(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2004-340174
(P2004-340174A)
(43)公開日　平成16年12月2日(2004.12.2)

(51)Int.Cl.[7]	F I		テーマコード（参考）
F16F 9/50	F16F	9/50	3J069
F16F 9/02	F16F	9/02	
F16F 9/34	F16F	9/34	

審査請求 未請求　請求項の数 6　OL　（全 14 頁）

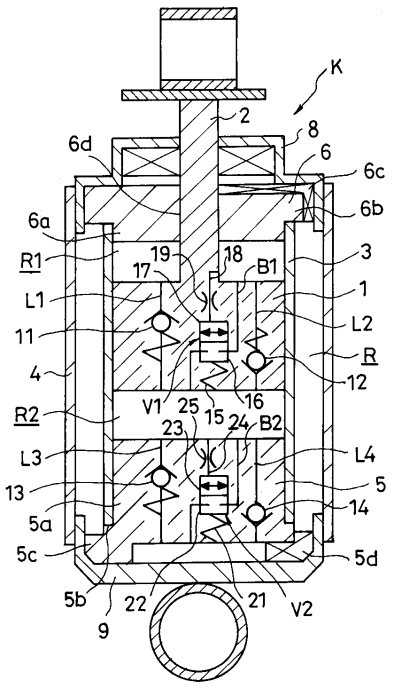
(21)出願番号　特願2003-134339(P2003-134339)
(22)出願日　平成15年5月13日(2003.5.13)

(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
(72)発明者　城　忠
東京都港区浜松町二丁目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 AA17　EE05　EE28　EE66

(54)【発明の名称】空圧緩衝器

(57)【要約】
【課題】空圧緩衝器を車両のサスペンションに適用可能なものとする。
【解決手段】隔壁部材１で区画された第１室Ｒ１と第２室Ｒ２とを連通するバイパス路Ｂ１の途中に当該バイパス路Ｂ１を開閉可能であって閉じる方向に附勢されたバルブＶ１と、車両におけるバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の振動時にバイパス路Ｂ１を開ける方向に上記バルブＶ１を押圧する押圧手段１８，１９を設けた。
【選択図】　図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
隔壁部材で区画された第１室と第２室と、第１室と第２室とを連通する流路と、流路の途中に設けた減衰力発生要素とを備え、車両の車体と車軸との間に介装される空圧緩衝器において、第１室と第２室とを連通するバイパス路と、バイパス路の途中に当該バイパス路を開閉可能であって閉じる方向に附勢されたバルブと、車両におけるバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の振動時にバイパス路を開ける方向に上記バルブを押圧する押圧手段を設けたこと特徴とする空圧緩衝器。
【請求項２】
区画部材で区画された補償室と作動室と、作動室を隔壁部材で隔成した第１室と第２室と、補償室と第１室あるいは第２室とを連通する流路と、第１室と第２室とを連通する流路と、各流路の途中に設けた減衰力発生要素とを備え、車両の車体と車軸との間に介装される空圧緩衝器において、補償室と第１室あるいは第２室とを連通するバイパス路と、第１室と第２室とを連通するバイパス路と、各バイパス路の途中に当該バイパス路を開閉可能であって閉じる方向に附勢されたバルブと、車両におけるバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の振動時に各バイパス路を開ける方向に上記バルブを押圧する押圧手段を設けたこと特徴とする空圧緩衝器。
【請求項３】
押圧手段が、上記バルブに第１室もしくは第２室から空圧を導く通路と、当該通路の途中に設けたオリフィスとで構成され、当該通路に導かれる空圧によりバルブを押圧することを特徴とする請求項１に記載の空圧緩衝器。
【請求項４】
押圧手段が、一方のバルブに第１室から空圧を導く通路と、他方のバルブに第２室から空圧を導く通路と、各通路の途中にそれぞれ設けたオリフィスとで構成され、当該各通路に導かれる空圧によりそれぞれのバルブを押圧することを特徴とする請求項２に記載の空圧緩衝器。
【請求項５】
第１室と第２室がシリンダとシリンダ内に摺動自在に挿入したピストンにより隔成されるとともに、ピストンの一端側にシリンダ内に移動自在に挿入されるピストンロッドの先端を連結してなり、バイパス路がピストンロッドの先端の軸芯部に穿設した中空部とピストンロッドの側部から中空部に連通する孔とで構成され、上記バルブを上記中空部内に摺動自在に挿入されるスプールとし、当該スプールは、有底筒状であってその側部にスプール内外を連通するポートを備え、ピストンロッド内方へ向けて附勢されてバイパス路を常時閉じ、空圧の負荷によりピストンロッドの孔にスプールのポートを対向させてバイパス路を連通することを特徴とする請求項３に記載の空圧緩衝器。
【請求項６】
第１室と第２室がシリンダとシリンダ内に摺動自在に挿入したピストンにより隔成され、補償室がシリンダ内もしくはシリンダ端部に設けられたバルブボディによりシリンダ内もしくはシリンダ外方に隔成されるとともいに、ピストンの一端側にシリンダ内に移動自在に挿入されるピストンロッドの先端を連結してなり、第１室と第２室とを連通するバイパス路がピストンロッドの先端から開口する中空部とピストンロッドの側部から中空部に連通する孔とで構成され、補償室と第１室あるいは第２室とを連通するバイパス路がバルブボディの補償室側から開口する中空部と第１室もしくは第２室と当該中空部とを連通する孔とで構成され、上記各バルブを上記各中空部内に摺動自在に挿入されるスプールとし、一方のスプールは、有底筒状であってその側部にスプール内外を連通するポートを備え、ピストンロッド内方へ向けて附勢されて第１室と第２室とを連通するバイパス路を常時閉じ、空圧の負荷によりピストンロッドの孔にスプールのポートを対向させて第１室と第２室とを連通するバイパス路を連通し、他方のスプールは、有底筒状であってその側部にスプール内外を連通するポートを備え、バルブボディ内方へ向けて附勢されて補償室と第１室あるいは第２室とを連通するバイパス路を常時閉じ、空圧の負荷によりバルブボディの

孔にスプールのポートを対向させて補償室と第１室あるいは第２室とを連通するバイパス路を連通することを特徴とする請求４に記載の空圧緩衝器。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

この発明は、空圧緩衝器に関し、特に車両のサスペンションとして使用可能な空圧緩衝器の改良に関する。

【０００２】

【従来の技術】

従来、空圧緩衝器としては、図３に示すようなステイダンパ（たとえば、特許文献１参照）や図４に示すエアダンパ（たとえば、特許文献２参照）が知られており、車両のバックドアと車体との間や引き戸と引き戸が滑動自在に挿嵌された枠体との間に介装され、バックドアの開閉やドアの開閉速度の調節等に使用されている。

【０００３】

そして、図３に示すステイダンパは、シリンダ４３と、シリンダ４３内をピストン側室Ａとロッド側室Ｂに区画するピストン４０と、シリンダ４３にピストン４０を介して移動自在に挿入したピストンロッド４１と、ピストンに設けたピストン側室Ａとロッド側室Ｂを連通する流路４４と、流路の途中に設けたオリフィス４５とで構成され、シリンダ４３内にガスが封入されており、ピストンロッド４１がシリンダ４３から出没する際にガスが圧縮もしくは膨張すること、および、上記オリフィス４５を通過することによりガススプリングおよび緩衝器としての機能を発揮するものである。

【０００４】

他方、図４に示すエアダンパは、シリンダ５２と、シリンダ５２内をピストン側室Ｃとロッド側室Ｄに区画するピストン５０と、シリンダ５２にピストン５０を介して移動自在に挿入したピストンロッド５１と、ピストンロッド５１内にピストン側室Ｃとロッド側室Ｄを連通する第１の流路５７と、当該第１の流路５７の途中に設けたオリフィス５８と、ピストン５０に設けられた第２の流路５５と、第２の流路５５の途中にピストン側室Ｃからロッド側室Ｄへの空気の流れのみを許容するバネ５４で付勢された逆止弁５３とで構成され、ピストンロッド５１がシリンダ５３から出没する際に空気が上記オリフィス５８または逆止弁５３を通過することによって、減衰作用を発生させている。

【０００５】

【特許文献１】

特開平１０－２９９８１８号公報（段落番号００２２、図１）

【０００６】

【特許文献２】

特開２００２－５２１２号公報（段落番号０００７から００１３、図１、図２）

【０００７】

【発明が解決しようとする課題】

さて、上述のようなステイダンパやエアダンパ（以下「エアダンパ等」という。）は、構造が簡単であるから、そのまま車両のサスペンション等として利用できれば加工性や経済性において有利であるが、車両のサスペンション等として使用するには、問題がある。

【０００８】

ここで、空気が充填される弾性を有するタイヤを装着するサスペンションにあっては、懸架スプリングと弾性なタイヤの２つのバネが作用する。そして、車両のサスペンションとして使用される緩衝器にあっては、いわゆるバネ上の共振周波数（振動周波数が略１Ｈｚ～２Ｈｚ）といわゆるバネ下の共振周波数（振動周波数が略１０Ｈｚ～１５Ｈｚ）の２つの共振域の周波数の振動を抑制することが要求される。

【０００９】

他方、上記バネ上の共振周波数とバネ下の共振周波数との間の周波数の振動およびバネ下共振周波数を超える周波数の振動については、緩衝器の発生する減衰力を低くしたほうが

、路面から車体への振動伝達率が低下するので乗り心地が良くなる点で好ましい。
【００１０】
そして、エアダンパ等は、作用媒体に気体を使用しているが、気体には圧縮性があるので、振幅の小さくなる高周波の振動がエアダンパ等に作用すると、その発生する減衰力が低くなる特徴を有している。そのため、エアダンパ等をサスペンションとして使用する場合には、車両における乗り心地が向上するという長所を有しているが、その反面、振動周波数が高くなればなるほど発生減衰力が低くなるので、上記バネ下の共振周波数の振動を充分抑制できなくなるという危惧がある。したがって、従来のエアダンパ等をそのまま車両用として使用することはできない。
【００１１】
そこで、本発明は、上記した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、空圧緩衝器を車両のサスペンションに適用可能なものとすることである。
【００１２】
【課題を解決するための手段】
本発明の第１の課題解決手段の空圧緩衝器は、隔壁部材で区画された第１室と第２室と、第１室と第２室とを連通する流路と、流路の途中に設けた減衰力発生要素とを備え、車両の車体と車軸との間に介装される緩衝装置において、第１室と第２室とを連通するバイパス路と、バイパス路の途中に当該バイパス路を開閉可能であって閉じる方向に附勢されたバルブと、車両におけるバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の振動時にバイパス路を開ける方向に上記バルブを押圧する押圧手段を設けたこと特徴とする。
【００１３】
本発明の第２の課題解決手段は、区画部材で区画された補償室と作動室と、作動室を隔壁部材で隔成した第１室と第２室と、補償室と第１室あるいは第２室とを連通する流路と、第１室と第２室とを連通する流路と、各流路の途中に設けた減衰力発生要素とを備え、車両の車体と車軸との間に介装される緩衝装置において、補償室と第１室あるいは第２室とを連通するバイパス路と、第１室と第２室とを連通するバイパス路と、各バイパス路の途中に当該バイパス路を開閉可能であって閉じる方向に附勢されたバルブと、車両におけるバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の振動時に各バイパス路を開ける方向に上記バルブを押圧する押圧手段を設けたこと特徴とする。
【００１４】
第１および第２の課題解決手段によれば、空圧緩衝器の伸縮時の振動周波数が低い場合には、少なくとも１つのバイパス路が連通されるが、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数を超えるものとなった時には、バイパス路は遮断状態となるので、流路面積が減少することとなり、ガスの圧縮性の高さに起因する減衰力の落ち込みを防止することとなる。裏を返せば、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数を超えるものとなった時にその発生減衰力を増大することが可能となる。したがって、その振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数となる場合には、減衰力の落ち込みが防止されるので、バネ下の共振周波数およびその近傍の周波数の振動を充分抑制でき、これにより、空圧緩衝器を車両のサスペンションに適用可能なものとすることができる。
【００１５】
また、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数を超えてさらに高くなった場合には、ガスの圧縮性により徐々に空圧緩衝器が発生する減衰力は低くなるので、この振動数領域における車両の乗り心地を損なうこともない。そして、振動周波数の低い場合には、流路面積を大きくして発生減衰力を低く抑えることとなる。
【００１６】
また、本発明の第３の課題解決手段は、第１の課題解決手段において、押圧手段が、上記バルブに第１室もしくは第２室から空圧を導く通路と、当該通路の途中に設けたオリフィスとで構成され、当該通路に導かれる空圧によりバルブを押圧することを特徴とする。
【００１７】

さらに、本発明の第４の課題解決手段は、第２の課題解決手段において、押圧手段が、一方のバルブに第１室から空圧を導く通路と、他方のバルブに第２室から空圧を導く通路と、各通路の途中にそれぞれ設けたオリフィスとで構成され、当該各通路に導かれる空圧によりそれぞれのバルブを押圧することを特徴とする。

【００１８】

第３および第４の課題解決手段によれば、通路とオリフィスという簡単かつスペースを取らない構成で押圧手段を形成しているので、空圧緩衝器の大型化が避けられ、さらに、外部に電源や空圧源を設けなくて済み、車両のパワーソースを消費しなくてよいので経済的である。

【００１９】

さらに、オリフィスの設定により、空圧緩衝器が適用される車種に応じて周波数を特定してその発生減衰力を高めることが可能であるので、バネ下共振周波数域での振動抑制精度が向上し、他方、バネ上共振周波数域の振動をも効果的に抑制できるので、路面からの振動伝達率を低く押えて車両における乗り心地が向上する。

【００２０】

また、本発明の第５の課題解決手段は、第３の課題解決手段において、第１室と第２室がシリンダとシリンダ内に摺動自在に挿入したピストンにより隔成されるとともに、ピストンの一端側にシリンダ内に移動自在に挿入されるピストンロッドの先端を連結してなり、バイパス路がピストンロッドの先端の軸芯部に穿設した中空部とピストンロッドの側部から中空部に連通する孔とで構成され、上記バルブを上記中空部内に摺動自在に挿入されるスプールとし、当該スプールは、ピストンロッド内方へ向けて附勢されてバイパス路を常時閉じ、空圧の負荷によりバイパス路を連通することを特徴とする。

【００２１】

さらに、本発明の第６の課題解決手段は、第４の課題解決手段において、第１室と第２室がシリンダとシリンダ内に摺動自在に挿入したピストンにより隔成され、補償室がシリンダ内もしくはシリンダ端部に設けられたバルブボディによりシリンダ内もしくはシリンダ外方に隔成されるとともいに、ピストンの一端側にシリンダ内に移動自在に挿入されるピストンロッドの先端を連結してなり、第１室と第２室とを連通するバイパス路がピストンロッドの先端から開口する中空部とピストンロッドの側部から中空部に連通する孔とで構成され、補償室と第１室あるいは第２室とを連通するバイパス路がベースバルブの補償室側から開口する中空部と第１室もしくは第２室と当該中空部とを連通する孔とで構成され、上記各バルブを上記各中空部内に摺動自在に挿入されるスプールとし、一方のスプールは、ピストンロッド内方へ向けて附勢されてバイパス路を常時閉じ、空圧の負荷により第１室と第２室とを連通するバイパス路を連通し、他方のスプールはバルブボディ内方へ向けて附勢されて補償室と第１室あるいは第２室とを連通するバイパス路を常時閉じ、空圧の負荷によりバイパス路を連通することを特徴とする。

【００２２】

第５および第６の課題解決手段によれば、スプールと附勢バネによりバルブを構成しているので、空圧緩衝器の収縮振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の場合に低下する減衰力の下限を設定できるので、空圧緩衝器の伸縮振動周波数に無関係に、その振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の場合に必要となる減衰力が確保されることになり、空圧緩衝器の伸縮動作し始めの振動抑制も充分に行える。すなわち、本発明の空圧緩衝器を車両に適用した際には、車両のサスペンションの動作し始めの振動抑制も可能であるから、車両における姿勢変化を抑制しえることとなる。

【００２３】

さらに、ピストンロッドにバルブを設ける場合にバイパス路の方向切り換えができ、かつ、バイパス路から負荷される空圧によりバイパス路が連通してしまうことを確実に防止できるのでバイパス路の開閉制御が容易となる。

【００２４】

また、スプール弁を使用しているので、振動の過渡的入力、たとえば、車両が路面上の突

起を乗り越えたときに生じる高周波振動に等価のステップ入力が空圧緩衝器に作用した場合には、バルブへの空圧供給が一次遅れとなるから、通路内の圧力はその振動入力以前の状態を維持するので、徐々に通路内の圧力が高まることとなり、スプール弁がバイパス路を徐々に流路面積を大きくしながら連通することとなる。すると、この場合に空圧緩衝器が発生する減衰力は緩やかに低下することとなり、このため、減衰力が変化することによる衝撃や外乱が生じることはなく、この減衰力の低下によりピストンのシリンダに対する変位量が増加してピストンのシリンダに対する速度を緩やかに減速させる。すなわち、緩やかに発生減衰力を低下しながらピストンのシリンダに対する速度を減速していくので、ショック感が減少し車両における乗り心地が向上することになる。

【００２５】

さらに、上記形状のスプール弁を使用しているので、通路に導かれる空圧の大きさにより、すなわち、ピストンのシリンダに対する速度に応じてバイパス路の流路面積を変化可能であるので、ピストンのシリンダに対する速度が変化した場合に、この空圧緩衝器の発生する減衰力の減衰特性を急激に変化させることはない。すなわち、急激に減衰特性が変化することによる衝撃の発生を防止することができるので、この点でも車両における乗り心地が向上する。

【００２６】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の空圧緩衝器を図１および図２に基づいて説明する。図１は、第１の実施の形態における空圧緩衝器を原理的に示す概略断面図である。図２は、第１の実施の形態における空圧緩衝器のピストン部の概略断面図である。

【００２７】

以下、詳細に説明すると、本実施の形態における空圧緩衝器Ｋは、図１に示すように、円筒状のシリンダ３と、シリンダ３の外側にシリンダ３に同芯に設けた外筒４と、シリンダ３と外筒４との間の隙間で形成した補償室たるリザーバＲと、作動室たるロッド側Ｒ１およびピストン側Ｒ２と、に区画する区画部材たるバルブボディ５と、作動室をロッド側室Ｒ１とピストン側室Ｒ２とに区画するピストン１と、シリンダ３内にピストン１を介して移動自在に挿入されたピストンロッド２と、上記ピストン側室Ｒ１とロッド側室Ｒ２とを連通するバイパス路Ｂ１と、リザーバＲとピストン側室Ｒ２とを連通するバイパス路Ｂ２と、各バイパス路の途中にそれぞれ設けたバルブＶ１，Ｖ２と、ピストン１に設けた流路Ｌ１，Ｌ２と、バルブボディ５に設けた流路Ｌ３，Ｌ４と、各流路Ｌ１，Ｌ２，Ｌ３，Ｌ４の途中にそれぞれ設けた減衰力発生要素１１，１２，１３と吸入弁要素１４とで構成され、シリンダ３内およびリザーバＲ内にはガスが封入されている。

【００２８】

以下、各部材について詳細に説明すると、シリンダ３内には、摺動自在にピストン１が挿入され、ピストン１の図１中上端には、ピストンロッド２の先端が接続されている。そして、ピストン１には各流路Ｌ１，Ｌ２およびバイパス路Ｂ１が設けられ、流路Ｌ１，Ｌ２にはそれぞれ減衰力発生要素１１，１２が設けられるとともに、バイパス路Ｂ１の途中にはバルブＶ１が設けられている。

【００２９】

そして、上記バルブＶ１は、遮断ポジション１６および連通ポジション１７に切り換え可能に設定されているとともに、附勢バネ１５のバネ力でバイパス路Ｂ１を閉鎖する常閉型に設定されている。さらに、ピストン１には、このバルブＶ１を連通ポジション１７に切り換えるための押圧手段が設けられており、本実施の形態では、この押圧手段を、第１室たるロッド側室Ｒ１から空圧を導く通路１８と、当該通路１８の途中に設けたオリフィス１９とで構成され、当該通路１８に導かれる空圧により附勢バネ１５のバネ力に抗してバルブＶ１を押圧することで、バルブＶ１を連通ポジション１７に切り換えてバイパス路Ｂ１を連通することができるようになっている。したがって、本実施の形態においては、上記空圧をパイロット信号として利用し、ロッド側室Ｒ１から供給されるパイロット信号の入力時にバイパス路Ｂ１が開放されると共にパイロット信号の解消時にバイパス路Ｂ１が

遮断される。また、このバルブＶ１は、パイロット信号の強弱によりバイパス路Ｂ１の流路面積を変化させるように設定されてもよい。こうすることにより、バルブＶ１で発生する圧力損失に変化を持たせて減衰力を変化させることができる。なお、オリフィス１９は、空圧緩衝器Ｋの振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以上となったときには、ガスが通過しえなくなるように設定されている。すなわち、上記バルブＶ１は押圧手段により、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以上の時には、バイパス路Ｂ１を遮断し、バネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の時にはバイパス路Ｂ１を連通するようになっている。

【００３０】

ちなみに、このバルブＶ１は、具体的な実施の形態にあっては、図２に示すように、ピストン１に配在されるのではなく、このピストン１に連設されるピストンロッド２に、特に、ピストン１を連設させるピストンロッド２における先端部あるいは先端近傍部に配在されてもよい。

【００３１】

この図２に示すように、バルブＶ１は、スプール弁として形成されており、少々説明すると、ピストンロッド２には、その先端側から開口する中空部２ａが穿設されており、この中空部２ａ内にスプール弁３０が摺動自在に挿入されている。すなわち、中空部２ａはピストン側室Ｒ２と連通している。そして、このスプール弁３０は、有底筒状に形成されるとともに、その底部近傍の側部にスプール弁３０内外を連通するポート３０ａが穿設されている。さらに、このスプール弁３０は、ピストンロッド２の中空部２ａの下方に設けた軸心部に孔３１ａを設けたストッパ部材３１に担持された附勢バネ１５によりピストンロッド２内方に向けて付勢されている。また、ピストンロッド２の側部には中空部２ａに連通する孔２ｂ，２ｂが穿設されており、この孔２ｂ，２ｂはロッド側室Ｒ１に連通している。したがって、この場合、バイパス路Ｂ１は、この孔２ｂと中空部２ａとで構成されていることとなる。そして、スプール弁３０のポート３０ａは、スプール弁３０がピストンロッド２の内方に附勢された状態で、ピストンロッド２の孔２ｂ，２ｂに対向しえない位置に穿設されており、すなわち、バルブＶ１は遮断ポジション１６を採ることとなり、これにより、上記の孔２ｂと中空部２ａで構成されるバイパス路Ｂ１は常時遮断状態とされている。さらに、ピストンロッド２には、中空部２ａの図２中上端に連なる圧力室２ｃが設けられており、この圧力室２ｃとロッド側室Ｒ１とを連通する通路１８が設けられ、この通路１８の途中にはオリフィス１９が設けられている。したがって、この通路１８から圧力室２ｃに空圧が供給されると、スプール弁３０が附勢バネ１５のバネ力に抗して図２中下方に押圧され、スプール弁３０が図２中下方に移動し、ピストンロッド２の孔２ｂ，２ｂにスプール弁３０のポート３０ａが対向しえる位置に移動すると、バルブＶ１は連通ポジション１７を採ることとなりバイパス路Ｂ１が連通状態となり、他方、この通路１８から圧力室２ｃに空圧が供給されないと、スプール弁３０が附勢バネ１５のバネで図２中中空部２ａの上端に当接した状態のままとなり、ピストンロッド２の孔２ｂ，２ｂにスプール弁３０のポート３０ａ，３０ａは対向しえないので、バイパス路Ｂ１は遮断されることとなる。また、連通状態下では、孔２ｂ，２ｂとポート３０ａ，３０ａの重なり度合いにより流路面積が変化するようになっており、ガスが孔２ｂ，２ｂとポート３０ａ，３０ａとを通過するときの圧力損失により減衰力を発生可能になっている。すなわち、圧力室２ｃおよび通路１８に導かれる空圧の大きさに応じて流路面積を変化することができる。また、図示したところでは、スプール弁を使用しているが、ポペット型弁体を使用し中空部に弁座とを設けて附勢バネでポペット型弁体の弁頭を弁座に着座させるとしてもよいが、スプール弁としたほうが上述のようにピストンロッド２にバルブＶ１を設ける場合にバイパス路の方向切り換えができ、かつ、バイパス路から負荷される空圧によりバイパス路が連通してしまうことを確実に防止できるのでバイパス路Ｂ１の開閉制御が容易となる。

【００３２】

なお、圧力室２ｃは必ずしも設ける必要はないが、通路１８から導かれる空圧によるスプール弁３０を押す力を高めることができるので、ピストン１のシリンダ３に対して図２中

上方への移動速度が極めて低いときでも、スプール弁３０を移動させることができる。

【００３３】

また、図２中ピストン１には、それぞれ空圧緩衝器の圧縮行程時にガスが通過する流路Ｌ１と伸長行程時にガスが通過する流路Ｌ２が設けられ、この各流路Ｌ１，Ｌ２にはそれぞれ減衰力発生要素としてのリーフバルブ３２，３３が設けられている。このように、減衰力発生要素をリーフバルブとしてもよいし、他に公知の減衰力発生要素を適用してもよい。なお、上述したところでは、各流路を隔壁部材たるピストン１に、バイパス路を隔壁部材たるピストン１もしくはピストンロッド２の先端に設けるとしているが、シリンダ３の外方に各流路およびバイパス路を設けてもよい。

【００３４】

なお、上述したところでは、押圧手段を通路とオリフィスとしているが、図示はしないが、たとえば、押圧手段を所定のピストン速度になったときに励磁されるソレノイドとして、このソレノイドによりスプールを押圧してもよく、他に慣用される手段を用いてもよいが、通路とオリフィスという簡単かつスペースを取らない構成で押圧手段を形成しているので、空圧緩衝器の大型化が避けられ、さらに、外部に電源や空圧源を設けなくて済み、車両のパワーソースを消費しなくてよいので経済的である。

【００３５】

さらに、シリンダ３の図１中上方開口端にはピストンロッド２を挿入可能なように軸心部に孔６ｄを設けたロッドガイド６が設けられている。ロッドガイド６は、円筒状の本体６ａと、拡径部６ｂとで構成され、拡径部６ｂには切欠６ｃが設けられている。また、シリンダ３の図１中下方開口端にはバルブボディ５が嵌合されており、このバルブボディ５は、円筒状の本体５ａと、本体５ａの図１中下方に段部５ｂを備えた拡径部５ｃとで構成され、拡径部５ｃには切欠５ｄが設けられている。そして、バルブボディ５の本体５ａには各流路Ｌ３，Ｌ４およびバイパス路Ｂ２が設けられ、流路Ｌ３，Ｌ４には減衰力発生要素１３と吸入弁要素１４が設けられるとともに、バイパス路Ｂ２の途中にはバルブＶ２が設けられている。また、バルブボディ５の拡径部５ｃの外周には有底筒状のキャップ９が嵌合し、このキャップ９の外周が外筒４の内周に嵌合している。他方、シリンダ３の図１中上端に嵌合しているロッドガイド６の拡径部６ｂの外周にはピストンロッド２が挿入可能なように孔（付示せず）を設けた有底筒状のキャップ８が嵌合し、このキャップ８の外周が外筒４の内周に嵌合している。すなわち、シリンダ３内および外筒４内はキャップ８およびキャップ９により気密状態下に封止されている。

【００３６】

そして、上記バルブＶ２は、遮断ポジション２２および連通ポジション２３に切り換え可能に設定されているとともに、附勢バネ２１のバネ力でバイパス路Ｂ２を閉鎖する常閉型に設定されている。さらに、バルブボディ５には、このバルブＶ２を連通ポジション２３に切り換えるための押圧手段が設けられており、本実施の形態では、この押圧手段を、第２室たるピストン側室Ｒ２から空圧を導く通路２４と、当該通路２４の途中に設けたオリフィス２５とで構成され、当該通路２４に導かれる空圧により附勢バネ２１のバネ力に抗してバルブＶ２を押圧することで、バルブＶ２を連通ポジション２３に切り換えてバイパス路Ｂ２を連通することができるようになっている。したがって、本実施の形態においては、上記空圧をパイロット信号として利用し、ピストン側室Ｒ２から供給されるパイロット信号の入力時にバイパス路Ｂ２が開放されると共にパイロット信号の解消時にバイパス路Ｂ２が遮断される。なお、オリフィス２５は、空圧緩衝器Ｋの振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以上となったときには、ガスが通過しえなくなるように設定されている。すなわち、バルブＶ２にあっても押圧手段により、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以上の時には、バイパス路Ｂ２を遮断し、バネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の時にはバイパス路Ｂ２を連通するようになっており、その構成も、上述のバルブＶ１と同様の構成となっており、図示はしないが、その具体的構成についても、バルブＶ１同様の構成とすればよく、また、この場合には、バルブボディ５にピストンロッド２内に構成した通路１８、オリフィス１９、中空部２ａ、スプール

弁３０と同様のものをそれぞれ設ければよい。なお、上述したところでは、各流路およびバイパス路を区画部材たるバルブボディ５に設けるとしているが、区画部材を単に補償室たるリザーバと作動室とを区画する部材としてシリンダ３の外方に各流路およびバイパス路を設けてもよい。

【００３７】

さて、上述のように構成された空圧緩衝器Ｋの作用について説明する。ピストンロッド２がシリンダ３内から退出する、すなわち、空圧緩衝器Ｋが伸長する場合には、ロッド側室Ｒ１が収縮するのでロッド側室Ｒ１内の空圧が高まり、ロッド側室Ｒ１内のガスはピストン１に設けた流路Ｌ１およびバイパス路Ｂ１を通過してピストン側室Ｒ２に流入しようとする。さらに、ピストン側室Ｒ２内では、ピストンロッド２がシリンダ３から退出する体積分のガスが不足するので、リザーバＲ内のガスがバルブボディ５に設けた流路Ｌ４およびバイパス路Ｂ２を通過してピストン側室Ｒ２内に流入しようとする。そして、流路Ｌ１に設けた減衰力発生要素１１で減衰力が発生されるが、このとき、ピストン１のシリンダ３に対する移動速度が遅い場合、すなわち、空圧緩衝器Ｋの振動周波数が低い場合には、オリフィス１９による圧力損失がさほど発生しないので、通路１８を介して空圧がバルブＶ１に負荷されることになる。そして、バルブＶ１は、それぞれ押圧されて連通ポジション１７をとることとなる。他方、バイパス路Ｂ２のバルブＶ２は、ピストン側室Ｒ２の空圧は減圧されるので、押圧されずに遮断ポジション２２を維持することとなり、バイパス路Ｂ２は遮断され、ガスはバイパス路Ｂ２を通過しないこととなる。そして、バイパス路Ｂ１は連通状態となり、バイパス路Ｂ１のバルブＶ１をガスが通過するときの圧力損失によっても空圧緩衝器Ｋは減衰力を発生することとなる。

【００３８】

さらに、ピストン１のシリンダ３に対する移動速度が速くなってくると、すなわち、空圧緩衝器Ｋの伸長時の振動周波数が高くなってくると、通路１８のオリフィス１９が設けられ位置よりバルブＶ１側はロッド側室Ｒ１の圧力変動に対して一次遅れの圧力変動となり、ガスがオリフィス１９を通過できなくなってくる。すなわち、圧力損失が大きくなってくるので、通路１８空圧がバルブＶ１に供給されにくくなる。そしてさらに、ピストン１のシリンダ３に対する移動速度が速く、空圧緩衝器Ｋの伸長時の振動周波数がバネ下共振周波数を超えるような高い場合には、ガスがオリフィス１９を通過できなくなり、バルブＶ１は、それぞれ空圧によって押圧されず附勢バネ１５により附勢されるのみとなるので遮断ポジション１６をとることとなる。すると、バイパス路Ｂ１も遮断状態となり、バイパス路Ｂ１のバルブＶ１をガスが通過できず、空圧緩衝器Ｋは、減衰力発生要素１１のみによって減衰力を発生することとなる。したがって、空圧緩衝器Ｋの伸長時の振動周波数が高くなるとそれに伴い徐々にバイパス路Ｂ１を遮断することとなる。

【００３９】

逆に、ピストンロッド２がシリンダ３内に侵入する、すなわち、空圧緩衝器Ｋが収縮する場合には、ピストン側室Ｒ２が収縮するのでピストン側室Ｒ２内の空圧が高まり、ピストン側室Ｒ２内のガスはピストン１に設けた流路Ｌ２およびバイパス路Ｂ１を通過してロッド側室Ｒ１に流入しようとする。さらに、ピストン側室Ｒ２内では、ピストンロッド２がシリンダ３に侵入する体積分のガスが余剰となるので、ピストン側室Ｒ２内のガスがバルブボディ５に設けた流路Ｌ３およびバイパス路Ｂ２を通過してリザーバＲ内に流入しようとする。そして、各流路Ｌ２，Ｌ３に設けた減衰力発生要素１２，１３で減衰力が発生されるが、このとき、ピストン１のシリンダ３に対する移動速度が遅い場合、すなわち、空圧緩衝器Ｋの振動周波数が低い場合には、オリフィス２５による圧力損失がさほど発生しないので、通路２４を介して空圧がバルブＶ２に負荷されることになる。そして、バルブＶ２は、押圧されて連通ポジション２３をとることとなる。他方、バイパス路Ｂ１のバルブＶ１は、ロッド側室Ｒ１の空圧は減圧されるので、押圧されずに遮断ポジション１７を維持することとなり、バイパス路Ｂ１は遮断され、ガスはバイパス路Ｂ１を通過しないこととなる。そして、バイパス路Ｂ２は連通状態となり、バイパス路Ｂ２のバルブＶ２をガスが通過するときの圧力損失によっても空圧緩衝器Ｋは減衰力を発生することとなる。

【００４０】
さらに、ピストン１のシリンダ３に対する移動速度が速くなってくると、すなわち、空圧緩衝器Ｋの収縮時の振動周波数が高くなってくると、通路２４のオリフィス２５が設けられ位置よりバルブＶ２側はピストン側室Ｒ２の圧力変動に対して一次遅れの圧力変動となり、ガスがオリフィス２５を通過できなくなってくる。すなわち、圧力損失が大きくなってくるので、通路２４を介して空圧がバルブＶ２に供給されにくくなる。そしてさらに、ピストン１のシリンダ３に対する移動速度が速く、空圧緩衝器Ｋの収縮時の振動周波数がバネ下共振周波数を超えるような高い場合には、ガスがオリフィス２５を通過できなくなり、バルブＶ２は、空圧によって押圧されず附勢バネ２１により附勢されるのみとなるので遮断ポジション２３をとることとなる。すると、バイパス路Ｂ２も遮断状態となり、バイパス路Ｂ２のバルブＶ２をガスが通過できず、空圧緩衝器Ｋは、減衰力発生要素１２，１３のみによって減衰力を発生することとなる。したがって、空圧緩衝器Ｋの収縮時の振動周波数が高くなるとそれに伴い徐々にバイパス路Ｂ２を遮断することとなる。

【００４１】
上記したように、空圧緩衝器Ｋの伸縮時の振動周波数が低い場合には、バイパス路Ｂ１もしくはバイパス路Ｂ２のいずれか一方が連通され、振動周波数が高い場合にはいずれのバイパス路Ｂ１，Ｂ２も遮断される。ここで、作動媒体のガスは気体であるので、油等の液体に比較して圧縮性が極めて高いので、空圧緩衝器の伸長時の振動周波数が高くなればなるほど減衰力を発生しにくくなるが、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数を超えるものとなった時には、バイパス路Ｂ１，Ｂ２は遮断状態となるので、流路面積が減少することとなり、ガスの圧縮性の高さに起因する減衰力の落ち込みを防止することとなる。裏を返せば、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数を超えるものとなった時にその発生減衰力を増大することが可能となる。したがって、その振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数となる場合には、減衰力の落ち込みが防止されるので、バネ下の共振周波数およびその近傍の周波数の振動を充分抑制でき、これにより、空圧緩衝器を車両のサスペンションに適用可能なものとすることができる。

【００４２】
なお、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数を超えてさらに高くなった場合には、ガスの圧縮性により徐々に空圧緩衝器が発生する減衰力は低くなるので、この振動数領域における車両の乗り心地を損なうこともない。そして、振動周波数の低い場合には、流路面積を大きくして発生減衰力を低く抑えることとなる。

【００４３】
したがって、本発明の空圧緩衝器にあっては、その振動周波数が低い場合でバイパス路が連通状態にあっても、ある程度の減衰力を発生できるように設定しておくことが望ましい。具体的には、この空圧緩衝器Ｋが適用される車種に応じて、バネ上共振周波数およびその近傍の周波数帯で、その車両に最適となる減衰力を発揮するように空圧緩衝器に封入されるガスの圧力を設定すればよい。

【００４４】
また、オリフィスの設定により、空圧緩衝器が適用される車種に応じて周波数を特定してその発生減衰力を高めることが可能であるので、バネ下共振周波数域での振動抑制精度が向上し、他方、バネ上共振周波数域の振動をも効果的に抑制できるので、路面からの振動伝達率を低く押えて車両における乗り心地が向上する。

【００４５】
さらに、本実施の形態では、スプールと附勢バネによりバルブを構成しているので、空圧緩衝器の収縮振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の場合に低下する減衰力の下限を設定できるので、空圧緩衝器の伸縮振動周波数に無関係に、その振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の場合に必要となる減衰力が確保されることになり、空圧緩衝器の伸縮動作し始めの振動抑制も充分に行える。すなわち、本発明の空圧緩衝器を車両に適用した際には、車両のサスペンションの動作し始めの振動抑制も可能であるから、車両における姿勢変化を抑制しえることとなる。

【００４６】
また、スプール弁を使用しているので、振動の過渡的入力、たとえば、車両が路面上の突起を乗り越えたときに生じる高周波振動に等価のステップ入力が空圧緩衝器に作用した場合には、バルブへの空圧供給が一次遅れとなるから、通路内の圧力はその振動入力以前の状態を維持するので、徐々に通路内の圧力が高まることとなり、スプール弁がバイパス路を徐々に流路面積を大きくしながら連通することとなる。すると、この場合に空圧緩衝器が発生する減衰力は緩やかに低下することとなり、このため、減衰力が変化することによる衝撃や外乱が生じることはなく、この減衰力の低下によりピストンのシリンダに対する変位量が増加してピストンのシリンダに対する速度を緩やかに減速させる。すなわち、緩やかに発生減衰力を低下しながらピストンのシリンダに対する速度を減速していくので、ショック感が減少し車両における乗り心地が向上することになる。

【００４７】
さらに、上記形状のスプール弁を使用しているので、通路に導かれる空圧の大きさにより、すなわち、ピストンのシリンダに対する速度に応じてバイパス路の流路面積を変化可能であるので、ピストンのシリンダに対する速度が変化した場合に、この空圧緩衝器の発生する減衰力の減衰特性を急激に変化させることはない。すなわち、急激に減衰特性が変化することによる衝撃の発生を防止することができるので、この点でも車両における乗り心地が向上する。

【００４８】
なお、本実施の形態においては、空圧緩衝器をいわゆる複筒型緩衝器として説明してきたが、いわゆる単筒型とし、または、いわゆる両ロッド型としてもよく、さらに、本実施の形態においては、バイパス路、バルブおよび押圧手段を空圧緩衝器の２箇所に設けているが、１ヶ所のみの設けて空圧緩衝器の伸長時もしくは収縮時の一方のみのガスの圧縮性の高さに起因する減衰力の落ち込みを防止するとしてもよい。ちなみにこの場合には、隔壁部材をバルブケースとして第１室を作動室とし第２室を補償室とするか、隔壁部材をピストンとして第１室をロッド側室とし第２室をピストン側室とすればよい。

【００４９】
以上で、本発明の実施の形態についての説明を終えるが、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ことは勿論である。

【００５０】
【発明の効果】
各請求項の発明によれば、空圧緩衝器の伸縮時の振動周波数が低い場合には、少なくとも１つのバイパス路が連通されるが、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数を超えるものとなった時には、バイパス路は遮断状態となるので、流路面積が減少することとなり、ガスの圧縮性の高さに起因する減衰力の落ち込みを防止することとなる。裏を返せば、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数を超えるものとなった時にその発生減衰力を増大することが可能となる。したがって、その振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数となる場合には、減衰力の落ち込みが防止されるので、バネ下の共振周波数およびその近傍の周波数の振動を充分抑制でき、これにより、空圧緩衝器を車両のサスペンションに適用可能なものとすることができる。

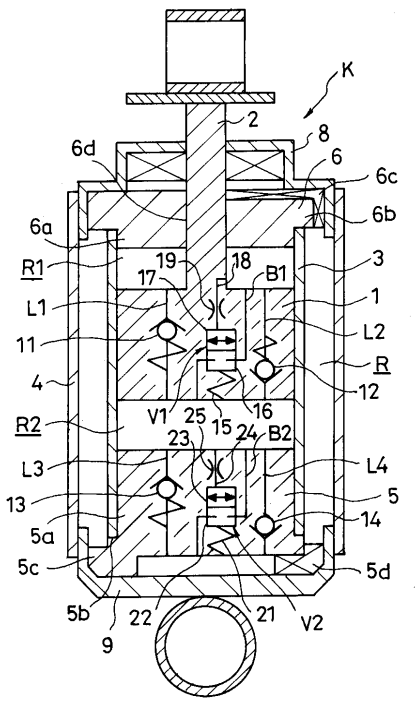
【００５１】
また、振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数を超えてさらに高くなった場合には、ガスの圧縮性により徐々に空圧緩衝器が発生する減衰力は低くなるので、この振動数領域における車両の乗り心地を損なうこともない。そして、振動周波数の低い場合には、流路面積を大きくして発生減衰力を低く抑えることとなる。

【００５２】
また、請求項３および請求項４の発明によれば、通路とオリフィスという簡単かつスペースを取らない構成で押圧手段を形成しているので、空圧緩衝器の大型化が避けられ、さらに、外部に電源や空圧源を設けなくて済み、車両のパワーソースを消費しなくてよいので経済的である。

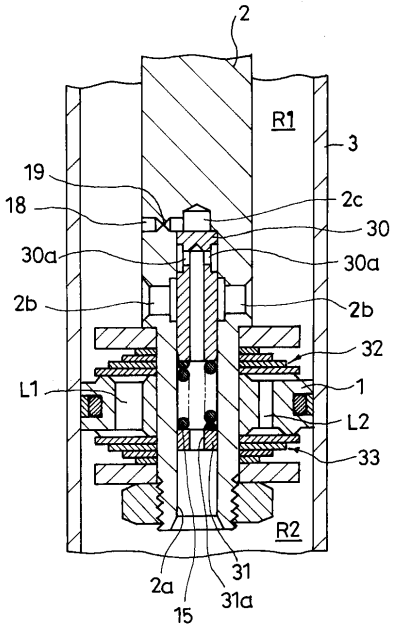
【００５３】
さらに、オリフィスの設定により、空圧緩衝器が適用される車種に応じて周波数を特定してその発生減衰力を高めることが可能であるので、バネ下共振周波数域での振動抑制精度が向上し、他方、バネ上共振周波数域の振動をも効果的に抑制できるので、路面からの振動伝達率を低く押えて車両における乗り心地が向上する。
【００５４】
そして、請求項５および請求項６の発明によれば、スプールと附勢バネによりバルブを構成しているので、空圧緩衝器の収縮振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の場合に低下する減衰力の下限を設定できるので、空圧緩衝器の伸縮振動周波数に無関係に、その振動周波数がバネ下共振周波数およびその近傍の周波数以下の場合に必要となる減衰力が確保されることになり、空圧緩衝器の伸縮動作し始めの振動抑制も充分に行える。すなわち、本発明の空圧緩衝器を車両に適用した際には、車両のサスペンションの動作し始めの振動抑制も可能であるから、車両における姿勢変化を抑制しえることとなる。
【００５５】
さらに、ピストンロッドにバルブを設ける場合にバイパス路の方向切り換えができ、かつ、バイパス路から負荷される空圧によりバイパス路が連通してしまうことを確実に防止できるのでバイパス路の開閉制御が容易となる。
【００５６】
また、スプール弁を使用しているので、振動の過渡的入力、たとえば、車両が路面上の突起を乗り越えたときに生じる高周波振動に等価のステップ入力が空圧緩衝器に作用した場合には、バルブへの空圧供給が一次遅れとなるから、通路内の圧力はその振動入力以前の状態を維持するので、徐々に通路内の圧力が高まることとなり、スプール弁がバイパス路を徐々に流路面積を大きくしながら連通することとなる。すると、この場合に空圧緩衝器が発生する減衰力は緩やかに低下することとなり、このため、減衰力が変化することによる衝撃や外乱が生じることはなく、この減衰力の低下によりピストンのシリンダに対する変位量が増加してピストンのシリンダに対する速度を緩やかに減速させる。すなわち、緩やかに発生減衰力を低下しながらピストンのシリンダに対する速度を減速していくので、ショック感が減少し車両における乗り心地が向上することになる。
【００５７】
さらに、上記形状のスプール弁を使用しているので、通路に導かれる空圧の大きさにより、すなわち、ピストンのシリンダに対する速度に応じてバイパス路の流路面積を変化可能であるので、ピストンのシリンダに対する速度が変化した場合に、この空圧緩衝器の発生する減衰力の減衰特性を急激に変化させることはない。すなわち、急激に減衰特性が変化することによる衝撃の発生を防止することができるので、この点でも車両における乗り心地が向上する。
【図面の簡単な説明】
【図１】第１の実施の形態における空圧緩衝器を原理的に示す概略断面図である。
【図２】第１の実施の形態における空圧緩衝器のピストン部の概略断面図である。
【図３】従来のステイダンパを示す縦断面図である。
【図４】従来のエアダンパを示す縦断面図である。
【符号の説明】
１　ピストン
２　ピストンロッド
２ａ　中空部
２ｂ　孔
２ｃ　圧力室
３　シリンダ
４　外筒
５　区画部材たるバルブボディ

５ａ　バルブボディ本体
６　ロッドガイド
１１，１２，１３　減衰力発生要素
１４　吸入弁要素
１５，２１　附勢バネ
１６，２２　遮断ポジション
１７，２３　連通ポジション
１８，２４　通路
１９，２５　オリフィス
３０　スプール弁
３０ａ　ポート
３２，３３　減衰力発生要素たるリーフバルブ
Ｂ１、Ｂ２　バイパス路
Ｋ　空圧緩衝器
Ｌ１，Ｌ２，Ｌ３，Ｌ４　流路
Ｒ　補償室たるリザーバ
Ｒ１　第１室たるロッド側室
Ｒ２　第２室たるピストン側室
Ｖ１，Ｖ２　バルブ

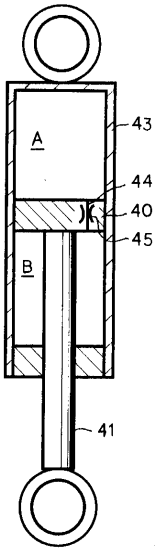
【図１】



【図２】



【図３】



【図４】

