

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3988092号
(P3988092)

(45) 発行日 平成19年10月10日(2007.10.10)

(24) 登録日 平成19年7月27日(2007.7.27)

(51) Int.C1.

F 1

F 1 6 F 9/46 (2006.01)

F 1 6 F 9/46

請求項の数 1 (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願平9-62196
 (22) 出願日 平成9年2月28日(1997.2.28)
 (65) 公開番号 特開平10-246271
 (43) 公開日 平成10年9月14日(1998.9.14)
 審査請求日 平成15年3月27日(2003.3.27)

(73) 特許権者 000005108
 株式会社日立製作所
 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
 (74) 代理人 100068618
 弁理士 索 経夫
 (74) 代理人 100093193
 弁理士 中村 壽夫
 (74) 代理人 100104145
 弁理士 宮崎 嘉夫
 (72) 発明者 根津 隆
 神奈川県川崎市川崎区富士見1丁目6番3
 号 トキコ株式会社内
 審査官 島田 信一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】減衰力調整式油圧緩衝器

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

油液が封入されたシリンダと、該シリンダ内に摺動可能に嵌装されたピストンと、一端が該ピストンに連結され他端が前記シリンダの外部まで延ばされたピストンロッドと、前記ピストンの摺動によって油液を流通させる主通路と、前記主通路に設けられ、該主通路の流路面積を調整する主減衰弁と、該主減衰弁の弁体の背面部に設けられ該弁体の閉弁方向に内圧を作用させるパイロット室と、該パイロット室と接続される通路の流路面積を調整することによりパイロット室の内圧を調整する可変オリフィスとを備えてなる減衰力調整式油圧緩衝器において、

前記主減衰弁は、環状に突設された弁座と、該弁座に着座する円板状の弁体とを備え、前記弁体の外周部が前記弁座側へ延出されて該弁座の外周部との間に隙間を形成する円筒状の案内部が形成されており、前記弁体の開弁時における前記弁座と弁体との間を通過して生じる油液の噴流を前記弁座の外周部と前記案内部との間の隙間に向けて噴出させて、噴流の向きを前記弁体の開弁方向とは反対方向としたことを特徴とする減衰力調整式油圧緩衝器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車および鉄道車両等の車両の懸架装置等に装着される減衰力調整式油圧緩衝器に関するものである。

【0002】

自動車および鉄道車両等の車両の懸架装置に装着される油圧緩衝器には、路面状況、走行状況等に応じて乗り心地や操縦安定性を向上させるために減衰力を適宜調整できるようにした減衰力調整式油圧緩衝器がある。

【0003】

減衰力調整式油圧緩衝器は、一般に、油液を封入したシリンダ内にピストンロッドを連結したピストンを摺動可能に嵌装してシリンダ内を2室に画成し、ピストン部にシリンダ内の2室を連通させる主油液通路およびバイパス通路を設け、主油液通路には、オリフィスおよびディスクバルブからなる減衰力発生機構を設け、バイパス通路には、その通路面積を調整する減衰力調整弁を設けた構成となっている。なお、シリンダ内の一方の室には、ピストンロッドの伸縮にともなうシリンダ内の容積変化をガスの圧縮、膨張によって補償するリザーバがベースバルブを介して接続されている。10

【0004】

この構成により、減衰力調整弁によって、バイパス通路を開いて、シリンダ内の2室間の油液の流通抵抗を小さくすることにより減衰力を小さくし、また、バイパス通路を閉じて2室間の流通抵抗を大きくすることにより、減衰力を大きくすることができる。このように、減衰力調整弁の開閉により減衰力特性を適宜調整することができる。

【0005】

しかしながら、上記のようにバイパス通路の通路面積によって減衰力を調整するものでは、ピストン速度の低速域においては、減衰力は油液通路のオリフィスに依存するので減衰力特性を大きく変化させることができるが、ピストン速度の中高速域においては、減衰力が主油液通路の減衰力発生機構（ディスクバルブ）に依存するため、減衰力特性を大きく変化させることができない。20

【0006】

そこで、従来、例えば実開昭62-155242号公報に記載されているように、ピストン部に設けられた主油液通路の減衰力発生機構であるディスクバルブの背部にパイロット室を形成し、このパイロット室を固定オリフィスを介してディスクバルブの上流側のシリンダ室に連通させ、また、可変オリフィスを介してディスクバルブの下流側のシリンダ室に連通させたものが知られている。

【0007】

この減衰力調整式油圧緩衝器によれば、可変オリフィスを開閉することにより、シリンダ内の2室間の通路面積を調整するとともに、可変オリフィスで生じる圧力損失によってパイロット室の圧力を変化させてディスクバルブの開弁圧力を調整することができる。このようにして、オリフィス特性（減衰力がピストン速度の2乗にほぼ比例する）およびバルブ特性（減衰力がピストン速度にほぼ比例する）を同時に調整することができ、減衰力特性の調整範囲を広くすることができる。30

【0008】**【発明が解決しようとする課題】**

しかしながら、上記公報記載の減衰力調整式油圧緩衝器では、次のような問題がある。この種の減衰力調整式油圧緩衝器では、ディスクバルブの開弁圧力は、そのばね力と、可変オリフィスによって調整されるパイロット室の圧力による閉弁方向の荷重との合計によって決定される。よって、可変オリフィスの流路面積を小さくして減衰力をハード側に調整した場合、パイロット室の圧力が高くなる分、図7に示すように、ディスクバルブaの開度が小さくなり、弁座bとの隙間が小さくなるので、この隙間を通過する油液は、流速が高められて噴流cとなる。これにより、ディスクバルブaと弁座bとの隙間の静圧が低下し、ディスクバルブaに閉弁方向の力が作用して減衰力が増大するので、特にピストン速度の高速域において、図8中に破線で示すように、ハード特性時のディスクバルブの開弁後の減衰力特性の傾きが過度に大きくなってしまうという問題を生じる。40

【0009】

このとき、噴流cによってディスクバルブaに作用する閉弁方向の力Fは、次式によって

50

表される。

$$F = - Q v \cdot \cos \theta \quad \dots \quad 1$$

: 油液の密度

Q : 流量

v : 流速

: ディスクバルブの軸方向に対する噴流の噴出角度

ここで、 $F < 0$ であれば、その力 F は閉弁方向に作用し、 $F > 0$ であればその力 F は開弁方向に作用する。図 7 に示す例では、噴流 c の噴出方向は、ディスクバルブ a の軸方向に対して $\theta < 90^\circ$ であり、 $\cos \theta > 0$ となる。すなわち、 $F < 0$ となる。) をもつため、ディスクバルブ a には噴流 c による閉弁方向の力が作用して、開弁しにくくなる。

【0010】

本発明は、上記の点に鑑みてなされたものであり、減衰力の調整範囲が広く、しかも、適切な減衰力特性を得ることができる減衰力調整式油圧緩衝器を提供することを目的とする。

【0011】

【課題を解決するための手段】

上記の課題を解決するために、本発明は、油液が封入されたシリンダと、該シリンダ内に摺動可能に嵌装されたピストンと、一端が該ピストンに連結され他端が前記シリンダの外部まで延ばされたピストンロッドと、前記ピストンの摺動によって油液を流通させる主通路と、前記主通路に設けられ、該主通路の流路面積を調整する主減衰弁と、該主減衰弁の弁体の背面部に設けられ該弁体の閉弁方向に内圧を作用させるパイロット室と、該パイロット室と接続される通路の流路面積を調整することによりパイロット室の内圧を調整する可変オリフィスとを備えてなる減衰力調整式油圧緩衝器において、

前記主減衰弁は、環状に突設された弁座と、該弁座に着座する円板状の弁体とを備え、前記弁体の外周部が前記弁座側へ延出されて該弁座の外周部との間に隙間を形成する円筒状の案内部が形成されており、前記弁体の開弁時における前記弁座と弁体との間を通過して生じる油液の噴流を前記弁座の外周部と前記案内部との間の隙間に向けて噴出させて、噴流の向きを前記弁体の開弁方向とは反対方向としたことを特徴とする。

【0012】

このように構成したことにより、ピストンロッドのストロークにともなうピストンの移動によって主通路、通路に生じる油液の流動を主減衰弁、固定オリフィスおよび可変オリフィスによって制御して減衰力を発生させる。ピストン速度が小さく、主減衰弁の開弁前は、固定オリフィスおよび可変オリフィスの流路面積に応じて減衰力が発生し、ピストン速度が大きくなつて主減衰弁が開弁すると、その開度に応じて減衰力が発生する。可変オリフィスの流路面積を調整することにより、通路の流路面積を直接調整するとともに、パイロット室の圧力を変化させて主減衰弁の開弁特性を調整する。主減衰弁の開弁時における油液の噴流は、弁体の案内部と弁座との隙間に向かって、弁座の外周部に沿うような噴出角度をもつて噴出される。

【0013】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0014】

本発明の第 1 実施形態について図 1 ないし図 4 を参照して説明する。図 2 に示すように、第 1 実施形態の減衰力調整式油圧緩衝器 1 は、シリンダ 2 の外側に外筒 3 が設けられた二重筒構造になっており、シリンダ 2 と外筒 3 との間に環状のリザーバ 4 が形成されている。シリンダ 2 内には、ピストン 5 が摺動可能に嵌装されており、このピストン 5 によってシリンダ 2 内がシリンダ上室 2a とシリンダ下室 2b との 2 つのシリンダ室に画成されている。ピストン 5 には、ピストンロッド 6 の一端がナット 7 によって連結されており、ピストンロッド 6 の他端側は、シリンダ上室 2a を通り、シリンダ 2 および外筒 3 の上端部に装着

10

20

30

40

50

されたロッドガイド8およびシール部材9に挿通されてシリンダ2の外部へ延出されている。シリンダ2の下端部には、シリンダ下室2bとリザーバ4とを区画するベースバルブ10が設けられている。そして、シリンダ2内には油液が封入されており、リザーバ4内には油液およびガスが封入されている。

【0015】

ピストン5には、シリンダ上下室2a, 2b間を連通させる油路11およびこの油路11のシリンダ下室2b側からシリンダ上室2a側への油液の流通を許容する逆止弁12が設けられている。また、ベースバルブ10には、シリンダ下室2bとリザーバ4とを連通させる油路13およびこの油路13のリザーバ4側からシリンダ下室2b側への油液の流通を許容する逆止弁14が設けられている。

10

【0016】

シリンダ2の中央部外周には、略円筒状の通路部材15が嵌合されている。シリンダ2の上部外周には、アップチューブ16が嵌合されて通路部材15に結合されており、シリンダ2との間に環状油路17を形成している。環状油路17は、シリンダ2の上端部付近の側壁に設けられた油路18を介してシリンダ上室2aに連通されている。また、シリンダ2の下部外周には、ロワチューブ19が嵌合されて通路部材15に結合されており、シリンダ2との間に環状油路20を形成している。環状油路20は、シリンダ2の下端部付近の側壁に設けられた油路21を介してシリンダ下室2bに連通されている。

【0017】

外筒3には、通路部材15に対向させて接続プレート22が取付けられている。接続プレート22および通路部材15には、環状油路17, 20にそれぞれ連通する接続管23, 24が挿通、嵌合されている。また、接続プレート22には、リザーバ4に連通する接続孔25が設けられている。そして、接続プレート22には、減衰力発生機構26が取付けられている。

20

【0018】

図1に詳細に示すように、減衰力発生機構26は、有底筒状のケース27内に、2つの有底筒状のバルブ部材28, 29が嵌合され、ケース27の開口部に比例ソレノイドアクチュエータ30(以下、アクチュエータ30という)が螺着されて、ケース27内がバルブ部材28, 29によって3つの油室27a, 27b, 27cに区画されている。バルブ部材28, 29は、その開口部に、それぞれ環状の固定部材31, 32を嵌合させ、アクチュエータ30に螺着された略円筒状のガイド部材33を挿通させて、その先端部にナット34を螺着させ、これらと共に固定されている。ケース27の側壁には、油室27a, 27b, 27cと接続管23, 24および接続孔25とをそれぞれ連通させる油路35, 36, 37が設けられている。

30

【0019】

バルブ部材28, 29の底部には、それぞれ周方向に沿って配置された複数(2つのみ図示する)の油路38, 39が軸方向に貫通されている。バルブ部材28, 29の底部の外側の端部には、それぞれ油室27a, 27b側から油路38, 39側への油液の流動を制御して減衰力を発生させる切欠(オリフィス)40a, 41aを有する副ディスクバルブ40, 41が設けられている。副ディスクバルブ40, 41は、内周側が開弁するようになっている。副ディスクバルブ40, 41は、ピストン速度の低速域、すなわち、オリフィス特性域において、適切な減衰力を得るためのものである

40

【0020】

また、バルブ部材28, 29の底部の内側には、それぞれ油路38, 39の内周側に環状の内側シール部42, 43が突設され、油路38, 39の外周側に環状の弁座44, 45が突設され、さらに、その外周側のバルブ部材28, 29の側壁近傍に環状の外側シール部46, 47が突設されている。弁座44, 45と外側シール部46, 47との間には、環状溝部48, 49が形成され、環状溝部48, 49は、それぞれバルブ部材28, 29に設けられた油路50, 51を介して油室27b, 27cに連通されている。

【0021】

弁座44, 45には、それぞれ環状のディスクバルブ52, 53(弁体)の一端面の外周部が着座され、ディスクバルブ52, 53の他端面の内周部に、環状のシールディスク54, 55の内周部

50

が液密的に当接され、シールディスク54, 55の外周部がスペーサリング56, 57を介して外側シール部46, 47に液密的に当接されている。さらに、内周部が内側シール部42, 43にスペーサリング58, 59を介して固定された円板状の板ばね60, 61の外周部がシールディスク54, 55の内周部に液密的に当接されており、板ばね60, 61のばね力によって、ディスクバルブ52, 53およびシールディスク54, 55が弁座44, 45側に押圧されている。そして、バルブ部材28, 29内の固定部材31, 32とシールリング54, 55および板ばね60, 61との間に、それぞれパイロット室62, 63が形成されている。

【0022】

そして、弁座44, 45、ディスクバルブ52, 53、シールディスク54, 55、板ばね60, 61およびパイロット室62, 63によって、それぞれ伸び側および縮み側主減衰弁A₁, A₂が構成されており、ディスクバルブ52, 53の背部に設けられたパイロット室62, 63の内圧がディスクバルブ52, 53の閉弁方向に作用するようになっている。10

【0023】

図3に詳細に示すように、ディスクバルブ52, 53は、それぞれ外周部がバルブ部材28, 29側に延出されて円筒状の案内部64, 65が形成されており、案内部64, 65の内周面と弁座44, 45の外周面との間に隙間が形成されている。案内部64, 65の内周面は、テーパ状に形成されており、弁座44, 45の外周部の面取部66, 67と協働して、図4に示すように、ディスクバルブ52, 53の開弁時における油液の噴流を弁座44, 45と案内部64, 65との間に向けて、すなわちディスクバルブ52, 53の軸方向に対して弁座44, 45の外周部に沿うような噴出角度₁で噴出させるようになっている。また、ディスクバルブ52, 53は、その内周部が案内部64, 65とは反対側に延出されて円筒状の位置決め凸部68, 69が形成されており、位置決め凸部68, 69をシールディスク54, 55の内周部に嵌合させて、その径方向に位置決めされている。20

【0024】

板ばね60, 61は、複数(図示のものでは3枚)の板ばねが積層されて構成されており、シールディスク54, 55に当接する板ばねの外周部には、切欠60a, 61aが設けられている。そして、切欠60a, 61aによって、バルブ部材28, 29の油路38, 39とパイロット室62, 63とを連通させる上流側通路および固定オリフィスが形成されている。

【0025】

ガイド部材33の側壁には、パイロット室62, 63にそれぞれ連通するポート70, 71および油室27b, 27cにそれぞれ連通するポート72, 73が設けられている。そして、ポート70, 72によって、パイロット室62を伸び側主減衰弁A₁の下流側の油室27bに連通させる伸び側の下流側通路が形成されており、また、ポート71, 73によって、パイロット室63を縮み側主減衰弁A₂の下流側の油室27cに連通させる縮み側の下流側通路が形成されている。ガイド部材33内には、スプール74が摺動可能に嵌装されている。スプール74は、ポート70と伸び側可変オリフィスB₁を構成し、また、ポート73と縮み側可変オリフィスB₂を構成しており、アクチュエータ30によって移動させることによって、ポート70, 72間およびポート71, 73間の連通路面積を同時に調整するようになっている。30

【0026】

上記の構成において、油路18、環状油路17、接続管23、油路35、油室27a、油路38、環状溝部48、油路50、油室27b、油路36、接続管24、環状油路20および油路21によってシリンダ上下室2a, 2b間を連通させる伸び側の主通路が形成されている。また、油路21、環状油路20、接続管24、油路36、油室27b、油路39、環状溝部49、油路51、油室27c、油路37および接続孔25によって、シリンダ下室2bとリザーバ4との間を連通させる縮み側の主通路が形成されている。40

【0027】

以上のように構成した、本実施形態の作用について次に説明する。

【0028】

ピストンロッド6の伸び行程時には、ピストン5の移動にともないピストン5の逆止弁12が閉じてシリンダ上室2a側の油液が加圧され、油路18、環状油路17および接続管23を通っ50

て減衰力発生機構26の油路35へ流れ、さらに、油路35から油室27a、切欠40a（副ディスクバルブ40）、油路38、板ばね60の切欠60a、パイロット室62、ポート70、ポート72、油室27b、油路36、接続管24、環状油路20および油路21を通ってシリンダ下室2bへ流れる。このとき、シリンダ上室2a側の圧力が伸び側主減衰弁A₁の開弁圧力に達すると、伸び側主減衰弁A₁が開いて、油液が油路38から環状溝部48、油路50を通って油室27bへ流れる。一方、ピストンロッド6がシリンダ2内から退出した分の油液がリザーバ4からベースバルブ10の逆止弁14を開いてシリンダ下室2bへ流れる。

【0029】

よって、伸び行程時には、ピストン速度が低く、伸び側主減衰弁A₁の開弁前には、切欠40aおよび副ディスクバルブ40並びに切欠60aおよび伸び側可変オリフィスB₁の流路面積に応じてオリフィス特性の減衰力が発生し、ピストン速度が高くなり、シリンダ上室2a側の圧力が上昇して伸び側主減衰弁A₁が開くと、その開度に応じてバルブ特性の減衰力が発生する。そして、アクチュエータ30によってスプール74を移動させて伸び側可変オリフィスB₁の流路面積を調整することにより、オリフィス特性を直接調整すると同時に、パイロット室62の圧力（伸び側主減衰弁A₁のディスクバルブ52の背圧）を変化させてバルブ特性を調整することができ、減衰力特性の調整範囲を広くすることができる。

【0030】

また、ピストンロッド6の縮み行程時には、ピストン5の移動にともない、ピストン5の逆止弁12が開いてシリンダ下室2bの油液が油路11を通ってシリンダ上室2aに直接流入することによってシリンダ上下室2a, 2bがほぼ同圧力となるので、減衰力発生機構26の油路35, 36間では油液の流れが生じない。一方、ピストンロッド6のシリンダ2内への侵入にともなってベースバルブ10の逆止弁14が閉じ、ピストンロッド6が侵入した分、シリンダ2内の油液が加圧されて、シリンダ下室2bから油路21、環状油路20および接続管24を通って減衰力発生機構26の油路36へ流れ、さらに、油路36から油室27b、切欠41a（副ディスクバルブ41）、油路39、板ばね61の切欠61a、パイロット室63、ポート71、ポート73、油室27c、油路37および接続孔25を通ってリザーバ4へ流れる。このとき、シリンダ上下室2a, 2b側の圧力が縮み側主減衰弁A₂の開弁圧力に達すると、縮み側主減衰弁A₂が開いて、油路39から環状溝部49、油路51を通って油室27cへ直接流れる。

【0031】

よって、縮み行程時には、ピストン速度が低く、縮み側主減衰弁A₂の開弁前には、縮み側可変オリフィスB₂の流路面積に応じてオリフィス特性の減衰力が発生し、ピストン速度が高くなり、シリンダ上下室2a, 2b側の圧力が上昇して縮み側主減衰弁A₂が開くと、その開度に応じてバルブ特性の減衰力が発生する。そして、アクチュエータ30によってスプール74を移動させて縮み側可変オリフィスB₂の流路面積を調整することによって、オリフィス特性を直接調整すると同時に、パイロット室63の圧力（縮み側主減衰弁A₂のディスクバルブ53の背圧）を変化させてバルブ特性を調整することができ、減衰力特性の調整範囲を広くすることができる。

【0032】

この場合、スプール74の位置に応じて、伸び側のポート70, 72間および縮み側のポート71, 73間の流路面積が、一方が大のとき他方が小となり、一方が小のとき他方が大となるように、各ポートおよびスプールのランドを配置することにより、伸び側と縮み側とで大小異なる種類の減衰力特性の組合せ（例えば、伸び側がハードで縮み側がソフト、または、伸び側がソフトで縮み側ハードの組合せ）を設定することができる。

【0033】

また、伸び側および縮み側主減衰弁A₁, A₂の開弁時において、弁座44, 45とディスクバルブ52, 53との間を通過する油液の噴流は、図4に示すように、ディスクバルブ52, 53の案内部64, 65および弁座44, 45の面取部66, 67によって、ディスクバルブ52, 53の軸方向に対して弁座44, 45の外周部に沿うような噴出角度₁（ほぼ₁=180°）で噴出されて、噴流の向きがディスクバルブ52, 53の開弁方向とは反対方向となる。ここで、上記(1)式において、噴出角度₁が90°を越えて180°に近づくと、cos₁が-1に近づくので、co

10

20

20

30

40

40

50

$s < 0$ となり、ディスクバルブ 52, 53 に作用する力 F が大きくなる ($F > 0$)。これにより、力 F は、開弁方向に作用するようになるので、噴流によってディスクバルブ 52, 53 の閉弁方向に作用する力 F を軽減することができる。よって、ハード特性時の伸び側および縮み側主減衰弁 A_1, A_2 は、特にピストン速度の高速域において、開き易くなるため、減衰力特性の傾きの過度の増大を防止することができ、図 8 中に実線で示すような適切な減衰力特性を得ることができる。

【0034】

次に、本発明の第 2 実施形態について、図 5 および図 6 を参照して説明する。なお、第 2 実施形態は、上記第 1 実施形態のものに対して、伸び側および縮み側主減衰弁 A_1, A_2 のディスクバルブの構造が異なる以外は同様の構成となっているので、以下、上記第 1 実施形態のものと同様の部分には、同一の符号を付して、異なる部分についてのみ詳細に説明する。
10

【0035】

第 2 実施形態の減衰力調整式油圧緩衝器では、図 5 に示すように、伸び側および縮み側主減衰弁 A_1, A_2 のディスクバルブ 75, 76 は、内周部の案内部 64, 65 とは反対側に、上記第 1 実施形態の位置決め凸部 68, 69 の代わりに、シールディスク 54, 55 に当接する厚肉部 77, 78 が延出して形成されている。そして、外周部に複数（図示のものでは 4 つ）の切欠部 79a, 80a を有する円板状の位置決めディスク 79, 80 の内周部が内側シール部 42, 43 とスペーサリング 58, 59 との間で固定されており、位置決めディスク 79, 80 の外周部にディスクバルブ 75, 76 の内周部を摺動可能に嵌合させて、ディスクバルブ 75, 76 が径方向に位置決めされている。
20

【0036】

この構成により、バルブ部材 28, 29 を通過した油液は、位置決めディスク 79, 80 の切欠部 79a, 80a を通って、板ばね 60, 61 の切欠 60a, 61a およびパイロット室 62, 63 へ流入することができ、上記第 1 実施形態と同様の作用、効果を奏することができる。

【0037】

上記第 1 実施形態の位置決め凸部 68, 69 の突出高さは、シールディスク 54, 55 の厚さより低く設定されており、加工精度を要するが、第 2 実施形態によれば、厚肉部 77, 78 にシールディスク 54, 55 が当接するので、ディスクバルブ 75, 76 の厚さの管理（加工）が容易となる。
30

【0038】

【発明の効果】

以上詳述したように、本発明の減衰力調整式油圧緩衝器によれば、可変オリフィスの流路面積を調整することにより、オリフィス特性を直接調整するとともに、パイロット室の内圧を変化させて主減衰弁の開弁特性を調整してバルブ特性を調整することができるのでも、減衰力特性の調整範囲を広くすることができる。また、主減衰弁の弁体に案内部を形成したことにより、主減衰弁の開弁時における油液の噴流が弁体の案内部と弁座との隙間に向かって弁座の外周部に沿うような噴出角度をもって噴出されて、噴流の向きが弁体の開弁方向とは反対方向となるので、噴流によって弁体の閉弁方向に作用する力を軽減することができ、ハード特性時の減衰力特性の傾きの過度の増大を防止して適切な減衰力特性を得ることができる。
40

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 実施形態に係る減衰力調整式油圧緩衝器の減衰力発生機構を拡大して示す縦断面図である。

【図 2】本発明の第 1 実施形態に係る減衰力調整式油圧緩衝器の全体構成を示す縦断面図である。

【図 3】図 2 の要部である伸び側および縮み側主減衰弁を拡大して示す図である。

【図 4】図 1 ないし図 3 の装置の伸び側および縮み側主減衰弁の開弁時の油液の噴流の噴出方向を示す図である。

【図 5】本発明の第 2 実施形態に係る減衰力調整式油圧緩衝器の要部である伸び側および
50

縮み側主減衰弁を拡大して示す図である。

【図6】図5の伸び側および縮み側主減衰弁の位置決めディスクの斜視図である。

【図7】従来のディスクバルブの開弁時の油液の噴流の噴出方向を示す図である。

【図8】従来および本発明の減衰力調整式油圧緩衝器のハード側の減衰力特性を示す図である。

【符号の説明】

- 1 減衰力調整式油圧緩衝器

2 シリンダ

2a シリンダ上室

2b シリンダ下室

5 ピストン

6 ピストンロッド

44, 45 弁座

52, 53 ディスクバルブ（弁体）

60a, 61a 切欠（上流側通路、固定オリフィス）

62, 63 パイロット室

64, 65 案内部

70, 71, 72, 73 ポート（下流側通路）

A₁ 伸び側主減衰弁

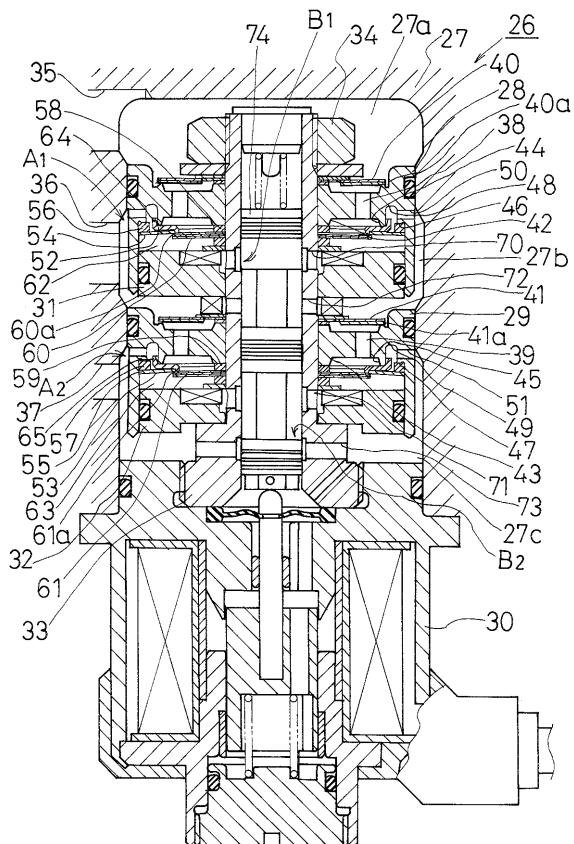
A₂ 縮み側主減衰弁

B₁ 伸び側可変オリフィス

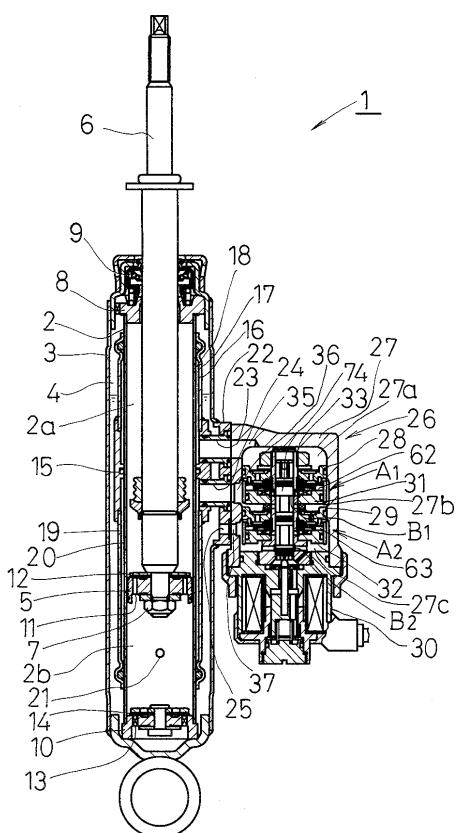
B₂ 縮み側可変オリフィス

1 噴出角度

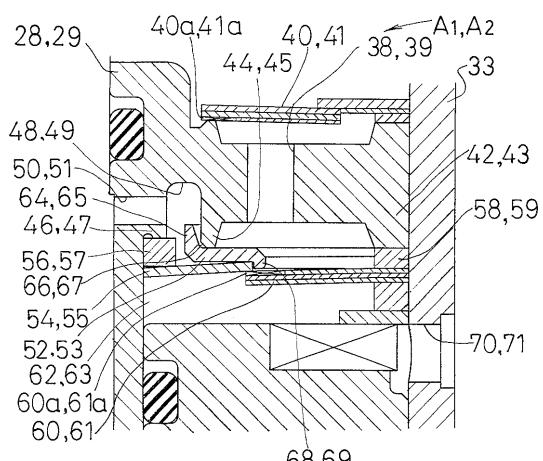
【 図 1 】



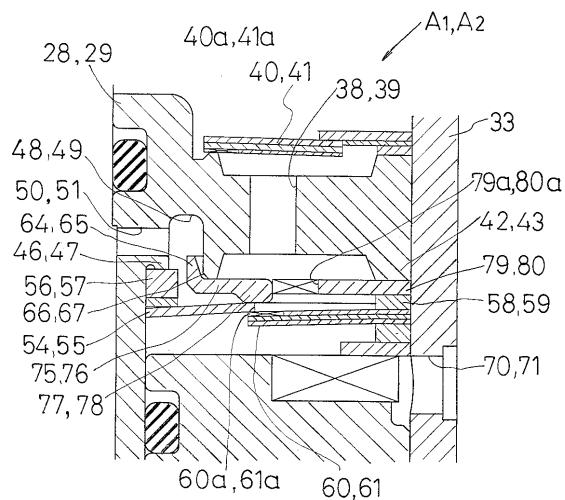
【 図 2 】



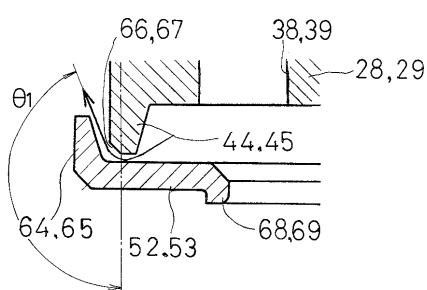
【図3】



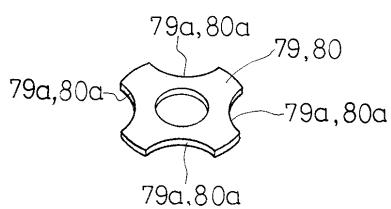
【図5】



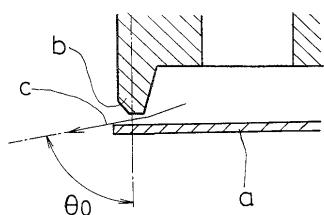
【図4】



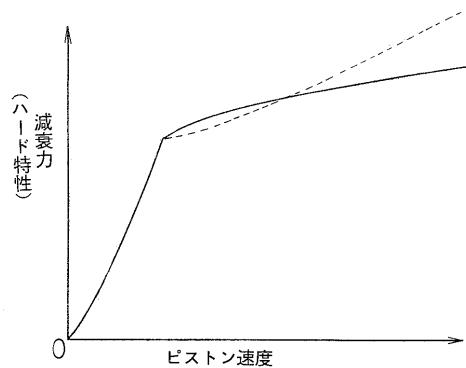
【図6】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(56)参考文献 実開昭62-155242(JP, U)
特開平01-238781(JP, A)
特開平07-253170(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16F 9/46