



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 698 20 561 T2** 2004.06.17

(12)

## Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) **EP 0 905 409 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **698 20 561.8**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **98 307 691.0**

(96) Europäischer Anmeldetag: **22.09.1998**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **31.03.1999**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **17.12.2003**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **17.06.2004**

(51) Int Cl.7: **F16F 9/348**

**F16F 9/46**

(30) Unionspriorität:

**27638597      24.09.1997      JP**

(73) Patentinhaber:

**Tokico Ltd., Kawasaki, Kanagawa, JP**

(74) Vertreter:

**HOFFMANN · EITLÉ, 81925 München**

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**DE, FR, GB**

(72) Erfinder:

**Nakadate, Takao, Yamato-shi, JP**

(54) Bezeichnung: **Hydraulischer Stossdämpfer mit variabler Dämpfungswiderstandskraft**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents 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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

## Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft hydraulische Stoßdämpfer mit variablem Dämpfungswiderstand oder variabler Dämpfungskraft, insbesondere zum Einsatz in Fahrzeugaufhängungssystemen.

[0002] Es wurde ein hydraulischer Stoßdämpfer zum Einsatz in Fahrzeugaufhängungssystemen vorgeschlagen, der so ausgebildet ist, dass der Dämpfungswiderstand eingestellt wird, um den Fahrkomfort und das Lenkvermögen in Reaktion auf Straßen- und Fahrtbedingungen zu verbessern.

[0003] Ein typischer hydraulischer Stoßdämpfer weist eine Kolbenanordnung auf, innerhalb derer ein primärer Ölkanal vorgesehen ist, wie beschrieben in der japanischen Veröffentlichung Nr. Sho 62-167950 eines offengelegten Gebrauchsmusters. Eine Druckkammer ist stromabwärts eines Hauptventils als Dämpfungsmechanismus vorgesehen, und steht mit einer stromaufwärts bzw. stromabwärts angeordneten Zylinderkammer über eine feste bzw. variable Öffnung in Verbindung.

[0004] Bei einem derartigen herkömmlichen hydraulischen Stoßdämpfer wird die variable Öffnung geöffnet und geschlossen, um so die effektive Querschnittsfläche eines Fluidweges zwischen der stromaufwärtigen und der stromabwärtigen Zylinderkammer einzustellen, und um den Druck innerhalb der Druckkammer einzustellen, der zum Öffnen des Hauptventils benötigt wird. Während der Einstellung der variablen Öffnung ist der Dämpfungswiderstand im wesentlichen proportional zum Quadrat der Kolbengeschwindigkeit. Während der Einstellung des Drucks innerhalb der Druckkammer ist der Dämpfungswiderstand im wesentlichen proportional zur Kolbengeschwindigkeit. Der Stoßdämpfer nach dem Stand der Technik ermöglicht daher einen breiten Bereich der Dämpfungseinstellung.

[0005] Die Druckkammer wird dadurch ausgebildet, dass gleitbeweglich das Hauptventil um eine zylindrische Ventildichtung aufgespalten wird. Allerdings ruft diese Anordnung Öllecks aus Gleitteilen zwischen dem Hauptventil und der Ventildichtung hervor. Die Viskosität von Öl ändert sich in Abhängigkeit von der Temperatur, und beeinflusst Öllecks. Anders ausgedrückt ändert sich der Dämpfungswiderstand in Reaktion auf eine Temperaturänderung. Weiterhin ist der Stoßdämpfer nach dem Stand der Technik teuer herzustellen, da die Gleitteile mit hoher Genauigkeit bearbeitet werden müssen.

[0006] Ein einstellbarer, hydraulischer Stoßdämpfer ist in der DE-A-19652819 beschrieben, und weist eine variable Öffnung auf, die durch eine Spule in Reaktion auf ein elektrisches Signal gesteuert wird, sowie ein Tellerventil zum Steuern der Dämpfungseigenschaften. Eine Bewegung der Spule steuert den Fluss durch die Öffnung und daher den Druck in einer Steuerkammer. Der Druck in der Steuerkammer ändert den Öffnungsdruck des Tellerventils. Die Steuerkammer ist in einer Seitenwand eines Ventiltails vor-

gesehen.

[0007] Um die Probleme zu lösen, die bei dem Stoßdämpfer nach dem Stand der Technik auftraten, haben die Erfinder der vorliegenden Anmeldung bereits einen hydraulischen Stoßdämpfer vorgeschlagen, bei welchem ein Tellerventil, eine Halterscheibe, eine Dichtungsscheibe und andere Scheiben in einem Stapel angeordnet sind, wodurch eine Trennwand zwischen einem Hauptventil und einer Druckkammer ausgebildet wird, um ein Ölleck zu verhindern, wie dies in der japanischen Patentanmeldung Nr. Hei 8-283114 beschrieben wird. Der Innenumfang der Halterscheibe ist an einem inneren Dichtungssteg eines Ventilkörpers über das Tellerventil angeklemt oder befestigt. Anders ausgedrückt steht die gesamte Oberfläche der Halterscheibe in Oberflächenberührung mit dem Tellerventil. Diese Anordnung führt zu einer Erhöhung des Reibungswiderstands zwischen dem Tellerventil und der Halterscheibe, wenn das Tellerventil gegen die Vorspannung der Halterscheibe geöffnet wird. Eine derartige Erhöhung des Reibungswiderstands ruft einen instabilen Dämpfungswiderstand hervor.

[0008] Daher besteht ein Ziel der vorliegenden Erfindung in der Bereitstellung eines hydraulischen Stoßdämpfers, der einen weiten Bereich der Dämpfungseinstellung ermöglicht, und einen stabilen Dämpfungswiderstand aufweist.

[0009] Um das voranstehende Ziel zu erreichen, stellt die vorliegende Erfindung einen hydraulischen Stoßdämpfer zur Verfügung, der einen mit Öl gefüllten Zylinder aufweist, einen gleitbeweglich innerhalb des Zylinders angeordneten Kolben, eine Kolbenstange, deren eines Ende mit dem Kolben verbunden ist, und deren anderes Ende sich aus dem Zylinder heraus erstreckt, einen Hauptkanal, durch welchen das Öl in Reaktion auf die Gleitbewegung des Kolbens fließt, ein Hauptdämpferventil, das in dem Hauptkanal angeordnet ist, und einen Ventilkörper aufweist, eine Steuerkammer, die stromabwärts des Ventilkörpers vorgesehen ist, und dazu ausgelegt ist, einen internen Druck zum Schließen des Hauptdämpferventils auszuüben, einen stromaufwärtigen Kanal zur Bereitstellung einer Fluidverbindung zwischen der Steuerkammer und einem Abschnitt des Hauptkanals stromaufwärts des Hauptdämpferventils, eine feste Öffnung in dem stromaufwärtigen Kanal, einen stromabwärtigen Kanal zur Bereitstellung einer Fluidverbindung zwischen der Steuerkammer und einem Abschnitt des Hauptkanals stromabwärts des Hauptdämpferventils, eine variable Öffnung, die in dem stromabwärtigen Kanal vorgesehen ist, und dazu ausgebildet ist, eine effektive Querschnittsfläche des stromabwärtigen Kanals einzustellen, wobei das Hauptdämpferventil ein ringförmiges Tellerventil aufweist, das Tellerventil einen Außenumfang aufweist, der auf dem Ventilsitz aufsitzt und von diesem getrennt wird, um den Hauptkanal zu schließen und zu öffnen, eine ringförmige Halterscheibe, die stromabwärts des Tellerventils angeordnet ist, und einen

Durchmesser aufweist, der kleiner ist als jener des Ventil Sitzes, wobei die Halterscheibe einen Innenumfang aufweist, der in Axialrichtung von dem Tellerventil trennbar ist, und eine flexible Trennwand, die stromaufwärts der Halterscheibe angeordnet und zur Ausbildung der Steuerkammer ausgebildet ist, wobei die flexible Trennwand zu dem Tellerventil hin durch einen internen Druck innerhalb der Steuerkammer verbogen wird, um das Tellerventil durch die Halterscheibe zu drücken, wodurch das Tellerventil geschlossen wird.

[0010] Bei dieser Anordnung führt eine Änderung der effektiven Querschnittsfläche des stromabwärtigen Kanals durch die variable Öffnung zu einer entsprechenden Änderung der effektiven Querschnittsfläche eines Fluidweges zwischen der oberen und der unteren Zylinderkammer. Eine derartige Änderung ermöglicht die Einstellung der Dämpfungseigenschaften (also Eigenschaften der Öffnung). Eine Änderung des internen Drucks innerhalb der Steuerkammer in Reaktion auf einen Druckverlust über die variable Öffnung führt zu einer entsprechenden Änderung des Drucks, der zum Öffnen des Dämpferventils benötigt wird. Eine derartige Änderung ermöglicht ebenfalls eine Einstellung der Dämpfungseigenschaften (also der Ventileigenschaften). Die Steuerkammer wird ohne Einsatz irgendwelcher Gleitteile festgelegt. Diese Anordnung minimiert die Möglichkeit für Öllecks von der Steuerkammer. Die ringförmige Halterscheibe, stromabwärts des Tellerventils, weist einen kleineren Durchmesser auf als der Ventil Sitz, und hat einen Innenumfang, der in Axialrichtung von dem Tellerventil trennbar ist. Die flexible Trennwand ist stromabwärts der Halterscheibe angeordnet, und wird zum Tellerventil durch den internen Druck innerhalb der Steuerkammer verbogen, um das Tellerventil in eine geschlossene Position über die Halterscheibe zu drücken. Da die Halterscheibe in Axialrichtung von dem Tellerventil getrennt werden kann, treten bei der Halterscheibe keine Verformungen auf, und beaufschlagt sie keinesfalls das Tellerventil, wenn das Tellerventil gebogen und geöffnet wird. Dies führt zu einer Abnahme des Reibungswiderstands zwischen dem Tellerventil und der Halterscheibe.

[0011] **Fig. 1** ist eine vertikale Schnittansicht eines hydraulischen Stoßdämpfers mit variablem Dämpfungswiderstand im zusammengebauten Zustand, gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

[0012] **Fig. 2** ist eine vergrößerte Schnittansicht eines in **Fig. 1** gezeigten Dämpfermechanismus;

[0013] **Fig. 3** ist eine Schnittansicht im vergrößerten Zustand eines Hauptdämpferventils und einer Steuerkammer, gezeigt in **Fig. 2**;

[0014] **Fig. 4** ist eine Gruppe von Federscheiben mit mehreren Ausnehmungen;

[0015] **Fig. 5** ist eine ähnliche Ansicht wie **Fig. 3**, wobei jedoch ein Hauptdämpferventil und eine Steuerkammer dargestellt sind, die bei einer zweiten Aus-

führungsform der vorliegenden Erfindung eingesetzt werden;

[0016] **Fig. 6** ist eine Aufsicht auf ein in **Fig. 5** gezeigtes Tellerventil;

[0017] **Fig. 7** ist eine Aufsicht auf eine in **Fig. 5** gezeigte Halterscheibe;

[0018] **Fig. 8** ist eine ähnliche Ansicht wie **Fig. 5**, wobei jedoch eine abgeänderte Form des Hauptdämpferventils und der Steuerkammer dargestellt sind; und

[0019] **Fig. 9** ist eine Aufsicht auf eine in **Fig. 8** gezeigte Halterscheibe.

[0020] In den **Fig. 1** bis **4** ist ein hydraulischer Stoßdämpfer mit variablem Dämpfungswiderstand oder variabler Dämpfungskraft im zusammengebauten Zustand gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung gezeigt.

[0021] Im einzelnen weist ein hydraulischer Stoßdämpfer **1** zwei konzentrische Zylinder auf, nämlich einen inneren Arbeitszylinder **2** und einen äußeren Zylinder **3**. Ein Vorratsbehälter **4** ist zwischen dem Arbeitszylinder **2** und dem äußeren Zylinder **3** vorgesehen. Ein Kolben **5** ist innerhalb des Arbeitszylinders **2** angeordnet, wodurch das Innere des Arbeitszylinders **2** in eine obere Zylinderkammer **2a** und eine untere Zylinderkammer **2b** unterteilt wird. Bei einer Kolbenstange **6** ist ein Ende mit dem Kolben **5** über eine Mutter **7** verbunden. Das andere Ende der Kolbenstange **6** erstreckt sich entlang der oberen Zylinderkammer **2a**, durch eine Stangenführung **6a** und eine Dichtung **6b**, und aus dem Arbeitszylinder **2** heraus. Die Stangenführung **6a** und die Dichtung **6b** sind in dem oberen Ende des Arbeitszylinders **2** und des äußeren Zylinders **3** angebracht. Ein Basisventil **8** ist so in dem unteren Ende des Arbeitszylinders **2** angebracht, dass es die untere Zylinderkammer **2b** von dem Vorratsbehälter **4** trennt. Der Arbeitszylinder **2** ist mit Öl gefüllt. Der Vorratsbehälter **4** ist mit Öl und Gas gefüllt.

[0022] Ein Ölkanal **9** ist in dem Kolben so vorgesehen, dass eine Fluidverbindung zwischen der oberen Zylinderkammer **2a** und der unteren Zylinderkammer **2b** zur Verfügung gestellt wird. Ein Rückschlagventil **10** ist ebenfalls in dem Kolben **5** vorgesehen, um den Fluss von Öl von der unteren Zylinderkammer **2b** zu der oberen Zylinderkammer **2a** über den Ölkanal **9** zu ermöglichen. Entsprechend ist ein Ölkanal **11** in dem Basisventil **8** vorgesehen, um eine Fluidverbindung zwischen der unteren Zylinderkammer **2b** und dem Vorratsbehälter **4** bereitzustellen. Ein Rückschlagventil **12** ist ebenfalls in dem Basisventil **8** angeordnet, um den Fluss von Öl von dem Vorratsbehälter **4** zu der unteren Zylinderkammer **2b** über den Ölkanal **11** zu ermöglichen.

[0023] Ein im wesentlichen zylindrisches Teil **13** erstreckt sich um einen Arbeitszylinder **2** herum, auf die Hälfte der Länge des Arbeitszylinders **2**. Ein oberes Rohr **14** erstreckt sich um das obere Teil des Arbeitszylinders **2**, und ist mit dem zylindrischen Teil **13** verbunden. Ein ringförmiger, oberer Ölkanal **15** ist zwi-

schen dem Arbeitszylinder **2** und dem zylindrischen Teil **13** und dem oberen Rohr **14** vorgesehen. Der obere Ölkanal **15** steht in Verbindung mit der oberen Zylinderkammer **2a** über eine Öffnung **16**, die wiederum in der Nähe des oberen Endes des Arbeitszylinders **2** angeordnet ist. Entsprechend erstreckt sich ein unteres Rohr **17** um das untere Ende des Arbeitszylinders **2**, und ist mit dem zylindrischen Teil **13** verbunden. Ein ringförmiger, unterer Ölkanal **18** ist in dem Arbeitszylinder **2**, dem zylindrischen Teil **13**, und dem unteren Rohr **17** vorhanden. Der untere Ölkanal **18** steht in Verbindung mit der unteren Zylinderkammer **2b** über eine Öffnung **19**, die wiederum in der Nähe des unteren Endes des Arbeitszylinders **2** vorgesehen ist. Eine Adapterplatte **20** ist an dem äußeren Zylinder **3** gegenüberliegend dem zylindrischen Teil **13** angebracht. Zwei Muffen **21**, **22** erstrecken sich zwischen der Adapterplatte **20** und dem zylindrischen Teil **13**, und stehen in Verbindung mit dem oberen bzw. unteren Ölkanal **15** bzw. **18**. Ein Loch **23** ist in der Adapterplatte **20** vorhanden, und steht in Verbindung mit dem Vorratsbehälter **4**. Ein Dämpfermechanismus **24** ist an der Adapterplatte **20** angebracht.

[0024] Wie in Fig. 2 gezeigt, weist der Dämpfermechanismus **24** ein Gehäuse **25** mit einer geschlossenen Oberseite und einem offenen Boden **24d** auf. Zwei Ventilkörper **26**, **27** sind so in dem Gehäuse **25** angeordnet, dass drei Ölkammern **25a**, **25b** und **25c** in dem Gehäuse **25** ausgebildet werden. Ein Proportional-Magnetventil-Betätigungsglied **28A** ist in den offenen Boden **25d** des Gehäuses **25** eingepasst. Die Ventilkörper **26**, **27** weisen offene Böden **26a**, **27a** auf, in welche jeweilige Enddichtungen **28** bzw. **29** eingepasst sind. Ein im wesentlichen zylindrisches Führungsteil **30** erstreckt sich durch die Ventilkörper **26**, **27** und die Enddichtungen **28**, **29**. Das untere Ende des Führungsteils **30** steht im Gewindeeingriff mit dem Betätigungsglied **28A**. Eine Mutter **30A** ist an dem oberen Ende des Führungsteils **30** so befestigt, dass sie die Ventilkörper **26**, **27** in Position hält. Drei Öffnungen **31**, **32** und **33** sind in der Seitenwand des Gehäuses **25** vorgesehen, und stehen in Verbindung mit der Ölkammer **25a**, **25b** bzw. **25c**. Die drei Öffnungen **31**, **32** und **33** stehen ebenfalls in Verbindung mit der Muffe **21**, der Muffe **22** bzw. dem Loch **23** in der Adapterplatte **20**.

[0025] Mehrere axiale Ölkanäle der Hauptkanäle **34**, **35** (von denen nur zwei gezeigt sind) sind in den Ventilkörpern **26**, **27** in Umfangsrichtung beabstandet vorgesehen. Ringförmige innere Dichtungsstege **38**, **39** sind in den Ventilkörpern **26**, **27** radial außerhalb der Ölkanäle **34**, **35** vorgesehen. Ringförmige äußere Dichtungsstege **40**, **41** sind in den Ventilkörpern **26**, **27** radial außerhalb der Ventilsitze **38**, **39** und radial innerhalb der Seitenwand der Ventilkörper **26**, **27** angeordnet. Ringförmige Nuten oder Hauptkanäle **42**, **43** sind zwischen den Ventilsitzen **38**, **39** und den äußeren Dichtungsstegen **40**, **41** vorgesehen, und stehen in Verbindung mit den Ölkammern **25b**, **25c** über Ölkanäle **44**, **45**.

[0026] Tellerventile **46**, **47** sind den Ventilkörpern **26**, **27** zugeordnet und dienen als die Hauptventilelemente des Dämpfermechanismus. Die Innenumfänge der Tellerventile **46**, **47** sind an dem jeweiligen inneren Dichtungssteg **36**, **37** über ringförmige Abstandsstücke **200'**, **201'** und feste Öffnungen **123**, **124** befestigt. Der Außenumfang der Tellerventile **46**, **47** steht in Berührung mit der jeweiligen Ventilsitze **38** bzw. **39**. Ringförmige Dichtungsringe **48**, **49** sind in die Ventilkörper **26**, **27** eingepasst, und werden in Berührung mit dem jeweiligen äußeren Dichtungssteg **40**, **41** gehalten. Unterhalb der Tellerventile **46**, **47** befinden sich ringförmige Halterscheiben **120**, **121**. Die Halterscheiben **120**, **121** weisen einen Durchmesser auf, der kleiner ist als jener der Ventilsitze **38**, **39**. Die Innenumfänge der Halterscheiben **120**, **121** sind in Axialrichtung auf ringförmigen Abstandsstücken **200**, **201** beweglich, die wiederum an den inneren Dichtungsstegen **36**, **37** über die Tellerventile **46**, **47**, die Abstandsstücke **200'**, **201'**, und die festen Öffnungen **123**, **124** befestigt sind. Die Tellerventile **46**, **47** sind dem Druck innerhalb der Steuerkammern **58**, **59** ausgesetzt, die nachstehend erläutert werden, über die Halterscheiben **120**, **121**. Eine Änderung des Außendurchmessers der Tellerventile **120**, **121** führt daher zu einer entsprechenden Änderung der Dämpfungseigenschaften. Je größer der Außendurchmesser der Halterscheiben **120**, **121** ist, desto härter sind die Dämpfungseigenschaften. Ohne die Halterscheiben **120**, **121** wirkt der Druck innerhalb der Steuerkammern auf eine größere Fläche der Tellerventile ein. In einem derartigen Fall wird der Dämpfungswiderstand hauptsächlich in Abhängigkeit von der Druckverteilung innerhalb der Steuerkammern geändert. Dies führt zu instabilen Dämpfungseigenschaften.

[0027] Die Ventilkörper **26**, **27** weisen eine jeweilige Ausnehmung **26a** bzw. **27a** auf, in welche ringförmige Dichtungsscheiben **54**, **55** lose eingepasst sind. Die Dichtungsscheiben **54**, **55** befinden sich stromabwärts der Tellerventile **46**, **47**. Der Außenumfangsrand der Dichtungsscheiben **54**, **55** steht in Gleitberührung mit der Innenwand der Ventilkörper **26**, **27**. Ein Abschnitt der oberen Oberfläche der Dichtungsscheiben **54**, **55** in der Nähe ihres Außenumfangs wird in Berührung mit den Dichtungsringen **48**, **49** gehalten. Der Innenumfang der Dichtungsscheiben **54**, **55** überlappt sich teilweise, bezeichnet durch W, mit dem Außenumfang der Halterscheiben **120**, **121**. Der Außenumfang der Halterscheiben **120**, **121** wird daher sandwichartig zwischen den Tellerventilen **46**, **47** und den Dichtungsscheiben **54**, **55** eingeschlossen. Der Innenumfang der Halterscheiben **120**, **121** ist in Axialrichtung trennbar von den Tellerventilen **46**, **47**, wogegen der Außenumfang der Halterscheiben **120**, **121** im wesentlichen in Linearberührung mit den Tellerventilen **46**, **47** steht. Der Innenumfang der Halterscheiben **120**, **121** wird von den Tellerventilen **46**, **47** durch eine geringe Kraft getrennt, bzw. in Berührung mit diesen gebracht.

[0028] Wie voranstehend erwähnt, steht der Außenumfangsrand der Dichtungsscheiben **54, 55** in Berührung mit der unteren Oberfläche der Dichtungsringe **48, 49**. Daher stehen die Dichtungsscheiben **54, 55** im Eingriff mit den äußeren Dichtungsstegen **40, 41** über die Dichtungsringe **48, 49**. Die Dichtungsscheiben **54, 55** stehen in Berührung mit dem Außenumfang mehrerer Federscheiben oder Vorspannvorrichtungen **56, 57**, wodurch die Dichtungsscheiben **54, 55** gegen die Halterscheiben **120, 121** und die Dichtungsringe **48, 49** vorgespannt werden. Die Federscheiben **56, 57** sind in einem Stapel angeordnet. Der Innenumfang der Federscheiben **56, 57** ist an den inneren Dichtungsstegen **36, 37** über diese Teile befestigt. Wie in **Fig. 4** gezeigt, sind mehrere Ausnehmungen **56a, 57a** so in dem Außenumfang der Federscheiben **56, 57** vorgesehen, dass Ölkanäle ausgebildet werden. Die Halterscheiben **120, 121**, die Dichtungsscheiben **54, 55**, und die Federscheiben **56, 57** arbeiten miteinander so zusammen, dass Räume S1, S2 ausgebildet werden. Diese Räume S1, S2 stehen in Verbindung mit den Steuerkammern **58, 59** über die Ausnehmungen **56a, 57a**.

[0029] Der Überlappungsbereich W zwischen den Dichtungsscheiben **54, 55** und den Halterscheiben **120, 121** wird vorzugsweise so klein wie möglich ausgebildet. Eine Axialentfernung h zwischen einem Berührungsabschnitt zwischen den Halterscheiben **120, 121** und den Dichtungsscheiben **54, 55** und einem Berührungsabschnitt zwischen Dichtungsscheiben **54, 55** und den Dichtungsringen **48, 49** ist größer als die maximale Verschiebung in Axialrichtung der Tellerlerventile **46, 47**. Diese Anordnung ermöglicht es, dass der Innenumfangsrand der Dichtungsscheiben **54, 55** normalerweise in Berührung mit der unteren Oberfläche der Halterscheiben **120, 121** gehalten wird.

[0030] Die Steuerkammern **58, 59** werden durch die Umfangswand der Ventilkörper **26, 27**, die Federscheiben **56, 57** und die Enddichtungen **28, 29** festgelegt. Die Dichtungsscheiben **54, 55** und die Federscheiben **56, 57** bilden zusammen eine flexible Trennwand.

[0031] Öffnungen **60, 61** sind in der Umfangswand des Führungsteils **30** vorgesehen, und stehen in Verbindung mit der Steuerkammer **58** bzw. **59**. Entsprechend sind Öffnungen **62, 63** in der Umfangswand des Führungsteils **30** vorgesehen, und stehen in Verbindung mit der Ölkammer **25b** bzw. **25c**. Ausnehmungen **64, 65** sind in den inneren Dichtungsstegen **36, 37** der Ventilkörper **26, 27** vorgesehen. Nuten oder stromaufwärtige Kanäle **66, 67** sind im Außenumfang des Führungsteils **30** vorgesehen. Die Ausnehmungen **64, 65** stehen in Verbindung mit den Steuerkammern **58, 59** über die Nuten **66, 67** und die Öffnungen **60, 61**. Die Bezugszeichen **123, 124** bezeichnen feste Öffnungen, die dazu ausgebildet sind, dem Fluss des Öls zu den Nuten **66, 67** einen Widerstand entgegenzusetzen.

[0032] Eine Spule **68** ist gleitbeweglich in das Füh-

rungsteil **30** so eingepasst, dass sie die effektive Querschnittsfläche zwischen den Öffnungen **60, 62** und die effektive Querschnittsfläche zwischen den Öffnungen **61, 63** einstellt. Die Spule **68** wird zum Betätigungsglied **28A** hin unter Einwirkung einer Druckfeder **69** vorgespannt. Das Betätigungsglied **28A** weist eine Betätigungsstange **70** auf, die so betreibbar ist, dass sie die Spule **68** gegen die Einwirkung der Druckfeder **69** bewegt, um so die effektive Querschnittsfläche der Öffnungen **60, 63** einzustellen (stromabwärtiger Kanal und variable Öffnung).

[0033] Der Betriebsablauf verläuft folgendermaßen. In **Fig. 2** geben durchgezogene Pfeile die Flussrichtung von Öl während eines Ausfahrvorgangs der Kolbenstange **6** an, wogegen gestrichelte Pfeile die Flussrichtung von Öl während eines Einfahrvorgangs der Kolbenstange **6** angeben.

[0034] Während eines Ausfahrvorgangs der Kolbenstange **6** wird das Rückschlagventil **10** des Kolbens **5** geschlossen, um so Öl innerhalb der oberen Zylinderkammer **2a** unter Druck zu setzen. Wie durch die durchgezogenen Pfeile angedeutet, wird das Öl dazu veranlasst, dass es durch die Öffnung **16** aus der oberen Zylinderkammer **2a** heraus fließt. Das Öl wird dann der unteren Zylinderkammer **2b** zugeführt, über den ringförmigen, oberen Ölkanal **15**, die Muffe **21**, die Öffnung **31** des Dämpfermechanismus, die Ölkammer **25a**, den Ölkanal **34**, die feste Öffnung **123**, die Ausnehmung **24**, die Nut **66**, die Öffnung **60**, die Öffnung **62**, die Ölkammer **25b**, die Öffnung **32**, die Muffe **22**, den ringförmigen, unteren Ölkanal **18** und den Ölkanal **19**. Zu diesem Zeitpunkt ist das Tellerlerventil **46** geöffnet, damit das Öl von der Ölkammer **25a** direkt zur Ölkammer **25b** fließen kann, über den Ölkanal **34**, die Nut **42** und den Ölkanal **44**, wenn der Druck innerhalb der oberen Zylinderkammer **2a** einen vorbestimmten Pegel erreicht. Während des Ausfahrvorgangs der Kolbenstange **6** wird ein entsprechender Anteil des Öls innerhalb des Zylinders **2** dazu veranlasst, von dem Vorratsbehälter **4** zum Basisventil **8** zu fließen. Das Rückschlagventil **12** wird dann geöffnet, damit dieses Öl zur unteren Zylinderkammer **2b** fließen kann.

[0035] Wenn sich der Kolben mit relativ niedriger Geschwindigkeit bewegt, und bevor das Tellerlerventil **46** geöffnet wird, wird der Dämpfungswiderstand in Abhängigkeit von den effektiven Querschnittsflächen der festen Öffnung **123**, der Ausnehmung **64**, der Nut **66** und der Öffnung **60** variiert. Andererseits wird, wenn sich der Kolben mit relativ hoher Geschwindigkeit bewegt, und des Tellerlerventil **46** infolge der Erhöhung des Drucks innerhalb der oberen Zylinderkammer **2a** geöffnet wird, der Dämpfungswiderstand in Abhängigkeit von dem Ausmaß der Öffnung des Tellerlerventils **46** variiert.

[0036] Wenn die Dichtungsscheibe **54** und das Tellerlerventil **46** zum Boden des Ventilkörpers **26** hin gebogen werden, infolge einer Erhöhung des Drucks innerhalb der Steuerkammer **58**, oder wenn das Tellerlerventil **46** geöffnet wird, weist der Innenumfang der

Halterscheibe **120** im wesentlichen keine Verformung auf, da die Halterscheibe **120** in Axialrichtung von dem Tellerventil **46** trennbar ist. Darüber hinaus wird der Überlappungsbereich **W** keinesfalls geändert, da die maximale Axialverschiebung des Tellerventils **46** geringer ist als die Axialentfernung oder Höhe **h**, und der Überlappungsbereich **W** ausreichend klein ist. Wenn die Dichtungsscheibe **54** und das Tellerventil **46** zum Boden des Ventilkörpers **26** hin gebogen werden, infolge einer Erhöhung des Drucks innerhalb der Steuerkammer **58**, oder wenn das Tellerventil **46** geöffnet wird, ist auch der Widerstand zwischen der Dichtungsscheibe **54** und der Halterscheibe **120** begrenzt, da keine Vorspannung von der Halterscheibe **120** aus einwirkt. Das Tellerventil **46** wird ständig im wesentlichen in Linearberührung mit der Halterscheibe **120** gehalten, wenn das Tellerventil **46** geöffnet und geschlossen wird. Auf diese Weise wird der Widerstand zwischen dem Tellerventil **46** und der Halterscheibe **120** eingeschränkt.

[0037] Wenn elektrischer Strom an das Betätigungsglied **28A** angelegt wird, wird die Spule **68** bewegt, um hierdurch die effektive Querschnittsfläche der Öffnung **60** und daher den Dämpfungswiderstand einzustellen. Wird die effektive Querschnittsfläche der Öffnung **60** verkleinert, steigt der Druck innerhalb der Steuerkammer **58** stromaufwärts der Öffnung **60** infolge eines größeren Druckverlustes an. Daher wird ein höherer Druck dazu benötigt, das Tellerventil **46** zu öffnen. Wird andererseits die effektive Querschnittsfläche der Öffnung **60** vergrößert, nimmt der Druck innerhalb der Steuerkammer **58** stromaufwärts der Öffnung **60** ab, infolge eines geringeren Druckverlustes. Das Tellerventil **46** kann daher durch einen niedrigeren Druck geöffnet werden. Eine Änderung der effektiven Querschnittsfläche der Öffnung **60** führt zu einer entsprechenden Änderung des Drucks, der zum Öffnen des Tellerventils **46** benötigt wird. Daher können die Dämpfungseigenschaften über den Gesamtbereich der Kolbengeschwindigkeit variiert werden.

[0038] Während eines Einfahrvorgangs wird, wenn sich der Kolben **5** bewegt, das Rückschlagventil **10** geöffnet, damit Öl von der unteren Zylinderkammer **2b** direkt zur oberen Zylinderkammer **2a** über den Ölkanal **9** fließen kann. Da der Druck innerhalb der oberen Zylinderkammer **2a** im wesentlichen gleich dem Druck innerhalb der unteren Zylinderkammer **2b** ist, fließt kein Öl zwischen den Öffnungen **31**, **32** in dem Dämpfermechanismus **24**. Wenn die Kolbenstange **6** zum Basisventil **8** hin bewegt wird, wird das Rückschlagventil **12** geschlossen. Öl innerhalb des Zylinders **2** wird druckbeaufschlagt, in einem Ausmaß entsprechend der Verschiebung der Kolbenstange **6**. Das druckbeaufschlagte Öl wird dann von der unteren Zylinderkammer **2b** durch den Ölkanal **19** geschickt, den ringförmigen, unteren Ölkanal **18**, und die Muffe **22**, bis zur Öffnung **32**. Das Öl wird dann dazu veranlasst, von der Öffnung **32** zum Vorratsbehälter **4** zu fließen, über die Öffnung **32**, die Ölkam-

mer **25b**, den Ölkanal **35**, die feste Öffnung **124**, die Ausnehmung **65**, die Nut **67**, die Öffnung **61**, die Öffnung **63**, die Ölkammer **25c**, die Öffnung **33**, und das Loch **23**. Wenn der Druck innerhalb des Zylinders **2** auf einen vorbestimmten Pegel erhöht wird, wird das Tellerventil **47** geöffnet, damit das Öl von der Ölkammer **25b** zur Ölkammer **25c** fließen kann, über den Ölkanal **35**, die Nut **43** und den Ölkanal **45**.

[0039] Während des Einfahrvorgangs wird, wenn sich der Kolben **5** mit relativ niedriger Geschwindigkeit bewegt, und bevor das Tellerventil **47** geöffnet wird, der Dämpfungswiderstand in Abhängigkeit von den effektiven Querschnittsflächen der festen Öffnung **124**, der Ausnehmung **65**, der Nut **67** und der Öffnung **63** variiert. Andererseits wird, wenn sich der Kolben **5** mit relativ hoher Geschwindigkeit bewegt, und das Tellerventil **47** infolge der Erhöhung des Drucks innerhalb des Zylinders **2** geöffnet wird, der Dämpfungswiderstand in Abhängigkeit von dem Ausmaß des Öffnens des Tellerventils **47** variiert.

[0040] Der Reibungswiderstand zwischen der Dichtungsscheibe **55** und der Halterscheibe **121** ist während des Einfahrvorgangs ebenso wie während des RUSfahrvorgangs begrenzt. Der Reibungswiderstand zwischen dem Tellerventil **47** und der Halterscheibe **121** ist ebenfalls begrenzt.

[0041] Die Spule **68** wird bewegt, um die effektive Querschnittsfläche der Öffnung **63** zu variieren, um die Öffnungseigenschaften einzustellen. Der sich ergebende Druckverlust wird dazu verwendet, den Druck innerhalb der Steuerkammer **59** und daher jenen Druck zu ändern, der dazu erforderlich ist, das Tellerventil **47** zu öffnen, um die Ventileigenschaften einzustellen. Die Dämpfungseigenschaften können daher über den vollständigen Bereich der Kolbengeschwindigkeit variiert werden.

[0042] Durch Bewegung der Spule **68**, um die effektive Querschnittsfläche der jeweiligen Öffnung **60** bzw. **63** zu variieren, können die Dämpfungseigenschaften getrennt während dem Ausfahr- und dem Einfahrvorgang variiert werden. Stege können in Öffnungen **60**, **63** und der Spule **68** vorhanden sein, so dass die effektive Querschnittsfläche der Öffnung **60** größer ist als jene der Öffnung **63**, oder umgekehrt, in Reaktion auf die Position der Spule **68** während des Ausfahr- und des Einfahrvorgangs. Auf diese Weise wird bei dem hydraulischen Stoßdämpfer eine Kombination aus einer harten Aufhängung während eines Ausfahrvorgangs und einer weichen Aufhängung während eines Einfahrvorgangs ermöglicht, oder umgekehrt.

[0043] Gemäß der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung können die Steuerkammern **58**, **59** ohne Einsatz irgendwelcher Gleitteile ausgebildet werden. Diese Anordnung vermeidet Öllecks aus den Steuerkammern **58**, **59** und sorgt für stabile Dämpfungseigenschaften. Eine Temperaturänderung hat geringe Auswirkungen auf den Dämpfungswiderstand. Diese Ausführungsform schaltet darüber hinaus das Erfordernis aus, Gleitteile mit hoher Genau-

igkeit bearbeiten zu müssen, und führt daher zu einer Verringerung der Herstellungskosten des hydraulischen Stoßdämpfers. Weiterhin sind die inneren Dichtungsstege **36, 37**, die Ventilsitze **38, 39** und die äußeren Dichtungsstege **40, 41** einstückig in den Ventilkörpern **26, 27** ausgebildet. Dies minimiert Fehler in Bezug auf die Höhe dieser Teile, und ermöglicht ein Öffnen der Tellerventile **46, 47** unter im wesentlichen konstantem Druck.

[0044] Wenn die Dichtungsscheiben **54, 55** und die Tellerventile **46, 47** verbogen und geöffnet werden, weisen die Halterscheiben **120, 121** im wesentlichen keine Verformung auf, und werden in Axialrichtung von den Tellerventilen **46, 47** getrennt, um so den Reibungswiderstand zwischen den Dichtungsscheiben **54, 55** und den Halterscheiben **120, 121** zu begrenzen. Der Druck innerhalb der Steuerkammern **58, 59** wirkt auf die Tellerventile **46, 47** nur über den Außenumfang der Halterscheiben **120, 121** ein. Diese Anordnung sorgt für stabile Dämpfungseigenschaften.

[0045] Wenn die Dichtungsscheiben **54, 55** in Berührung mit den Halterscheiben **120, 121** in einen spitzen Winkel gebracht werden, ändert sich die Radialentfernung des Berührungsabschnitts zwischen den Scheiben **54, 120** und **55, 121** nur geringfügig. Der Innendruck innerhalb der Steuerkammern **58, 59** wirkt daher auf eine im wesentlichen konstante Fläche in den Tellerventilen **46, 47** ein, wodurch ein stabiler Dämpfungswiderstand zur Verfügung gestellt wird.

[0046] Der Druck innerhalb der Räume S1, S2 ist ständig gleich jenem innerhalb der Steuerkammern **58, 59**, da sie miteinander über die Ausnehmungen **56a, 57a** in Verbindung stehen. Diese Verbindung vermeidet eine Erhöhung des Reibungswiderstandes zwischen den Federscheiben **56, 57**, den Dichtungsscheiben **54, 55**, den Halterscheiben **120, 121** und den Tellerventilen **46, 47**, die anderenfalls auftreten könnte, wenn das Volumen der Räume S1, S2 infolge einer Druckerhöhung innerhalb der Steuerkammern **58, 59** abnimmt. Ein niedrigerer Reibungswiderstand ermöglicht es den Tellerventilen **46, 47**, glatt betätigt zu werden, um einen konstanten Dämpfungswiderstand zur Verfügung zu stellen. Anstelle der Ausnehmungen **56a, 57a** können Durchgangsöffnungen in den Federscheiben **56, 57** vorgesehen sein, um eine Fluidverbindung zwischen den Räumen S1, S2 und den Steuerkammern **58, 59** zur Verfügung zu stellen.

[0047] Bei der ersten Ausführungsform werden die Abstandsstücke **200, 201** dazu verwendet, den Innenumfang der Halterscheiben **120, 121** zu führen, wodurch sich die Halterscheiben **120, 121** in Axialrichtung zu den Tellerventilen **46, 47** hin und von diesen weg bewegen können. Die vorliegende Erfindung ist nicht hierauf beschränkt. So kann beispielsweise der Innenumfang der Halterscheiben **46, 47** sandwichartig zwischen den Abstandsstücken **200, 201** und den Federscheiben **56, 57** eingeschlossen sein, wodurch die Halterscheiben **120, 121** von den

Tellerventilen **46, 47** getrennt werden können. Auch diese alternative Anordnung begrenzt den Reibungswiderstand zwischen den Tellerventilen und den Halterscheiben, wenn die Tellerventile verbogen und geöffnet werden.

[0048] Weiterhin stehen bei der ersten Ausführungsform die Dichtungsringe **48, 49** in Berührung mit den äußeren Dichtungsstegen **40, 41** der Ventilkörper **26, 27**, und stehen die Dichtungsscheiben **54, 55** in Berührung mit den Dichtungsringen **48, 49**. Alternativ können die Dichtungsscheiben **54, 55** direkt in Berührung mit den äußeren Dichtungsstegen **40, 41** stehen, durch Weglassen der Dichtungsringe **48, 49**. [0049] In den **Fig. 5 bis 7** ist nunmehr ein hydraulischer Stoßdämpfer gemäß einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung dargestellt. Die zweite Ausführungsform ist im wesentlichen ähnlich aufgebaut wie die erste Ausführungsform, mit Ausnahme von Ölkanälen oder stromaufwärtigen Kanälen, die mit den Steuerkammern **58, 59** des Dämpfermechanismus **24** in Verbindung stehen, sowie mit Ausnahme der Form der Halterscheiben. Gleiche Teile werden mit gleichen Bezugszeichen wie in den **Fig. 1 bis 4** bezeichnet.

[0050] Wie aus den **Fig. 5 bis 8** hervorgeht, unterscheidet sich der Dämpfermechanismus gemäß der zweiten Ausführungsform von jener der ersten Ausführungsform in der Hinsicht, dass bei der erstgenannten die Dichtungsscheiben **54, 55** direkt in Berührung mit den äußeren Dichtungsstegen **40, 41** stehen, durch das Weglassen der Dichtungsringe **48, 49**. Weiterhin vermeidet die zweite Ausführungsform den Einsatz von Ausnehmungen **64, 65**, die in den inneren Dichtungsstegen **36, 37** vorgesehen sind, der Nuten **66, 67**, die in dem Führungsteil **30** vorgesehen sind, und der festen Öffnungen **123, 124**. Stattdessen sind mehrere feste Öffnungen **302, 303** in Tellerventilen **300, 301** vorgesehen, wie in **Fig. 6** gezeigt. Weiterhin sind die Halterscheiben **120, 121** durch mit Öffnungen versehene Scheiben **130, 131** ersetzt, wie in **Fig. 7** gezeigt. Die mit Öffnungen versehenen Scheiben **130, 131** weisen im wesentlichen C-förmige Kanäle **132, 133** auf, die so ausgebildet sind, dass eine Fluidverbindung zwischen den festen Öffnungen **302, 303**, den Ausnehmungen **56a, 57a** der Federscheiben **56, 57**, und den Räumen S1, S2 zur Verfügung gestellt wird.

[0051] Der Innenumfang der mit Öffnungen versehenen Scheiben **130, 131** ist an den inneren Dichtungsstegen **36, 37** über die Tellerventile **300, 301** befestigt. Die mit Öffnungen versehenen Scheiben **130, 131** werden durch einen Stanzvorgang hergestellt. Die mit Öffnungen versehenen Scheiben **130, 131** weisen einen Innendurchmesser D auf, der gleich dem Außendurchmesser des Führungsteils **30** ist. Die mit Öffnungen versehenen Scheiben **130, 131** weisen äußere Ringe **134a, 135a** auf (entsprechend den Halterscheiben), die sandwichartig zwischen den Tellerventilen **300, 301** und den Dichtungsscheiben **54, 55** eingeschlossen sind, innere Ringe **134b,**

**135b**, die um das Führungsteil **30** aufgepasst sind, und radiale Teile **136**, **137**, die sich zwischen den äußeren Ringen **134a**, **135a** und den inneren Ringen **134b**, **135b** erstrecken. Die äußeren Ringe **134a**, **135a**, mit Ausnahme eines Abschnitts der äußeren Ringe **134a**, **135a** in der Nähe der radialen Teile **136**, **137**, sind in Axialrichtung von den Tellerventilen **300**, **301** trennbar, wenn die Tellerventile **300**, **301** verbogen oder geöffnet werden. Diese Anordnung verhindert das Anlegen einer Vorspannung von den mit Öffnungen versehenen Scheiben **130**, **131** an die Tellerventile **300**, **301**, und minimiert den Reibungswiderstand zwischen den Tellerventilen **300**, **301** und den mit Öffnungen versehenen Scheiben **130**, **131**, wenn die Tellerventile **300**, **301** geöffnet werden. Die Steuerkammern **58**, **59** und die Ölkanäle **34**, **35**, die stromaufwärts der Tellerventile **300**, **301** vorgesehen sind, stehen miteinander in Verbindung über die Ausnehmungen **56a**, **57a** der Federscheiben **56**, **57**, die Räume S1, S2, und die festen Öffnungen **302**, **303**.

[0052] Die voranstehende Anordnung ermöglicht es, dass Öl von den Ölkanälen **34**, **35** durch die festen Öffnungen **302**, **303** zu den Steuerkammern **58**, **59** fließt, und stellt daher im wesentlichen dieselben Vorteile zur Verfügung wie die erste Ausführungsform.

[0053] Die festen Öffnungen **302**, **303** ermöglichen es, dass Öl direkt und glatt zwischen den Räumen S1, S2 und den Steuerkammern **58**, **59** fließt. Diese Anordnung ermöglicht ein einfaches Ablassen von Luft von den Steuerkammern, wenn Öl zugeführt wird, oder beim Zusammenbau des hydraulischen Stoßdämpfers. Die stromaufwärtigen Kanäle und die festen Öffnungen werden einfach in den Tellerventilen unter Verwendung eines Stanzverfahrens hergestellt, statt durch Bearbeitung der Ventilkörper und des Führungsteils, um dort die Ausnehmungen und Nuten auszubilden, wie bei der ersten Ausführungsform. Darüber hinaus können die Dämpfungseigenschaften einfach durch Änderung des Durchmessers der festen Öffnungen **302**, **303** geändert werden. Die mit Öffnungen versehenen Scheiben **130**, **131** können einfach dadurch positioniert oder zentriert werden, dass die mit Öffnungen versehenen Scheiben **130**, **131** um das Führungsteil **30** aufgepasst werden.

[0054] Bei dieser Ausführungsform dienen die festen Öffnungen **302**, **303** der Tellerventile **300**, **301** als die festen Öffnungen für die stromaufwärtigen Kanäle. Alternativ können die Ausnehmungen **56a**, **57a** der Federscheiben **56**, **57** als die festen Öffnungen dienen. Wiederum alternativ kann eine Kombination aus den festen Öffnungen **302**, **303** und den Ausnehmungen **56a**, **57a** eingesetzt werden.

[0055] Als Alternative zur zweiten Ausführungsform können die in **Fig. 7** gezeigten, mit Öffnungen versehenen Scheiben **130**, **131** durch ringförmige Halterscheiben ersetzt werden, die in den **Fig. 8** und **9** gezeigt sind. Die Halterscheiben **400**, **401** weisen Ringe **402**, **403** auf, die sandwichartig zwischen den Tellerventilen **300**, **301** und den Dichtungsscheiben **54**, **55**

eingeschlossen sind, mehrere Ausnehmungen **54**, **55** sowie mehrere Vorsprünge **406**, **407** zwischen benachbarten Ausnehmungen **404**, **405**. Die Halterscheiben **400**, **401** werden durch Stanzen einer Platte hergestellt. Die Vorsprünge **406**, **407** werden entlang den dicken Abstandsstücken **200**, **201** geführt, und sind in Axialrichtung trennbar von den Tellerventilen **300**, **301**. Diese alternative Ausführungsform arbeitet auf dieselbe Art und Weise, und stellt dieselben Vorteile zur Verfügung, wie die zweite Ausführungsform. Nur die Vorsprünge **406**, **407** der Halterscheiben **400**, **401** werden in Berührung mit den Abstandsstücken **200**, **201** gebracht, wogegen der gesamte Innenumfang der Halterscheiben **120**, **121** bei der ersten Ausführungsform in Berührung mit den Abstandsstücken **200**, **201** beim Gleiten steht. Diese alternative Anordnung erleichtert daher die Trennung der Halterscheiben **400**, **401** in Axialrichtung von den Tellerventilen **300**, **301** und sorgt für einen stabilen Dämpfungswiderstand.

[0056] Die Dichtungsringe **48**, **49** weisen einen inneren Durchmesser db auf. Die Ventilsitze **38**, **39** haben einen inneren Durchmesser da. Vorzugsweise ist das Verhältnis des inneren Durchmessers db zum inneren Durchmesser da größer als Null, und kleiner oder gleich 1,2 (also  $0 < db/da \leq 1,2$ ), wie dies typisch in **Fig. 8** dargestellt ist. Diese Anordnung ermöglicht es, einen optimalen Druck auf die Tellerventile **46**, **47** von den Steuerkammern aus einwirken zu lassen, um optimale Dämpfungseigenschaften während der harten Aufhängung zur Verfügung zu stellen.

[0057] Wie voranstehend erläutert führt bei dem hydraulischen Stoßdämpfer gemäß der vorliegenden Erfindung eine Änderung der effektiven Querschnittsfläche des stromabwärtigen Kanals durch die variable Öffnung zu einer entsprechenden Änderung der effektiven Querschnittsfläche eines Fluidweges zwischen der oberen und der unteren Zylinderkammer. Eine derartige Änderung ermöglicht eine Einstellung der Dämpfungseigenschaften. Eine Änderung des inneren Drucks innerhalb der Steuerkammern in Reaktion auf einen Druckverlust durch die variable Öffnung führt zu einer entsprechenden Änderung des Drucks, der zum Öffnen des Dämpferventils erforderlich ist. Eine derartige Änderung ermöglicht ebenfalls eine Einstellung der Dämpfungseigenschaften. Die Steuerkammer wird ohne Einlass irgendwelcher Gleitteile ausgebildet. Diese Anordnung minimiert die Möglichkeit von Öllecks von der Steuerkammer, und stellt stabile Dämpfungseigenschaften zur Verfügung, unabhängig von einer Temperaturänderung. Es ist nicht erforderlich, Gleitteile mit hoher Genauigkeit zu bearbeiten oder zu verarbeiten. Dies führt zu einer Verringerung der Herstellungskosten des Stoßdämpfers. Die ringförmige Halterscheibe stromabwärts des Tellerventils weist einen geringeren Durchmesser auf als der Ventilsitz, und ist mit einem Innenumfang versehen, der in Axialrichtung von dem Tellerventil getrennt werden kann. Die flexible Trennwand ist stromaufwärts der Halterscheibe angeord-



net, und wird zum Tellerventil hin unter Einwirkung des inneren Drucks innerhalb der Steuerkammer verbogen, um so das Tellerventil in die geschlossene Position über die Halterscheibe zu zwingen. Da die Halterscheibe in Axialrichtung von dem Tellerventil trennbar ist, weist die Halterscheibe keine Verformung auf, und beaufschlagt keinesfalls das Tellerventil, wenn das Tellerventil verbogen und geöffnet wird. Dies führt zu einer Verringerung des Reibungswiderstands zwischen dem Tellerventil und der Halterscheibe.

[0058] Zwar wurde die vorliegende Erfindung in Bezug auf ihre bevorzugten Ausführungsformen beschrieben, jedoch wird darauf hingewiesen, dass verschiedene Modifikationen und Änderungen durchgeführt werden können, ohne vom Umfang der Erfindung abzuweichen, wie sie in den beigefügten Patentansprüchen angegeben ist.

### Patentansprüche

1. Hydraulischer Stoßdämpfer, welcher aufweist: einen mit einem Öl gefüllten Zylinder (2); einen gleitbeweglich innerhalb des Zylinders angeordneten Kolben (5); eine Kolbenstange (6), deren eines Ende mit dem Kolben verbunden ist, und deren anderes Ende sich aus dem Zylinder heraus erstreckt; einen Hauptkanal (34, 35, 44, 45), durch welchen das Öl in Reaktion auf die Gleitbewegung des Kolbens fließt; ein Hauptdämpferventil (26, 27, 46, 47), das in dem Hauptkanal angeordnet ist, und einen Ventilkörper (26, 27) aufweist; eine Steuerkammer (58, 59), die stromabwärts des Ventilkörpers vorgesehen ist, und dazu ausgelegt ist, einen internen Druck zum Schließen des Hauptdämpferventils auszuüben; einen stromaufwärtigen Kanal (66, 67) zur Bereitstellung einer Fluidverbindung zwischen der Steuerkammer (58, 59) und einem Abschnitt des Hauptkanals stromaufwärts des Hauptdämpferventils; eine feste Öffnung (123, 124) in dem stromaufwärtigen Kanal; einen stromabwärtigen Kanal (60, 61) zur Bereitstellung einer Fluidverbindung zwischen der Steuerkammer und einem Abschnitt des Hauptkanals stromabwärts des Hauptdämpferventils; eine variable Öffnung (63), die in dem stromabwärtigen Kanal vorgesehen ist, und dazu ausgebildet ist, eine effektive Querschnittsfläche des stromabwärtigen Kanals einzustellen; wobei das Hauptdämpferventil ein ringförmiges Tellerventil (46, 47) aufweist, der Ventilkörper (26, 27) einen Ventilsitz (38, 39) aufweist, das Tellerventil (46, 47) einen Außenumfang aufweist, der auf dem Ventilsitz (38, 39) aufsitzt und von diesem getrennt ist, um den Hauptkanal zu schließen und zu öffnen, eine ringförmige Halterscheibe (120, 121), die stromabwärts des Tellerventils (46, 47) angeordnet ist, und

einen Durchmesser aufweist, der kleiner ist als jener des Ventilsitzes; und eine flexible Trennwand (54, 55, 56, 57), die stromabwärts der Halterscheibe angeordnet ist, und dazu ausgebildet ist, die Steuerkammer (58, 59) festzulegen, wobei die flexible Trennwand zu dem Tellerventil (46, 47) hin durch einen internen Druck innerhalb der Steuerkammer (58, 59) verbogen wird, um das Tellerventil (46, 47) durch die Halterscheibe (120, 121) zu drücken, wodurch das Tellerventil (46, 47) geschlossen wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Halterscheibe (120, 121) einen Innenumfang aufweist, der in Axialrichtung von dem Tellerventil (46, 47) trennbar ist.

2. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 1, bei welchem die Trennwand eine Dichtungsscheibe (54, 55) und eine Federscheibe (56, 57) aufweist.

3. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 1, der weiterhin einen ringförmigen Dichtungsring (48, 49) aufweist, der in den Ventilkörper (46, 47) eingepasst ist, und einen äußeren Dichtungssteg (40, 41), der innerhalb des Ventilkörpers an einem Ort radial außerhalb der Ventildichtung (38, 39) vorgesehen ist, wobei der ringförmige Dichtungsring (48, 49) mit dem äußeren Dichtungssteg (40, 41) in Berührung steht.

4. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 1, bei welchem die Halterscheibe (120, 121) ringförmig ist, und einen Durchmesser aufweist, der kleiner ist als jener des Ventilsitzes (38, 39).

5. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 1, bei welchem der Ventilkörper (26, 27) einen inneren Dichtungssteg (36, 37) aufweist, der in der Nähe seines Innenumfangs angeordnet ist, und in Richtung zu einer Enddichtung (28, 29) erhöht ist, die in eine Ausnehmung (26a, 27a) des Ventilkörpers eingepasst ist, und von dem Ventilsitz (38, 39) getrennt ist, und der hydraulische Stoßdämpfer weiterhin ein Abstandsteil (200, 201) aufweist, das an dem inneren Dichtungssteg (36, 37) angebracht ist, und dazu ausgebildet ist, den Innenumfang der Halterscheibe zu führen.

6. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 1, bei welchem die Scheibe (54, 55) an der Steuerkammerseite des Tellerventils (46, 47) und neben dem Tellerventil (46, 47) angeordnet ist, und sich der Innenumfang der Dichtungsscheibe (54, 55) teilweise mit dem Außenumfang der Halterscheibe (120, 121) überlappt, wodurch der Außenumfang der Halterscheibe (120, 121) sandwichartig zwischen dem Tellerventil (46, 47) und der Dichtungsscheibe (54, 55) eingeschlossen ist.

7. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 6, bei welchem der Außenumfang der Halterscheibe (120, 121) im wesentlichen in linearer Berührung mit

dem Tellerventil (46, 47) angeordnet ist, und der Innenumfang der Halterscheibe (120, 121) trennbar mit dem Tellerventil (46, 47) in Berührung steht.

8. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 7, der weiterhin einen ringförmigen Dichtungsring (48, 49) aufweist, der in den Ventilkörper (26, 27) eingepasst ist, und einen äußeren Dichtungssteg (40, 41), der in dem Ventilkörper (26) vorgesehen ist, und radial außerhalb des Ventilsitzes (38, 39) angeordnet ist, wobei der Dichtungsring (48, 49) in Berührung mit dem äußeren Dichtungssteg (40, 41) steht, und die Dichtungsscheibe (54, 55) einen Außenumfang aufweist, der mit dem Dichtungsring (48, 49) in Berührung steht, und einen Innenumfang, der sandwichartig zwischen der Halterscheibe (120, 121) und der Federscheibe (56, 57) eingeschlossen ist.

9. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 8, bei welchem die Federscheibe (56, 57) mehrere Blattfedern aufweist, die in einem Stapel angeordnet sind.

10. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 9, bei welchem der Ventilkörper (26, 27) einen inneren Dichtungssteg (36, 37) aufweist, der in seinem Innenumfang angeordnet ist, und zu einer Enddichtung (28, 29) hin angehoben ist, die in eine Ausnehmung (26a, 27a) des Ventilkörpers eingepasst ist, und von dem Ventilsitz (38, 39) getrennt ist, die Federscheibe (56, 57) einen Innenumfang und einen Außenumfang aufweist, in Berührung mit dem Innenumfang der Dichtungssteg (54, 56), und die Federscheibe (56, 57) so ausgelegt ist, dass sie die Dichtungsscheibe (54, 55) gegen die Halterscheibe (120, 121) und den Dichtungsring (48, 49) drückt.

11. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 10, bei welchem die Federscheibe (56, 57) einen Schlitz (56a, 57a) an ihrem Außenumfang aufweist, und die Halterscheibe (120, 121), die Dichtungsscheibe (54, 55) und die Federscheibe (56, 57) so zusammenarbeiten, dass sie einen Raum (S1, S2) ausbilden, wobei der Raum (S1, S2) und die Steuerkammer (58, 59) miteinander über den Schlitz (56a, 57a) in Verbindung stehen.

12. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 6, bei welchem ein Bereich (W), in dem sich die Dichtungsscheibe (54, 56) und die Halterscheibe (120, 121) überlappen, ausreichend klein ist.

13. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 6, der weiterhin einen Dichtungsring (48, 49) aufweist, der innerhalb des Ventilkörpers (26, 27) angeordnet ist, und radial außerhalb des Ventilsitzes (38, 39), wobei die Dichtungsscheibe (54, 55) einen inneren Kontaktabschnitt aufweist, der in Berührung mit der Halterscheibe (120) steht, und einen äußeren Kontaktabschnitt, der in Berührung mit dem Dich-

tungsring (48, 49) steht, wobei der innere Kontaktabschnitt in Axialrichtung von dem äußeren Kontaktabschnitt um eine vorbestimmte Entfernung (h) beabstandet ist, und die vorbestimmte Entfernung (h) größer ist als eine maximale Axialverschiebung des Tellerventils (46, 47).

14. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 1, bei welchem der Ventilkörper (26, 27) einen inneren Dichtungssteg (36, 37) in seinem Innenumfang aufweist, der innere Dichtungssteg (36, 37) zu einer Enddichtung (28, 29) hin vorsteht, die in eine Ausnehmung (26a, 27a) des Ventilkörpers eingepasst ist, und von dem Ventilsitz (38, 39) beabstandet ist, und der innere Dichtungssteg (36, 37) einen Schlitz (64, 65) aufweist, wobei der hydraulische Stoßdämpfer weiterhin eine feste Öffnung (123, 124) aufweist, die mit dem Schlitz (64, 65) in Verbindung steht, sowie ein Führungsteil (30), das Führungsteil (30) einen Anschluss (60, 61) aufweist, der mit der Steuerkammer (58, 59) in Verbindung steht, und eine Nut (66, 67), die in einem Außenumfang des Führungsteils vorgesehen ist, und dazu ausgebildet ist, eine Fluidverbindung zwischen dem Anschluss (60, 61) und dem Schlitz (64, 65) bereitzustellen, und die feste Öffnung (123), der Schlitz (64), die Nut (66) und der Anschluss (66) eine Fluidverbindung zwischen dem Hauptkanal (34, 35) und der Steuerkammer (58) zur Verfügung stellen.

15. Ventilsystem für einen Dämpfermechanismus, welches aufweist:  
ein Gehäuse (25), das eine geschlossene Oberseite und einen offenen Boden aufweist;  
ein Führungsteil (30), das im wesentlichen im Zentrum innerhalb des Gehäuses angeordnet ist;  
einen Ventilkörper (26, 27), der zwischen dem Gehäuse und dem Führungsteil angeordnet ist, wobei der Ventilkörper einen Innenumfang aufweist, der um das Führungsteil herum aufgepasst ist, einen Außenumfang, der in Axialrichtung des Führungsteils verläuft, und mit dem Gehäuse in Berührung steht, eine Ausnehmung (26a, 27a), die zwischen dem Außenumfang des Ventilkörpers und dem Führungsteil vorgesehen ist, einen Ölkanal (34, 35), der im wesentlichen entlang dem Führungsteil verläuft, und dazu ausgebildet ist, eine Fluidverbindung zwischen der Außenseite des Ventilkörpers und der Ausnehmung zur Verfügung zu stellen, sowie einen Ventilsitz (38, 39), der radial außerhalb des Ölkanals angeordnet ist, und zu der Ausnehmung hin erhöht ist;  
eine Enddichtung (28, 29), die in die Ausnehmung (26a, 27a) des Ventilkörpers (26, 27) eingepasst ist, und von dem Ventilsitz (38, 39) getrennt ist;  
ein Tellerventil (300, 301), das innerhalb der Ausnehmung (26a, 27a) angeordnet ist, und zwischen dem Ventilkörper (26, 27) und der Enddichtung (28, 29) liegt, wobei das Tellerventil einen Innenumfang und einen Außenumfang aufweist, der Innenumfang des

Tellerventils um das Führungsteil (30) herum aufgepasst ist, und der Außenumfang des Tellerventils auf dem Ventilsitz (38, 39) aufsitzt, um den Ölkanal (34, 35) zu öffnen und zu schließen;

eine mit einer Öffnung versehene Scheibe (130, 131), die an der Enddichtungsseite des Tellerventils (300, 301) angeordnet ist, und neben dem Tellerventil (300, 301) liegt;

eine flexible Trennwand (54, 55, 56, 57), die um das Führungsteil (30) herum aufgepasst ist, an der Enddichtungsseite der mit einer Öffnung versehenen Scheibe (130, 131) angeordnet ist, und neben der mit einer Öffnung versehenen Scheibe liegt, wobei die flexible Trennwand der Enddichtung (28, 29) zur Ausbildung einer Türkammer (58, 59) zusammenarbeitet; und

mehrere Kanäle (302, 303, 132, 133, S1, S2, 56a, 57a) zur Bereitstellung einer Fluidverbindung zwischen dem Ölkanal (34, 35) und der Steuerkammer (58, 59);

wobei die Trennwand (54, 55, 56, 57) zu dem Tellerventil (300, 301) unter Einwirkung eines internen Drucks innerhalb der Steuerkammer (58, 59) verbogen ist, um das Tellerventil (300, 301) durch die mit einer Öffnung versehene Scheibe (130, 131) zu drücken, wodurch das Tellerventil (300, 301) geschlossen wird, dadurch gekennzeichnet, dass die mit einer Öffnung versehene Scheibe (130, 131) einen inneren Ring (134b, 135b) aufweist, der um das Führungsteil (30) herum aufgepasst ist, und einen äußeren Ring (134a, 135a), der trennbar mit dem Tellerventil (300, 301) an einem Ort radial innerhalb des Ventilsitzes (38, 39) in Berührung steht.

16. Ventilsystem nach Anspruch 15, bei welchem der Ventilkörper (26, 27) einen äußeren Dichtungsteg (40, 41) aufweist, der radial außerhalb des Ventilsitzes (38, 39) vorgesehen ist, und die Trennwand eine Dichtungsscheibe (54, 55) und eine Federscheibe (56, 57) aufweist, wobei die Dichtungsscheibe (54, 55) einen Außenumfang aufweist, der direkt in Berührung mit dem äußeren Dichtungsteg (40, 41) steht, und einen Innenumfang, der sandwichartig zwischen der mit einer Öffnung versehenen Scheibe (130, 131) und der Federscheibe (56, 57) eingeschlossen ist.

17. Ventilsystem nach Anspruch 16, bei welchem die mit einer Öffnung versehene Scheibe (130, 131) einen äußeren Ring (134a, 135a) aufweist, der sandwichartig zwischen dem Tellerventil (300, 301) und der Dichtungsscheibe (54, 55) eingeschlossen ist, einen inneren Ring (134b, 135b), der um das Führungsteil (30) herum aufgepasst ist, und ein Verbindungsteil (136, 137), das sich zwischen dem äußeren Ring (134a, 135a) und dem inneren Ring (134b, 135b) erstreckt, wobei der äußere Ring (134a, 135a) mit Ausnahme eines Abschnitts des äußeren Rings in der Nähe des Verbindungsabschnitts (136, 137) in Axialrichtung von dem Tellerventil (300, 301) trennbar ist.

18. Ventilsystem nach Anspruch 17, bei welchem das Tellerventil (300, 301) eine feste Öffnung (302, 303) aufweist, und die mit einer Öffnung versehene Scheibe (130, 131) einen im wesentlichen C-förmigen inneren Kanal (132, 133) zwischen dem äußeren Ring (134a, 135a) und dem inneren Ring (134b, 135b) aufweist, wobei die mit einer Öffnung versehene Scheibe (130, 131), die Dichtungsscheibe (54, 55) und die Federscheibe (56, 57) so zusammenarbeiten, dass sie einen Raum (S1, S2) ausbilden, die Federscheibe (56, 57) einen Schlitz (56a, 57a) aufweist in ihrem Außenumfang, und die mehreren Kanäle die feste Öffnung (302, 303), den inneren Kanal (132, 133), den Raum (S1, S2) und den Schlitz (56a, 57a) enthalten.

19. Hydraulischer Stoßdämpfer nach Anspruch 2, bei welchem die Halterscheibe (400, 401) die Form eines Rings aufweist, die Halterscheibe (400, 401) einen Ring (402; 403) aufweist, der sandwichartig zwischen dem Tellerventil (300, 301) und der Dichtungsscheibe (54, 55) eingeschlossen ist, mehrere Ausnehmungen (404, 405), die im Innenumfang des Rings (402, 403) vorgesehen sind, und mehrere Vorsprünge (406, 407), die in dem Innenumfang des Rings zwischen benachbarten Ausnehmungen (404, 405) vorgesehen sind, wobei die Vorsprünge (406, 407) in Axialrichtung von dem Tellerventil trennbar sind.

Es folgen 6 Blatt Zeichnungen

Fig. 1

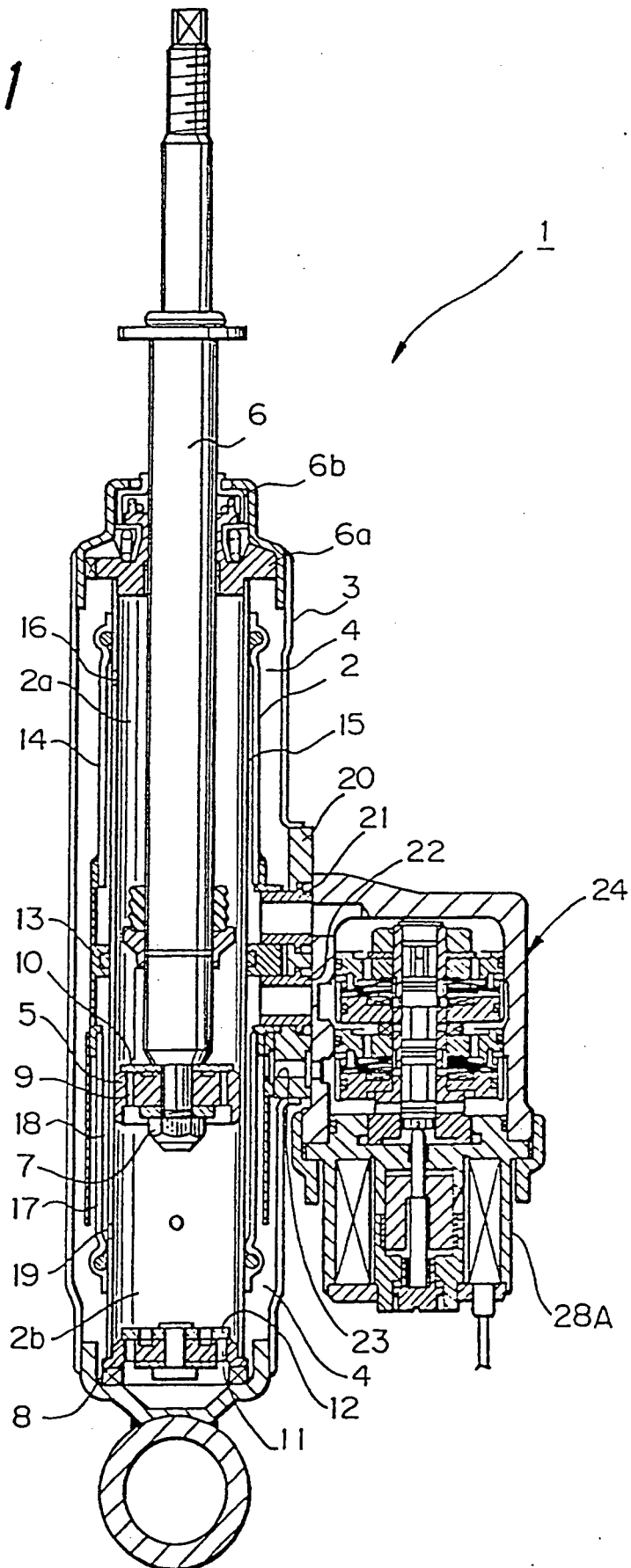
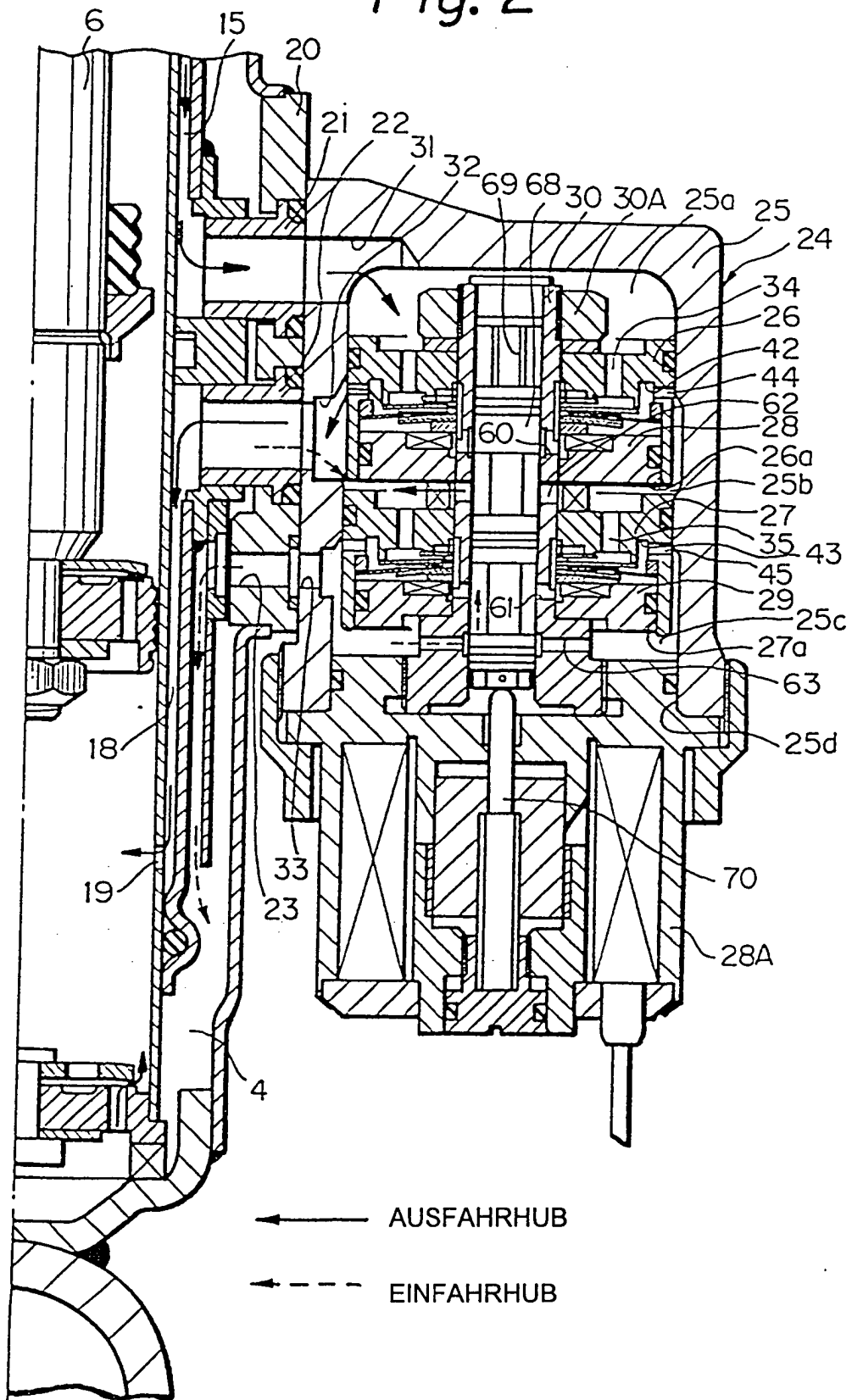
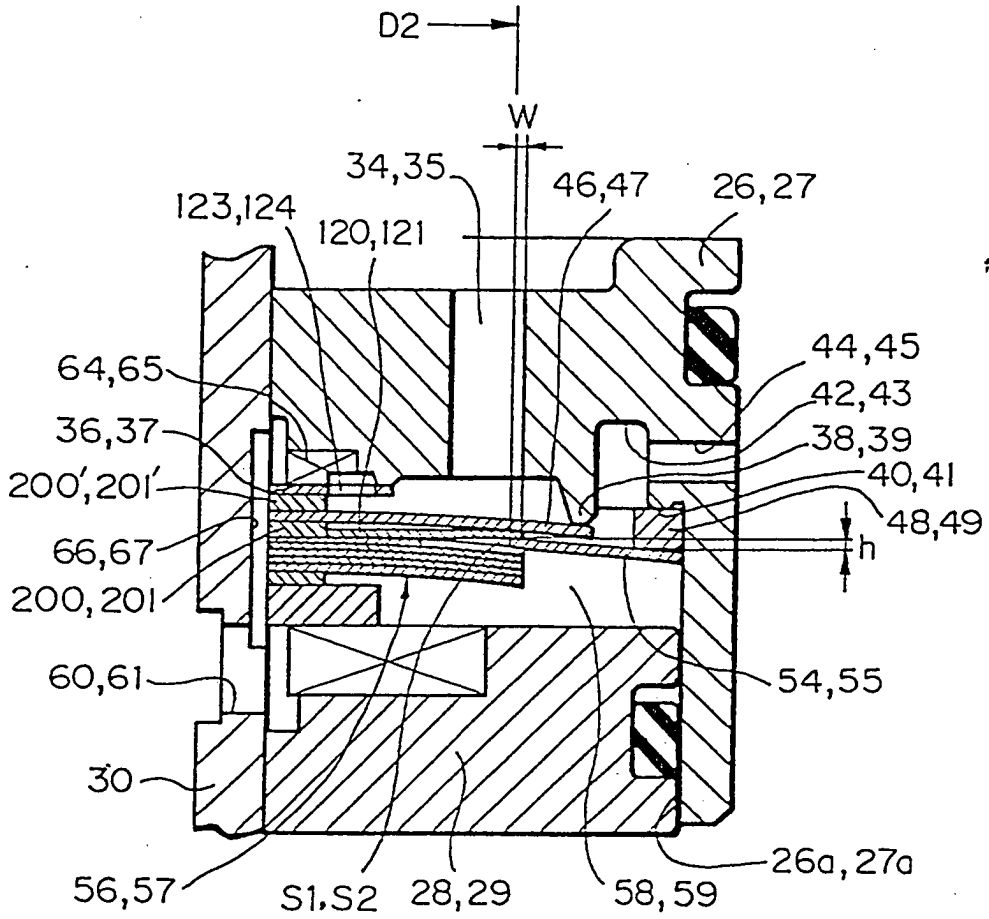


Fig. 2



*Fig. 3*



*Fig. 4*

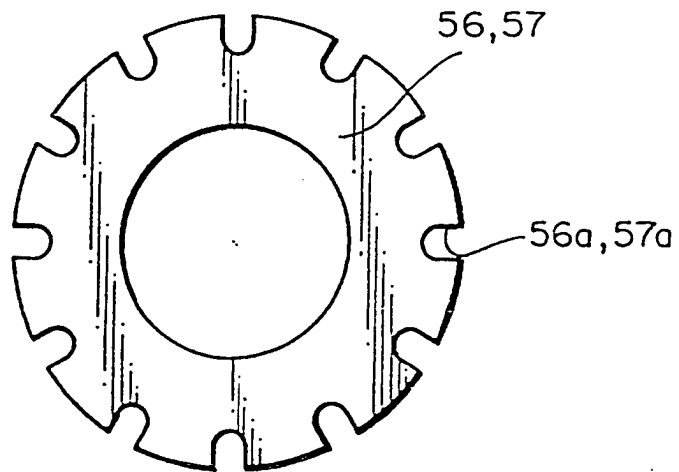


Fig. 5

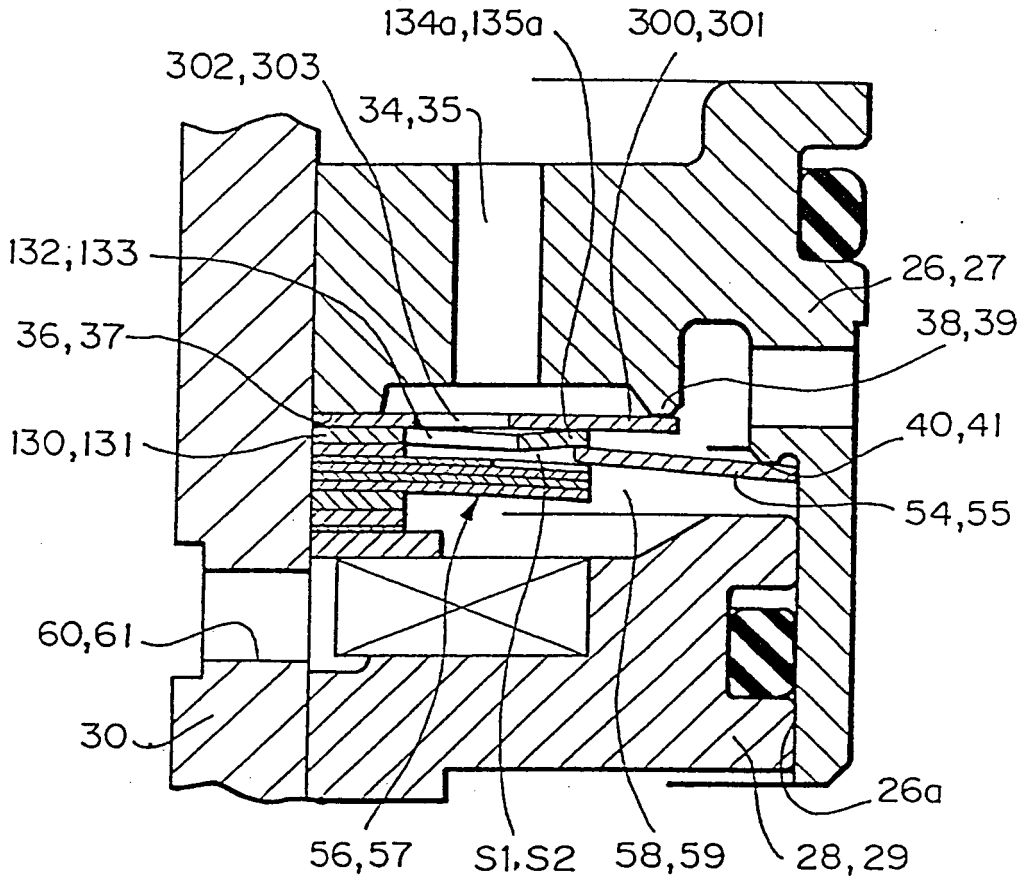
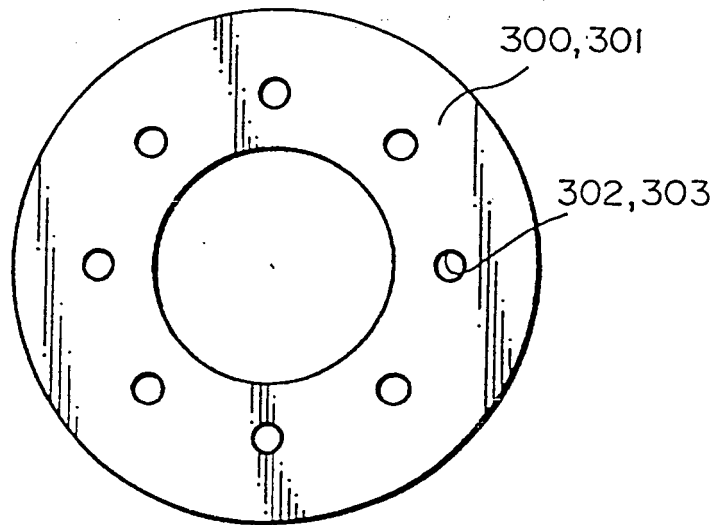
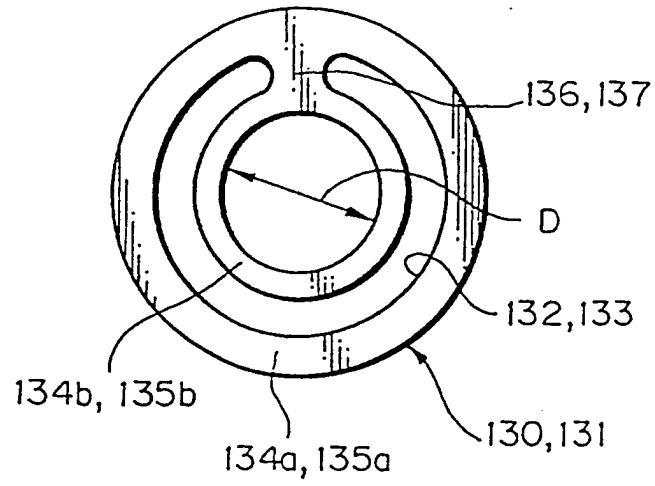


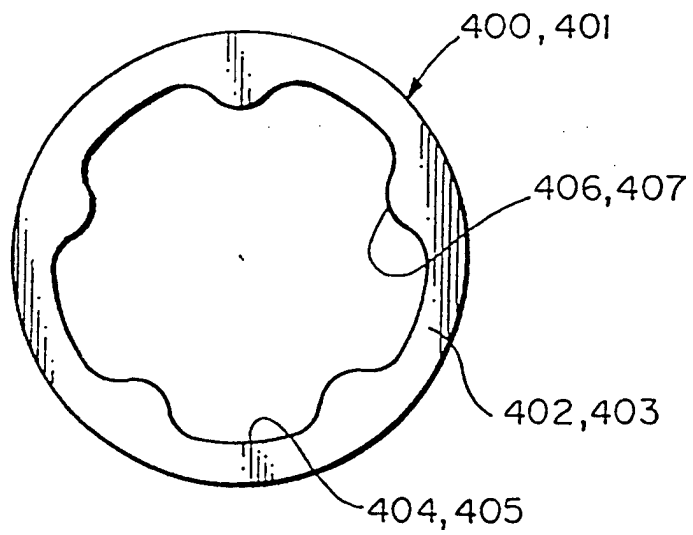
Fig. 6



*Fig. 7*



*Fig. 9*





*Fig. 8*

