

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2008-106930

(P2008-106930A)

(43) 公開日 平成20年5月8日(2008.5.8)

(51) Int.Cl.

F 1 6 F 9/34 (2006.01)

F 1 6 F 9/348 (2006.01)

F 1

F 1 6 F 9/34

F 1 6 F 9/348

テーマコード (参考)

3 J 0 6 9

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願2007-72174 (P2007-72174)
 (22) 出願日 平成19年3月20日 (2007.3.20)
 (31) 優先権主張番号 特願2006-265153 (P2006-265153)
 (32) 優先日 平成18年9月28日 (2006.9.28)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(71) 出願人 000000929
 カヤバ工業株式会社
 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
 (74) 代理人 100067367
 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
 Fターム(参考) 3J069 EE05 EE24 EE64

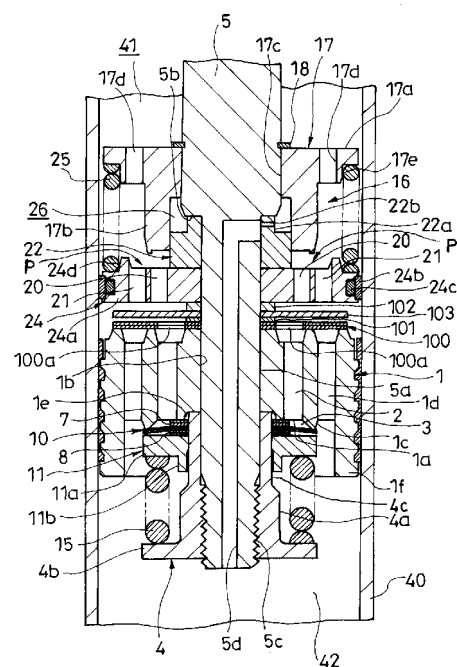
(54) 【発明の名称】 緩衝器のバルブ構造

(57) 【要約】

【課題】ピストン速度が高速領域に達する場合にあって、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。

【解決手段】緩衝器内に一方室41と他方室42とを隔成し上記一方室41と他方室42とを連通するポート2を備えたバルブディスク1と、バルブディスク1の他方室42側の端面に積層されてポート2の下流を閉塞するリーフバルブ10とを備えた緩衝器のバルブ構造において、一方室41とポート2の上流とを連通する流路Pと、一方室41の圧力が他方室42の圧力を所定量上回ると流路Pの流路面積を減じる絞り弁16とを備えた。

【選択図】図1



【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、バルブディスクの他方室側の端面に積層されてポートの下流を閉塞するリーフバルブとを備えた緩衝器のバルブ構造において、一方室とポートの上流とを連通する流路と、一方室の圧力が他方室の圧力を所定量上回ると流路の流路面積を減じる絞り弁とを備えたことを特徴とする緩衝器のバルブ構造。

【請求項 2】

流路が第一流路と第二流路とを備え、絞り弁は第一流路の流路面積を減じる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】

バルブディスクより一方室側に配置されポートと一方室とを遮断する隔壁体と、隔壁体の内周側に設けた一方室とポートとを連通する第一流路と、隔壁体の外周側に設けた一方室とポートとを連通する第二流路と、隔壁体より一方室側に配置され隔壁体に対し遠近可能に設けられ隔壁体へ接近すると流路の流路面積を減じるスプールと、隔壁体とスプールとの間に介装されるパネを設け、スプールと隔壁体とで絞り弁を構成してなることを特徴とする請求項 2 に記載の緩衝器のバルブ構造。

【請求項 4】

バルブディスクより一方室側に配置されバルブディスクに対向する円盤と、円盤より一方室側に配置され円盤に対し遠近可能に設けられたスプールと、円盤とスプールとの間に介装したパネとを備え、第一流路が円盤を軸方向に貫通する貫通孔で形成され、第二流路を円盤の外周および円盤とバルブディスクとの間の隙間で形成し、絞り弁が当該スプールと当該円盤とで構成されてスプールを円盤に接近させることで第一流路の流路面積を減じるように設定されることを特徴とする請求項 2 に記載の緩衝器のバルブ構造。

20

【請求項 5】

絞り弁は、バルブディスクと、バルブディスクより一方室側に配置されバルブディスクに対し遠近可能に設けられバルブディスクへ接近することで流路の流路面積を減じるスプールとを備えてなることを特徴とする請求項 1 に記載のバルブ構造。

【請求項 6】

スプールに流路と一方室との連通を確保する切欠を設けたことを特徴とする請求項 5 に記載のバルブ構造。

30

【請求項 7】

スプールは筒状に形成され、スプール内にバルブディスクに対して軸方向に不動の封止部材を摺動自在に挿入してスプール内に圧力室を画成し、当該圧力室を他方室へ連通したことを特徴とする請求項 5 または 6 に記載の緩衝器のバルブ構造。

【請求項 8】

リーフバルブはバルブディスクに遠近可能に積層されると共に、ポートを閉塞する方向に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 8 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】

40

【技術分野】**【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つては、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、特に、リーフバルブの内周を固定支持し外周側を撓ませることによりポートを

50

リーフバルブで開閉する上記緩衝器のバルブ構造では、ピストン速度が中高速領域における減衰力が大きくなりすぎ車両における乗り心地を損なう場合があり、これを解消するため、図7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、リーフバルブLの内周をピストンロッドRもしくはピストンPをピストンロッド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8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。

【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。

【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は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。

【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、バルブディスクの他方室側の端面に積層されてポートの下流を閉塞するリーフバルブとを備えた緩衝器のバルブ構造において、一方室とポートの上流とを連通する流路と、一方室の圧力が他方室の圧力を所定量上回ると流路の流路面積を減じる絞り弁とを備えたことを特徴とする。

【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は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

10

20

30

40

50

るような状況下にあつては、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。

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

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、減衰力の時間変化を示した図である。図4は、一実施の形態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縦断面図である。図5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縦断面図である。図6は、他の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。

10

【0013】

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41と他方室たる下室42とを隔成し上記上室41と下室42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42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10と、リーフバルブ10に積層される環状のバルブ抑え部材11と、バルブ抑え部材11を介してポート2を閉塞する方向にリーフバルブ10を附勢する附勢手段たるコイルスプリング15と、上室41とポート2の上流とを連通する第一流路20および第二流路21とでなる流路Pと、上室41の圧力が下室42の圧力を所定量上回ると上記流路Pの流路面積を減じる絞り弁16とを備えて構成されている。

20

【0014】

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40と、シリンダ40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40内にピストン1で隔成される2つの圧力室たる上室41と下室42と、シリンダ40の下端を封止する封止部材（図示せず）と、シリンダ40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40内には流体、具体的には作動油が充填されている。

30

【0015】

そして、上記バルブ構造にあつては、シリンダ40に対してピストン1が図1中上方に移動するときに、上室41内の圧力が上昇して上室41から下室42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10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。

【0016】

40

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1a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1b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1aよりリーフバルブ10側に突出する環状の弁座1cと、外周側に延設される筒部1fを備えて構成されている。

【0017】

なお、このピストン1には、緩衝器が収縮するときに下室42から上室41へと向かう作動油の流れを許容する圧側のポート1dが底部1aの伸側のポート2より外周側に設けられている。

【0018】

50

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小径部 4 c が形成されている。

【 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 とを遮断する環状の隔壁体 2 4、スペーサ 1 0 2、バルブストッパ 1 0 3、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 】

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 における小径部 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 における小径部 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 が複数積層され、この間座 7 の下方から小径部 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 より小径であって小径部 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 の下方から同じく小径部 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。

【 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設けた切欠あるいは弁座 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。

【 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 の小径部 4 c の外周に摺接し、外径がリーフバルブ 1 0 の外径と略同径に設定される環状本体 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小径部 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。

【 0 0 2 6 】

また、上記環状本体 1 1 a とピストンナット 4 の鏝 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

10

20

30

40

50

上記リーフバルブ 10 を弁座 1 c 側に押し付けている。

【0027】

なお、筒部 11 b を省略することも可能であるが、上記筒部 11 b は、コイルスプリング 15 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 15 の附勢力をバルブ抑え部材 11 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。

【0028】

そして、上記構成によって、コイルスプリング 15 の附勢力を上記バルブ抑え部材 11 を介してリーフバルブ 10 の内周側に作用させて、コイルスプリング 15 でポート 2 を閉塞する方向にリーフバルブ 10 を附勢している。

10

【0029】

したがって、リーフバルブ 10 およびバルブ抑え部材 11 は、ピストン 1 が図 1 中上方に移動して、上室 41 内の圧力と下室 42 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 15 を圧縮してリーフバルブ 10 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。

【0030】

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 全体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 10 に初期撓みを与えている。

【0031】

20

この初期撓みの撓み量の設定によって、リーフバルブ 10 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 の全体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。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。

【0032】

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 15 としているが、リーフバルブ 10 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。

【0033】

30

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 101 およびリーフバルブ 100 を介してピストン 1 に対向する隔壁体 24 が積層されており、この隔壁体 24 は、環状の本体 24 a と、本体 24 a の外周に設けたスライドリング 24 b と、スライドリング 24 b の内周側に配置される O リング 24 c とを備え、スライドリング 24 b をシリンダ 40 の内周に摺接させて、隔壁体 24 とシリンダ 40 との間を作動油が通過することが無いように配慮されている。したがって、隔壁体 24 は、上室 41 とポート 2 とを遮断してピストン 1 と隔壁体 24 との間に空間を仕切っている。

【0034】

40

さらに、本体 24 a には、本体 24 a の内周側に配置され図 1 中上下を貫通して上室 41 とポート 2 との連通を許容する第一流路 20 と、本体 24 a の外周側に配置され図 1 中上下を貫通して上室 41 とポート 2 との連通を許容する第二流路 21 とが設けられており、これら第一流路 20 と第二流路 21 とで上室 41 とポート 2 の上流とを連通する流路 P を構成し、上記第一流路 20 および第二流路 21 のみを介して一方室 41 とポート 2 を連通するようになっている。

【0035】

さらに、この隔壁体 24 の図 1 中上方には、隔壁体 24 の第一流路 20 を閉塞しない外径に設定された封止部材 22 が積層されて、ピストンロッド 5 に固定されピストン 1 に対して軸方向に不動とされている。この封止部材 22 は、筒状に形成され、図 1 中上端は小径とされ、この小径部 22 a には、その内外を連通するオリフィス通路 22 b が設けられ

50

ている。

【 0 0 3 6 】

そして、このオリフィス通路 2 2 b は、ピストンロッド 5 の先端 5 a に封止部材 2 2 が固定された状態で、ピストンロッド 5 の図 1 中下端から開口して封止部材 2 2 が配置される部位まで通じるパイロット通路 5 d に連通されている。

【 0 0 3 7 】

さらに、この封止部材 2 2 の上方には、スプール 1 7 が配置されて設けられている。このスプール 1 7 は、外周がシリンダ内周に対向する円盤部 1 7 a と、円盤部 1 7 a から垂下される円盤部 1 7 a より小径な外径を持つ筒部 1 7 b と、円盤部 1 7 a の中心部に開口される挿通孔 1 7 c を備えて構成されており、この挿通孔 1 7 c 内にピストンロッド 5 を摺動自在に挿通させている。

10

【 0 0 3 8 】

したがって、このスプール 1 7 は、隔壁体 2 4 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 1 中上下方向となる軸方向に移動自在とされて隔壁体 2 4 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 1 8 によって上方への移動限界が設定されている。

【 0 0 3 9 】

さらに、このスプール 1 7 は、図 1 中下方へ移動すると、最終的には、筒部 1 7 b が隔壁体 2 4 の図 1 中上面に当接するが、筒部 1 7 b は、少なくとも、隔壁体 2 4 の本体 2 4 a における第二流路 2 1 と第一流路 2 0 との間に当接して、第一流路 2 0 を閉塞できるようになっている。

20

【 0 0 4 0 】

そして、また、筒部 1 7 b 内には、上述の封止部材 2 2 が収容され、筒部 1 7 b の内径がピストンロッド 5 の外径より大径とされて、筒部 1 7 b と封止部材 2 2 との間に圧力室 2 6 が形成されるようになっており、この圧力室 2 6 は、封止部材 2 2 の内外を貫通するオリフィス通路 2 2 b およびパイロット通路 5 d を介して下室 4 2 に連通され、圧力室 2 6 内には下室 4 2 内の圧力が導かれるようになっている。

【 0 0 4 1 】

上述のように封止部材 2 2 は、ピストンロッド 5 に固定されピストン 1 に対して軸方向に不動とされているので、スプール 1 7 が軸方向に上下動すると、圧力室 2 6 の容積は増減することになる。

30

【 0 0 4 2 】

さらに、この円盤部 1 7 a には、図 1 中上下を貫通する孔 1 7 d が設けられており、この孔 1 7 d を介して抵抗無く第一流路 2 0 および第二流路 2 1 へ作動油が移動することが許容されている。

【 0 0 4 3 】

つづき、このスプール 1 7 の円盤部 1 7 a の図 1 中下端外周と隔壁体 2 4 との間には、バネたるコイルスプリング 2 5 が介装されており、このコイルスプリング 2 5 によってスプール 1 7 は、上室 4 1 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 1 8 で規制する位置に配置される。

40

【 0 0 4 4 】

なお、コイルスプリング 2 5 の上端内周は、円盤部 1 7 a の下端に設けた段部 1 7 e の外周に嵌め込まれ、また、下端内周は、隔壁体 2 4 の図 1 中上端外周側に設けたソケット 2 4 d の外周に嵌め込まれ、このようにすることでコイルスプリング 2 5 の軸ぶれが防止されている。

【 0 0 4 5 】

なお、リーフバルブ 1 0 0 には、孔 1 0 0 a が設けられており、この孔 1 0 0 a 、第一流路 2 0 および第二流路 2 1 を介して作動油は上室 4 1 から下室 4 2 へ移動することができるようになっている。

【 0 0 4 6 】

50

戻って、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が伸長行程時には、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、隔壁体２４に接近することでスプール１７の筒部１７ｂと隔壁体２４の本体２４ａとの間の隙間を狭めて第一流路２０の流路面積を減じて流路Ｐ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、スプール１７と隔壁体２４とで構成されていることになる。

【００４７】

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および下室４２内の圧力を受けて図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中下方へ附勢されることになり、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ると、スプール１７は、隔壁体２４に近付いてスプール１７の筒部１７ｂと隔壁体２４との間の隙間を狭めて第一流路２０へ通じる通路の開口面積を減じて第一流路２０を絞ることになり、絞り弁１６として機能することになる。

10

【００４８】

このように、スプール１７が第一流路２０の流路面積を減じるようになると、第一流路２０内の圧力は、筒部１７ｂと隔壁体２４との間の隙間の大きさに依存して変化することになる。すなわち、筒部１７ｂと隔壁体２４との間の隙間が小さくなると上室４１の圧力と第一流路２０内の圧力との差は増加することになる。

【００４９】

20

したがって、上室４１の圧力が下室４２の圧力を所定量上回ようになるとスプール１７が隔壁体２４側へ移動するようになり、筒部１７ｂと隔壁体２４との間の隙間が小さくなって上室４１の圧力と第一流路２０内の圧力との差は増加し、スプール１７はますますピストン１側へ附勢されて隔壁体２４に当接することになる。つまり、上室４１の圧力が下室４２の圧力を所定量上回ようになると、スプール１７は、隔壁体２４の本体２４ａに当接するまで図１中下方へ移動して第一流路２０を閉塞し、この移動過程ではスプール１７の筒部１７ｂと隔壁体２４の本体２４ａとの間の隙間を狭める絞り弁として機能することになる。

【００５０】

なお、圧力室２６はオリフィス通路２２ｂ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、急激に第一流路２０がスプール１７によって閉塞されてしまうことが無いようになっている。

30

【００５１】

つまり、この絞り弁１６は、スプール１７に作用する上室４１と下室４２の差圧が大きくなればなるほど第一流路２０を大きく絞るように作用し、最終的には上室４１の圧力が下室４２の圧力を所定量上回ると第一流路２０を閉塞して流路Ｐの流路面積を減じるように設定されている。

【００５２】

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、ポート１ｄを介して作動油が下室４２から上室４１へ移動するが圧側のリーフバルブ１００はバルブストッパ１０３によって最大撓み量が規制されて、隔壁体２４に当接することがないので、リーフバルブ１００が隔壁体２４に設けられる第一流路２０および第二流路２１を閉塞してしまう事態が防止されている。

40

【００５３】

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。

【００５４】

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

50

ける圧力損失は小さいため、上室 4 1 内の圧力と下室 4 2 内の圧力との差が小さく、スプール 1 7 をコイルスプリング 2 5 の附勢力に抗して隔壁体 2 4 側へ移動させることができないので、第一流路 2 0 は閉塞されることがない。

【 0 0 5 5 】

また、第一流路 2 0 および第二流路 2 1 を通過した作動油はポート 2 を介して下室 4 2 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 1 0 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て、その後の速度の上昇に伴って、リーフバルブ 1 0 の外周を撓ませるが、リーフバルブ 1 0 をコイルスプリング 1 5 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 1 0 はコイルスプリング 1 5 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。

【 0 0 5 6 】

他方、ピストン 1 の速度が中速領域に達すると、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が、スプール 1 7 をコイルスプリング 2 5 の附勢力に抗して隔壁体 2 4 側へ移動させることができないので、第一流路 2 0 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 4 1 内の圧力が下室 4 2 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 1 6 が第一流路 2 0 を閉塞することがないように設定されている。

【 0 0 5 7 】

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 4 1 内の圧力と他方室 4 2 内の圧力との差が大きくなり、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が大きくなるので、該力がコイルスプリング 1 5 の附勢力に打ち勝って、リーフバルブ 1 0 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 1 0 をリフトさせることになり、弁座 1 c とリーフバルブ 1 0 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。

【 0 0 5 8 】

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 9 】

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。

【 0 0 6 0 】

これに対し、上室 4 1 内の圧力と下室 4 2 内の圧力との差がますます大きくなるので、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 側に移動して隔壁体 2 4 に当接して第一流路 2 0 を閉じる。

【 0 0 6 1 】

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では、絞り弁 1 6 が第一流路 2 0 を閉塞するように設定されている。

【 0 0 6 2 】

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 内の作動油は第二流路 2 1 およびポート 2 のみを介して下室 4 2 へ移動するようになり、流路 P における流路面積が制限されるので、ピストン 1 の速度の増加に伴って圧力損失も比例的に増加すること

になる。

【 0 0 6 3 】

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 4 】

なお、図 2 の減衰特性はピストン速度に対する定常的な減衰力を示しているので、ピストン速度が高速領域となると、急激に減衰力が大きくなるように見えるが、圧力室 2 6 はオリフィス通路 2 2 b を介して下室 4 2 に連通されているので、スプール 1 7 が第一流路 2 0 を閉塞するには、ある程度の時間を要することになる。

10

【 0 0 6 5 】

したがって、時間を横軸にとり、減衰力およびピストン速度を縦軸にとると、図 3 に示すように、一点差線で示すピストン速度が中速領域から高速領域に変化すると、実線で示す減衰特性は、時間経過とともに減衰力が増大することになり、実際には、急激に減衰力が変化してしまうことがなく、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。なお、オリフィス通路 2 2 b を設けず、単に圧力室 2 6 を下室 4 2 に連通する場合には、その減衰特性は図 3 中破線で示すように、ピストン速度が中速領域から高速領域に変化すると減衰力が急激に変化することになる。

【 0 0 6 6 】

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は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。

20

【 0 0 6 7 】

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る場合は、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 8 】

30

なお、上述したところでは、隔壁体 2 4 をシリンダ 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 とを遮断しピストン 1 と隔壁体 2 4 との間に空間を仕切るようにしているが、隔壁体 2 4 をシリンダ 4 0 の内壁に摺接させずにキャップ状として隔壁体 2 4 でピストン 1 の図 1 中上面を覆うようにしてポート 2 と一方室たる上室 4 1 とを遮断するようにしてもよい。この場合には、隔壁体 2 4 がシリンダ 4 0 の内周に摺接しないので、緩衝器の摺動摩擦が低減され円滑に伸縮することが可能となる。

【 0 0 6 9 】

また、本実施の形態にあっては、絞り弁 1 6 は、最終的に第一流路 2 0 を閉塞するように設定されているが、流路 P の流路面積を減じる機能を発揮すればよいので、スプール 1 7 の図 1 中下方への移動の下限を設けて、第一流路 2 0 を完全に閉塞することが無いように設定することも可能である。

40

【 0 0 7 0 】

つぎに、一実施の形態の変形例における緩衝器のバルブ構造について説明する。この一実施の形態の変形例における緩衝器のバルブ構造は、図 4 に示すように、ピストン 1 から図 4 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 7 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 7 2 】

一実施の形態の変形例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

50

5 a には、図 4 中上から順に、外周側にスプール 3 0 が摺動自在に装着される筒状の封止部材 3 1、スペーサ 3 2、環状の円盤 3 3、間座 1 0 1 および圧側のリーフバルブ 1 0 0 がピストン 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。

【0073】

この変形例にあつては、円盤 3 3 は、バルブディスクたるピストン 1 の上室 4 1 側に対向しており、上室 4 1 とピストン 1 とを完全に仕切ることが無く、円盤 3 2 の外周とシリンダ 4 0 との間には作動油の通過が可能なように隙間が形成されている。

10

【0074】

そして、円盤 3 3 は、軸方向に貫通する貫通孔 3 3 a が設けられており、この貫通孔 3 3 a で第一流路が形成され、第二流路は、円盤 3 3 とシリンダ 4 0 との間および円盤 3 3 とピストン 1 との間の隙間で形成されている。そして、これら第一流路と第二流路とで流路が構成されているのは上記した一実施の形態と同様である。

【0075】

さらに、スプール 3 0 は筒状に形成され、また、その上端には外周側に突出する鍔部 3 0 a が設けられ、この鍔部 3 0 a と円盤 3 3 の外周に設けた段部 3 3 b との間にバネたるコイルスプリング 3 4 が介装されている。

【0076】

20

また、このスプール 3 0 の内周は、図 4 中下方側が大径とされている。そして、このスプール 3 0 内周に、ピストンロッド 5 に固定される封止部材 3 1 が摺動自在に挿入されている。詳しくは、封止部材 3 1 は筒状に形成されており、内周に設けた内周フランジ 3 1 a がピストンロッド 5 の先端 5 a に固定され、また、図 4 中外周下端には、外方へ突出する外周フランジ 3 1 b が設けられており、この外周フランジ 3 1 b の外周をスプール 3 0 の大径な内周に、外周フランジ 3 1 b 以外の部位をスプール 3 0 の小径な内周に摺接させている。

【0077】

したがって、スプール 3 0 の内周の小径部位と大径部位で形成される段差と封止部材 3 1 の外周と外周フランジ 3 1 b で形成される段差とで、図 4 に示すように、圧力室 3 5 が形成され、この圧力室 3 5 は、封止部材 3 1 の肉厚を貫いてその外周から開口して内周フランジ 3 1 a の内周まで連通されるオリフィス通路 3 1 c と、このオリフィス通路 3 1 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 を介して下室 4 2 に連通されている。

30

【0078】

すなわち、スプール 3 0 は、円盤 3 3 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 4 中上下方向となる軸方向に移動自在とされて円盤 3 3 に対し遠近可能とされ、封止部材 3 1 の外周に装着されたストップリング 3 6 によって上方への移動限界が設定されている。

【0079】

40

したがって、スプール 3 0 は、上室 4 1 の圧力によって図 4 中下方へ附勢される一方、圧力室 3 5 に作用する下室 4 2 の圧力およびコイルスプリング 3 4 によって図 4 中上方へ附勢されており、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 3 0 が円盤 3 3 側へ移動し当接して、第一流路となる貫通孔 3 3 a を閉塞することになり、このスプール 3 0 と円盤 3 3 とで絞り弁 3 7 が構成されている。

【0080】

このように構成される変形例における緩衝器のバルブ構造にあつては、ピストン 1 がシリンダ 4 0 に対して図 4 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 の圧力と下室 4 2 の圧力との差は大きくないので、スプール 3 0 は、第一流路たる貫通孔 3 3 a を閉塞することが無く、ピストン速度が高速領域に達すると、スプール

50

30は円盤33の貫通孔33aより外周側に当接して第一流路たる貫通孔33aを閉塞するようになる。これに対して、リーフバルブ10の動作は一実施の形態と同様となる。

【0081】

したがって、この変形例における緩衝器のバルブ構造は、一実施の形態における緩衝器のバルブ構造と同様に、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。

【0082】

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は、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。

【0083】

また、この実施の形態においても、圧力室35はオリフィス通路31cを介して下室42に連通されているので、スプール30が第一流路たる貫通孔33aを閉塞するには、ある程度の時間を要することになり、ピストン速度が中速領域から高速領域に変化しても、時間経過とともに減衰力が増大することになるので、急激に減衰力が変化してしまうことがなく、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。

【0084】

最後に、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5に示すように、ピストン1から図5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。

【0085】

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。

【0086】

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5中上から順に、筒状のスプール50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50を摺動自在に保持する筒状の封止部材51と、間座101および圧側のリーフバルブ100がピストン1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。

【0087】

この他の実施の形態では、スプール50は筒状に形成され、また、その上端には内周側に突出するフランジ部50aが設けられ、このフランジ部50aと封止部材51との間にバネたるコイルスプリング53が介装されている。

【0088】

また、このスプール50の内周径は、図5中下方側が大径とされて、大径部50bが形成されている。そして、このスプール50の内周に、ピストンロッド5に固定される封止部材51が収容されており、スプール50は、この封止部材51の外周に摺動自在とされて図5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51も筒状に形成されており、内周に設けた内周フランジ51aがピストンロッド5の先端5aに固定され、さらに、図5中外周下端には外方へ突出する外周フランジ51bが設けられており、この外周フランジ51bの外周をスプール50の大径部50bの内周面に、封止部材51の外周フランジ51b以外の外周部位をスプール50の小径な内周に摺接させている。

【 0 0 8 9 】

したがって、スプール 5 0 の内周の小径部位と大径部 5 0 b とで形成される段差と封止部材 5 1 の外周と外周フランジ 5 1 b で形成される段差とで、図 5 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 1 の肉厚を貫いてその外周から開口して内周フランジ 5 1 a の内周まで連通される通路 5 1 c と、この通路 5 1 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 を介して下室 4 2 に連通されている。なお、上記した通路 5 1 c は途中にオリフィス 5 1 d を備えている。

【 0 0 9 0 】

すなわち、スプール 5 0 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 5 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 5 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、流路 6 0 は、上記スプール 5 0 とピストン 1 との間の隙間によって形成されている。また、スプール 5 0 の下端にはスプール 5 0 がバルブディスクたるピストン 1 に当接しても、流路 6 0 が閉塞されないように切欠 5 0 c が設けられている。

【 0 0 9 1 】

上述したところから理解できるように、スプール 5 0 は、上室 4 1 の圧力によって図 5 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 5 中上方へ附勢され、すなわち、スプール 5 0 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 0 がピストン 1 側へ移動しピストン 1 の図 5 中上面の外周に当接すると、流路 6 0 が切欠 5 0 c のみを介して上室 4 1 に連通されることになって流路 6 0 の流路面積を減じる。したがって、絞り弁は、この実施の形態の場合、このスプール 5 0 とバルブディスクたるピストン 1 とで構成されている。なお、スプール 5 0 の内径をリーフバルブ 1 0 0 の外径より小さくして、リーフバルブ 1 0 0 に直接当接するようにして流路 6 0 の流路面積を減じるようにしてもよい。

【 0 0 9 2 】

この実施の形態の場合、スプール 5 0 がピストン 1 の図 5 中上端外周に当接するように設定されており、そうすると流路 6 0 が完全に閉塞されてしまうので、上記切欠 5 0 c を設けて流路 6 0 による上室 4 1 と下室 4 2 との連通を確保しているが、スプール 5 0 の下限まで移動した場合に、スプール 5 0 とピストン 1 との間に隙間が生じるように設定しておくようにすれば、上記切欠 5 0 c を省略するようにしても差し支えない。

【 0 0 9 3 】

また、スプール 5 0 のフランジ部 5 0 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 0 内と上室 4 1 とを連通する通孔 5 0 d が設けられており、スプール 5 0 内が閉塞されてスプール 5 0 の図 5 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 0 9 4 】

このように構成される他の実施の形態における緩衝器のバルブ構造にあっては、ピストン 1 がシリンダ 4 0 に対して図 5 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 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 0 は、流路 6 0 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 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 0 がピストン 1 側へ移動しピストン 1 に当接して流路 6 0 を減じるようになる。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 1 d を介して連通されているので、スプール 5 0 の動きは緩慢となり、急激に流路 6 0 の流路面積を最小にしてしまうことが無いようになっている。

【 0 0 9 5 】

そして、ピストン速度が高速領域となって、流路 6 0 の流路面積をスプール 5 0 で減じて最小として、切欠 5 0 c を介してのみ上室 4 1 と下室 4 2 とが連通する状態となると、減衰特性は、図 6 に示すように、中速領域から高速領域になると減衰力が大きく立ち上が

10

20

30

40

50

り、その後は流路面積が切欠 5 0 c の面積に制限され、切欠 5 0 c がオリフィスのように作用して、ピストン 1 の速度の増加に伴って圧力損失もピストン速度の自乗に比例するように増加することになる。なお、図 6 の減衰特性はピストン速度に対する定常的な減衰力を示しているので、ピストン速度が高速領域となると、急激に減衰力が大きくなるように見えるが、圧力室 5 4 はオリフィス 5 1 d を介して下室 4 2 に連通されているので、他の実施の形態におけるバルブ構造においても、急激に減衰力が変化してしまうことがなく、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 9 6 】

すなわち、この他の実施の形態における緩衝器のバルブ構造にあっても、一実施の形態における緩衝器のバルブ構造と同様に、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。

【 0 0 9 7 】

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は、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 9 8 】

なお、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、ピストン速度が中速領域において、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、本発明の効果は失われない。

【 0 0 9 9 】

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。

【 0 1 0 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 0 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 】減衰力の時間変化を示した図である。

【 図 4 】一実施の形態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縦断面図である。

【 図 5 】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縦断面図である。

【 図 6 】他の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 7 】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

10

20

30

40

50

。

【図 8】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

。

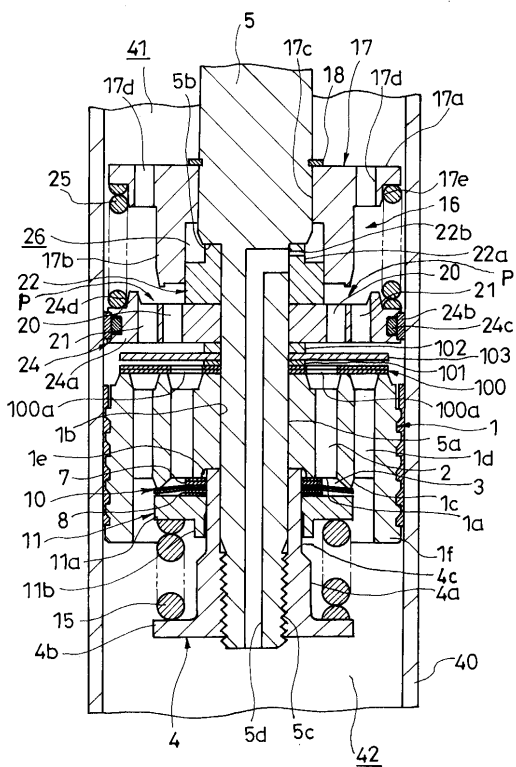
【符号の説明】

【 0 1 0 2 】

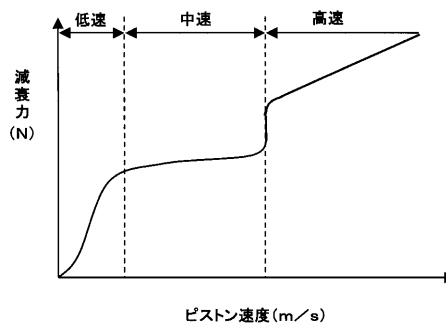
1	バルブディスクたるピストン	
1 a	底部	
1 b , 1 7 c , 2 4 b	挿通孔	
1 c	弁座	
1 d , 2	ポート	10
1 e	拡径部	
1 f , 4 a , 1 1 b , 1 7 b	筒部	
3	窓	
4	ピストンナット	
4 b	鍔	
4 c	小径部	
5	ピストンロッド	
5 a	ピストンロッドの先端	
5 b , 1 7 e , 3 3 b	段部	20
5 c	螺子部	
5 d	パイロット通路	
7 , 8 , 1 0 1	間座	
1 0	リーフバルブ	
1 1	バルブ抑え部材	
1 1 a	環状本体	
1 5	附勢手段たるコイルスプリング	
1 6 , 3 7	絞り弁	
1 7 , 3 0 , 5 0	スプール	
1 7 a	円盤部	
1 7 d , 1 0 0 a	孔	30
1 8 , 3 6 , 5 5	ストップリング	
2 0	第一流路	
2 1	第二流路	
2 2 , 3 1 , 5 1	封止部材	
2 2 a	小径部	
2 2 b , 3 1 c	オリフィス通路	
2 4	隔壁体	
2 4 a	本体	
2 4 b	スライドリング	
2 4 c	Oリング	40
2 4 d	ソケット	
2 5 , 3 4 , 5 3	バネたるコイルスプリング	
2 6 , 3 5 , 5 4	圧力室	
3 0 a	鍔部	
3 2 , 5 2 , 1 0 2	スペーサ	
3 3	円盤	
3 3 a	貫通孔	
3 1 a , 5 1 a	内周フランジ	
3 1 b , 5 1 b	外周フランジ	
4 0	シリンダ	50

- | | |
|---------|-----------|
| 4 1 | 一方室たる上室 |
| 4 2 | 他方室たる下室 |
| 5 0 a | フランジ部 |
| 5 0 b | 大径部 |
| 5 0 c | 切欠 |
| 5 1 c | 通路 |
| 5 1 d | オリフィス |
| 5 5 | ストップリング |
| 6 0 , P | 流路 |
| 1 0 0 | 圧側のリーフバルブ |
| 1 0 3 | バルブストッパ |

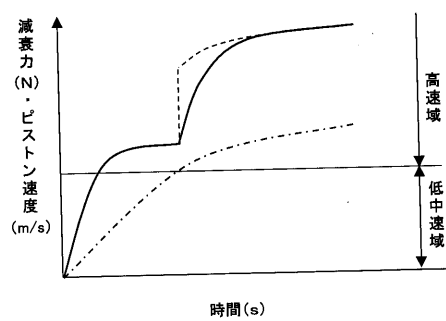
【 図 1 】



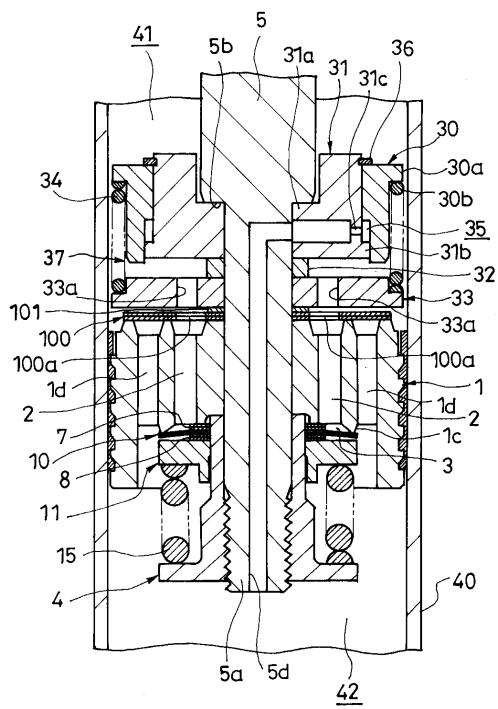
【 図 2 】



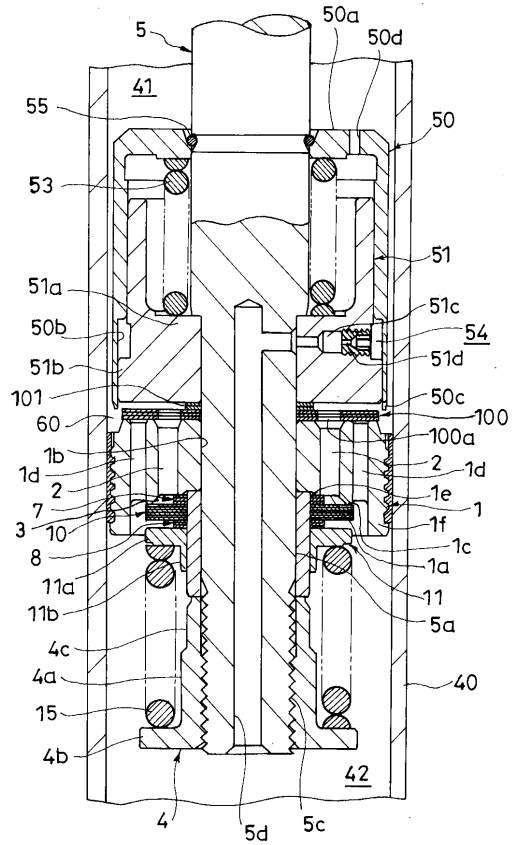
【 図 3 】



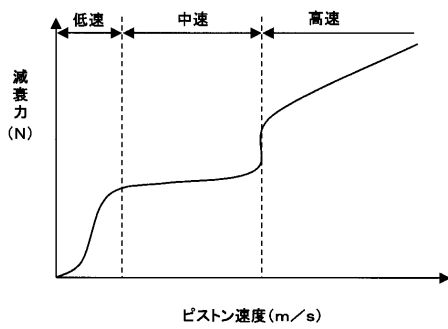
【図 4】



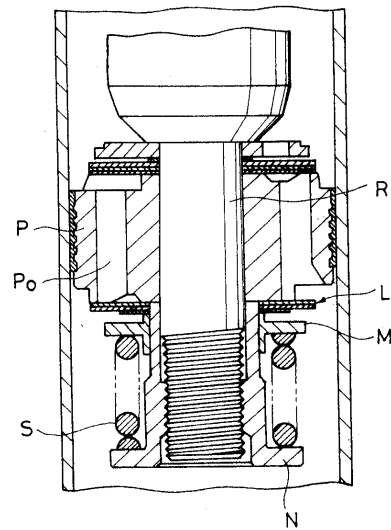
【図 5】



【図 6】



【図 7】



【 図 8 】

