

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4840623号  
(P4840623)

(45) 発行日 平成23年12月21日(2011.12.21)

(24) 登録日 平成23年10月14日(2011.10.14)

(51) Int.Cl. F 1  
**F 1 6 F 9/44 (2006.01)** F 1 6 F 9/44  
**F 1 6 F 9/34 (2006.01)** F 1 6 F 9/34

請求項の数 1 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2009-240494 (P2009-240494)	(73) 特許権者	509186579 日立オートモティブシステムズ株式会社 茨城県ひたちなか市高場2520番地
(22) 出願日	平成21年10月19日(2009.10.19)	(74) 代理人	100068618 弁理士 粁 経夫
(62) 分割の表示	特願2000-84146 (P2000-84146) の分割	(72) 発明者	加藤 哲雄 神奈川県綾瀬市小園1116番地 トキコ 株式会社 相模工場内
原出願日	平成12年3月24日(2000.3.24)	(72) 発明者	根津 隆 神奈川県川崎市川崎区富士見1丁目6番3 号 トキコ株式会社内
(65) 公開番号	特開2010-14281 (P2010-14281A)	(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
(43) 公開日	平成22年1月21日(2010.1.21)		
審査請求日	平成21年11月18日(2009.11.18)		
(31) 優先権主張番号	特願平11-121787		
(32) 優先日	平成11年4月28日(1999.4.28)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 減衰力調整式油圧緩衝器

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

油液が封入されたシリンダと、該シリンダ内に摺動可能に嵌装されたピストンと、一端が前記ピストンに連結され、他端が前記シリンダの外部へ延出されたピストンロッドと、前記シリンダに接続され、前記ピストンの摺動によって油液を流通させる主通路および副通路と、前記主通路に設けられたパイロット型減衰弁と、前記副通路に設けられた固定オリフィスおよび圧力制御弁とを備え、前記副通路の前記固定オリフィスと前記圧力制御弁との間の圧力を前記パイロット型減衰弁のパイロット圧力とする減衰力調整式油圧緩衝器であって、

前記圧力制御弁は、円筒状のスリーブ内に、スライダを摺動可能に嵌装し、前記スリーブとスライダとの間に弁室を形成し、該弁室内における前記スライダの軸方向の受圧面積差によって前記スライダに軸方向の推力を発生させ、該推力とソレノイドの推力のバランスによって開弁圧力を制御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】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車等の車両の懸架装置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。

【背景技術】

【0002】

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。

【0003】

減衰力調整式油圧緩衝器は、一般に、油液を封入したシリンダ内にピストンロッドを連結したピストンを摺動可能に嵌装してシリンダ内を2室に画成し、ピストン部にシリンダ内の2室を連通させる主油液通路およびバイパス通路を設け、主油液通路にはオリフィスおよびディスクバルブからなる減衰力発生機構を設け、バイパス通路にはその通路面積を調整する減衰力調整弁を設けた構成となっている。

【0004】

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

【0005】

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

【0006】

そこで、例えば特許文献1に記載されているように、伸び縮み側共通の主油液通路の減衰力発生機構であるディスクバルブの背部に圧力室（パイロット室）を形成し、この圧力室を固定オリフィスを介してディスクバルブの上流側のシリンダ室に連通させ、また、可変オリフィス（流量制御弁）を介してディスクバルブの下流側のシリンダ室に連通させるようにしたものが知られている。

【0007】

この減衰力調整式油圧緩衝器によれば、可変オリフィスを開閉することにより、シリンダ内の2室間の連通路面積を調整するとともに、可変オリフィスで生じる圧力損失によって圧力室の圧力を変化させてディスク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。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0008】

【特許文献1】特開平7-332425号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

しかしながら、上記従来の公報記載の減衰力調整式油圧緩衝器では、可変オリフィスによる流量制御によって減衰力を調整しているため、実際に発生する減衰力は、ピストン速度の大きさによって変化する。このため、路面からの突上げ等によって、急激な入力があった場合、ピストン速度の上昇にともない減衰力が急激に増大して車体に衝撃を伝達して乗り心地を悪化させることがある。可変オリフィスは、流路面積が小さいため（一般に数 $\text{mm}^2$ 程度）、可変オリフィスを形成するスリーブおよびスプール等の弁部材の寸法公差によって流通抵抗がばらつきやすく、安定した減衰力特性を得にくい。さらに、可変オリフィスは、油液の粘度によってその流通抵抗が大きく変化するもので、温度変化による減衰力特性への影響が大きく、安定した減衰力特性が得られない。

【0010】

本発明は、上記の点に鑑みてなされたものであり、減衰力特性の調整範囲が広く、ピストン速度にかかわらず減衰力を直接制御することができ、弁部材の寸法公差および温度変化による減衰力特性への影響が小さく、かつ、急激な入力を適宜吸収す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。

【課題を解決するための手段】

【0011】

上記の課題を解決するために、請求項1の発明は、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、一端が前記ピストンに連結され、他端が前記シリンダの外部へ延出されたピストンロッドと、前記シリンダに接続され、前記ピストンの摺動によって油液を流通させる主通路および副通路と、前記主通路に設けられたパイロット型減衰弁と、前記副通路に設けられた固定オリフィスおよび圧力制御弁とを備え、前記副通路の前記固定オリフィスと前記圧力制御弁との間の圧力を前記パイロット型減衰弁のパイロット圧力とする減衰力調整式油圧緩衝器であって、

10

前記圧力制御弁は、円筒状のスリーブ内に、スライダを摺動可能に嵌装し、前記スリーブとスライダとの間に弁室を形成し、該弁室内における前記スライダの軸方向の受圧面積差によって前記スライダに軸方向の推力を発生させ、該推力とソレノイドの推力のバランスによって開弁圧力を制御することを特徴とする。

【0012】

このように構成したことにより、ソレノイドの推力によって圧力制御弁の開弁圧力を調整して、パイロット型減衰弁の開弁前の圧力を直接調整するとともに、圧力制御弁による制御圧力によってパイロット圧力を変化させてパイロット型減衰弁の開弁圧力を調整する。このとき、圧力制御弁は、弁室内のスライダの軸方向の受圧面積差によってスライダに軸方向の推力を発生させ、この推力とソレノイドの推力とのバランスによって開弁圧力を調整して減衰力を制御する。

20

【発明の効果】

【0013】

以上詳述したように、請求項1の減衰力調整式油圧緩衝器によれば、ソレノイドの推力によって圧力制御弁の開弁圧力を調整して、パイロット型減衰弁の開弁前の圧力を直接調整するとともに、圧力制御弁による制御圧力によってパイロット圧力を変化させてパイロット側減衰弁の開弁圧力を調整する。このとき、圧力制御弁は、弁室内のスライダの軸方向の受圧面積差によってスライダに軸方向の推力を発生させ、この推力とソレノイドの推力とのバランスによって開弁圧力を調整して減衰力を制御する。その結果、減衰力の調整範囲を広くすることができ、圧力制御弁によって、ピストン速度の低速域においてもバルブ特性による適度な減衰力を得ることができ、しかも、温度変化に対して安定した減衰力を得ることができる。さらに、弁室内のスライダの受圧面積差を小さくすることにより、ソレノイドへの負荷を軽減することができ、小型軽量化を図ることができる。

30

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】本発明の第1実施形態の減衰力調整式油圧緩衝器の要部を拡大して示す縦断面図である。

40

【図2】図1の装置全体の縦断面図である。

【図3】図1の装置の圧力制御弁の要部の概略構成を拡大して示す縦断面図である。

【図4】本発明の第1実施形態の第1変形例に係る減衰力調整式油圧緩衝器の要部を拡大して示す縦断面図である。

【図5】本発明の第2実施形態の減衰力調整式油圧緩衝器の要部の縦断面図である。

【図6】図5の装置の減衰力発生機構を拡大して示す縦断面図である。

【図7】本発明の第1実施形態の第2変形例に係る減衰力調整式油圧緩衝器の要部を拡大して示す縦断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0015】

50

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

本発明の第1実施形態について、図1および図2を参照して説明する

図1および図2に示すように、第1実施形態の減衰力調整式油圧緩衝器1は、シリンダ2の外側に外筒3を設けた二重筒構造となっており、シリンダ2と外筒3との間にリザーバ4が形成されている。シリンダ2内には、ピストン5が摺動可能に嵌装されており、このピストン5によってシリンダ2内がシリンダ上室2aとシリンダ下室2bとの2室に画成されている。ピストン5には、略円筒状のピストンボルト6（スリーブ）が挿通されてナット7によって固定されている。ピストンボルト6の基端部に形成された大径部6aには、ピストンロッド8の一端部に溶接されたソレノイドケース9が螺着され、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10およびオイルシール11に挿通されて、シリンダ2の外部へ延出されている。シリンダ2の下端部には、シリンダ下室2bとリザーバ4とを区画するベースバルブ12が設けられている。

#### 【0016】

ピストン5には、シリンダ上下室2a, 2b間を連通させるための伸び側油路13および縮み側油路14が設けられている。ピストン5とナット7との間には、伸び側油路13の油液の流動を制御する伸び側減衰力発生機構15が設けられている。ピストン5とピストンボルト6の大径部6aとの間には、縮み側油路14の油液の流動を制御する縮み側減衰力発生機構16が設けられている。ベースバルブ12には、シリンダ下室2bとリザーバ4とを連通させる油路17, 18が設けられ、油路17のリザーバ4側からシリンダ下室2b側への油液の流通のみを許容する逆止弁19が設けられ、さらに、シリンダ下室2b側の油液の圧力が所定圧力に達したとき開弁して油路18を介してその油液をリザーバ4側へ流すディスクバルブ20が設けられている。そして、シリンダ2内には油液が封入されており、リザーバ4内には油液および所定圧力のガスが封入されている。

#### 【0017】

伸び側減衰力発生機構15について説明する。ピストン5のシリンダ下室2b側の端面に、環状の弁座21が突設され、弁座21に主ディスクバルブ22（パイロット型減衰弁）が着座されている。ピストンボルト6には、ピストン5とナット7との間に環状の固定部材23が取付けられており、固定部材23の外周に可動リング24が摺動可能に嵌合されている。固定部材23と可動リング24の間には、これらの間をシールするとともに、摺動を円滑にするためのフッ素樹脂製の滑動リング25が介装されている。可動リング24は、固定部材23とナット7との間にクランプされたディスク状の板ばね26によって、主ディスクバルブ22に当接されて、主ディスクバルブ22と固定部材23との間に、その内圧を主ディスクバルブ22の開弁方向に作用させる背圧室22Aが形成されている。背圧室22Aは、主ディスクバルブ22に設けられた固定オリフィス27によって伸び側油路13に連通されている。また、背圧室22Aは、ピストンボルト6の側壁に設けられた油路28, 29によって、ピストンボルト6の内部に設けられた伸び側圧力制御弁30を介して、固定部材23の反対側に連通され、固定部材23に設けられた逆止弁31（ディスクバルブ）および板ばね26に設けられた油路32（切欠）を介してシリンダ下室2bに連通されている。

#### 【0018】

縮み側減衰力発生機構16について説明する。ピストン5のシリンダ上室2a側の端面に、環状の弁座33が突設され、弁座33に主ディスクバルブ34（パイロット型減衰弁）が着座されている。ピストンボルト6には、その大径部6aとピストン5との間に環状の固定部材35が取付けられており、固定部材35の外周に可動リング36が摺動可能に嵌合されている。固定部材35と可動リング36の間には、これらの間をシールするとともに、摺動を円滑にするためのフッ素樹脂製の滑動リング37が介装されている。可動リング36は、固定部材35と大径部6aとの間にクランプされたディスク状の板ばね38によって、主ディスクバルブ34に当接されて、主ディスクバルブ34と固定部材35との間に、その内圧を主ディスクバルブ34の開弁方向に作用させる背圧室39が形成されている。背圧室39は、主ディスクバルブ34に設けられた固定オリフィス40によって縮み側油路14に連通されている。また、背圧室39は

10

20

30

40

50

、ピストンボルト6の側壁に設けられた油路41, 42によって、ピストンボルト6の内部に設けられた縮み側圧力制御弁43を介して、固定部材35の反対側に連通され、固定部材35に設けられた逆止弁44(ディスクバルブ)および板ばね38に設けられた油路45(切欠)を介してシリンダ下室2bに連通されている。

【0019】

伸び側および縮み側圧力制御弁30, 43について説明する。ピストンボルト6内には、中央部に油路28, 41が開口する小径ボア46が形成され、その両側に油路47, 48がそれぞれ開口する大径ボア47, 48が形成され、小径ボア46と大径ボア47, 48とのそれぞれの間の段部によって環状の弁座49, 50が形成されている。ピストンボルト6の小径ボア46内には、円筒状のスライダ51が摺動可能に嵌装されており、スライダ51の両端部に形成された小径部と小径ボア46との間に、それぞれ油路28, 41に連通する環状の弁室52, 53が形成されている。スライダ51の両端部には、それぞれ、弁座49, 50に離着座する副ディスクバルブ54, 55が、スライダ51に圧入されたりテーナ56, 57によって取付けられている。

【0020】

ソレノイドケース9内には、比例ソレノイド58が設けられており、そのプランジャ59に連結された作動ロッド60の先端部が、スライダ51の一端部に取付けられたりテーナ57に当接されている。ピストンボルト6の大径ボア47には、その先端部を閉塞する調整プラグ61およびロックナット62が螺着されており、スライダ51の他端部に取付けられたりテーナ56と調整プラグ61との間に介装された圧縮ばね63と、比例ソレノイド9のプランジャ59の後端部を押圧する圧縮ばね64のばね力によって、スライダ51が弾性的に保持されている。リテーナ56, 57には、スライダ51の両側に形成された油室65, 66間を連通させて、スライダ51の両端部に作用する圧力をバランスさせるための油路67, 68が設けられており、一方の油路67にはスライダ51の移動に適度な減衰力を作用させるためのオリフィス67aが設けられている。

【0021】

ピストンボルト6の油室52, 53内の小径ボア46には、油室52, 53内の部位にそれぞれ段部69, 70が設けられて、油室52, 53内においてスライダ51の段部71, 72の受圧面積 $A_1$ (スライダ51に閉弁方向の推力を発生させる受圧面積)よりも副ディスクバルブ54, 55の受圧面積 $A_2$ (スライダ51に開弁方向の推力を発生させる受圧面積)のほうが大きくなっている(図3参照)。なお、ピストンボルト6のボアおよびスライダ51の外周部の形状は、これに限らず、スライダ51に閉弁方向の推力を発生させる受圧面積 $A_1$ よりも開弁方向の推力を発生させる受圧面積 $A_2$ を実質的に大きくできる形状であれば、テーパ状等の他の形状とすることもでき、段部等を設けなくてもよい。

【0022】

比例ソレノイド58のコイル73のリード線74は、中空のピストンロッド8内を通過して外部へ延ばされており、その先端部に接続された端子から通電できるようになっている。そして、通常、スライダ51は、ばね63, 64によって両方の副ディスクバルブ54, 55が弁座49, 50から離座する位置に保持されており、コイル73に通電することにより、比例ソレノイドによって通電電流に応じた方向および推力で、副ディスクバルブ54, 55の一方を閉弁方向に、他方を開弁方向に選択的に付勢するようになっている。なお、スライダ51の初期位置は、調整プラグ61およびロックナット62によって調整することができる。

【0023】

以上のように構成した本実施形態の作用について次に説明する。

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、シリンダ上室2a側の油液が加圧され、伸び側減衰力発生機構15の主ディスクバルブ22の開弁前(ピストン速度の低速域)においては、伸び側油路13、主ディスクバルブ22の固定オリフィス27、背圧室22A、油路28、伸び側圧力制御弁30、油路29、逆止弁31および油路32を通過してシリンダ下室2b側へ流れる。そして、シリンダ上室2a側の圧力が主ディスクバルブ22の開弁圧力に達すると(ピストン速度の高速域)、主ディスクバルブ22が開いて伸び側油路13からシリンダ下室2bへ油液が直接流れる。なお、ピストンロッド6がシリンダ2から退出した分の

10

20

30

40

50

油液がリザーバ4からベースバルブ12の油路17の逆止弁19を開いてシリンダ下室2bへ流れる。

【0024】

これにより、主ディスクバルブ22の開弁前（ピストン速度の低速域）においては、固定オリフィス27および伸び側圧力制御弁30によって減衰力が発生する。伸び側圧力制御弁30では、油室52内において、スライダ51の段部71の受圧面積 $A_1$ に対して副ディスクバルブ54の受圧面積 $A_2$ の方が大きいので、これらの軸方向の受圧面積差によって、スライダ51に副ディスクバルブ54の開弁方向の推力が生じる。これに対して、比例ソレノイド58によってスライダ51を副ディスクバルブ54の閉弁方向に付勢して、コイル73への通電電流に応じて副ディスクバルブ54の開弁圧力を調整することにより、主ディスクバルブ22の開弁前（ピ

10

【0025】

そして、副ディスクバルブ54の開弁圧力を調整することにより、その圧力に応じて上流側の背圧室22Aの圧力が調整され、背圧室22Aの圧力は、主ディスクバルブ22のパイロット圧力としてその閉弁方向に作用するので、副ディスクバルブ54の開弁圧力とともに主ディスクバルブ22の開弁圧力を同様に調整することができ、ピストン速度の高速域の減衰力を同時に調整することができる。

【0026】

また、ピストンロッド6の縮み行程時ピストン5の移動にともない、ベースバルブ12の逆止弁19が閉じて、シリンダ下室2b側の油液が加圧され、縮み側減衰力発生機構16の主ディスクバルブ34の開弁前（ピストン速度の低速域）においては、縮み側油路14、主ディスクバルブ34の固定オリフィス40、背圧室39、油路41、縮み側圧力制御弁43、油路42、逆止弁44および油路45を通してシリンダ上室2a側へ流れる。そして、シリンダ下室2b側の圧力が主ディスクバルブ34の開弁圧力に達すると（ピストン速度の高速域）、主ディスクバルブ34が開いて縮み側油路14からシリンダ上室2aへ油液が直接流れる。なお、ピストンロッド6がシリンダ2内へ侵入した分の油液がシリンダ下室2bからベースバルブ12の油路18のディスクバルブ20を開いてリザーバ4へ流れる。

20

【0027】

これにより、主ディスクバルブ34の開弁前（ピストン速度の低速域）においては、固定オリフィス40および縮み側圧力制御弁43によって減衰力が発生する。縮み側圧力制御弁43では、油室53内において、スライダ51の段部72の受圧面積 $A_1$ に対して副ディスクバルブ55の受圧面積 $A_2$ の方が大きいので、その受圧面積差によって、スライダ51に副ディスクバルブ55の開弁方向の推力が生じる。これに対して、比例ソレノイド58によってスライダ51を副ディスクバルブ55の閉弁方向に付勢して、コイル73への通電電流に応じて副ディスクバルブ55の開弁圧力を調整することにより、主ディスクバルブ34の開弁前（ピストン速度の低速域）における減衰力をピストン速度にかかわらず直接制御することができる。

30

【0028】

そして、副ディスクバルブ55の開弁圧力を調整することにより、その圧力に応じて上流側の背圧室39の圧力が調整され、背圧室39の圧力は、主ディスクバルブ34のパイロット圧力としてその閉弁方向に作用するので、副ディスクバルブ55の開弁圧力とともに主ディスクバルブ34の開弁圧力を同様に調整することができ、ピストン速度の高速域の減衰力を同時に調整することができる。

40

【0029】

このようにして、ピストン速度の低速域から高速域にわたって減衰力を調整することができ、その調整範囲を広くすることができる。伸び側および縮み側圧力制御弁30, 43によって、ピストン速度の低速域においてもバルブ特性による適度な減衰力を得ることができるので、ピストン速度の低速域における減衰力の不足および高速域における減衰力の過剰の上昇を防止することができる。また、路面からの突上げ等による急激な入力によって、背圧室22A, 39の圧力が急激に上昇した場合、伸び側および縮み側圧力制御弁30, 43の副

50

ディスクバルブ54, 55が撓んでその外周部が弁座49, 50からリフトすることにより、背圧室22A, 39の圧力を油室63, 66へ迅速にリリースすることができるので、減衰力の急激な上昇を抑制することができ、車両の乗り心地を向上させることができる。副ディスクバルブ54, 55は、従来のポペット弁に比して、そのリフト量に対する開口面積が大きいため、スライダ51の移動量が小さくてすむので（通常0.5mm程度）、応答性に優れる。

【0030】

油室52, 53内におけるスライダ51の段部71, 72と副ディスクバルブ54, 55との受圧面積差によってスライダ51に生じる推力と、比例ソレノイド58の推力とのバランスによって減衰力を制御しているため、受圧面積差を小さくすることにより、比例ソレノイド58の負荷を軽減することができ、小型軽量化を図ることができる。また、圧力制御弁である副ディスクバルブ54, 55の開閉によって減衰力を直接制御するので、可変オリフィスに比して各部の寸法公差による影響が小さく、安定した減衰力を得ることができる。

10

【0031】

スライダ51は、比例ソレノイド58のコイル73への通電電流によって、副ディスク54, 55を共に開弁させる位置（伸び側および縮み側共にソフト）、いずれか一方を閉弁させ他方を開弁させる位置（伸び側ソフトかつ縮み側ハード、または、伸び側ハードかつ縮み側ソフト）をとることができるので、いわゆるスカイフック理論に基づくセミアクティブサスペンション制御に適した伸び側縮み側反転特性を得ることができる。

【0032】

なお、上記第1実施形態の第1変形例として、図4に示すように、上記第1実施形態のものに対して、伸び側圧力制御弁30について、副ディスクバルブ76をピストンボルト6の大径ボア46と小径ボア47と間の段部にリテーナリング77によって取付け、この副ディスクバルブ76に、スライダ51の端部を離着座することによって開閉するようにすることもできる。このようにした場合、伸び側と縮み側の減衰力は、比例ソレノイドへの通電電流に応じて、同様にソフト側からハード側へ、ハード側からソフト側へ変化することになる。

20

【0033】

次に、本発明の第2実施形態について、図5および図6を参照して説明する。なお、以下の説明において上記第1実施形態と同様の部分については簡単に説明する。

【0034】

図5に示すように、第2実施形態の減衰力調整式油圧緩衝器78は、シリンダ79の外側に外筒80が設けられた二重筒構造になっており、シリンダ79と外筒80との間にリザーバ81が形成されている。シリンダ79内には、ピストン82が摺動可能に嵌装されており、このピストン82によってシリンダ79内がシリンダ上室79aとシリンダ下室79bの2室に画成されている。ピストン82には、ピストンロッド83の一端がナット84によって連結されており、ピストンロッド83の他端側は、シリンダ上室79aを通り、シリンダ79および外筒80の上端部に装着されたロッドガイド（図示せず）およびオイルシール（図示せず）に挿通されてシリンダ79の外部へ延出されている。シリンダ79の下端部には、シリンダ下室79bとリザーバ81とを区画するベースバルブ84が設けられている。そして、シリンダ79内には油液が封入されており、リザーバ81内には油液およびガスが封入されている。

30

【0035】

ピストン82には、シリンダ上下室79a, 79b間を連通させる油路85, 86が設けられている。油路85には、シリンダ下室79b側からシリンダ上室79a側への油液の流通のみを許容する逆止弁87が設けられている。油路86には、シリンダ下室79b側の油液の圧力が所定圧力に達したとき、開弁してこれをシリンダ上室79a側へリリースするリリース弁88が設けられている。また、ベースバルブ84には、シリンダ下室79bとリザーバ81とを連通させる油路89, 90が設けられている。油路89には、リザーバ81側からシリンダ下室79b側への油液の流通のみを許容する逆止弁91が設けられている。油路90には、シリンダ下室79b側の油液の圧力が所定圧力に達したとき、開弁してこれをリザーバ81側へリリースするリリース弁92が設けられている。

40

【0036】

50

シリンダ79の外周には、略円筒状の通路部材93が嵌合されて、シリンダ79と通路部材93との間に環状油路94, 95が形成されている。環状油路94は、シリンダ79の上端部付近の側壁に設けられた油路(図示せず)を介してシリンダ上室79aに連通され、環状油路95は、シリンダ79の下端部付近の側壁に設けられた油路96を介してシリンダ下室79bに連通されている。外筒80の側面部には、減衰力発生機構97が取付けられており、減衰力発生機構97のケースに設けられた3つの接続ポート98, 99, 100が、それぞれ接続管101, 102, 103を介して環状油路94, 95およびリザーバ81に接続されている。

【0037】

減衰力発生機構97は、図6に示すように、スリーブ104が挿通されてナット105によって、2つのバルブボディ106, 107およびこれらのそれぞれに隣接して配置された2つの固定部材108, 109が一体に結合されており、バルブボディ106, 107が略有底円筒状のケース110内に嵌合され、ケース110の開口部に比例ソレノイドアクチュエータ111(以下、アクチュエータ111という)が取付けられて、ケース110の内部がバルブボディ106, 107によって、接続ポート101, 102, 103にそれぞれ連通する3つの油室110a, 110b, 110cに区画されている。スリーブ104は、アクチュエータ111に螺着され、その内部にアクチュエータ111の作動ロッド112が挿入されている。

10

【0038】

バルブボディ106には、油室110a, 110b間を連通させるための伸び側油路113が設けられ、バルブボディ107には、油室110b, 110c間を連通させるための縮み側通路114が設けられている。バルブボディ106, 107に隣接する固定部材108, 109には、それぞれ伸び側減衰力発生機構115および縮み側減衰力発生機構116が設けられている。

20

【0039】

上記第1実施形態と同様に、伸び側減衰力発生機構115は、バルブボディ106に形成された環状の弁座117、主ディスクバルブ118、可動リング119、板ばね120、滑動リング121、背圧室122、固定オリフィス123および伸び側圧力制御弁124を備えている。背圧室112は、スリーブ104の油路125によって、伸び側圧力制御弁124の弁室126に連通されている。また、縮み側減衰力発生機構116は、バルブボディ107に形成された環状の弁座127、主ディスクバルブ128、可動リング129、板ばね130、滑動リング131、背圧室132、固定オリフィス133および縮み側圧力制御弁134を備えている。背圧室132は、スリーブ104の油路135によって、伸び側圧力制御弁134の弁室136に連通されている。

30

【0040】

伸び側および縮み側圧力制御弁124, 134は、スリーブ104の小径ボア104aに嵌装された円筒状のスライダ137の両端部に、スリーブ104側の弁座138, 139に離着座する副ディスクバルブ140, 141がリテーナ142, 143によって取付けられている。スライダ137は、スリーブ104の先端部に螺着され、ロックナット144によって固定された調整プラグ145とリテーナ142との間に介装された圧縮ばね146と、反対側のリテーナ143に当接するアクチュエータ111の作動ロッド112の後端部を押圧する圧縮ばね(図示せず)のばね力によって弾性的に保持されている。そして、弁室126, 136内におけるスライダ137の段部137a, 137bと副ディスクバルブ140, 141との受圧面積差によって、弁室126, 136の圧力がスライダ137の開弁方向の推力を発生させるようになっている。

40

【0041】

スリーブ104内の伸び側圧力制御弁124の下流側の油室147は、リテーナ142, 143に設けられた油148, 149およびスライダ137の内部を介して縮み側圧力制御弁134の下流側の油室150に連通され、油室150とともに、スリーブ104の油路151を介して油室110cに連通されている。

【0042】

以上のように構成した本実施形態の作用について次に説明する。

ピストンロッド83の伸び行程時には、ピストン82の移動にともないピストン82の油路85の逆止弁87が閉じてシリンダ上室79a側の油液が加圧され、主ディスクバルブ118の開弁前においては、環状油路94および接続管101を通して減衰力発生機構97の接続ポート98へ

50



流れ、さらに、油室 110a、油路 113、固定オリフィス 123、背圧室 122、ポート 125、伸び側圧力制御弁 124、油室 110a、油路 148、油路 149、油室 150、油路 151、油室 110c、接続ポート 100および接続管 103を通過してリザーバ81へ流れる。また、ベースバルブ84の逆止弁91が開いてリザーバ81の油液が油路89を通過してシリンダ下室79bへ流れる。シリンダ上室79a側の圧力が主ディスクバルブ 118の開弁圧力に達すると、主ディスクバルブ 118が開いて油液が油路 113から油室 110bへ直接流れ、さらに、接続ポート99、接続管 102、環状油路95および油路96を通過してシリンダ下室79bへ流れる。

【0043】

これにより、伸び行程時には、ピストン速度が低く、主ディスクバルブ 118の開弁前には、固定オリフィス 123および伸び側圧力制御弁 124によって減衰力が発生し、ピストン速度が高まり、シリンダ上室79a側の圧力が上昇して主ディスクバルブ 118が開くと、その開度に応じて減衰力が発生する。そして、アクチュエータ 111のコイルへの通電電流によって、弁室 126内の受圧面積差に基づいて副ディスクバルブ 140の開弁圧力を調整することにより、主ディスクバルブ 118の開弁前（ピストン速度の低速域）減衰力を直接制御するとともに、これにより、背圧室 122の圧力を調整して主ディスクバルブ 118の開弁圧力（ピストン速度の高速域の減衰力）を制御することができる。

【0044】

一方、ピストンロッド83の縮み行程時には、ピストン82の移動にともない、ピストン82の逆止弁87が開いてシリンダ下室79bの油液が油路85を通過してシリンダ上室79aに直接流入することによってシリンダ上下室79a、79bがほぼ同圧力となるので、減衰力発生機構 97の接続ポート98、99間では油液の流れが生じない。そして、ピストンロッド83のシリンダ2への侵入にともなってベースバルブ84の逆止弁91が閉じ、ピストンロッド83が侵入した分、シリンダ79内の油液が加圧されて、主ディスクバルブ 128の開弁前においては、シリンダ下室79bから、油路96、環状油路95および接続管 102を通過して減衰力発生機構97の接続ポート99へ流れ、さらに、油室 110b、油路 114、固定オリフィス 133、背圧室 130、ポート 135、縮み側圧力制御弁 134、油室 150、油路 151、油室 110c、接続ポート 100および接続管 103を通過してリザーバ81へ流れる。そして、シリンダ79側の圧力が主ディスクバルブ 128の開弁圧力に達すると、主ディスクバルブ 128が開いて油液が油路 114から油室 110cへ直接流れる。

【0045】

これにより、縮み行程時には、ピストン速度が低く、主ディスクバルブ 128の開弁前には、固定オリフィス 133および縮み側圧力制御弁 134によって減衰力が発生し、ピストン速度が高まり、シリンダ79側の圧力が上昇して主ディスクバルブ 128が開くと、その開度に応じて減衰力が発生する。そして、アクチュエータ 111のコイルへの通電電流によって、弁室 136内の受圧面積差に基づいて副ディスクバルブ 141の開弁圧力を調整することにより、主ディスクバルブ 128の開弁前（ピストン速度の低速域）の減衰力を直接制御するとともに、これにより、背圧室 122の圧力を調整して主ディスクバルブ 128の開弁圧力（ピストン速度の高速域の減衰力）を制御することができる。

【0046】

このようにして、上記第1実施形態のものと同様の作用効果を奏することができる。また、図4に示す第1実施形態の変形例と同様の弁構造をとることにより、伸び側と縮み側の減衰力を、比例ソレノイドへの通電電流に応じて、同様にソフト側からハード側へ、ハード側からソフト側へ変化するようにすることもできる。

【0047】

次に、上記第1実施形態の第2変形例について、図7を参照して説明する。なお、本変形例は、上記第1実施形態の第1変形例を示す図4のものに対して、伸び側および縮み側圧力制御弁30、43の構造が異なる以外は概して同様の構造であるから、以下、図4に示すものと同様の部分には同一の符号を付して、異なる部分についてのみ詳細に説明する。

【0048】

図7に示すように、本変形例では、伸び側圧力制御弁30の副ディスクバルブ160は、リ

10

20

30

40

50

テーナ56によってスライダ51側に取り付けられており、スライダ51の移動によって副ディスクバルブ160が弁座49に離着座するようになっている。縮み側圧力制御弁43の副ディスクバルブ161は、リテーナリング162によって、ピストンボルト6側の大径ボア48と小径ボア46との間の段部に取り付けられており、副ディスクバルブ161にスライダ51の端部(段部)が離着座するようになっている。また、スライダ51は、ばね63,64によって比例ソレノイド58側(図7のおける上方)へ付勢されており、非通電状態において、伸び側および縮み側圧力制御弁30,43が閉弁されるようになっている。

【0049】

このように構成したことにより、比例ソレノイド58への通電電流に応じて、伸び側及び縮み側の減衰力を共にソフト側からはハード側へ、また、ハード側からソフト側へ変化させることができる。このとき、非通電状態では、伸び側および縮み側圧力制御弁30,43が共に閉弁されるため、何らかの原因で、万一、比例ソレノイド58への通電が行なわれない場合には、伸び側及び縮み側の減衰力が共にハード側に固定されるので、フェイル時の操縦安定性を確保することができる。

【0050】

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、一端が前記ピストンに連結され、他端が前記シリンダの外部へ延出されたピストンロッドと、前記シリンダに接続され、前記ピストンの摺動によって油液を流通させる主通路および副通路と、前記主通路に設けられたパイロット型減衰弁と、前記副通路に設けられた固定オリフィスおよび圧力制御弁とを備え、前記副通路の前記固定オリフィスと前記圧力制御弁との間の圧力を前記パイロット型減衰弁のパイロット圧力とする減衰力調整式油圧緩衝器であって、前記圧力制御弁は、円筒状のスリーブ内に、スライダを摺動可能に嵌装し、前記スリーブとスライダとの間に弁室を形成し、該弁室内における前記スライダの軸方向の受圧面積差によって前記スライダに軸方向の推力を発生させ、該推力とソレノイドの推力のバランスによって開弁圧力を制御するものである。

また、前記スリーブまたは前記スライダには、ディスクバルブが設けられており、前記弁室内における前記ディスクバルブ側と前記スライダ側との受圧面積差によって前記スライダに推力を発生させるようにしてもよい。

このように構成したことにより、ディスクバルブの撓みによって、油液の圧力の急激な上昇をリリースすることができるので、路面からの突上げ等による急激な入力を吸収することができる。減衰力の急激な上昇を抑制して、車両の乗り心地を向上させることができる。

さらに、前記スライダの両端部に伸び側と縮み側の弁室を形成して、前記ピストンロッドの伸び側と縮み側で反対の減衰力特性が得られるようにしてもよい。

このように構成したことにより、セミアクティブサスペンション制御に適した反転特性の減衰力を得ることができる。

【符号の説明】

【0051】

- 1 減衰力調整式油圧緩衝器
- 2 シリンダ
- 5 ピストン
- 6 ピストンボルト(スリーブ)
- 8 ピストンロッド
- 22,34 主ディスクバルブ(パイロット型減衰弁)
- 27,40 固定オリフィス
- 30 伸び側圧力制御弁
- 43 縮み側圧力制御弁
- 51 スライダ
- 52,53 弁室
- 54,55 副ディスクバルブ(ディスクバルブ)
- 58 比例ソレノイド

10

20

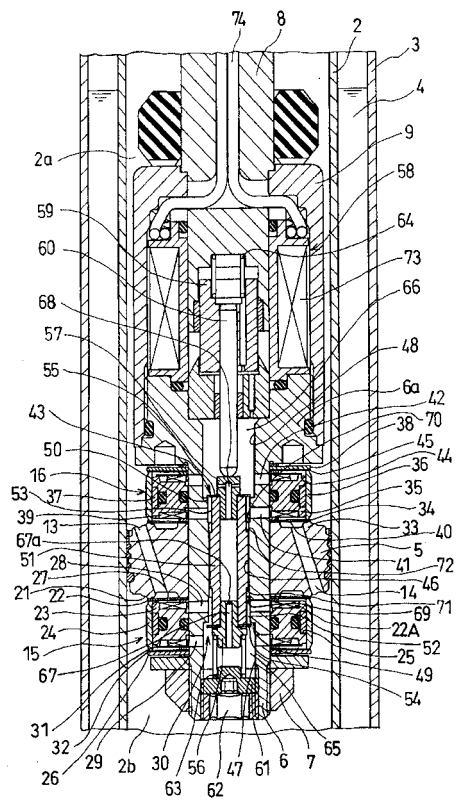
30

40

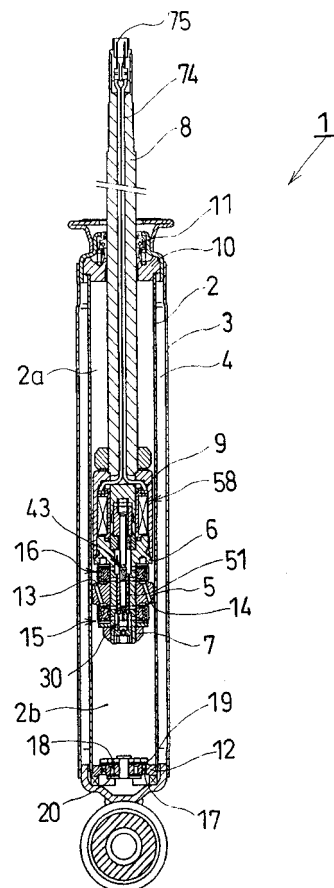
50

A<sub>1</sub>, A<sub>2</sub> 受圧面積

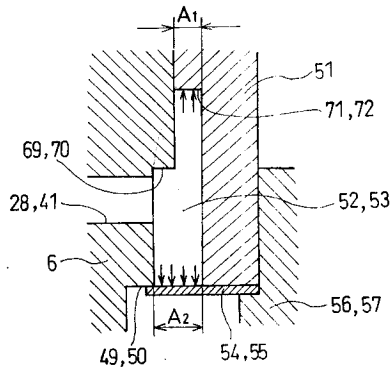
【図1】



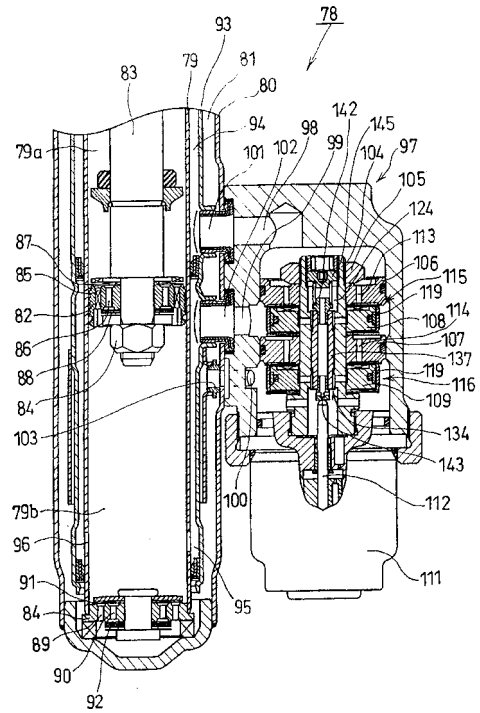
【図2】



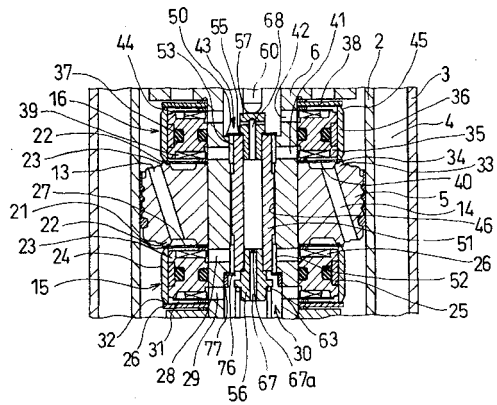
【図3】



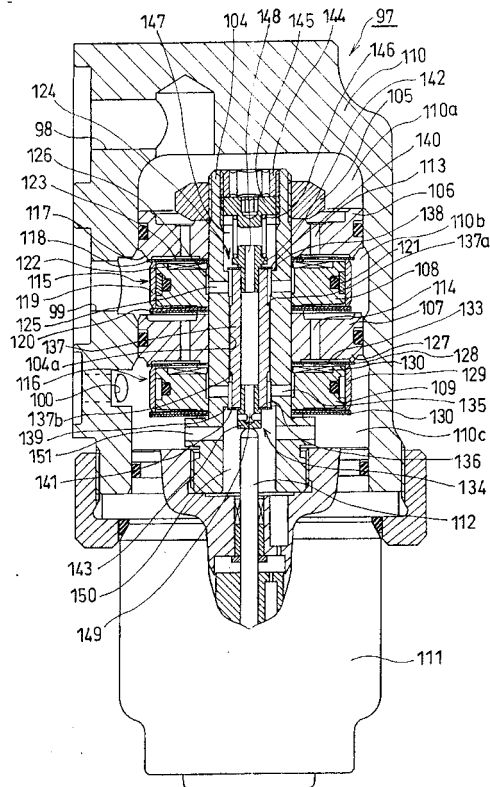
【図5】



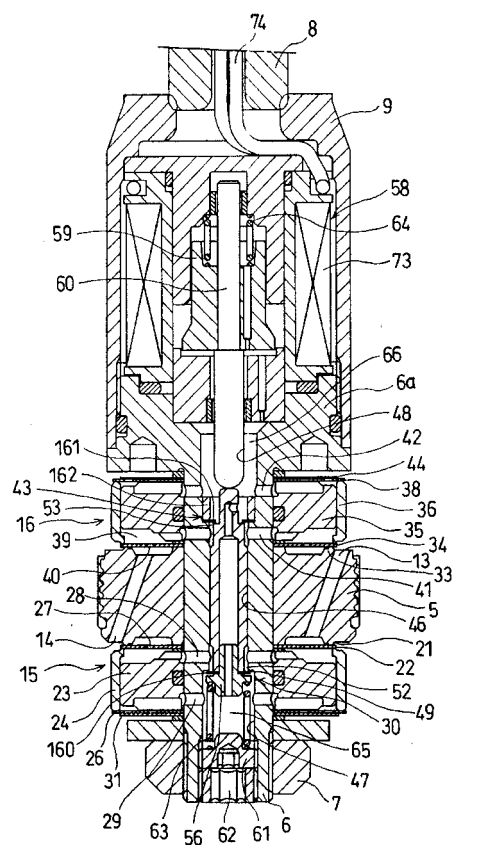
【図4】



【図6】



【図7】



---

フロントページの続き

審査官 竹村 秀康

- (56)参考文献 特開平08-035535(JP,A)  
特開平09-236147(JP,A)  
特開平11-082602(JP,A)  
特開平06-280921(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F16F 9/00 - 9/58