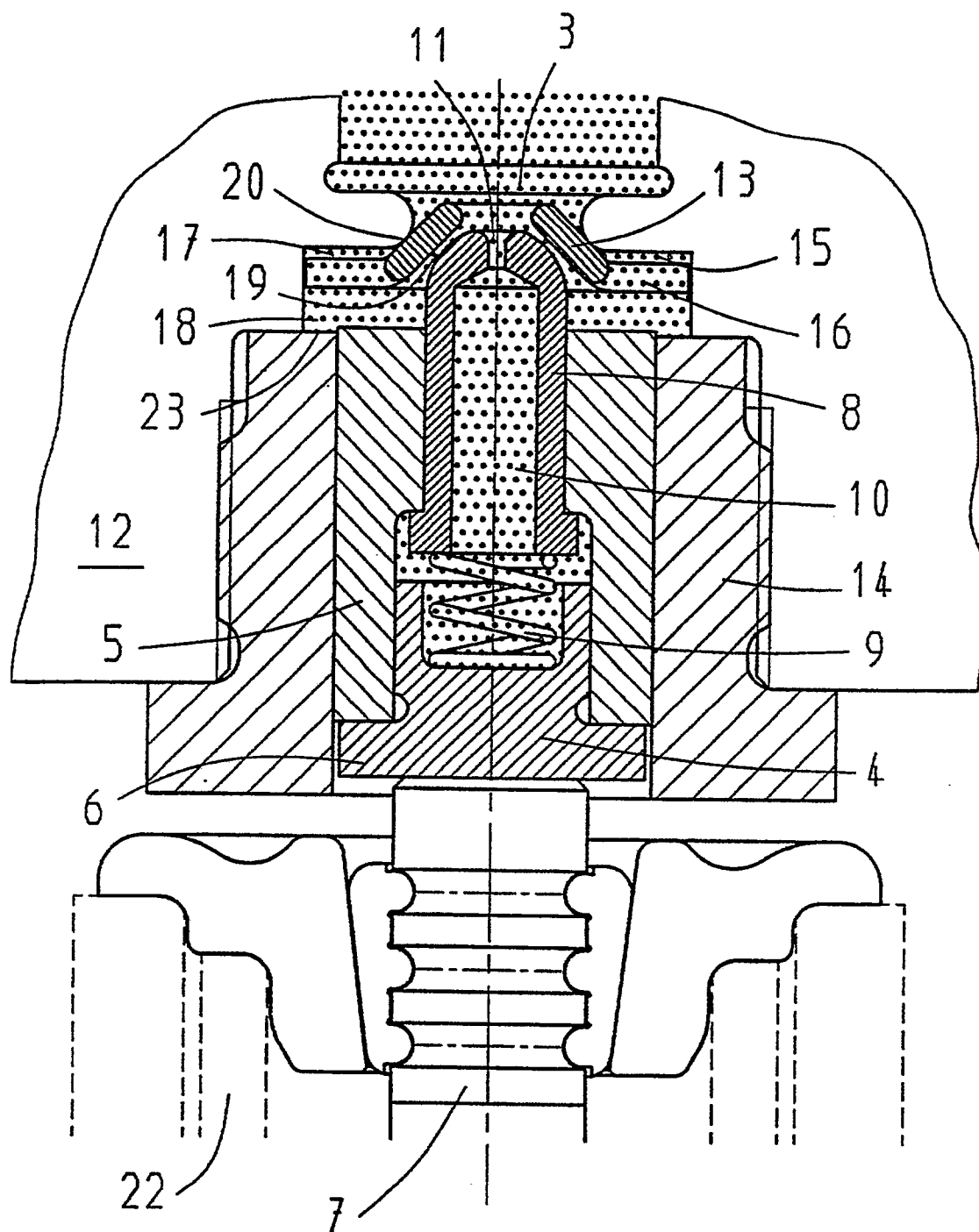


Fig. 4