

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4987460号
(P4987460)

(45) 発行日 平成24年7月25日 (2012. 7. 25)

(24) 登録日 平成24年5月11日 (2012. 5. 11)

(51) Int. Cl.

F 1 6 F 9/34 (2006. 01)

F 1

F 1 6 F 9/34

請求項の数 10 (全 24 頁)

(21) 出願番号	特願2006-348838 (P2006-348838)	(73) 特許権者	000000929
(22) 出願日	平成18年12月26日 (2006. 12. 26)		カヤバ工業株式会社
(65) 公開番号	特開2008-157393 (P2008-157393A)		東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易センタービル
(43) 公開日	平成20年7月10日 (2008. 7. 10)	(74) 代理人	100067367
審査請求日	平成21年6月30日 (2009. 6. 30)		弁理士 天野 泉
		(74) 代理人	100122323
			弁理士 石川 憲
		(72) 発明者	近松 聡
			東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易センタービル カヤバ工業株式会社内
		(72) 発明者	渡辺 功一
			東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易センタービル カヤバ工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 緩衝器のバルブ構造

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

緩衝器内に一方室と他方室とを隔成し上記一方室と他方室とを連通するポートを備えたバルブディスクと、当該バルブディスクの他方室側の端面に積層されて上記ポートの下流を閉塞する環状のリーフバルブとを備えた緩衝器のバルブ構造において、上記一方室と上記ポートの上流とを連通する流路と、緩衝器の伸縮速度が高くなり上記一方室の圧力が上記他方室の圧力を所定量上回るとその圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させるスプールを有する絞り弁とを設けたことを特徴とする緩衝器のバルブ構造。

【請求項 2】

上記絞り弁は、環状弁座と、当該環状弁座に対し遠近可能に設けられ当該環状弁座に接近することで上記流路の流路面積を減じる筒状の上記スプールと、当該スプールを上記環状弁座から遠ざかる方向へ附勢するバネとを備えてなり、上記環状弁座を環状傾斜面としたことを特徴とする請求項 1 に記載の緩衝器のバルブ構造。

10

【請求項 3】

上記バルブディスクより一方室側に配置され上記ポートと上記一方室とを仕切る仕切部を設け、当該仕切部は、上記一方室と上記ポートとを連通する通孔と当該通孔の外周側に設けた上記環状弁座とを備えてなる請求項 2 に記載の緩衝器のバルブ構造。

【請求項 4】

上記絞り弁は、環状弁座と、当該環状弁座に対し遠近可能に設けられ当該環状弁座へ接近することで上記流路の流路面積を減じる筒状の上記スプールと、当該スプールを上記環状

20

弁座から遠ざかる方向へ附勢するバネとを備えてなり、上記環状弁座の内周側あるいは外周側であってスプール側に環状傾斜面を設けたことを特徴とする請求項 1 に記載の緩衝器のバルブ構造。

【請求項 5】

上記バルブディスクより一方室側に配置され上記ポートと上記一方室とを仕切る仕切部を設け、当該仕切部は、上記一方室と上記ポートとを連通する通孔と当該通孔の外周側に設けた上記環状弁座と環状傾斜面とを備えてなる請求項 4 に記載の緩衝器のバルブ構造。

【請求項 6】

上記バルブディスクの一方室側の端部外周を小径として小径部を形成し、上記バルブディスクより一方室側に配置され当該バルブディスクに対し遠近可能とされるとともに端部にスリットを備えて上記小径部の外周に摺接する筒状の上記スプールと、当該スプールを上記バルブディスクから遠ざかる方向へ附勢するバネとを設け、上記スリットと上記小径部の外周とをラップさせることで流路面積を減少させる絞り弁を構成したことを特徴とする請求項 1 に記載の緩衝器のバルブ構造。

10

【請求項 7】

上記バルブディスクより一方室側に配置され上記ポートと上記一方室とを仕切る仕切部を設け、当該仕切部が外周から開口して上記一方室と上記ポートとを連通する透孔とを備えてなり、上記仕切部より一方室側に配置され当該仕切部に対し遠近し且つ当該仕切部の外周に摺接する筒状の上記スプールと当該スプールを上記仕切部から遠ざかる方向へ附勢するバネを設け、上記透孔に上記スプールをラップさせることで流路面積を減少させる絞り弁を構成したことを特徴とする請求項 1 に記載の緩衝器のバルブ構造。

20

【請求項 8】

上記バルブディスクより一方室側に配置され上記ポートと上記一方室とを仕切る仕切部を設け、当該仕切部は、外周に形成の環状溝と、当該環状溝から開口して上記一方室と上記ポートとを連通する孔と、を備えてなり、上記仕切部の外周に摺接し且つ内周に当該仕切部の上記環状溝に対向するとともに端部側へ向かうほど当該環状溝から遠ざかるように傾斜するテーパ面を備えた筒状の上記スプールと当該スプールを上記仕切部から遠ざかる方向へ附勢するバネを設け、上記環状溝に上記スプールをラップさせることで流路面積を減少させる絞り弁を構成したことを特徴とする請求項 1 に記載の緩衝器のバルブ構造。

30

【請求項 9】

上記バルブディスクに対して軸方向に不動の封止部を設け、当該封止部の外周に摺動自在に上記スプールを装着して当該封止部と上記スプールとの間に上記他方室へ連通される圧力室を画成し、当該圧力室を介して上記スプールに上記他方室の圧力を作用させる請求項 2 から 8 のいずれかに記載の緩衝器のバルブ構造。

【請求項 10】

上記リーフバルブは上記バルブディスクに遠近可能に積層されると共に、上記ポートを閉塞する方向に上記リーフバルブを附勢する附勢手段を設けたことを特徴とする請求項 1 から 9 のいずれかに記載の緩衝器のバルブ構造。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

40

【0001】

本発明は、緩衝器のバルブ構造の改良に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、この種緩衝器のバルブ構造にあっては、たとえば、車両用の緩衝器のピストン部等に具現化され、ピストン部に設けたポートの出口端に環状のリーフバルブを積層し、このリーフバルブでポートを開閉するものが知られている。

【0003】

そして、具体的にはたとえば、上記緩衝器のバルブ構造は、図 10 に示すように、リーフバルブ L の内周側を固定的に支持せずに、リーフバルブ L の内周をピストン P をピスト

50

ンロッドRに固定する筒状のピストンナットNの外周に摺接させ、スプリングSでメインバルブMを介してリーフバルブLの背面を附勢した緩衝器のバルブ構造が提案されるに至っており、図示したところでは、緩衝器の伸側減衰バルブに具現化されている（たとえば、特許文献1参照）。

【0004】

このバルブ構造を適用した緩衝器にあっては、図示するところではピストンPが上方へ移動する際のピストン速度が低速領域にあるときにはリーフバルブLの外周側がリーフバルブLに積層したメインバルブMの当接部位を支点として撓むので、図11に示すように、内周が固定的に支持されるバルブ構造と略同様の減衰特性を発揮し、ピストン速度が中高速領域に達すると、ポートPoを通過する作動油の圧力がリーフバルブLに作用し、スプリングSの附勢力に抗してリーフバルブLがメインバルブMとともにピストンPから軸方向にリフトして後退するので、内周が固定的に支持される緩衝器のバルブ構造に比較して流路面積が大きくなり、減衰力が過大となることを抑制して、車両における乗り心地を向上することができる。

10

【特許文献1】特開平9-291961号公報（図1）

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、上述のような提案のバルブ構造にあっては、車両における乗り心地を向上できる点で有用な技術ではあるが、以下の不具合があると指摘される可能性がある。

20

【0006】

というのは、たとえば、上記ピストンPが上方に移動するときのピストン速度が高速領域に達すると、従来の緩衝器のバルブ構造では、ピストン速度に応じてリーフバルブLがピストンPから軸方向に後退してリフトするのみで、減衰係数は大きくならない。

【0007】

したがって、ピストン速度が高速領域に達する場合の減衰力が不足気味となり、振動抑制が充分に行われず、車両における乗り心地を悪化させてしまうことになる。

【0008】

そこで、本発明は、上記不具合を改善するために創案されたものであって、その目的とするところは、ピストン速度が高速領域に達する場合にあっても車両における乗り心地を向上することができる緩衝器のバルブ構造を提供することである。

30

【課題を解決するための手段】

【0009】

上記した目的を解決するために、本発明における課題解決手段は、緩衝器内に一方室と他方室とを隔成し上記一方室と他方室とを連通するポートを備えたバルブディスクと、当該バルブディスクの他方室側の端面に積層されて上記ポートの下流を閉塞する環状のリーフバルブとを備えた緩衝器のバルブ構造において、上記一方室と上記ポートの上流とを連通する流路と、緩衝器の伸縮速度が高くなり上記一方室の圧力が上記他方室の圧力を所定量上回るとその圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させるスプールを有する絞り弁とを設けたことを特徴とする。

40

【発明の効果】

【0010】

本発明の緩衝器のバルブ構造によれば、ピストン速度が高速領域に達すると、ピストン速度が中速領域にある場合よりも減衰力を大きくすることができ、ピストン速度が高速領域に達する場合にあっても減衰力が不足することがなく、振動抑制が充分に行われ、車両における乗り心地を向上することができる。

【0011】

また、緩衝器が最伸長するような振幅が大きく、かつ、ピストン速度が高速領域に達するような状況下にあっても、減衰係数を大きくして緩衝器の発生減衰力を大きくすることができるので、ピストン速度を速やかに低減することができ、最伸長時の衝撃を緩和する

50

ことができる。

【 0 0 1 2 】

そして、絞り弁が一方室の圧力が他方室の圧力の圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させるようになっており、スプールの変位量に対する流路の流路面積低下ゲインが小さくなるので、ピストン速度が高速領域にあるときのピストン速度の増加に対する減衰力の増加の割合を小さくすることができ、急激に減衰力が変化することがなく、車両搭乗者に急激な減衰力変化による違和感を抱かせたり、ショックを感じさせたりすることが無く、緩衝器のピストン変位に対する減衰力の変化も急激とならないので、緩衝器が減衰力変化に伴って異音を発生してしまうことも無い。

【 発明を実施するための最良の形態 】

10

【 0 0 1 3 】

以下、本発明のバルブ構造および緩衝器を図に基づいて説明する。図 1 は、一実施の形態における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における縦断面図である。図 2 は、一実施の形態の緩衝器のバルブ構造が具現化した緩衝器における減衰特性を示す図である。図 3 は、一実施の形態の緩衝器のバルブ構造が具現化した緩衝器における減衰力変位特性を示す図である。図 4 は、一実施の形態の一変形例における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。図 5 は、一実施の形態の他の変形例における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。図 6 は、一実施の形態の別の変形例における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。図 7 は、他の実施の形態における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。図 8 は、別の実施の形態における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。図 9 は、別の実施の形態の一変形例における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。

20

【 0 0 1 4 】

一実施の形態における緩衝器のバルブ構造は、図 1 に示すように、緩衝器のピストン部の伸側減衰バルブとして具現化されており、ピストンロッド 5 の先端に連結されて緩衝器内に一方室たる上室 4 1 と他方室たる下室 4 2 とを隔成し上記上室 4 1 と下室 4 2 とを連通するポート 2 を備えたバルブディスクたるピストン 1 と、ピストン 1 の下室 4 2 側の端面に積層されてポート 2 の下流を閉塞する環状のリーフバルブ 1 0 と、リーフバルブ 1 0 に積層される環状のバルブ抑え部材 1 1 と、バルブ抑え部材 1 1 を介してポート 2 を閉塞する方向にリーフバルブ 1 0 を附勢する附勢手段たるコイルスプリング 1 5 と、上室 4 1 とポート 2 の上流とを連通する流路 2 0 と、上室 4 1 の圧力が下室 4 2 の圧力を所定量上回るとその圧力差の増大に比例して流路 2 0 の流路面積を減じるスプール 1 7 を有する絞り弁 1 6 とを備えて構成されている

30

他方、バルブ構造が具現化される緩衝器は、周知であるので詳細には図示して説明しないが、具体的にたとえば、シリンダ 4 0 と、シリンダ 4 0 の上端を封止するヘッド部材（図示せず）と、ヘッド部材（図示せず）を摺動自在に貫通するピストンロッド 5 と、ピストンロッド 5 の端部に設けた上記ピストン 1 と、シリンダ 4 0 内にピストン 1 で隔成される 2 つの圧力室たる上室 4 1 と下室 4 2 と、シリンダ 4 0 の下端を封止する封止部材（図示せず）と、シリンダ 4 0 から出沒するピストンロッド 5 の体積分のシリンダ内容積変化を補償する図示しないリザーバあるいはエア室とを備えて構成され、シリンダ 4 0 内には流体、具体的には作動油が充填されている。

40

【 0 0 1 5 】

そして、上記バルブ構造にあっては、シリンダ 4 0 に対してピストン 1 が図 1 中上方に移動するときに、上室 4 1 内の圧力が上昇して上室 4 1 から下室 4 2 へポート 2 を介して作動油が移動するときに、その作動油の移動にリーフバルブ 1 0 で抵抗を与えて所定の圧力損失を生じせしめて、緩衝器に所定の減衰力を発生させる減衰力発生要素として機能する。すなわち、この実施の形態にあっては、ポート 2 の上流とは、ポート 2 より上室 4 1 側のことを意味している。

50

【 0 0 1 6 】

以下、このバルブ構造について詳しく説明すると、バルブディスクたるピストン 1 は、有底筒状に形成され、底部 1 a の軸心部に設けられ緩衝器のピストンロッド 5 が挿通される挿通孔 1 b と、ポート 2 と、ポート 2 に連通する窓 3 と、ポート 2 の出口端となる窓 3 の外周側に形成されピストン 1 の底部 1 a よりリーフバルブ 1 0 側に突出する環状の弁座 1 c と、外周側に延設される筒部 1 f を備えて構成されている。

【 0 0 1 7 】

なお、このピストン 1 には、緩衝器が収縮するとき下室 4 2 から上室 4 1 へと向かう作動油の流れを許容する圧側のポート 1 d が底部 1 a の伸側のポート 2 より外周側に設けられている。

10

【 0 0 1 8 】

このピストン 1 の挿通孔 1 b 内には上述のようにピストンロッド 5 が挿通され、ピストンロッド 5 の先端部はピストン 1 の図 1 中下方側に突出させてある。なお、ピストンロッド 5 の先端 5 a の外径は、先端 5 a より図 1 中上方側の外径より小径に設定され、上方側と先端部との外径が異なる部分に段部 5 b が形成されている。

【 0 0 1 9 】

つづいて、ピストンロッド 5 の先端 5 a にはピストンナット 4 が螺着され、このピストンナット 4 は、筒部 4 a と、図 1 中下端外周から延設される鏝 4 b とを備えて構成され、筒部 4 a の上端外周は小径とされて後述のリーフバルブ 1 0 およびバルブ抑え部材 1 1 の軸方向の移動をガイドするガイド部 4 c が形成されている。なお、ガイド部 4 c は、ピストンナット 4 とは別体とされてもよい。

20

【 0 0 2 0 】

そして、上記ピストンロッド 5 の先端 5 a を、外周側にスプール 1 7 が摺動自在に装着される環状の封止部たる封止部材 2 2、ピストン 1 より上室 4 1 側に配置されポート 2 と上室 4 1 とを仕切る仕切部たる壁体 2 4、間座 1 0 1、圧側のリーフバルブ 1 0 0 およびピストン 1 の順に、これらの内周に挿入し、ピストン 1 の図 1 中下方からピストンナット 4 をピストンロッド 5 の先端に設けた螺子部 5 c に螺着することによって、上記各部材はピストンロッド 5 の段部 5 b とピストンナット 4 の上端とで挟持されてピストンロッド 5 に固定される。

【 0 0 2 1 】

30

なお、ピストン 1 の底部 1 a に設けた挿通孔 1 b における下端開口部が拡径されて拡径部 1 e が設けられて段部が形成され、この段部に筒部 4 a におけるガイド部 4 c の図 1 中上端の挿入が可能になっている。

【 0 0 2 2 】

そして、ピストン 1 の底部 1 a には、上記ピストンナット 4 の筒部 4 a におけるガイド部 4 c の外周に摺接するリーフバルブ 1 0 より小径であって環状の間座 7 が積層され、この間座 7 の下方からガイド部 4 c の外周に摺接するリーフバルブ 1 0 が積層され、さらに、このリーフバルブ 1 0 の下方からリーフバルブ 1 0 より小径であってガイド部 4 c の外周に摺接する環状の間座 8 が複数積層されるとともに、またさらに、この間座 8 の下方から同じくガイド部 4 c の外周に摺接するバルブ抑え部材 1 1 が積層されている。

40

【 0 0 2 3 】

なお、リーフバルブ 1 0 は、環状に形成されたリーフを複数枚積層して積層リーフバルブとして構成されており、この図 1 中上面を弁座 1 c に当接させて、ピストン 1 のポート 2 を閉塞することができるようになっている。さらに、詳しくは図示しないが、弁座 1 c に着座するリーフの外周に形成される切欠あるいは弁座 1 c に打刻されて形成される周知のオリフィスが設けられている。また、この実施の形態においては、リーフバルブ 1 0 は、積層リーフバルブとして構成されているが、上記リーフの枚数は、本バルブ構造で実現する減衰特性（ピストン速度に対する減衰力の関係）によって任意とされてよく、緩衝器に発生させる減衰特性によって複数枚とされても一枚のみでも差し支えなく、また、緩衝器に発生させ減衰特性によって各リーフの外径を異なるように設定することができる。

50

【 0 0 2 4 】

また、上述のように、ピストン 1 を有底筒状の形状とすることによって、リーフバルブ等のバルブ構造を構成する部材をピストン 1 内に収納することが可能となって、ピストン 1 の図 1 中上端からピストンナット 4 の図 1 中下端までの長さを短くすることができ、ピストン部を小型化することができる。

【 0 0 2 5 】

さらに、図 1 中一番最下方に積層されるバルブ抑え部材 1 1 は、内周側が上記したピストンナット 4 のガイド部 4 c の外周に摺接し、後述のコイルスプリング 1 5 の図 1 中上端を支承する環状本体 1 1 a と、環状本体 1 1 a の図 1 中下端から下方に垂下され同じく内周側がガイド部 4 c の外周に摺接する筒部 1 1 b とを備えて構成されている。

10

【 0 0 2 6 】

また、上記環状本体 1 1 a とピストンナット 4 の鍔 4 b との間には、附勢手段たるコイルスプリング 1 5 が介装され、このコイルスプリング 1 5 でバルブ抑え部材 1 1 を介して上記リーフバルブ 1 0 を弁座 1 c 側に押し付けている。

【 0 0 2 7 】

なお、筒部 1 1 b を省略することも可能であるが、上記筒部 1 1 b は、コイルスプリング 1 5 をセンタリングする機能を発揮し、このセンタリング機能によってコイルスプリング 1 5 の附勢力をバルブ抑え部材 1 1 に偏りなく作用させることができるので、設けておくことが望ましい。

【 0 0 2 8 】

20

そして、上記構成によって、コイルスプリング 1 5 の附勢力を上記バルブ抑え部材 1 1 を介してリーフバルブ 1 0 の内周側に作用させて、コイルスプリング 1 5 でポート 2 を閉塞する方向にリーフバルブ 1 0 を附勢している。

【 0 0 2 9 】

したがって、リーフバルブ 1 0 およびバルブ抑え部材 1 1 は、ピストン 1 が図 1 中上方に移動して、上室 4 1 内の圧力と下室 4 2 内の圧力との差が大きくなると、上記附勢力に抗してコイルスプリング 1 5 を圧縮してリーフバルブ 1 0 の全体がピストン 1 から軸方向に後退、つまり、図 1 中下方にリフトするようになっている。

【 0 0 3 0 】

なお、ピストン 1 の底部 1 a から弁座 1 c の先端までの軸方向長さよりも、間座 7 の軸方向の厚みを短く設定してあり、内周側に附勢力が作用しているリーフバルブ 1 0 に初期撓みを与えている。この初期撓みの撓み量の設定によって、リーフバルブ 1 0 が弁座 1 c から離れてポート 2 を開放する時の開弁圧を調節することができ、この初期撓みの撓み量は、間座 7 の厚みで変更可能であるとともに、緩衝器が適用される車両に最適となるように設定されている。つまり、間座 7 は、リーフバルブ 1 0 の初期撓みを調節する機能を備えており、軸方向の厚みで上記初期撓みを調節するので、間座 7 の枚数は図示した 2 枚に限らず設定に応じて任意の枚数としてもよい。なお、ピストン 1 の底部 1 a から弁座 1 c の下端までの軸方向長さによっては、間座 7 を省略することも可能である。

30

【 0 0 3 1 】

さらに、上記したところでは、附勢手段をコイルスプリング 1 5 としているが、リーフバルブ 1 0 に所定の附勢力を作用させればよいので、これを例えば、皿バネやリーフスプリングとしたり、ゴム等の弾性体としたりしてもよい。

40

【 0 0 3 2 】

つづき、ピストン 1 より図 1 中上方に配置される各部材について詳しく説明すると、上述のようにピストン 1 の上方には、間座 1 0 1 およびリーフバルブ 1 0 0 を介してピストン 1 に対向する壁体 2 4 が積層されており、壁体 2 4 は、上述の通り上室 4 1 とポート 2 とを仕切って、ポート 2 の上流に空間 A を形成している。

【 0 0 3 3 】

この壁体 2 4 は、詳しくは、環状の壁本体 2 4 a と、壁本体 2 4 a の上下を貫いて開口して上室 4 1 とポート 2 とを連通する通孔 2 4 b と、壁本体 2 4 a の通孔 2 4 b より外周

50

側に設けた環状弁座 24c と、環状弁座 24c の外周側に形成したすり鉢状の環状傾斜面 24d と、壁本体 24a の外周から垂下されてピストン 1 の上室 41 側端部を小径とすることで形成される小径部 1g の外周に嵌合する筒部 24e とを備えて構成されている。

【0034】

なお、本実施の形態においては、筒部 24e は小径部 1g に遊嵌されて当該筒部 24e と小径部 1g の外周との間には、嵌合隙間が形成されており、この嵌合隙間を通じても作動油はポート 2 の上流である空間 A と上室 41 とを行き来することが可能なように設定されるとともに、リーフバルブ 100 に設けた孔 100a を介して空間 A がポート 2 へ連通されて、作動油は上室 41 から下室 42 へ移動することができるようになっている。

【0035】

したがって、この実施の形態の場合、ポート 2 の上流に形成される空間 A は、上記したように、壁体 24 に形成される通孔 24b および壁体 24 とピストン 1 との間の嵌合隙間を介して上室 41 に連通されているので、この場合、流路 20 は、通孔 24b および上記嵌合隙間ということになる。

【0036】

つづいて、この壁体 24 の図 1 中上方に積層されてピストンロッド 5 の先端 5c に軸方向に不動に固定される封止部たる封止部材 22 について説明する。この封止部材 22 は、底部 22a と底部 22a の上端外周から立ち上がる筒部 22b とを備えて有底筒状に形成されるとともに、底部 22a の中央に設けられるピストンロッド 5 の先端 5a の挿通を許容する挿通孔 22c と、底部 22a における中間部外周に設けられる外方へ突出する環状の鍔部 22d と、底部外周の鍔部 22d より図 1 中上方から開口して挿通孔 22c へ連通される横孔 22e とを備えて構成され、底部下端の外径は、壁体 24 に積層したときに、壁体 24 の通孔 24b を閉塞しない径とされ、通孔 24b による上室 41 とポート 2 の上流である空間 A との連通が確保されている。

【0037】

そして、上記横孔 22e は、ピストンロッド 5 の先端 5a に封止部材 22 が固定された状態で、ピストンロッド 5 の図 1 中下端から先端 5a の上端側部へ開口するパイロット通路 5d に連通され、さらに、その途中には、オリフィス 23a を備えたプラグ 23 が螺着されている。

【0038】

さらに、この封止部材 22 の外周には、筒状のスプール 17 が配置されて設けられている。このスプール 17 は、ピストンロッド 5 の外周に摺接する環状板部 17a と、環状板部 17a の下端外周部から垂下されて封止部材 22 の筒部 22b の外周に摺接する筒 17b と、筒 17b の下端内周に設けられて封止部材 22 の鍔部 22d の外周に摺接する拡径部 17c と、環状板部 17a を図 1 中上下に貫く孔 17d とを備えて構成されており、この筒 17b と封止部材 22 の外周とで圧力室 26 が形成されている。

【0039】

このように、スプール 17 は、隔壁体 24 より上室 41 側に配置され、ピストンロッド 5 に対して図 1 中上下方向となる軸方向に移動自在とされて壁体 24 に対し遠近可能とされ、ピストンロッド 5 の外周に装着されたストップリング 18 によって上方への移動限界が設定されている。なお、環状板部 17a に設けた孔 17d を介してスプール 17 の内外が連通されているので、スプール 17 は、ロックされることなく図 1 中上下方向へ移動することができるようになっている。

【0040】

そして、筒 17b と封止部材 22 の外周とで画成される圧力室 26 は、封止部材 22 の内外を連通する横孔 22e、オリフィス 23a およびパイロット通路 5d を介して他方室たる下室 42 に連通され、圧力室 26 内には下室 42 内の圧力が導かれるようになっている。

【0041】

上述のように封止部材 22 は、ピストンロッド 5 に固定されピストン 1 に対して軸方向

10

20

30

40

50

に不動とされているので、スプール 17 が軸方向に上下動すると、圧力室 26 の容積は増減することになる。

【0042】

さらに、スプール 17 の環状板部 17a の図 1 中下端外周と封止部材 22 の底部 22a との間には、バネたるコイルスプリング 25 が介装されており、このコイルスプリング 25 によってスプール 17 は、上室 41 側となる図 1 中上方側へ附勢されて、何ら他に力が作用しない状態ではストップリング 18 で規制する図中最上方に配置される。

【0043】

ここで、シリンダ 40 に対してピストン 1 が図 1 中上方に移動する緩衝器の伸長行程時には、上記スプール 17 が上室 41 と圧力室 26 に作用する下室 42 の差圧に応じて図 1 中下方へ移動し、壁体 24 に接近することでスプール 17 の筒 17b と壁体 24 との間の環状隙間を狭めて流路 20 の流路面積を減じるようになっており、この実施の形態における絞り弁 16 は、壁体 24 に設けた環状弁座 24c、スプール 17 およびバネたるコイルスプリング 25 とで構成されている。

【0044】

このスプール 17 の動作について詳しく説明すると、スプール 17 は、コイルスプリング 25 および圧力室 26 を介して作用する下室 42 内の圧力によって図 1 中上方へ附勢されるとともに、逆に、上室 41 内の圧力を受けて図 1 中下方へ附勢されている。そして、緩衝器の伸長行程時にスプール 17 に作用する上室 41 の圧力が下室 42 の圧力を所定量上回ってコイルスプリング 25 および圧力室 26 による附勢力に打ち勝つようになると、スプール 17 は、上室 41 と下室 42 の圧力差の増大に比例して流路 20 中へ変位して壁体 24 に近付きスプール 17 の筒 17b と壁体 24 の環状傾斜面 24d との間の環状隙間を狭めて流路 20 の流路面積を減じて流路 20 を絞る。

【0045】

なお、圧力室 26 はオリフィス 23a を介して下室 42 に接続されているので、スプール 17 の動きは緩慢となり、流路 20 の流路面積がスプール 17 によって急激に減少せしめられてしまうことが無いようになっている。

【0046】

つまり、この絞り弁 16 は、上室 41 の圧力が下室 42 の圧力を所定量上回るとスプール 17 が図 1 中下方へ移動して流路 20 を絞り、最終的には、筒部 17b の下端が壁体 24 に形成した環状弁座 24c に当接して、通孔 24b による上室 41 と空間 A との連通を阻止するようになっており、この状態では、上記した嵌合隙間のみを介してポート 2 と上室 41 とが連通される状態となって、流路 20 の流路面積を最小とするようになっている。

【0047】

また、上記のスプール 17 が最上方にあってストップリング 18 に当接して流路 20 の流路面積を最大とする位置から環状弁座 24c に当接して流路 20 の流路面積を最小とする位置まで変位するまで、壁体 24 とスプール 17 との間の環状隙間の面積がスプール 17 の変位量に応じて徐々に比例的に漸減するようになっている。すなわち、スプール 17 は、上室 41 の圧力が下室 42 の圧力を所定量上回ってその圧力差が大きくなればなるほど壁体 24 の環状傾斜面 24d へ接近して流路 20 を大きく絞るように機能する。

【0048】

そして、このバルブ構造にあっては、上室 41 の圧力と下室 42 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させるため、壁体 24 にスプール 17 が着座する環状弁座 24c の外周側にすり鉢状の環状傾斜面 24d を形成してあり、壁体 24 とスプール 17 との間の面積が最小となるのは、壁体 24 の環状傾斜面 24d とスプール 17 の筒 17b の下端外周との間で形成される環状隙間である。

【0049】

つまり、本実施の形態におけるバルブ構造では、環状傾斜面 24d とスプール 17 の筒 17b の下端外周との間で形成される環状隙間の面積が最小となって、環状傾斜面 24d

とスプール 17 の筒 17 b の下端外周との間で形成される環状隙間の面積におけるスプール 17 の変位置に対する流路面積低下ゲイン（スプール 17 の変位置に対する流路面積低下の割合）は、環状傾斜面 24 d が無い場合において環状弁座 24 c と筒 17 の下端面との間で形成される環状隙間の面積における流路面積低下ゲインに比較して小さくなるので、上室 41 の圧力と下室 42 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させることができるのである。

【0050】

また、ピストン 1 がシリンダ 40 に対して図 1 中下方に移動する緩衝器の圧縮行程時には、作動油は、圧側のリーフバルブ 100 を撓ませて、ポート 1 d を介して下室 42 から上室 41 へ移動し、この作動油の流れにリーフバルブ 100 で抵抗を与えることによって緩衝器は圧縮行程時の減衰力を発生する。

10

【0051】

つづいて、上記したように構成される一実施の形態における緩衝器のバルブ構造の作用について説明する。上述したように、ピストン 1 がシリンダ 40 に対して図 1 中上方側に移動すると、上室 41 内の圧力が高まり、上室 41 内の作動油はポート 2 を通過して下室 42 内に移動しようとする。

【0052】

そして、緩衝器の伸縮速度となるピストン速度が低速領域にある場合、絞り弁 16 における圧力損失は小さいため、上室 41 内の圧力と下室 42 内の圧力との差が小さく、スプール 17 をコイルスプリング 25 の附勢力に抗して壁体 24 側へ移動させることができないので、流路 20 の流路面積は減少させられることがない。

20

【0053】

また、流路 20 を通過した作動油はポート 2 を介して下室 42 へ移動するが、ピストン速度が低速領域にある場合、作動油は、ピストン速度が極低速のうちは、上述のリーフバルブ 10 の弁座 1 c に着座するリーフの外周に設けた切欠あるいは弁座 1 c に打刻によって形成されるオリフィスを通し、その後の速度の上昇に伴って、リーフバルブ 10 の外周を撓ませるが、リーフバルブ 10 をコイルスプリング 15 の附勢力に抗してピストン 1 から後退させてリフトさせることができず、リーフバルブ 10 はコイルスプリング 15 によって附勢されてポート 2 を閉塞するように押し付けられて間座 8 の外周縁を支点として撓むのみとなる。したがって、このときの減衰特性（ピストン速度に対する減衰力の関係）は、図 2 中実線で示すが如くとなり、この低速領域では、減衰係数は比較的大きいものとなる。

30

【0054】

他方、ピストン 1 の速度が中速領域に達すると、上室 41 内の圧力と下室 42 内の圧力との差が大きくなるが、スプール 17 をコイルスプリング 25 の附勢力に抗して壁体 24 側へ移動させることができないので、流路 20 は閉塞されることがない。すなわち、ピストン速度が中速領域にある場合、上室 41 内の圧力が下室 42 内の圧力より所定量上回ることがないように、その所定量が設定されており、ピストン速度が中速領域にある場合では、絞り弁 16 が流路 20 を閉塞することがないように設定されている。なお、スプール 17 が図 1 の状態から下方へ移動し始める差圧である所定量は、コイルスプリング 25 の初期荷重（スプール 17 が最上方に位置決められている状態でコイルスプリング 25 が発生している附勢力）とスプール 17 を図 1 中上方へ押し付ける下室 42 の圧力が作用する圧力室 26 における受圧面積の設定によって調節することができる。

40

【0055】

また、ピストン 1 の速度が中速領域に達した状態では、一方室 41 内の圧力と他方室 42 内の圧力との差が大きくなり、作動油のリーフバルブ 10 を図 1 中下方へ押し下げる力が大きくなるので、該力がコイルスプリング 15 の附勢力に打ち勝って、リーフバルブ 10 の全体をピストン 1 から軸方向に後退させる、すなわち、図 1 中下方へ移動させてリーフバルブ 10 をリフトさせることになり、弁座 1 c とリーフバルブ 10 との間の隙間は、ピストン速度の上昇とともに大きくなる。

50

【 0 0 5 6 】

すなわち、ピストン速度が中速領域にあるときの減衰特性は、図 2 に示すように、リーフバルブ 1 0 の全体がピストン 1 の底部 1 a からリフトするので、ピストン速度の増加に対して比例はするものの低速領域より減衰係数は小さくなり、減衰特性の傾きが小さくなる。

【 0 0 5 7 】

さらに、ピストン速度が高速領域に達すると、作動油のリーフバルブ 1 0 を図 1 中下方へ押し下げる力はさらに大きくなって、リーフバルブ 1 0 のピストン 1 から図 1 中下方へ後退する後退量は大きくなり、リーフバルブ 1 0 と弁座 1 c との間の隙間はピストン速度が中速領域にあるときよりも大きくなる。

10

【 0 0 5 8 】

これに対し、上室 4 1 内の圧力と下室 4 2 内の圧力との差がピストン速度が中速領域にあるときよりも大きくなるので、スプール 1 7 はコイルスプリング 2 5 および圧力室 2 6 を介して作用する下室 4 2 内の圧力による附勢力に打ち勝ってピストン 1 側に移動する。そして、スプール 1 7 が図 1 にある状態から壁体 2 4 側への移動するときの変位量は、上室 4 1 内の圧力と下室 4 2 内の圧力との差に比例し、当該変位量に比例して流路 2 0 の流路面積を減じる。

【 0 0 5 9 】

ピストン速度が高速領域に達してから、上室 4 1 内の圧力と下室 4 2 内の圧力との差がさらに増大していくと、スプール 1 7 は、流路面積を圧力差に比例して漸減させていき、最終的には、壁体 2 4 の環状弁座 2 4 c に当接して通孔 2 4 b による上室 4 1 と下室 4 2 との連通を断って、上室 4 1 と下室 4 2 との連通を壁体 2 4 とピストン 1 との嵌合隙間のみとして流路 2 0 の流路面積を最小とする。

20

【 0 0 6 0 】

すなわち、ピストン速度が高速領域にある場合、上室 4 1 内の圧力が下室 4 2 内の圧力より所定量上回るように、その所定量が設定されており、ピストン速度が高速領域にある場合は、絞り弁 1 6 が流路 2 0 の流路面積を最小とするように設定されている。

【 0 0 6 1 】

したがって、ピストン 1 の速度が高速領域にある場合、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力の圧力差の増大に伴って流路 2 0 の流路面積が比例的に漸減されるので、ピストン 1 の速度の増加に伴って圧力損失も徐々に増加することになる。

30

【 0 0 6 2 】

つまり、ピストン速度が高速領域にあるときの減衰特性は、図 2 に示すように、流路面積が制限されるので、中速領域にあるときよりも傾きが大きくなり、ピストン 1 の速度の増加に伴って減衰力も増加するようになる。

【 0 0 6 3 】

このように、本実施の形態の緩衝器のバルブ構造にあっては、ピストン速度が中速領域にある場合には、減衰力を低く抑えつつ、ピストン速度が高速領域に達すると、ピストン速度が中速領域にある場合よりも減衰力を大きくすることができ、ピストン速度が高速領域に達する場合にあっても減衰力が不足することがなく、振動抑制が充分に行われ、車両における乗り心地を向上することができる。

40

【 0 0 6 4 】

また、緩衝器が最伸長するような振幅が大きく、かつ、ピストン速度が高速領域に達するような状況下にあっても、減衰係数を大きくして緩衝器の発生減衰力を大きくすることができるので、ピストン速度を速やかに低減することができ、最伸長時の衝撃を緩和することができる。

【 0 0 6 5 】

そして、本実施の形態におけるバルブ構造では、絞り弁 1 6 が上室 4 1 の圧力と下室 4 2 との圧力の圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させるようになっており、スプール 1 7 の変位量に対する流路 2 0 の流路面積低下ゲインが小さくなるので、ピストン速度が

50

高速領域にあるときのピストン速度の増加に対する減衰力の増加の割合を小さくすることができ、急激に減衰力が変化することがなく、車両搭乗者に急激な減衰力変化による違和感を抱かせたり、ショックを感じさせたりすることが無い。

【 0 0 6 6 】

また、圧力室 2 6 はオリフィス 2 3 a を介して下室 4 2 に連通されているので、スプール 1 7 が流路 2 0 の流路面積を減少させる動作には、ある程度の時間を要することになり、減衰力が急激に変化してしまうような事態を招来しないような配慮がなされており、車両搭乗者に急激な減衰力変化による違和感を抱かせたり、ショックを感じさせたりすることと確実に防止している。

【 0 0 6 7 】

さらに、本発明のバルブ構造では、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させることによってスプール 1 7 の変位量に対する流路 2 0 の流路面積低下ゲインが小さくなり、オリフィス 2 3 a による減衰が有効に働き、バルブ構造を適用した緩衝器の減衰力変位特性（ピストン変位に対する減衰力変化の特性）は、図 3 中実線で示すが如くなる。他方、環状傾斜面 2 4 d を設けない場合には、スプール 1 7 の変位量に対する流路 2 0 の流路面積低下ゲインが大きくなり、オリフィス 2 3 a による減衰が十分に機能しないため、減衰力変化が急激となって減衰力変位特性は、図 3 中破線で示すが如くなる。したがって、本発明のバルブ構造では、緩衝器のピストン変位に対する減衰力の変化も急激とならないので、緩衝器が減衰力変化に伴って異音を発生してしまうことも無く、車両搭乗者に不快感を与えることが無く、この点においても車両における乗心地を向上させることができる。

【 0 0 6 8 】

なお、上述したところでは、壁体 2 4 をピストン 1 の小径部 1 g の外周に嵌合させてシリンダ 4 0 の内周に摺接させてポート 2 と一方室たる上室 4 1 とを仕切ってピストン 1 と壁体 2 4 との間に空間 A を設けるようにしているが、緩衝器の摺動摩擦が増えることにはなるけれども、壁体 2 4 をシリンダ 4 0 の内壁に摺接させてポート 2 と一方室たる上室 4 1 とを仕切るようにしてもよい。

【 0 0 6 9 】

さらに、図 4 に示す一実施の形態の一変形例におけるバルブ構造のように、壁体 2 7 の環状弁座 2 7 c の内周側に環状傾斜面 2 7 d を設けるようにしてもよい。具体的には、この一変形例における壁体 2 7 は、壁本体 2 7 a と、壁本体 2 7 a の上下を貫いて開口して上室 4 1 とポート 2 とを連通する通孔 2 7 b と、壁本体 2 7 a の通孔 2 7 b より外周側に設けた環状弁座 2 7 c と、環状弁座 2 7 c の内周側であって通孔 2 7 b より外周側に形成した円錐台の側面状の環状傾斜面 2 7 d と、壁本体 2 7 a の外周から垂下されてピストン 1 の小径部 1 g の外周に嵌合する筒部 2 7 e とを備えて構成されている。なお、その他の構成は一実施の形態のバルブ構造と同様であり、同じ部材については同様の符号を付して説明を省略する。

【 0 0 7 0 】

このような壁体 2 7 を用いても、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させてスプール 1 7 の変位量に対する流路 2 0 の流路面積低下ゲインを小さくできることになり、このようにしても上記した一実施の形態におけるバルブ構造と同様の作用効果を奏することができる。すなわち、ピストン速度が中速領域にある場合には、減衰力を低く抑えつつ、ピストン速度が高速領域に達すると、ピストン速度が中速領域にある場合よりも減衰力を大きくすることができ、ピストン速度が高速領域に達する場合にあっても減衰力が不足することがなく、振動抑制が充分に行われ、車両における乗り心地を向上することができ、最伸長時の衝撃を緩和することができるとともに、車両搭乗者に急激な減衰力変化による違和感を抱かせたり、ショックを感じさせたりすることが無く、さらには、緩衝器が減衰力変化に伴って異音を発生してしまうことも無い。

【 0 0 7 1 】

また、図 5 に示す一実施の形態における他の変形例のバルブ構造のように、壁体 2 8 の

環状傾斜面 28c をそのまま弁座として用いて、この環状傾斜面 28c にスプール 17 の筒 17b の下端を当接するようにしてもよい。具体的には、この他の変形例における壁体 28 は、壁本体 28a と、壁本体 28a の上下を貫いて開口して上室 41 とポート 2 とを連通する通孔 28b と、壁本体 28a の通孔 28b より外周側に設けたすり鉢状の環状傾斜面 28c で形成した弁座と、壁本体 28a の外周から垂下されてピストン 1 の小径部 1g の外周に嵌合する筒部 28d とを備えて構成されている。

【0072】

このような壁体 28 を用いても、上室 41 の圧力と下室 42 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させてスプール 17 の変位置に対する流路 20 の流路面積低下ゲインを小さくできることになり、このようにしても上記した一実施の形態におけるバルブ構造と同様の作用効果を奏することができる。すなわち、ピストン速度が中速領域にある場合には、減衰力を低く抑えつつ、ピストン速度が高速領域に達すると、ピストン速度が中速領域にある場合よりも減衰力を大きくすることができ、ピストン速度が高速領域に達する場合にあっても減衰力が不足することがなく、振動抑制が充分に行われ、車両における乗り心地を向上することができ、最伸長時の衝撃を緩和することができるとともに、車両搭乗者に急激な減衰力変化による違和感を抱かせたり、ショックを感じさせたりすることが無く、さらには、緩衝器が減衰力変化に伴って異音を発生してしまうことも無い。

【0073】

なお、この例では内周側に傾斜する環状傾斜面 28c を弁座としているが、環状傾斜面を円錐台の側面状としてその傾斜方向を外周側とするようにしてもよい。

【0074】

また、図 6 に示すように、スプール 30 の端部外周側にテーパ部 30a を設け、壁体 29 側に段部 29a を設けて、当該段部 29a の内周縁を弁座としてテーパ部 30a が離着座するように設定することもでき、この場合にも、上記した一実施の形態におけるバルブ構造と同様の作用効果を奏することができる。

【0075】

また、各実施の形態において、壁体 24, 27, 29 は、ピストン 1 の小径部 1g の外周に嵌合して、嵌合隙間で流路 20 の一部を形成しているが、スプール 17, 30 が完全に壁体 24, 27, 29 との間の流路を閉塞しないようにスプール 17, 30 の壁体 24, 27, 29 への当接部位に切欠等を設けて上室 41 と下室 42 の連通が確保されるようにしておくのであれば、上記嵌合隙間で流路 20 の一部を形成する必要は無く、壁体 24, 27, 29 をピストン 1 の小径部 1g に隙間無く嵌合させるようにしてもよい。

【0076】

つぎに、他の実施の形態における緩衝器のバルブ構造について説明する。この他の実施の形態における緩衝器のバルブ構造は、図 7 に示すように、間座 101 から図 7 中上方の構成が上述した一実施の形態におけるバルブ構造と異なる。

【0077】

なお、説明が重複するので、一実施の形態における緩衝器のバルブ構造と同様の部材については、同様の符号を付するのみとして、その詳しい説明を省略することとする。

【0078】

他の実施の形態における緩衝器のバルブ構造では、上記ピストンロッド 5 の先端 5a には、図 7 中上から順に、筒状のスプール 31 と、ピストンロッド 5 に固定され外周側に装着されるスプール 31 を摺動自在に保持する封止部たる筒状の封止部材 32 とが、間座 101 の上室 41 側の端面に積層されて、これらの部材は、一実施の形態と同様に、ピストンナット 4 をピストンロッド 5 の先端に設けた螺子部 5c に螺着することによってピストンロッド 5 の段部 5b とピストンナット 4 の上端とで挟持されてピストンロッド 5 に固定される。

【0079】

この他の実施の形態では、スプール 31 は筒状に形成され、また、その上端には内周側に突出してピストンロッド 5 の外周に摺接する環状板部 31a が設けられ、この環状板部

10

20

30

40

50

３１ a と封止部材 ３２ との間にバネたるコイルスプリング ３３ が介装されている。

【 ０ ０ ８ ０ 】

また、このスプール ３１ の内周径は、図 ７ 中下方側が大径とされて、大径部 ３１ b が形成されている。そして、このスプール ３１ の内周に、ピストンロッド ５ に固定される封止部材 ３２ が収容されており、スプール ３１ は、この封止部材 ３２ の外周に摺動自在とされて図 ７ 中上下方向に移動することが可能なようになっている。また、封止部材 ３２ は有底筒状に形成されており、孔空きの底部 ３２ a がピストンロッド ５ の先端 ５ a に固定され、さらに、底部 ３２ a の図 ７ 中外周下端には外方へ突出する鍔部 ３２ b が設けられており、この鍔部 ３２ b の外周をスプール ３１ の大径部 ３１ b の内周面に、封止部材 ３２ の鍔部 ３２ b 以外の外周部位をスプール ３１ の小径な内周に摺接させている。

10

【 ０ ０ ８ １ 】

したがって、スプール ３１ の内周の小径部位と大径部 ３１ b とで形成される段差と封止部材 ３２ の外周の鍔部 ３２ b で形成される段差とで、図 ７ に示すように、圧力室 ３４ が形成され、この圧力室 ３４ は、封止部材 ３２ の肉厚を貫いてその外周から開口して底部 ３２ a の内周まで連通される横孔 ３２ c と、この横孔 ３２ c に対向するピストンロッド ５ に設けたパイロット通路 ５ d を介して他方室たる下室 ４２ に連通されている。なお、上記した横孔 ３２ c の途中にはオリフィス ３５ a を備えたプラグ ３５ が螺着され、一実施の形態のバルブ構造と同様に、圧力室 ３４ は、オリフィス ３５ a を介して下室 ４２ に連通されている。

【 ０ ０ ８ ２ 】

20

すなわち、スプール ３１ は、ピストン １ より上室 ４１ 側に配置され、ピストンロッド ５ に対して図 ７ 中上下方向となる軸方向に移動自在とされてバルブディスクたるピストン １ に対し遠近可能とされ、ピストンロッド ５ の外周に装着されたストップリング ３６ によって上方への移動限界が設定されている。また、この実施の形態の場合、スプール ３１ の下端に図 ７ 中上下方向となる軸方向に伸びるスリット ３１ c が設けられるとともに、当該スプール ３１ の下端の大径部 ３１ b の内周をピストン １ に設けた小径部 １ g の外周に摺接させて、上記スリット ３１ c と小径部 １ g の外周とをラップさせて、絞り弁 ３７ を構成してある。

【 ０ ０ ８ ３ 】

すなわち、この絞り弁 ３７ にあっては、スプール ３１ の図 ７ 中上下方向の変位によってスリット ３１ c と小径部 １ g の外周とのラップ量が変化し、これによって小径部 １ g の外周がスリット ３１ c を覆う面積を変化させて、流路面積を変化させるようになっている。なお、スプール ３１ の環状板部 ３１ a には、ピストンロッド ５ によって閉塞されるスプール ３１ 内と上室 ４１ とを連通する孔 ３１ d が設けられており、スプール ３１ 内が閉塞されてスプール ３１ の図 ７ 中上下方向の移動を妨げることがないようになっている。

30

【 ０ ０ ８ ４ 】

したがって、この実施の形態の場合、ポート ２ と上室 ４１ とを連通する流路 ３８ は、スリット ３１ c で形成されている。なお、スリット ３１ c の数は、任意に設定することができる。

【 ０ ０ ８ ５ 】

40

また、この実施の形態の場合、スプール ３１ が図 ７ 中下方へ移動し、スプール ３１ の下端が段部 １ h に当接しても、小径部 １ g の外周がスリット ３１ c の全てをラップしてしまうことが無いように、スリット ３１ c の軸方向長さは小径部 １ g の軸方向長さより長くなるように設定されており、絞り弁 ３７ は流路 ３８ を完全に閉塞することが無いようになっている。

【 ０ ０ ８ ６ 】

上述したところから理解できるように、スプール ３１ は、上室 ４１ の圧力によって図 ７ 中下方へ附勢される一方、圧力室 ３４ に作用する下室 ４２ の圧力およびコイルスプリング ３３ によって図 ７ 中上方へ附勢され、すなわち、スプール ３１ には、構造上、圧力室 ３４ の断面積を受圧面積として上室 ４１ と下室 ４２ の圧力が作用することになり、上室 ４１ の

50

圧力が下室 4 2 の圧力を所定量上回るとスプール 3 1 がピストン 1 側へ移動することになる。そして、スプール 3 1 の図 7 に示した位置からの変位量は、上室 4 1 と下室 4 2 の圧力差に比例し、流路 3 8 の流路面積がスプール 3 1 の変位量に応じて減少するようになっている。すなわち、この絞り弁 3 7 は、上室 4 1 の圧力が下室 4 2 の圧力を所定量上回ってその圧力差が大きくなればなるほどスプール 3 1 がピストン 1 側へ変位し、スリット 3 1 c と小径部 1 g の外周とのラップ量を大きくして流路 3 8 を大きく絞るように機能する。

【 0 0 8 7 】

そして、このバルブ構造にあっては、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させるため、スリット 3 1 c と小径部 1 g の外周とをラップさせることで絞り弁 3 7 を構成するようにし、流路面積がスリット 3 1 c の開放されている部分の面積とされているので、スプール 3 1 の変位量に対する流路面積低下ゲインは、スプール 3 1 がピストン 1 へ接近することで形成される環状隙間の流路面積を減少させるときの流路面積低下ゲインに比較して小さくなり、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させることができるのである。

【 0 0 8 8 】

このように、他の実施の形態におけるバルブ構造においても、ピストン 1 がシリンダ 4 0 に対して図 7 中上方へ移動する際のピストン速度が低中速領域にある場合には、上室 4 1 との圧力と下室 4 2 内の圧力との差は大きくないので、スプール 3 1 は、流路 3 8 の流路面積を減じることが無く、ピストン速度が高速領域に達すると、上室 4 1 との圧力が下室 4 2 内の圧力を所定量上回ってスプール 3 1 がピストン 1 側へ移動して流路 3 8 の流路面積を減じようになる。なお、この実施の形態においても、圧力室 3 4 は下室 4 2 にオリフィス 3 5 a を介して連通されているので、スプール 3 1 の動きは緩慢となり、急激に流路 3 8 の流路面積を変化させてしまうことが無いようになっている。そして、ピストン速度が高速領域となると、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との差に比例してスプール 3 1 が変位して、流路 3 8 の流路面積を上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との差に比例して漸減させるので、この他の実施の形態におけるバルブ構造における減衰特性も図 2 に示すが如くとなる。

【 0 0 8 9 】

したがって、他の実施の形態におけるバルブ構造においても、一実施の形態のバルブ構造と同様に、絞り弁 3 7 が上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させてようになっていることから、スプール 3 1 の変位量に対する流路 3 8 の流路面積低下ゲインを小さくできることになり、このようにしても上記した一実施の形態におけるバルブ構造と同様の作用効果を奏することができる。すなわち、ピストン速度が中速領域にある場合には、減衰力を低く抑えつつ、ピストン速度が高速領域に達すると、ピストン速度が中速領域にある場合よりも減衰力を大きくすることができ、ピストン速度が高速領域に達する場合にあっても減衰力が不足することがなく、振動抑制が充分に行われ、車両における乗り心地を向上することができ、最伸長時の衝撃を緩和することができるとともに、車両搭乗者に急激な減衰力変化による違和感を抱かせたり、ショックを感じさせたりすることが無く、さらには、緩衝器が減衰力変化に伴って異音を発生してしまうことも無い。

【 0 0 9 0 】

さらに、別の実施の形態における緩衝器のバルブ構造について説明する。この別の実施の形態における緩衝器のバルブ構造は、図 8 に示すように、間座 1 0 1 から図 8 中上方の構成が上述した一実施の形態におけるバルブ構造と異なる。

【 0 0 9 1 】

なお、説明が重複するので、一実施の形態における緩衝器のバルブ構造と同様の部材については、同様の符号を付するのみとして、その詳しい説明を省略することとする。

【 0 0 9 2 】

別の実施の形態における緩衝器のバルブ構造では、上記ピストンロッド 5 の先端 5 a に

10

20

30

40

50

は、図 8 中上から順に、筒状のスプール 5 1 と、ピストンロッド 5 に固定され外周側に装着されるスプール 5 0 を摺動自在に保持する封止部たる筒状の封止部材 5 2 とが、間座 1 0 1 の上室 4 1 側の端面に積層されて、これらの部材は、一実施の形態と同様に、ピストンナット 4 をピストンロッド 5 の先端に設けた螺子部 5 c に螺着することによってピストンロッド 5 の段部 5 b とピストンナット 4 の上端とで挟持されてピストンロッド 5 に固定される。

【 0 0 9 3 】

この別の実施の形態では、スプール 5 1 は筒状に形成され、また、その上端には内周側に突出する環状板部 5 1 a が設けられ、この環状板部 5 1 a と封止部材 5 2 との間にバネたるコイルスプリング 5 3 が介装されている。

10

【 0 0 9 4 】

また、このスプール 5 1 の内周径は、図 8 中下方側が大径とされて、大径部 5 1 b が形成されている。そして、このスプール 5 1 の内周に、ピストンロッド 5 に固定される封止部材 5 2 が収容されており、スプール 5 1 は、この封止部材 5 2 の外周に摺動自在とされて図 8 中上下方向に移動することが可能なようになっている。

【 0 0 9 5 】

また、封止部材 5 2 は有底筒状に形成されており、孔空きの底部 5 2 a がピストンロッド 5 の先端 5 a に固定され、さらに、図 8 中外周下端には外方へ突出する鍔部 5 2 b が設けられており、この鍔部 5 2 b の外周をスプール 5 1 の大径部 5 1 b の内周面に、封止部材 5 2 の鍔部 5 2 b 以外の外周部位をスプール 5 1 の小径な内周に摺接させている。

20

【 0 0 9 6 】

さらに、上記鍔部 5 2 b の下端には、外周側に突出するフランジ 5 2 c が設けられており、このフランジ 5 2 c は、ピストン 1 の外周から立ち上がる筒状の堰 6 0 の上端に当接させてあり、この封止部材 5 2 でポート 2 と上室 4 1 とを仕切ってポート 2 の上流に空間 B を形成している。そして、この空間 B は、封止部材 5 2 の鍔部 5 2 b の外周側から下端にかけて設けた透孔 5 2 d と、フランジ 5 2 c と堰 6 0 との間の極小さい隙間よって連通されている。

【 0 0 9 7 】

また、スプール 5 1 の内周の小径部位と大径部 5 1 b とで形成される段差と封止部材 5 2 の外周の鍔部 5 2 b で形成される段差とで、図 8 に示すように、圧力室 5 4 が形成され、この圧力室 5 4 は、封止部材 5 2 の肉厚を貫いてその外周から開口して底部 5 2 a の内周まで連通される横孔 5 2 e と、この横孔 5 2 e に対向するピストンロッド 5 に設けたパイロット通路 5 d を介して他方室たる下室 4 2 に連通されている。なお、上記した横孔 5 2 e の途中にはオリフィス 5 5 a を備えたプラグ 5 5 が螺着され、一実施の形態のバルブ構造と同様に、圧力室 5 4 は、オリフィス 5 5 a を介して下室 4 2 に連通されている。

30

【 0 0 9 8 】

そして、スプール 5 1 は、ピストン 1 より上室 4 1 側に配置され、ピストンロッド 5 に対して図 8 中上下方向となる軸方向に移動自在とされてバルブディスクたるピストン 1 に対し遠近可能とされ、ピストンロッド 5 の外周に装着されたストップリング 5 6 によって上方への移動限界が設定されている。

40

【 0 0 9 9 】

また、この実施の形態の場合、スプール 5 1 の下端の大径部 5 1 b の内周を封止部材 5 2 の鍔部 5 2 b の外周に摺接させて、封止部材 5 2 の鍔部 5 2 b から開口する透孔 5 2 d とスプール 5 1 の下端の大径部 5 1 b とをラップさせて、絞り弁 5 7 を構成してある。

【 0 1 0 0 】

すなわち、この絞り弁 5 7 にあっては、スプール 5 1 の図 8 中上下方向の変位によって透孔 5 2 d とスプール 5 1 の下端内周とのラップ量が変化し、これによってスプール 5 1 の下端内周が透孔 5 2 d を覆う面積を変化させて、流路面積を変化させるようになっている。なお、スプール 5 1 の環状板部 5 1 a には、ピストンロッド 5 によって閉塞されるスプール 5 1 内と上室 4 1 とを連通する孔 5 1 c が設けられており、スプール 5 1 内が閉塞

50

されてスプール 5 1 の図 8 中上下方向の移動を妨げることがないようになっている。

【 0 1 0 1 】

したがって、この実施の形態の場合、ポート 2 と上室 4 1 とを連通する流路 5 8 は、透孔 5 2 d と、フランジ 5 2 c と堰 6 0 との間の極小さい隙間とで形成されている。なお、透孔 5 2 d の数は、任意に設定することができる。また、この実施の形態の場合、上述したところから理解できるように、バルブディスクたるピストン 1 より上室 4 1 側に配置されポート 2 と上室とを仕切る仕切部を、ピストン 1 に対して軸方向に不動の封止部たる封止部材 5 2 が兼ねており、このように、仕切部と封止部とは一体とされてもよく、このことは、上述した一実施の形態におけるバルブ構造にあっても同様である。

【 0 1 0 2 】

上述したところから理解できるように、スプール 5 1 は、上室 4 1 の圧力によって図 8 中下方へ附勢される一方、圧力室 5 4 に作用する下室 4 2 の圧力およびコイルスプリング 5 3 によって図 8 中上方へ附勢され、すなわち、スプール 5 1 には、構造上、圧力室 5 4 の断面積を受圧面積として上室 4 1 と下室 4 2 の圧力が作用することになり、上室 4 1 の圧力が下室 4 2 の圧力を所定量上回るとスプール 5 1 がピストン 1 側へ移動することになる。そして、スプール 5 1 の図 8 に示した位置からの変位量は、上室 4 1 と下室 4 2 の圧力差に比例し、流路 5 8 の流路面積がスプール 5 1 の変位量に応じて減少するようになっている。すなわち、この絞り弁 5 7 は、上室 4 1 の圧力が下室 4 2 の圧力を所定量上回ってその圧力差が大きくなればなるほどスプール 5 1 がピストン 1 側へ変位し、透孔 5 2 d とスプール 5 1 の下端内周とのラップ量を大きくして流路 5 8 を大きく絞るように機能する。

【 0 1 0 3 】

そして、このバルブ構造にあっては、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させるため、透孔 5 2 d とスプール 5 1 の下端内周とをラップさせて絞り弁 5 7 を構成するようにし、流路面積が透孔 5 2 d の開放されている部分の面積とされているので、スプール 5 1 の変位量に対する流路面積低下ゲインは、スプール 5 1 が封止部材 5 2 を具備しないピストン 1 へ接近することで形成される環状隙間の流路面積を減少させるときの流路面積低下ゲインに比較して小さくなり、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させることができるのである。

【 0 1 0 4 】

このように、別の実施の形態におけるバルブ構造においても、ピストン 1 がシリンダ 4 0 に対して図 8 中上方へ移動する際のピストン速度が低中速領域にある場合には、上室 4 1 との圧力と下室 4 2 内の圧力との差は大きくないので、スプール 5 1 は、流路 5 8 の流路面積を減じることが無く、ピストン速度が高速領域に達すると、上室 4 1 との圧力が下室 4 2 内の圧力を所定量上回ってスプール 5 1 がピストン 1 側へ移動して流路 5 8 の流路面積を減じようになる。なお、この実施の形態においても、圧力室 5 4 は下室 4 2 にオリフィス 5 5 a を介して連通されているので、スプール 5 1 の動きは緩慢となり、急激に流路 5 8 の流路面積を変化させてしまうことが無いようになっている。そして、ピストン速度が高速領域となると、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との差に比例してスプール 5 1 が変位して、流路 5 8 の流路面積を上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との差に比例して漸減させるので、この別の実施の形態におけるバルブ構造における減衰特性も図 2 に示すが如くとなる。

【 0 1 0 5 】

したがって、別の実施の形態におけるバルブ構造においても、一実施の形態のバルブ構造と同様に、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させてスプール 5 1 の変位量に対する流路 5 8 の流路面積低下ゲインを小さくできることになり、このようにしても上記した一実施の形態におけるバルブ構造と同様の作用効果を奏することができる。すなわち、ピストン速度が中速領域にある場合には、減衰力を低く抑えつつ、ピストン速度が高速領域に達すると、ピストン速度が中速領域にある場合よりも減衰力を大きくすることができ、ピストン速度が高速領域に達する場合にあっても減衰

10

20

30

40

50

力が不足することがなく、振動抑制が充分に行われ、車両における乗り心地を向上することができ、最伸長時の衝撃を緩和することができるとともに、車両搭乗者に急激な減衰力変化による違和感を抱かせたり、ショックを感じさせたりすることが無く、さらには、緩衝器が減衰力変化に伴って異音を発生してしまうことも無い。

【0106】

最後に、別の実施の形態の一変形例における緩衝器のバルブ構造について説明する。なお、説明が重複するので、別の実施の形態における緩衝器のバルブ構造と同様の部材については、同様の符号を付するのみとして、その詳しい説明を省略することとする。

【0107】

そして、別の実施の形態では封止部材52に設けた透孔52dのみによって上室41とポート2とを連通していたところ、この別の実施の形態の一変形例における緩衝器のバルブ構造は、図9に示すように、封止部材52が、その外周に環状溝61と、この環状溝61と空間Bとを連通する孔62とを備えており、この環状溝61と孔62とで一方室たる上室41とポート2とを連通してある。

10

【0108】

さらに、封止部材52の外周に摺接する筒状のスプール51には、図9中下端となる端部側の内周面を上記下端側へ向かうほど拡径するよう傾斜するとともに環状溝61に対向するテーパ面63を設けて、上記環状溝61に上記スプール51をラップさせることで流路面積を減少させる絞り弁64を構成している点が別の実施の形態における緩衝器のバルブ構造と異なる。

20

【0109】

なお、この別の実施の形態の一変形例における緩衝器のバルブ構造における上記以外の構成は、別の実施の形態における緩衝器のバルブ構造と同様である。

【0110】

すなわち、この絞り弁64にあつては、スプール51の図9中上下方向の変位によって環状溝61とスプール51の下端内周に設けたテーパ面63とのラップ量が変化し、これによってスプール51のテーパ面63が環状溝61を塞ぐ面積を変化させて、流路面積を変化させるようになっている。

【0111】

したがって、この実施の形態の場合、ポート2と上室41とを連通する流路65は、環状溝61と孔62と、フランジ52cと堰60との間の極小さい隙間とで形成されている。

30

【0112】

また、この一変形例の場合も、別の実施の形態と同様に、バルブディスクたるピストン1より上室41側に配置されポート2と上室とを仕切る仕切部を、ピストン1に対して軸方向に不動の封止部たる封止部材52が兼ねており、このように、仕切部と封止部とは一体とされてもよく、このことは、上述した各実施の形態におけるバルブ構造にあっても同様である。

【0113】

そして、この別の実施の形態の一変形例にあつても、スプール51は、上室41の圧力によって図9中下方へ附勢される一方、圧力室54に作用する下室42の圧力およびコイルスプリング53によって図9中上方へ附勢され、すなわち、スプール51には、構造上、圧力室54の断面積を受圧面積として上室41と下室42の圧力が作用することになり、上室41の圧力が下室42の圧力を所定量上回るとスプール51がピストン1側へ移動することになる。

40

【0114】

そして、スプール51の図9に示した位置からの変位量は、上室41と下室42の圧力差に比例し、流路65の流路面積がスプール51の変位量に応じて減少するようになっている。すなわち、この絞り弁64は、上室41の圧力が下室42の圧力を所定量上回ってその圧力差が大きくなればなるほどスプール51がピストン1側へ変位し、環状溝61と

50

スプール 5 1 のテーパ面 6 3 とのラップ量を大きくして流路 6 5 を大きく絞るように機能する。

【 0 1 1 5 】

そして、このバルブ構造にあっては、スプール 5 1 の図 9 中下端となる端部の内周に当該端部側へ向かうほど環状溝 6 1 から遠ざかるように傾斜するテーパ面 6 3 を設けて、このテーパ面 6 3 で環状溝 6 1 を塞ぐようにして絞り弁 6 4 を構成し流路面積が環状溝 6 1 とテーパ面 6 3 との間で形成される環状隙間の面積とされているので、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させることができ、スプール 5 1 の変位量に対する流路面積低下ゲインは、スプール 5 1 が封止部材 5 2 を具備しないピストン 1 へ接近することで形成される環状隙間の流路面積を減少させるときの流路面積低下ゲインに比較して小さくなり、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させることができるのである。

10

【 0 1 1 6 】

このように、別の実施の形態におけるバルブ構造においても、ピストン 1 がシリンダ 4 0 に対して図 9 中上方へ移動する際のピストン速度が低速領域にある場合には、上室 4 1 との圧力と下室 4 2 内の圧力との差は大きくないので、スプール 5 1 は、流路 6 5 の流路面積を減じることが無く、ピストン速度が高速領域に達すると、上室 4 1 との圧力が下室 4 2 内の圧力を所定量上回ってスプール 5 1 がピストン 1 側へ移動して流路 6 5 の流路面積を減じようになる。なお、この実施の形態においても、圧力室 5 4 は下室 4 2 にオリフィス 5 5 a を介して連通されているので、スプール 5 1 の動きは緩慢となり、急激に流路 6 5 の流路面積を変化させてしまうことが無いようになっている。そして、ピストン速度が高速領域となると、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との差に比例してスプール 3 1 が変位して、流路 6 5 の流路面積を上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との差に比例して漸減させるので、この別の実施の形態におけるバルブ構造における減衰特性も図 2 に示すが如くとなる。

20

【 0 1 1 7 】

したがって、別の実施の形態におけるバルブ構造においても、上記した各実施の形態のバルブ構造と同様に、上室 4 1 の圧力と下室 4 2 の圧力との圧力差の増大に比例して流路面積を漸減させてスプール 5 1 の変位量に対する流路 6 5 の流路面積低下ゲインを小さくできることになり、このようにしても上記した一実施の形態におけるバルブ構造と同様の作用効果を奏することができる。すなわち、ピストン速度が低速領域にある場合には、減衰力を低く抑えつつ、ピストン速度が高速領域に達すると、ピストン速度が低速領域にある場合よりも減衰力を大きくすることができ、ピストン速度が高速領域に達する場合であっても減衰力が不足することがなく、振動抑制が充分に行われ、車両における乗り心地を向上することができ、最伸長時の衝撃を緩和することができるとともに、車両搭乗者に急激な減衰力変化による違和感を抱かせたり、ショックを感じさせたりすることが無く、さらには、緩衝器が減衰力変化に伴って異音を発生してしまうことも無い。

30

【 0 1 1 8 】

以上で緩衝器のバルブ構造の各実施の形態についての説明を終えるが、本発明のバルブ構造が緩衝器のピストン部の圧側減衰バルブに具現化することも、また、ベースバルブ部に具現化することも可能であり、およそ減衰力を発生する減衰力発生要素として機能する緩衝器のバルブに適用することが可能なことは勿論である。

40

【 0 1 1 9 】

また、本発明のバルブ構造は、リーフバルブ 1 0 が附勢手段たるコイルスプリング 1 5 によって附勢されると共にバルブディスクたるピストン 1 に遠近可能に積層されており、ピストン速度が低速領域において、リーフバルブ 1 0 をピストン 1 からリフトさせて減衰力を低く抑えて車両における乗り心地を向上する事が可能なバルブに適用されているが、附勢手段によって附勢されるか否かに限らずリーフバルブ 1 0 の内周がピストンロッド 5 の先端 5 a に固定されて外周側が撓んで弁座 1 c から離座してポート 2 を開放するバルブに適用されてもよく、ピストン速度が高速領域に達すると、ピストン速度が低速領域にある

50

場合よりも減衰力を大きくすることができ、本発明の効果は失われない。

【 0 1 2 0 】

なお、本発明の範囲は図示されまたは説明された詳細そのものには限定されない。

【図面の簡単な説明】

【 0 1 2 1 】

【図 1】一実施の形態における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における縦断面図である。

【図 2】一実施の形態の緩衝器のバルブ構造が具現化した緩衝器における減衰特性を示す図である。

【図 3】一実施の形態の緩衝器のバルブ構造が具現化した緩衝器における減衰力変位特性を示す図である。 10

【図 4】一実施の形態の一変形例における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。

【図 5】一実施の形態の他の変形例における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。

【図 6】一実施の形態の別の変形例における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。

【図 7】他の実施の形態における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。

【図 8】別の実施の形態における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。 20

【図 9】別の実施の形態の一変形例における緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部における拡大縦断面図である。

【図 10】従来の緩衝器のバルブ構造が具現化された緩衝器のピストン部の縦断面図である。

【図 11】従来の緩衝器のバルブ構造が具現化した緩衝器における減衰特性を示す図である。

【符号の説明】

【 0 1 2 2 】

1 バルブディスクたるピストン 30

1 a 底部

1 b 挿通孔

1 c 弁座

1 d , 2 ポート

1 e 拡径部

1 f 筒部

1 g 小径部

1 h 段部

3 窓

4 ピストンナット 40

4 a ピストンナットの筒部

4 b ピストンナットの鍔

4 c ピストンナットのガイド部

5 ピストンロッド

5 a ピストンロッドの先端

5 b ピストンロッドの段部

5 c ピストンロッドの螺子部

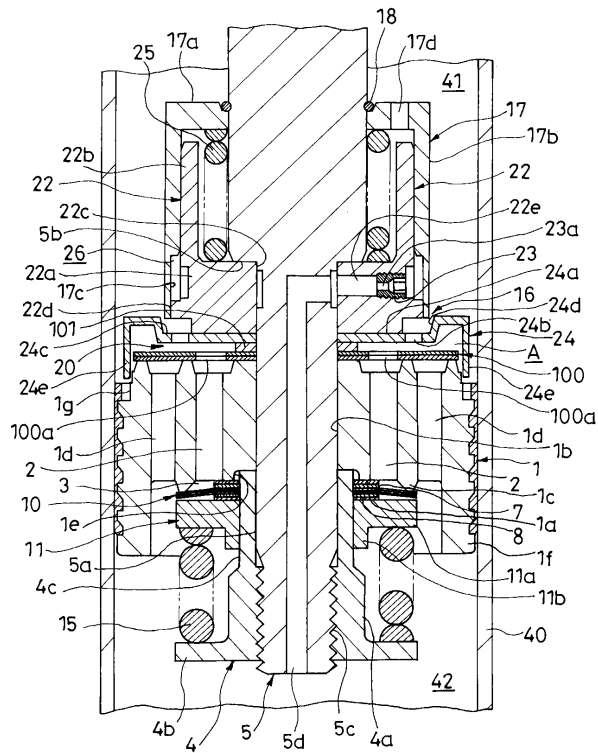
5 d パイロット通路

7 , 8 , 101 間座

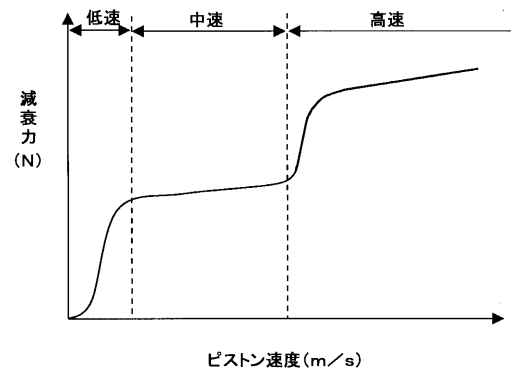
10 リーフバルブ 50

1 1	バルブ抑え部材	
1 1 a	バルブ抑え部材の環状本体	
1 1 b	バルブ抑え部材の筒部	
1 5	附勢手段たるコイルスプリング	
1 6 , 3 7 , 5 7 , 6 4	絞り弁	
1 7 , 3 0 , 3 1 , 5 1	スプール	
1 7 a , 3 1 a , 5 1 a	スプールの環状板部	
1 7 b	スプールの筒	
1 7 c	スプールの拡径部	
1 7 d , 3 1 d , 5 1 c	スプールの孔	10
1 8 , 3 6 , 5 6	ストップリング	
2 0 , 3 8 , 5 8 , 6 5	流路	
2 2 , 3 2 , 5 2	封止部たる封止部材	
2 2 a , 3 2 a , 5 2 a	封止部材の底部	
2 2 b	封止部材の筒部	
2 2 c	封止部材の挿通孔	
2 2 d , 3 2 b , 5 2 b	封止部材の鍔部	
2 2 e , 3 2 c , 5 2 e	封止部材の横孔	
2 3 , 3 5 , 5 5	プラグ	
2 3 a , 3 5 a , 5 5 a	オリフィス	20
2 4 , 2 7 , 2 8 , 2 9	仕切部たる壁体	
2 4 a , 2 7 a , 2 8 a	壁本体	
2 4 b , 2 7 b , 2 8 b	通孔	
2 4 c , 2 7 c	環状弁座	
2 4 d , 2 7 d , 2 8 c	環状傾斜面	
2 4 e , 2 7 e , 2 8 d , 3 0 b	筒部	
2 6 , 3 4 , 5 4	圧力室	
2 5 , 3 3 , 5 3	バネたるコイルスプリング	
2 9 a	壁体の段部	
3 0 a	スプールのテーパ部	30
3 1 b , 5 1 b , 5 1 b	スプールの大径部	
3 1 c	スリット	
4 0	シリンダ	
4 1	上室	
4 2	下室	
5 2 c	封止部材のフランジ	
5 2 d	封止部材の透孔	
6 0	堰	
6 1	環状溝	
6 2 , 1 0 0 a	孔	40
6 3	テーパ面	
1 0 0	圧側のリーフバルブ	
A , B	空間	

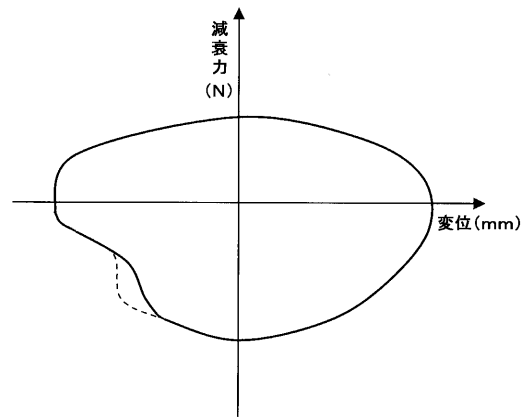
【図 1】



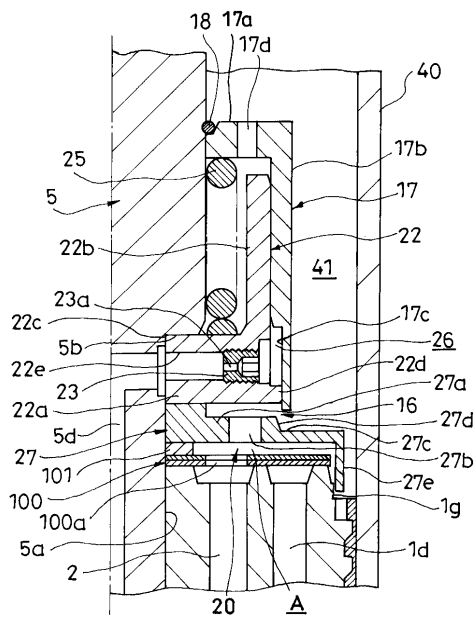
【図 2】



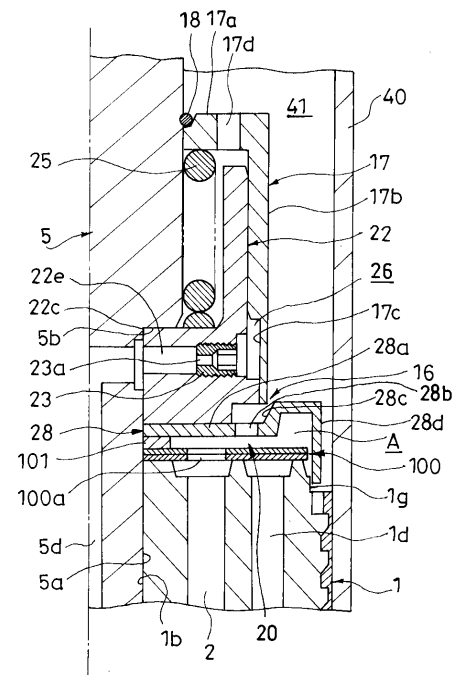
【図 3】



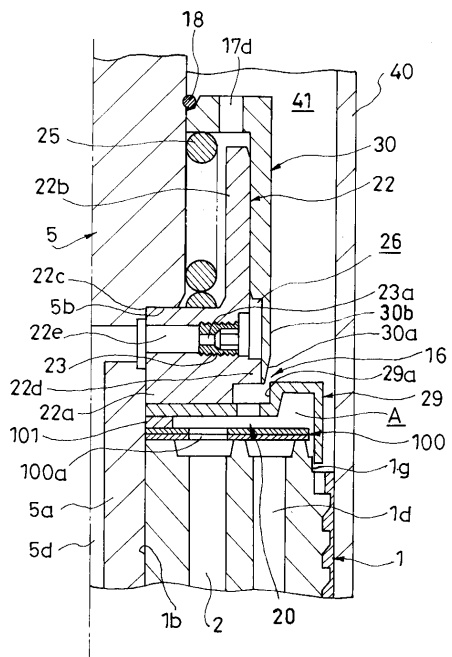
【図 4】



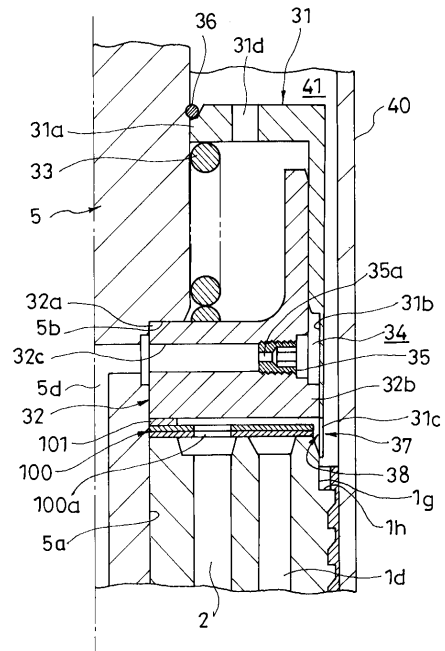
【図 5】



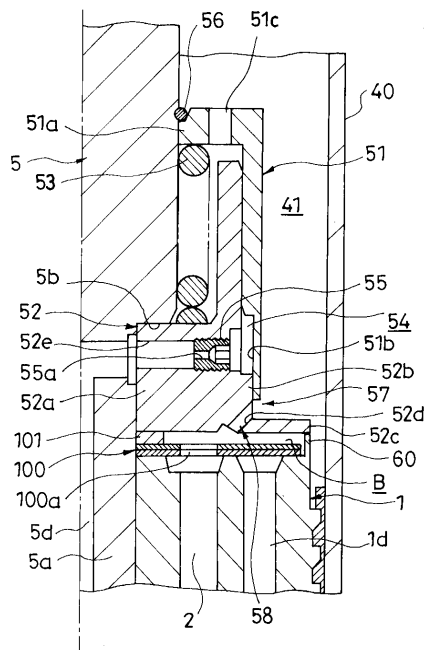
【図 6】



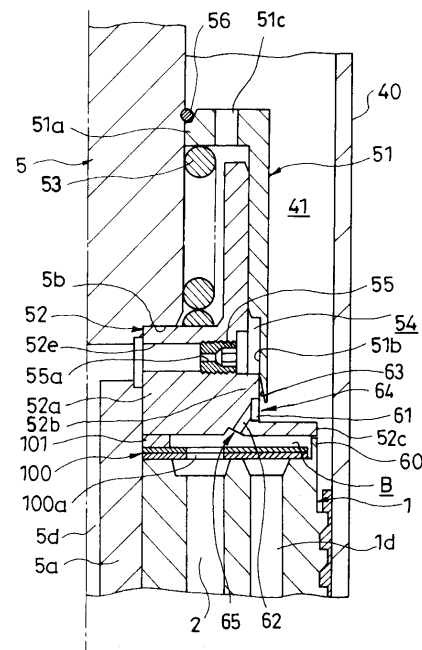
【図 7】



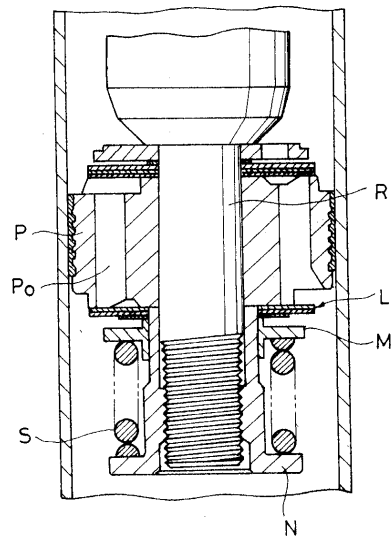
【図 8】



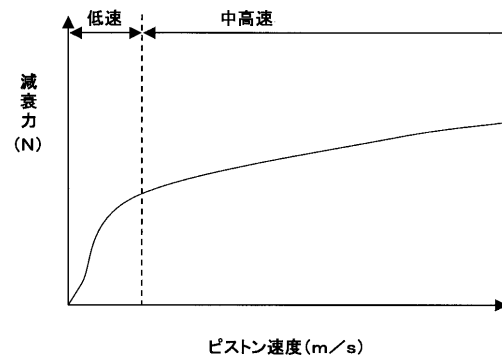
【図 9】



【図 10】



【図 11】



フロントページの続き

審査官 一ノ瀬 覚

(56)参考文献 実開昭63-020545(JP,U)
特開平11-063077(JP,A)
特開平04-337138(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16F 9/34 - 9/348
F16F 9/50