

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5463684号
(P5463684)

(45) 発行日 平成26年4月9日(2014.4.9)

(24) 登録日 平成26年1月31日(2014.1.31)

(51) Int.Cl.

F 16 F 9/46 (2006.01)
F 16 F 9/34 (2006.01)

F 1

F 16 F 9/46
F 16 F 9/34

請求項の数 9 (全 20 頁)

(21) 出願番号 特願2009-40780 (P2009-40780)
 (22) 出願日 平成21年2月24日 (2009.2.24)
 (65) 公開番号 特開2009-281584 (P2009-281584A)
 (43) 公開日 平成21年12月3日 (2009.12.3)
 審査請求日 平成24年2月1日 (2012.2.1)
 (31) 優先権主張番号 特願2008-116213 (P2008-116213)
 (32) 優先日 平成20年4月25日 (2008.4.25)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(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
 (74) 代理人 100068618
 弁理士 粕 経夫
 (72) 発明者 中橋 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ズ内
 (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ズグループ内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】減衰力調整式緩衝器

(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、シート面に着座する弁体と、該弁体に設けられ内部に軸方向に延びる連通路を設けた軸部と、該軸部が挿入されて前記弁体を前記シート面側に付勢して開弁圧力を調整するプランジャと、該プランジャの推力を調整するソレノイドと、前記軸部の背面に設けられ、前記弁体を前記シート面側に付勢する方向に作用する弁体背圧室と、前記プランジャまたは前記弁体を前記プランジャの付勢力と反対側に付勢するメインバネとを有し、

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成する背圧室とを備え、前記流体の流れの一部を前記背圧室に導入し、前記圧力制御弁によって前記背圧室の内圧を調整し、

前記弁体の受圧面積は、該弁体が前記シート面に着座した状態で前記背圧室と前記弁体背圧室とを前記軸部の前記連通路を介して連通させることにより、前記シート面側の面積から前記弁体背圧室側の面積を差引いた受圧面積となることを特徴とする減衰力調整式緩衝器。

【請求項 2】

前記弁体に設けられた前記軸部は前記弁体と一体で、前記軸部は前記プランジャの中心に貫通されたガイド孔に、その軸方向に沿って摺動可能に案内されてい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】

前記弁体に設けられた前記軸部は前記弁体とは別体で、前記軸部は前記プランジャの中心に貫通されたガイド孔に固定されてい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 4】

前記弁体は、前記軸部に向けて前記メインバネによって付勢されていることを特徴とする請求項 3 に記載の減衰力調整式緩衝器。 10

【請求項 5】

前記弁体は、前記シート面に離着座して流路を開閉する環状のシート部を有し、該シート部の内周部直近に凹部が形成されていることを特徴とする請求項 1 乃至 4 の何れかに記載の減衰力調整式緩衝器。

【請求項 6】

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を有し、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前記圧力制御弁によって制御して前記背圧室の内圧を調整することを特徴とする請求項 1 乃至 5 の何れかに記載の減衰力調整式緩衝器。 20

【請求項 7】

前記メインバネは前記弁体の開弁方向の付勢を行うことを特徴とする請求項 1 乃至 6 の何れかに記載の減衰力調整式緩衝器。

【請求項 8】

前記圧力制御弁は、フェイル時に前記メインバネの付勢によって前記弁体が開弁方向に移動して下流側への第 1 の流路を閉じ、オリフィスを介して流体を下流側へ第 2 の流路を介して流通させることを特徴とする請求項 1 乃至 7 の何れかに記載の減衰力調整式緩衝器。 。

【請求項 9】

前記圧力制御弁は、前記シリンダの側部に配置されていることを特徴とする請求項 1 乃至 8 の何れかに記載の減衰力調整式緩衝器。 30

【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に関するものである。

【背景技術】**【0002】**

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、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。 40

【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。

【0004】

10

20

30

40

50

このように構成したことにより、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。

圧力制御弁の弁体の面積が受圧面積となり背圧室の内圧を調整するので、開弁圧力を高めてハード側の減衰力を大きくする場合、ソレノイドが大きくなるという課題があった。

【先行技術文献】

【特許文献】

10

【0006】

【特許文献1】特開2001-12534号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

本発明は、上記の点に鑑みてなされたものであり、受圧面積を小さくし、大きなプランジャの推力を必要とすることなく、圧力制御弁の開弁圧力を高めてハード側の減衰力を大きくすることができる減衰力調整式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】

【0008】

20

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、シート面に着座する弁体と、該弁体に設けられ内部に軸方向に延びる連通路を設けた軸部と、該軸部が挿入されて前記弁体を前記シート面側に付勢して開弁圧力を調整するプランジャと、該プランジャの推力を調整するソレノイドと、前記軸部の背面に設けられ、前記弁体を前記シート面側に付勢する方向に作用する弁体背圧室と、前記プランジャまたは前記弁体を前記プランジャの付勢力と反対側に付勢するメインバネとを有し、

30

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成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、前記圧力制御弁によって前記背圧室の内圧を調整し、

前記弁体の受圧面積は、該弁体が前記シート面に着座した状態で前記背圧室と前記弁体背圧室とを前記軸部の前記連通路を介して連通させることにより、前記シート面側の面積から前記弁体背圧室側の面積を差引いた受圧面積となることを特徴とする。

【発明の効果】

【0009】

40

本発明に係る減衰力調整式緩衝器によれば、受圧面積を小さくすることができるので、大きなプランジャの推力を必要とすることなく、圧力制御弁の開弁圧力を高めてハード側の減衰力を大きくすることができる。

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】本発明の参考技術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】図1に示す減衰力発生機構の圧力制御弁の弁バネを示す正面図である。

【図3】図1に示す減衰力発生機構の圧力制御弁の弁バネの変形例を示す正面図である。

【図4】本発明の参考技術に係る減衰力調整式油圧緩衝器の縦断面図である。

50

【図5】本発明の第1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の圧力制御弁の部分を拡大して示す縦断面図である。

【図6】本発明の第1実施形態の変形例の圧力制御弁の部分を拡大して示す縦断面図である。

【図7】本発明の第1実施形態の他の変形例の圧力制御弁の部分を拡大して示す縦断面図である。

【図8】本発明の第1実施形態の更に他の変形例の圧力制御弁の部分を拡大して示す縦断面図である。

【図9】本発明の第1実施形態の更に他の変形例の圧力制御弁の部分を拡大して示す縦断面図である。
10

【図10】本発明の第1実施形態の更に他の変形例の圧力制御弁の部分を拡大して示す縦断面図である。

【図11】本発明の第1実施形態の更に他の変形例の圧力制御弁の部分を拡大して示す縦断面図である。

【図12】本発明の各実施形態に係る減衰力調整式油圧緩衝器の圧力制御弁のシート面及びシート部を拡大して示す縦断面図である。

【図13】本発明の各実施形態に係る減衰力調整式油圧緩衝器の減衰力特性を示すグラフ図である。

【図14】本発明の第2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の圧力制御弁の部分を拡大して示す縦断面図である。
20

【発明を実施するための形態】

【0011】

以下、本発明の参考技術を図面に基づいて詳細に説明する。

図4に示すように、本技術に係る減衰力調整式油圧緩衝器1（減衰力調整式緩衝器）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。
30

【0012】

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側へリリーフするディスクバルブ14が設けられている。

【0013】

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側へリリーフ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。
40

【0014】

シリンダ2には、上下両端部にシール部材19を介してセパレータチューブ20が外嵌されており、シリンダ2とセパレータチューブ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。セパレータチューブ20の側壁には、小径の開口23が
50

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の側壁の開口24に減衰力発生機構25が取付けられている。

【0015】

減衰力発生機構25について、図1乃至図3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）のメインバルブ27及び圧力制御弁28（ソレノイドバルブ）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。

【0016】

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が形成されている。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（ソレノイド）、メインバネとしてのプランジャバネ36（圧縮コイルバネ）が収容されており、コア37が嵌合され、カシメによってソレノイドケース32に固定されることにより、コイル35を固定すると共に、プランジャバネ36の一端部を支持している。コイル35には、通電用のリード線38が接続されて外部へ延出されている。

10

【0017】

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39が形成されており、ガイドボア33と通路ボア39とが小径のポート40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41及び有底円筒状のバルブ部材42がこの順で配置され、段付円筒状の通路部材43の一端部がバルブ部材42及びガイド部材41の底部に挿通され、その先端部が通路ボア39にねじ込まれて、これらが一体に結合されている。通路部材43の中間の大径部44がバルブ部材42に嵌合されてバルブ部材42の内部に室45が形成されている。通路部材43の他端部は、セパレータチューブ20の開口23に嵌合されて、通路部材43の内部の軸方向油路46の一端部が環状油路21に連通されている。軸方向通路46の中間部には固定オリフィス47（導入オリフィス）が設けられている。

20

【0018】

バルブ部材42の底部には、複数の油路49が設けられ、底部の外側端面には、油路49の外周側に環状の弁座50が突出されている。バルブ部材42とガイド部材41との間に、複数枚積層されたディスクバルブ51（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51の外周部が弁座50に着座している。また、ディスクバルブ51の背面には、環状のシール部材52が固着されており、シール部材52がガイド部材41の円筒部の内周面に液密的かつ摺動可能に嵌合されて、ガイド部材41の内部に背圧室53が形成されている。そして、ディスクバルブ51は、油路49の油液の圧力を受けて撓んで弁座50から離座（開弁）して、バルブ部材42内の室45をケース26内の室48（外筒3の開口24によってリザーバ4に連通されている。）に連通させる。そして、ディスクバルブ51と背圧室53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53の内圧がディスクバルブ51の閉弁方向に作用するようになっている。バルブ部材42の軸方向油路46の固定オリフィス47の上流側は、通路部材43に設けられた油路54によってバルブ部材42内の室45に連通され、また、固定オリフィス47の下流側は、径方向油路55を介して背圧室53に連通されている。

30

40

【0019】

プランジャ34の先端部には、ポート40を開閉する弁体56が軸方向に移動可能に支持されており、弁体56は、弁バネ57（板バネ）によって弾性的に支持されている。弁体56は、大径の頭部58と小径の軸部59とからなる段付形状で、頭部58にはガイドボア33内のポート40の周縁部のシート面60に着座する環状のシート部61が突出されている。また、軸部59は、プランジャ34の中心部に貫通されたガイド孔62に摺動可能に挿入されている。

【0020】

50

そして、弁体 56 の頭部 58 には、環状のシート部 61 の内周部直近に、ポート 40 に対向してポート 40 とほぼ同径の凹部 80 が形成され、これにより、環状のシート部 61 のシート面 60 に着座する先端部の径方向の幅が充分小さくなっている。

【0021】

図 2 に示すように、弁バネ 57 は、略円形の当接部 63 に弁孔 63A が設けられ、当接部 63 からプランジャ 34 の直径方向に脚部 64 が延ばされている。そして、弁体 56 は、軸部 59 が弁孔 63A に挿通され、頭部 58 が当接部 63 に当接し、脚部 64 の先端部がプランジャ 34 の先端外周縁部に突出された環状のバネ受部 65 に当接して、プランジャ 34 に軸方向に移動可能に弾性的に支持されている。なお、弁バネ 57 の脚部 64 は、図 3 に示すように、放射状に複数（図示の例では等間隔で 3 つ）配置するようにしてもよい。10

【0022】

ポート 40 と弁体 56 とで圧力制御弁 28 を形成しており、弁体 56 は、ポート 40 内の油液の圧力が所定圧力に達すると開弁し、その開弁圧力はプランジャバネ 36 のバネ力及びソレノイドの推力すなわちコイル 35 への通電電流に応じて調整されるようになっている。ガイドボア 33 は、ソレノイドケース 32 に形成された油路 66 を介して室 48 に連通されている。プランジャ 34 には、その両端に形成された室を互いに連通させる絞り通路 67 が設けられており、その移動に適度な減衰力を作用させるようになっている。

【0023】

弁バネ 57 のバネ剛性は、プランジャバネ 36 のバネ剛性よりも高く、また、弁体 56 の質量は、プランジャ 34 の質量よりも充分小さく、弁体 56 の固有振動数が充分高く設定されている。20

【0024】

以上のように構成した本技術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 側がバネ下側に連結され、ピストンロッド 6 側がバネ上側に連結され、また、コイル 35 のリード線 38 がコントローラ（図示せず）に接続される。

【0025】

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 13 が閉じ、ディスクバルブ 14 の開弁前には、シリンダ上室 2A 側の油液が加圧されて、油路 22 及び環状油路 21 を通り、セパレータチューブ 20 の開口 23 から減衰力発生機構 25 の軸方向油路 46 へ流れる。そして、メインバルブ 27 のディスクバルブ 51 の開弁前においては、油液は、固定オリフィス 47、通路ボア 39 及びポート 40 を通り、圧力制御弁 28 の弁体 56 を開弁させてガイドボア 33 へ流れ、更に、油路 66 及び室 48 を通ってリザーバ 4 へ流れる。そして、バルブ部材 42 の室 45 内の圧力がディスクバルブ 51 の開弁圧力に達すると、ディスクバルブ 51 が開弁して、油液が軸方向油路 46 の固定オリフィス 47 の上流側から油路 54、油室 45 及び油路 49 を通って室 48 へ流れる。30

【0026】

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 10 の逆止弁 17 を開いてシリンダ下室 2B へ流入する。なお、シリンダ上室 2A の圧力がピストン 5 のディスクバルブ 14 の開弁圧力に達すると、ディスクバルブ 14 が開いて、シリンダ上室 2A の圧力をシリンダ下室 2B へリリーフすることにより、シリンダ上室 2A の過度の圧力の上昇を防止する。40

【0027】

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 13 が開き、ベースバルブ 10 の油路 15 の逆止弁 17 が閉じて、ディスクバルブ 18 の開弁前には、ピストン下室 2B の油液がシリンダ上室 2A 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 2A から、上記伸び行程時と同様の経路を通ってリザーバ 4 へ流れる。なお、シリンダ下室 2B 内の圧力がベース50

バルブ10のディスクバルブ18の開弁圧力に達すると、ディスクバルブ18が開いて、シリンダ下室2B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2Bの過度の圧力の上昇を防止する。

【0028】

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27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47および圧力制御弁28によって減衰力が発生し、メインバルブ27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35への通電電流によって圧力制御弁28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28の開弁圧力によって背圧室53の内圧が調整されるので、メインバルブ27の開弁圧力を同時に調整することができ、これにより、減衰力特性の調整範囲を広くすることができる。10

【0029】

このとき、圧力制御弁28では、弁バネ57のバネ剛性がプランジャバネ36のバネ剛性よりも高く設定され、また、弁体56の質量がプランジャ34の質量よりも充分小さく、弁体56の固有振動数が充分高く設定されているので、プランジャ34の慣性による応答遅れが生じにくく、オーバーシュートを防止して適切な減衰力制御を行なうことができる。そして、ポート40の圧力が急激に上昇した場合には、弁バネ57が撓んで軽量の弁体56のみが後退して、開弁した後、プランジャ34が追従して後退するので、圧力制御弁28の開弁遅れによって背圧室53の圧力が過度に上昇することができなく、安定した減衰力制御を行なうことができる。また、弁体56の固有振動数が充分高く設定されているので、自励振動による異音の発生及び減衰力が不安定になるのを防止することができる。20

【0030】

また、圧力制御弁28では、弁体56の頭部58に環状のシート部61を設けたことにより、開弁時の流路面積を大きくすることができ、ソフト側の減衰力の調整範囲を広くすることができる。これに対して、例えば特開平7-259918号公報に記載されているように、圧力制御弁として、ニードル弁を使用した場合には、開弁時に大きな流路面積を得られないで、ソフト側の減衰力を充分小さくすることは困難である。

【0031】

図12を参照して、圧力制御弁28では、開弁時に、ポート40からガイドボア33内へ流出する高速の油液の流れにより、弁体56に閉弁方向の流体力が作用することになる。この流体力により、弁体56の開弁圧力が上昇してソフト側の減衰力が大きくなったり、また、流体力がピストン速度及び弁体56の開度によって変動することにより、圧力制御弁28による減衰力制御が不安定になり、また、弁体56が振動してチャタリングが発生したりするという問題を生じる。したがって、例えば特開平11-287281号公報に記載されているように、圧力制御弁としてディスクバルブを使用した場合には、このような流体力の影響が問題となる。30

【0032】

これに対して、環状のシート部61の内周部直近に凹部80を形成したことにより、流体力が作用するシート部61の先端部の受圧面積Aを充分小さくすることができ、流体力の影響を軽減して、ソフト側の減衰力を充分小さくし、また、圧力制御弁28による減衰力制御を安定させることができる。このように環状のシート部61の内周部直近に凹部80を形成することが望ましいが、環状のシート部61から凹部80の底面に向けて例えばなだらかなテーパー部であってもディスクバルブを使用するよりはチャタリング等の問題を低減することができる。40

【0033】

減衰力調整式油圧緩衝器1の減衰力特性を図13に示す。図13に示すように、減衰力調整式油圧緩衝器のソフトからハードの減衰力特性の調整範囲Rは、従来のものの調整範囲rに対して広くなっている。

【0034】

10

20

30

40

50

なお、上記技術は、メインバルブ 27 及び圧力制御弁 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。

【0035】

次に、本発明の第1実施形態について、図5乃至図11を参照して説明する。なお、以下の説明において、上記参考技術に対して、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5は、本実施形態の要部である減衰力発生機構 25 の圧力制御弁 28 の部分を拡大して示している。図5に示すように、本実施形態では、圧力制御弁 28 を形成するポート 40、弁体 56 の頭部 58、軸部 59 及びシート部 61 の径がそれぞれ上記第1実施形態のものよりも大きくなっている。また、弁体 56 には、その軸方向に沿って弁体連通路 70 が貫通されている。プランジャ 34 のガイド孔 62 の後端部には、管状のガイドピン 71 が圧入、固定されてプランジャ 34 の後部に突出している。ガイドピン 71 には、その軸方向に沿って連通路 72 が貫通されている。コア 37 には、ガイドピン 71 に対向させてガイド穴 73 が設けられ、ガイドピン 71 がガイド穴 73 に摺動可能かつ液密的に挿入されて、ガイド穴 73 内に弁体背圧室 74 が形成されている。

【0037】

そして、圧力制御弁 28 の閉弁時、すなわち、弁体 56 のシート部 61 がシート面 60 に着座した状態において、弁体背圧室 74 は、ガイドピン 71 の連通路 72、プランジャ 34 のガイド孔 62 及び弁体 56 の弁体連通路 70 を介してポート 40 に連通する。したがって、ポート 40 に対する弁体 56 の受圧面積は、シート 61 の内側の面積から軸部 59 の断面積を差引いた面積となる。

【0038】

これにより、弁体 56 は、シート部 61 の径だけでなく、軸部 59 の径によってポート 40 に対する受圧面積を調整することができる、圧力制御弁 28 の開弁特性の設定の自由度、延いては減衰力発生機構 25 の減衰力特性の設定の自由度を高めることができる。

【0039】

例えば、ポート 40 の径を大きくして、弁体 56 の開弁時のソフト側の減衰力が充分小さくなるように設定した場合でも、軸部 59 の径を大きくすることにより、弁体 56 の受圧面積を小さくすることができるので、大きなプランジャ 34 の推力を必要とすることなく、圧力制御弁 28 の開弁圧力を高めてハード側の減衰力を大きくすることができる。

【0040】

また、本実施形態では、図12に示すように、圧力制御弁 28 の弁体 58 は、シート部 61 の内周部の凹部 80 の側壁 80A をシート面 61 に対して略垂直とし、外周側をテーパ状に形成して、ポート 40 からガイドボア 33 内に流出する油液の流れによる流体力に対して、シート部 61 の先端部の受圧面積 A を充分小さくすると共に、流体力が作用しにくい形状としているので、流体力の影響を効果的に軽減して、ソフト側の減衰力を充分小さくし、また、圧力制御弁 28 による減衰力制御を安定させることができる。

【0041】

次に、上記第1実施形態の変形例について、図6乃至図11を参照して説明する。

図6に示す変形例では、上記第1実施形態において、ガイドピン 71 がプランジャ 34 と一緒に形成されている。これにより、部品点数を削減することができる。

【0042】

図7に示す変形例では、上記第2実施形態において、コア 37 と別体に設けられたガイド孔 73 を有する有底円筒状のガイド部材 75 がコア 37 (ソレノイドのケース) に設けられた取付穴 76 に挿入されている。ガイド部材 75 は、その底部を取付穴 76 の底部に

10

20

30

40

50

当接させて軸方向に固定されている。これにより、ガイド部材 75 が背圧室形成部材として、プランジャ 34 の外部に弁体背圧室 74 を形成すると共に、取付穴 76 内で径方向に僅かに移動することにより、ガイドピン 71 とガイド穴 73 との同心精度の要求を緩和することができる。なお、ガイド部材 75 を図 6 に示す変形例と組合わせててもよい。

【0043】

図 8 に示す変形例では、上記第1実施形態に対して、ガイドピン 71 が省略され、弁体の軸部 59 が延長され、その延長部 59 がプランジャ 34 の後部から突出してガイド穴に摺動可能かつ液密的に挿入されている。そして、軸部 59 の延長部 59A によってガイド穴 73 内に弁体背圧室 74 が形成されている。これにより、ポート 40 と弁体背圧室 74 とが弁体連通路 70 によって直接連通されるので、摺動部からの漏れを抑制することができる。この場合、図 9 に示すように、弁体 56 の頭部と軸部とを別体として互いに結合する構造とすることにより、軸部 59 としてパイプ材を用いることができるので、製造コストを低減することができる。なお、図 8 及び図 9 に示す変形例に、図 7 に示すガイド部材 75 を組合わせててもよい。

10

【0044】

図 10 に示す変形例では、上記第1実施形態に対して、連通路 72 を有するガイドピン 71 の代りに、中実のガイドピン 77 が設けられている。ガイドピン 77 は、コア 37 のガイド穴 73 に圧入、固定されており、プランジャ 34 のガイド孔 62 には、摺動可能かつ液密的に挿入されている。これにより、弁体背圧室 74 は、プランジャ 34 のガイド孔 62 内に形成され、弁体連通路 70 によってポート 40 に連通されている。この場合、ガイドピン 77 に、図 5 に示すガイドピン 77 の連通孔 72 のように軸方向に貫通する通路を設けて弁体背圧室 74 をコア 37 のガイド穴 73 に連通させることにより、弁体背圧室 74 の容積を大きくすることができる。

20

【0045】

また、ガイドピン 77 は、ガイド穴 73 に圧入せず、図 11 に示すように、コア 37 に設けた取付穴 76 に挿入し、その底部を取付穴 76 の底部に当接させて軸方向に固定するようにしてもよい。これにより、ガイドピン 77 とコア 37 側との同心精度の要求を緩和することができる。

【0046】

次に、本発明の第2実施形態について、図 14 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。なお、図 14 は説明する都合上、リリーフ弁 84、弁体 87、ロッド 88、プランジャ 34などをソレノイドに非通電時の状態である図の上側と、通電時の弁体 87 がシート面 60 に着座した状態を示す図の下側とにずらして示している。

30

【0047】

本実施形態では、ソレノイドケース 32 の通路ボア 39 及び通路ボア 39 内にネジ込まれた通路部材 43 の円筒部 43A が大径化されている。円筒部 43A に、大径部 81A 及び小径部 81B を有する段付円筒状のポート部材 81 の大径部 81B が挿入されている。ポート部材 81 には、ポート 40 及びシート面 60 が形成され、通路部材 43 の径方向に設けられた第 2 油路 86 及び固定オリフィス 47 に連通する通路 43B に小径部 81B が挿入されて、ポート 40 が径方向油路 86 及び固定オリフィス 47 に連通している。また、通路ボア 39 及び円筒部 43A 内のポート 40 の下流側に弁室 83 が形成され、弁室 83 は、ソレノイドケース 32 の第 1 油路 66 を介して室 48 に連通している。ポート部材 81 と通路部材 43 との間にリリーフ弁 84 が設けられている。そして、ポート部材 81 に形成された油路 85、リリーフ弁 84 及び円筒部 43A に形成された第 2 油路 86 を介して、弁室 83 と室 48 とが連通されている。リリーフ弁 84 は、弁室 83 の圧力が所定の開弁圧力に達したとき、開弁して、その圧力を室 48 側へリリーフするものである。コイル 35 への通電があるときで、かつ弁体 87 のシート部 61 がシート面 60 から離れているとき、弁体 87 は、シート面 60 と段部 96 の何れからも離間している。この状態の

40

50

ときは、ソレノイドケース32の第1油路100を介して主に室48に連通する。第2油路86とはリリーフ弁84があるため、殆ど連通しない。一方、コイル35への通電がないときは、シート部材93が段部96に当接して第1油路100を閉じ、第2油路86のみ室48と連通する。

【0048】

弁室83内に、小径部87A及び大径部87Bを有する略凸形状の弁体87が設けられている。弁体87には、プランジャ34に取付けられた中空のロッド88(軸部)の先端部が挿入されている。弁体87の小径部87Aの先端部には、ポート部材81のシート面60に離着座する環状のシート部61が突出されており、ポート40及び弁体87によって圧力制御弁28を構成している。そして、上記第1実施形態と同様、シート部61の内周部直近に凹部80が形成され、シート部61の外周側がテーパ状に形成されている。これにより、流体力の影響を軽減して、ソフト側の減衰力を充分小さくし、また、安定した減衰力制御を行なうことができる。弁体87には、軸方向に貫通する開口89が形成され、開口89にロッド88の先端部が摺動可能かつ液密的に挿入されている。弁体87の大径部87Bの端面外周縁部には環状の当接部90が突出している。

【0049】

ロッド88は、プランジャ34を貫通してプランジャ34に固定されている。ロッド88の後端部は、プランジャ34の後端部を案内する有底円筒状のガイド部材91の底部に形成されたガイド穴73に摺動可能かつ液密的に挿入されて、ガイド穴73内に弁体背圧室74が形成されている。弁体背圧室74は、中空のロッド88内の連通路88Aを介して、弁体87の凹部80内に連通している。

【0050】

ロッド88の先端側に形成された段部に止輪92が固定されており、止輪92と弁体87の当接部90との間に環状のシート部材93及び弁バネ94(板バネ)が介装されている。シート部材93及び弁バネ94は、外周部が当接部90に当接し、内周部が止輪92に当接している。そして、コイル35への通電により、プランジャ34に推力が発生し、図14中の下側に示すように、プランジャ34の推力によって戻しバネ95のバネ力に抗して弁体87を押圧してシート部61をシート面60に押付ける。このとき、弁体87は、弁バネ94を介してロッド88に弾性的に支持されている。ポート部材81と弁体87との間には、メインバネとしての戻しバネ95(コイルバネ)が介装されている。通路ボア39の底部側には、弁体87の当接部90に対向する部位に段部96が形成されている。そして、コイル35への非通電磁には、図14中の上側に示すように、戻しバネ95のバネ力によって弁体87が後退して、シート部材93が段部96に当接して油路66を閉じて、弁室83、室48間をシート部93のオリフィス97によって連通する。弁バネ94のバネ剛性は、戻しバネ95のバネ剛性よりも大きく、また、弁体87の質量は、プランジャ34に比して充分小さくなっている。

【0051】

このように構成したことにより、圧力制御弁28は、コイル35に通電することにより、図14中の下側に示すように、プランジャ34の推力によって戻しバネ95のバネ力に抗して弁体87を押圧してシート部61をシート面60に押付けて開弁圧力を調整する。このとき、上記第1及び第2実施形態と同様、ポート40の圧力が急激に上昇した場合には、弁バネ94が撓んで軽量の弁体87のみが後退して、開弁した後、プランジャ34が追従して後退するのでプランジャ34の慣性による応答遅れが生じにくく、オーバーシュートを防止して適切な減衰力制御を行なうことができる。そして、圧力制御弁28の開弁遅れによる背圧室53の圧力の過度の上昇を抑制して、安定した減衰力制御を行なうことができる。また、弁体87の自励振動による異音の発生及び減衰力が不安定になるのを抑制することができる。

【0052】

また、上記第1実施形態と同様、圧力制御弁28の閉弁時、すなわち、弁体87のシート部61がシート面60に着座した状態において、弁体背圧室74は、ロッド88の連通

10

20

30

40

50

路 8 8 A を介してポート 4 0 に連通するので、ポート 4 0 に対する弁体 8 7 の受圧面積は、シート 6 1 の内側の面積からロッド 8 8 の断面積を差引いた面積となる。これにより、弁体 8 7 は、シート部 6 1 の径だけでなく、ロッド 8 8 の径によってポート 4 0 に対する受圧面積を調整することができるので、圧力制御弁 2 8 の開弁特性の設定の自由度、延いては減衰力発生機構 2 5 の減衰力特性の設定の自由度を高めることができる。

【0053】

コントローラの故障、コイル 3 5 の断線等のフェイルの発生により、プランジャ 3 4 の推力が失われた場合には、図 1 4 中の上側に示すように、戻しバネ 9 5 のバネ力によって弁体 8 7 が後退して、シート部材 9 3 が通路ボア 3 9 の段部 9 6 に当接して第 1 油路 1 0 0 を閉じ、弁室 8 3 、室 4 8 間がオリフィス 9 7 によって連通される。そして、ピストン速度の上昇等によって弁室 8 3 の圧力が上昇してリリーフ弁 8 4 の開弁圧に達すると、リリーフ弁 8 4 が開弁してその圧力を室 4 8 へリリーフする。10

【0054】

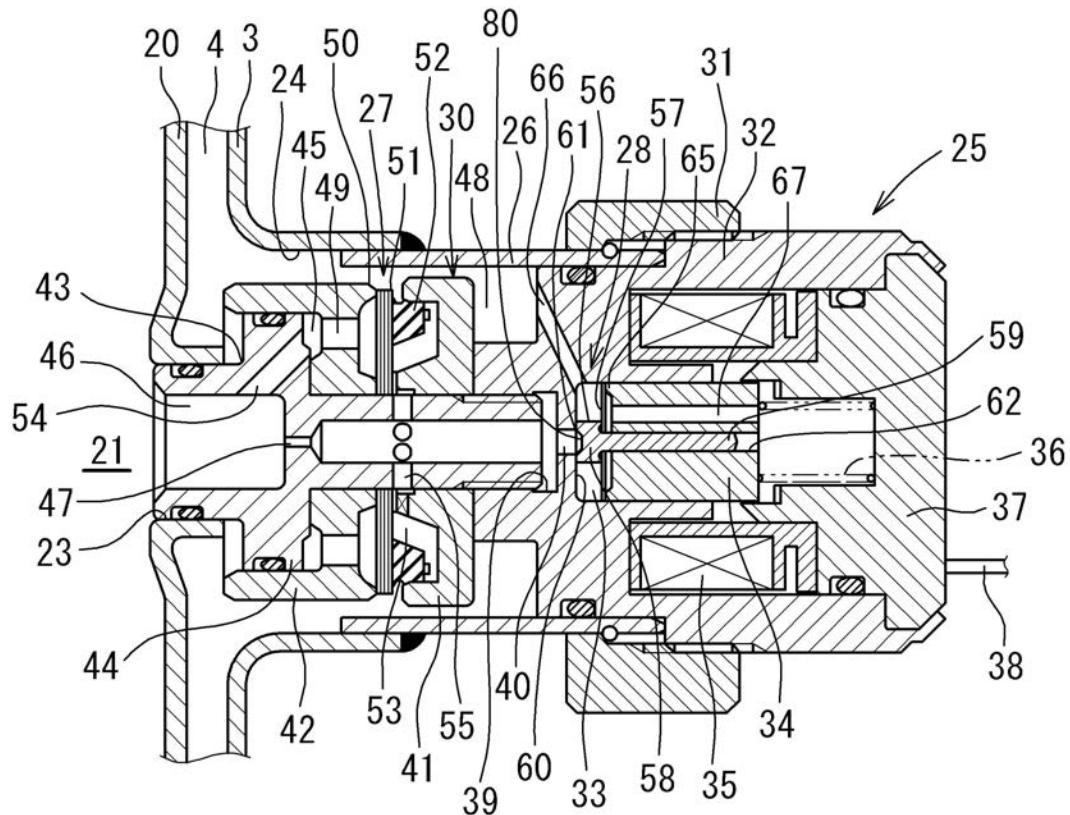
これにより、オリフィス 9 7 の流路面積及びリリーフ弁 8 4 のリリーフ圧力に応じて減衰力が発生し、これにより、背圧室 5 3 の圧力すなわちディスクバルブ 5 1 の開弁圧が調整されるので、これらの流路面積及びリリーフ圧力を適宜設定することにより、フェイル時においても適度な減衰力を発生させることができる。そして、図 1 3 に示すように、減衰力特性の調整範囲を広くした結果、ハード時の減衰力が相当に大きくなる場合でも、フェイル時には、ハード特性ではなく、オリフィス 9 7 及びリリーフ弁 8 4 によって適度な減衰力を発生させることができる。例えば、フェイル時にはハードとソフトの間のミディアム特性にすることで、車体への影響を抑えることができる。20

【符号の説明】

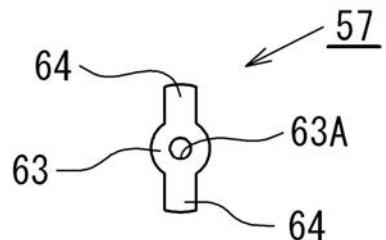
【0055】

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、34 プランジャ、36 プランジャバネ（メインバネ）、56 弁体、57 弁バネ

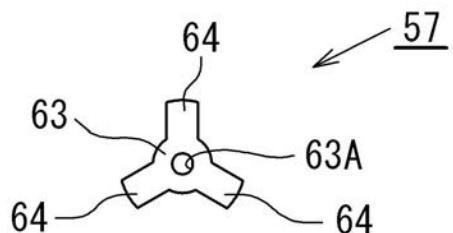
【図1】



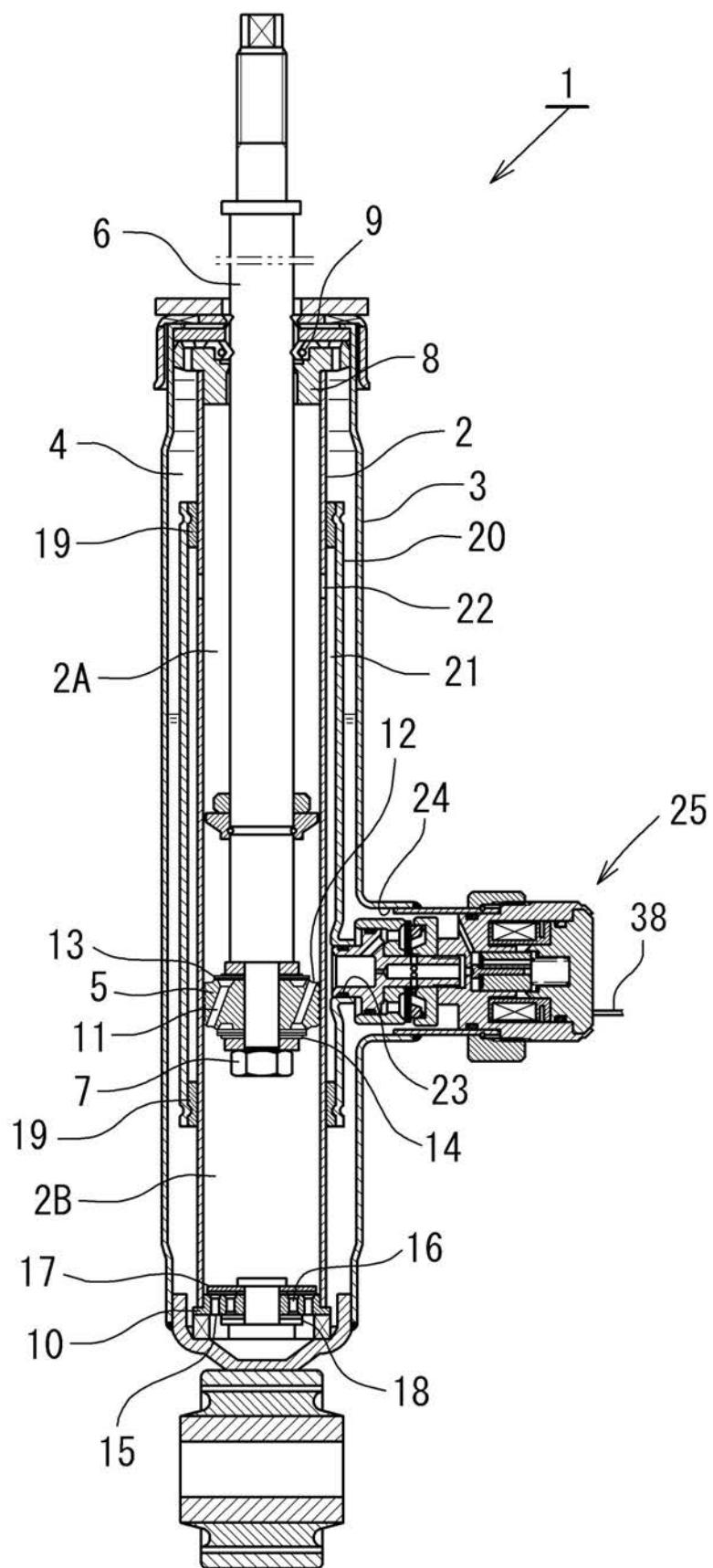
【図2】



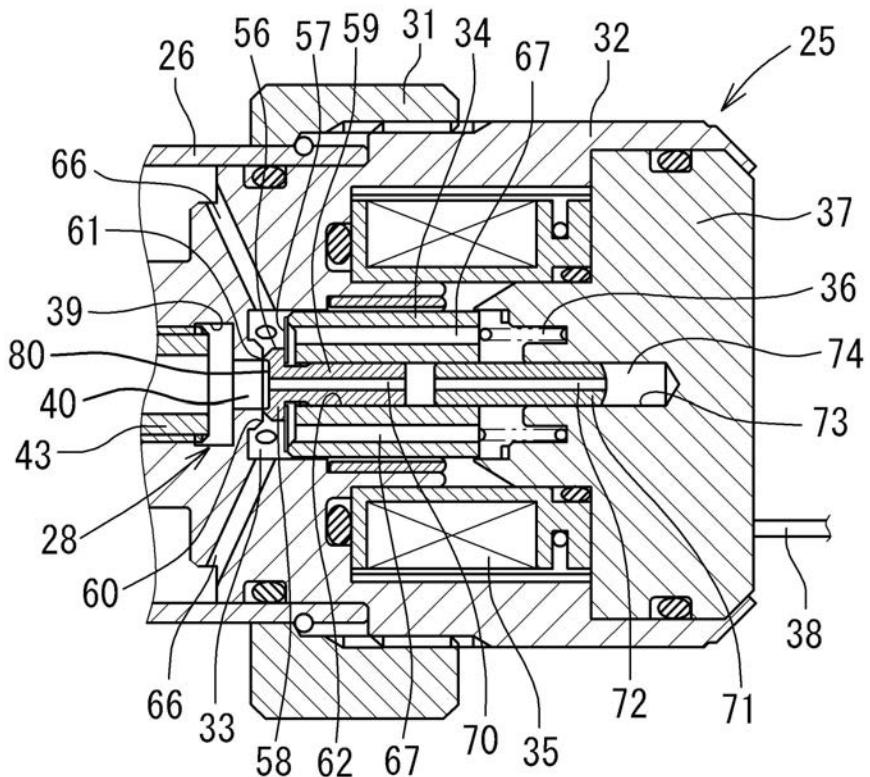
【図3】



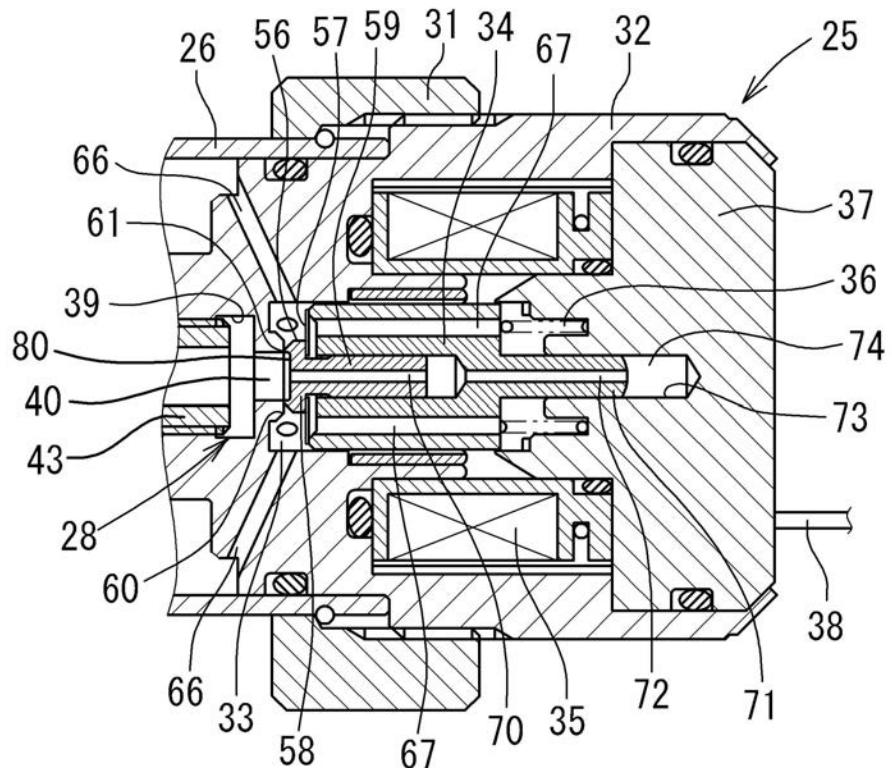
【図4】



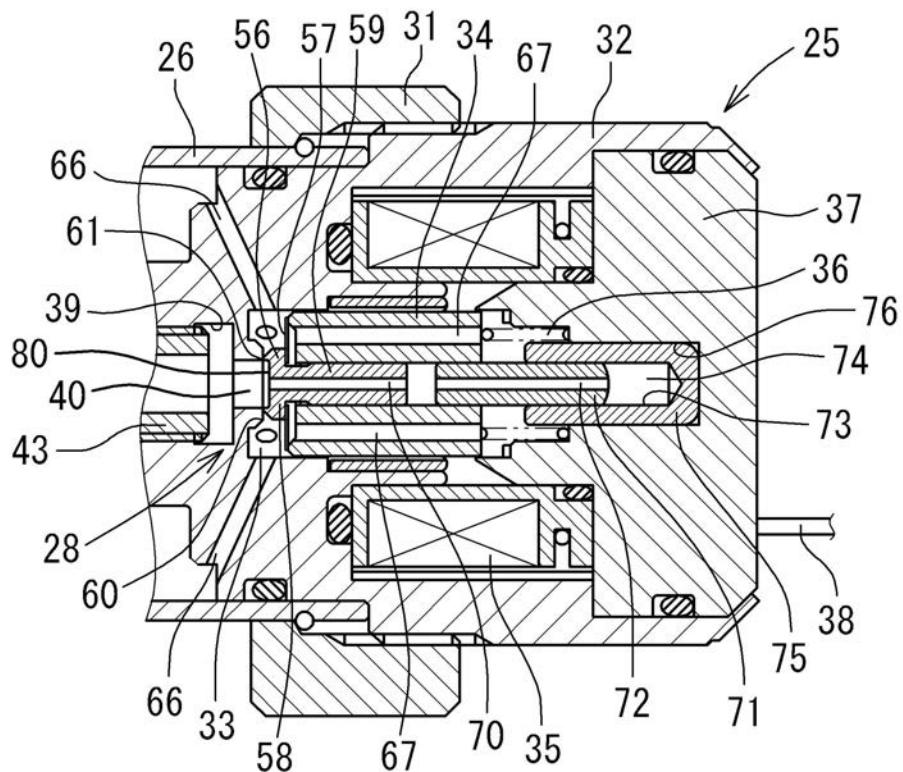
【図5】



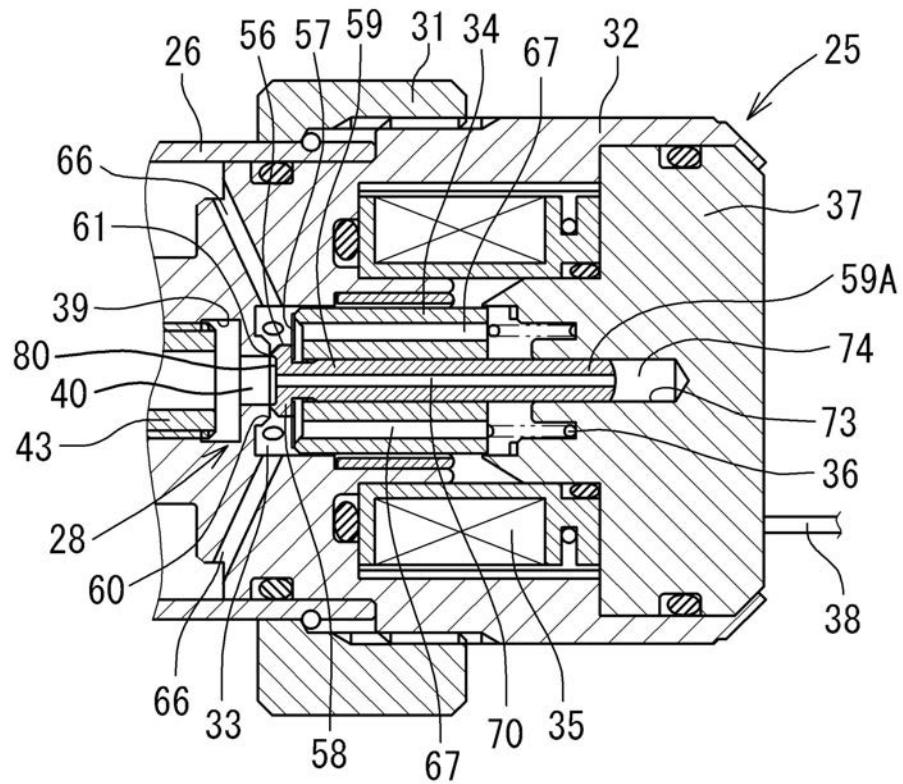
【図6】



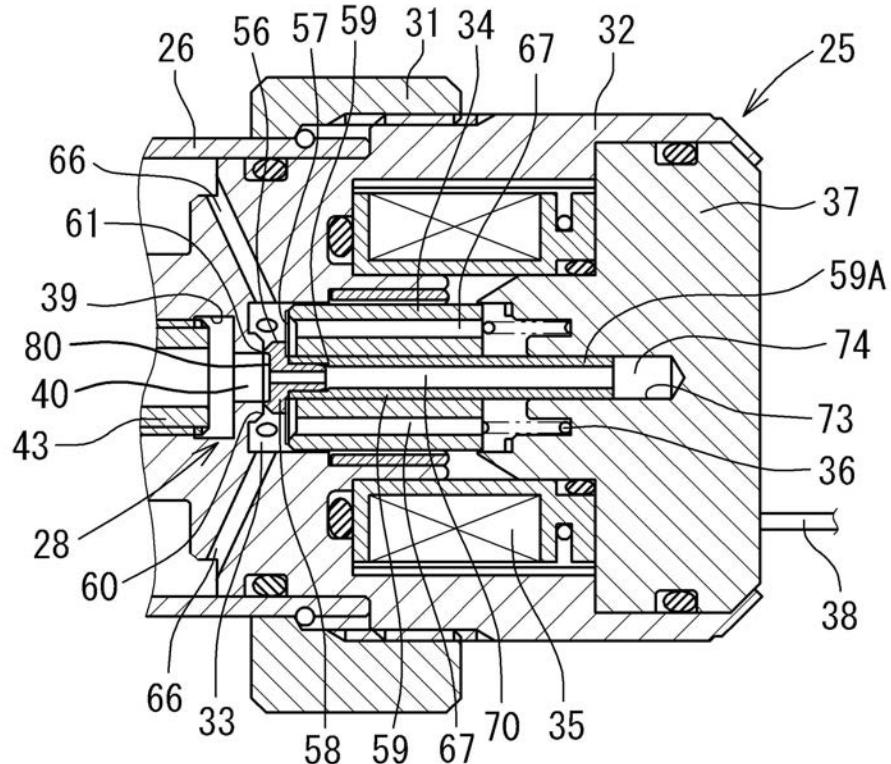
【図7】



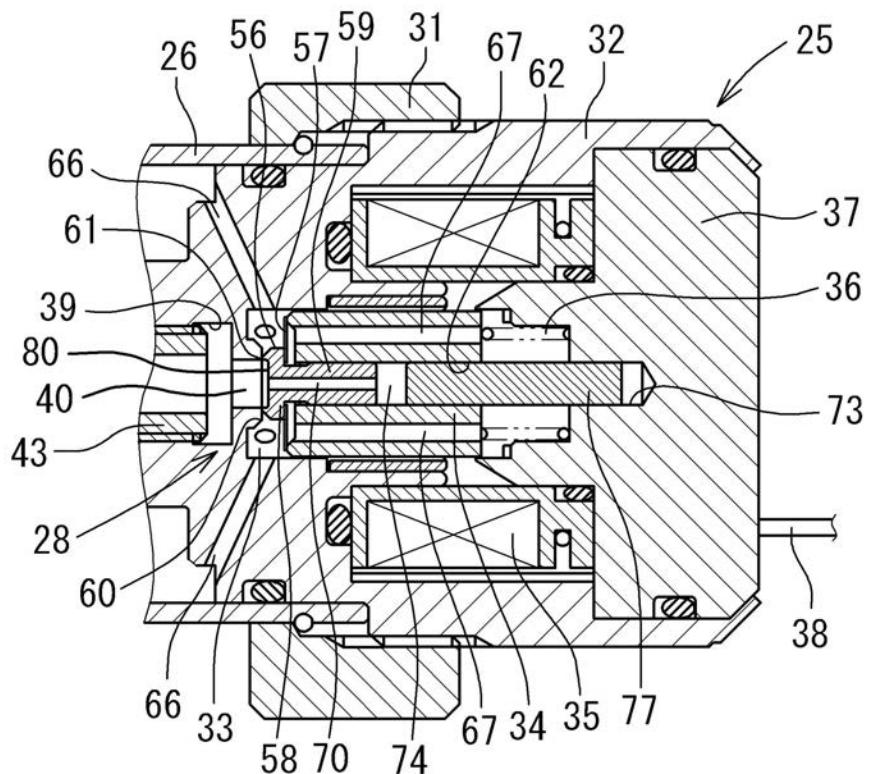
【図8】



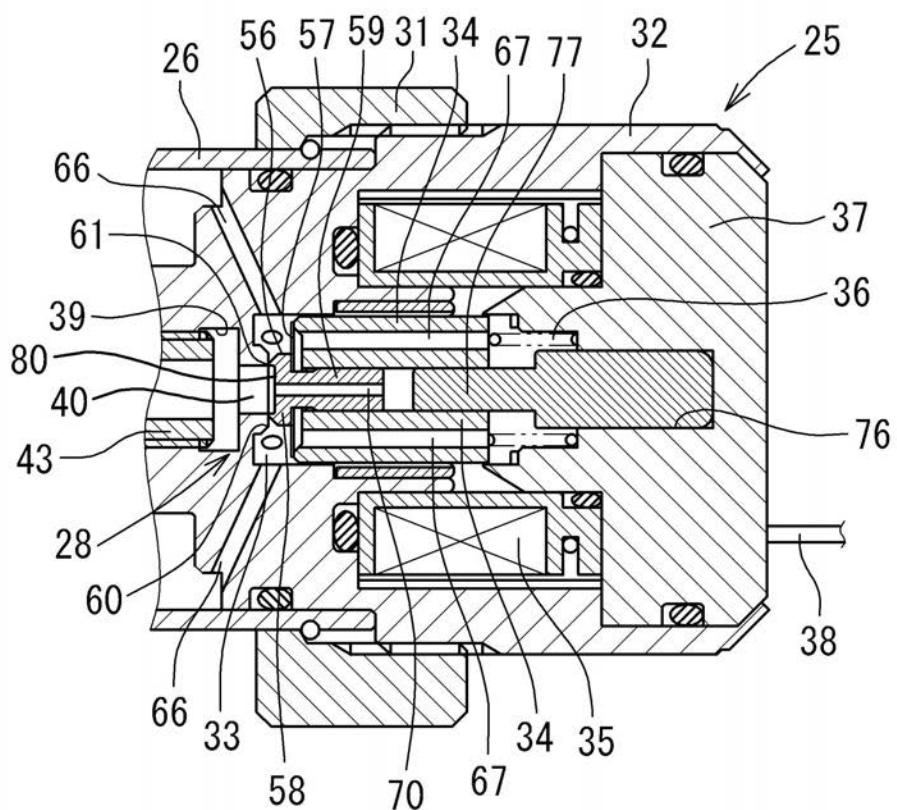
【図9】



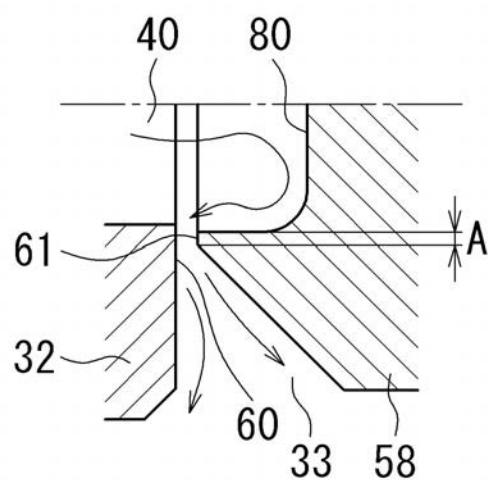
【図10】



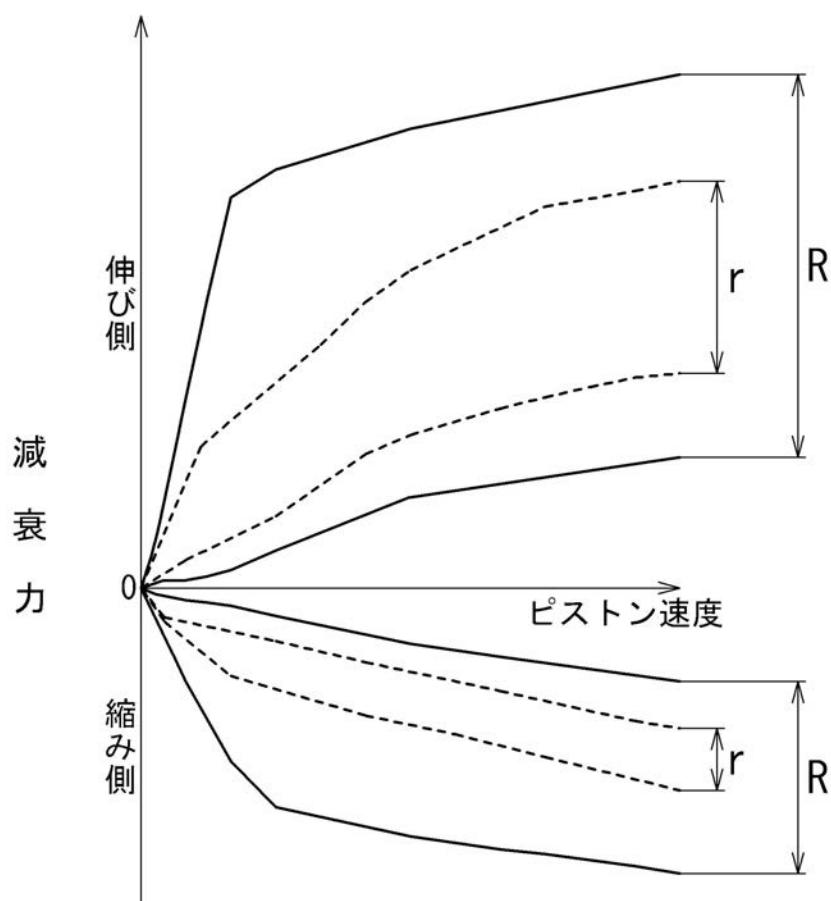
【図11】



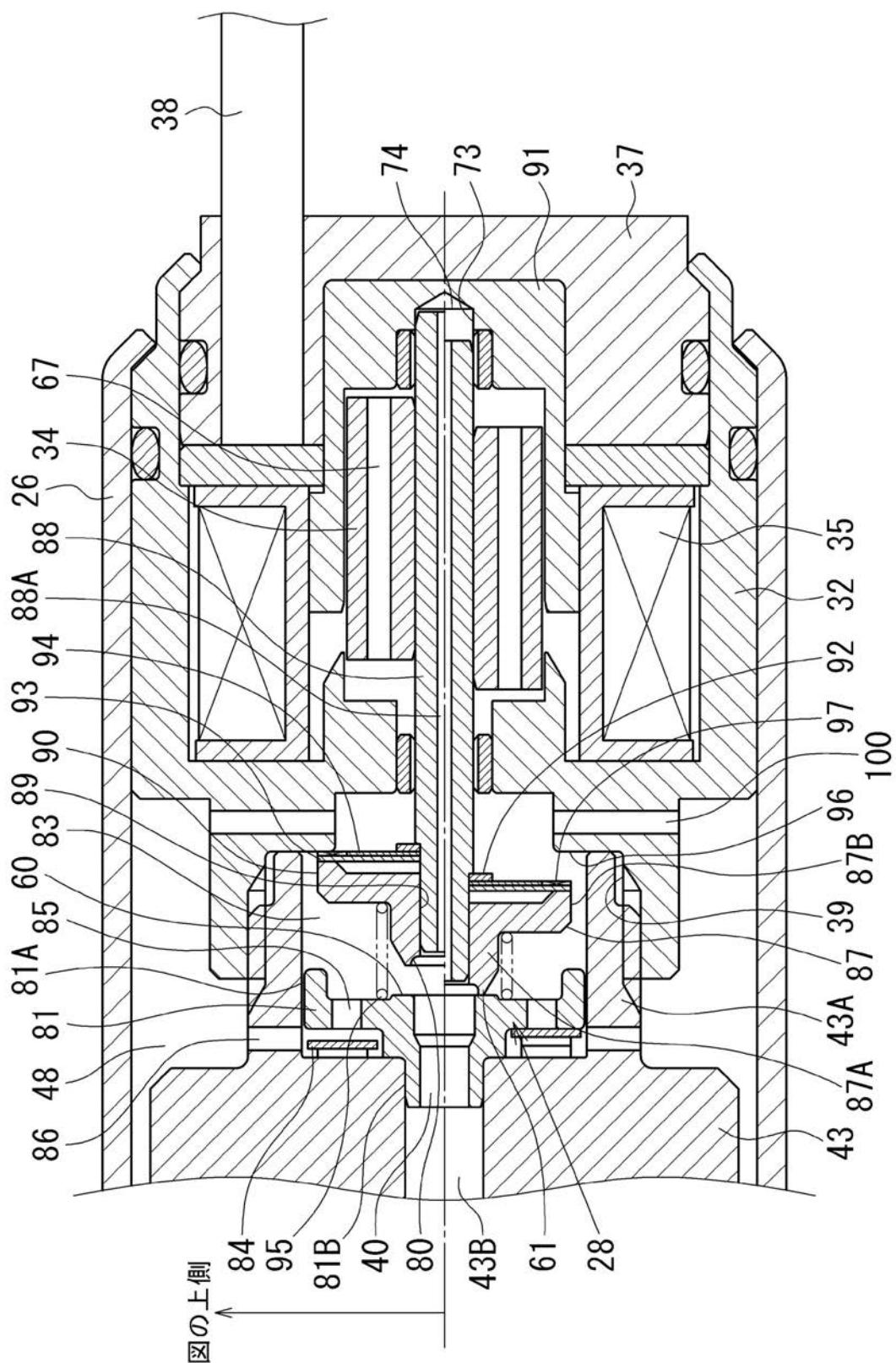
【図12】



【図13】



【図14】



フロントページの続き

(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

(72)発明者 矢部 博行

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

(72)発明者 片山 茂郎

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

審査官 柳楽 隆昌

(56)参考文献 特開2003-194133(JP,A)

特開2005-308178(JP,A)

特開平07-259918(JP,A)

特開2000-081072(JP,A)

特開平11-287281(JP,A)

特開2003-184936(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16F9/00 - 9/54