



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 607 592 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
21.12.2005 Patentblatt 2005/51

(51) Int Cl.7: **F01L 9/02, F01L 1/24**

(21) Anmeldenummer: **05012201.9**

(22) Anmeldetag: **07.06.2005**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HU IE IS IT LI LT LU MC NL PL PT RO SE SI SK TR**
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL BA HR LV MK YU

(72) Erfinder:
• **Scheidl, Rudolf**
3253 Plaika (AT)
• **Plöckinger, Andreas**
4600 Wels (AT)

(30) Priorität: **16.06.2004 AT 10202004**

(74) Vertreter: **Torggler, Paul Norbert et al**
Wilhelm-Greil-Strasse 16
6020 Innsbruck (AT)

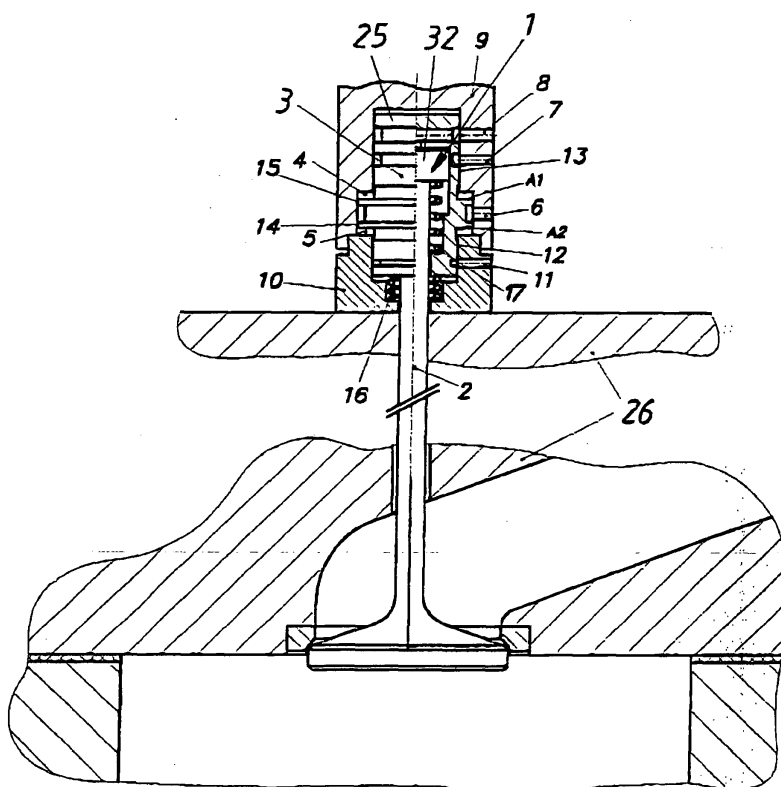
(71) Anmelder: **GE Jenbacher GmbH & Co OHG**
6200 Jenbach (AT)

(54) **Ventilantrieb**

(57) Ventilantrieb mit einem ersten Aktor (1) zum Öffnen und/oder Schließen eines Gaswechselventils (2), insbesondere einer Brennkraftmaschine, und einem gesonderten zweiten Aktor (3) für den Ventilspielaus-

gleich des Gaswechselventils (2), wobei der zweite Aktor (3) als doppelt wirkende, vorzugsweise hydraulische, Kolbenzylinderanordnung mit mindestens zwei mit Druck beaufschlagbaren Wirkflächen (A1, A2) ausgebildet ist.

Fig. 2



EP 1 607 592 A2

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft einen Ventilantrieb mit einem ersten Aktor zum Öffnen und/oder Schließen eines Gaswechselventils, insbesondere einer Brennkraftmaschine, und einem gesonderten zweiten Aktor für den Ventilspielausgleich des Gaswechselventils.

[0002] Ventilantriebe mit einer Vorrichtung zum Ventilspielausgleich sind beim Stand der Technik grundsätzlich bekannt. Die Gründe für das Ventilspiel sind vielseitig. So tritt während des gesamten Lebenszyklus eines Gaswechselventils mechanischer Verschleiß am Ventilsitz auf. Vor allem bei Großmotoren kommt es durch die dort verwendeten langen Ventilschäfte der Gaswechselventile zu erheblichen Wärmeausdehnungen, die ebenfalls einen Ventilspielausgleich erfordern. So ist bei Großmotoren in der Regel über den Lebenszyklus eines Gaswechselventils hinweg ein Ventilspiel von bis zu 4 mm auszugleichen.

[0003] Beim Stand der Technik ist es bekannt, einen hydraulisch betriebenen Plungerzylinder mit einem Tauchkolben als zweiten Aktor für den Ventilspielausgleich des Gaswechselventils vorzusehen, während das Öffnen und Schließen des Gaswechselventils von einem ersten Aktor z.B. in Form einer auf den Zylinder wirkenden Nocke einer Nockenwelle vorgenommen wird. Grundsätzlich ist es wünschenswert, dass der zweite Aktor für den Ventilspielausgleich beim Öffnen und Schließen des Gaswechselventils möglichst steif bzw. starr in seiner Länge verharret, um eine relativ steife Übertragung der vom ersten Aktor hervorgerufenen Hubbewegung und damit ein geringes Einsinken des zweiten Aktors zu gewährleisten. Andererseits soll bei geschlossenen Motorventilen das Ventilspiel ausgegeben werden. Bei den beim Stand der Technik bekannten Ventilantrieben lässt die Steifigkeit des zweiten Aktors beim Öffnen und Schließen des Gaswechselventils zu wünschen übrig. Dies ist häufig auf Probleme mit einem sehr hohen Luftgehalt in der Hydraulikflüssigkeit zurückzuführen.

[0004] Aufgabe der Erfindung ist es somit, einen gattungsgemäßen Ventiltrieb derart zu verbessern, dass diese Probleme vermieden sind.

[0005] Dies wird erfindungsgemäß erreicht, indem der zweite Aktor als doppelt wirkende, vorzugsweise hydraulische, Kolbenzylinderanordnung mit mindestens zwei mit Druck beaufschlagbaren Wirkflächen ausgebildet ist.

[0006] Erfindungsgemäß ist somit bei einem System mit einem ersten Aktor zum Öffnen und Schließen des Gaswechselventils und einem gesonderten zweiten Aktor für den Ventilspielausgleich vorgesehen, den zweiten Aktor als doppelt wirkenden Zylinder auszubilden. Dieser besitzt mindestens zwei, vorzugsweise entgegengesetzt, druckbeaufschlagbare Wirkflächen. Durch die erfindungsgemäße Maßnahme ist es nun möglich, mit höheren Systemdrücken für den Ventilspielaus-

gleich zu arbeiten. So sehen erfindungsgemäße Ventilantriebe in günstigen Varianten eine Druckbeaufschlagung mit mindestens 100 bar, vorzugsweise mit mindestens 200 bar, vor. Insgesamt wird dadurch ein Ventiltrieb geschaffen, dessen zweiter Aktor für den Ventilspielausgleich bei der Hubbewegung zum Öffnen oder Schließen des Gasventils sehr steif ist. Darüber hinaus sind bei entsprechend hohen Drücken Probleme mit Lufteinschlüssen in Hydraulikflüssigkeiten vermieden. Außerdem werden anfänglich vorhandene Lufteinschlüsse im Zylinderraum bei hohen Drücken schnell verdrängt. Der betriebsbereite Zustand lässt sich daher mit hohen Drücken schnell erreichen.

[0007] Um eine kompakte Bauweise zu gewährleisten, ist es vorzugsweise vorgesehen, dass der erste Aktor im Wesentlichen im Kolben der Kolbenzylinderanordnung des zweiten Aktors angeordnet ist. Hierbei kann der erste Aktor hydraulisch oder pneumatisch oder elektrisch betätigbar sein. Alternativ wird eine kompakte Bauweise aber auch erreicht, indem der erste Aktor eine Hülse, vorzugsweise einen hülsenförmigen Kolben, aufweist, wobei die Kolbenzylinderanordnung des zweiten Aktors im Wesentlichen in der Hülse, vorzugsweise im hülsenförmigen Kolben, angeordnet ist. Hier kann dann der erste Aktor hydraulisch oder pneumatisch oder elektrisch oder mittels einer Nocke, vorzugsweise einer Nockenwelle, betätigbar sein.

[0008] Erfindungsgemäße Ventilantriebe sind sowohl für Klein- als auch für Großmotoren einsetzbar. Sie weisen generell eine hohe Dynamik bei der Verstellung auf. Das Einsinken des zweiten Aktors während einer Periode ist sehr gut einstellbar.

[0009] Weitere Vorteile und Einzelheiten der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Figurenbeschreibung. Dabei zeigt:

- Fig. 1 einen gattungsgemäßen Ventilspielausgleich gemäß dem Stand der Technik,
- Fig. 2 eine erste erfindungsgemäße Variante,
- Fig. 3 eine hydraulische Schemadarstellung,
- Fig. 4 ein zweites erfindungsgemäßes Ausführungsbeispiel und
- Fig. 5 ein drittes erfindungsgemäßes Ausführungsbeispiel.

[0010] Beim Stand der Technik ist es, wie in Fig. 1 gezeigt, üblich, für den Ventilspielausgleich einen einfach wirkenden Zylinder 30 mit nur einer druckbeaufschlagbaren Wirkfläche 29 zu verwenden. Hierbei bilden der Tauchkolben 27, der Zylinder 30 sowie die Rückstellfeder 16 den zweiten Aktor für den Ventilspielausgleich. Das Öffnen und Schließen des Gaswechselventils 2 erfolgt aus dem Zusammenspiel der Nocke 21 und der Rückstellfeder 17. Diese bilden somit den ersten Aktor 1. Zwischen dem zweiten Aktor 3 und der Nocke 21 erfolgt der spielfreie Ausgleich durch Nachfüllen von Öl über das Rückschlagventil 28. Die treibende Kraft für diese Ausgleichsbewegung kommt von der Ausgleichs-

feder 16 des zweiten Aktors. Wird das Gaswechselventil 2 mittels der Nocke 21 geöffnet, so schließt das Rückschlagventil aufgrund des Druckaufbaus im Arbeitsraum 31 des Zylinders 30. Das Ölvoftumen im zweiten

Aktor 3 muss sehr klein gehalten werden, um eine zu-
mindest einigermaßen steife Übertragung und ein ge-
ringes Einsinken des zweiten Aktors 3 zu erreichen.
[0011] In Fig. 2 ist eine erste erfindungsgemäße Va-
riante eines Ventilantriebs dargestellt. Das Gaswech-
selventil 2 wird mittels des ersten Aktors 1 angetrieben.
Dieser arbeitet bei dieser Ausführungsform mit einem
hydraulischen Prinzip und umfasst einen Zylinder, in
dem ein Tauchkolben 32 geführt ist. Die Rückstellfeder
17 des ersten Aktors 1 ist in den Zylinder integriert. Für
die Versorgung des ersten Aktors mit Hydraulikfluid ist
die Versorgungsleitung 8 vorgesehen. Der gesamte er-
ste Aktor 1 ist zum Erreichen einer möglichst kompakten
Bauweise innerhalb des Kolbens 25 des zweiten Aktors
3 angeordnet. Im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 2 ist
die erfindungsgemäße Kolben-Zylinderanordnung für
den Ventilspielausgleich als Gleichgangzylinder aus-
gebildet, d.h. die Wirkflächen A1 und A2, welche jeweils
eine Ausgleichskammer zumindest teilweise begren-
zen, sind gleich groß. Ein zentrales Prinzip des Ventil-
spielausgleichs beruht im gezeigten Ausführungsbei-
spiel auf zwei Ausgleichskammern - der unteren Aus-
gleichskammer 5 und der oberen Ausgleichskammer 4.
Diese werden über die Zulaufbohrung 6 und über die
Einlassdrosseln 14 und 15 mit Hydraulikfluid versorgt.
Vorzugsweise liegt an der Zuleitung 6 ein Druck von
mindestens 100 bar, besonders bevorzugt von minde-
stens 200 bar an. Wirkt nun durch die Beschleunigung
des Gaswechselventils 2 eine resultierende Kraft auf
den zweiten Aktor 3 nach oben, so bewegt sich der Kol-
ben 25 nach oben und es steigt der Druck in der oberen
Ausgleichskammer 4, wodurch der Bewegung entge-
gengewirkt wird. Damit kommt es zu einem geringen
Einsinken des Gesamtsystems. Bei entgegengesetzt
gerichteter Kraft steigt analog der Druck in der unteren
Ausgleichskammer 5. Die kurzen Dichtstege 14 und 15
stellen die Einlassdrosseln dar. Sie liegen zwischen der
Zuleitung 6 und den Ausgleichskammern 4 und 5. Die
Drosseln 14, 15 können mittels des Durchmesserspie-
les sehr fein eingestellt werden. Um das Verhalten des
Systems besser beeinflussen und vor allem den Ver-
brauch an Hydraulikfluid beeinflussen zu können, sind
zusätzliche Dichtstege bzw. Auslassdrosseln 12 und 13
vorgesehen. Durch sie fließt das Hydraulikfluid zu den
beiden Abflussleitungen 7 und 11, um dann in einen hier
nicht weiter dargestellten Tank abzufließen. Die Durch-
lässigkeit bzw. der Drosselbeiwert der Auslassdrosseln
12 und 13 kann wiederum mittels des Durchmessers-
spiels eingestellt werden. Diese Anordnung entspricht
dem in Fig. 3 dargestellten hydraulischen Schaltplan,
wobei pS den Systemdruck von vorzugsweise minde-
stens 100 bar bzw. mindestens 200 bar bzw. gegebe-
nenfalls mindestens 300 bar repräsentiert und pT den
Ablassdruck darstellt. Um das entstehende Ventilspiel

mit dem in Fig. 2 dargestellten Ausführungsbeispiel aus-
gleichen zu können, muss während der Hubphase eine
Kraft den Kolben 25 mit dem darin angeordneten ersten
Aktor 1 nach oben verschieben. Diese resultierende
Kraft kann mittels einer Feder 16 erreicht werden. Diese
ist wiederum vorzugsweise als Schraubenfeder ausge-
bildet. Es kann alternativ aber auch ein anderes beim
Stand der Technik bekanntes zusätzliches elastisches
Element anstelle der Schraubenfeder vorgesehen sein.

[0012] In einer weiteren hier nicht explizit dargestell-
ten Variante kann bei dem Ausführungsbeispiel gemäß
Fig. 2 auch die Feder 16 weggelassen werden, wenn
über eine entsprechende Einstellung des Durchmesser-
spiels der Auslassdrosseln 12 und 13 sowie gegebe-
nenfalls der Einlassdrosseln 14 und 15 dafür gesorgt
wird, dass in der unteren Ausgleichskammer 5 ein hö-
herer Druck als in der oberen Ausgleichskammer 4
herrscht. In diesem Fall besitzen die Drosseln entspre-
chend unterschiedliche Drosselbeiwerte, wobei sich in
der unteren Ausgleichskammer 5 ein höherer Druck als
in der oberen Ausgleichskammer 4 einstellt. Dieser
Druckunterschied führt zu einer resultierenden Kraft, die
den Kolben 25 nach oben drückt.

[0013] Bei beiden Varianten wird der Kolben 25 beim
Schließen des Gaswechselventils 2 von der Aktorkraft
wieder nach unten gezogen. Durch das geschilderte
Wechselspiel erfolgt bei jedem Öffnungs- und
Schließhub des ersten Aktors 1 ein entsprechender
Ventilspielausgleich. Durch die Drosselwirkung der Ein-
lassdrosseln 14 und 15 ist diese Bewegung gedämpft.
Der erste Aktor 1 ist somit im Wesentlichen innerhalb
des zweiten Aktors 3 schwimmend gelagert. Der Zyl-
inder des zweiten Aktors 3 ist für ein einfaches Ausein-
ander- und Zusammenbauen aus zwei z.B. miteinander
verschraubbaren Zylinderelementen 9 und 10 aufge-
baut. Um ein Ein- und Ausbauen des ersten Aktors 1 zu
ermöglichen, empfiehlt sich auch für den Kolben 25 bei
allen Ausführungsvarianten mit im Kolben 25 angeord-
netem erstem Aktor 1 ein hier nicht im Detail ausgeführ-
ter zweischaliger Aufbau.

[0014] In Fig. 4 ist eine weitere Ausführungsform der
Erfindung dargestellt. Bei dieser ist die doppelt wirkende
Kolben-Zylinderanordnung des Ventilspielausgleichs
als Differential-Kolben-Zylinderanordnung mit zwei un-
terschiedlich großen Wirkflächen A1 und A2 ausgebil-
det. Hierdurch kann ebenfalls das zusätzliche elasti-
sche Element 16 vermieden werden. Selbst bei gleich
großen Drosselbeiwerten der Einlassdrosseln 14 und
15 und damit gleich großen Drücken in den Ausgleichs-
kammern 4 und 5 greifen an den unterschiedlich großen
Wirkflächen A1 und A2 unterschiedlich große Kräfte an.
Hieraus entsteht im gezeigten Ausführungsbeispiel eine
resultierende Kraft nach oben, die für den Ventilspiel-
ausgleich sorgt. Der erste Aktor 1 ist auch bei diesem
Ausführungsbeispiel innerhalb des Kolbens 25 des
zweiten Aktors 3 angeordnet. Er ist jedoch in dieser Va-
riante als elektrischer Antrieb ausgeführt. Das Öffnen
und Schließen des Ein- und Auslassventils 2 resultiert

hierbei aus dem Zusammenwirken der Rückstellfedern 17 und 18 und der Magnetspulen 19 und 20. Die elektrischen Zuleitungen und die Ansteuerungen der Spulen 19 und 20 können wie beim Stand der Technik bekannt ausgeführt sein. Für die elektrischen Zuleitungen empfiehlt sich die Verwendung von flexiblen Leitungen oder elektrischen Schleifringen. Durch abwechselndes An- und Ausschalten der Spulen 19 und 20 erfolgt das Öffnen und Schließen des Gaswechselventils 2. Die im Wesentlichen zentrale Anordnung der Zuleitung 6 sowie die Ausbildung der Auslassdrosseln 12 und 13 sowie der diesen zugeordneten Abflussleitungen 7 und 11 entspricht dem Ausführungsbeispiel aus Fig. 2.

[0015] In Fig. 5 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel dargestellt, bei dem nun der Kolben 25 des zweiten Aktors in einem von den beiden Elementen 9 und 10 gebildeten Zylinder angeordnet ist, wobei dieser Zylinder Teil des ersten Aktors 1 ist. Der erste Aktor 1 weist in diesem Ausführungsbeispiel die Nocke 21 und die Rückstellfeder 17 sowie die aus den Elementen 9 und 10 gebildete Hülse, in der der zweite Aktor 3 untergebracht ist, auf. Der Ventilspielausgleichskolben 25 ist hier beispielhaft über den Kegelsitz 22, einen geteilten Ring 23 und einen Sicherungsring 24 mit dem Gaswechselventil 2 verbunden. Das aus den beiden Elementen 9 und 10 gebildete Zylindergehäuse ist im Motorblock 26 axial geführt. Für die permanente Versorgung der Zuleitung 6 und die entsprechende Entsorgung der Abflussleitungen 7 und 11 ist über entsprechende Ringräume 32 gesorgt. Der zweite Aktor 3 kann, wie dargestellt, als Gleichgangzylinder aber auch, wie in Fig. 4 gezeigt, als Differentialzylinder ausgebildet sein. Auch das Einstellen unterschiedlicher Drücke in den Arbeitsräumen 4 und 5 durch entsprechende Drosselbeiwerte der Drosseln 12 und 13 bzw. 12, 13, 14 und 15 ist in dieser Variante realisierbar. Im gezeigten Ausführungsbeispiel besitzen die Drosseln 14 und 15 jedoch gleiche Drosselbeiwerte. Die relative Verschiebung zwischen dem aus den Elementen 9 und 10 gebildeten Zylinder und dem Ventilspielausgleichskolben 25 wird durch das elastische Element 16, vorzugsweise wiederum eine Schraubenfeder gewährleistet. Auch bei diesem Ausführungsbeispiel kann anstelle der Nocke 1 ein anderer hydraulisch oder elektrisch betriebener erster Aktor 1 vorgesehen sein. Insgesamt können die in den verschiedenen Ausführungsbeispielen gezeigten Varianten in unterschiedlicher Weise kombiniert werden, sodass die Erfindung nicht auf die gezeigten Ausführungsbeispiele beschränkt ist.

[0016] Um einerseits das geringe Einsinken des Ventilspielausgleichs bei der Hubbewegung des Gaswechselventils 2 und andererseits einen geringen Leistungsbedarf des Systems entkoppelt voneinander einstellen zu können, ist es vorgesehen, die Auslassdrosseln 12 und 13 zu verwenden, um den Gesamtverbrauch des Systems einzustellen. Sie besitzen hierfür vorzugsweise einen deutlich größeren Drosselbeiwert als die Einlassdrosseln 14 und 15. Damit stellt sich in den Aus-

gleichskammern 4 und 5 annähernd der Systemdruck pS ein. Für das Einsinken während der Hubphase überwiegt der Einfluss der beiden Einlassdrosseln 14 und 15, welche günstigerweise den kleineren Drosselbeiwert aufweisen. Hierdurch sind die beiden geschilderten Anforderungen voneinander entkoppelt, wobei durch die Auslassdrosseln 12 und 13 ein insgesamt geringer Leistungs- bzw. Fluidverbrauch des zweiten Aktors sichergestellt werden kann. Die Drosseln 12, 13, 14 und 15 können in weiteren hier nicht explizit dargestellten Ausführungsformen zum Beispiel auch als separate Drosseln ausgeführt sein. Der zweite Aktor ist bevorzugt hydraulisch ausgebildet und wird mit Hydraulikflüssigkeit betrieben. Bei den gezeigten Ausführungsbeispielen ist es jedoch auch möglich, den zweiten Aktor 3 pneumatisch zu betreiben. Das antreibende Fluid ist in diesem Fall ein Gas, vorzugsweise Luft.

20 Patentansprüche

1. Ventilantrieb mit einem ersten Aktor zum Öffnen und/oder Schließen eines Gaswechselventils, insbesondere einer Brennkraftmaschine, und einem gesonderten zweiten Aktor für den Ventilspielausgleich des Gaswechselventils, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zweite Aktor (3) als doppelt wirkende, vorzugsweise hydraulische, Kolbenzylinderanordnung mit mindestens zwei mit Druck beaufschlagbaren Wirkflächen (A1, A2) ausgebildet ist.
2. Ventilantrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die doppelt wirkende Kolbenzylinderanordnung mindestens zwei gleich große Wirkflächen (A1, A2) und der zweite zusätzliche Aktor (3) ein zusätzliches elastisches Element, vorzugsweise eine zusätzliche Schraubenfeder (16), aufweist.
3. Ventilantrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die doppelt wirkende Kolbenzylinderanordnung als Differenzialkolbenzylinderanordnung mit mindestens zwei unterschiedlich großen Wirkflächen (A1, A2) ausgebildet ist.
4. Ventilantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Aktor (1) im Wesentlichen im Kolben (25) der Kolbenzylinderanordnung des zweiten Aktors (3) angeordnet ist.
5. Ventilantrieb nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Aktor (1) hydraulisch oder pneumatisch oder elektrisch betätigbar ist.
6. Ventilantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Aktor (1)

eine Hülse (9, 10), vorzugsweise einen hülsenförmigen Kolben, aufweist, wobei die Kolbenzylinderanordnung des zweiten Aktors (3) im Wesentlichen in der Hülse (9, 10), vorzugsweise im hülsenförmigen Kolben, angeordnet ist.

5

7. Ventilantrieb nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Aktor (1) hydraulisch oder pneumatisch oder elektrisch oder mittels einer Nocke, vorzugsweise einer Nockenwelle, betätigbar ist. 10
8. Ventilantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wirkflächen (A1, A2) jeweils eine Ausgleichskammer (4, 5) zumindest teilweise begrenzen und zwischen jeder Ausgleichskammer (4, 5) und einer Zuleitung (6) für unter Druck stehendes Fluid jeweils eine Einlassdrossel (14, 15) angeordnet ist. 15
9. Ventilantrieb nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Zuleitung (6) im Wesentlichen zentral zwischen den Einlassdrosseln (14, 15) angeordnet ist. 20
10. Ventilantrieb nach Anspruch 8 oder 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** an die Zuleitung (6) ein Druck von mindestens 100 bar, vorzugsweise von mindestens 200 bar, anlegbar ist. 25
11. Ventilantrieb nach einem der Ansprüche 8 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Einlassdrosseln (14, 15) unterschiedliche Drosselbeiwerte aufweisen. 30
12. Ventilantrieb nach einem der Ansprüche 8 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen jeder Ausgleichskammer (4, 5) und zumindest einer Abflussleitung (7, 11) zum Abfließen des Fluids jeweils eine Auslassdrossel (12, 13) angeordnet ist. 35
40
13. Ventilantrieb nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Drosselbeiwert der Auslassdrosseln (12, 13) größer als Drosselbeiwert der Einlassdrosseln (14, 15) ist. 45
14. Ventilantrieb nach einem der Ansprüche 8 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Fluid eine Hydraulikflüssigkeit oder ein Gas ist. 50
55

Fig. 1

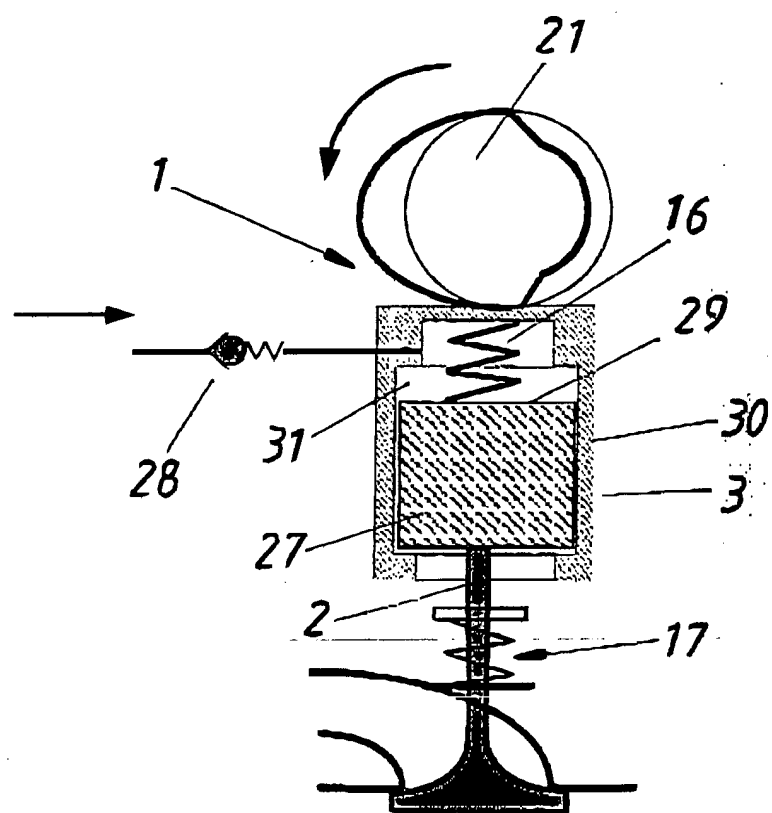


Fig. 2

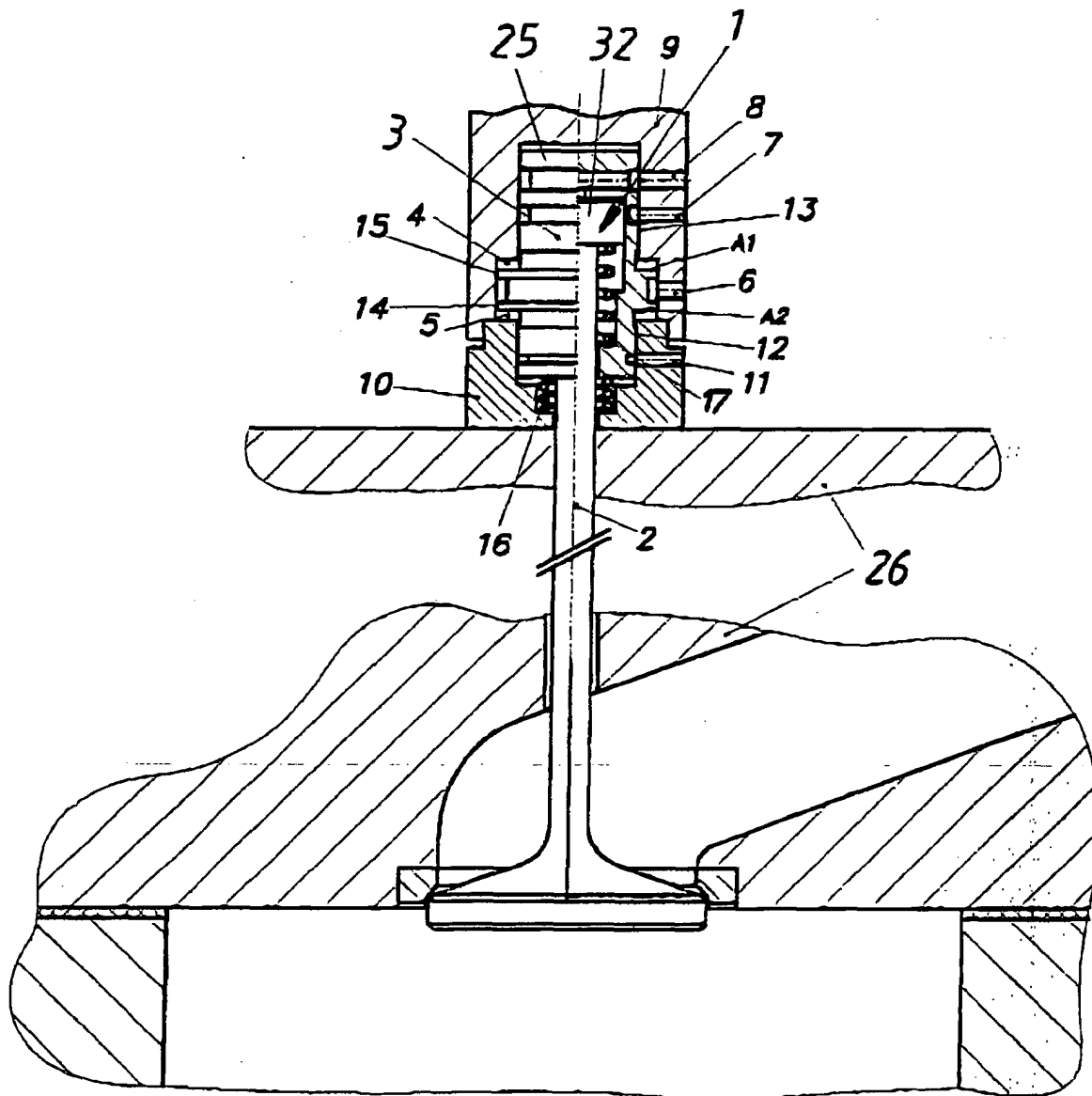


Fig. 3

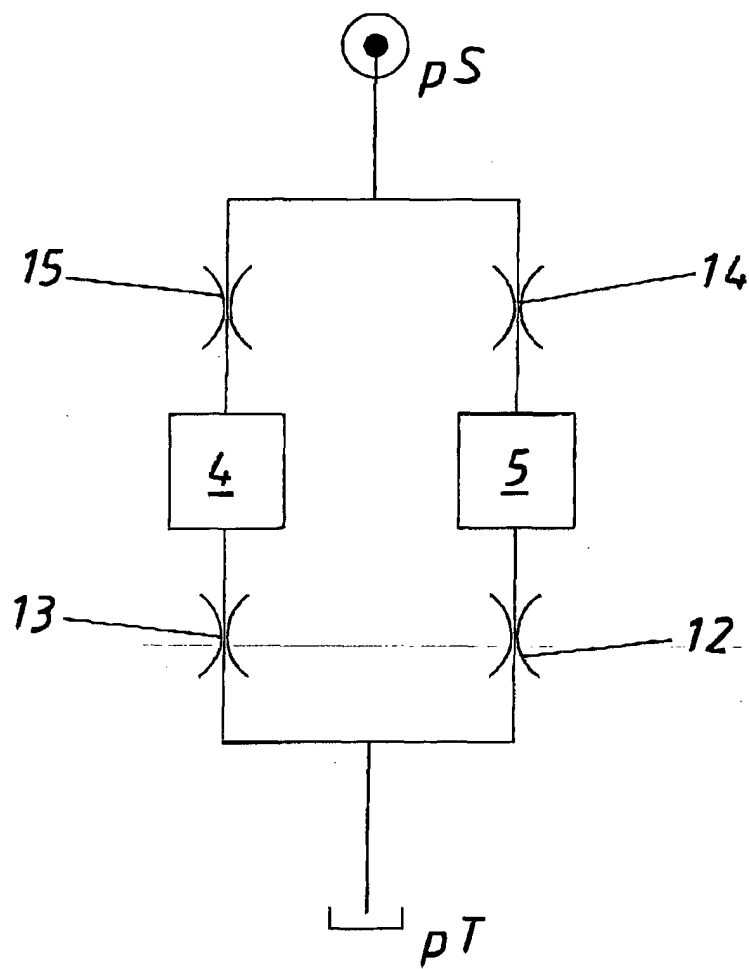


Fig. 4

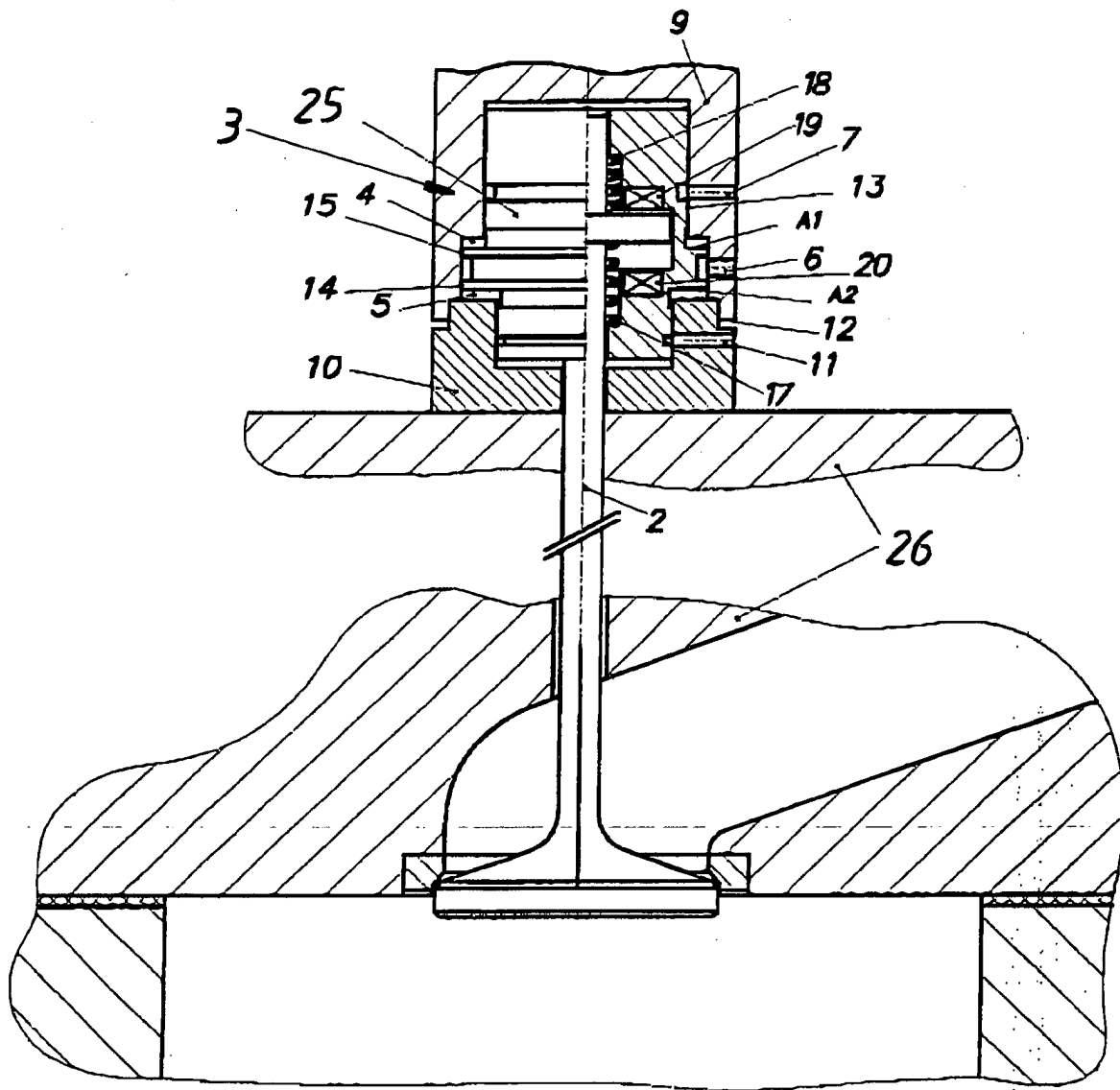


Fig. 5

