

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4055023号
(P4055023)

(45) 発行日 平成20年3月5日(2008.3.5)

(24) 登録日 平成19年12月21日(2007.12.21)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 F 9/44 (2006.01) F 1 6 F 9/44

請求項の数 1 (全 12 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平9-276385 (22) 出願日 平成9年9月24日(1997.9.24) (65) 公開番号 特開平11-94004 (43) 公開日 平成11年4月9日(1999.4.9) 審査請求日 平成16年4月1日(2004.4.1)</p> <p>前置審査</p>	<p>(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</p> <p>(74) 代理人 100089613 弁理士 三戸部 節男</p> <p>(72) 発明者 中楯 孝雄 神奈川県綾瀬市小園1116番地 トキコ 株式会社 相模工場内</p> <p>審査官 島田 信一</p> <p>(56) 参考文献 特開平08-035535 (JP, A) 特開平07-332425 (JP, A)</p> <p>(58) 調査した分野(Int.Cl., DB名) F16F 9/44</p>
---	--

(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た主減衰弁と、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、該パイロット室と前記主通路の前記主減衰弁の上流側とを連通させる上流側通路と、該上流側通路に設けられた固定オリフィスと、前記パイロット室と前記主通路の前記主減衰弁の下流側とを連通させる下流側通路と、前記下流側通路に設けられ該下流側通路の流路面積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、

前記主減衰弁は内周側が固定されて外周側が弁座に離着座することで前記主通路を開閉する円板状のディスクバルブからなり、該ディスクバルブの背面部に前記弁座よりも小径でその内周側が前記ディスクバルブから軸方向に離間可能であると共に前記ディスクバルブに対して接触する外周縁を有する円板状のリテーナディスクを設けると共に、該リテーナディスクのさらに背面部には前記パイロット室を画成する複数の円板からなる可撓性の隔壁部材を設け、該隔壁部材は内周側が前記リテーナディスクの外周部に部分的に重なり外周部が前記パイロット室の側壁に当接して非摺動でシールする環状のシールディスクと、内周部が固定され外周部が前記シールディスクに当接することにより前記シールディスクを前記リテーナディスク側に押圧する円板状の弁ばねとからなり、前記パイロット室の内圧により前記隔壁部材が前記ディスクバルブ側に撓み、前記リテーナディスクを介して

10

20

前記ディスクバルブを閉弁方向に押圧する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】

【従来の技術】

自動車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。

10

【0003】

従来、例えば実開昭62-167950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メインバルブの背部に圧力室を形成し、この圧力室を固定オリフィスを介してメイン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メインバルブの下流側のシリンダ室に連通させるようにしたものが提案されている。

【0004】

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室間の流路面積を調整するとともに、圧力室の圧力を変化させてメインバルブの開弁初期圧力を変化させることができる。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。

20

【0005】

【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、筒状のバルブガイドに筒状のメインバルブを摺動可能に嵌合させて圧力室を形成するようにしているので、バルブガイドとメインバルブとの摺動部において油液の漏れが生じるため、安定した減衰力が得にくくなる。特に、摺動部からの漏れは、油液の温度による粘度の変化に大きな影響を受けるため、温度変化による減衰力のばらつきが大きくなる。さらに、摺動部分の加工には、

30

【0006】

このような課題を解決するために、本出願人は「特願平8-283114号」を出願した。この先行出願では、ディスクバルブ、リテーナディスク、シールディスク等の円盤状のディスクを複数重ねてメインバルブや圧力室との間の隔壁等を形成することにより、摺動部の油漏れをなくすようにしている。

【0007】

しかし、この先行出願にあっては、ディスクバルブが撓み開弁した場合に、ディスクバルブとリテーナディスク間の摩擦抵抗が大きいため、減衰力が安定しない。

【0008】

本発明は上記の点に鑑みてなされたものであり、減衰力特性の調整範囲が広く、しかも、安定した減衰力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。

40

【0009】

【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た主減衰弁と、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、該パイロット室と前記主通路の前記主減

50

衰弁の上流側とを連通させる上流側通路と、該上流側通路に設けられた固定オリフィスと、前記パイロット室と前記主通路の前記主減衰弁の下流側とを連通させる下流側通路と、前記下流側通路に設けられ該下流側通路の流路面積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、前記主減衰弁は内周側が固定されて外周側が弁座に離着座することで前記主通路を開閉する円板状のディスクバルブからなり、該ディスクバルブの背面部に前記弁座よりも小径でその内周側が前記ディスクバルブから軸方向に離間可能であると共に前記ディスクバルブに対して接触する外周縁を有する円板状のリテーナディスクを設けると共に、該リテーナディスクのさらに背面部には前記パイロット室を画成する複数の円板からなる可撓性の隔壁部材を設け、該隔壁部材は内周側が前記リテーナディスクの外周部に部分的に重なり外周部が前記パイロット室の側壁に当接して非摺動でシールする環状のシールディスクと、内周部が固定され外周部が前記シールディスクに当接することにより前記シールディスクを前記リテーナディスク側に押圧する円板状の弁ばねとからなり、前記パイロット室の内圧により前記隔壁部材が前記ディスクバルブ側に撓み、前記リテーナディスクを介して前記ディスクバルブを閉弁方向に押圧することを特徴とする。

10

【0010】

このように構成したことにより、可変オリフィスによって下流側通路の流路面積を変化させることによって、シリンダ上下室間の流路面積を直接変化させて減衰力特性（オリフィス特性）を調整するとともに、可変オリフィスによる圧力損失に応じてパイロット室の内圧を変化させて減衰弁の開弁特性を変化させることによって減衰力特性（バルブ特性）を調整する。また、摺動部を設けることなくパイロット室を形成しているため、パイロット室からの油液の漏れを小さくすることができる。さらに、ディスクバルブの背面部に弁座よりも小径でその内周側がディスクバルブから軸方向に離間可能な環状のリテーナディスクを設けると共に、リテーナディスクのさらに背面部にはパイロット室を画成する可撓性の隔壁部材を設け、パイロット室の内圧により隔壁部材がディスクバルブ側に撓み、リテーナディスクを介してディスクバルブを閉弁方向に押圧するので、ディスクバルブが撓み開弁した場合に、ディスクバルブとリテーナディスク間の摩擦抵抗の増加を抑えることができる。

20

【発明の実施の形態】

以下、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。

30

【0011】

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との間にリザーバ室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の2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の上端部に装着されたロッドガイド6aおよびシール部材6b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とリザーバ室4とを区画するベースバルブ8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、リザーバ室4内には油液およびガスが封入されている。

40

【0012】

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9およびこの油路9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10が設けられている。また、ベースバルブ8には、シリンダ下室2bとリザーバ室4とを連通させる油路11およびこの油路11のリザーバ室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12が設けられている。

【0013】

シリンダ2の中央部外周には、略円筒状の通路部材13が嵌合されている。シリンダ2の上部外周には、上側チューブ14が嵌合されて通路部材13に結合されており、シリンダ2との

50

間に上側環状油路15を形成している。上側環状油路15は、シリンダ2の上端部付近の側壁に設けられた油路16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、下側チューブ17が嵌合されて通路部材13に結合されており、シリンダ2との間に下側環状油路18を形成している。下側環状油路18は、シリンダ2の下端部付近の側壁に設けられた油路19を介してシリンダ下室2bに連通されている。外筒3には、通路部材13に対向させて接続プレート20が取付けられている。接続プレート20および通路部材13には、上側および下側環状油路15、18にそれぞれ連通する接続管21、22が挿通、嵌合されている。さらに、接続プレート20には、リザーバ室4に連通する接続孔23が設けられている。そして、接続プレート20には、減衰力発生機構24が接続されている。

【0014】

減衰力発生機構24は図2に示すように、有底筒状のケース25内に2つの有底筒状のバルブ部材26、27が嵌合され、開口部に比例ソレノイドアクチュエータ28A（以下、アクチュエータ28Aという）が嵌着されており、ケース25内がバルブ部材26、27によって3つの油室25a、25b、25cに区画されている。バルブ部材26、27は、それぞれ開口部に環状のシール部材28、29が嵌合され、略円筒状のガイド部材30を挿通させてその先端部をアクチュエータ28Aに螺着して、これらと共にナット30Aによって固定されている。ケース25の側壁には、油室25a、25b、25cにそれぞれ連通する接続孔31、32、33が設けられており、接続孔31、32、33は、それぞれ接続プレート20に設けられた接続管21、接続管22、接続孔23に接続されている。

【0015】

バルブ部材26、27の底部には、それぞれ周方向に沿って配置された複数の（2つのみ図示する）油路34、35（主通路）が軸方向に貫通されている。また、バルブ部材26、27の底部の内壁には、それぞれ油路34、35の内周側に環状の内側シール部36、37が突設され、油路34、35の外周側に環状の弁座38、39が突設され、さらに、その外周側のバルブ部材26、27の側壁近傍に環状の外側シール部40、41が突設されている。また、弁座38、39と外側シール部40、41との間には、環状の溝部42、43（主通路）が形成されており、溝部42、43は、それぞれ油路44、45を介して油室25b、25cに連通されている。

【0016】

バルブ部材26、27には、それぞれその内周部が内側シール部36、37に固定され外周部が弁座38、39に当接するディスクバルブ46、47（主減衰弁の弁体）が設けられている。バルブ部材26、27内には、環状のシールリング48、49（外側シール部）が嵌合されて外側シール部40、41に当接されている。ディスクバルブ46、47の上に、このディスクバルブ46、47の弁座38、39よりもやや小径の環状のリテーナディスク120、121が積層されており、このリテーナディスク120、121は、内側シール部36、37に固定されたスペーサ200、201に、その内周側がディスクバルブ46、47から軸方向に離間可能に案内されている。なお、このリテーナディスク120、121は、後述のパイロット室58、59の圧力がディスクバルブ46、47に加わる位置を設定するもので、異なる外径のリテーナディスクに代えることにより、減衰力特性を代えることができる（外径が大きいほど減衰力特性はハードとなる）。このリテーナディスクが存在しないと、パイロット室の圧力がディスクバルブの広い面積に作用するので、パイロット室の圧力分布によって減衰力が変化してしまい不安定な減衰力特性となってしまう。

【0017】

ディスクバルブ46、47の背面部には、それぞれ環状のシールディスク54、55が配置され、このシールディスク54、55の内周側は、リテーナディスク120、121の外周部と部分的に重なっている（重ねしろW）。すなわち、リテーナディスク120、121の外周部がディスクバルブ46、47とシールディスク54、55との間に部分的に重なって挟持されている。ここで、リテーナディスク120、121は、その内周側がディスクバルブ46、47から軸方向に離間可能なので、リテーナディスク120、121とディスクバルブ46、47との接触部分は、リテーナディスク120、121の外周縁の下端部がディスクバルブ46、47に対して接触（略線接触）するようになっており、内周側は、離間している又は弱い力で接するようになって

10

20

30

40

50

いる。

【 0 0 1 8 】

シールディスク54、55の外周部はシールリング48、49に当接されている。すなわち、シールディスク54、55は、それぞれシールリング48、49を介して外側シール部40、41に当接されている。シールディスク54、55は、複数枚積層され内周部が内側シール部36、37に固定された円板状の弁ばね56、57（ばね手段）の外周部が当接されてリテーナディスク120、121 およびシールリング48、49側に押圧されている。シールディスク54、55側の弁ばね56、57の外周部には、図4に示すように複数の切欠56a、57a（油路）が形成されており、この切欠56a、57aによって、リテーナディスク120、121とシールディスク54、55と弁ばね56、57との間に形成された空間S1、S2と、後述のパイロット室58、59とがそれぞれ互いに連通されている。

10

【 0 0 1 9 】

ここで、シールディスク54、55とリテーナディスク120、121との重ねしるWは、互いに離れない範囲で充分小さく設定されている。また、リテーナディスク120、121のシールディスク54、55との当接部と、シールリング48、49との段差hは、ディスクバルブ46、47の最大リフト量よりも大きく設定されており、常時、シールディスク54、55の内周縁下端部がリテーナディスク120、121の上面に当接するようになっている。

【 0 0 2 0 】

そして、バルブ部材26、27の側壁とシールディスク54、55と弁ばね56、57とシール部材28、29とによって、それぞれパイロット室58、59が画成されており、シールディスク54、55と弁ばね56、57とでパイロット室58、59を画成する可撓性の隔壁部材を構成している。

20

【 0 0 2 1 】

ガイド部材30の側壁には、パイロット室58、59にそれぞれ連通するポート60、61および油室25b、25cにそれぞれ連通するポート62、63が設けられている。また、バルブ部材26、27の内側シール部36、37には、それぞれ切欠64、65が設けられ、切欠64、65は、それぞれガイド部材30の外周部に設けられた溝66、67（上流側通路）を介してポート60、61すなわちパイロット室58、59に連通されている。ここで123、124は固定オリフィスで、固定オリフィス123、124は、溝66、67（上流側通路）へ流れる油液に抵抗を与えるようになっている。

【 0 0 2 2 】

また、ガイド部材30内には、ポート60、62間およびポート61、63間の流路面積をそれぞれ調整するスプール68が摺動可能に嵌装されている。スプール68は、圧縮ばね69によってアクチュエータ28A側に付勢されており、アクチュエータ28Aの作動ロッド70によってばね69の付勢力に抗して移動させることにより、ポート60、63（下流側通路、可変オリフィス）のオリフィス面積を調整できるようになっている。

30

【 0 0 2 3 】

以上のように構成した第1実施形態の作用について次に説明する。図2において、実線矢印はピストンロッド6の伸び行程時の油液の流れを示し、破線矢印は縮み行程時の油液の流れを示している。

【 0 0 2 4 】

ピストンロッド6の伸び行程時には、ピストン5の移動にともない逆止弁10が閉じてシリンダ上室2a側の油液が加圧され、図中実線矢印で示すように、油路16、上側環状油路15、接続管21を通過して減衰力発生機構24の接続孔31へ流れ、さらに、接続孔31から油室25a、油路34、固定オリフィス123、切欠64、溝66、ポート60、ポート62、油室25b、接続孔32、接続管22、下側環状油路18および油路19を通過してシリンダ下室2bへ流れる。このとき、シリンダ上室2a側の圧力がディスクバルブ46の開弁圧力に達すると、ディスクバルブ46が開いて油液が油室25aから油路34、溝部42および油路44を介して油室25bへ直接流れる。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室4からベースバルブ8の油路11と通り、逆止弁12を開いてシリンダ下室2bへ流れる。

40

【 0 0 2 5 】

50

よって、伸び行程時には、ピストン速度が低くディスクバルブ46の開弁前には、固定オリフィス123、切欠64、溝66およびポート60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ディスクバルブ46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。

【0026】

ここで、パイロット室58の圧力が上昇して、その圧力によって、シールディスク54およびディスクバルブ46がバルブ部材26の底部側へ撓んだり、ディスクバルブ46が開弁した場合でも、リテーナディスク120は、ディスクバルブ46から軸方向に離間可能な（内周部が拘束されていない）ため殆ど変形せず、また、ディスクバルブ46の最大リフト量は、上記段差hよりも小さく、しかも、シールディスク54とリテーナディスク120との重ねしるWを充分小さく設定しているため、重ねしるWは殆ど変化せず、シールディスク54およびリテーナディスク120間の摩擦抵抗を抑えることができ、また、ディスクバルブ46とリテーナディスク120との接触部分の大きさ（略線接触）を、ディスクバルブ46の開弁時と略同等（略線接触の状態）に保つことができ、ディスクバルブ46およびリテーナディスク120間の摩擦抵抗を抑えることができる。

【0027】

そして、アクチュエータ28Aへの通電によってスプール68を移動させてポート60の流路面積を変化させることによって減衰力を調整する。この場合、ポート60の流路面積が小さい程、それによる圧力損失が大きくなってその上流側のパイロット室58の圧力が高くなるのでディスクバルブ46の開弁圧力が高くなり、また、ポート60の流路面積が大きい程、それによる圧力損失が小さくなってその上流側のパイロット室58の圧力が低くなるのでディスクバルブ46の開弁圧力が低くなる。このようにして、ポート60の流路面積を変化させることにより、同時にディスクバルブ46の開弁圧力が変化してオリフィス特性およびバルブ特性が変化するので、ピストン速度の低速域から高速域にわたって減衰力特性を調整することができる。

【0028】

また、縮み行程時には、ピストン5の移動にともない、逆止弁10が開いてシリンダ下室2bの油液が油路9を通過してシリンダ上室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24の接続孔31、32間では油液の流れは生じない。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8の逆止弁12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、図中に破線矢印で示すように、シリンダ下室2bから油路19、下側環状油路18および接続管22を通過して減衰力発生機構24の接続孔32へ流れ、さらに、接続孔32から油室25b、油路35、固定オリフィス124、切欠65、溝67、ポート61、ポート63、油室25c、接続孔33および接続孔23を通過してリザーバ室4へ流れる。このとき、シリンダ2側の圧力がディスクバルブ47の開弁圧力に達すると、ディスクバルブ47が開いて油液が油室25bから油路35、溝部43および油路45を介して油室25cへ直接流れる。

【0029】

よって、縮み行程時には、ピストン速度が低くディスクバルブ47の開弁前には、固定オリフィス124、切欠65、溝67およびポート63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2側の圧力が上昇してディスクバルブ47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。

【0030】

ここで、縮み行程時においても上記伸び行程時と同様、シールディスク55およびリテーナディスク121間の摩擦抵抗を抑えることができ、また、ディスクバルブ47およびリテーナディスク121間の摩擦抵抗を抑えることができる。

【0031】

そして、上記伸び行程時と同様、スプール68を移動させてポート63の流路面積を変化させることによってオリフィス特性を調整するとともに、その圧力損失によってパイロット室59の圧力を変化させディスクバルブ47の開弁圧力を変化させてバルブ特性を調整するので

10

20

30

40

50

、ピストン速度の低速域から高速域にわたって減衰力特性を調整することができる。

【0032】

なお、スプール68の移動によってポート60およびポート63の流路面積をそれぞれ変化させることにより、伸び側と縮み側とでそれぞれ減衰力特性を調整することができる。この場合、例えば、スプール68の位置に応じて伸び側および縮み側のポート60、63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60、63およびスプール68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がハードの組合せ）を同時に選択することができる。

【0033】

以上述べたように、本発明の第1実施形態によると、摺動部を設けることなくパイロット室58、59を形成しているため、パイロット室58、59からの油液の漏れを少なくして安定した減衰力特性を得ることができ、また、温度変化による減衰力のばらつきを小さくすることができる。そして、高い工作精度を要する摺動部分の加工が不要となるため、製造コストを低減することができる。さらに、内側シール部36、37、弁座38、39および外側シール部40、41は、バルブ部材26、27に一体に形成することができるので、これらの突出高さの誤差を小さくすることができ、ディスクバルブ46、47の開弁圧力のばらつきを小さくすることができる。

【0034】

また、シールディスク54、55およびディスクバルブ46、47が撓み開弁した場合に、リテーナディスク120、121は殆ど変形せずにディスクバルブ46、47から軸方向に離間可能なので、シールディスク54、55およびリテーナディスク120、121間の摩擦抵抗を抑える。また、ディスクバルブ46、47およびリテーナディスク120、121間の摩擦抵抗を抑えられ、さらに、外周部のみでパイロット室58、59の圧力をディスクバルブ46、47に作用させるので、安定した減衰力を得ることができる。

【0035】

さらに、シールディスク54、55とリテーナディスク120、121との接触角度が小さくなった場合でも、シールディスク54、55とリテーナディスク120、121との当接部の直径D2の変化を充分小さく抑えることができる。これによって、ディスクバルブ46、47のパイロット室58、59の内圧に対する受圧面積を略一定とすることができ、パイロット室58、59の内圧に対するディスクバルブ46、47の開弁圧力のばらつきを防止して安定した減衰力を得ることができる。

【0036】

また、空間S1、S2とパイロット室58、59とは、切欠56a、57aを介して連通されて常に同圧力となるので、パイロット室58、59の圧力が増加した際に、空間S1、S2が押しつぶされることがないので、空間S1、S2の圧縮にともなう弁ばね56、57、シールディスク54、55、リテーナディスク120、121およびディスクバルブ46、47間の当接部の摩擦力の増大を抑制することができる。ディスクバルブ46、47の作動をより円滑にしてさらに安定した減衰力を得ることができる。なお、弁ばね56、57には、空間S1、S2とパイロット室58、59とを連通させる油路として、切欠56a、57aの代わりに貫通孔を設けてもよい。

【0037】

なお、上述した第1実施形態のリテーナディスク120、121は、その内周側がスペーサ200、201に案内されてディスクバルブ46、47から軸方向に移動するものを示したが、本発明は別段これに限らず、例えば、リテーナディスク120、121の内周側をスペーサ200、201と弁ばね56、57との間に挟み固定し、予めディスクバルブ46、47と離間させて、「離間可能な」状態としてもよい。この場合においても、ディスクバルブが撓み開弁した場合に、ディスクバルブとリテーナディスク間の摩擦抵抗を抑えることができる。

【0038】

また、第1実施形態では、バルブ部材26、27の外側シール部40、41にシールリング48、49を当接させて、シールリング48、49にシールディスク54、55を当接させるようにしている

10

20

30

40

50

が、シールリング48、49を省略してシールドディスク54、55を外側シール部40、41に直接当接させるようにすることもできる。

【0039】

次に、本発明の第2実施形態について、図5ないし図7を参照して説明する。なお、第2実施形態は、上記第1実施形態の構成に対して、減衰力発生機構24のパイロット室58、59に連通する上流側通路を構成する油路の構造およびリテーナディスクの形状が異なる以外は、概して同様に構成されているので、減衰力発生機構の部分についてのみ図示し、図1ないし図4に示すものと同様の部分には同一の番号を付して異なる部分についてのみ詳細に説明する。

【0040】

図5ないし図8に示すように、第2実施形態に係る減衰力発生機構では、図1ないし図4に示す第1実施形態の減衰力発生機構24の構成に対して、シールリング48、49を省略してシールドディスク54、55を外側シール部40、41に直接当接させており、また、バルブ部材の内側シール部36、37に設けられた切欠64、65、ガイド部材30に設けられた溝66、67および固定オリフィス123、124を省略して、その代わりに、図6に示すようにディスクバルブ300、301に、複数の固定オリフィス302、303を設け、さらに、図7に示すようにリテーナディスク120、121の代わりに、固定オリフィス302、303と弁ばね56、57の切欠56a、57aおよび空間S1、S2とを連通させる周回り方向に延びる略C字形状の内側通路132、133を備えた通路ディスク130、131を設けている。

【0041】

この通路ディスク130、131は、ディスク(板材)を打ち抜くことで形成され、内径Dはガイド部材30の外径と同径に打ち抜かれている。この場合、通路ディスク130、131のリング部134、135(ディスクバルブ300、301およびシールドディスク54、55に挟持された部分でリテーナディスクに相当)がディスクバルブ300、301の撓みや開弁に応じて接続部136、137近傍を除いてディスクバルブ300、301から軸方向に離間可能となっており、ディスクバルブ300、301との間の摩擦が低減されている。そして、弁ばね56、57の切欠56a、57a、空間S1、S2および固定オリフィス302、303によって、パイロット室58、59とディスクバルブ300、301の上流側の油路34、35とを連通させる上流側通路が構成されている。

【0042】

この構成により、油路34、35から固定オリフィス302、303を介してパイロット室58、59に油液を流通させることができ、上述の第1実施形態と略同様の作用、効果を奏することができる。

【0043】

また、固定オリフィス302、303によって、空間S1、S2およびパイロット室58、59を直接油液が流通するため、空間S1、S2およびパイロット室58、59の油液の流動を円滑にすることができるので、当該減衰力調整式油圧緩衝器の組立時(油液封入時)にパイロット室に溜るエアを抜く「エア抜き作業」を容易に行うことができる。さらに、バルブ部材およびガイド部材に切欠および溝を加工して上流側通路および固定オリフィスを設ける場合に比して、ディスクバルブを打ち抜くだけで簡単に上流側通路および固定オリフィスを形成することができ、固定オリフィス302、303の径を変更することにより、減衰力特性の設定を容易に変更することができる。また、リテーナディスク130、131を組立てる際は、ガイド部材30に嵌合するだけでリテーナディスク130、131をセンターリング(位置決め)できるので組付け性が向上する。

【0044】

なお、本実施形態では、ディスクバルブ300、301の固定オリフィス302、303を上流側通路の固定オリフィスとしているが、弁ばね56、57の切欠56a、57aを固定オリフィスとしてもよく、また、これらの両方を固定オリフィスとして用いることもできる。

【0045】

次に、上記第2実施形態の変形例として、図7に示すリテーナディスク130、131の代わ

10

20

30

40

50

りに、図8および図9に示すようなリング状のリテーナディスクを使用してもよい。このリテーナディスク400、401は、ディスクバルブ300、301およびシールドディスク54、55に挾持されるリング部402、403、複数の内側通路404、405および内側通路404、405の間に形成された凸部406、407とから構成され、ディスク(板材)を打ち抜くことで形成される。凸部406、407(内周側)は、リテーナディスク400、401よりも厚肉のスペーサ200、201の外周部に案内されてディスクバルブ300、301から軸方向に離間可能となっている。この場合、上述の第2実施形態と同様の作用、効果を奏することができ、さらに、上述の第1実施形態のリテーナディスク120、121に比して、スペーサ200、201との摺動部分が凸部406、407のみになる(第1実施形態は、リテーナディスク120、121の内周部全周で摺動)ので、リテーナディスク400、401をディスクバルブ300、301から円滑に軸方向に離間させることができ、より安定した減衰力を得ることができる。

【0046】

なお、上述の各実施例において、環状のシールリング48、49(外側シール部40、41)の内径 db (環状のシールリング48、49(外側シール部40、41)とシールドディスク54、55との内側接線の直径)と、ディスクバルブ46、47の弁座38、39の内径 da (ディスクバルブ46、47と弁座38、39との内側接線の直径)との比を $0 < db/da < 1.2$ とする(代表図として図8に示す)ことで、ディスクバルブ46、47に作用するパイロット圧力を適正化して、ハード時の減衰力特性の最適化を図ることができる。

【0047】

【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、可変オリフィスによって下流側通路の流路面積を変化させることによって、シリンダ上下室間の流路面積を直接変化させて減衰力特性(オリフィス特性)を調整するとともに、可変オリフィスによる圧力損失に応じてパイロット室の内圧を変化させて減衰弁の開弁特性を変化させることによって減衰力特性(バルブ特性)を調整するので、減衰力特性の調整範囲を広くすることができる。また、弁ばねとシールドディスクとの間、シールドディスクと側壁(外側シール部)との間、シールドディスクとリテーナディスクとの間およびリテーナディスクとディスクバルブとの間がそれぞれシールされ、摺動部を設けることなくパイロット室を形成しているので、パイロット室からの油液の漏れを小さくして安定した減衰力特性を得ることができ、温度変化による減衰力のばらつきを小さくすることができる。そして、高い工作精度を要する摺動部分の加工が不要となるため、製造コストを低減することができる。さらに、ディスクバルブの背面部に弁座よりも小径でその内周側がディスクバルブから軸方向に離間可能な円板状のリテーナディスクを設けると共に、リテーナディスクのさらに背面部にはパイロット室を画成する複数の円板からなる可撓性の隔壁部材を設け、パイロット室の内圧により隔壁部材がディスクバルブ側に撓み、リテーナディスクを介してディスクバルブを閉弁方向に押圧するようになっているので、ディスクバルブが撓み開弁した場合に、ディスクバルブとリテーナディスク間の摩擦抵抗を抑えることができ、安定した減衰力を得ることができる。

【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縦断面図である。

【図2】図1の減衰力発生機構の拡大断面図である。

【図3】図2の主減衰弁およびパイロット室の部分を拡大して示す断面図である。

【図4】切欠が設けられた弁ばねを示す図である。

【図5】本発明の第2実施形態に係る主減衰弁およびパイロット室の部分を拡大して示す断面図である。

【図6】図5のディスクバルブを示す図である。

【図7】図5のリテーナディスクを示す図である。

【図8】本発明の第2実施形態の変形例に係る主減衰弁およびパイロット室の部分を拡大して示す断面図である。

【図9】図8のリテーナディスクを示す図である。

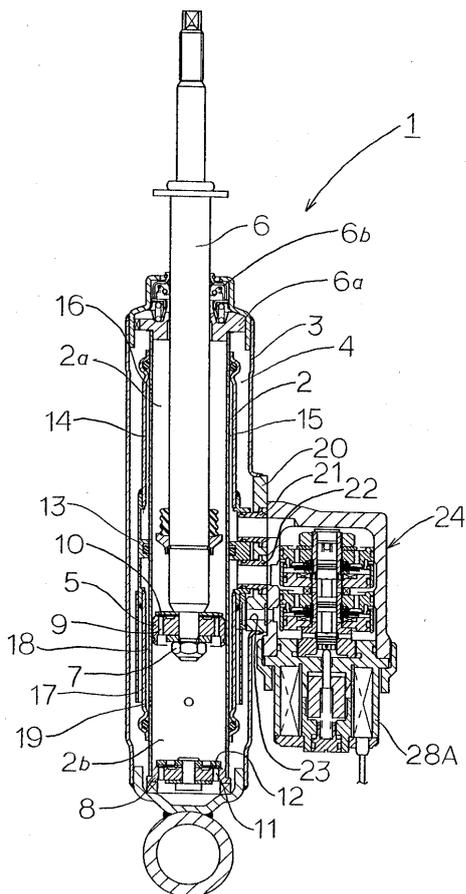
【符号の説明】

- 1 減衰力調整式油圧緩衝器
- 2 シリンダ
- 5 ピストン
- 6 ピストンロッド
- 26,27 バルブ部材
- 28,29 シール部材
- 34,35 油路（主通路）
- 36,37 内側シール部
- 38,39 弁座
- 40,41 外側シール部
- 42,43 溝部
- 46,47 ディスクバルブ
- 48,49 シールリング（外側シール部）
- 54,55 シールディスク
- 56,57 弁ばね（ばね手段、板ばね）
- 56a,57a 切欠（油路）
- 58,59 パイロット室
- 64,65 切欠（固定オリフィス）
- 66,67 溝（上流側通路）
- 60,63 ポート（下流側通路、可変オリフィス）
- 120,121 リテーナディスク
- 130,131 リテーナディスク
- 400,401 リテーナディスク

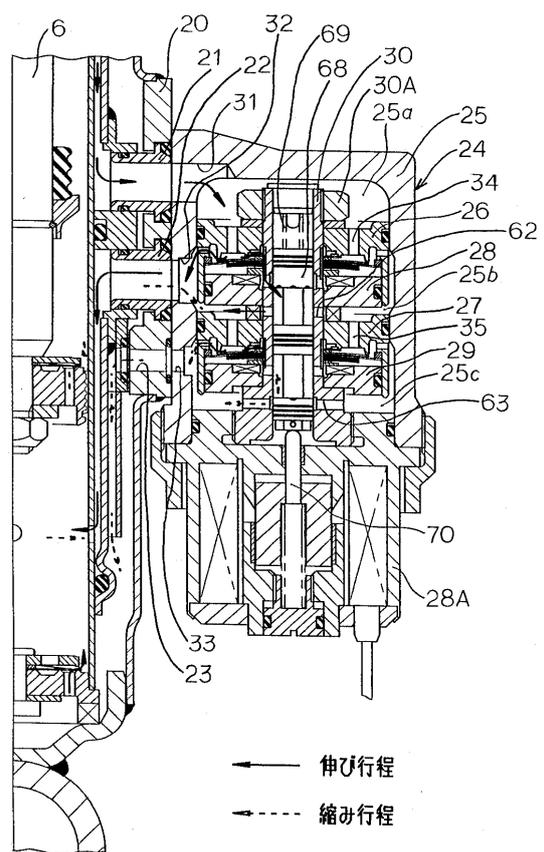
10

20

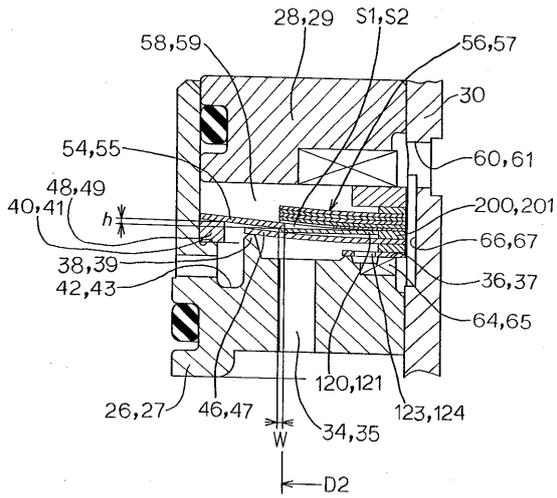
【図1】



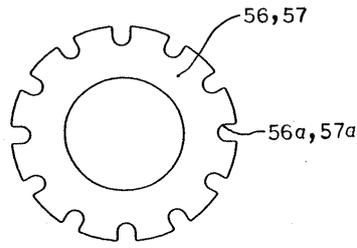
【図2】



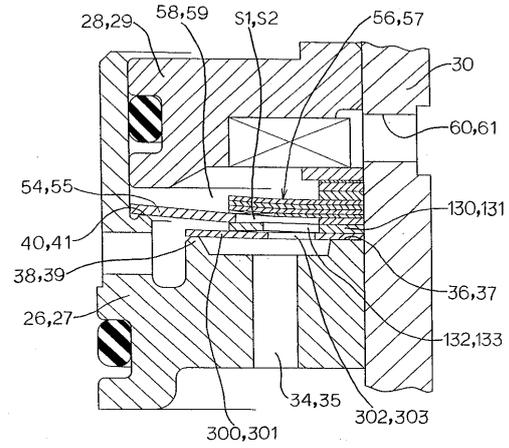
【 図 3 】



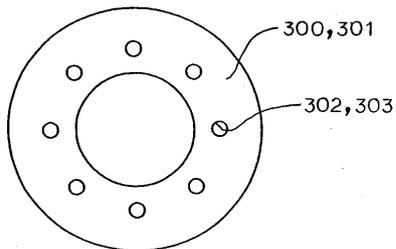
【 図 4 】



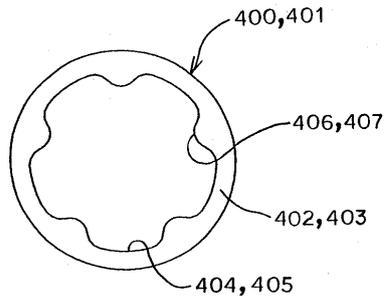
【 図 5 】



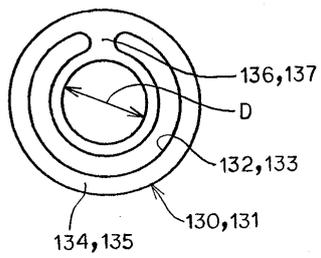
【 図 6 】



【 図 9 】



【 図 7 】



【 図 8 】

