



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2004 030 976 A1** 2006.01.19

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2004 030 976.0**

(22) Anmeldetag: **26.06.2004**

(43) Offenlegungstag: **19.01.2006**

(51) Int Cl.⁸: **F16K 47/00** (2006.01)
B60H 1/00 (2006.01)

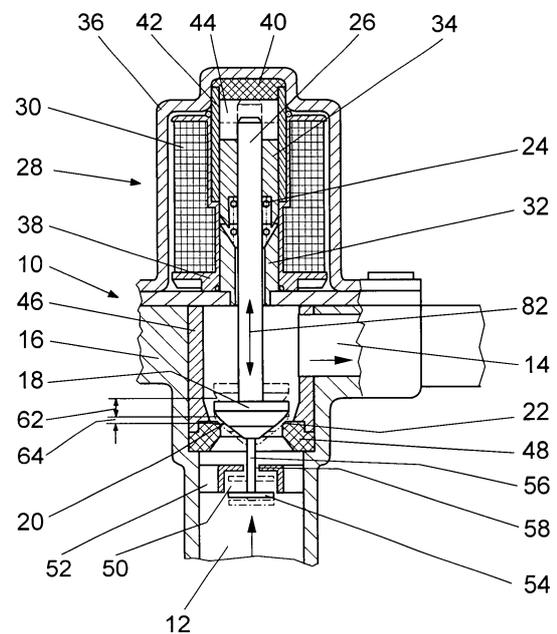
(71) Anmelder:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

(72) Erfinder:
**Vollmer, Dirk, 77815 Bühl, DE; Weible, Reinhold,
70437 Stuttgart, DE**

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: **Taktventil**

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung geht von einem Taktventil (10) mit einem Schließkörper (18) aus, der mit einem Ventilsitz (22) zusammenarbeitet und in einer ersten Schaltstellung eine Durchflussverbindung zwischen einem Zulaufkanal (12) und einem Ablaufkanal (14) herstellt und in einer zweiten Schaltstellung sperrt, wobei der Schließkörper (18) während der Betätigung des Tankventils (10) periodisch zwischen den beiden Schaltstellungen wechselt und seine Bewegung hydraulisch durch eine Drosselstelle (70) gedämpft ist. Es wird vorgeschlagen, dass die hydraulische Dämpfung nur über einen Teilbereich (62) wirksam ist.



Beschreibung

Stand der Technik

[0001] Die Erfindung geht von einem Taktventil nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 aus.

[0002] Taktventile werden u.a. zur wasserseitigen Steuerung der Heizleistung einer Fahrzeugheizung verwendet. Sie werden in der Regel durch Elektromagnete betätigt, die gegebenenfalls im Zusammenwirken mit einer Ventildfeder einen Schließkörper zwischen einer ersten und zweiten Schaltstellung gegebenenfalls periodisch hin und her bewegen. In der ersten Schaltstellung wird eine Durchflussverbindung zwischen einem Zulaufkanal und einem Ablaufkanal hergestellt, während in einer zweiten Schaltstellung der Durchfluss gesperrt ist. Das Taktventil ist in der Regel als so genanntes Sitzventil ausgebildet, bei dem beispielsweise ein Ventilkegel des Schließkörpers mit einem Ventilsitz zusammenarbeitet. Sitzventile sind robust und kostengünstig. Sie besitzen eine hohe Dichtigkeit. Allerdings erzeugt das schnelle Auftreffen des Ventilkegels auf den Ventilsitz und/oder des Hubmagnetsystems in der entgegengesetzten Richtung Luftschall und Körperschall. Diese Geräuschvibrationen beeinträchtigen den Komfort. Ferner belasten Druckspitzen die wasserführenden Bauteile im Kreislauf und können zu deren vorzeitigem Versagen führen, z.B. zu Leckagen und dgl.

Stand der Technik

[0003] Aus der DE 197 54 257 A1 ist ein solches Magnetventil für eine flüssigkeitsgeregelter Heiz- und/oder Kühlanlage bekannt. Ein Elektromagnet betätigt den Schließkörper entgegen der Kraft einer Ventildfeder in Schließrichtung. Die Geschwindigkeit des Schließkörpers und des mit ihm verbundenen Ventilschafts wird durch eine Dämpfungseinrichtung verringert, die am Ventilschaft bzw. am Schließkörper angreift. Dadurch wird nicht nur verhindert, dass der Schließkörper bzw. der Ventilschaft nach dem Aufsetzen des Ventilglieds nachschwingt, sondern die Dämpfungseinrichtung bremst bereits die Geschwindigkeit von Magnetanker, Ventilschaft und Ventilglied während der Ventilbewegung. Die Dämpfungseinrichtung besitzt eine am Ventilschaft befestigte Scheibe, die in einem mit Flüssigkeit gefüllten Teil des Ventilgehäuses, z.B. einer Dämpfungskammer, mit geringem Spiel geführt ist. Bei der Bewegung der Dämpfungsscheibe wird die Flüssigkeit über einen Ringspalt von einer Seite der Dämpfungsscheibe zur anderen verdrängt. Das Dämpfungsverhalten kann durch zusätzliche Drosselbohrungen in der Dämpfungsscheibe abgestimmt werden. Um eine wirkungsvolle Dämpfung zu erreichen, ist es wichtig, den Ringspalt möglichst eng zu dimensionieren. Dadurch ist allerdings nicht auszuschließen, dass in der Flüssigkeit befindliche Schmutzteilchen sich im

Ringspalt festsetzen oder sich im Dämpfungszyylinder ansammeln, zu Verschleiß führen und die Funktion der Dämpfungseinrichtung beeinträchtigen.

Aufgabenstellung

Vorteile der Erfindung

[0004] Nach der Erfindung ist die hydraulische Dämpfung nur über einen Teilbereich wirksam. In dem ungedämpften Teilbereich der Hubbewegung, der in der Größenordnung von 0,5 Millimetern vor dem Schließen des Schließkörpers liegen kann, können Schmutzteilchen aus der hydraulischen Dämpfungseinrichtung ausgetragen werden, sodass Ablagerungen nicht entstehen und sich die Drosselquerschnitte selbst reinigen. Dadurch werden Verschleiß und Funktionsstörungen vermieden. Ferner können extrem enge Drosselspalten mit einer wirkungsvollen Dämpfung realisiert werden. Durch eine starke Dämpfung kann erreicht werden, dass bei kurzen Öffnungsimpulsen nicht mehr der Gesamthub genutzt wird. Es ergeben sich in vorteilhafter Weise eine verbesserte Auflösung und eine schnelle Reaktion bei kleinen Durchflussmengen. Die relativ langsamere Reaktionszeit bei größeren Durchflussmengen wird durch die geringere Verstärkung des Gesamtsystems kompensiert, z.B. Ventil- und Wärmetauschercharakteristik.

[0005] Der ungedämpfte Teilbereich kann gemäß einer Ausgestaltung der Erfindung dadurch erzielt werden, dass sich der Drosselquerschnitt anschließend an den gedrosselten Teilbereich im Verlauf der Hubbewegung bis Schließkörpers vergrößert oder dass über indem ungedrosselten Teilbereich der Hubbewegung eine zu Drosselspalt parallel verlaufender Bypass aufgesteuert ist.

[0006] Zu diesem Zweck ist in vorteilhafter Weise der Schließkörper mit einer Dämpfungsscheibe verbunden, die in einem Dämpfungszyylinder vorgesehen ist und mit diesem an ihrem Umfang einen Drosselspalt bildet, der sich im Verlauf der Hubbewegung des Schließkörpers während eines Teilbereichs erweitert. Dies kann z.B. dadurch geschehen, dass der Dämpfungszyylinder an einer Stirnseite offen ist und die Dämpfungsscheibe kurz vor dem Ende der Hubbewegung des Schließkörpers aus dem Dämpfungszyylinder austritt, wodurch die Dämpfungswirkung aufgehoben wird. Da bis zum Aufsetzen des Schließkörpers auf den Ventilsitz nur noch ein kleiner Weg, etwa 0,5 mm, zurückzulegen ist, setzt er mit geringer Geschwindigkeit auf den Ventilsitz auf, weil er in Folge der Massenträgheit auf dieser kurzen Strecke nicht nennenswert beschleunigt werden kann.

[0007] Zwischen dem gedämpften Teilbereich und dem ungedämpften Teilbereich der Hubbewegung kann zweckmäßigerweise ein Übergangsbereich vor-

gesehen werden, in dem die Drosselwirkung vermindert ist. Dies kann beispielsweise dadurch erfolgen, dass sich der Strömungsquerschnitt des Dämpfungszylinders in einem Übergangsbereich an seinem offenen Ende stetig erweitert, z.B. indem der Dämpfungszylinder an seinem offenen Ende eine innere Fase aufweist. Die Kontur der Fase kann so ausgelegt werden, dass ein gewünschter Dämpfungsabfall erzielt wird. Ferner kann der Dämpfungszylinder an seinem offenen Ende mindestens eine innere Nut und/oder eine Ausnehmung aufweisen, die sich zur offenen Seite hin erweitern. Je nach gewünschtem Dämpfungsverlauf können über den Umfang verteilt mehrere Nuten und/oder Ausnehmungen vorgesehen werden. Dabei kann die Dämpfungscharakteristik im Übergangsbereich ebenfalls durch die Flanken der Nut bzw. durch die Kontur der Ausnehmung gestaltet werden, z.B. indem sie einen gebogenen Verlauf haben.

[0008] Nach einer Ausgestaltung der Erfindung wird vorgeschlagen, dass der Dämpfungszylinder in einem mittleren Bereich eine innere Ringnut aufweist, deren Breite größer ist als die Dicke der Dämpfungsscheibe. Dadurch erreicht man, dass der Schließkörper in seinen Endlagen optimal gedämpft ist, während in einer mittleren Lage in einem ungedämpften Bereich eine Durchspülung des Dämpfungszylinders über die Ringnut möglich ist. Auch hierbei ist es vorteilhaft, dass die Flanken der Ringnut Übergangsbereiche bilden, um Unstetigkeiten bei der Dämpfungscharakteristik zu vermeiden.

[0009] Anstelle der Ringnut kann auch ein Bypass vorgesehen werden, der an einer Stelle in dem Dämpfungszylinder mündet, an der der ungedämpfte Teilbereich beginnen soll. Der Bypass überbrückt den Drosselspalt im ungedämpften Teilbereich und sorgt für eine Durchspülung des Dämpfungszylinders.

[0010] Die Dämpfungscharakteristik kann durch die Form und Größe der Dämpfungsscheibe modifiziert werden. So kann die Dämpfungsscheibe an ihrem Umfang einen axial vorspringenden Rand aufweisen, durch den die axiale Erstreckung des Drosselspalts vergrößert wird. Ferner kann die Dämpfungsscheibe eine von der Kreisform abweichende Fläche aufweisen, z.B. die Fläche eines Ovals, einer Ellipse, eines regelmäßigen oder unregelmäßigen Vielecks oder eines Kreisabschnitts. Dadurch kann die Länge des Dichtspalts über den Umfang variiert werden. Außerdem lässt sich dadurch das Verhältnis des durch die Dämpfungsscheibe verdrängten Volumens zur Länge des Drosselspalts verändern. Ferner kann die Dämpfungsscheibe sehr dünn sein und eine feine Lochstruktur aufweisen. Die Löcher, deren Querschnitt zweckmäßigerweise im Mikrometerbereich liegen, werden bei der Hin- und Herbewegung der Dämpfungsscheibe frei gespült, wobei eine gewisse Elastizität der Dämpfungsscheibe und die damit ver-

bundene geringe Durchbiegung ein Verstopfen der Drosselkanäle verhindern.

[0011] Anstelle der Dämpfungsscheibe kann die hydraulische Drosselung durch eine Flüssigkeit durchlässige Membrane erzeugt werden, deren Umfang mit dem Ventilgehäuse verbunden ist, während ihr zentraler Bereich vom Ventilschaft bzw. von einer mit diesem verbundenen Stange in Richtung der Hubbewegung mitgenommen wird. Dabei kann die Membran halb steif und elastisch sein. Ihre Elastizitätseigenschaften sind auf die gewünschte Dämpfungscharakteristik des Schließkörpers abgestimmt, insbesondere wird die Membran in dem ungedämpften Teilbereich des Schließkörpers nur einen geringen Druck auf die Flüssigkeit ausüben und damit eine vernachlässigbare Dämpfung erzeugen. Die Membran wird zweckmäßigerweise aus Kunststoff- oder Metallfäden mit einer feinmaschigen Netz- bzw. Gewebestruktur hergestellt, wobei der Querschnitt der durch die Maschen des Gewebes gebildeten Flüssigkeitskanäle zweckmäßigerweise im Mikrometerbereich liegt.

[0012] Der ungedämpfte Teilbereich der Hubbewegung kann auch durch einen entsprechenden Freigang zwischen den Ventilschaft bzw. der mit ihm verbundenen Stange einerseits und der Dämpfungsscheibe bzw. der Membran andererseits gebildet sein. Durch den Freigang folgt die Membran bzw. die Dämpfungsscheibe nur im gedämpften Teilbereich der Hubbewegung des Schließkörpers, während sie im ungedämpften Teilbereich auf den Ventilschaft bzw. der mit diesem verbundenen Stange geleitet und somit keine Dämpfung erzeugt. Die Dämpfungsscheibe bzw. die Membran ist koaxial zum Ventilschaft in Strömungsrichtung vor oder hinter dem Schließkörper vorgesehen. Vorteilhafterweise werden sie in einer erweiterten Ventilkammer im Ventilgehäuse untergebracht, da hier bei guter Raumnutzung große Durchmesser bzw. Flächen verwirklicht werden können, die größer sind als die entsprechenden Größen des Schließkörpers. Diese erlauben eine gute Dämpfung.

Ausführungsbeispiel

Zeichnung

[0013] Weitere Vorteile ergeben sich aus der folgenden Zeichnungsbeschreibung. In der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt. Die Zeichnung, die Beschreibung und die Ansprüche enthalten zahlreiche Merkmale in Kombination. Der Fachmann wird die Merkmale zweckmäßigerweise auch einzeln betrachten und zu sinnvollen weiteren Kombinationen zusammenfassen.

[0014] Es zeigen:

[0015] [Fig. 1](#) einen schematischen Längsschnitt durch ein Taktventil,

[0016] [Fig. 2](#) einen vergrößerten Längsschnitt eines Dämpfungszylinders,

[0017] [Fig. 3](#) bis [Fig. 5](#) Varianten zu [Fig. 2](#),

[0018] [Fig. 6](#) und [Fig. 7](#) eine Draufsicht auf eine Dämpfungsscheibe,

[0019] [Fig. 8](#) und [Fig. 9](#) Varianten zu [Fig. 1](#),

[0020] [Fig. 10](#) eine Draufsicht auf eine Membran mit einer Gewebestruktur und

[0021] [Fig. 11](#) und [Fig. 12](#) einen Teillängsschnitt durch eine Dämpfungseinrichtung mit einem Freigang.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

[0022] Ein Taktventil **10** besitzt ein Ventilgehäuse **16** mit einem Zulaufkanal **12** und einem Ablaufkanal **14**. Der Durchfluss durch das Taktventil **10** wird von einem Schließkörper **18** gesteuert, dessen Ventilkegel **20** mit einem Ventilsitz **22** an einem Ventilsitzring **48** zusammenarbeitet, der in ein Ventilsitzgehäuse **46** im Ventilgehäuse **16** eingelassen ist. Bei der Betätigung des Schließkörpers **18** wird dieser periodisch zwischen einer geöffneten Stellung und einer Schließstellung hin und her bewegt, wobei er eine Hubbewegung **82** ausführt. In [Fig. 1](#) ist eine Zwischenstellung des Schließkörpers **18** mit ausgezogenen Linien dargestellt, während die Schließstellung durch eine strichpunktierte Linie und die offene Stellung durch eine gestrichelte Linie angedeutet sind. Der Durchfluss pro Zeiteinheit wird im Wesentlichen durch das Verhältnis der Öffnungszeiten zu den Schließzeiten während der Betätigung des Taktventils bestimmt. Die Durchflussrichtung ist durch Pfeile gekennzeichnet. Das Taktventil **10** kann allerdings auch in entgegengesetzter Richtung durchströmt werden.

[0023] Mit dem Schließkörper **18** ist über eine Stange **56** eine Dämpfungsscheibe **54** verbunden. Um die bewegten Massen möglichst klein zu halten, kann sie dünn ausgebildet sein und aus einem Leichtbauwerkstoff bestehen, z.B. Kunststoff oder Verbundwerkstoff. Die Dämpfungsscheibe **54** arbeitet mit einem Dämpfungszylinder **50** zusammen, mit dem sie an ihrem Umfang einen Drosselspalt **70** bildet, wenn sie sich innerhalb des Dämpfungszylinders **50** bewegt. Dieser ist an einer Stirnseite bis auf eine Führungsöffnung **58** geschlossen, in der die Stange **56** geführt ist. Der Dämpfungszylinder **50**, der über Rippen **52** im Zulaufkanal **12** befestigt ist ([Fig. 1](#)), ist auf die Stange **56** und die Dämpfungsscheibe **54** so abgestimmt, dass die hydraulische Dämpfung nur über ei-

nen Teil des Gesamthubs **60** wirksam ist. In einem gedämpften Teil **62** des Gesamthubs **60** befindet sich die Dämpfungsscheibe **54** bei der Ausführung nach [Fig. 1](#) im Dämpfungszylinder **50**, während sie sich in einem sich anschließenden ungedämpften Teil **64** außerhalb des Dämpfungszylinders **50** befindet, sodass der Innenraum des Dämpfungszylinders **50** über den vergrößerten Drosselspaltquerschnitt durchspült werden kann und eventuelle Schmutzteile entfernt werden. Dadurch ergeben sich ein geringerer Verschleiß und größere Ventilstandzeiten. Beim erneuten Öffnen des Schließkörpers **18** tritt die Dämpfungsscheibe **54** wieder in den Dämpfungszylinder **50** ein, sodass die gewünschte Dämpfung wieder erreicht wird.

[0024] Der Schließkörper **18** wird zweckmäßigerweise durch einen Elektromagneten **28** entgegen der Kraft einer Ventilsfeder **24** in Schließrichtung betätigt. Bei Ausfall der Bestromung des Elektromagneten **28** wird der Schließkörper **18** geöffnet, sodass bei dem Einsatz in einem Heiz- und/oder Kühlkreislauf auf jeden Fall ein Durchfluss gewährleistet ist.

[0025] Der Elektromagnet **28** besitzt eine Magnetspule **30**, die auf einem Rückschlussjoch **38** aufgewickelt ist. In dem Rückschlussjoch **38** sitzt eine Führungsbuchse **42**, in der ein Anker **34** axial verschiebbar angeordnet ist und in Öffnungsrichtung durch die Ventilsfeder **24** belastet wird. Der Anker **34** ist auf einem Ventilschaft **26** befestigt, der mit dem Schließkörper **18** und der Dämpfungsscheibe **54** verbunden ist. Bei der Bestromung der Magnetspule **30** wird der Anker **34** von einem Magnetkern **32** angezogen, sodass der Schließkörper **18** durch den Ventilschaft **26** gegen den Ventilsitz **22** gedrückt wird. Für die freie Bewegung des Ankers **34** ist in der Führungsbuchse **42** ein Ankerraum **44** vorgesehen, der an einem Ende beispielsweise durch einen elastischen Anschlag **40** begrenzt wird. Gegen diesen schlägt die freie Stirnfläche des Ventilschafts **26** in der geöffneten Stellung des Taktventils **10** an. Die Teile des Elektromagneten **28** sind in einem Gehäuse **36** untergebracht, das am Ventilgehäuse **46** befestigt ist. Obwohl Taktventile **10** in der Regel über Elektromagnete angetrieben werden, besteht auch die Möglichkeit, andere elektromotorische, mechanische oder hydraulische Aktuatoren zu verwenden.

[0026] Bei der Ausführung nach [Fig. 2](#) besitzt der Dämpfungszylinder **50** zwischen dem gedämpften Teil **62** und dem ungedämpften Teil **64** einen Übergangsbereich **66**, in dem eine reduzierte, modifizierte Dämpfung erreicht wird. Über eine Fase **68** wird der Querschnitt des Drosselspalts **70** stetig erweitert, bis der ungedämpfte Bereich **64** erreicht wird. Die Fase **68** kann in axialer Richtung einen geraden oder gebogenen Verlauf aufweisen, z.B. einen konvexen oder konkaven Verlauf. Der Übergangsbereich **66** kann auch durch eine oder mehrere Nuten **72** gestal-

tet werden, durch die die Drosselwirkung des Drosselspalts **70** allmählich bis zum ungedrosselten Bereich **64** abnimmt. Dabei können die Flanken der Nut **72** ebenfalls gerade oder gebogen verlaufen. Eine ähnliche Wirkung kann durch Ausnehmungen **74** bzw. **78** erreicht werden, wobei die Ausnehmung **74** eine gebogene Begrenzungskontur **76** und die Ausnehmung **78** eine geradlinige Begrenzungskontur **80** aufweisen ([Fig. 3](#)). Somit kann die Dämpfungsscharakteristik im Übergangsbereich **66** in weiten Grenzen modifiziert werden.

[0027] Bei der Ausführung nach [Fig. 4](#) tritt die Dämpfungsscheibe **54** nicht aus dem Dämpfungszylinder **50** heraus. Hierbei liegt der ungedämpfte Teil **64** etwa in der Mitte des Gesamthubs **60**, während die gedämpften Teile **62** an den Enden des Gesamthubs **60** vorgesehen sind. Der ungedämpfte Teil **64** wird durch eine Ringnut **84** realisiert, die im mittleren Bereich des Dämpfungszylinders **50** angeordnet und deren Breite größer ist als die Dicke der Dämpfungsscheibe **54**. Durch den deutlich größeren Strömungsquerschnitt im Bereich der Ringnut **84** kann der Dämpfungszylinder **50** gut durchspült werden, sodass sich keine Schmutzteilchen festsetzen können. In diesem Fall kann durch die Gestaltung der Flanken der Ringnut **84** jeweils ein Übergangsbereich in den beiden Hubrichtungen gestaltet werden. Hierfür stehen ähnliche Möglichkeiten zur Verfügung, wie sie in [Fig. 2](#) und [Fig. 3](#) für den Endbereich des Dämpfungszylinders **50** dargestellt sind.

[0028] Anstelle der Ringnuten **84** kann ein Bypass **90** vorgesehen werden ([Fig. 5](#)), der am Anfang des ungedrosselten Teilbereichs in den Dämpfungszylinder **50** mündet und den Drosselspalt **70** am Umfang der Dämpfungsscheibe **54** überbrückt. Über den Bypass können Schmutzteilchen aus dem Dämpfungszylinder **50** ausgetragen werden.

[0029] Die Dämpfungsscharakteristik kann durch die Form und Größe der Dämpfungsscheibe modifiziert werden. In den Ausführungsbeispielen nach [Fig. 6](#) und [Fig. 7](#) weicht die Fläche der Dämpfungsscheibe **54** von einer Kreisform ab. Bei der Ausführung nach [Fig. 6](#) weist die Dämpfungsscheibe **54** am Umfang eine Abflachung **92** auf, während die Dämpfungsscheibe **54** nach [Fig. 7](#) ein regelmäßiges Sechseck darstellt. Es können aber auch andere Formen gewählt werden, z.B. ein Oval oder beliebige regelmäßige oder unregelmäßige Vielecke. Durch die Form der Fläche der Dämpfungsscheibe **54** kann zum einen das Verhältnis zwischen der Flächengröße und der Länge des Umfangs modifiziert werden, zum anderen kann die Dämpfungsscheibe **54** den zur Verfügung stehenden Bauraum optimal ausnutzen. So kann die Dämpfungsscheibe **54** bei einer Ausführung nach [Fig. 8](#) in einem erweiterten Ventilraum **86** des Ventilgehäuses **16** untergebracht sein. Sie kann dadurch einen wesentlich größeren Durchmesser bzw.

eine wesentlich größere Fläche aufweisen als der Schließkörper **18**. Der Ventilraum **86** liegt bei der gewählten Durchflussrichtung des Taktventils **10** auf der Abströmseite des Schließkörpers **18**. Ferner besitzt die Dämpfungsscheibe **54** einen axial vorspringenden Rand. Dadurch wird der Dichtspalt **70** am Umfang der Dämpfungsscheibe in dem gedämpften Teilbereich **62** in axialer Richtung länger. Da sich der Dichtspalt **70** beim Austritt der Dämpfungsscheibe **54** aus dem Dämpfungszylinder **50** kontinuierlich verkürzt, wird ebenfalls ein Übergangsbereich in der Dämpfungsscharakteristik erzeugt. Der Rand **88** erhöht die bewegte Masse der Dämpfungsscheibe **54** nur geringfügig.

[0030] Die Dämpfungsscharakteristik der Dämpfungsscheibe **54** kann durch weitere Drosselöffnungen in Form von Löchern **94** weiter modifiziert werden. Die Dämpfungsscheibe **54** nach [Fig. 7](#) zeigt eine feine Lochstruktur, bei der der Durchmesser der Löcher **94** im Mikrometerbereich liegen kann.

[0031] Anstelle der Dämpfungsscheibe **54** kann gemäß einer Ausführung nach [Fig. 9](#) eine Flüssigkeit durchlässige Membran **96** treten. Sie kann aus einem dünnen, gewellten Federblech bestehen und ist zwischen dem Ventilgehäuse **16** und dem Ventilschaft **26** eingespannt. Die Flüssigkeitskanäle können durch eine Lochstruktur ähnlich der Dämpfungsscheibe **54** nach [Fig. 7](#) gebildet werden. Die mit ausgezogenen Linien dargestellte Membran **96** zeigt eine Position am Ende des gedämpften Bereichs, während eine mit gestrichelten Linien dargestellte Ausführung das Taktventil **10** in geöffneter Position darstellt. Die Elastizitätseigenschaften der Membran **96** können auf die gewünschte Dämpfungsscharakteristik des Schließkörpers **18** abgestimmt werden, sodass insbesondere die Membran auf die Flüssigkeit im ungedämpften Teilbereich **64** nur einen unerheblichen Druck auf die Flüssigkeit ausübt und somit eine vernachlässigbare Dämpfung bewirkt.

[0032] Die Membran **96** besitzt in der Ausführung nach [Fig. 10](#) eine feinmaschige Netzstruktur oder Gewebestruktur. Die von den Maschen der Struktur gebildeten Flüssigkeitskanäle liegen zweckmäßigerweise im Mikrometerbereich. Auch hierbei werden die Elastizitätseigenschaften der Membran **96** auf die gewünschte Dämpfungsscharakteristik des Schließkörpers **18** abgestimmt.

[0033] Bei einer Ausführung nach [Fig. 11](#) und [Fig. 12](#) ist die Membran **96** über einen Freigang mit dem Ventilschaft **26** gekoppelt. Dieser wird von einer Aussparung **100** an dem Ventilschaft **26** und einem Mitnahmering **98** gebildet, wobei die axiale Erstreckung der Aussparung **100** größer ist als die axiale Erstreckung des Mitnahmerings **98**, sodass zwischen dem Mitnahmering **98** und der Aussparung **100** ein axialer Freigang gebildet wird, der in den Umkehrla-

gen einer Hubbewegung **82** durchfahren wird und einen ungedämpften Teilbereich **64** des Schließkörpers **18** ergibt. [Fig. 11](#) zeigt eine geschlossene Position des Taktventils **10**, bei der der Mitnahmering **98** an einer oberen Schulter **102** der Aussparung **100** anliegt, während [Fig. 12](#) eine geöffnete Position des Taktventils **10** zeigt, bei der der Mitnahmering **98** an einer unteren Schulter **104** der Aussparung anliegt. Der Freigang kann auch durch andere Mittel gebildet werden, z.B. können die obere Schulter **102** und/oder die untere Schulter **104** durch einen Absatz des Ventilschafts **26** oder einen Federring gebildet werden.

Bezugszeichenliste

10	Taktventil
12	Zulaufkanal
14	Ablaufkanal
16	Ventilgehäuse
18	Schließkörper
20	Ventilkegel
22	Ventilsitz
24	Ventilfeder
26	Ventilschaft
28	Elektromagnet
30	Magnetspule
32	Magnetkern
34	Anker
36	Gehäuse
38	Rückschlussjoch
40	Anschlag
42	Führungsbuchse
44	Ankerraum
46	Ventilsitzgehäuse
48	Ventilsitzring
50	Dämpfungszylinder
52	Rippe
54	Dämpfungsscheibe
56	Stange
58	Führungsöffnung
60	Gesamthub
62	gedämpfter Teilbereich
64	ungedämpfter Teilbereich
66	Übergangsbereich
68	Fase
70	Drosselspalt
72	Nut
74	Ausnehmung
76	Kontur
78	Ausnehmung
80	Kontur
82	Hubbewegung
84	Ringnut
86	Ventilraum
88	axial vorspringender Rand
90	Bypass

92	Abflachung
94	Loch
96	Membran
98	Mitnahmering
100	Aussparung
102	obere Schulter
104	untere Schulter

Patentansprüche

1. Taktventil (**10**) mit einem Schließkörper (**18**), der mit einem Ventilsitz (**22**) zusammenarbeitet und in einer ersten Schaltstellung eine Durchflussverbindung zwischen einem Zulaufkanal (**12**) und einem Ablaufkanal (**14**) herstellt und in einer zweiten Schaltstellung sperrt, wobei der Schließkörper (**18**) während der Betätigung des Taktventils (**10**) periodisch zwischen den beiden Schaltstellungen wechselt und seine Bewegung hydraulisch durch eine Drosselstelle (**70**) gedämpft ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass die hydraulische Dämpfung nur über einen Teilbereich (**62**) wirksam ist.

2. Taktventil (**10**) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass sich der Drosselquerschnitt anschließend an den gedämpften Teilbereich (**62**) im Verlauf der Hubbewegung (**82**) des Schließkörpers (**18**) vergrößert.

3. Taktventil (**10**) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass über einen Teilbereich (**64**) der Hubbewegung (**82**) ein zur Drosselstelle (**70**) parallel verlaufender Bypass (**90**) aufgesteuert ist.

4. Taktventil (**10**) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Schließkörper (**18**) mit einer Dämpfungsscheibe (**54**) verbunden ist, die in einem Dämpfungszylinder (**50**) vorgesehen ist und mit diesem an ihrem Umfang einen Drosselspalt (**70**) bildet, der sich im Verlauf der Hubbewegung des Schließkörpers (**18**) in einem Teilbereich (**64**, **66**) erweitert.

5. Taktventil (**10**) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Dämpfungszylinder (**50**) an einer Stirnseite offen ist und die Dämpfungsscheibe (**54**) kurz vor dem Ende der Hubbewegung des Schließkörpers (**18**) aus dem Dämpfungszylinder (**50**) austritt.

6. Taktventil (**10**) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass sich der Strömungsquerschnitt des Dämpfungszylinders (**50**) an seinem offenen Ende stetig erweitert.

7. Taktventil (**10**) nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Dämpfungszylinder (**50**) an seinem offenen Ende eine innere Fase (**68**) aufweist.

8. Taktventil (**10**) nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Dämpfungszylinder (**50**) an

seinem offenen Ende mindestens eine innere Nut (72) und/oder Ausnehmung (74, 78) aufweist, die sich zur offenen Stirnseite hin erweitern.

9. Taktventil (10) nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Flanken der Nut (72) und die Kontur (76, 80) der Ausnehmung (74, 78) einen gebogenen Verlauf haben.

10. Taktventil (10) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Dämpfungszylinder (50) in einem mittleren Bereich eine innere Ringnut (84) aufweist, deren Breite größer ist als die Dicke der Dämpfungsscheibe (50) an ihrem Umfang.

11. Taktventil (10) nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Flanken der Ringnut (84) Übergangsbereiche (66) bilden.

12. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsscheibe (54) am Umfang einen axial vorspringenden Rand (88) aufweist.

13. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsscheibe (54) eine von der Kreisform abweichende Fläche aufweist.

14. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsscheibe (54) sehr dünn ist und eine feine Lochstruktur aufweist.

15. Taktventil (10) nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Querschnitt der Löcher (94) im Mikrometerbereich liegt.

16. Taktventil (10) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die hydraulische Drosselung durch eine Flüssigkeit durchlässige Membran (96) erzeugt wird, die an ihrem Umfang mit dem Ventilgehäuse (16) verbunden ist, während ihr zentraler Bereich vom Ventilschaft (26) bzw. von einer mit diesem verbundenen Stange (56) in Richtung der Hubbewegung (82) mitgenommen wird.

17. Taktventil (10) nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Membran (96) halb steif und elastisch ist.

18. Taktventil (10) nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Elastizitätseigenschaften der Membran (96) auf die gewünschte Dämpfungscharakteristik des Schließkörpers (18) abgestimmt sind.

19. Taktventil (10) nach Anspruch (14), dadurch gekennzeichnet, dass die Membran (96) eine feinmaschige Netzstruktur bzw. Gewebestruktur aufweist.

20. Taktventil (10) nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass der Querschnitt der Maschen im Mikrometerbereich liegt.

21. Taktventil (10) nach einem der Ansprüche 16 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass die Membran (96) aus einem Verbundwerkstoff besteht.

22. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der ungedämpfte Teil (64) der Hubbewegung (82) durch einen Freigang (98, 100) zwischen dem Ventilschaft (26) bzw. der mit ihm verbundenen Stange (56) einerseits und der Dämpfungsscheibe (54) bzw. der Membran (96) andererseits gebildet ist.

23. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungsscheibe (54) bzw. die Membran (96) koaxial zum Ventilschaft (26) in Strömungsrichtung vor oder hinter dem Schließkörper (18) vorgesehen sind.

24. Taktventil (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Fläche der Dämpfungsscheibe (54) oder der Membran (96) größer ist als der Querschnitt des Schließkörpers (18).

Es folgen 5 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

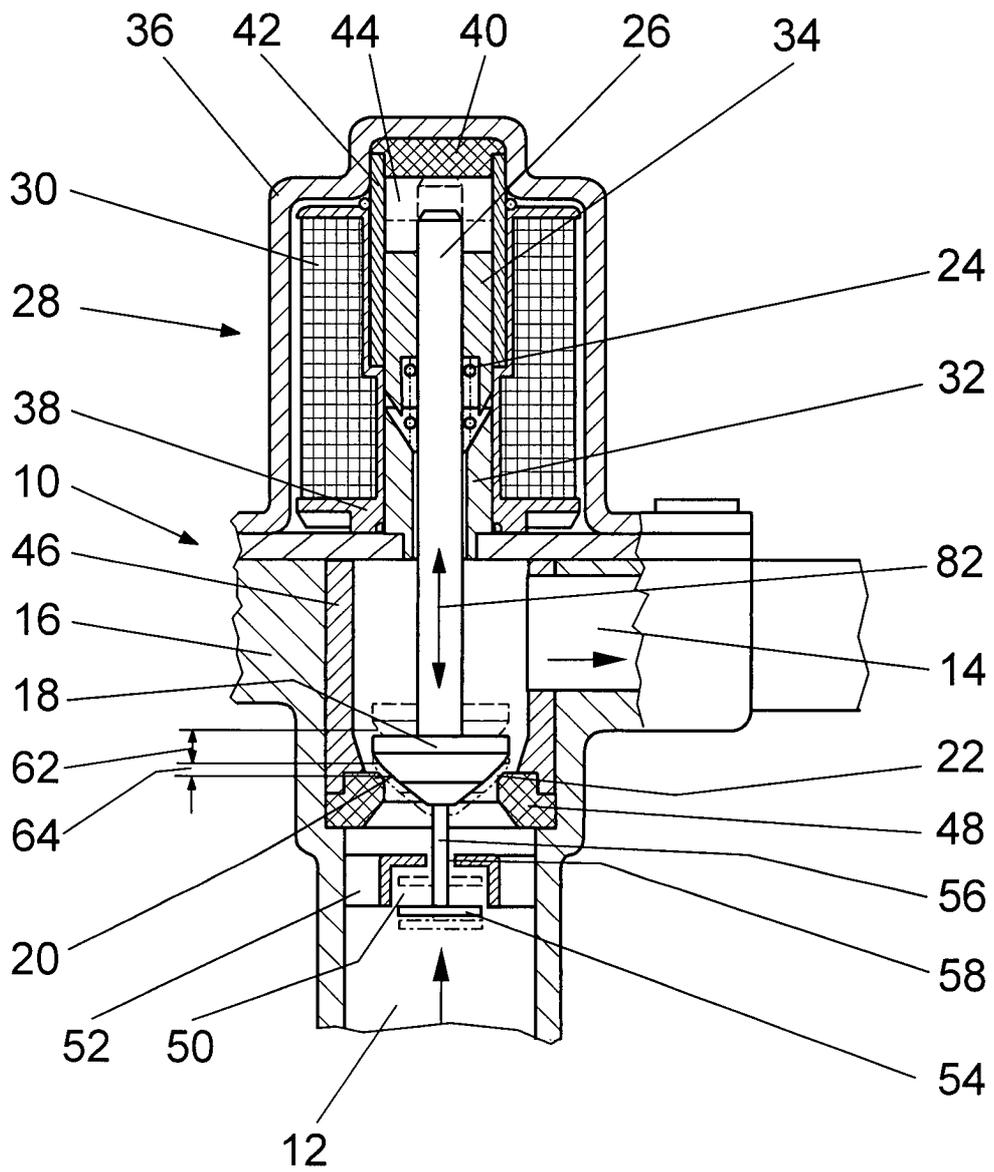


Fig. 1

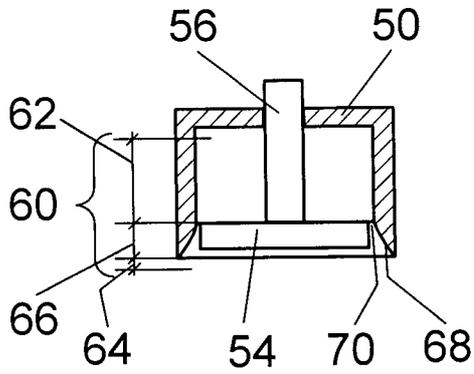


Fig. 2

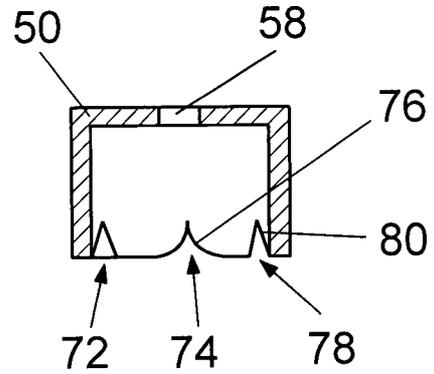


Fig. 3

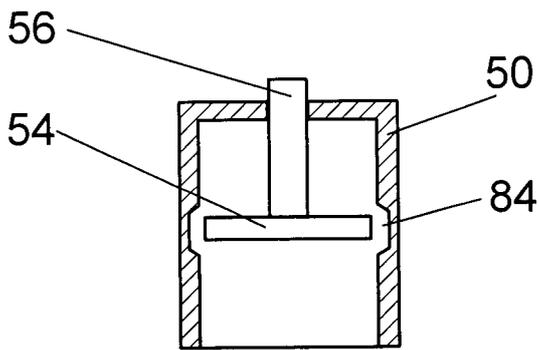


Fig. 4

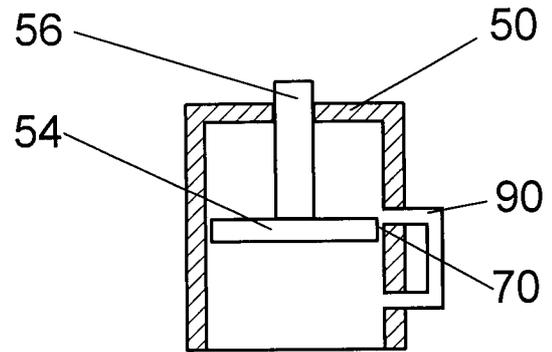


Fig. 5

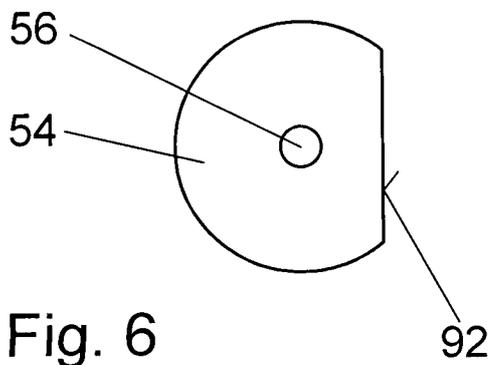


Fig. 6

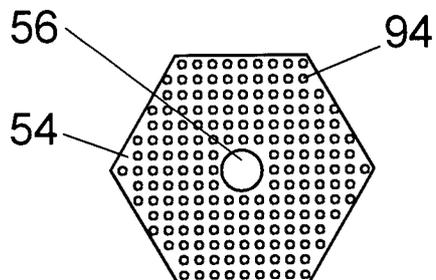
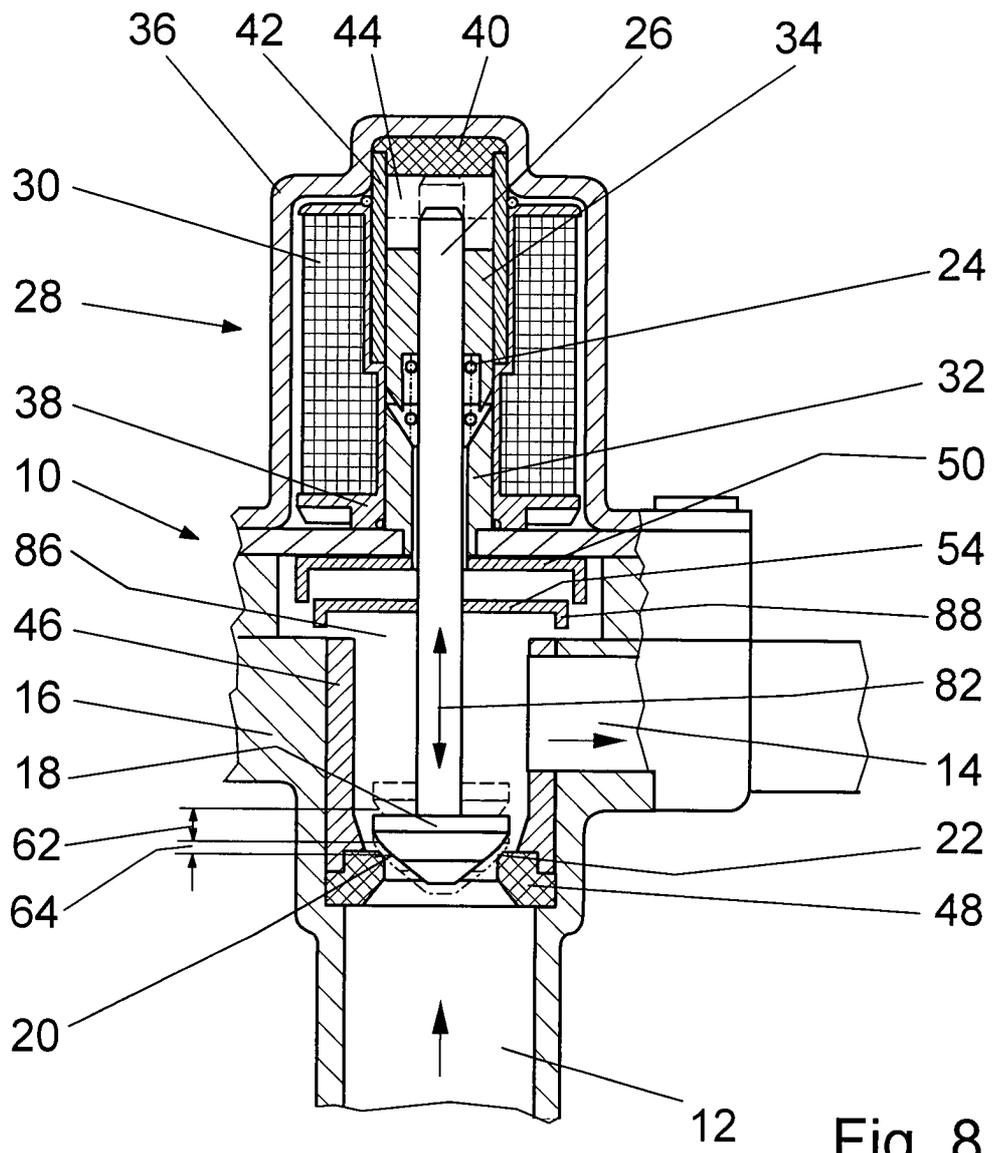
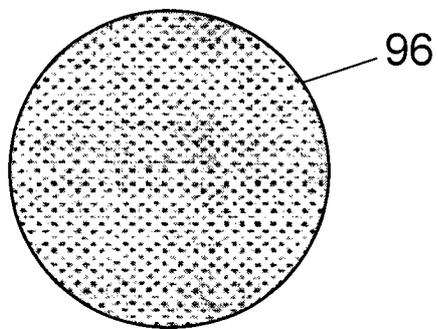
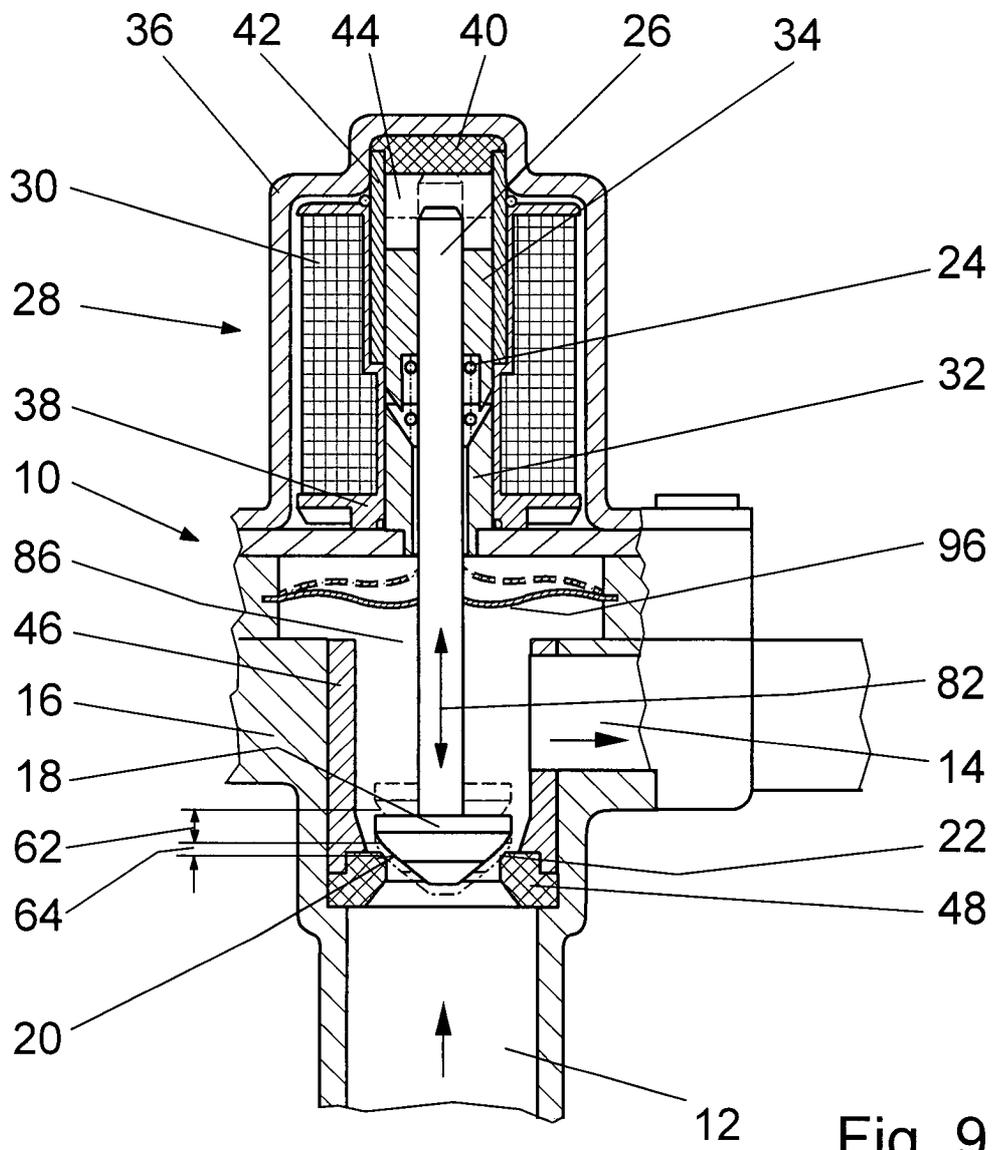


Fig. 7





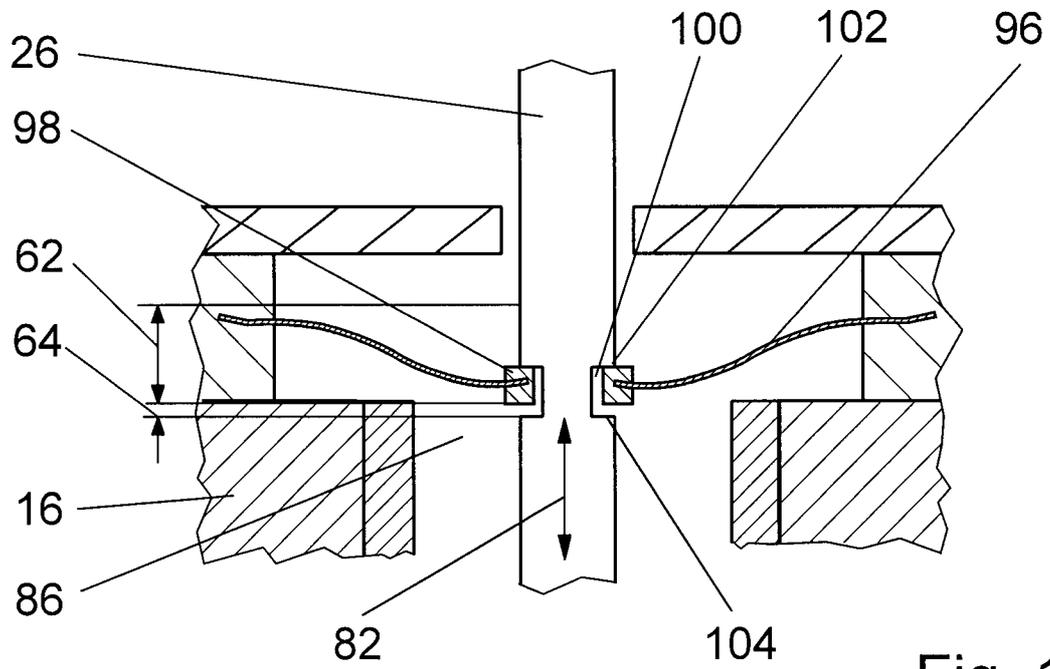


Fig. 11

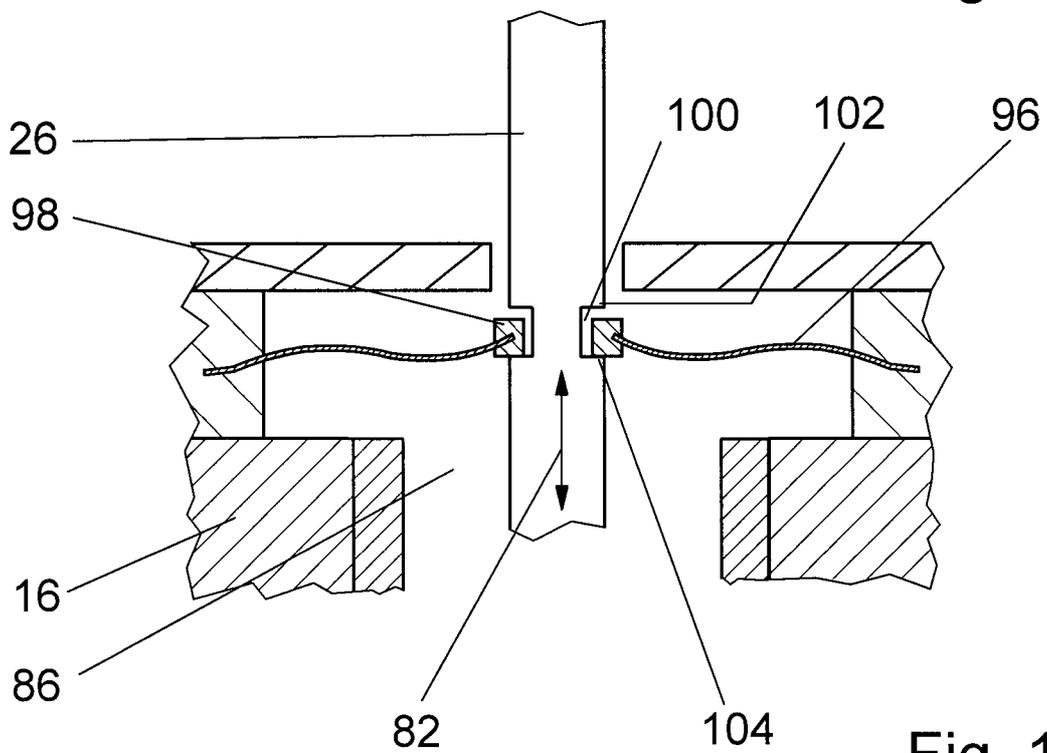


Fig. 12