



(10) **DE 11 2021 005 114 T5** 2023.07.20

(12) **Veröffentlichung**

der internationalen Anmeldung mit der
(87) Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2022/070642**
in der deutschen Übersetzung (Art. III § 8 Abs. 2
IntPatÜbkG)
(21) Deutsches Aktenzeichen: **11 2021 005 114.8**
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/JP2021/030034**
(86) PCT-Anmeldetag: **17.08.2021**
(87) PCT-Veröffentlichungstag: **07.04.2022**
(43) Veröffentlichungstag der PCT Anmeldung
in deutscher Übersetzung: **20.07.2023**

(51) Int Cl.: **F16F 9/46 (2006.01)**
F16K 17/04 (2006.01)
F16F 9/34 (2006.01)

(30) Unionspriorität:
2020-163068 29.09.2020 JP

(72) Erfinder:
**Abe, Tomoyasu, Tokyo, JP; Kobayashi, Yoshifumi,
Tokyo, JP; Mori, Toshihiro, Tokyo, JP**

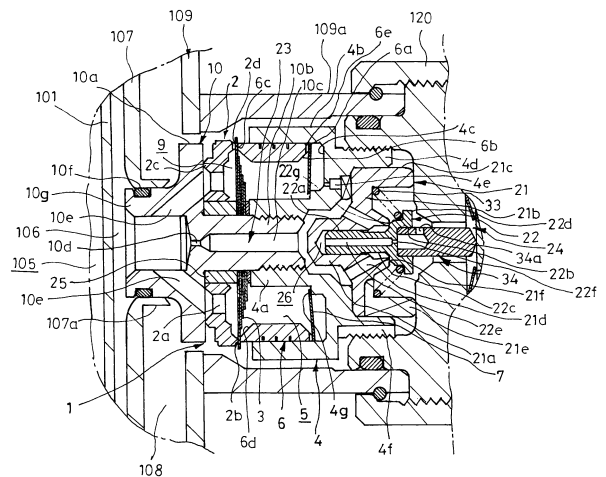
(71) Anmelder:
KYB CORPORATION, Tokyo, JP

(74) Vertreter:
**MFG Patentanwälte Meyer-Wildhagen Meggle-
Freund Gerhard PartG mbB, 80799 München, DE**

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen.

(54) Bezeichnung: **DÄMPFUNGSVENTIL UND STOSSDÄMPFER**

(57) Zusammenfassung: Ein Dämpfungsventil (1) umfasst: eine Scheibe (2) mit einem Kanal (2a) und einem Ventilsitz (2b), der den Kanal (2a) umgibt; ein Klappenventil (3), das den Kanal (2a) öffnet und schließt, indem es bewirkt, dass die Vorderseite auf dem Ventilsitz (2b) sitzt bzw. diesen verlässt; ein rohrförmiges Gehäuse (4), das an der Rückseite des Klappenventils (3) vorgesehen ist; einen ringförmigen Schieber (6), der an der Rückseite des Klappenventils (3) anliegt und dahingehend verschiebbar in den Innenumfang des Gehäuses (4) eingeführt ist, eine Gegendruckkammer (5), die bewirkt, dass der Gegendruck nach innen auf das Klappenventil (3) wirkt, zusammen mit dem Gehäuse (4) zu bilden; einen ringförmigen Federstützabschnitt (4g), der sich auf der Rückseite des Klappenventils (3) befindet, zu dem Inneren der Gegendruckkammer (5) weist und einen Außendurchmesser aufweist, der kleiner als der Innendurchmesser des Schiebers (6) ist; und eine ringförmige Blattfeder (7), die zwischen einem Ende des Schiebers (6), bei dem es sich um das gegenüberliegende Ende des Klappenventils handelt, und dem Federstützabschnitt (4g) angeordnet ist und den Schieber (6) in eine Richtung zur Anlage an dem Klappenventil (3) drückt.



Beschreibung

Technisches Gebiet

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein Dämpfungsventil und einen Stoßdämpfer.

Stand der Technik

[0002] Ein Dämpfungsventil wird für ein veränderbares Dämpfungsventil verwendet, das zwischen einer Fahrzeugkarosserie und einer Achse angeordnet ist und mit dem eine Dämpfungskraft eines Stoßdämpfers veränderbar ist, wie beispielsweise in der JP2014-173714 A offenbart wird. Solch ein Dämpfungsventil umfasst beispielsweise eine ringförmige Scheibe mit einem Kanal, der von einem Zylinder zu einem Reservoir des Stoßdämpfers führt, ein Klappenventil, das den Kanal öffnet und schließt, eine Gegendruckkammer, die auf der Rückseite des Klappenventils, bei der es sich um die gegenüberliegende Seite der Scheibe handelt, vorgesehen ist, einen Vorsteuerdurchgang, der eine Verbindung von stromaufwärts des Kanals mit dem Reservoir bewirkt, eine Bohrung, die in dem Vorsteuerdurchgang vorgesehen ist, ein Steuerventil, das stromabwärts der Bohrung in dem Vorsteuerdurchgang vorgesehen ist, und ein Solenoid, das den Ventilöffnungsdruck des Steuerventils einstellt und einen sekundären Druck zwischen der Bohrung des Vorsteuerdurchgangs und dem Steuerventil in die Gegendruckkammer einleitet, um mit dem sekundären Druck auf das Klappenventil zu drücken.

[0003] Bei dem Dämpfungsventil wird, da das Steuerventil stromabwärts der Gegendruckkammer vorgesehen ist, wenn der Ventilöffnungsdruck des Steuerventils durch die Antriebskraft des Solenoids angepasst wird, der sekundäre Druck, der zu der Gegendruckkammer geleitet wird, so gesteuert, dass er dem Ventilöffnungsdruck des Steuerventils entspricht.

[0004] Auf diese Weise wirkt der in die Gegendruckkammer eingeleitete sekundäre Druck auf die Rückseite des Klappenventils, wie oben beschrieben wird, und Druck wirkt auf die Vorderseite des Klappenventils von stromaufwärts des Kanals. Somit trennt sich das Klappenventil von der Scheibe und öffnet das Ventil, wenn die Kraft, die bewirkt, dass sich das Klappenventil mit Druck stromaufwärts des Kanals von der Scheibe trennt, die Kraft des Drückens des Klappenventils gegen die Scheibe mit dem sekundären Druck übersteigt.

[0005] Das bedeutet, dass das Dämpfungsventil die Höhe des Ventilöffnungsdrucks des Klappenventils durch Steuern des Drucks in der Gegendruckkammer, der auf die Rückseite des Klappenventils wirkt, anpassen kann, durch Anpassen des Ventilöffnungs-

drucks des Steuerventils, wodurch der Widerstand gegenüber dem durch den Kanal strömenden Hydraulikölstrom geändert wird, um zu gestatten dass der Stoßdämpfer eine gewünschte Dämpfungskraft erzeugt.

Liste bekannter Schriften

Patentliteratur

[0006] Patentliteratur 1: JP 2014-173714 A

Kurzdarstellung der Erfindung

[0007] Das herkömmliche Dämpfungsventil umfasst ein Gehäuse, das mit einem Schaftabschnitt mit einem an dem Außenumfang angebrachten Klappenventil gekoppelt ist, und einen rohrförmigen Schieber, der verschiebbar an dem Außenumfang des Gehäuses angebracht ist und an dem Außenumfang der Rückseite des Klappenventils anliegt, und die Gegendruckkammer ist mit dem Gehäuse und dem Schieber ausgebildet.

[0008] Zur Verhinderung, dass sich der Schieber von dem Klappenventil löst, wird der Schieber stets mit der Blattfeder zu dem Klappenventil gedrückt, wobei der Innenumfang an dem Schaftabschnitt, an dem das Klappenventil angebracht ist, fixiert ist. Somit ist der Schieber mit einem Flansch versehen, der nach innen in dem Innenumfang an dem Ende der Klappenventilseite vorragt, und die Blattfeder drückt den Schieber zu dem Klappenventil, wobei der Außenumfang an dem Flansch sitzt.

[0009] Bei dem auf diese Art und Weise konfigurierten Dämpfungsventil wirkt sich die Trägheit des Schiebers auf die Ansprechempfindlichkeit der Öffnungs- und Schließvorgänge aus, da sich der Schieber in der axialen Richtung bewegt, wenn das Klappenventil die Außenumfangsseite zum Öffnen des Ventils auslenkt. Da der Durchmesser des Schiebers bei dem herkömmlichen Dämpfungsventil jedoch groß ist und der Flansch, an dem die Blattfeder anliegt, in dem Innenumfang des Schiebers vorgesehen ist, ist die Trägheitsmasse des Schiebers groß, und es ist bei dem herkömmlichen Dämpfungsventil schwierig, eine hohe Ansprechempfindlichkeit bei den Öffnungs- und Schließvorgängen zu erzielen.

[0010] Somit besteht eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, ein Dämpfungsventil, das die Ansprechempfindlichkeit bei den Öffnungs- und Schließvorgängen verbessern kann, und einen Stoßdämpfer, der die Ansprechempfindlichkeit der Dämpfungskrafterzeugung verbessern kann, bereitzustellen.

[0011] Zur Lösung des oben beschriebenen Problems umfasst das Dämpfungsventil der vorliegenden

Erfindung eine Scheibe mit einem Kanal und einem Ventilsitz, der den Kanal umgibt, ein Klappenventil, das den Kanal öffnet und schließt, indem es bewirkt, dass die Vorderseite auf dem Ventilsitz sitzt bzw. diesen verlässt, ein rohrförmiges Gehäuse, das an der Rückseite des Klappenventils vorgesehen ist, einen ringförmigen Schieber, der an der Rückseite des Klappenventils anliegt und dahingehend verschiebbar in den Innenumfang des Gehäuses eingeführt ist, eine Gegendruckkammer, die bewirkt, dass der Gegendruck nach innen auf das Klappenventil wirkt, zusammen mit dem Gehäuse zu bilden, einen ringförmigen Federstützabschnitt, der sich auf der Rückseite des Klappenventils befindet, zu dem Inneren der Gegendruckkammer weist und einen Außendurchmesser aufweist, der kleiner als der Innendurchmesser des Schiebers ist, und eine ringförmige Blattfeder, die zwischen einem Ende des Schiebers, bei dem es sich um das gegenüberliegende Ende des Klappenventils handelt, und dem Federstützabschnitt angeordnet ist und den Schieber in eine Richtung zur Anlage an dem Klappenventil drückt.

[0012] Bei dem auf diese Art und Weise konfigurierten Dämpfungsventil ist der Schieber in dem Innenumfang des Gehäuses angeordnet, um zu gestatten, dass der Schieber einen kleineren Innen- und Außendurchmesser aufweist, und die auf den Schieber drückende Blattfeder wird von dem gegenüberliegenden Ende des Klappenventils des Schiebers gestützt, wodurch der Bedarf an einer Bereitstellung eines Federsitzes, der die Blattfeder in dem Innenumfang des Schiebers stützt, beseitigt wird.

Figurenliste

Fig. 1 ist eine Längsschnittansicht, die ein Dämpfungsventil gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellt.

Fig. 2 ist eine Längsschnittansicht, die einen Stoßdämpfer, der das Dämpfungsventil gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung umfasst, schematisch darstellt.

Fig. 3 ist eine vergrößerte Ansicht eines Ventilabschnitts des Dämpfungsventils gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Fig. 4 ist eine perspektivische Ansicht eines Schiebers in dem Dämpfungsventil gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Fig. 5 ist ein Diagramm, das Kennlinien von Druckkraft einer Blattfeder in Bezug auf ein Bewegungsausmaß des Schiebers des Dämpfungsventils gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darstellt.

Fig. 6 ist eine vergrößerte Ansicht eines Solenoidabschnitts des Dämpfungsventils gemäß

einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

Fig. 7 ist ein Diagramm, das Kennlinien von Antriebskraft, die von dem Solenoid erzeugt wird, in Bezug auf eine Strommenge, die an das Solenoid des Dämpfungsventils gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung angelegt wird, darstellt.

Fig. 8 ist ein Diagramm, das Dämpfungskennlinien des Stoßdämpfers, bei dem das Dämpfungsventil gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung angewendet wird, darstellt.

Beschreibung von Ausführungsformen

[0013] Im Folgenden wird die vorliegende Erfindung auf Basis einer in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsform beschrieben. Ein Dämpfungsventil 1 gemäß einer Ausführungsform umfasst gemäß der Darstellung in **Fig. 1** eine Scheibe 2 mit einem Kanal 2a und einem Ventilsitz 2b, der den Kanal 2a umgibt, ein Klappenventil 3, das den Kanal 2a durch Bewirken, dass die Vorderseite auf dem Ventilsitz 2b sitzt bzw. diesen verlässt, öffnet und schließt, ein rohrförmiges Gehäuse 4, das auf der Rückseite des Klappenventils 3 vorgesehen ist, einen ringförmigen Schieber 6, der an der Rückseite des Klappenventils 3 anliegt und dahingehend verschiebbar in den Innenumfang des Gehäuses 4 eingeführt ist, eine Gegendruckkammer 5, die bewirkt, dass der Gegendruck nach innen auf das Klappenventil 3 wirkt, zusammen mit dem Gehäuse 4 zu bilden, einen ringförmigen Federstützabschnitt 4g, der sich auf der Rückseite des Klappenventils 3 befindet, zu dem Inneren der Gegendruckkammer 5 weist und einen Außendurchmesser aufweist, der kleiner als der des Schiebers 6 ist, und eine ringförmige Blattfeder 7, die zwischen einem Ende des Schiebers 6, bei dem es sich um das gegenüberliegende Ende des Klappenventils handelt, und dem Federstützabschnitt 4g angeordnet ist und den Schieber 6 in eine Richtung zur Anlage an dem Klappenventil 3 drückt.

[0014] Dieses Dämpfungsventil 1 wird bei dem Stoßdämpfer 100 angewendet. Der Stoßdämpfer 100 ist dazu konfiguriert, primär durch Bereitstellen von Widerstand gegen durch den Kanal 2a hindurchströmende Flüssigkeit beim Ausdehnen und Zusammenziehen Dämpfungskraft zu erzeugen.

[0015] Der Stoßdämpfer 100, bei dem das Dämpfungsventil 1 angewendet wird, umfasst beispielsweise gemäß der Darstellung in **Fig. 2** einen Zylinder 101, einen Kolben 102, der verschiebbar in den Zylinder 101 eingeführt ist, eine Stange 103, die in den Zylinder 101 bewegt und eingeführt wird und mit dem Kolben 102 verbunden ist, eine ausfederungsseitige Kammer 104 und eine einfederungssei-

tige Kammer 105, die durch den in den Zylinder 101 eingeführten Kolben 102 abgetrennt sind, ein Zwischenrohr 107, das den Außenumfang des Zylinders 101 zur Bildung eines Auslassdurchgangs 106 zwischen dem Zwischenrohr 107 und dem Zylinder 101 bedeckt, und ein Außenrohr 109, das den Außenumfang des Zwischenrohrs 107 zur Bildung eines Reservoirs 108 zwischen dem Außenrohr 109 und dem Zwischenrohr 107 bedeckt. Die ausfederungsseitige Kammer 104 und die einfederungsseitige Kammer 105 sind mit Flüssigkeit gefüllt, und nicht nur Flüssigkeit, sondern auch Gas ist in dem Reservoir 108 eingeschlossen. Es wird angemerkt, dass bei dem Stoßdämpfer 100 der vorliegenden Ausführungsform Hydrauliköl als die Flüssigkeit verwendet wird. Es kann jedoch eine andere Flüssigkeit als Hydrauliköl verwendet werden, solange die Flüssigkeit unter Verwendung des Dämpfungsventils 1 eine Dämpfungskraft ausüben kann.

[0016] Der Stoßdämpfer 100 umfasst einen Saugdurchgang 110, der lediglich das Strömen von Hydrauliköl aus dem Reservoir 108 zu der einfederungsseitigen Kammer 105 gestattet, und einen Rektifizierungsdurchgang 111, der dahingehend in dem Kolben 102 vorgesehen ist, lediglich das Strömen von Hydrauliköl von der einfederungsseitigen Kammer 105 zu der ausfederungsseitigen Kammer 104 zu gestatten. Der Auslassdurchgang 106 sorgt für eine Verbindung der ausfederungsseitigen Kammer 104 mit dem Reservoir 108. Das Dämpfungsventil 1 verbindet den Kanal 2a mit dem Auslassdurchgang 106 und ist zum Teil in dem Auslassdurchgang 106 vorgesehen.

[0017] Somit bewegt sich, wenn dieser Stoßdämpfer 100 einen Einfederungsvorgang durchführt, der Kolben 102 nach unten in **Fig. 2**, die einfederungsseitige Kammer 105 wird zusammengedrückt, und das Hydrauliköl in der einfederungsseitigen Kammer 105 bewegt sich über den Rektifizierungsdurchgang 111 zu der ausfederungsseitigen Kammer 104. Während des Einfederungsvorgangs wird, da die Stange 103 in den Zylinder 101 eintritt, das Hydrauliköl für das Stangeneintrittsvolumen in dem Zylinder 101 überschüssig, und das überschüssige Hydrauliköl wird aus dem Zylinder 101 herausgedrückt und über den Auslassdurchgang 106 an das Reservoir 108 ausgelassen. Der Stoßdämpfer 100 stellt Widerstand gegen das Strömen von sich durch den Auslassdurchgang 106 hindurchbewegendem Hydrauliköl zu dem Reservoir 108 mit dem Dämpfungsventil 1 bereit, erhöht den Druck in dem Zylinder 101 zum Ausüben einer einfederungsseitigen Dämpfungskraft.

[0018] Wenn der Stoßdämpfer 100 hingegen einen Ausfederungsvorgang durchführt, bewegt sich der Kolben 102 aufwärts in **Fig. 2**, die ausfederungsseitige Kammer 104 wird zusammengedrückt, und das

Hydrauliköl in der ausfederungsseitigen Kammer 104 bewegt sich über den Auslassdurchgang 106 zu dem Reservoir 108. Während des Ausfederungsvorgangs bewegt sich der Kolben 102 nach oben, das Volumen der einfederungsseitigen Kammer 105 dehnt sich aus, und dass dieser Ausdehnung entsprechende Hydrauliköl wird über den Saugdurchgang 110 aus dem Reservoir 108 zugeführt. Dann stellt der Stoßdämpfer 100 Widerstand gegen das Strömen von sich durch den Auslassdurchgang 106 hindurchbewegendem Hydrauliköl zu dem Reservoir 108 mit dem Dämpfungsventil 1 bereit, erhöht den Druck in der ausfederungsseitigen Kammer 104 zum Ausüben einer ausfederungsseitigen Dämpfungskraft.

[0019] Wie aus der obigen Beschreibung erkennbar ist, ist der Stoßdämpfer 100 auf einen Gleichstrom-Stoßdämpfer festgelegt, bei dem bei Ausdehnungs- und Zusammenziehvorgängen Hydrauliköl stets aus dem Inneren des Zylinders 101 über den Auslassdurchgang 106 zu dem Reservoir 108 ausgelassen wird, das Hydrauliköl in einseitiger Richtung durch die einfederungsseitige Kammer 105, die ausfederungsseitige Kammer 104 und das Reservoir 108 zirkuliert und die Dämpfungskraft sowohl auf der Ausfederungs- als auch der einfederungsseitigen durch das einzige Dämpfungsventil 1 erzeugt wird.

[0020] Demzufolge umfasst das Dämpfungsventil 1 gemäß obiger Beschreibung die Scheibe 2 mit dem Kanal 2a und dem Ventilsitz 2b, der den Kanal 2a umgibt, das Klappenventil 3, das den Kanal 2a öffnet und schließt, indem es bewirkt, dass die Vorderseite auf dem Ventilsitz 2b sitzt bzw. diesen verlässt, das rohrförmige Gehäuse 4, das an der Rückseite des Klappenventils 3 vorgesehen ist, den ringförmigen Schieber 6, der an der Rückseite des Klappenventils 3 anliegt und dahingehend verschiebbar in den Innenumfang des Gehäuses 4 eingeführt ist, die Gegendruckkammer 5, die bewirkt, dass der Gegen- druck nach innen auf das Klappenventil 3 wirkt, zusammen mit dem Gehäuse 4 zu bilden, den ringförmigen Federstützabschnitt 4g, der sich auf der Rückseite des Klappenventils 3 befindet, zu dem Inneren der Gegendruckkammer 5 weist und einen Außendurchmesser aufweist, der kleiner als der des Schiebers 6 ist, und die ringförmige Blattfeder 7, die zwischen einem Ende des Schiebers 6, bei dem es sich um das gegenüberliegende Ende des Klappenventils handelt, und dem Federstützabschnitt 4g angeordnet ist und den Schieber 6 in eine Richtung zur Anlage an dem Klappenventil 3 drückt. Darüber hinaus umfasst das Dämpfungsventil 1 bei der vorliegenden Ausführungsform ein Ventilhalteglied 10, das in eine in der Öffnung des Zwischenrohrs 107 vorgesehene Hülse 107a eingepasst ist, einen Vorsteuerdurchgang 23, der in dem Ventilhalteglied 10 und dem Gehäuse 4 zum Leiten von Druck stromaufwärts des Kanals 2a zu der Gegendruckkammer 5

vorgesehen ist, ein Steuerventil 24, das in dem Vorsteuerdurchgang 23 vorgesehen ist, und ein Solenoid 40, das Antriebskraft für das Steuerventil bereitstellt.

[0021] Nachstehend wird jeder Teil des Dämpfungsventils 1 genauer beschrieben. Das Ventilhalteglied 10 umfasst gemäß der Darstellung in **Fig. 3** einen Basisabschnitt 10a mit großem Durchmesser, der in die Hülse 107a eingepasst ist, einen Schaftabschnitt 10b, der von dem Basisabschnitt 10a in **Fig. 3** nach rechts vorragt und einen Schraubabschnitt (ohne Bezugszeichen) an dem rechten Ende des Außenumfangs in **Fig. 3** aufweist, einen hohlen Abschnitt 10c, der dahingehend ausgebildet ist, den Basisabschnitt 10a und den Schaftabschnitt 10b in der axialen Richtung zur Bildung eines Teils des Vorsteuerdurchgangs 23 zu durchdringen, eine Bohrung 10d, die auf halbem Wege in dem hohlen Abschnitt 10c vorgesehen ist, und mehrere Durchgänge 10e, die von dem linken Ende zu dem rechten Ende des Basisabschnitts 10a in **Fig. 3** hindurchgehen.

[0022] Jeder Durchgang 10e durchdringt den Basisabschnitt 10a und führt zu dem hohlen Abschnitt 10c gemäß obiger Beschreibung und steht ferner über den Auslassdurchgang 106, der von dem Zwischenrohr 107 gebildet wird, über den hohlen Abschnitt 10c mit dem Inneren der ausfederungsseitigen Kammer 104 in Verbindung. Eine Öffnung auf der Seite des rechten Endes des Basisabschnitts 10a in dem Durchgang 10e in **Fig. 3** steht mit dem Reservoir 108 in Verbindung. Das bedeutet, dass der Stoßdämpfer 100 dazu konfiguriert ist, das Hydrauliköl beim Ausdehnen oder Zusammenziehen aus der ausfederungsseitigen Kammer 104 über den Auslassdurchgang 106 und den Durchgang 10e zu dem Reservoir 108 auszulassen. Die ausfederungsseitige Kammer 104 befindet sich stromaufwärts des Durchgangs 10e. Eine Öffnung auf der Seite des linken Endes des hohlen Abschnitts 10c in **Fig. 3** steht auch über den Auslassdurchgang 106 ähnlich dem Durchgang 10e mit dem Inneren der ausfederungsseitigen Kammer 104 in Verbindung.

[0023] Es wird angemerkt, dass ein Abschnitt 10g mit kleinem Durchmesser, der durch Reduzieren des Durchmessers der linken Seite des Basisabschnitts 10a des Ventilhalteglieds 10 in **Fig. 3** gebildet wird, in die Hülse 107a passt. Ein Dichtungsring 10f ist an dem Außenumfang des Abschnitts 10g mit kleinem Durchmesser zur Abdichtung mit der Hülse 107a angebracht, wodurch verhindert wird, dass der Auslassdurchgang 106 über den Außenumfang des Basisabschnitts 10a zu dem Reservoir 108 führt.

[0024] Demzufolge ist die Scheibe 2, die den Durchgang 10e durch Verlassen des Basisabschnitts 10a und Sitzen darauf öffnet und schließt, an das rechte Ende des Basisabschnitts 10a des Ventilhalteglieds

10 in **Fig. 3** gestapelt. Die ringförmige Scheibe 2 umfasst: die mehreren Kanäle 2a, die die Wanddicke in der axialen Richtung durchdringen; und den ringförmigen Ventilsitz 2b, der auf der Rückseite auf der gegenüberliegenden Seite des Ventilhalteglieds vorgesehen ist, den Außenumfang der Kanäle 2a umgibt und zur Rückseite vorragt. Ferner umfasst die Scheibe 2 einen ringförmigen Vorsprung 2c, der von dem Ende, das zu dem Basisabschnitt 10a des Ventilhalteglieds 10 weist, zu der Seite des Basisabschnitts 10a vorragt. Der ringförmige Vorsprung 2c weist zu der Außenumfangsseite des Durchgangs 10e in dem Basisabschnitt 10a. Wenn die Scheibe 2 an dem Basisabschnitt 10a anliegt, sitzt der ringförmige Vorsprung 2c an der Außenumfangsseite des Durchgangs 10e des Basisabschnitts 10a. Somit versperrt die Scheibe 2 ein Austrittsende des Durchgangs 10e, wenn die Scheibe 2 an dem Basisabschnitt 10a anliegt. Der Kanal 2a ist dazu konstruiert, Widerstand gegen den Strom von hindurchströmenden Hydrauliköl bereitzustellen. Wie nachstehend genauer beschrieben wird, entwickelt sich, wenn das Hydrauliköl durch den Durchgang 10e hindurchströmt und sich zu der Rückseite der Scheibe 2 durch den Kanal 2a bewegt, eine Druckdifferenz zwischen der Seite des Ventilhalteglieds, bei der es sich um die Vorderseite der Scheibe 2 handelt, und der Rückseite. Es wird angemerkt, dass bei dem Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform der ringförmige Vorsprung 2c in der Scheibe 2 vorgesehen ist, jedoch kann der Basisabschnitt 10a des Ventilhalteglieds 10 mit einem Ventilsitz versehen sein, der den Außenumfang des Durchgangs 10e umgibt.

[0025] Die Scheibe 2 ist verschiebbar an dem Außenumfang eines ringförmigen Abstandshalters 25, der an dem Außenumfang des Schaftabschnitts 10b des Ventilhalteglieds 10 angebracht ist, angebracht. Der Abstandshalter 25 weist eine axiale Dicke auf, die dicker als die axiale Dicke des Innenumfangs der Scheibe 2 ist. Die Scheibe 2 kann sich entlang dem Außenumfang des Abstandshalters 25 in sowohl eine Nachrich als auch eine nach links verlaufende Richtung, bei denen es sich um die axiale Richtung in **Fig. 3** handelt, bewegen. Somit ist die Scheibe 2 in einem schwimmenden Zustand bezüglich des Ventilhalteglieds 10 verbaut, kann den Basisabschnitt 10a durch Annähern und Verlassen des Ventilhalteglieds 10 verlassen und darauf sitzen und gibt den Durchgang 10e beim Verlassen des Basisabschnitts 10a frei. Darüber hinaus ist der Ventilsitz 2b mit einer Kerbenbohrung 2d versehen. Anstatt der Kerbenbohrung 2d kann die Buchung in dem Ventilhalteglied 10 oder dem ringförmigen Vorsprung 2c der Scheibe 2 vorgesehen sein.

[0026] Ferner ist das Klappenventil 3 an die Rückseite der Scheibe 2 gestapelt. Das Klappenventil 3 ist ein gestapeltes Klappenventil, das durch Stapeln

mehrerer ringförmiger Platten konfiguriert wird. Der Innenumfang wird mit dem Schaftabschnitt 10b verbaut und zwischen den Abstandshalter 25 und das an den Schaftabschnitt 10b geschraubte Gehäuse 4 geklemmt. Somit kann das Klappenventil 3 den Ventilsitz 2b der Scheibe 2 verlassen und darauf sitzen, wobei Auslenkung auf der Außenumfangsseite gestattet wird. Der Außendurchmesser der ringförmigen Platte in dem Klappenventil 3 nimmt mit Stapelung an die Rückseite stufenweise ab.

[0027] Der Innenumfang des Klappenventils 3 ist an den Abstandshalter 25 gestapelt, und der Außenumfang sitzt an dem Ventilsitz 2b, der von der Rückseite der Scheibe 2 zur Seite des Klappenventils 3 vorragt. Somit gibt es einen Zwischenraum zwischen dem Klappenventil 3 und der Scheibe 2, und eine Zwischenkammer 9 ist in diesem Zwischenraum ausgebildet. Es wird angemerkt, dass die Zwischenkammer 9 über den Kanal 2a mit dem Durchgang 10e in Verbindung steht. Dann wird, wenn das Klappenventil 3 in der Zwischenkammer 9 wirkenden Druck über den Kanal 2a empfängt, auslenkt und den Ventilsitz 2b verlässt, ein ringförmiger Spalt zwischen dem Klappenventil 3 und der Scheibe 2 gebildet, und das Hydrauliköl, das durch den Durchgang 10e und den Kanal 2a geströmt ist, kann zwischen dem Klappenventil 3 und der Scheibe 2 hindurchströmen und sich zu dem Reservoir 108 bewegen. D. h., dass selbst wenn die Scheibe 2 auf dem Basisabschnitt 10a sitzt, wenn das Klappenventil 3 auslenkt und dem Ventilsitz 2b verlässt, der Kanal 2a geöffnet ist und sich das Hydrauliköl von der ausfederungsseitigen Kammer 104 zu dem Reservoir 108 bewegen kann.

[0028] Des Weiteren gleitet die Scheibe 2 im Ganzen an dem Abstandshalter 25 und verlässt den Basisabschnitt 10a, wenn das Klappenventil 3 auslenkt und durch den von dem Durchgang 10e empfangenen Druck auf die Scheibe 2 gedrückt wird. In diesem Fall wird das Hydrauliköl, das durch den Durchgang 10e hindurchgeströmt ist, über einen ringförmigen Spalt, der zwischen der Scheibe 2 und dem Basisabschnitt 10a ausgebildet ist, in das Reservoir 108 ausgelassen. Es wird angemerkt, dass das Klappenventil 3 als ein gestapeltes Klappenventil konfiguriert ist, bei dem mehrere ringförmige Platten gestapelt sind und die Anzahl der ringförmigen Platten beliebig ist.

[0029] Das Gehäuse 4 wird an das rechte Ende in **Fig. 1**, wobei es sich um die Spitze des Schaftabschnitts 10b handelt, geschraubt. Dann wird der Abstandshalter 25 mit dem Schaftabschnitt 10b verbaut, und das Klappenventil 3 wird zwischen den Basisabschnitt 10a des Ventilhalteglieds 10 und das Gehäuse 4 geklemmt und fixiert. Es wird angemerkt, dass gemäß obiger Beschreibung die Scheibe 2, die an dem Außenumfang des Abstandshalters 25 ange-

bracht ist, in einem schwimmenden Zustand an dem Außenumfang des Abstandshalters 25 fixiert ist und sich in die axiale Richtung bewegen kann.

[0030] Das Gehäuse 4 umfasst gemäß der Darstellung in **Fig. 3** ein Innenrohr 4a, das einen Schraubabschnitt (ohne Bezugszeichen) an dem Innenumfang aufweist und an den Schaftabschnitt 10b des Ventilhalteglieds 10 geschraubt ist, ein Außenrohr 4b, das zu dem Innenrohr 4a mit einem ringförmigen Spalt weist, einen flanschförmigen unteren Abschnitt 4c, der radial vor dem rechten Ende des Außenumfangs des Innenrohrs 4a in **Fig. 3** vorragt und mit dem rechten Ende des Außenrohrs 4b in **Fig. 3** verbunden ist, eine rohrförmige Buchse 4d, die von der gegenüberliegenden Seite des Innenrohrs des unteren Abschnitts 4c aufragt und einen Schraubabschnitt (ohne Bezugszeichen) an dem Außenumfang aufweist, ein Loch 4e, das den unteren Abschnitt 4c durchdringt und bewirkt, dass der ringförmige Spalt zwischen dem Innenrohr 4a und dem Außenrohr 4b mit dem Inneren der Buchse 4d in Verbindung steht, und eine Kerbennut 4f, die in der axialen Richtung in dem Außenumfang der Buchse 4d vorgesehen ist.

[0031] Wenn es mit dem Schaftabschnitt 10b des Ventilhalteglieds 10 verschraubt ist, wirkt das Innenrohr 4a des Gehäuses 4 dahingehend mit dem Basisabschnitt 10a des Ventilhalteglieds 10 zusammen, den Abstandshalter 25 und das Klappenventil 3 einzuklemmen. Der Außenumfang des Innenrohrs 4a in dem Gehäuse 4 weist einen großen Außendurchmesser an dem rechten Ende in **Fig. 3**, bei dem es sich um das Basisende handelt, zur Bildung eines Stufenabschnitts auf. Der Federstützabschnitt 4g, bei dem es sich um eine ringförmige Fläche, die zur Rückseite des Klappenventils 3 weist, handelt, ist an dem Stufenabschnitt vorgesehen. Der Federstützabschnitt 4g wirkt als ein Federsitz, der den Innenumfang der Blattfeder 7 stützt. Das Innere des Gehäuses 4 ist mit dem hohlen Abschnitt 10c des Ventilhalteglieds 10 verbunden und steht mit dem Inneren der ausfederungsseitigen Kammer 104, die sich stromaufwärts des Durchgangs 10e befindet, über die Bohrung 10d in Verbindung.

[0032] Gemäß der Darstellung in **Fig. 3** ist der Schieber 6 verschiebbar in den Innenumfang des Außenrohrs 4b eingeführt. Der ringförmige Schieber 6 umfasst einen Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes, bei dem es sich um den Außenumfangsabschnitt des ersten Endes auf der gegenüberliegenden Klappenventilseite (des rechten Endes in **Fig. 3**) handelt, einen konischen Abschnitt 6b, der zu der Seite des zweiten Endes in dem Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes geneigt ist, einen Außenumfangsabschnitt 6c des zweiten Endes, bei dem es sich um den Außenumfangsabschnitt des zweiten Endes, das das Ende auf der Klappenventil Seite (das linke in den **Fig. 3**) ist, handelt, und einen

konischen Abschnitt 6d, der zu der Seite des ersten Endes in dem Außenumfangsabschnitt 6c des zweiten Endes geneigt ist. Der Schieber 6 umfasst mehrere Nuten 6e, die radial den Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes durchdringen, wie in **Fig. 4** dargestellt wird. Es wird angemerkt, dass bei dem Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform drei Nuten 6e in der Umfangsrichtung des Schiebers 6 gleichmäßig beabstandet vorgesehen sind.

[0033] Der Schieber 6 kann sich in die axiale Richtung bezüglich des Gehäuses 4 bewegen, bewirkt, dass der Außenumfangsabschnitt 6c des zweiten Endes an dem Umfangsabschnitt auf der Rückseite des Klappenventils 3 anliegt, und wirkt dahingehend mit dem Gehäuse 4 zusammen, die Gegendruckkammer 5 zu bilden. Die Gegendruckkammer 5 steht mit dem Inneren der Buchse 4d über das in dem unteren Abschnitt 4c des Gehäuses 4 vorgesehene Loch 4e in Verbindung. Wie oben beschrieben wird, wird, da das Innere des Gehäuses 4 mit dem Inneren der ausfederungsseitigen Kammer 104 in Verbindung steht, das aus der ausfederungsseitigen Kammer 104 ausgelassene Hydrauliköl über die Bohrung 10d und das Loch 4e zu der Gegendruckkammer 5 zurückgeleitet. Auf diese Weise wird der Druck stromaufwärts des Durchgangs 10e durch die Bohrung 10d reduziert und in die Gegendruckkammer 5 eingeleitet.

[0034] Da der Schieber 6 den konischen Abschnitt 6d in dem Außenumfangsabschnitt 6c des zweiten Endes des Schiebers 6, an denen der Außenumfang des Klappenventils 3 anliegt, umfasst, wirkt der Schieber 6 nicht störend ein, selbst wenn das Klappenventil 3 ein gestapeltes Klappenventil mit einem Außendurchmesser, der zur Rückseite hin stufenweise abnimmt, ist. Die Konstruktion hinsichtlich der Anzahl an ringförmigen Platten und des Außendurchmessers des Klappenventils 3 kann beliebig geändert werden, und durch Vorsehen des konischen Abschnitts 6d auf der Seite des zweiten Endes, bei dem es sich um das Ende auf der Klappenventilseite des Schiebers 6 handelt, gestattet einen höheren Grad an Flexibilität bei der Auswahl der Anzahl an ringförmigen Platten und des Durchmessers des Klappenventils 3.

[0035] Bei dem Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform ist die Blattfeder 7 eine ringförmige Tellerfeder. Der Innenumfang auf der gegenüberliegenden Seite des Klappenventils wird durch den Federstützabschnitt 4g, der in dem Gehäuse 4 vorgesehen ist, gestützt, und der Außenumfang auf der Seite des Klappenventils wird von dem Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes des Schiebers 6 gestützt. Der Außendurchmesser des Federstützabschnitts 4g ist kleiner als der Innendurchmesser des Schiebers 6. In einem Zustand, in dem das Klappen-

ventil 3 auf dem Ventilsitz 2b der Scheibe 2 sitzt, sitzt die Scheibe 2 auf dem Basisabschnitt 10a des Ventilhalteglieds 10, und der Schieber 6 liegt an dem Klappenventil 3 an, die Fläche des Federstützabschnitts 4g, die die Blattfeder 7 stützt, ist auf der Seite des Klappenventils auf der Fläche des Außenumfangsabschnitts 6a des ersten Endes des Schiebers 6, die die Blattfeder 7 in der axialen Richtung des Schiebers 6 stützt, angeordnet. Das bedeutet, dass in **Fig. 3** der Federstützabschnitt 4g des Gehäuses 4 links von dem Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes des Schiebers 6 angeordnet ist.

[0036] Somit ist die Blattfeder 7 zwischen dem Schieber 6 und dem Federstützabschnitt 4g in einem durchgefederen Zustand mit einer gegebenen Ausgangsdurchfederung angeordnet und drückt stets den Schieber 6 in eine Richtung zur Anlage an dem Klappenventil 3. Das Ausmaß der Ausgangsdurchfederung der Blattfeder 7 kann durch Festlegen der axialen Länge des Schiebers 6 und der axialen Position des Federstützabschnitts 4g festgelegt werden. Da die Blattfeder 7 stets auf den Schieber 6 drücken muss, um zu verhindern, dass sich der Schieber von dem Klappenventil 3 löst, ist es zumindest erforderlich, den Federstützabschnitt 4g des Gehäuses 4 näher an das Klappenventil 3 in der axialen Richtung als den Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes des Schiebers 6 zu setzen. Da sich jedoch die Druckkraft der Blattfeder 7 auf den Ventillöffnungsdruck des Dämpfungsventils 1 auswirkt, ist die Druckkraft, mit der die Blattfeder 7 auf den Schieber 6 drückt, vorzugsweise so gering wie möglich, und somit ist es wünschenswert, das Ausmaß der Ausgangsdurchfederung der Blattfeder 7 zu reduzieren.

[0037] Nur der Innenumfang auf der gegenüberliegenden Seite des Klappenventils der Blattfeder 7 liegt an dem Federstützabschnitt 4g, der zu der Rückseite des Klappenventils 3 weist, an, und der Innenumfang der Blattfeder 7 wird von dem Gehäuse 4 nicht fest gestützt. Somit ist, wenn sich der Schieber 6 in die axiale Richtung bewegt und sich von der Scheibe 2 trennt, die Druckkraft, die von der Blattfeder 7, die nicht fest gestützt wird, auf den Schieber 6 bereitgestellt wird, kleiner als die Druckkraft der Blattfeder, wenn der Innenumfang fixiert ist. Somit ist, wenn die Struktur, bei der die Blattfeder 7 von dem Federstützabschnitt 4g auf diese Art und Weise gestützt wird, angewendet wird, die scheinbare Federkonstante der Blattfeder 7 geringer, und somit kann der Anstieg der Druckkraft, die von der Blattfeder 7 auf den Schieber 6 bereitgestellt wird, wenn sich der Schieber 6 in die Richtung bewegt, in der er sich von der Scheibe 2 trennt, unterbunden werden.

[0038] Ferner gestattet der konische Abschnitt 6b, der in dem Außenumfangsabschnitt 6a des ersten

Endes des Schiebers 6 vorgesehen ist, dass der Innendurchmesser des Außenumfangsabschnitts 6a des ersten Endes groß ist. Der Stützdurchmesser auf der Außenumfangsseite der Blattfeder 7 wird durch den Innendurchmesser des Außenumfangsabschnitts 6a des ersten Endes des Schiebers 6 bestimmt. Mit Zunahme des Stützdurchmessers kann das Durchfederungsausmaß der Blattfeder 7, das durch die Bewegung des Schiebers 6 bewirkt wird, weiter reduziert werden. Somit kann, wenn der konische Abschnitt 6b in dem Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes des Schiebers 6 vorgesehen ist, die scheinbare Federkonstante der Blattfeder 7 gesenkt werden, und somit kann der Anstieg der Druckkraft, die von der Blattfeder 7 auf den Schieber 6 bereitgestellt wird, wenn sich der Schieber 6 in die Richtung bewegt, in der er sich von der Scheibe 2 trennt, unterbunden werden.

[0039] Es wird angemerkt, dass der Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes des Schiebers 6 mit der Nut 6e versehen ist. Selbst wenn die Blattfeder 7 keine Löcher oder Nuten umfasst, steht die Kammer auf der linken Klappenventilseite der Blattfeder 7 in **Fig. 3** mit der Kammer auf der rechten gegenüberliegenden Seite des Klappenventils in **Fig. 3** durch die Nut 6e in Verbindung, und somit unterteilt die Blattfeder 7 die Gegendruckkammer 5 nicht. Die Nut 6e ist dazu vorgesehen, eine Auskehlungsfläche sicherzustellen, die groß genug ist, um Differenzialdruck zwischen der Kammer auf der Klappenventilseite und der Kammer auf der gegenüberliegenden Seite des Klappenventils der Blattfeder 7 in der Gegendruckkammer 5 zu verhindern. Gemäß der Darstellung in **Fig. 5** können die Kennlinien der Größenordnung der Druckkraft, die die Blattfeder 7 an dem Schieber 6 für das Ausmaß der Bewegung des Schiebers 6 bereitstellt, durch Einstellen der Umfangsbreite der Nut 6e geändert werden. Wenn die Breite der Nut 6e verkleinert wird, wie durch die Kennlinie A in **Fig. 5** dargestellt wird, zeigt die scheinbare Federkonstante eine Tendenz zur Vergrößerung, und der lineare Bereich, der auf halben Wege in der Kennlinie A erscheint, (der Bereich, in dem die Druckkraft der Blattfeder 7 proportional zum Ausmaß der Bewegung des Schiebers 6 ist) wird verkleinert. Wenn die Breite der Nut 6e vergrößert wird, wie durch die Kennlinie B in **Fig. 5** dargestellt wird, zeigt die scheinbare Federkonstante der Blattfeder 7 eine Tendenz zur Verringerung, und der lineare Bereich, der auf halben Wege in der Kennlinie B erscheint, (der Bereich, in dem die Druckkraft der Blattfeder 7 proportional zum Ausmaß der Bewegung des Schiebers 6 ist) wird vergrößert. Da die Auskehlungsfläche der Nut 6e wie oben beschrieben sichergestellt werden muss, kann, wenn die Breite der Nut 6e verkleinert werden soll, die Anzahl an zu installierenden Nuten 6e erhöht werden, und wenn die Breite der Nut 6e vergrößert werden soll, kann die Anzahl an zu installierenden Nuten 6e verringert werden.

Somit ist es gemäß der erforderlichen Spezifikation für das Dämpfungsventil 1 erforderlich, zumindest die Kennlinien der Druckkraft, die von der Blattfeder 7 auf den Schieber 6 bereitgestellt werden soll, zu ermitteln und die Anzahl an zu installierenden Nuten 6e und die Breite entsprechend festzulegen. Es wird angemerkt, dass anstatt des Vorsehens der Nut 6e in dem Schieber 6 zur Vermeidung einer Fragmentierung der Gegendruckkammer 5 die Blattfeder 7 eine perforierte Blattfeder sein kann.

[0040] Wie oben beschrieben wird, wirkt, da aus der ausfederungsseitigen Kammer 104 ausgelassenes Hydrauliköl über die Bohrung 10d und das Loch 4e zu der Gegendruckkammer 5 geleitet wird, neben der Druckkraft von der Blattfeder 7, die auf den Schieber 6 drückt, die Druckkraft, die das Klappenventil 3 zu der Scheibe 2 drückt, durch den Innendruck der Gegendruckkammer 5 auf die Rückseite des Klappenventils 3. Das bedeutet, dass wenn der Stoßdämpfer 100 Ausdehnungs- und Zusammenziehvorgänge durchführt, der Druck in der ausfederungsseitigen Kammer 104 von der Vorderseite über den Durchgang 10e auf die Scheibe 2 wirkt und der Innendruck der Gegendruckkammer 5 und die Druckkraft von der Blattfeder 7 von der Rückseite über das Klappenventil 3 wirken.

[0041] Es wird angemerkt, dass die Kraft mit dem Wert, der durch Multiplizieren der Rückseitendruckaufnahme fläche, die durch Subtrahieren der Fläche eines Kreises, dessen Durchmesser der Außendurchmesser der ringförmigen Platte mit dem kleinsten Durchmesser, die in der obersten Reihe des Klappenventils 3 gestapelt ist, ist, von der Fläche eines Kreises, dessen Durchmesser der Außendurchmesser des Schiebers 6 ist, erhalten wird, mit dem Druck der Gegendruckkammer 5 erhalten wird, so auf das Klappenventil 3 wirkt, dass es an die Scheibe 2 gedrückt wird, und die Kraft mit dem Wert, der durch Multiplizieren der Vorderseitendruckaufnahme fläche, die durch Subtrahieren der Fläche eines Kreises, dessen Durchmesser der Außendurchmesser des Abstandshalters 25 ist, von der Fläche eines Kreises, dessen Durchmesser der Innendurchmesser des Ventilsitzes 2b ist, erhalten wird, mit dem Druck der Zwischenkammer 9 erhalten wird, in einer Richtung auf das Klappenventil 3 wirkt, in der es von der Scheibe 2 gelöst wird. Somit bestimmt das Verhältnis der Rückseitendruckaufnahme fläche zur Vorderseitendruckaufnahme fläche des Klappenventils 3 das Druckintensivierungsverhältnis, bei dem es sich um das Verhältnis des Ventilöffnungsdrucks des Klappenventils 3 zu dem Druck in der Gegendruckkammer 5 handelt.

[0042] Wenn der Druck in der Zwischenkammer 9 durch den Druck in der ausfederungsseitigen Kammer 104 erhöht wird und die Kraft zum Auslenken des Außenumfangs des Klappenventils 3 nach

rechts in **Fig. 3** den Innendruck der Gegendruckkammer 5 und die Druckkraft von der Blattfeder 7 übersteigt, lenkt das Klappenventil 3 aus und verlässt den Ventilsitz 2b, wodurch ein Spalt zwischen dem Klappenventil 3 und der Scheibe 2 gebildet wird und der Durchgang 10e geöffnet wird. Bei dieser Ausführungsform ist der Innendurchmesser des Ventilsitzes 2b größer als der Innendurchmesser des ringförmigen Vorsprungs 2c, und es besteht eine Differenz zwischen der Druckaufnahme­fläche, in der die Scheibe 2 Druck auf der Seite des Durchgangs 10e empfängt, und der Druckaufnahme­fläche, in der die Scheibe 2 Druck auf der Seite der Zwischenkammer 9 empfängt. Wenn der durch den Kanal 2a erzeugte Differenzialdruck nicht den Ventilöffnungsdruck, der bewirkt, dass die Scheibe 2 den Basisabschnitt 10a des Ventilhalte­glieds 10 verlässt, erreicht, bleibt die Scheibe 2 auf dem Basisabschnitt 10a sitzen. Wenn hingegen das Klappenventil 3 auslenkt, um in einem geöffneten Ventilzustand zu sein, und der von dem Kanal 2a erzeugte Differenzialdruck den Ventilöffnungsdruck, der bewirkt, dass die Scheibe 2 den Basisabschnitt 10a verlässt, erreicht, verlässt auch die Scheibe 2 den Basisabschnitt 10a, und der Durchgang 10e wird geöffnet. Das bedeutet, dass das Druckintensivierungsverhältnis des Klappenventils 3 kleiner als das Druckintensivierungsverhältnis der Scheibe 2, bei dem es sich um das Verhältnis des Ventilöffnungsdrucks der Scheibe 2 zu dem Druck der Zwischenkammer 9 handelt, festgelegt ist und der Druck in der ausfederungsseitigen Kammer 104, wenn das Klappenventil 3 öffnet, geringer als der Druck in der ausfederungsseitigen Kammer 104, wenn die Scheibe 2 öffnet, ist. Das bedeutet, dass der Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 niedriger als der Ventilöffnungsdruck der Scheibe 2 festgelegt ist.

[0043] Weiterhin ist ein rohrförmiges Ventilsitzglied 21 in dem rechten Ende der Buchse 4d und dem Innenrohr 4a in dem Gehäuse 4 in **Fig. 3** untergebracht. Das Ventilsitzglied 21 umfasst einen zylindrischen Abschnitt 21a mit kleinem Durchmesser, der eine Rohrform mit einem Boden aufweist, einen Flanschabschnitt 21b, der von dem Außenumfang an dem Ende, bei dem sich um das rechte Ende des zylindrischen Abschnitts 21a mit kleinem Durchmesser in **Fig. 3** handelt, nach außen vorragt, einen zylindrischen Abschnitt 21c mit großem Durchmesser, der sich von dem Außenumfang des Flanschabschnitts 21b zu der gegenüberliegenden Seite des zylindrischen Abschnitts 21a mit kleinem Durchmesser erstreckt, ein Durchgangsloch 21d, das diagonal von der Seite des zylindrischen Abschnitts 21a mit kleinem Durchmesser zu dem Innenumfang des Flanschabschnitts 21b offen ist, eine Kerbe 21e, die radial den zylindrischen Abschnitt 21c mit großem Durchmesser durchdringt und bewirkt, dass die Innenseite und die Außenseite des zylindrischen Abschnitts 21c mit großem Durchmesser miteinan-

der in Verbindung stehen, und einen ringförmigen Steuerventilsitz 21f, der von dem Innenumfang an dem rechten Ende des Flanschabschnitts 21b in der axialen Richtung in **Fig. 3** vorragt.

[0044] Das Ventilsitzglied 21 ist in dem Gehäuse 4 untergebracht, wobei der zylindrische Abschnitt 21c mit großem Durchmesser in die Buchse 4d des Gehäuses 4 eingepasst ist. Es wird angemerkt, dass das Innere des Ventilsitzglieds 21 über die Kerbe 21e und die Kerbennut 4f, die in der Buchse 4d vorgesehen ist, mit dem Reservoir 108 in Verbindung steht. Der Außendurchmesser des zylindrischen Abschnitts 21a mit kleinem Durchmesser ist kleiner als der Innendurchmesser des Innenrohrs 4a des Gehäuses 4. Das Innere des Ventilsitzglieds 21 steht über das Durchgangsloch 21d, den hohlen Abschnitt 10c des Ventilhalte­glieds 10 und die Bohrung 10d mit der ausfederungsseitigen Kammer 104 in Verbindung.

[0045] Weiterhin ist ein Steuerventilkörper 22 verschiebbar in den zylindrischen Abschnitt 21a mit kleinem Durchmesser des Ventilsitzglieds 21 eingeführt. Genauer umfasst der Steuerventilkörper 22 einen Abschnitt 22a mit kleinem Durchmesser auf der Seite des linken Endes in **Fig. 3**, bei der es sich um die Seite des Ventilsitzglieds, das verschiebbar in den zylindrischen Abschnitt 21a mit kleinem Durchmesser eingeführt ist, handelt, einen Abschnitt 22b mit großem Durchmesser auf der Seite des rechten Endes in **Fig. 3**, bei der es sich um die gegenüberliegende Seite des Ventilsitzglieds handelt, eine ringförmige Vertiefung 22c, die zwischen dem Abschnitt 22a mit kleinem Durchmesser und dem Abschnitt 22b mit großem Durchmesser vorgesehen ist, einen flanschförmigen Federsitz 22d, der an dem Außenumfang an dem Ende auf der gegenüberliegenden Ventilsitzgliedseite vorgesehen ist, einen Verbindungsdurchgang 22e, der von der Spitze zu dem hinteren Ende des Steuerventilkörpers 22 durchdringt, und eine Bohrung 22f, die auf halbem Wege in dem Verbindungsdurchgang 22e vorgesehen ist.

[0046] Die Vertiefung 22c des Steuerventilkörpers 22 weist stets zu dem Durchgangsloch 21d, so dass der Steuerventilkörper 22 das Durchgangsloch 21d nicht versperrt, wenn sich der Steuerventilkörper 22 bezüglich des Ventilsitzglieds 21 in einem gestatteten Bereich in der axialen Richtung bewegt.

[0047] Bei dem Steuerventilkörper 22 gemäß obiger Beschreibung ist der Außendurchmesser auf der gegenüberliegenden Seite des Ventilsitzglieds größer mit der Vertiefung 22c als eine Begrenzung. Ein ringförmiger Ventilabschnitt 22g ist so an dem linken Ende des Abschnitts 22b mit großem Durchmesser in **Fig. 3** vorgesehen, dass er zu dem Steuerventilsitz 21f des Ventilsitzglieds 21 weist. Die Bewegung des Steuerventilkörpers 22 in die axiale Richtung bezüg-

lich des Ventilsitzglieds 21 bewirkt, dass der Ventilabschnitt 22g den Steuerventilsitz 21f verlässt und darauf sitzt.

[0048] Ferner ist eine Schraubenfeder 33, die den Steuerventilkörper 22 zu der gegenüberliegenden Seite des Ventilsitzglieds drückt, zwischen dem Federsitz 22d und dem Flanschabschnitt 21b angeordnet. Der Steuerventilkörper 22 wird von der Schraubenfeder 33 stets zur gegenüberliegenden Seite des Ventilsitzglieds gedrückt. Auf diese Weise empfängt, während der Steuerventilkörper 22 von der Schraubenfeder 33 in eine Richtung des Trennens von dem Ventilsitzglied 21 gedrückt wird, der Steuerventilkörper Antriebskraft von dem Solenoid 40 in einer Richtung des Sitzens auf dem Ventilsitzglied 21.

[0049] Auf diese Weise bilden der Steuerventilkörper 22, das Ventilsitzglied 21, die Schraubenfeder 33 und das Solenoid 40 das Steuerventil 24. Wenn der Ventilabschnitt 22g auf dem Steuerventilsitz 21f sitzt, schließt das Steuerventil 24. Das Steuerventil 24 unterbricht die Verbindung zwischen dem hohlen Abschnitt 10c des Ventilhalteglieds 10 und dem Inneren des Ventilsitzglieds 21 in dem geschlossenen Ventilzustand und gestattet, dass der hohle Abschnitt 10c mit dem Inneren des Ventilsitzglieds 21 in dem geöffneten Ventilzustand in Verbindung steht. Somit steht, wenn das Steuerventil 24 öffnet, die ausfederungsseitige Kammer 104 mit dem Reservoir 108 über den hohlen Abschnitt 10c, die Bohrung 10d, das Durchgangsloch 21d, das Innere des Ventilsitzglieds 21, die Kerbe 21e und die Kerbennut 4f in Verbindung. Auf diese Weise bilden bei der vorliegenden Ausführungsform der hohle Abschnitt 10c, die Bohrung 10d, das Durchgangsloch 21d, das Innere des Ventilsitzglieds 21, die Kerbe 21e und die Kerbennut 4f den Vorsteuerdurchgang 23. Der von der Bohrung 10d in dem Vorsteuerdurchgang 23 stromabwärtige Abschnitt führt zu der Gegendruckkammer 5 über das Loch 4e des Gehäuses 4, und der Druck stromabwärts der Bohrung 10d des Vorsteuerdurchgangs 23 kann durch Steuern des Ventilöffnungsdrucks des Steuerventils 24 angepasst werden.

[0050] Der Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 wird von dem nachstehend beschriebenen Solenoid 40 gesteuert, und der Druck in der Gegendruckkammer 5 kann durch die Strommenge, die an das Solenoid 40 angelegt wird, angepasst werden. Da der Druck in der Gegendruckkammer 5 auf die Rückseite des Klappenventils 3 wirkt, kann das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform den Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 durch Anpassen der Strommenge, die an das Solenoid 40 angelegt wird, anpassen, wodurch die Höhe der Dämpfungskraft, die von dem Stoßdämpfer 100 erzeugt wird, geändert werden kann.

[0051] Es wird angemerkt, dass der Steuerventilkörper 22 in diesem Fall unter Verwendung der Schraubenfeder 33 in eine von dem Ventilsitzglied 21 weg verlaufende Richtung gedrückt wird, jedoch kann neben der Schraubenfeder 33 ein elastisches Material verwendet werden, das die Druckkraft ausüben kann. Ferner ist ein Plunger 34 in den Abschnitt 22b mit großem Durchmesser des Steuerventilkörpers 22 eingebaut.

[0052] Wenn der Steuerventilkörper 22 in den zylindrischen Abschnitt 21a mit kleinem Durchmesser des Ventilsitzglieds 21 eingeführt ist, bildet der Steuerventilkörper einen Zwischenraum 26 in dem zylindrischen Abschnitt 21a mit kleinem Durchmesser auf der Seite der Spitze des Durchgangslochs 21d. Der Zwischenraum 26 steht über den Verbindungsdurchgang 22e, der in dem Steuerventilkörper 22 vorgesehen ist, die Bohrung 22f und ein Durchgangsloch 34a, das in dem Plunger 34 vorgesehen ist, mit der Außenseite des Steuerventils 24 in Verbindung. Bei dieser Konfiguration wirkt, wenn sich der Steuerventilkörper 22 in die axiale Richtung, bei der es sich um die bezüglich des Ventilsitzglieds 21 in **Fig. 1** nach links und nach rechts verlaufende Richtung handelt, bewegt, der Zwischenraum 26 als ein Dämpfungsglied zur Hemmung einer starken Verschiebung des Steuerventilkörpers 22 und kann eine Schwingbewegung des Steuerventilkörpers 22 hemmen.

[0053] Jeder Teil in dem auf diese Art und Weise konfigurierten Dämpfungsventil 1 ist in einer Hülse 109a untergebracht, die an einer in dem Außenrohr 109 des Stoßdämpfers 100 vorgesehenen Öffnung angebracht ist und durch Verschrauben des Solenoids 40 mit einer an der Hülse 109a drehbar angebrachten Mutter 120 an dem Stoßdämpfer 100 fixiert wird.

[0054] Das Solenoid 40 umfasst gemäß der Darstellung in **Fig. 6** eine rohrförmige harzgeformte Spule 41, einen Füllring 42, einschließlich eines rohrförmigen nicht magnetischen Materials, das in den Innenumfang der Spule 41 eingepasst ist, einen ersten festen Eisenkern 43, der an dem rechten Ende der Spule 41 in **Fig. 6** anliegt und in den Innenumfang an dem rechten Ende in **Fig. 6** des Füllrings 42 eingepasst ist, einen zweiten festen Eisenkern 44, der an dem linken Ende der Spule 41 in **Fig. 6** anliegt und in den Innenumfang an dem linken Ende des Füllrings 42 in **Fig. 6** mit einem Spalt zu dem ersten festen Eisenkern 43 eingepasst ist, einen ersten beweglichen Eisenkern 45 und einen zweiten beweglichen Eisenkern 46, die zwischen dem ersten festen Eisenkern 43 und dem zweiten festen Eisenkern 44 zum Gestatten einer vertikalen Bewegung angeordnet sind, eine Feder 47, die den ersten beweglichen Eisenkern 45 nach links zur Seite des Steuerventils in **Fig. 6** drückt, eine Tellerfeder 48, die das Ausmaß

einer Abwärtsbewegung des ersten beweglichen Eisenkerns 45 bezüglich des zweiten beweglichen Eisenkerns 46 beschränkt, und eine Tellerfeder 49, die das Ausmaß einer Abwärtsbewegung des zweiten beweglichen Eisenkerns 46 beschränkt.

[0055] Die Spule 41 ist in einer Rohrform harzgeformt und in dem Außenumfang des ersten beweglichen Eisenkerns 45 und des zweiten beweglichen Eisenkerns 46 angeordnet. Ein rohrförmiger Füllring 42, der ein nicht magnetisches Material umfasst, ist in den Innenumfang der Spule 41 eingepasst. Der Füllring 42 umfasst einen ringförmigen Flansch 42a, der von dem Innenumfang auf der Seite des linken Endes in **Fig. 6** nach innen vorragt, und eine Ringnut 42b, die an dem Innenumfang an dem rechten Ende in **Fig. 6** vorgesehen ist.

[0056] Der erste feste Eisenkern 43 umfasst ein magnetisches Material und umfasst eine scheibenförmige Basis 43a, die an dem rechten Ende der harzgeformten Spule 41 in **Fig. 6** anliegt, und einen rohrförmigen Passabschnitt 43b, der von der Basis 43a aufragt und in den Innenumfang des Füllrings 42 eingepasst ist.

[0057] Der zweite feste Eisenkern 44 umfasst ein magnetisches Material und umfasst eine ringförmige Basis 44a, die an dem linken Ende der harzgeformten Spule 41 in **Fig. 6** anliegt, einen rohrförmigen Ummantelungsabschnitt 44b, der von dem Außenumfang der Basis 44a aufragt, und einen rohrförmigen Passabschnitt 44c, der von der Innenumfangsseite der Basis 44a aufragt und in den Innenumfang des Füllrings 42 eingepasst ist.

[0058] Die Spule 41 und der in den Innenumfang der Spule 41 eingepasste Füllring 42 sind in dem Innenumfang des Ummantelungsabschnitts 44b untergebracht. Der erste feste Eisenkern 43 ist in dem Innenumfang auf der Seite des rechten Endes des Ummantelungsabschnitts 44b in **Fig. 6** untergebracht. Durch Verstemmen des rechten Endes des Ummantelungsabschnitts 44b in **Fig. 6** von dem Außenumfang aus, wird der erste feste Eisenkern 43 von dem Ummantelungsabschnitts 44b erfasst und fixiert. Wenn der erste feste Eisenkern 43 an dem Ummantelungsabschnitts 44b fixiert ist, sind die Spule 41 und der Füllring 42 zwischen die Basis 43a des ersten festen Eisenkerns 43 und die Basis 44a des zweiten festen Eisenkerns 44 geklemmt, die Passabschnitte 43b und 44c sind in den Innenumfang des Füllrings 42 eingepasst, und die Spule 41 ist in den Ummantelungsabschnitts 44b eingepasst. Somit sind die Spule 41 und der Füllring 42 zwischen dem ersten festen Eisenkern 43 und dem zweiten festen Eisenkern 44 untergebracht, während sie axial und radial beschränkt werden.

[0059] Eine konische Fase 44d ist an dem Außenumfang an dem rechten Ende in **Fig. 6**, bei dem es sich um die Spitze des Passabschnitts 44c des zweiten festen Eisenkerns 44 handelt, vorgesehen, und ein ringförmiger Spalt ist zwischen der Fase und dem Füllring 42 ausgebildet. Ein Dichtungsring 50 ist in dem ringförmigen Spalt untergebracht. Der Dichtungsring 50 haftet dahingehend an dem Flansch 42a, der in dem Innenumfang des Füllrings 42 vorgesehen ist, und der Fase 44d des Passabschnitts 44c an, zwischen dem zweiten festen Eisenkern 44 und dem Füllring 42 abzudichten. Des Weiteren ist ein Dichtungsring 51, der an dem Außenumfang des Passabschnitts 43b des ersten festen Eisenkerns 43 anhaftet, an dem Inneren der Ringnut 42b, die an dem Innenumfang an dem rechten Ende des Füllrings 42 in **Fig. 6** vorgesehen ist, angebracht. Der Dichtungsring 51 Dichte zwischen dem ersten festen Eisenkern 43 und dem Füllring 42 ab.

[0060] Der erste bewegliche Eisenkern 45 ist verschiebbar in den Innenumfang des Füllrings 42 und zwischen den Passabschnitt 43b des ersten festen Eisenkerns 43 und den Passabschnitt 44c des zweiten festen Eisenkerns 44 eingeführt.

[0061] Ein Verbindungsrohr 44e, das nach links vorragt und mit dem Außenumfang der Buchse 4d des Gehäuses 4 in dem Dämpfungsventil 1 verschraubt wird, ist an dem linken Ende der Basis 44a des zweiten festen Eisenkerns 44 in **Fig. 1** vorgesehen.

[0062] Der erste bewegliche Eisenkern 45 umfasst ein magnetisches Material und umfasst ein Gleitkontaktrohr 45a, das gleitet und den Innenumfang des Füllrings 42 berührt, ein rohrförmiges Federstützrohr 45b, das in dem Gleitkontaktrohr 45a angeordnet ist und einen ringförmigen Federsitz 45c umfasst, der zu dem Innenumfang vorragt, und einen ringförmigen Abschnitt 45d, der das Gleitkontaktrohr 45a und das Ende des Federstützrohrs 45b in **Fig. 6** verbindet. Die axiale Länge des Gleitkontaktrohrs 45a des ersten beweglichen Eisenkerns 45 ist kürzer als der axiale Abstand zwischen dem Passabschnitt 43b des ersten festen Eisenkerns 43 und dem Passabschnitt 44c des zweiten festen Eisenkerns 44. Somit kann der erste bewegliche Eisenkern 45 in der axialen Richtung verschoben werden, während die Bewegung durch den Füllring 42 zwischen dem ersten festen Eisenkern 43 und dem zweiten festen Eisenkern 44 geführt wird. Bei dem ersten beweglichen Eisenkern 45 weist der ringförmige Abschnitt 45d zu dem linken Ende des Passabschnitts 43b des ersten festen Eisenkerns 43 in **Fig. 6**.

[0063] Die Feder 47 ist dahingehend zwischen dem Federsitz 45c, der in dem Innenumfang des Federstützrohrs 45b vorgesehen ist, und der Basis 43a des ersten festen Eisenkerns 43 angeordnet, den ersten

beweglichen Eisenkern 45 stets in eine axiale Richtung des Trennens von dem ersten festen Eisenkern 43 zu drücken. Das erste Ende der Feder 47 ist in den Innenumfang des Passabschnitts 43b eingeführt, und das zweite Ende ist in das Federstützrohr 45b eingeführt und verhindert eine radiale Verschiebung der Feder 47.

[0064] Der zweite bewegliche Eisenkern 46 ist rohrförmig mit einem Boden, umfasst ein magnetisches Material, umfasst einen rohrförmigen Abschnitt 46a und einen unteren Abschnitt 46b, der das linke Ende des rohrförmigen Abschnitts 46a in **Fig. 6** verschließt, und bewirkt, dass der Außenumfang des rohrförmigen Abschnitts 46a den Innenumfang des Gleitkontaktrohrs 45a des ersten beweglichen Eisenkerns 45 verschiebbar berührt. Es wird angemerkt, dass der Innendurchmesser des rohrförmigen Abschnitts 46a größer als der Außendurchmesser des Federstützrohrs 45b des ersten beweglichen Eisenkerns 45 ist. Somit wird der zweite bewegliche Eisenkern 46 dahingehend geführt, sich durch das Gleitkontaktrohr 45a des ersten beweglichen Eisenkerns 45, das mit dem rohrförmigen Abschnitt 46a in Gleitkontakt ist, zu bewegen, und kann sich relativ in der axialen Richtung bezüglich des ersten beweglichen Eisenkerns 45 bewegen. Da der erste bewegliche Eisenkern 45 bewirkt, dass der Außenumfang des Gleitkontaktrohrs 45a gleitet und den Füllring 42 berührt, können sich sowohl der erste bewegliche Eisenkern 45 als auch der zweite bewegliche Eisenkern 46 in der axialen Richtung bewegen, ohne von der Achse des Füllring 42 abzuweichen. Es wird angemerkt, dass der Außenumfang des unteren Abschnitts 46b des zweiten beweglichen Eisenkerns 46 stets mit dem Innenumfang des Passabschnitts 44c des zweiten festen Eisenkerns 44 in Kontakt ist.

[0065] Da ein ringförmiger Spalt zwischen dem rohrförmigen Abschnitt 46a und dem Federstützrohr 45b ausgebildet ist, ist der Zwischenraum, der von dem rohrförmigen Abschnitt 46a des zweiten beweglichen Eisenkerns 46, dem Gleitkontaktrohr 45a des ersten beweglichen Eisenkerns 45, dem Federstützrohr 45b und dem ringförmigen Abschnitt 45d umgeben wird, nicht abgedichtet. Der untere Abschnitt 46b des zweiten beweglichen Eisenkerns 46 ist mit einem Verbindungsloch 46c versehen, das bewirkt, dass das Innere und das Äußere des zweiten beweglichen Eisenkerns 46 miteinander in Verbindung stehen, und das Innere des zweiten beweglichen Eisenkerns 46, das mit dem Inneren des Federstützrohrs 45b in Verbindung steht, ist auch nicht abgedichtet.

[0066] Somit kann sich der zweite bewegliche Eisenkern 46 problemlos bezüglich des ersten beweglichen Eisenkerns 45 in der axialen Richtung bewegen, und der erste bewegliche Eisenkern 45 kann sich auch problemlos bezüglich des Füllrings

42 und des zweiten beweglichen Eisenkerns 46 in der axialen Richtung bewegen.

[0067] Die Feder 47 drückt den ersten beweglichen Eisenkern 45 auf die Seite des zweiten festen Eisenkerns. Wenn sich der erste bewegliche Eisenkern 45 und der zweite bewegliche Eisenkern 46 einander in der axialen Richtung annähern und eine Tellerfeder 48 eingefedert wird, übt die Tellerfeder 48 eine Federkraft aus, um eine weitere Annäherung zwischen dem ersten beweglichen Eisenkern 45 und dem zweiten festen Eisenkern 44 zu regulieren. Wenn sich der zweite bewegliche Eisenkern 46 in der axialen Richtung an den zweiten festen Eisenkern 44 annähert und eine Tellerfeder 49 eingefedert wird, übt die Tellerfeder 49 eine Federkraft aus, um eine weitere Annäherung des zweiten beweglichen Eisenkerns 46 an den zweiten festen Eisenkern 44 zu regulieren. Es wird angemerkt, dass anstatt der Tellerfedern 48 und 49 ein elastischer Körper, wie z. B. eine Wellenscheibe oder ein Gummi, vorgesehen sein kann. Ein Glied, bei dem es sich nicht um den elastischen Körper handelt, kann vorgesehen sein, wenn es möglich ist, die Annäherung zwischen dem ersten beweglichen Eisenkern 45 und dem zweiten beweglichen Eisenkern 46 und die Annäherung zwischen dem zweiten beweglichen Eisenkern 46 und dem zweiten festen Eisenkern 44 zu regulieren.

[0068] Der erste feste Eisenkern 43, der zweite feste Eisenkern 44, der erste bewegliche Eisenkern 45 und der zweite bewegliche Eisenkern 46 umfassen jeweils ein magnetisches Material und bilden einen magnetischen Pfad P in dem Solenoid 40. Somit geht, wenn Strom durch die Spule 41 fließt, das von der Spule 41 erzeugte Magnetfeld durch den ersten festen Eisenkern 43, den zweiten festen Eisenkern 44, den ersten beweglichen Eisenkern 45 und den zweiten beweglichen Eisenkern 46 und kehrt zur Spule 41 zurück. Somit wird, wenn Strom durch die Spule 41 fließt, der erste bewegliche Eisenkern 45 an den ersten festen Eisenkern 43, der auf der rechten Seite im **Fig. 6** angeordnet ist, angezogen, und der zweite bewegliche Eisenkern 46 wird an den zweiten festen Eisenkern 44, der auf der linken Seite im **Fig. 6** angeordnet ist, angezogen. Das bedeutet, dass wenn Strom durch die Spule 41 in dem Solenoid 40 fließt, der erste bewegliche Eisenkern 45 und der zweite bewegliche Eisenkern 46 in einer Richtung aneinander angezogen werden, die sie in der axialen Richtung voneinander trennt.

[0069] Nachdem das auf diese Art und Weise konfigurierten Solenoid 40 durch Verschrauben des Gehäuses 4 mit dem zweiten festen Eisenkern 44 mit dem Dämpfungsventil 1 verbaut ist, wird der Schraubabschnitt (ohne Bezugszeichen), der in dem Außenumfang an dem linken Ende in **Fig. 6** des zweiten festen Eisenkerns 44 vorgesehen ist, mit der Mutter 120, die an der Hülse 109a des

Außenrohrs 109 des Stoßdämpfers 100 angebracht ist, verschraubt und wird an dem Stoßdämpfer 100 angebracht. Wenn der zweite feste Eisenkern 44 auf diese Art und Weise angebracht ist, kann das Solenoid 40 an dem Stoßdämpfer 100 angebracht werden, da alle Komponenten des Solenoids 40 in dem zweiten festen Eisenkern 44 untergebracht sind.

[0070] Wenn das Solenoid 40 auf diese Art und Weise an dem Stoßdämpfer 100 angebracht ist, liegt der untere Abschnitt 46b des zweiten beweglichen Eisenkerns 46 an dem Plunger 34, der an dem hinteren Ende des Steuerventilkörpers 22 in dem Steuerventil 24 angebracht ist, an. Somit wird die von dem Solenoid 40 erzeugte Antriebskraft über den Plunger 34 auf den Steuerventilkörper 22 übertragen. Während der Steuerventilkörper 22 von der Schraubenfeder 33 in die Ventilöffnungsrichtung gedrückt wird, empfängt der Steuerventilkörper die Antriebskraft des Solenoids 40 in der Ventilschließungsrichtung. Somit ist es, wenn die Antriebskraft des Solenoids 40 angepasst wird, möglich, den Druck anzupassen, wenn sich der Steuerventilkörper 22 von dem Ventilsitzglied 21 trennt, durch den Druck, der von dem Vorsteuerdurchgang 23 empfangen wird, d. h. den Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24. Da der Druck stromaufwärts des Steuerventils 24 des Vorsteuerdurchgangs 23 und stromabwärts der Bohrung 10d gleich dem Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 ist, ist der Druck der Gegendruckkammer 5 auch gleich dem Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24. Somit kann durch Anpassen der Antriebskraft des Solenoids 40 der Druck in der Gegendruckkammer 5 gesteuert werden.

[0071] Des Weiteren stellt **Fig. 7** die Beziehung zwischen der Strommenge, die dem Solenoid 40 zugeführt wird, und der Kraft, die von dem Solenoid 40 an den Steuerventilkörper 22 in dem Steuerventil 24 angelegt wird, dar. In **Fig. 7** ist die Strommenge Ia die Mindeststrommenge, die zum Anlagern des von dem ersten festen Eisenkern 43 getrennten ersten beweglichen Eisenkerns 45 an dem ersten festen Eisenkern 43 erforderlich ist, und die Strommenge Ib ist die Mindeststrommenge, die zum Aufrechterhalten des Anlagerungszustands des ersten festen Eisenkerns 43 und des ersten beweglichen Eisenkerns 45, nachdem der erste bewegliche Eisenkern 45 an den ersten festen Eisenkern 43 angelagert wurde, erforderlich ist. Es wird angemerkt, dass die Strommenge Ic später beschrieben wird. Es wird angemerkt, dass jede Figur, in der das Solenoid 40 dargestellt wird, einen Zustand darstellt, in dem der Spule 41 ein Strom zugeführt wird und der erste bewegliche Eisenkern 45 an den ersten festen Eisenkern 43 angelagert ist.

[0072] Zunächst wird, wenn die der Spule 41 zugeführte Strommenge null beträgt, d. h. wenn kein Strom durch das Solenoid 40 fließt, der erste bewegliche Eisenkern 45 durch die Druckkraft der Feder 47 nach links in **Fig. 6** gedrückt und trifft über die Tellerfeder 48 auf den zweiten beweglichen Eisenkern 46 auf, und der zweite bewegliche Eisenkern 46 wird zusammen mit dem Steuerventilkörper 22 nach links gedrückt. Auf diese Weise empfängt der Steuerventilkörper 22, wenn kein Strom durch das Solenoid 40 fließt, die nach links gerichtete Kraft von der Feder 47 über den zweiten beweglichen Eisenkern 46, die Tellerfeder 48 und den ersten beweglichen Eisenkern 45. Das bedeutet, dass, wenn kein Strom durch das Solenoid 40 fließt, das Solenoid 40 eine durch die Druckkraft der Feder 47 verursachte nach links gerichtete Kraft an den Steuerventilkörper 22 anlegt.

[0073] Als Nächstes nimmt, wenn die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge erhöht wird, die nach rechts gerichtete Kraft in **Fig. 6**, die den ersten beweglichen Eisenkern 45 an den ersten festen Eisenkern 43 anzieht, zu, und die nach links gerichtete Kraft in **Fig. 6**, die den zweiten beweglichen Eisenkern 46 an den zweiten festen Eisenkern 44 anzieht, nimmt auch zu. In solch einem Fall wird in dem Bereich, in dem die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge weniger als die Strommenge Ia beträgt, die Druckkraft der Feder 47 auf den Steuerventilkörper 22 übertragen, jedoch wird ein Teil der Kraft der Feder 47, die den ersten beweglichen Eisenkern 45 nach rechts drückt, durch die Kraft, die den ersten beweglichen Eisenkern 45 nach links (die Seite des ersten festen Eisenkerns 43) anzieht, aufgehoben. Somit nimmt in dem Bereich, in dem die Strommenge weniger als die Strommenge Ia beträgt, die von dem Solenoid 40 an den Steuerventilkörper 22 angelegte nach links gerichtete Kraft mit Zunahme der an das Solenoid 40 angelegten Strommenge ab.

[0074] In einem Fall hingegen, in dem die an das Solenoid 40 angelegte Strommenge zunimmt, wird in dem Bereich, in dem die Strommenge größer gleich der Strommenge Ia ist, der erste bewegliche Eisenkern 45 von dem ersten festen Eisenkern 43 entgegen der Druckkraft der Feder 47 angezogen und angelagert. In solch einem Fall wird die Druckkraft der Feder 47 nicht auf den zweiten beweglichen Eisenkern 46 übertragen, und nur die Kraft, die den zweiten beweglichen Eisenkern 46 an den zweiten festen Eisenkern 44 anzieht, wirkt in die Richtung des Herunterdrückens des Steuerventilkörpers 22. Da die nach links gerichtete Kraft in **Fig. 6**, die den zweiten beweglichen Eisenkern 46 anzieht, proportional zu der an das Solenoid 40 angelegten Strommenge zunimmt, nimmt in dem Bereich, in dem die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge größer gleich der Strommenge Ia ist, bei Zunahme der dem Solenoid 40 zugeführten Strommenge die nach links

gerichtete Kraft, die von dem Solenoid 40 an den Steuerventilkörper 22 angelegt wird, proportional zur Strommenge zu.

[0075] Umgekehrt nimmt, wenn die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge von dem Zustand, in dem der erste bewegliche Eisenkern 45 an dem ersten festen Eisenkern 43 angelagert ist und die Druckkraft der Feder 47 nicht auf den zweiten beweglichen Eisenkern 46 übertragen wird, aus verringert wird, die nach rechts gerichtete Kraft in **Fig. 6**, die den ersten beweglichen Eisenkern 45 an den ersten festen Eisenkern 43 anzieht, ab, und die nach links gerichtete Kraft in **Fig. 6**, die den zweiten beweglichen Eisenkern 46 an den zweiten festen Eisenkern 44 anzieht, nimmt auch ab. Selbst in solch einem Fall wird in dem Bereich, in dem die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge größer gleich der Strommenge I_b ist, der Zustand, in dem der erste bewegliche Eisenkern 45 an dem ersten festen Eisenkern 43 angelagert ist und die Druckkraft der Feder 47 nicht auf den zweiten beweglichen Eisenkern 46 übertragen wird, beibehalten. Somit nimmt in dem Bereich, in dem die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge größer gleich der Strommenge I_b ist, mit Abnahme der dem Solenoid 40 zugeführten Strommenge die von dem Solenoid 40 an den Steuerventilkörper 22 angelegte nach links gerichtete Kraft proportional zur Strommenge ab.

[0076] Hingegen löst in dem Fall, in dem die an das Solenoid 40 angelegte Strommenge von dem Zustand, in dem der erste bewegliche Eisenkern 45 an den ersten festen Eisenkern 43 angelagert ist und die Druckkraft der Feder 47 nicht auf den zweiten beweglichen Eisenkern 46 übertragen wird, verringert wird, in dem Bereich, in dem die Strommenge unter die Strommenge I_b fällt, die Druckkraft der Feder 47 den Anlagerungszustand des ersten beweglichen Eisenkerns 45 und des ersten festen Eisenkerns 43, und die Druckkraft der Feder 47 wird auf den zweiten beweglichen Eisenkern 46 übertragen. Somit nimmt in dem Bereich, in dem die Strommenge weniger als die Strommenge I_b beträgt, bei Abnahme der dem Solenoid 40 zugeführten Strommenge die von dem Solenoid 40 an den Steuerventilkörper 22 angelegte nach links gerichtete Kraft in **Fig. 6** zu.

[0077] Wie aus **Fig. 7** zu sehen ist, ist I_b , bei dem es sich um die Mindeststrommenge, die zum Aufrechterhalten der Anlagerung des ersten beweglichen Eisenkerns 45 und des ersten festen Eisenkerns 43 erforderlich ist, handelt, kleiner als die Strommenge I_a , bei der es sich um die Mindeststrommenge, die zum Anlagern des getrennten ersten beweglichen Eisenkerns 45 an den ersten festen Eisenkern 43 erforderlich ist, handelt, ($I_a > I_b$). Somit gibt es bei der Kennlinie der von dem Solenoid 40 an den Steuerventilkörper 22 angelegten Kraft in Bezug auf

die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge Hysterese. Es wird angemerkt, dass in **Fig. 7** zur Erleichterung des Verständnisses der Bereich, in dem die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge gering ist, übertrieben dargestellt wird.

[0078] Bei der vorliegenden Ausführungsform wird, wenn die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge dahingehend gesteuert wird, die von dem Solenoid 40 an den Steuerventilkörper 22 angelegte Kraft zu steuern, nach einmaligem Zuführen eines Stroms, der größer gleich der Strommenge I_a ist, und Anlagern des ersten beweglichen Eisenkerns 45 an dem ersten festen Eisenkern 43 die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge in einem Bereich der Strommenge I_c , die mehr als die Strommenge I_b beträgt, oder darüber gesteuert. Sobald der erste bewegliche Eisenkern 45 an dem ersten festen Eisenkern 43 angelagert ist, trennt sich der erste bewegliche Eisenkern 45 nicht von dem ersten festen Eisenkern 43, wenn die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge nicht unter I_b fällt, und somit kann die Strommenge I_c weniger als die Strommenge I_a betragen, solange die Strommenge I_c größer als die Strommenge I_b ist. Demzufolge wird zu normalen Zeiten, wenn die durch das Solenoid 40 fließende Strommenge gesteuert wird, der Zustand, in dem der erste bewegliche Eisenkern 45 an dem ersten festen Eisenkern 43 angelagert ist, aufrechterhalten. Somit stehen die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge und die von dem Solenoid 40 an den Steuerventilkörper 22 angelegte linksgerichtete Kraft in **Fig. 6** in proportionaler Beziehung zueinander, und die Kraft nimmt mit Zunahme der dem Solenoid 40 zugeführten Strommenge zu.

[0079] Zu normalen Zeiten (während der Steuerung) wird die von dem Solenoid 40 an den Steuerventilkörper 22 angelegte Kraft, die durch die Magnetkraft, die durch das Fließen von Strom durch das Solenoid 40 erzeugt wird, bewirkt wird, als „Antriebskraft“ des Solenoids 40 bezeichnet. Das bedeutet, dass die Antriebskraft des Solenoids 40 durch Steuern der dem Solenoid 40 zugeführten Strommenge gesteuert wird. Bei der vorliegenden Ausführungsform haben die dem Solenoid 40 zugeführte Strommenge und die von dem Solenoid 40 an den Steuerventilkörper 22 angelegte Antriebskraft eine proportionale Beziehung. Die Antriebskraft nimmt mit Zunahme der zugeführten Strommenge zu, und die Antriebskraft nimmt mit Abnahme der zugeführten Strommenge ab.

[0080] Hingegen wird zum Zeitpunkt eines Ausfalls, wenn das Fließen von Strom durch das Solenoid 40 unterbrochen ist, wobei es sich um dieselbe Situation wie bei keinem Stromfluss handelt, der Steuerventilkörper 22 von der Feder 47 des Solenoids 40 nach links in **Fig. 6** gedrückt, und die Druckkraft wird im Voraus gemäß der Spezifikation der Feder 47, wie

z. B. der Federkonstante, bestimmt. Die Richtung der Druckkraft der Feder 47, die zu Ausfallzeiten (wenn kein Strom fließt) auf den Steuerventilkörper 22 drückt, ist dieselbe wie die Richtung der zu normalen Zeiten an den Steuerventilkörper 22 angelegten Antriebskraft. Es wird angemerkt, dass die Druckkraft der Feder 47, wenn das Fließen von Strom zu dem Solenoid 40 unterbrochen ist, größer ist als die Druckkraft, mit der die Schraubenfeder 33 den Steuerventilkörper 22 von dem Ventilsitzglied 21 trennt. Somit kann das Solenoid 40 die Antriebskraft zum Bewirken, dass der Steuerventilkörper 22 auf dem Ventilsitzglied 21 sitzt, an der Schraubenfeder 33 ausüben, selbst wenn kein Strom fließt.

[0081] Auf diese Weise wird zu normalen Zeiten die Antriebskraft des Solenoids 40 so gesteuert, dass die der Spule 41 des Solenoids 40 zugeführte Strommenge größer gleich der Strommenge I_c ist, und die Antriebskraft nimmt mit Zunahme der Strommenge zu. Das bedeutet, dass, wenn die Strommenge an das Solenoid 40 zunimmt, die Antriebskraft des Solenoids 40, die den Steuerventilkörper 22 in die Richtung des Schließens des Ventils gegen die Schraubenfeder 33 drückt, zunimmt, und somit nimmt der Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 zu. Somit ist zu normalen Zeiten, wenn die durch das Solenoid 40 fließende Strommenge die Strommenge I_c ist, der Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 der niedrigste, die Gegendruckkammer 5 weist den niedrigsten Druck auf, und der Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 ist der niedrigste. Wenn hingegen die durch das Solenoid 40 fließende Strommenge maximal wird, wird der Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 am höchsten, die Gegendruckkammer 5 weist den höchsten Druck auf, und der Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 ist der höchste. Es wird angemerkt, dass die maximale durch das Solenoid 40 fließende Strommenge entsprechend den Spezifikationen der Spule 41, der Stromversorgung und dergleichen angemessen bestimmt wird.

[0082] Zum Zeitpunkt des Ausfalls, wie oben beschrieben wird, überträgt das Solenoid 40 die Druckkraft der Feder 47 auf den Steuerventilkörper 22, um die Antriebskraft gegenüber der Schraubenfeder 33 bereitzustellen. Somit wird zum Zeitpunkt des Ausfalls, da der Steuerventilkörper 22 mit der Kraft der Druckkraft der Feder 47 abzüglich der Druckkraft der Schraubenfeder 33 gegen das Ventilsitzglied 21 gedrückt wird, der Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 entsprechen den Spezifikationen der Feder 47 und der Schraubenfeder 33, wie z. B. der Federkonstante, bestimmt. Somit kann selbst zum Zeitpunkt des Ausfalls der Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 im Voraus festgelegt sein, und der Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 kann durch Festlegen des Drucks der Gegendruckkammer 5 auf den zuvor festgelegten Ventilöffnungsdruck beliebig festgelegt werden.

[0083] Das Folgende beschreibt die Betriebsweise des Dämpfungsventils 1 und des Stoßdämpfers 100, der das Dämpfungsventil 1 gemäß der vorliegenden Ausführungsform umfasst. Wenn sich der Stoßdämpfer 100 ausdehnt und zusammenzieht und das Hydrauliköl aus der ausfederungsseitigen Kammer 104 durch das Dämpfungsventil 1 in das Reservoir 108 ausgelassen wird, nimmt im Falle von Normalbetrieb des Dämpfungsventils 1 der Druck stromaufwärts des Durchgangs 10e und des Vorsteuerdurchgangs 23 zu. Wenn dem Solenoid 40 Strom zugeführt wird, um den Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 anzupassen, wird der Druck zwischen der Bohrung 10d in dem Vorsteuerdurchgang 23 und dem Steuerventil 24 zu der Gegendruckkammer 5 geleitet.

[0084] Der Innendruck der Gegendruckkammer 5 wird durch den Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 gesteuert, der auf die Rückseite des Klappenventils 3 wirkende Druck kann durch Anpassen des Ventilöffnungsdrucks mit dem Solenoid 40 angepasst werden, und ferner kann der Ventilöffnungsdruck, mit dem das Klappenventil 3 den Durchgang 10e öffnet, gesteuert werden.

[0085] Genauer gesagt lenkt, wenn der Druck in der Zwischenkammer 9 durch den Druck in der ausfederungsseitigen Kammer 104 erhöht wird und die Kraft zum Auslenken des Außenumfangs des Klappenventils 3 nach rechts in **Fig. 3** den Innendruck der Gegendruckkammer 5 und die Druckkraft von der Blattfeder 7 übersteigt, das Klappenventil 3 aus und verlässt den Ventilsitz 2b, wodurch ein Spalt zwischen dem Klappenventil 3 und der Scheibe 2 gebildet wird, wodurch der Durchgang 10e geöffnet wird. Somit gestattet eine Anpassung der Höhe des Drucks in der Gegendruckkammer 5 durch das Steuerventil 24 eine Anpassung der Höhe des Drucks in der Zwischenkammer 9, der bewirken kann, dass das Klappenventil 3 den Ventilsitz 2b verlässt. Das bedeutet, dass der Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 durch die an das Solenoid 40 angelegte Strommenge gesteuert werden kann. Somit zeigt gemäß der Darstellung in **Fig. 8** die Dämpfungskraftkennlinie des Stoßdämpfers 100 (Kennlinie von Dämpfungskraft bezüglich Kolbengeschwindigkeit) eine Kennlinie mit einem großen Dämpfungskoeffizienten (Linie X in **Fig. 8**), bis das Klappenventil 3 geöffnet wird, da das Hydrauliköl durch den Schiebespalt des Dämpfungsventils 1 und die Kerbenbohrung 2d hindurchströmt. Wenn das Klappenventil 3 den Ventilsitz 2b verlässt und den Durchgang 10e öffnet, zeigt die Dämpfungskraftkennlinie eine Kennlinie mit sich verringernder Neigung, d. h. sich verringerndem Dämpfungskoeffizienten, wie durch die Linie Y in **Fig. 8** angezeigt wird.

[0086] Wie oben beschrieben wird, bleibt, da das Druckintensivierungsverhältnis bei dem Klappenven-

til 3 kleiner als das Druckintensivierungsverhältnis bei der Scheibe 2 ist und der Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 kleiner als der Ventilöffnungsdruck der Scheibe 2 ist, wenn der durch den Kanal 2a erzeugte Differenzialdruck nicht den Ventilöffnungsdruck, der bewirkt, dass die Scheibe 2 den Basisabschnitt 10a verlässt, erreicht, die Scheibe 2 auf dem Basisabschnitt 10a sitzen. Wenn hingegen das Klappenventil 3 auslenkt, so dass es sich in einem geöffneten Ventilzustand befindet, die Kolbengeschwindigkeit des Stoßdämpfers 100 zunimmt und der durch den Kanal 2a erzeugte Differenzialdruck den Ventilöffnungsdruck, der bewirkt, dass die Scheibe 2 den Basisabschnitt 10a verlässt, erreicht, verlässt auch die Scheibe 2 den Basisabschnitt 10a und öffnet den Durchgang 10e. Dann steht im Vergleich zu dem Fall, in dem sich nur das Klappenventil 3 in dem geöffneten Ventilzustand befindet und der Durchgang 10e nur über den Kanal 2a mit dem Reservoir 108 in Verbindung steht, wenn die Scheibe 2 den Basisabschnitt 10a verlässt, der Durchgang 10e ohne den Kanal 2a direkt mit dem Reservoir 108 in Verbindung, und die Auskehlungsfläche nimmt zu. Somit hat die Dämpfungskraftkennlinie des Stoßdämpfers 100 eine geringere Neigung als wenn sich nur das Klappenventil 3 in dem geöffneten Ventilzustand befindet, wie durch die Linie Z in **Fig. 8** angezeigt wird, d. h., dass der Dämpfungskoeffizient noch geringer ist.

[0087] Dann kann, wenn die Strommenge zu dem Solenoid 40 angepasst wird und der Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 erhöht oder verringert wird, die Dämpfungskraftkennlinie des Stoßdämpfers 100 so geändert werden, dass die Linie Y und die Linie Z in dem durch die gestrichelten Linien in **Fig. 8** angezeigten Bereich nach oben oder nach unten bewegt werden.

[0088] Das Druckintensivierungsverhältnis bei dem Klappenventil 3 kann kleiner als das Druckintensivierungsverhältnis bei der Scheibe 2 sein, wodurch der Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 kleiner als der Ventilöffnungsdruck der Scheibe 2 ist und der Durchgang 10e wird in zwei Stufen entlastet. Somit kann das Dämpfungsventil 1 die Dämpfungskraft zum Zeitpunkt von komplett weich verringern, wodurch der Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 minimiert wird, und kann den variablen Dämpfungskraftbereich vergrößern.

[0089] Somit kann das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform eine geringere Dämpfungskraft ausgeben, wenn die Kolbengeschwindigkeit des Stoßdämpfers 100 in dem Niedriggeschwindigkeitsbereich liegt, und zwar ohne übermäßige Dämpfungskraft, und kann auch die Obergrenze für harte Dämpfungskraft, die angefordert wird, wenn die Kolbengeschwindigkeit in dem Hoch Geschwindigkeitsbereich liegt, erhöhen, ohne

eine unzulängliche Dämpfungskraft zu bewirken. Somit wird durch das Anwenden des Dämpfungsventils 1 bei dem Stoßdämpfer 100 gestattet, dass der variable Dämpfungskraftbereich vergrößert wird und die Fahrqualität bei einem Fahrzeug verbessert wird.

[0090] Es wird angemerkt, dass bei der vorliegenden Ausführungsform des Steuerventils 24 Folgendes umfasst: das Ventilsitzglied 21, das den rohrförmigen zylindrischen Abschnitt 21a mit kleinem Durchmesser, der das Durchgangsloch 21d, das bewirkt, dass die Innenseite und die Außenseite miteinander in Verbindung stehen, umfasst, und den ringförmigen Steuerventilsitz 21f, der an dem Ende des zylindrischen Abschnitts 21a mit kleinem Durchmesser vorgesehen ist, umfasst; und den Steuer Ventilkörper 22, der den Abschnitt 22a mit kleinem Durchmesser, der verschiebbar in den zylindrischen Abschnitt 21a mit kleinem Durchmesser eingeführt ist, den Abschnitt 22b mit großem Durchmesser und die Vertiefung 22c, die zwischen dem Abschnitt 22a mit kleinem Durchmesser und dem Abschnitt 22b mit großem Durchmesser vorgesehen ist und zu dem Durchgangsloch 21d weist, umfasst. Das Ende des Abschnitts 22b mit großem Durchmesser in dem Steuerventilkörper 22 verlässt den Steuerventilsitz 21f und sitzt auf diesem. Somit kann das Steuerventil 24 die Druckaufnahme fläche, wo Druck in die Richtung wirkt, in der der Steuerventilkörper 22 das Ventilsitzglied 21 verlässt, reduzieren und kann die Auskehlungsfläche vergrößern, wenn das Ventil geöffnet ist, während die Druckaufnahme fläche reduziert wird. Bei dieser Konfiguration kann die Druckaufnahme fläche des Steuerventilkörpers 22 dahingehend reduziert werden, die Antriebskraft, die das Solenoid 40 ausgeben sollte, zu reduzieren, und durch Vergrößern der Auskehlungsfläche beim Öffnen des Ventils kann das Ausmaß der Bewegung des Steuerventilkörpers 22 reduziert werden und Überlauf, wenn das Steuerventil 24 übermäßig öffnet, kann reduziert werden.

[0091] Zum Zeitpunkt des Ausfalls wird die Stromzufuhr zu dem Solenoid 40 unterbrochen, das Solenoid 40 umfasst jedoch den ersten beweglichen Eisenkern 45 und den zweiten beweglichen Eisenkern 46 und kann die Antriebskraft durch die Feder 47 an den Steuerventilkörper 22 selbst dann anlegen, wenn kein Strom in dieselbe Richtung wie beim Fließen von Strom fließt. Somit legt das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform durch Bewirken, dass das Solenoid 40 selbst zum Zeitpunkt des Ausfalls eine Antriebskraft ausübt, den Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 auf einen beliebigen voreingestellten Wert fest und gestattet, dass der Stoßdämpfer 100 ausreichend Dämpfungskraft ausübt.

[0092] Es wird angemerkt, dass bei einem allgemeinen Zug-Solenoid, das zum Zeitpunkt des Ausfalls keine Antriebskraft an den Steuerventilkörper 22 anlegen kann, der Druck in der Gegendruckkammer 5 extrem gering ist, der Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 auch extrem gering ist, was zu einer unzulänglichen Dämpfungskraft des Stoßdämpfers führt. Demzufolge wird bei Verwendung solch eines Solenoids die Struktur des Dämpfungsventils kompliziert, beispielsweise ist ein separates Ausfallventil erforderlich, um den Druck in der Gegendruckkammer 5 zum Zeitpunkt des Ausfalls zu erhöhen. Im Gegensatz dazu kann das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform bewirken, dass der Stoßdämpfer 100 eine im Voraus festgelegte Dämpfungskraft zum Zeitpunkt des Ausfalls ausübt, ohne dass die Installation eines separaten Ausfallventils erforderlich ist.

[0093] Bei einem allgemeinen Druck-Solenoid, das zum Zeitpunkt des Ausfalls eine maximale Antriebskraft an den Steuerventilkörper 22 anlegt, ist der Druck in der Gegendruckkammer 5 maximal, der Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 ist auch maximal, was zu einer übermäßigen Dämpfungskraft des Stoßdämpfers führt. Demzufolge wird bei Verwendung solch eines Solenoids die Struktur des Dämpfungsventils kompliziert, beispielsweise ist ein separates Ausfallventil erforderlich, um zum Zeitpunkt des Ausfalls für einen geeigneten Druck in der Gegendruckkammer 5 zu sorgen. Im Gegensatz dazu kann das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform bewirken, dass der Stoßdämpfer 100 eine im Voraus festgelegte Dämpfungskraft zum Zeitpunkt des Ausfalls ausübt, ohne dass die Installation eines separaten Ausfallventils erforderlich ist.

[0094] Das Dämpfungsventil 1 und der Stoßdämpfer 100 funktionieren wie oben beschrieben. Das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform umfasst die Scheibe 2 mit dem Kanal 2a und dem Ventilsitz 2b, der den Kanal 2a umgibt, das Klappenventil 3, das den Kanal 2a dadurch öffnet und schließt, dass es bewirkt, dass die Vorderseite auf dem Ventilsitz 2b sitzt bzw. diesen verlässt, das rohrförmige Gehäuse 4, das auf der Rückseite des Klappenventils 3 vorgesehen ist, den ringförmigen Schieber 6, der an der Rückseite des Klappenventils 3 anliegt und dahingehend verschiebbar in den Innenumfang des Gehäuses 4 eingeführt ist, die Gegendruckkammer 5, die bewirkt, dass der Gegendruck nach innen auf das Klappenventil 3 wirkt, zusammen mit dem Gehäuse 4 zu bilden, den ringförmigen Federstützabschnitt 4g, der sich auf der Rückseite des Klappenventils 3 befindet, zu dem Inneren der Gegendruckkammer 5 weist und einen Außendurchmesser aufweist, der kleiner als der Innendurchmesser des Schiebers 6 ist, und die ringförmige Blattfeder 7, die zwischen einem Ende des Schiebers 6, bei

dem es sich um das gegenüberliegende Ende des Klappenventils handelt, und dem Federstützabschnitt 4g angeordnet ist und den Schieber 6 in eine Richtung zur Anlage an dem Klappenventil 3 drückt.

[0095] Bei dem auf diese Art und Weise konfigurierten Dämpfungsventil 1 ist der Schieber 6 in dem Innenumfang des Gehäuses 4 angeordnet, um zu gestatten, dass der Schieber 6 einen kleineren Innen- und Außendurchmesser aufweist, und die auf den Schieber 6 drückende Blattfeder 7 wird von dem gegenüberliegenden Ende des Klappenventils des Schiebers 6 gestützt, wodurch der Bedarf an einer Bereitstellung des Federsitzes, der die Blattfeder 7 in dem Innenumfang des Schiebers 6 stützt, beseitigt wird. Da das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform die Trägheitsmasse des Schiebers 6 durch Reduzieren des Volumens des Schiebers 6 reduzieren kann, wird die Auswirkung der Trägheit des Schiebers 6 beim Öffnen und Schließen des Klappenventils 3 reduziert, und die Ansprechempfindlichkeit für den Öffnungs- und Schließbetrieb des Klappenventils 3 kann verbessert werden.

[0096] Bei dem Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform weist der Federstützabschnitt 4g zu der Rückseite des Klappenventils 3 und liegt nur an der gegenüberliegenden Seite des Klappenventils des Innenumfangsendes der Blattfeder 7 an. Bei dem auf diese Art und Weise konfigurierten Dämpfungsventil 1 kann, da nur der Innenumfang der Blattfeder 7 auf der gegenüberliegenden Seite des Klappenventils an dem Federstützabschnitt 4g, der zu der Rückseite des Klappenventils 3 weist, anliegt und der Innenumfang der Blattfeder 7 von dem Gehäuse 4 nicht fest gestützt wird, kann das Gesamtauslenkungsmaß der Blattfeder 7 bezüglich des Bewegungsausmaßes des Schiebers 6 reduziert werden, und die scheinbare Federkonstante der Blattfeder 7 kann gering ausfallen. Hier werden in dem Versuch, die Trägheit des Schiebers 6 weiter zu reduzieren, der Innen- und der Außendurchmesser des Schiebers 6 reduziert, jedoch nimmt im Ergebnis die Differenz zwischen dem Innen- und dem Außendurchmesser der Blattfeder 7 ab, die Federkonstante nimmt zu, und der Ventilöffnungsdruck des Klappenventils 3 variiert von Produkt zu Produkt, was zu einer Antinomie führt. Da das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform jedoch die scheinbare Federkonstante der Blattfeder 7 reduzieren kann und die Auswirkung der Blattfeder 7 auf den Öffnungsdruck des Klappenventils 3 reduzieren kann, selbst wenn der Innen- und der Außendurchmesser des Schiebers 6 reduziert werden und die Trägheitsmasse entsprechend reduziert wird, ist es möglich, Variationen bei der Dämpfungskraft zu verhindern. Das bedeutet, dass das auf diese Art und Weise konfigurierte Dämpfungsventil 1 die Trägheitsmasse des Schiebers 6 weiter reduzieren und die Anspre-

chempfindlichkeit für den Öffnungs- und Schließbetrieb des Klappenventils 3 weiter verbessern kann.

[0097] Des Weiteren ist das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform so konfiguriert, dass der Schieber 6 den konischen Abschnitt 6b in dem Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes, bei dem es sich um den Außenumfang eines Endes handelt, umfasst und dass die Blattfeder 7 nur an dem Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes an dem Schieber 6 anliegt. Das auf diese Art und Weise konfigurierten Dämpfungsventil 1 kann den Stützdurchmesser der Blattfeder 7 an der Außenumfangsseite erhöhen und kann das Durchfederungsausmaß der Blattfeder 7 reduzieren. Somit kann durch Vorsehen des konischen Abschnitts 6b auf diese Art und Weise in dem Außenumfangsabschnitt 6a des ersten Endes des Schiebers 6 die scheinbare Federkonstante der Blattfeder 7 reduziert werden. Somit kann durch das auf diese Art und Weise konfigurierten Dämpfungsventil 1 die Trägheitsmasse des Schiebers 6 weiter reduziert und die Ansprechempfindlichkeit für den Öffnungs- und Schließbetrieb des Klappenventils 3 weiter verbessert werden, wie in dem Fall, in dem der Innenumfang der Blattfeder 7 nicht fest gestützt wird, wie oben beschrieben wird.

[0098] Darüber hinaus ist das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform so konfiguriert, dass der Schieber 6 den konischen Abschnitt 6d in dem Außenumfangsabschnitt 6c des zweiten Endes, bei dem es sich um den Außenumfangsabschnitt an dem zweiten Ende, das das Ende auf der Klappenventilseite ist, handelt, umfasst und dass das Klappenventil 3 nur an dem Außenumfangsabschnitt 6c des zweiten Endes des Schiebers 6 anliegt. Durch das auf diese Art und Weise konfigurierten Dämpfungsventil 1 wird ein höherer Grad an Flexibilität bei der Auswahl der Anzahl an ringförmigen Platten und des Durchmessers des Klappenventils 3 gestattet, da der Schieber 6 dank des konischen Abschnitts 6d des Schiebers 6 nicht störend auf das Klappenventil 3 einwirkt, selbst wenn das Klappenventil 3 auslenkt.

[0099] Das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform umfasst den Vorsteuerdurchgang 23, der bewirkt, dass das Innere der Gegendruckkammer 5 mit der stromaufwärtigen Seite des Kanals 2a in Verbindung steht, und das Steuerventil 24, das den Druck in der Gegendruckkammer 5 steuert. Das auf diese Art und Weise konfigurierten Dämpfungsventil 1 kann die Dämpfungskraft des Stoßdämpfers 100 durch Anpassen des Drucks in der Gegendruckkammer 5 mit dem Steuerventil 24 und Ändern des Ventilöffnungsdrucks des Klappenventils 3 anpassen. Bei dieser Ausführungsform ist die Bohrung 10d dahingehend in dem Vorsteuerdurchgang 23 vorgesehen, den Druck in dem Durchgang 10e zu reduzieren und den Druck in die Gegendruckkammer

5 einzuleiten, jedoch können zusätzlich zu der Bohrung andere Ventile, wie z. B. eine Drossel, zur Reduzierung des Drucks verwendet werden.

[0100] Es wird angemerkt, dass das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform den Druck in der Gegendruckkammer 5 mit dem Solenoid 40 dahingehend steuert, den Ventilöffnungsdruck der Scheibe 2 und des Klappenventils 3 zu steuern. Selbst wenn jedoch das Solenoid 40 nicht den Ventilöffnungsdruck des Steuerventils 24 steuert und das Steuerventil 24 nicht den Druck der Gegendruckkammer 5 als ein passives Drucksteuerventil steuert, kann dafür gesorgt werden, dass das Druckintensivierungsverhältnis bei dem Klappenventil 3 kleiner als das Druckintensivierungsverhältnis bei der Scheibe 2 ist. Somit kann die Dämpfungskennlinie in zwei Stufen geändert werden, eine geringe Dämpfungskraft kann ohne übermäßige Dämpfungskraft ausgegeben werden, wenn die Kolbengeschwindigkeit in einem Niedriggeschwindigkeitsbereich liegt, eine große Dämpfungskraft kann ausgegeben werden, wenn die Kolbengeschwindigkeit einen Hochgeschwindigkeitsbereich erreicht, und unzulängliche Dämpfungskraft kann behoben werden.

[0101] Des Weiteren kann, da die Scheibe 2 in einem schwimmenden Zustand bezüglich des Ventilhalteglieds 10 gestapelt ist, der Durchgang 10e weit geöffnet werden, und der Dämpfungskoeffizient, wenn das Ventil der Scheibe 2 geöffnet ist, kann reduziert werden, wodurch die Dämpfungskraftsteuerung durch das Solenoid 40 stark erleichtert wird. Da das Klappenventil 3 ein ringförmiges Klappenventil ist, wobei der Innenumfang an dem Ventilhalteglied 10 fixiert ist und der Außenumfang den Ventilsitz 2b verlässt bzw. darauf sitzt, wird, selbst wenn die Scheibe 2 vorgesehen ist und die Dämpfungskraft in zwei Stufen geändert wird, nachdem das Klappenventil 3 auf die Scheibe 2 drückt und die Scheibe 2 den Durchgang 10e freigibt, das Zurückkehren in eine Position zum Sitzen auf dem Basisabschnitt 10a unterstützt. Also gibt es keine Verzögerung beim Schließen des Durchgangs 10e, wenn die Ausdehnungs- und Zusammenziehrichtung des Stoßdämpfers 100 gewechselt wird, und die Ansprechempfindlichkeit bei der Dämpfungskrafterzeugung wird nicht beeinträchtigt.

[0102] Der Stoßdämpfer 100 der vorliegenden Ausführungsform umfasst den Zylinder 101, den Kolben 102, der beweglich in den Zylinder 101 eingeführt ist und den Zylinder 101 in die ausfederungsseitige Kammer 104 und die einfederungsseitige Kammer 105, die mit Flüssigkeit gefüllt sind, unterteilt, die Stange 103, die mit dem Kolben 102 verbunden ist, das Reservoir 108, das die Flüssigkeit speichert, den Saugkanal 110, der nur das Strömen von Hydrauliköl von dem Reservoir 108 zu der einfederungsseitigen Kammer 105 gestattet, den Rektifizierungsdurch-

gang 111, der nur das Strömen von Hydrauliköl von der einfederungsseitigen Kammer 105 zu der ausfederungsseitigen Kammer 104 gestattet, den Auslassdurchgang 106, der bewirkt, dass die ausfederungsseitige Kammer 104 mit dem Reservoir 108 in Verbindung steht, und das Dämpfungsventil 1, das in dem Auslassdurchgang 106 vorgesehen ist, wobei die ausfederungsseitige Kammer 104 stromaufwärts des Kanals 2a ist und das Reservoir 108 stromabwärts des Kanals 2a ist.

[0103] Der auf diese Art und Weise konfigurierten Stoßdämpfer 100 ist als ein Gleichstrom-Stoßdämpfer konfiguriert, bei dem Flüssigkeit bei Ausdehnen und oder Zusammenziehen stets von innerhalb des Zylinders 101 durch den Auslassdurchgang 106 an das Reservoir 108 ausgelassen wird, und ein reagierendes Dämpfungsventil 1 stellt Widerstand gegenüber dem Fluidstrom bereit, wodurch die Ansprechempfindlichkeit bei der Dämpfungskrafterzeugung verbessert wird.

[0104] Es wird angemerkt, dass bei einer derartigen Anwendung bei dem Gleichstrom-Stoßdämpfer 100 das Dämpfungsventil 1 die Ansprechempfindlichkeit bei der Dämpfungskrafterzeugung unabhängig von der Ausdehnungs- oder Zusammenziehrichtung des Stoßdämpfers 100 verbessert werden kann, kann jedoch auch bei einem bidirektionalen Stoßdämpfer angewendet werden. Der bidirektionale Stoßdämpfer umfasst einen Einrohr-Stoßdämpfer mit einer Luftkammer in dem Zylinder und einen Doppelrohr-Stoßdämpfer mit einem Reservoir außerhalb des Zylinders. Bei dem Einrohr-Stoßdämpfer umfasst der Kolben einen ausfederungsseitigen Durchgang, der das Strömen von Flüssigkeit von einer ausfederungsseitigen Kammer zu einer einfederungsseitigen Kammer gestattet, und einen einfederungsseitigen Durchgang, der das Strömen von Flüssigkeit von der einfederungsseitigen Kammer zu der ausfederungsseitigen Kammer gestattet. Bei dem Doppelrohr-Stoßdämpfer umfasst der Kolben zusätzlich zu diesen ausfederungsseitigen Durchgang und dem einfederungsseitigen Durchgang einen Saugdurchgang, der das Strömen von Flüssigkeit von einem außerhalb des Zylinders angeordneten Reservoir zu der einfederungsseitigen Kammer gestattet, und einen Auslassdurchgang, der das Strömen von Flüssigkeit von der einfederungsseitigen Kammer zu dem Reservoir gestattet. Das Dämpfungsventil 1, das das Solenoid 40 umfasst, kann in dem ausfederungsseitigen Durchgang, dem einfederungsseitigen Durchgang oder in dem Auslassdurchgang installiert werden. Der Stoßdämpfer, der das Dämpfungsventil 1 auf diese Art und Weise umfasst, kann die Höhe der erzeugten Dämpfungskraft durch Ändern der dem Solenoid 40 zugeführten Strommenge anpassen, und kann die Ansprechempfindlichkeit bei der Dämpfungskrafterzeugung verbessern.

[0105] Das Dämpfungsventil 1 der vorliegenden Ausführungsform ändert die Dämpfungskraft in zwei Schritten, indem das Klappenventil 3 den Kanal 2a der Scheibe 2 öffnet und schließt, wodurch der in dem Basisabschnitt 10a des Ventilhalteglieds 10 vorgesehene Durchgang 10e geöffnet und geschlossen wird. Wenn es jedoch keiner Änderung der Dämpfungskraft in zwei Schritten bedarf, kann die folgende Struktur angewendet werden, bei der die Scheibe 2 weggelassen ist und der Basisabschnitt 10a des Ventilhalteglieds 10 als die Scheibe verwendet wird, der Durchgang 10e des Basisabschnitts 10a als der Kanal verwendet wird, der Basisabschnitt 10a mit einem Ventilsitz versehen ist, der den Durchgang 10e umgibt, und der Durchgang 10e durch das Klappenventil 3 geöffnet und geschlossen wird.

[0106] Obgleich die bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung um genauer beschrieben wurde, sind trotzdem Modifikationen, Variationen und Änderungen möglich, ohne den Schutzzumfang der Ansprüche zu verlassen.

[0107] Die vorliegende Anmeldung beansprucht die Priorität der am 29. September 2020 beim japanischen Patentamt eingereichten japanischen Patentanmeldung Nr. 2020-163068, und auf die Inhalte dieser Anmeldung wird in ihrer Gesamtheit in der vorliegenden Beschreibung Bezug genommen.

ZITATE ENTHALTEN IN DER BESCHREIBUNG

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

Zitierte Patentliteratur

- JP 2014 [0002]
- JP 173714 A [0002]
- JP 2014173714 A [0006]
- JP 2020163068 [0107]

Patentansprüche

1. Dämpfungsventil, das Folgendes umfasst:
 eine Scheibe mit einem Kanal und einem Ventilsitz, der den Kanal umgibt;
 ein Klappenventil, das den Kanal öffnet und schließt, indem es bewirkt, dass die Vorderseite auf dem Ventilsitz sitzt bzw. diesen verlässt;
 ein rohrförmiges Gehäuse, das an der Rückseite des Klappenventils vorgesehen ist;
 einen ringförmigen Schieber, der an der Rückseite des Klappenventils anliegt und dahingehend verschiebbar in den Innenumfang des Gehäuses eingeführt ist, eine Gegendruckkammer, die bewirkt, dass der Gegendruck nach innen auf das Klappenventil wirkt, zusammen mit dem Gehäuse zu bilden;
 einen ringförmigen Federstützabschnitt, der sich auf der Rückseite des Klappenventils befindet, zu dem Inneren der Gegendruckkammer weist und einen Außendurchmesser aufweist, der kleiner als der Innendurchmesser des Schiebers ist; und
 eine ringförmige Blattfeder, die zwischen einem Ende des Schiebers, bei dem es sich um das gegenüberliegende Ende des Klappenventils handelt, und dem Federstützabschnitt angeordnet ist und den Schieber in eine Richtung zur Anlage an dem Klappenventil drückt.

2. Dämpfungsventil nach Anspruch 1, wobei der Federstützabschnitt zu der Rückseite des Klappenventils weist und nur an der gegenüberliegenden Seite des Klappenventils eines Innenumfangsendes der Blattfeder anliegt.

3. Dämpfungsventil nach Anspruch 1, wobei der Schieber einen konischen Abschnitt in einem Außenumfangsabschnitt des ersten Endes, bei dem es sich um einen Außenumfangsabschnitt des einen Endes handelt, umfasst, und die Blattfeder nur an dem Außenumfangsabschnitt des ersten Endes an dem Schieber anliegt.

4. Dämpfungsventil nach Anspruch 1, wobei der Schieber einen konischen Abschnitt in einem Außenumfangsabschnitt des zweiten Endes, bei dem es sich um einen Außenumfangsabschnitt an einem zweiten Ende, das ein Ende auf der Klappenventilseite ist, handelt, umfasst, und das Klappenventil nur an dem Außenumfangsabschnitt des zweiten Endes des Schiebers anliegt.

5. Dämpfungsventil nach Anspruch 1, das ferner Folgendes umfasst:
 einen Vorsteuerdurchgang, der bewirkt, dass das Innere der Gegendruckkammer mit der stromaufwärtigen Seite des Kanals in Verbindung steht, und ein Steuerventil, das den Druck in der Gegendruckkammer steuert.

6. Stoßdämpfer, der Folgendes umfasst:
 einen Zylinder;
 einen Kolben, der beweglich in den Zylinder eingeführt ist und den Zylinder in eine ausfederungsseitige Kammer und eine einfederungsseitige Kammer, die mit Flüssigkeit gefüllt sind, unterteilt;
 eine Stange, die mit dem Kolben verbunden ist;
 ein Reservoir, das die Flüssigkeit speichert;
 einen Rektifizierungsdurchgang, der lediglich das Strömen der Flüssigkeit von der einfederungsseitigen Kammer zu der ausfederungsseitigen Kammer gestattet;
 einen Saugdurchgang, der lediglich das Strömen der Flüssigkeit aus dem Reservoir zu der einfederungsseitigen Kammer gestattet;
 einen Auslassdurchgang, der für eine Verbindung der ausfederungsseitigen Kammer mit dem Reservoir sorgt; und
 das Dämpfungsventil nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
 das in dem Auslassdurchgang vorgesehen ist, wobei die ausfederungsseitige Kammer stromaufwärts des Kanals ist und das Reservoir stromabwärts des Kanals ist.

Es folgen 8 Seiten Zeichnungen

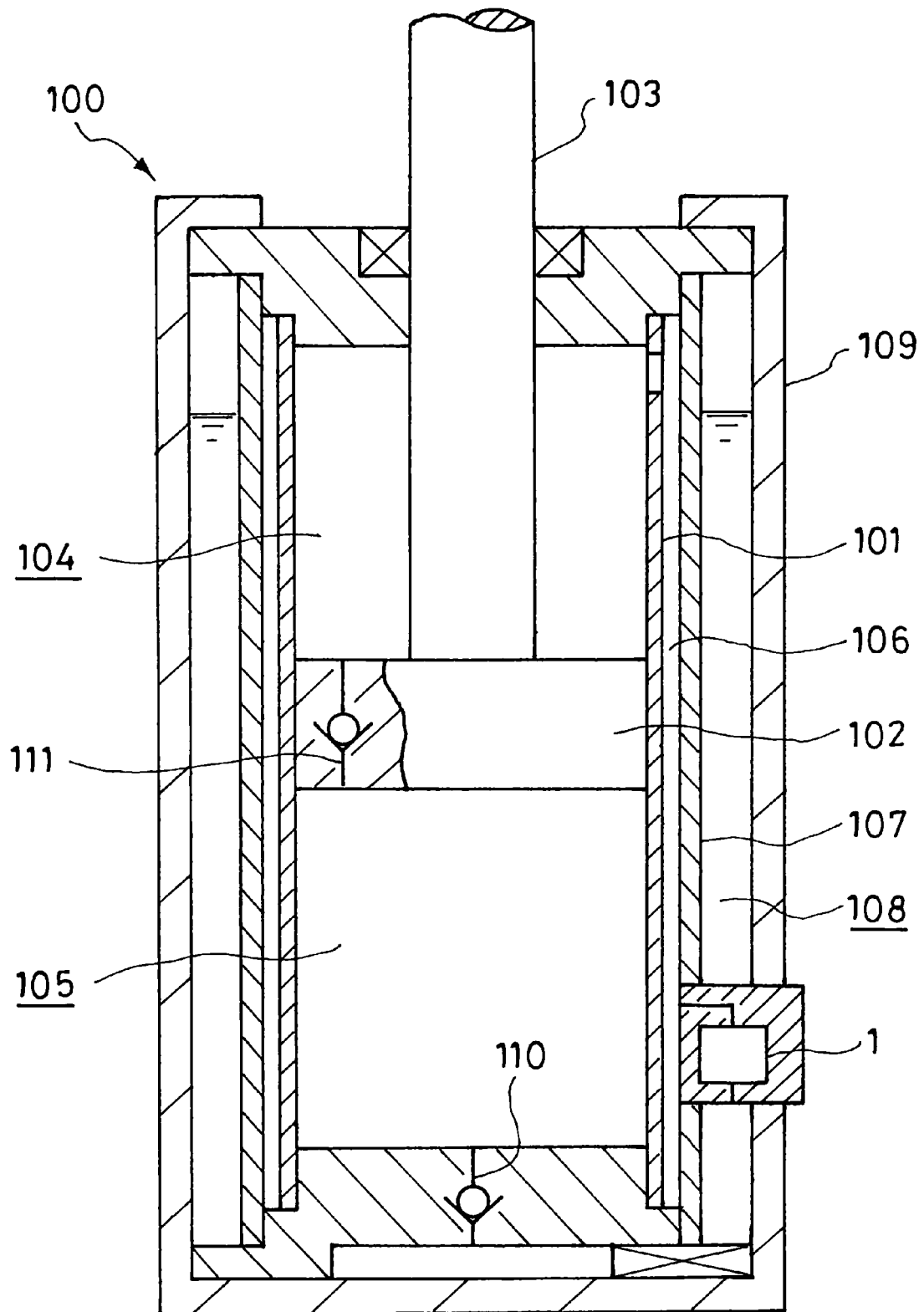


Fig.2

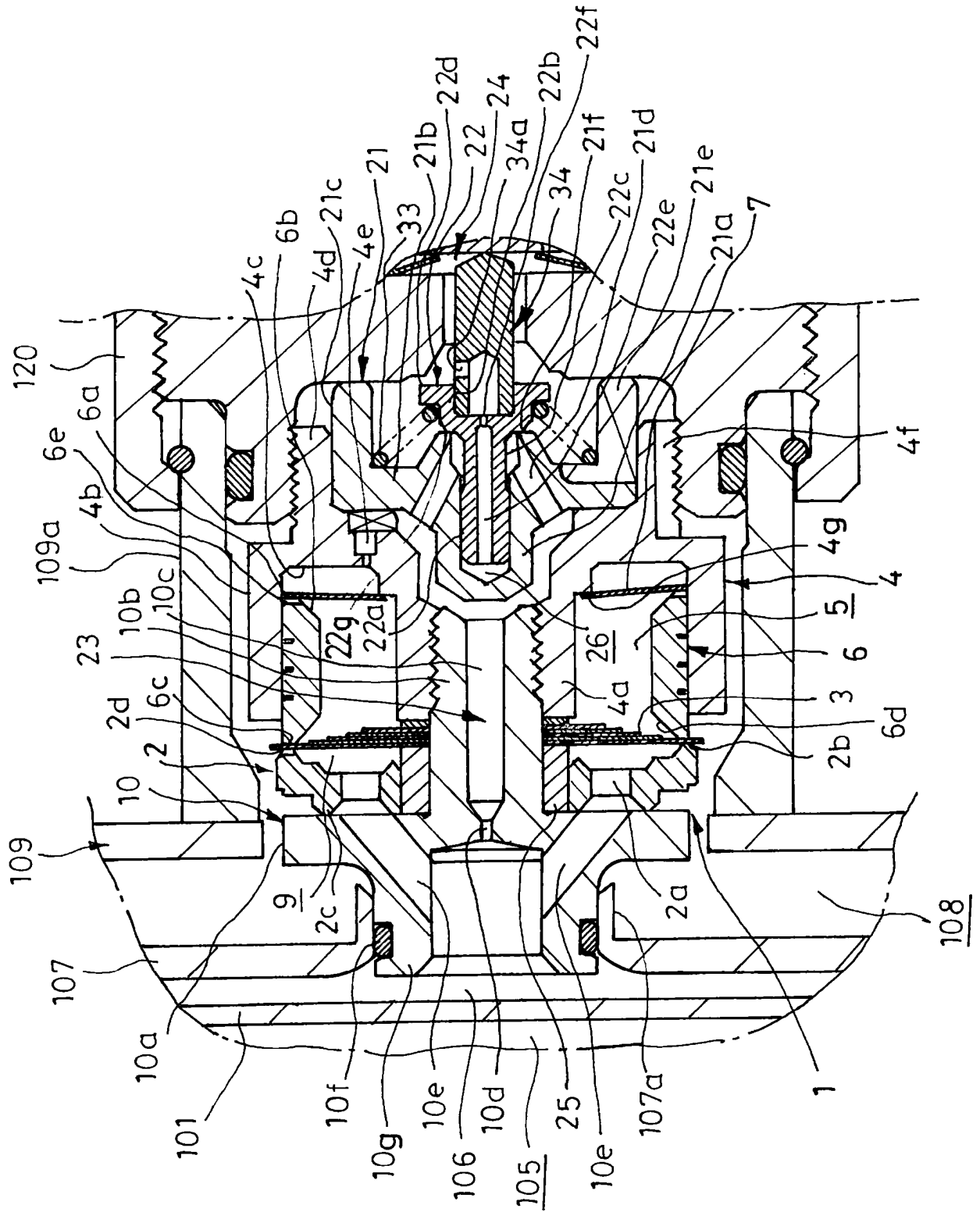


Fig.3

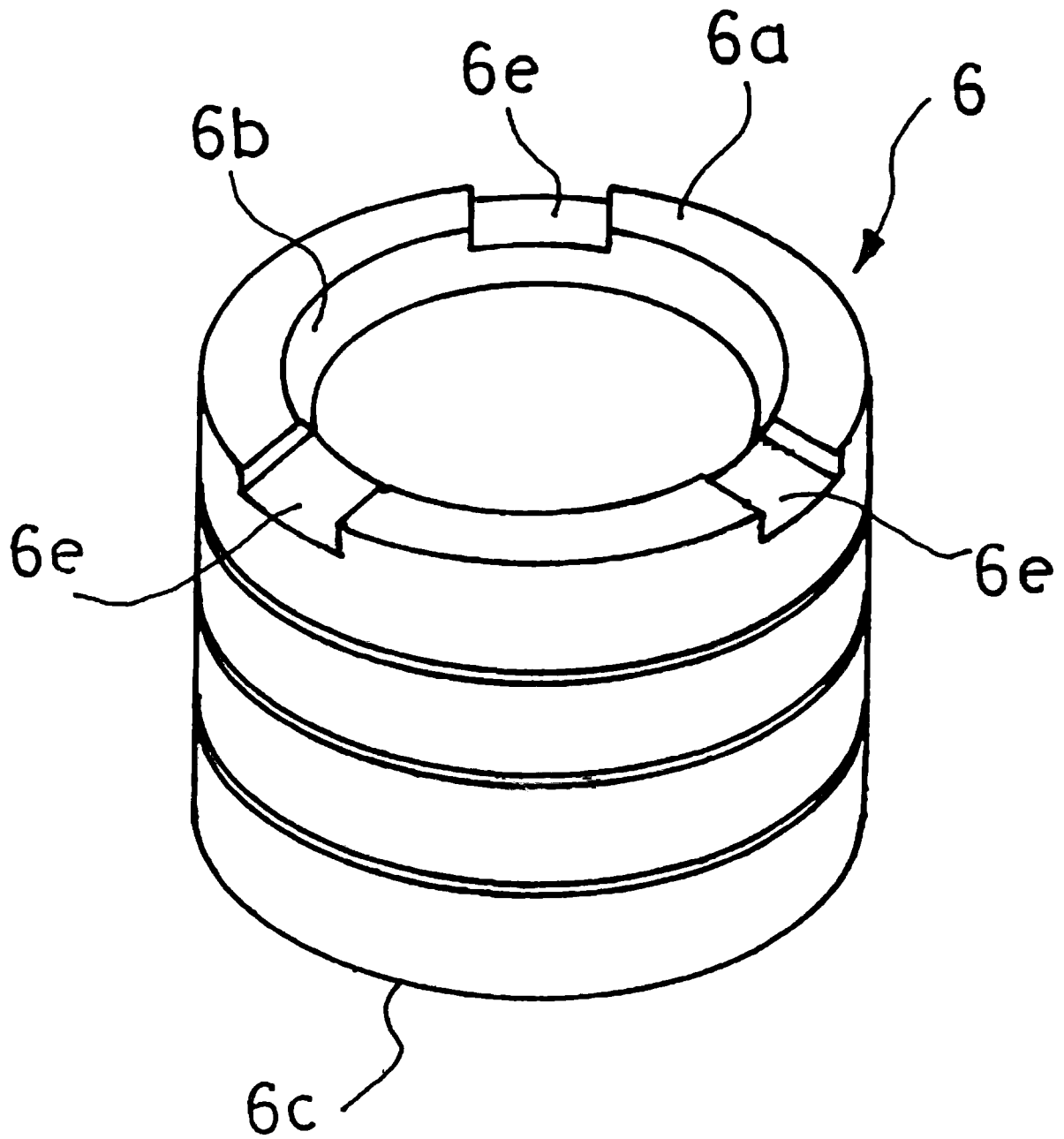


Fig.4

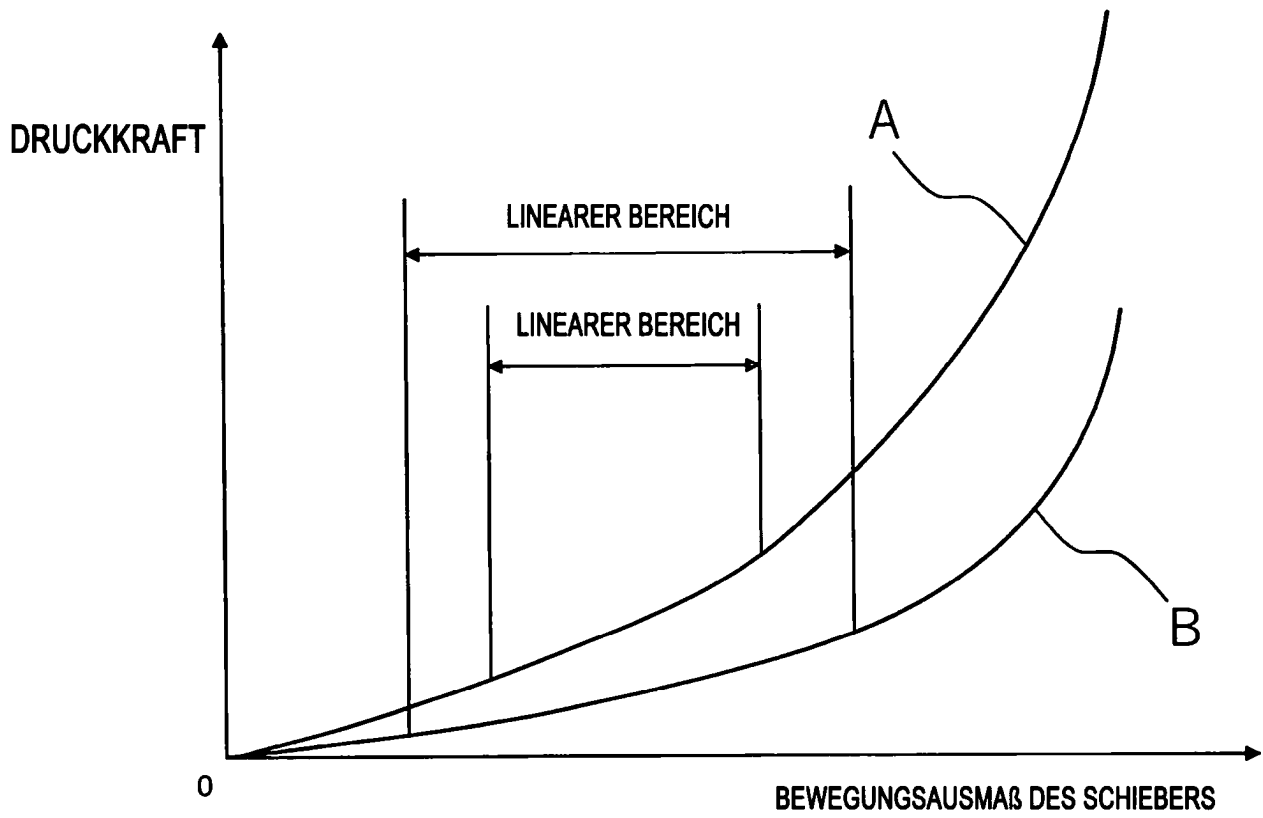


Fig.5

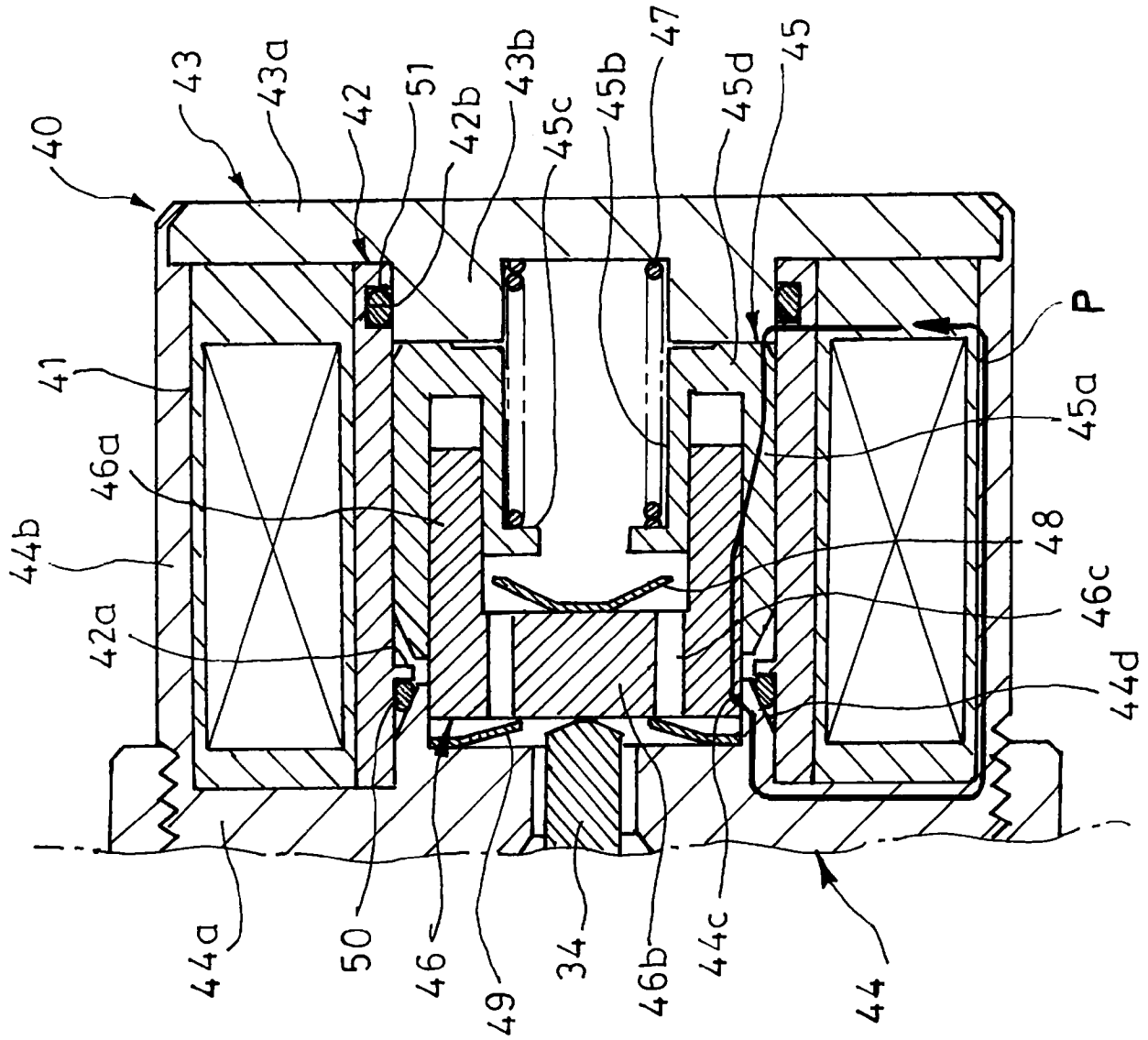


Fig.6

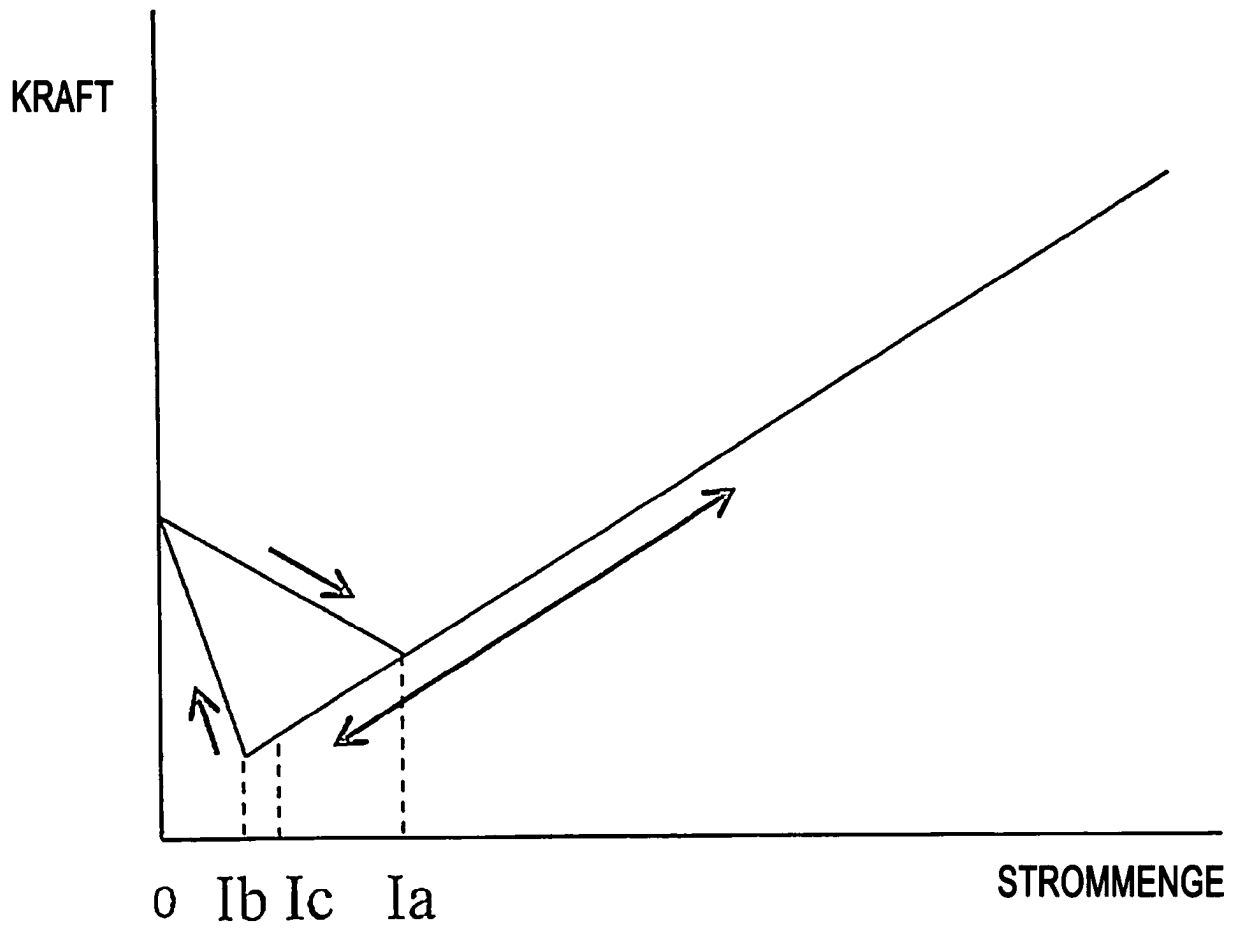


Fig.7

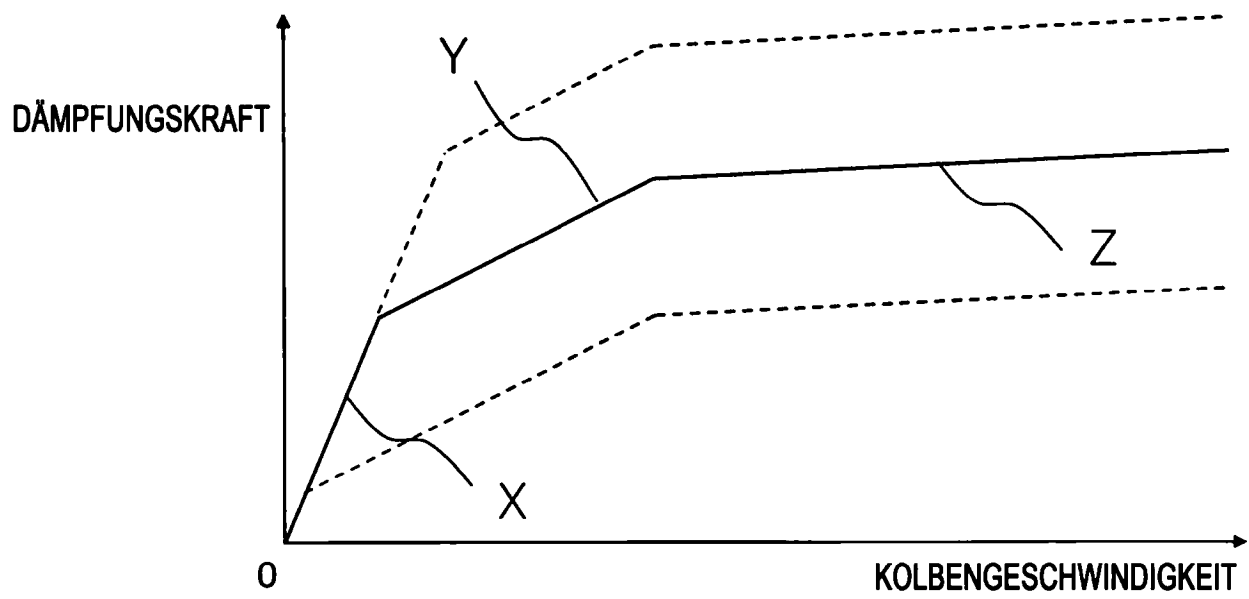


Fig.8