

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5120629号
(P5120629)

(45) 発行日 平成25年1月16日(2013.1.16)

(24) 登録日 平成24年11月2日(2012.11.2)

(51) Int.Cl.		F 1	
F 1 6 F	9/50	(2006.01)	F 1 6 F 9/50
F 1 6 F	9/46	(2006.01)	F 1 6 F 9/46
B 6 0 G	17/08	(2006.01)	B 6 0 G 17/08
B 6 0 G	17/015	(2006.01)	B 6 0 G 17/015 A

請求項の数 8 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2008-93351 (P2008-93351)	(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20年3月31日(2008.3.31)	(74) 代理人	100068618 弁理士 粁 経夫
(65) 公開番号	特開2009-243636 (P2009-243636A)	(72) 発明者	片山 洋平 神奈川県川崎市川崎区富士見一丁目6番3号 株式会社日立製作所 オートモティブシステムグループ内
(43) 公開日	平成21年10月22日(2009.10.22)	(72) 発明者	根津 隆 神奈川県川崎市川崎区富士見一丁目6番3号 株式会社日立製作所 オートモティブシステムグループ内
審査請求日	平成23年3月9日(2011.3.9)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 減衰力調整式緩衝器及びこれを用いたサスペンション制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

流体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、前記シリンダ内の前記ピストンの摺動によって生じる流体の流れを制御して減衰力を発生させ、開弁圧力を調整可能な圧力制御弁とを備えた減衰力調整式緩衝器において、

前記圧力制御弁は、コイルへの通電電流によって推力が調整されるプランジャと、該プランジャに設けられた弁体を有し、

前記圧力制御弁の弁体は、前記弁体と前記プランジャとの間の隙間を流通する流体の流れによって前記弁体の移動に対して抵抗力を発生させ、該抵抗力は、開弁方向の移動に対する抵抗力よりも閉弁方向の移動に対する抵抗力が大きく、所定の高周波入力に対して閉弁遅れが生じるようになっていることを特徴とする減衰力調整式緩衝器。

10

【請求項 2】

前記シリンダ内の前記ピストンの摺動によって生じる流体の流れを制御して減衰力を発生させるメインバルブと、該メインバルブに閉弁方向に内圧を作用させる背圧室とを備え、前記流体の流れの一部を前記背圧室に導入して前記背圧室の内圧によって前記メインバルブの開弁を制御し、前記背圧室の内圧を前記圧力制御弁によって調整することを特徴とする請求項 1 に記載の減衰力調整式緩衝器。

【請求項 3】

前記弁体は、前記プランジャの移動方向に配置されていることを特徴とする請求項 1 又

20

は 2 に記載の流体圧緩衝器。

【請求項 4】

前記弁体は、該弁体と前記プランジャとの間に介装されたバルブスプリングを介して前記プランジャによって弁座に押圧されていることを特徴とする請求項 3 に記載の流体圧緩衝器。

【請求項 5】

前記弁体の開弁方向の移動によって前記隙間の流路面積が小さくなることにより、前記弁体に作用する抵抗力が増大することを特徴とする請求項 1 乃至 4 のいずれかに記載の流体圧緩衝器。

【請求項 6】

前記所定の高周波入力の高周波数は、当該減衰力調整式緩衝器が装着されるサスペンション装置のバネ下共振周波数であることを特徴とする請求項 1 乃至 5 のいずれかに記載の減衰力調整式緩衝器。

【請求項 7】

流体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、前記シリンダ内の前記ピストンの摺動によって生じる流体の流れを制御して減衰力を発生させるメインバルブと、該メインバルブに閉弁方向に内圧を作用させて前記メインバルブの開弁を制御する背圧室と、前記メインバルブの上流側から前記背圧室側に流体を導入する固定オリフィスと、前記背圧室側から前記メインバルブの下流側への流体の流れを制御する圧力制御弁とを備え、該圧力制御弁によって前記背圧室の内圧を制御する減衰力調整式緩衝器において、

前記圧力制御弁は、コイルへの通電電流によって推力が調整されるプランジャと、該プランジャに設けられた弁体を有し、

前記圧力制御弁の弁体は、前記弁体と前記プランジャとの間の隙間を流通する流体の流れによって前記弁体の移動に対して抵抗力を発生させ、該抵抗力は、開弁方向の移動に対する抵抗力よりも閉弁方向の移動に対する抵抗力が大きく、所定の高周波入力に対して閉弁遅れが生じるようになっていることを特徴とする減衰力調整式緩衝器。

【請求項 8】

車両のサスペンション装置のバネ上バネ下間に減衰力調整式緩衝器が装着され、前記車両の走行状態に基づいて、コントローラによって前記減衰力調整式緩衝器の減衰力を調整するサスペンション制御装置において、

前記減衰力調整式緩衝器は、流体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、前記シリンダ内の前記ピストンの摺動によって生じる流体の流れを制御して減衰力を発生させ、開弁圧力を前記コントローラからの制御信号に応じて調整可能な圧力制御弁とを備え、

前記圧力制御弁は、コイルへの通電電流によって推力が調整されるプランジャと、該プランジャに設けられた弁体を有し、

前記圧力制御弁の弁体は、前記弁体と前記プランジャとの間の隙間を流通する流体の流れによって前記弁体の移動に対して抵抗力を発生させ、該抵抗力は、開弁方向の移動に対する抵抗力よりも閉弁方向の移動に対する抵抗力が大きく、所定の高周波入力に対して閉弁遅れが生じるようになっていることを特徴とするサスペンション制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車等の車両のサスペンション装置等に装着される減衰力調整式緩衝器及びこれを用いたサスペンション制御装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

10

20

30

40

50

自動車のサスペンション装置に装着される減衰力調整式緩衝器は、一般に、油液が封入され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、シリンダ内のピストンの摺動によって生じる油液の流れをオリフィス、ディスクバルブ等からなる減衰力発生機構によって制御して減衰力を発生させ、また、流量制御弁、圧力制御弁等を用いて減衰力発生機構の流通抵抗を変化させることにより減衰力を調整するようになっている。

【0003】

この種の減衰力調整式緩衝器においては、例えば特許文献1に記載されているように、減衰力発生機構であるディスクバルブの背部に背圧室を形成し、この背圧室を固定オリフィスを介して上流側のシリンダ室に接続し、また、圧力制御弁（ソレノイドバルブ）を介して下流側のシリンダ室に接続する構成としたものがある。

10

【特許文献1】特開2001-12534号公報

【0004】

この構成により、圧力制御弁によって油液の流通抵抗を直接調整するとともに、背圧室の内圧を調整してディスクバルブの開弁圧力を調整することができるので、減衰力特性の調整範囲を広くすることができる。

【0005】

しかしながら、特許文献1に記載されているような減衰力調整式緩衝器では、次のような問題がある。例えば、自動車等の車両のサスペンション制御装置に装着して、車両の走行状態に応じてコントローラからの制御信号によって減衰力制御を実行する場合、サスペンション装置のパネ下共振（高周波振動）に対して、圧力制御弁（ソレノイドバルブ）のプランジャの慣性等によって応答（開弁）遅れが生じて、背圧室の圧力が上昇し、減衰力が過度に増大して、乗り心地が悪化することがある。

20

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

本発明は、上記の点に鑑みてなされたものであり、高周波振動に対して、背圧室の圧力の上昇を抑えて減衰力の過度の増大を防止することができる減衰力調整式緩衝器及びこれを用いたサスペンション制御装置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】

30

【0007】

上記の課題を解決するために、本発明は、流体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、前記シリンダ内の前記ピストンの摺動によって生じる流体の流れを制御して減衰力を発生させ、開弁圧力を調整可能な圧力制御弁とを備えた減衰力調整式緩衝器において、

前記圧力制御弁は、コイルへの通電電流によって推力が調整されるプランジャと、該プランジャに設けられた弁体を有し、

前記圧力制御弁の弁体は、前記弁体と前記プランジャとの間の隙間を流通する流体の流れによって前記弁体の移動に対して抵抗力を発生させ、該抵抗力は、開弁方向の移動に対する抵抗力よりも閉弁方向の移動に対する抵抗力が大きく、所定の高周波入力に対して閉弁遅れが生じるようになっていることを特徴とする。

40

【発明の効果】

【0008】

本発明によれば、所定の高周波入力、例えばサスペンション装置のパネ下共振周波数の振動に対して、圧力制御弁に閉弁遅れが生じて、連続入力に対して開弁状態が維持され、減衰力が低下するので、減衰力の過度の増大による乗り心地の悪化を防止することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0009】

50

以下、本発明の一実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

図2に示すように、本実施形態に係る減衰力調整式油圧緩衝器1（流体圧緩衝器）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、ピストンロッド6の一端がナット7によって連結されており、ピストンロッド6の他端側は、シリンダ上室2Aを通り、シリンダ2及び外筒3の上端部に装着されたロッドガイド8およびオイルシール9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10が設けられている。

10

【0010】

ピストン5には、シリンダ上下室2A、2B間を連通させる油路11、12が設けられている。そして、油路11には、シリンダ下室2B側からシリンダ上室2A側への油液の流通のみを許容する逆止弁13が設けられ、また、油路12には、シリンダ上室2A側の油液の圧力が所定圧力に達したとき開弁して、これをシリンダ下室2B側へリリースするディスクバルブ14が設けられている。

【0011】

ベースバルブ10には、シリンダ下室2Bとリザーバ4とを連通させる油路15、16が設けられている。そして、油路15には、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17が設けられ、また、油路16には、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、これをリザーバ4側へリリースするディスクバルブ18が設けられている。シリンダ2内には油液が封入されており、リザーバ4内には油液及びガスが封入されている。

20

【0012】

シリンダ2には、上下両端部にシール部材19を介してアウトチューブ20が外嵌されており、シリンダ2とアウトチューブ20との間に環状油路21が形成されている。環状油路21は、シリンダ2の上端部付近の側壁に設けられた油路22によってシリンダ上室2Aに連通されている。アウトチューブ20の側壁には、小径の開口23が設けられ、また、外筒3の側壁には、開口23と略同心に大径の開口24が設けられており、外筒3の壁の開口24に減衰力発生機構25が取付けられている。

30

【0013】

減衰力発生機構25について、図1を参照して説明する。図1に示すように、円筒状のケース26の一端部が開口24に挿入されて溶接によって固定されている。ケース26内には、パイロット型（背圧型）の減衰弁27及び圧力制御弁28（ソレノイド制御弁）が一体化されたバルブユニット30が挿入されて、ナット31によって固定されている。

【0014】

バルブユニット30は、ナット31によってケース26に固定されるソレノイドケース32を備えている。ソレノイドケース32の外側端部には、軸方向に沿ってガイドボア33が形成され、ガイドボア33には、プランジャ34が摺動可能に案内され、更に、コイル35、プランジャスプリング36及びコア37が収容されており、これらは、ベース38をナット39によってソレノイドケース32に取付けることによって固定されている。ベース38には、プランジャスプリング36のばね力を調整するための調整ねじ40が取付けられている。また、コイル35には、通電用のリード線35Aが接続されて外部へ延出されている。

40

【0015】

ソレノイドケース32の内側端部には、ガイドボア33と同心の通路ボア41が形成されており、ガイドボア33と通路ボア41とが小径のポート42を介して連通されている。ソレノイドケース32の内側端部には、有底円筒状のガイド部材43及び段付円筒状のバルブ部材44がこの順で配置され、バルブ部材44の小径部がガイド部材43の底部に挿通され、その先端のねじ部が通路ボア41にねじ込まれることによって、これらが一体

50

に結合されている。バルブ部材 4 4 の大径部には、段付円筒状の通路部材 4 5 の大径部が嵌合され、通路部材 4 5 の小径部がアウトチューブ 2 0 の開口 2 3 に溶接されたポート部材 4 6 に挿入されており、バルブ部材 4 4 の内部の室 4 7 が通路部材 4 5 を介して環状油路 2 1 に連通されている。また、ケース 2 6 内のバルブユニット 3 0 の周囲に形成された室 4 8 がリザーバ 4 に連通されている。

【 0 0 1 6 】

バルブ部材 4 4 の底部には、室 4 7 に連通する複数の油路 4 9 が設けられ、底部の外側端面には、油路 4 9 の外周側に環状の弁座 5 0 が突出されている。バルブ部材 4 4 とガイド部材 4 3 との間に、複数枚積層されたディスクバルブ 5 1 (メインバルブ) の内周部がクランプされており、ディスクバルブ 5 1 の外周部が弁座 5 0 に着座している。また、ディスクバルブ 5 1 の背面には、環状のシール部材 5 2 が固着されており、シール部材 5 2 がガイド部材 4 3 の円筒部の内周面に液密かつ摺動可能に嵌合されて、ガイド部材 4 3 の内部に背圧室 5 3 が形成されている。そして、ディスクバルブ 5 1 は、油路 4 9 の油液の圧力を受けて撓んで弁座 5 0 から離座 (開弁) して、油路 4 9 を室 4 8 に直接連通させる。このとき、ディスクバルブ 5 1 と背圧室 5 3 とでパイロット型 (背圧型) の減衰弁を形成しており、背圧室 5 3 の内圧がディスクバルブ 5 1 の閉弁方向に作用するようになっている。バルブ部材 4 4 の小径部内の軸方向油路 5 5 は、一端側が固定オリフィス 5 6 を介して室 4 7 に連通し、他端側が通路ボア 4 1 内に連通し、また、径方向油路 5 7 を介して背圧室 5 3 に連通している。

【 0 0 1 7 】

プランジャ 3 4 の先端部には、ポート 4 2 を開閉する弁体 5 8 が軸方向に移動可能に取付けられており、弁体 5 8 は、弁体 5 8 とプランジャ 3 4 との間に介装されたバルブスプリング 5 9 (コイルばね) によってポート 4 2 の周囲のシート面 4 2 A (弁座) に押圧されてポート 4 2 を閉じている。そして、ポート 4 2 と弁体 5 8 とで圧力制御弁 2 8 を形成しており、弁体 5 8 は、ポート 4 2 内の油液の圧力が所定圧力に達するとシート面 4 2 A から離間して開弁し、その開弁圧力はプランジャスプリング 3 6 のばね力及びソレノイドの推力すなわちコイル 3 5 への通電電流に応じて調整されるようになっている。プランジャ 3 4 の先端部によってガイドボア 3 3 内に形成された室 3 3 A は、ソレノイドケース 3 2 に形成された油路 6 0 を介して室 4 8 に連通されている。

【 0 0 1 8 】

図 3 に示すように、プランジャ 3 4 は、一端側に弁体 5 8 に当接する小径部 3 4 A を有する段付円筒状に形成されて、中心部に軸方向に貫通してガイドボア 3 3 内の室 3 3 A とプランジャ 3 4 の背部に形成された室 3 3 B とを連通する案内通路 6 1 が設けられている。案内通路 6 1 の小径部 3 4 A 側の開口の周縁部にはテーパ状の面取り部 6 1 A が形成されている。弁体 5 8 は、プランジャ 3 4 の案内通路 6 1 に所定の隙間をもって挿入される小径部 5 8 A と、プランジャ 3 4 の小径部 3 4 A の先端に当接する中径の当接部 5 8 B と、バルブスプリング 5 9 を受ける大径のばね受部 5 8 C とからなる段付円柱状に形成され、ばね受部 5 8 C 側の端部に、ポート 4 2 の周囲のシート面 4 2 A に離着座する環状のシート部 5 8 D が突出されている。弁体 5 8 の小径部 5 8 A の基部には、案内通路 6 1 の面取り部 6 1 A に対向するテーパ部 5 8 E が形成されており、図 5 に示すように、弁体 5 8 の当接部 5 8 B がプランジャ 3 4 の小径部 3 4 A に当接したとき、面取り部 6 1 A とテーパ部 5 8 E との間に所定の隙間が形成されるようになっている。また、図 4 にも示すように、プランジャ 3 4 の小径部 3 4 A の先端部には、径方向に延びる複数 (図示の例では円周方向に沿って等間隔で 4 つ) のオリフィス溝 3 4 B が形成されている。

【 0 0 1 9 】

そして、図 5 に示すように、弁体 5 8 の当接部 5 8 B がプランジャ 3 4 の小径部 3 4 A に当接したとき、オリフィス溝 3 4 B を介して、プランジャ 3 4 の両端の室 3 3 A、3 3 B が互いに連通されるようになっている。オリフィス溝 3 4 B は、図示の例では、周方向に等間隔で 4 箇所放射状に配置されている。

【 0 0 2 0 】

10

20

30

40

50

ガイドボア 3 3 内のプランジャ 3 4 の両側の室 3 3 A、3 3 B 間を案内通路 6 1 を介して連通する流路（可変オリフィス流路）の面積は、プランジャ 3 4 の小径部 3 4 A と弁体 5 8 の当接部 5 8 B との間の隙間 C に応じて変化し、弁体 5 8 の小径部 5 8 A と案内通路 6 1 との間の隙間の流路面積を E、オリフィス溝 3 4 B の流路面積を F とすると、図 1 1 に示すように、最大で流路面積 E であり、隙間 C が小さくなるにしたがって小さくなり、最小で流路面積 F となる。そして、この流路面積による減衰係数 c_1 と隙間 C との関係は図 1 2 に示すようになる。また、隙間 C の初期値は、調整ねじ 4 0 によってプランジャスプリング 3 6 のばね力を変化させることによって調整することができる。

【 0 0 2 1 】

圧力制御弁 2 8 の弁体 5 8 は、開弁開始時、すなわち、シート部 5 8 D がシート面 4 2 A から離間し始める際には、隙間 C が大きいので、弁体 5 8 の開弁方向の移動に対する油液による抵抗力が小さく、開弁し易くなっている。一方、開弁後、閉弁する際には、隙間 C が小さく、弁体 5 8 の閉弁方向の移動に対する油液による抵抗力が大きく、閉弁しにくくなっている。

【 0 0 2 2 】

次に、圧力制御弁 2 8 の振動系のモデルを図 1 0 に示す。図 1 0 において、M 1 はプランジャ 3 4 の質量、M 2 は弁体 5 8 の質量、 k_1 はプランジャスプリング 3 6 の弾性係数、 k_2 はバルブスプリング 5 9 の弾性係数、 x_1 はプランジャの変位、 x_2 は弁体 5 8 の変位、 c_1 はプランジャ 3 4 の変位に対する減衰係数、 c_2 は弁体 5 8 の変位に対する減衰係数、F は弁体 5 8 に作用する外力をそれぞれ表している。減衰係数 c_1 は、図 1 2 に示すように、隙間 C に応じて変化する。

【 0 0 2 3 】

プランジャ 4 3 の変位 x_1 及び弁体 5 8 の変位 x_2 に関する運動方程式は、次式（数式 1、数式 2）によって表すことができる。

$$M_1 \cdot x_1'' = -k_1 \cdot x_1 - k_2 \cdot (x_1 - x_2) - c_1 \cdot x_1' - c_2 \cdot (x_1' - x_2') \quad \dots \quad (\text{数式 1})$$

$$M_2 \cdot x_2'' = k_2 \cdot (x_1 - x_2) + c_2 \cdot (x_1' - x_2') + F \quad \dots \quad (\text{数式 2})$$

【 0 0 2 4 】

そして、圧力制御弁 2 8 の弁体 5 8 は、車両のサスペンション装置のバネ下共振周波数よりも低い低周波入力に対しては、閉弁の遅れを生じることなく、変位量（振幅）が大きく、バネ下共振周波数付近の高周波入力に対しては、閉弁遅れを生じて、変位量（振幅）が小さくなり、開弁圧力（コイル 3 5 への通電電流）にかかわらず、連続入力に対して開弁状態が維持されるようになっている。

【 0 0 2 5 】

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。

減衰力調整式油圧緩衝器 1 は、自動車等の車両のサスペンション装置に対して、シリンダ 2 側をバネ下側に連結し、ピストンロッド 6 側をバネ上側に連結し、また、コイル 3 5 のリード線 3 5 A をコントローラ（図示せず）に接続してサスペンション制御装置に装着される。

【 0 0 2 6 】

ピストンロッド 6 の伸び行程時には、シリンダ 2 内のピストン 5 の移動によって、ピストン 5 の逆止弁 1 2 が閉じ、ディスクバルブ 1 4 の開弁前には、シリンダ上室 2 A 側の油液が加圧されて、油路 2 2 及び環状油路 2 1 を通り、通路部材 4 5 から減衰力発生機構 2 5 の室 4 7 へ流れる。そして、メインバルブ 2 7 のディスクバルブ 5 1 の開弁前においては、油液は、室 4 7 から固定オリフィス 5 6、軸方向油路 5 5、通路ボア 4 1 及びポート 4 2 を通り、圧力制御弁 2 8 の弁体 5 8 を開弁させてガイドボア 3 3 内の室 3 3 A へ流れ、更に、油路 6 0 及び室 4 8 を通ってリザーバ 4 へ流れる。そして、室 4 7 内の圧力がディスクバルブ 5 1 の開弁圧力に達すると、ディスクバルブ 5 1 が開弁して、油液が室 4 7 から直接室 4 8 へ流れる。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 7 】

このとき、ピストン 5 が移動した分の油液がリザーバ 4 からベースバルブ 1 0 の逆止弁 1 7 を開いてシリンダ下室 2 B へ流入する。なお、シリンダ上室 2 A の圧力がピストン 5 のディスクバルブ 1 4 の開弁圧力に達すると、ディスクバルブ 1 4 が開いて、シリンダ上室 2 A の圧力をシリンダ下室 2 B へリリーフすることにより、シリンダ上室 2 A の過度の圧力の上昇を防止する。

【 0 0 2 8 】

ピストンロッド 6 の縮み行程時には、シリンダ 2 内のピストン 5 の移動によって、ピストン 5 の逆止弁 1 3 が開き、ベースバルブ 1 0 の油路 1 5 の逆止弁 1 7 が閉じて、ディスクバルブ 1 8 の開弁前には、ピストン下室 2 B の油液がシリンダ上室 2 A へ流入し、ピストンロッド 6 がシリンダ 2 内に侵入した分の油液がシリンダ上室 2 A から、上記伸び行程時と同様の経路を辿ってリザーバ 4 へ流れる。なお、シリンダ下室 2 B 内の圧力がベースバルブ 1 0 のディスクバルブ 1 8 の開弁圧力に達すると、ディスクバルブ 1 8 が開いて、シリンダ下室 2 B の圧力をリザーバ 4 へリリーフすることにより、シリンダ下室 2 B の過度の圧力の上昇を防止する。

【 0 0 2 9 】

これにより、ピストンロッド 6 の伸縮行程時共に、メインバルブ 2 7 の開弁前（ピストン速度低速域）においては、固定オリフィス 5 6 及び圧力制御弁 2 8 によって減衰力が発生し、メインバルブ 2 7 の開弁後（ピストン速度高速域）においては、その開度に応じて減衰力が発生する。そして、コイル 3 5 への通電電流によって圧力制御弁 2 8 の開弁圧力を調整することにより、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る。このとき、圧力制御弁 2 8 の開弁圧力によって背圧室 5 3 の内圧が調整されるので、メインバルブ 2 7 の開弁圧力を同時に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。

【 0 0 3 0 】

ここで、圧力制御弁 2 8 の弁体 5 8 の移動に対する抵抗力は、隙間 C の流路面積の変化によって変化する。ポート 4 2 の油液の圧力を受けて弁体 5 8 が開弁する際、先ず弁体 5 8 が後退して、プランジャ 3 4 との隙間 C が小さくなり、弁体 5 8 がプランジャ 3 4 に当接すると（図 5 参照）、その後は、弁体 5 8 とプランジャ 3 4 とが一体となって後退する（図 6 参照）。このとき、弁体 5 8 の開弁時には、隙間 C が大きく、弁体 5 8 の開弁方向の移動に対する油液による抵抗力が小さいので、開弁し易く、また、開弁後、閉弁する際には、隙間 C が小さくなっており、弁体 5 8 の閉弁方向の移動に対する抵抗力が大きいので、閉弁しにくくなっている。また、図 1 0 に示すモデル及び数式 1、2 によって表される振動系の特性により、弁体 5 8 は、低周波入力に対しては閉弁遅れを生じることなく、変位量（振幅）が大きく、その開弁圧力（コイル 3 5 への通電電流）に応じた減衰力を発生させるが、バネ下共振周波数付近の高周波入力に対しては、閉弁遅れを生じて、変位量（振幅）が小さくなり、連続入力に対して開弁状態が維持されるので、その開弁圧力（コイル 3 5 への通電電流）にかかわらず、減衰力が低下することになる。

【 0 0 3 1 】

例えば、図 1 3 (A) に示すように、ピストンロッド 6 への入力周波数が 1 Hz（低周波）の場合（減衰力発生機構 2 5 では、ピストンロッド 6 の伸縮に対して、油液は同じ流路を流通するので、圧力制御弁 2 8 の弁体 5 8 への入力周波数は 2 Hz となる。）、図 1 3 (B) に示すように、弁体 5 8 は、連続入力に対して追従することができ、閉弁時のシート面 4 2 A からの浮上量 Y 1 は充分小さくなる。

【 0 0 3 2 】

これに対して、図 1 4 (A) に示すように、ピストンロッド 6 への入力周波数が 2 0 Hz（高周波）の場合（減衰力発生機構 2 5 では、ピストンロッド 6 の伸縮に対して油液は同じ流路を流通するので、圧力制御弁 2 8 の弁体 5 8 への入力周波数は 4 0 Hz となる。）、図 1 4 (B) に示すように、弁体 5 8 は、閉弁遅れが生じて、連続入力に対して、閉弁時のシート面 4 2 からの浮上量 Y 2 が大きくなり、開弁状態が維持されることになる。

【0033】

これにより、入力周波数と弁体58の閉弁時のシート面42Aからの浮上量との関係は、図15に示すようになり、低周波入力に対しては、閉弁時の浮上量が小さく、コイル35への通電電流に応じて所定の減衰力を発生させることができ、また、高周波入力に対しては、閉弁時の浮上量が大きく、連続入力に対して開弁状態が維持されるので、コイル35への通電電流にかかわらず減衰力を充分低下させることができる。

【0034】

その結果、路面入力によるサスペンション装置のバネ下の振動がバネ下共振周波数よりも低い通常状態では、コントローラからの制御電流によって圧力制御弁28の開弁圧力を制御することによって、減衰力を制御することができる。路面からの入力周波数が上昇して、サスペンション装置のバネ下共振周波数付近に達すると、圧力制御弁28の弁体58は、連続入力に対して閉弁遅れを生じて開弁状態を維持することになり、これにより、減衰力が充分小さくなるので、バネ下の振動を吸収してバネ上(車体側)への伝達を遮断することができる。乗り心地を向上させることができる。このようにして、バネ下の共振に対して、コントローラから制御電流によらず、減衰力を小さくすることができ、適切な減衰力制御を行うことができる。

【0035】

次に、上記実施形態の圧力制御弁28の変形例について、図7乃至図9を参照して説明する。なお、上記実施形態に対して、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。

【0036】

図7乃至図9に示す変形例では、プランジャ34の先端部には、小径部34Aの代りに円筒部62が形成され、円筒部62内に段付円柱状の弁体58が摺動可能に嵌合されており、円筒部62の底部と、弁体58との間に板ばね状のバルブスプリング63が介装されている。弁体58には、軸方向に貫通する通路64が設けられている。円筒部62の底部には、径方向に延びるオリフィス溝65が形成されており、オリフィス溝65によって通路64とプランジャ34の案内通路61とが常時連通されるようになっている。図示の例では、4つのオリフィス溝65が等間隔で放射状に配置されている。バルブスプリング63は、図8に示すように、弁体58に当接する中央部63Aから円筒部62の底部に当接する脚部63Bが等間隔で4方に延ばされた略十字形に形成されており、図9に示すように、弁体58が円筒部62の底部側に移動した状態で、通路64を閉鎖しないように配置されている。

【0037】

このように構成したことにより、上記実施形態と同様の作用効果を奏することができる。また、弁体58を円筒部62内に嵌合し、バルブスプリング63を板ばねとしたことにより、組付性を高めると共に、製造コストを低減することができる。

【0038】

なお、上記実施形態及びその変形例では、一例として、コイル35への制御電流に応じて圧力制御弁28によっては背圧室53の圧力を制御するものについて説明しているが、制御電流によらず、他の駆動手段によって圧力制御弁を制御するものにも同様に適用することができる。

【0039】

また、上記実施形態及びその変形例では、減衰弁27、圧力制御弁28が一体化されたバルブユニット30をシリンダ2の側部のケース26内に配置して、環状油路21とリザーバ4との間の油液の流れを制御して減衰力を発生させるようにしているが、バルブユニット30をピストン5あるいはベースバルブ10に配置して、適宜その油路の油液の流れを制御して減衰力を発生させるようにしてもよい。

【0040】

更に、上記実施形態及びその変形例では、油液の流れを制御することによって減衰力を発生させる油圧緩衝器について説明しているが、本発明は、これに限らず、ガス等の他の

10

20

30

40

50

流体の流れを制御して減衰力を発生させるものにも同様に適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0041】

【図1】本発明の一実施形態に係る減衰力調整式油圧緩衝器の減衰力発生機構を拡大して示す縦断面図である。

【図2】本発明の一実施形態に係る減衰力調整式油圧緩衝器の縦断面図である。

【図3】図1の減衰力発生機構の圧力制御弁を拡大して示す縦断面図である

【図4】図3のA-A線による縦断面図である。

【図5】図3の圧力制御弁において、弁体が後退してプランジャに当接した状態を示す縦断面図である。

10

【図6】図3の圧力制御弁において、弁体が後退してプランジャに当接し、更に、プランジャが後退した状態を示す縦断面図である。

【図7】図3の圧力制御弁の変形例を示す縦断面図である。

【図8】図7の圧力制御弁のバルブスプリングを示す平面図である。

【図9】図7の圧力制御弁において、弁体が後退した状態を示す縦断面図である。

【図10】図3の圧力制御弁のプランジャ及び弁体の振動系をモデル化した概略図である。

【図11】図3の圧力制御弁のプランジャと弁体との隙間Cとその流路面積との関係を示すグラフ図である。

【図12】図3の圧力制御弁のプランジャと弁体との隙間Cとその減衰係数との関係を示すグラフ図である。

20

【図13】図3の圧力制御弁の低周波入力に対する弁体の変位を示すグラフ図である。

【図14】図3の圧力制御弁の高周波入力に対する弁体の変位を示すグラフ図である。

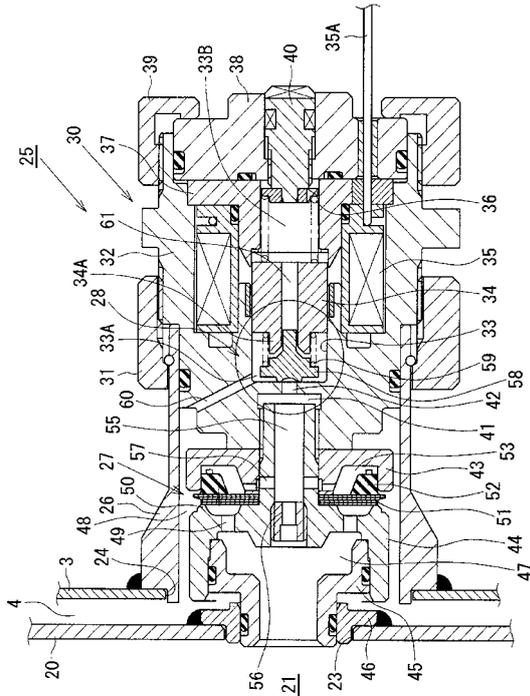
【図15】図3の圧力制御弁において、入力周波数と弁体の閉弁時のシート面からの浮上量との関係を示す図である。

【符号の説明】

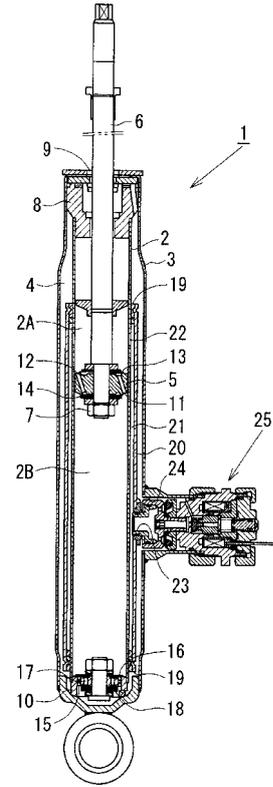
【0042】

1 減衰力調整式油圧緩衝器（減衰力調整式緩衝器）、2 シリンダ、5 ピストン、
6 ピストンロッド、28 圧力制御弁、58 弁体

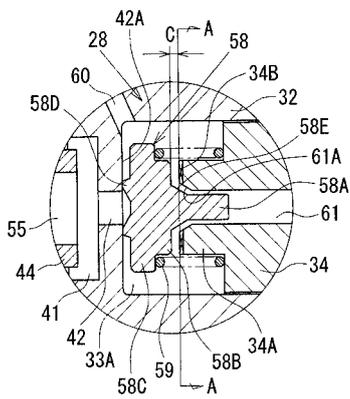
【図1】



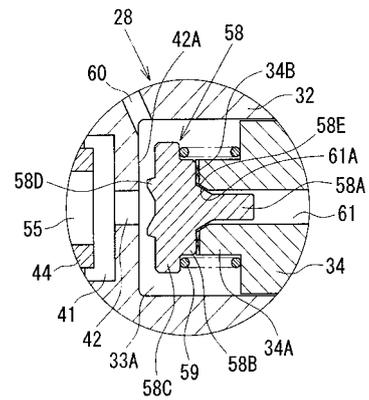
【図2】



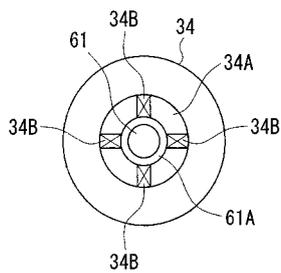
【図3】



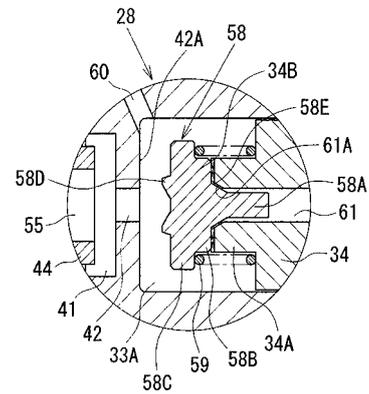
【図5】



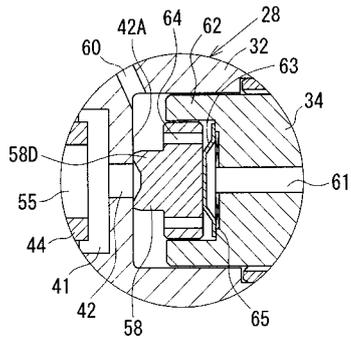
【図4】



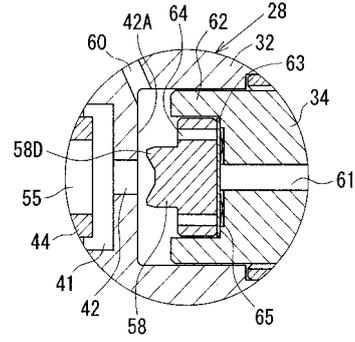
【図6】



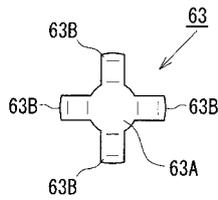
【図7】



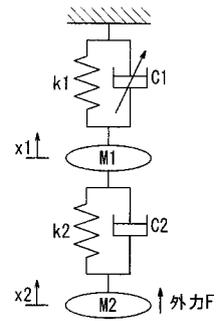
【図9】



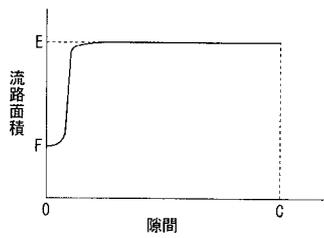
【図8】



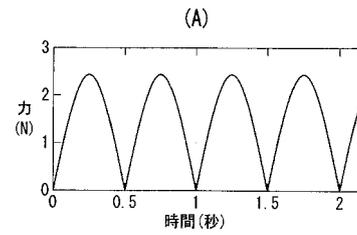
【図10】



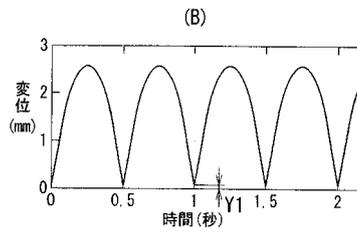
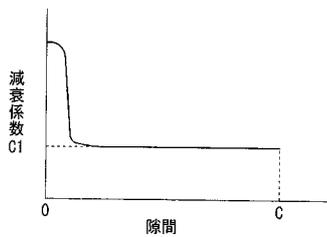
【図11】



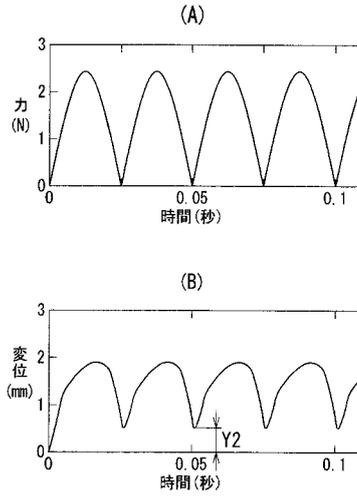
【図13】



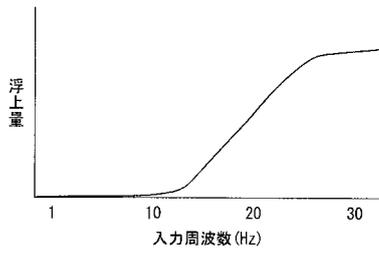
【図12】



【 図 1 4 】



【 図 1 5 】



フロントページの続き

(72)発明者 中楯 孝雄

神奈川県綾瀬市小園1116番地 株式会社日立製作所 オートモティブシステムグループ内

審査官 柳楽 隆昌

(56)参考文献 特開2001-012534(JP,A)

特開平09-151980(JP,A)

特開平5-231464(JP,A)

特開2007-303545(JP,A)

特開平9-236147(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16F9/00-9/54

B60G1/00-99/00