

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6378027号
(P6378027)

(45) 発行日 平成30年8月22日(2018.8.22)

(24) 登録日 平成30年8月3日(2018.8.3)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 F 9/34 (2006.01) F 1 6 F 9/34
F 1 6 F 9/508 (2006.01) F 1 6 F 9/508

請求項の数 11 (全 32 頁)

(21) 出願番号 特願2014-202118 (P2014-202118)
 (22) 出願日 平成26年9月30日(2014.9.30)
 (65) 公開番号 特開2016-70430 (P2016-70430A)
 (43) 公開日 平成28年5月9日(2016.5.9)
 審査請求日 平成29年8月14日(2017.8.14)

(73) 特許権者 000146010
 株式会社ショーワ
 埼玉県行田市藤原町1丁目14番地1
 (74) 代理人 110001092
 特許業務法人サクラ国際特許事務所
 (72) 発明者 村上 陽亮
 静岡県袋井市松原2601番地 株式会社
 ショーワ 浅羽工場内
 (72) 発明者 三輪 和宏
 静岡県袋井市松原2601番地 株式会社
 ショーワ 浅羽工場内
 審査官 保田 亨介

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 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、
 該ピストンに連結されて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する弁機構とを
 備えた緩衝器において、

前記弁機構は、
 付勢手段によって流体の流れる流路の開弁方向に付勢される弁体と、
 前記弁体が着座することにより前記流路が閉じられる弁座と、
 ソレノイドの推力によって前記弁体を閉弁方向に移動させるアクチュエータと、
 前記弁体の閉弁方向に第1の弾性体によって付勢されると共に前記弁体に少なくともそ
 の一部が着座し又は離間することにより前記流路を開閉可能にするフェイルバルブとを備
 え、

流体が前記弁体の開弁方向に流れない場合には、前記フェイルバルブは前記第1の弾性
 体によって付勢されることにより前記弁体に当接して前記流路を閉じ、

流体が前記弁体の開弁方向に流れる場合には、前記フェイルバルブは流体圧により前記
 弁体から離間して前記流路を開き、

更に前記弁体が前記弁座から開弁方向に最も移動した時、前記フェイルバルブは、前記
 弁体に当接されて前記流路が閉じられ、前記弁体に該フェイルバルブの一部を支持する支

持部が生じると共に、流体が前記弁体の開弁方向に流れる場合には、前記弁体における前記支持部以外の非支持部と当接する該フェイルバルブの少なくとも一部が流体圧により前記弁体から離間して前記流路を開く

ことを特徴とする緩衝器。

【請求項 2】

前記第 1 の弾性体は、2 段階以上に弾性率が変化する合成弾性体であることを特徴とする請求項 1 記載の緩衝器。

【請求項 3】

前記フェイルバルブが第 2 の弾性体であり、
前記フェイルバルブと前記第 1 の弾性体とにより 2 段階以上に弾性率が変化する合成弾性体が形成されることを特徴とする請求項 1 又は 2 記載の緩衝器。 10

【請求項 4】

前記フェイルバルブは、ディスクバルブであることを特徴とする請求項 1 乃至 3 いずれか 1 項に記載の緩衝器。

【請求項 5】

前記フェイルバルブが複数積層され、その積層数と厚さの少なくともいずれか一方によって前記フェイルバルブの合成弾性率が調整されることを特徴とする請求項 4 記載の緩衝器。

【請求項 6】

前記フェイルバルブが、形又は大きさの少なくともいずれか一方が異なる複数のディスクバルブで形成されることを特徴とする請求項 5 記載の緩衝器。 20

【請求項 7】

前記フェイルバルブ、前記弁体、前記フェイルバルブと前記弁体との隙間又は前記弁座の少なくとも何れか一つにオリフィスが形成されていることを特徴とする請求項 1 乃至 6 いずれか 1 項に記載の緩衝器。

【請求項 8】

前記付勢手段は、第 3 の弾性体及び流体圧であることを特徴とする請求項 1 乃至 7 いずれか 1 項に記載の緩衝器。

【請求項 9】

前記支持部と前記非支持部とが、同一部品で一体に形成されていることを特徴とする請求項 1 乃至 8 のいずれか 1 項に記載の緩衝器。 30

【請求項 10】

前記支持部と前記非支持部とが、同一平面上に形成されていることを特徴とする請求項 1 乃至 9 のいずれか 1 項に記載の緩衝器。

【請求項 11】

前記シリンダ内の前記ピストンの摺動による流体の流れを、その開閉により制御して減衰力を発生させるメインバルブと、

前記メインバルブに対して閉弁方向に内圧を作用させるパイロット室と、

該パイロット室に流体を導入する導入通路と、

前記パイロット室と前記メインバルブの下流側とを連通するパイロット流路とを更に備え、 40

前記弁機構は、前記パイロット流路上に設けられると共に前記パイロット室及び前記パイロット流路の内圧を制御する

ことを特徴とする請求項 1 乃至 10 いずれか 1 項に記載の緩衝器。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明の実施の形態は、シリンダ内のピストンの摺動による作動流体の流れを制御して減衰力を発生させる減衰力発生装置を備える緩衝器に関する。

【背景技術】

【 0 0 0 2 】

例えば、自動二輪車の後輪を車体に対して懸架するリアクッションとして使用される緩衝器には、作動流体であるオイル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、該ピストンに連結されてシリンダの外部へ延出されたピストンロッドとを備え、シリンダ内のピストンの摺動によるオイルの流れを制御して減衰力を発生させる減衰力発生装置を備えた緩衝器がある。

【 0 0 0 3 】

かかる緩衝器において、減衰力を調整するための制御弁としては、例えば、スプリング等の付勢手段によって開弁方向に付勢された弁体と、該弁体が着座する弁座と、ソレノイドの推力によって弁体を閉弁方向に移動させて弁座に着座させるアクチュエータを備えた構成のものが知られている。

10

【 0 0 0 4 】

上記の構成の制御弁を備えた緩衝器においては、アクチュエータであるソレノイドに供給される電流を制御して該ソレノイドの推力により弁体を弁座に着座させる閉弁方向への荷重を調整し、弁体の開度を制御して油圧を調整することによって、減衰力を調整する。

【 0 0 0 5 】

上記構成の緩衝器において、何らかの原因でソレノイドが故障し、ソレノイドへの通電が遮断されて該ソレノイドが推力を発生しないフェイル時には、制御弁の弁体が付勢手段の付勢力によって移動して弁体が全開状態となるため、調整されていた部分の油圧が低下し、減衰力が急減して、車両の操縦安定性が害される等の問題が発生する。

20

【 0 0 0 6 】

そこで、特許文献 1 には、図 2 3 に示すような緩衝器が提案されている。尚、図 2 3 は特許文献 1 において提案された緩衝器の要部断面図であって、(a) は通常時の状態を示し、(b) はフェイル時の状態を示す。

【 0 0 0 7 】

特許文献 1 において提案された緩衝器においては、シリンダ内のピストンの摺動によって生じるオイルの流れを制御して減衰力を発生させるメインバルブの背圧を制御するための制御弁を構成する弁体 1 7 0 は、付勢手段であるバルブスプリング 1 7 3 によって開弁側(図 2 3 の右方)に付勢されており、該弁体 1 7 0 の後端面(図 2 3 の右端面)には環状のシートディスク 1 9 0 が当接して固定されている。そして、弁体 1 7 0 の下流側には円環シート状のフェイルバルブ 1 7 5 が配置されており、該フェイルバルブ 1 7 5 は、その外周部がパイロットバルブ部材 1 4 8 と保持部材 1 4 9 によってクランプされて固定されている。

30

【 0 0 0 8 】

又、弁体 1 7 0 は、アクチュエータである不図示のソレノイドが発生する推力によって軸方向(図 2 3 の左右方向)に移動する作動ロッド 1 6 7 の先端に取り付けられている。ソレノイドが正常に動作する通常時には、弁体 1 7 0 は、ソレノイドの推力によって移動して図 2 3 (a) に示すようにパイロットバルブ部材 1 4 8 のポート 1 7 1 の周縁に離間し又は着座することにより該ポート 1 7 1 を開閉している。尚、この通常時には、弁体 1 7 0 とこれに当接されたシートディスク 1 9 0 は、フェイルバルブ 1 7 5 から離間しているためにパイロット流路 1 5 0 は常開状態にある。

40

【 0 0 0 9 】

ソレノイドが正常に動作する通常時において、ソレノイドへの供給電流を制御して弁体 1 7 0 の開弁圧力を調整することによって不図示のパイロット室の内圧(メインバルブの背圧)を調整し、これによって不図示のメインバルブの開度を制御して減衰力を調整することができる。

【 0 0 1 0 】

コイルの断線等によってソレノイドが正常に動作しないフェイル時には、ソレノイドは推力を発生しないために弁体 1 7 0 とこれに当接するシートディスク 1 9 0 がバルブスプリング 1 7 3 の付勢力によって図 2 3 (b) に示すように開弁方向(図 2 3 の右方)に移

50

動し、シートディスク 190 の外周部がフェイルバルブ 175 の内周部に当接してパイロット流路を閉じる。そして、この状態においてパイロット室の内圧が所定値に達すると、フェイルバルブ 175 が図 23 (b) に点線にて示すように外周部を中心として撓んで流体を流すため、この流体の流動抵抗によってパイロット室の内圧の急減が防がれ、これによってメインバルブの開度の急増による減衰力の急低下が防がれる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0011】

【特許文献 1】特開 2011 - 075060 号公報

【発明の概要】

10

【発明が解決しようとする課題】

【0012】

特許文献 1 において提案された減衰力調整式緩衝器によれば、ソレノイドが正常に動作しないフェイル時における減衰力の急変を防ぐフェイル機能を果たすことができるが、ソレノイドが正常に動作する通常時には、図 23 (a) に示すようにパイロット流路 150 が常開状態となって、フェイルバルブ 175 はチェック弁機能を果たさないため、パイロット流路 150 を流体が逆流する可能性がある。また、フェイル時における弁体 170 の停止位置とフェイルバルブ 175 の設置位置の誤差などにより、フェイルバルブ 175 の減衰力にばらつきが生じる可能性もある。

【0013】

20

本発明は、フェイル機能を実現するための新たな構成を提案するものであって、フェイルセーフ機能とチェック弁機能を兼備し、かつフェイル時における減衰力の安定化を図ることのできる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】

【0014】

実施形態の緩衝器は、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、該ピストンに連結されて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する弁機構とを備えた緩衝器において、前記弁機構は、付勢手段によって流体の流れる流路の開弁方向に付勢される弁体と、前記弁体が着座することにより前記流路が閉じられる弁座と、ソレノイドの推力によって前記弁体を閉弁方向に移動させるアクチュエータと、前記弁体の閉弁方向に第 1 の弾性体によって付勢されると共に前記弁体に少なくともその一部が着座し又は離間することにより前記流路を開閉可能にするフェイルバルブとを備え、流体が前記弁体の開弁方向に流れない場合には、前記フェイルバルブは前記第 1 の弾性体によって付勢されることにより前記弁体に当接して前記流路を閉じ、流体が前記弁体の開弁方向に流れる場合には、前記フェイルバルブは流体圧により前記弁体から離間して前記流路を開き、更に前記弁体が前記弁座から開弁方向に最も移動した時、前記フェイルバルブは、前記弁体に当接されて前記流路が閉じられ、前記弁体に該フェイルバルブの一部を支持する支持部が生じると共に、流体が前記弁体の開弁方向に流れる場合には、前記弁体における前記支持部以外の非支持部と当接する該フェイルバルブの少なくとも一部が流体圧により前記弁体から離間して前記流路を開くことを特徴とする。

30

40

【発明の効果】

【0015】

本発明によれば、フェイルセーフ機能とチェック弁機能を兼備し、かつフェイル時における減衰力の安定化を図ることのできる緩衝器を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【0016】

【図 1】第 1 実施形態の緩衝器の縦断面図である。

【図 2】図 1 の A - A 線断面図である。

【図 3】図 2 の Y 部拡大詳細図である。

50

【図4】第1実施形態の緩衝器の減衰力発生装置の概略構成を示す模式図である。

【図5】第1実施形態の緩衝器の油圧回路図である。

【図6】第1実施形態の緩衝器の減衰力発生装置における圧側行程時のオイルの流れを示す図2のY部拡大詳細図である。

【図7】第1実施形態の緩衝器の減衰力発生装置における伸側行程時のオイルの流れを示す図2のY部拡大詳細図である。

【図8】フェイル時のフェイルバルブの状態を示す要部拡大詳細図である。

【図9】ピストン速度に対する圧側減衰力及び伸側減衰力の変化をコイルへの供給電流をパラメータとして示す図である。

【図10】フェイルバルブを付勢するバネとフェイルバルブの弾性率の関係を示す図である。

10

【図11】フェイルバルブを付勢するバネとフェイルバルブの弾性率の他の例を示す図である。

【図12】フェイルバルブの他の構成例を示す図である。

【図13】フェイルバルブの他の構成例を示す図である。

【図14】フェイルバルブにオリフィスを設けた構成例を示す図である。

【図15】弁体にオリフィスを設けた構成例を示す図である。

【図16】フェイルバルブと弁体との間にオリフィスを設けた構成例を示す図である。

【図17】弁座にオリフィスを設けた構成例を示す図である。

【図18】フェイルバルブの他の構成例を示す図である。

20

【図19】フェイルバルブの他の構成例を示す図である。

【図20】第2実施形態の緩衝器の油圧回路図である。

【図21】第3実施形態の緩衝器の油圧回路図である。

【図22】第4実施形態の緩衝器の油圧回路図である。

【図23】従来の油圧緩衝器要部の縦断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0017】

以下に本発明の実施の形態を、図面を参照して説明する。

【0018】

[緩衝器の構造]

30

図1は、第1実施形態の緩衝器1の縦断面図、図2は、図1のA-A断面図、図3は、図2のY部拡大詳細図である。

【0019】

第1実施形態の緩衝器1は、自動二輪車の後輪を車体に対して懸架する倒立型のリアクッションである。緩衝器1は、図1に示すように、車体側に取り付けられたシリンダ2の内部に車軸側に取り付けられたピストンロッド3の一部を下方から挿入し、シリンダ2とピストンロッド3との間に不図示の懸架スプリングを介装して構成されている。

【0020】

シリンダ2は、同心状の二重管を成す内筒2aと外筒2bによって構成されている。シリンダ2の上端部には、ダンパケース部4が取り付けられている。このダンパケース部4には、後述するリザーバ30と減衰力発生装置40が設けられている。ダンパケース部4の一部は、車体側取付部24を構成している。この車体側取付部24には、円筒状のラバースプリング5が横方向(図1の左右方向)に挿通して保持されている。ラバースプリング5の内側には、略円筒状のカラー6が横方向に挿通して保持されている。そして、シリンダ2の上端部は、車体側取付部24に挿通して保持されたカラー6に挿通する軸によって自動二輪車の車体に取り付けられる。

40

【0021】

ピストンロッド3の下端部には、車軸側取付部材7が螺着されている。更に、車軸側取付部材7は、ロックナット8によって強固に結着されている。ピストンロッド3の下端部は、車軸側取付部材7に横方向(図1の左右方向)に挿通して保持された円筒状のカラー

50

9に挿通する軸を介して自動二輪車の後輪支持部材に取り付けられている。なお、ピストンロッド3の下端部の車軸側取付部材7の直上には、最圧縮状態における緩衝器1の底付きを防ぐためのバンブラバー10がピストンロッド3に挿通して固定されている。

【0022】

シリンダ2の内筒2a内に臨む、ピストンロッド3の上端部には、ピストン11がナット12によって結着されている。ピストン11は、その外周に保持されたピストンリング13を介して内筒2aの内周を上下方向に摺動可能に嵌合されている。

【0023】

シリンダ2の内筒2a内の空間は、ピストン11によって上側のピストン側油室S1と下側のロッド側油室S2とに区画されている。これらのピストン側油室S1とロッド側油室S2には、作動流体であるオイルが充填されている。

10

【0024】

また、図1に示すように、シリンダ2の外筒2bの下面開口部のピストンロッド3が挿通する部分には、キャップ14が取り付けられている。外筒2bの下端部の内周には、中心をピストンロッド3が上下方向に摺動可能に貫通するロッドガイド15が嵌着されている。そして、ロッドガイド15の上端開口部の内周には、リバウンドラバー16が嵌着されている。ロッドガイド15の中間部の内周には、オイルシール17が嵌着され、下端部の外周には、ダストシール18が嵌着されている。なお、シリンダ2からのオイルの漏出は、オイルシール17のシール作用によって防止され、ダストのシリンダ2内への侵入は、ダストシール18のシール作用によって防止される。

20

【0025】

ダンパケース部4には、図1に示すように、シリンダ2の内筒2a内に形成されたピストン側油室S1に開口する油孔19が形成されている。ピストン側油室S1は、油孔19を介して後述する減衰力発生装置40の第1油室S3(図2参照)に連通している。また、シリンダ2の内筒2aと外筒2bとの間には、円筒状の流路20が形成されている。この流路20の一端(下端)は、内筒2aの下端部に形成された複数の油孔21を介してロッド側油室S2に連通している。一方、流路20の他端(上端)は、外筒2bの上端に形成された複数の油孔22、及びダンパケース部4と外筒2bとの間に形成された流路23を介して、後述する減衰力発生装置40の第2油室S4(図2参照)に連通している。

【0026】

第1実施形態の緩衝器1においては、シリンダ2の上端に被着されたダンパケース部4は、図2に示すように、ダンパケース25とダンパケース26とを備え、シリンダ2の外部に設けられる。また、ダンパケース25側の内部に設けられたリザーバ30と、ダンパケース26側の内部に設けられた減衰力発生装置40とが並設されている。図2において、ダンパケース25とダンパケース26は、一体として構成されているが、これに限定されることなく分離されていてもよい。

30

【0027】

リザーバ30は、図2に示すように、ダンパケース25の有底筒状の凹部25aと、その開口部に被着されたチャンバキャップ31とによって画成される空間内に、袋状のブラダ32を備えている。ここで、ブラダ32は、ゴム等の弾性体によって袋状に成形され、膨張及び収縮が可能な部材である。ブラダ32の開口部の内周縁は、チャンバキャップ31の外周に嵌着され、ダンパケース25の開口部の内周との間に挟持されている。なお、ブラダ32の内部には、エア等のガスが充填されている。そして、リザーバ30のブラダ32の外部の空間は、リザーバ油室S5を構成している。そのリザーバ油室S5の内部には、作動流体であるオイルが充填される。

40

【0028】

次に、減衰力発生装置40の構成の詳細を図2及び図3を参照して説明する。

【0029】

減衰力発生装置40は、図2に示すように、有底筒状のダンパケース26と、このダンパケース26の端部開口部の内周に一端側が嵌着されたケース51とを備える。そして、

50

ダンパケース 26 の凹部 26 a の一端側から他端側に向かって、バルブストッパ 41、圧側出口チェック弁 42、弁座部材 43、伸側入口チェック弁 44、圧側入口チェック弁 45、メインバルブ部材 46、伸側出口チェック弁 47、バルブストッパ 48、弁座部材 49 を軸方向に順次収容するとともに、これらの構成部材の中央に、ロッド 52 及び通路部材 54 を備える。更に、減衰力発生装置 40 は、弁座部材 49 に隣接してケース 51 内に、アクチュエータであるソレノイド部 50 を備える。上記した構成を備える減衰力発生装置 40 において、減衰力を発生するバルブ部 40 a 及びこのバルブ部 40 a が発生する減衰力を調整する背圧調整部 40 b が構成される。

【0030】

まず、バルブ部 40 a について説明する。

10

【0031】

バルブ部 40 a は、図 2 に示す軸方向の一端側から順に、圧側出口チェック弁 42 と、弁座部材 43 と、伸側入口チェック弁 44 と、第 1 の圧力室 P S 1 と、圧側入口チェック弁 45 と、メインバルブ 55 と、メインバルブ部材 46 と、ディスタンスカラー 53 と、伸側出口チェック弁 47 と、第 2 の圧力室 P S 2 とを備える。

【0032】

バルブストッパ 41、圧側出口チェック弁 42 及び弁座部材 43 の軸中心部には、ロッド 52 が貫通している。ダンパケース 26 の凹部 26 a 内の一端側の端部には、弁座部材 43 によって区画された第 2 油室 S 4 が形成されている。この第 2 油室 S 4 は、前述したように、流路 23、油孔 22、流路 20 及び油孔 21 (図 1 参照) を介してロッド側油室 S 2 (図 1 参照) に連通している。

20

【0033】

弁座部材 43 には、他端側が開口する凹状の空間 43 a が形成されている。また、弁座部材 43 には、軸方向に貫通する複数の油孔 43 b と、空間 43 a に開口する斜めの複数の油孔 43 c と、空間 43 a に開口する径方向の複数の油孔 43 d とが形成されている。ここで、油孔 43 b は、伸側入口チェック弁 44 によって選択的に開閉され、油孔 43 c は、圧側出口チェック弁 42 によって選択的に開閉される。この圧側出口チェック弁 42 は、ディスクバルブを複数積み重ねることによって形成されている。また、油孔 43 d は、ダンパケース 26 の凹部 26 a 内で、弁座部材 43、メインバルブ部材 46、及び弁座部材 43 とメインバルブ部材 46 との間に嵌着された円筒状のディスタンスカラー 53 によって区画される円環状の油室 S に開口している。この油室 S は、ダンパケース 26 に形成された連通路 26 b を介して、リザーバ 30 のリザーバ油室 S 5 に連通している。

30

【0034】

メインバルブ部材 46 の内部には、図 3 に示すように、大小異径の凹部 46 a, 46 b が形成されている。これらの凹部 46 a, 46 b には、大小異径の円柱状の通路部材 54 が収容されている。そして、通路部材 54 の大径部 54 a の外周には、他端が外周側に突出した略円筒状のメインバルブ 55 が軸方向に摺動可能に嵌装されている。

【0035】

メインバルブ 55 の他端の外周は、メインバルブ部材 46 の大径側の凹部 46 a の内周に摺動可能に嵌合されている。ここで、メインバルブ 55 の外周とメインバルブ部材 46 の大径側の凹部 46 a の内周との間には、円環状の流路 56 が形成されている。このメインバルブ 55 は、シリンダ 2 内のピストン 11 の摺動によるオイルの流れを、その開閉により制御して減衰力を発生させている。また、メインバルブ 55 は、実施の形態の緩衝器 1 では、略筒状をしている。このメインバルブ 55 は、弁座部材 43 に対して軸方向の他端側へ離間し又は弁座部材 43 に対して軸方向の一端側が着座することによりメインバルブ 55 と弁座部材 43 との隙間を開閉し、隙間 59 から隙間 80 へのオイルの流通を可能にしている。このため、メインバルブ 55 は、軸方向の他端側に開くことが可能なようにメインバルブ部材 46 の凹部 46 a に摺動される他端側のガイド面 55 b の外径よりも、一端側の着座部 55 c の外径が内側にある必要がある。すなわち、メインバルブ 55 は、軸方向の他端側の外径よりも軸方向の一端側の外径が内側にあることになる。これにより

40

50

下面 5 5 d が、第 1 の圧力室 P S 1 である隙間 5 9 の油圧に対する受圧面積の一部となり、メインバルブ 5 5 は、軸方向の他端側へ開弁圧を受けることになる。

【 0 0 3 6 】

メインバルブ部材 4 6 には、軸方向に貫通する油孔 4 6 c と、斜めの油孔 4 6 d が形成されている。通路部材 5 4 の大径部 5 4 a には、軸方向に貫通する油孔 5 4 c が形成されており、通路部材 5 4 の小径部 5 4 b には、軸方向に延びる油孔 5 4 d が形成されている。そして、通路部材 5 4 の大径部 5 4 a には、油孔 5 4 d から径方向外方に向かって延び、後述するパイロット室 5 7 に開口する油孔 5 4 e が形成されている。

【 0 0 3 7 】

ダンパケース 2 6 の凹部 2 6 a 内の軸方向の中間部には、メインバルブ部材 4 6、バルブストッパ 4 8 及び弁座部材 4 9 によって区画された環状の第 1 油室 S 3 が形成されている。

10

【 0 0 3 8 】

前述したように、ディスタンスカラー 5 3 と、弁座部材 4 3 と、メインバルブ部材 4 6 と、メインバルブ 5 5 とで囲まれた空間に隙間 5 9 が形成されている。この隙間 5 9 には伸側入口チェック弁 4 4 と圧側入口チェック弁 4 5 が設けられている。これらの伸側入口チェック弁 4 4 と圧側入口チェック弁 4 5 は、これらの間に介装された板バネ 6 0 によって弁座部材 4 3 の油孔 4 3 b とメインバルブ部材 4 6 の油孔 4 6 c をそれぞれ閉じる方向に付勢されている。なお、弁座部材 4 3 の油孔 4 3 b は、第 2 油室 S 4 に常時開口しており、メインバルブ部材 4 6 の油孔 4 6 c は、第 1 油室 S 3 に常時開口している。

20

【 0 0 3 9 】

メインバルブ部材 4 6 に斜めに形成された油孔 4 6 d は、通路部材 5 4 の油孔 5 4 c に連通しており、伸側出口チェック弁 4 7 によって選択的に開閉される。

【 0 0 4 0 】

通路部材 5 4 の小径部 5 4 b の外周側には、メインバルブ部材 4 6 と、伸側出口チェック弁 4 7 と、バルブストッパ 4 8 との間に形成される流路 6 1 が軸方向に延びている。そして、この流路 6 1 は、バルブストッパ 4 8 と弁座部材 4 9 との間に形成された階段状の流路 6 2 に連通している。

【 0 0 4 1 】

ここで、第 1 の圧力室 P S 1 は、図 3 に示すように、隙間 5 9 及び流路 5 6 によって形成される。一方で、第 2 の圧力室 P S 2 は、弁座部材 4 3、通路部材 5 4、メインバルブ 5 5 及びロッド 5 2 で形成される隙間 8 0 と、油孔 4 3 c と、空間 4 3 a と、油孔 5 4 c と、流路 6 1 と、油孔 4 6 d と、流路 6 2 と、油孔 4 9 c と、空間 7 4 と、油孔 7 7 a と、空間 7 2 とを備える。この第 1 の圧力室 P S 1 と第 2 の圧力室 P S 2 は、メインバルブ 5 5 を境界に隔てられている。また、圧側入口チェック弁 4 5 及び伸側入口チェック弁 4 4 は、第 1 の圧力室 P S 1 へのオイルの流入のみを許容している。また、圧側出口チェック弁 4 2 及び伸側出口チェック弁 4 7 は、第 2 の圧力室 P S 2 からのオイルの流出のみを許容している。そして、第 1 の圧力室 P S 1 と第 2 の圧力室 P S 2 とが略二重環状に形成されている。実施の形態の緩衝器 1 では、第 1 の圧力室 P S 1 が外環側であり、第 2 の圧力室 P S 2 が内環側である。しかし、これに限定されることなく、第 1 の圧力室 P S 1 と第 2 の圧力室 P S 2 とが略二重環状である構造は、第 1 の圧力室 P S 1 が内環側であり、第 2 の圧力室 P S 2 が外環側であってもよい。なお、油孔 4 9 c、空間 7 4、油孔 7 7 a 及び空間 7 2 については、後に詳しく説明する。

30

40

【 0 0 4 2 】

次に、背圧調整部 4 0 b について説明する。

【 0 0 4 3 】

背圧調整部 4 0 b は、メインバルブ 5 5 の油孔 5 5 a と、パイロット室 5 7 と、板バネ 5 8 と、通路部材 5 4 と、バルブストッパ 4 8 と、弁座部材 4 9 の油孔 7 1 と、減衰力調整部 7 0 とを備える。

【 0 0 4 4 】

50

油孔 5 5 a は、メインバルブ 5 5 に形成され、メインバルブ 5 5 の外周に形成された流路 5 6 とパイロット室 5 7 とを連通させる。パイロット室 5 7 は、円環状の形状を有し、メインバルブ部材 4 6 の大径側の凹部 4 6 a 内におけるメインバルブ 5 5 の背面側（図 3 の他端側）において、メインバルブ 5 5 と通路部材 5 4 の大径部 5 4 a とによって区画されることで形成される。板バネ 5 8 は、パイロット室 5 7 に収容されるとともに、メインバルブ 5 5 を閉弁側（メインバルブ 5 5 の一端側の着座部 5 5 c が弁座部材 4 3 の端面に着座する側）に付勢している。このパイロット室 5 7 は、第 1 の圧力室 P S 1 から分岐されるオイルの圧力によってメインバルブ 5 5 に対して閉弁方向の内圧を作用させる。

【 0 0 4 5 】

通路部材 5 4 の小径部 5 4 b は、メインバルブ部材 4 6 、伸側出口チェック弁 4 7 及びバルブストッパ 4 8 の各軸中心部を貫通して弁座部材 4 9 の凹部 4 9 a に嵌合している。なお、この通路部材 5 4 の小径部 5 4 b の外周側には、前述したように流路 6 1 が形成されている。

【 0 0 4 6 】

減衰力調整部 7 0 は、図 2 及び図 3 に示すように、弁座部材 4 9 と、バネ 7 3 と、弁体 7 7 と、フェイルバルブ 7 5 と、バネ 7 6 と、ソレノイド部 5 0 とを備えた弁機構から構成されている。ここで、弁体 7 7 とフェイルバルブ 7 5 とは、減衰力調整弁として機能する。例えば、弁座部材 4 9 に弁体 7 7 が着座しているときには、弁体 7 7 が減衰力調整弁として機能する。例えば、弁体 7 7 が、弁座部材 4 9 から離間された状態のときには、弁体 7 7 及びフェイルバルブ 7 5 が減衰力調整弁として機能する。この場合、主として弁体 7 7 で減衰力が調整されている。例えば、弁体 7 7 が弁座部材 4 9 から離間され、弁体 7 7 の他端側が最も開弁方向に移動したときには、フェイルバルブ 7 5 が減衰力調整弁として機能する。いずれにしても、この弁体 7 7 とフェイルバルブ 7 5 とを備える減衰力調整弁は、後述するパイロット流路上に設けられるとともにパイロット室 5 7 の内圧を調整している。

【 0 0 4 7 】

減衰力調整部 7 0 に備えられるソレノイド部 5 0 は、コア 6 3 と、作動ロッド 6 7 と、プランジャ 6 6 と、コイル 6 5 と、コア 6 4 とを備える。

【 0 0 4 8 】

ソレノイド部 5 0 は、円筒状のケース 5 1 の内部に、有底円筒状の 2 つのコア 6 3 , 6 4 、環状のコイル 6 5 、コア 6 3 , 6 4 の内部に収容されたプランジャ 6 6 、プランジャ 6 6 の軸中心部を貫通する中空の作動ロッド 6 7 等を収容して構成されている。作動ロッド 6 7 は、その軸方向の両端部が円筒状のガイドブッシュ 6 8 , 6 9 によって軸方向に移動可能に支持されている。そして、弁座部材 4 9 の凹部 4 9 b 内に臨む、作動ロッド 6 7 の一端側の外周には、弁体 7 7 が結着されている。

【 0 0 4 9 】

弁体 7 7 は、図 3 に示すように、弁座部材 4 9 の凹部 4 9 b の内周に軸方向に移動可能に嵌合している。弁座部材 4 9 の軸中心部に形成された油孔 7 1 のテーパ状の弁座 7 1 a に弁体 7 7 が選択的に着座することによって、油孔 7 1 を開閉する。ここで、弁座部材 4 9 の凹部 4 9 b には、弁体 7 7 によって区画される空間 7 2 が形成される。この空間 7 2 には、弁体 7 7 を開弁方向（図 3 の他端側）に付勢するバネ 7 3 （第 3 の弾性体に相当）が収容されている。ここで、弁座部材 4 9 に形成された空間 7 2 は、弁座部材 4 9 の油孔 7 1 、通路部材 5 4 の油孔 5 4 d , 5 4 e を介してパイロット室 5 7 に連通する。また、弁体 7 7 には、油孔 7 7 a が貫設されている。この油孔 7 7 a は、空間 7 2 に常時開口している。

【 0 0 5 0 】

ソレノイド部 5 0 のコア 6 3 の一端側の端面には、弁座部材 4 9 との間に段階的な凹状の空間 7 4 が形成されている。この空間 7 4 には、弁体 7 7 の油孔 7 7 a を選択的に開閉するフェイルバルブ 7 5 が設けられている。このフェイルバルブ 7 5 は、作動ロッド 6 7 の外周に軸方向に摺動可能に保持されており、空間 7 4 内に収容されたバネ 7 6 （第 1 の

10

20

30

40

50

弾性体に相当)によって閉弁方向(図3の一端側)に付勢されている。なお、このバネ76の弾性率は、弁体77を開弁方向に付勢するバネ73の弾性率よりも小さく設定されている。

【0051】

本実施の形態において、フェイルバルブ75は、ディスクバルブから構成されている。そして、フェイルバルブ75のディスクバルブとしての弾性率は、フェイルバルブ75を閉弁方向(図3の一端側)に付勢するバネ76の弾性率よりも大きく設定されている。したがって、通常時(フェイル時以外)においては、フェイルバルブ75を開弁する方向に油圧が加わると、バネ76の付勢力に抗してフェイルバルブ75が開弁側に軸方向に移動することによって、油孔77aが開かれる。また、フェイルバルブ75を開弁する方向に油圧が加わっていない状態では、バネ76によって付勢されることにより、フェイルバルブ75が弁体77の下流側(図3の他端側)の端部に当接し、油孔77aを閉じることによって、オイルが逆流することを防止する。つまり、フェイルバルブ75は、通常時はチェック弁の機能を果たすようになっている。

10

【0052】

また、例えば、ソレノイド部50のコイル65への通電が遮断されてソレノイド部50が推力を発生しないフェイル時には、フェイル時のフェイルバルブ75の状態を示す要部の断面図である図8に示すように、弁体77を開弁方向に付勢するバネ73の弾性率が、閉弁方向に付勢するバネ76の弾性率よりも大きいことによって、弁体77が開弁方向(図8の他端側)に移動し全開状態となる。そして、バネ76が潰された状態となり、フェイルバルブ75の内周部75dは、バネ76の一端側に設けられたバネ受けシート78と弁体77の固定部77dとの間に挟持されて固定される。従って、この状態では、フェイルバルブ75によって油孔77aが閉じられるので、油圧が低下し減衰力が急減することが防止される。この状態で、フェイルバルブ75を開弁する方向に油圧が加わると、図8中に点線で示すように、フェイルバルブ75の外周部75eは支持されておらず、この支持されていない外周部75eが弁体77の支持部77d以外の部分である非支持部77eから離間するように撓むことによって、油孔77aが開きオイルが流れる。

20

【0053】

したがって、弁体77の位置とフェイルバルブ75の弁体77に対する開弁圧との関係を示す図10(a)に示すように、ディスクバルブとしてのフェイルバルブ75と、フェイルバルブ75を閉弁方向に付勢するバネ76とによって、実質的に多段階(2段階以上)に弾性率が変化する合成弾性体が形成されている。ここで、フェイルバルブ75の弾性率を k_f とし、バネ76の弾性率を k_1 とすると、第1実施形態では、 $k_1 \ll k_f$ と設定しているため、通常時には、フェイルバルブ75は、略剛体とみなすことができ、バネ76の弾性率 k_1 にてフェイルバルブ75の閉弁圧が決まり、フェイルバルブ75は、該閉弁圧に対抗する開弁圧まで油孔77aの油圧(及びバネ)が達しない場合は、チェック弁として機能する。一方、フェイル時には、ソレノイド部50の推力がなくなるため、バネ73によってバネ76が潰されてバネとして機能しないため、フェイルバルブ75自体の弾性率 k_f にてフェイルバルブとして機能するようになっている。また、弁体77の位置とフェイルバルブ75に作用する弾性率との関係を模式的に示す図10(b)中、 K_p は、弁体77を開弁方向に付勢するバネ73の弾性率を示している。この場合、 $k_1 < K_p$ となっている。

30

40

【0054】

以上のように構成された減衰力発生装置40においては、メインバルブ部材46の油孔46c、隙間59、隙間80、弁座部材43の空間43aと油孔43cは、圧側行程時のメイン油路を構成する。このメイン流路には、圧側入口チェック弁45、メインバルブ55及び圧側出口チェック弁42が設けられている。一方、弁座部材43に形成された油孔43b、隙間59、隙間80、通路部材54に形成された油孔54c、メインバルブ部材46に形成された油孔46dは、伸側行程時のメイン流路を構成している。このメイン流路には、伸側入口チェック弁44、メインバルブ55及び伸側出口チェック弁47が設け

50

られている。

【 0 0 5 5 】

そして、圧側行程時のパイロット流路 9 0 は、上流側パイロット流路 9 0 a と、下流側パイロット流路 9 0 b とを備える（図 4 参照）。上流側パイロット流路 9 0 a は、油孔 5 5 a、パイロット室 5 7、油孔 5 4 e、油孔 5 4 d、油孔 7 1 で構成される。下流側パイロット流路 9 0 b は、空間 7 2、油孔 7 7 a、空間 7 4、油孔 4 9 c、流路 6 2、流路 6 1 で構成される。フェイル時は、上流側パイロット流路 9 0 a に空間 7 2 と油孔 7 7 a が加わる。一方、下流側パイロット流路 9 0 b から空間 7 2 と油孔 7 7 a が差し引かれる。弁体 7 7 が弁座 7 1 a から離れた際には、パイロット流路 9 0 に、弁体 7 7 が介在することとなる。なお、下流側パイロット流路 9 0 b の、空間 7 2、油孔 7 7 a、空間 7 4、油孔 4 9 c、流路 6 2、流路 6 1 からなる部分は、第 2 の圧力室 P S 2 の一部としても機能する。

10

【 0 0 5 6 】

伸側行程時においても、圧側行程時と同様に、パイロット流路 9 0 は、上流側パイロット流路 9 0 a と、下流側パイロット流路 9 0 b とを備える（図 4 参照）。上流側パイロット流路 9 0 a は、油孔 5 5 a、パイロット室 5 7、油孔 5 4 e、油孔 5 4 d、油孔 7 1 で構成される。下流側パイロット流路 9 0 b は、空間 7 2、油孔 7 7 a、空間 7 4、油孔 4 9 c、流路 6 2、流路 6 1 で構成される。フェイル時は、上流側パイロット流路 9 0 a に空間 7 2 と油孔 7 7 a が加わる。一方、下流側パイロット流路 9 0 b から空間 7 2 と油孔 7 7 a が差し引かれる。弁体 7 7 が弁座 7 1 a から離れた際には、パイロット流路に、弁体 7 7 が介在することとなる。なお、下流側パイロット流路 9 0 b の、空間 7 2、油孔 7 7 a、空間 7 4、油孔 4 9 c、流路 6 2、流路 6 1 からなる部分は、第 2 の圧力室 P S 2 の一部としても機能する。

20

【 0 0 5 7 】

ここで、減衰力発生装置 4 0 の概略構成を図 4 及び図 5 を参照して説明する。

【 0 0 5 8 】

図 4 は、実施の形態の緩衝器 1 の減衰力発生装置の概略構成を示す模式図、図 5 は、実施の形態の緩衝器 1 の油圧回路図である。なお、図 4 では、パイロット流路を 9 0、このパイロット流路を構成する上流側パイロット流路を 9 0 a、下流側パイロット流路を 9 0 b で示している。また、図 4 に示した一点鎖線は、減衰力発生装置 4 0 の軸方向の中心線である。

30

【 0 0 5 9 】

図 4 に示すように、第 1 実施形態の減衰力発生装置 4 0 において、弁座部材 4 3 とメインバルブ部材 4 6 の内部には、メインバルブ 5 5 を境としてこれらの径方向外側（外環側）に環状の第 1 の圧力室 P S 1 が形成されている。また、メインバルブ 5 5 を境として第 1 の圧力室 P S 1 の径方向内側（内環側）には、環状の第 2 の圧力室 P S 2 が形成されている。これらの第 1 の圧力室 P S 1 と第 2 の圧力室 P S 2 は、略二重環状を成して径方向に重なり合っている。しかし、これに限定されることなく、第 1 の圧力室 P S 1 と第 2 の圧力室 P S 2 とが略二重環状である構造は、第 1 の圧力室 P S 1 が内環側であり、第 2 の圧力室 P S 2 が外環側であってもよい。

40

【 0 0 6 0 】

第 1 の圧力室 P S 1 は、前述したように、隙間 5 9 及び流路 5 6 によって構成される（図 2 及び図 3 参照）。第 2 の圧力室 P S 2 は、前述したように、油孔 4 3 c と、空間 4 3 a と、隙間 8 0 と、油孔 5 4 c と、流路 6 1 と、油孔 4 6 d と、流路 6 2 と、油孔 4 9 c と、空間 7 4 と、油孔 7 7 a と、空間 7 2 とによって構成される（図 2 及び図 3 参照）。そして、第 1 の圧力室 P S 1 には、圧側行程と伸側行程において、第 1 の圧力室 P S 1 へのオイルの流入のみを許容する圧側入口チェック弁 4 5 と伸側入口チェック弁 4 4 が接続されている。第 2 の圧力室 P S 2 には、圧縮行程と伸側行程において、第 2 の圧力室 P S 2 からのオイルの流出のみを許容する圧側出口チェック弁 4 2 と伸側出口チェック弁 4 7 が接続されている。

50

【 0 0 6 1 】

図 4 に示すように、油孔 5 5 a からパイロット室 5 7 を介して延長されるパイロット流路 9 0 は、第 2 の圧力室 P S 2 に接続されている。なお、前述したように、下流側パイロット流路 9 0 b は、第 2 の圧力室 P S 2 の一部を兼ねる。パイロット流路 9 0 には、減衰力調整部 7 0 が介在している。そして、第 2 の圧力室 P S 2 には、リザーバ 3 0 が接続されている。なお、パイロット室 5 7 は、メインバルブ 5 5 に形成された油孔 5 5 a を介して第 1 の圧力室 P S 1 に連通している。

【 0 0 6 2 】

ここで、油圧回路は、図 5 に示すように、メインバルブ 5 5 と、背圧調整部 4 0 b と、圧側入口チェック弁 4 5 と、圧側出口チェック弁 4 2 と、伸側入口チェック弁 4 4 と、伸側出口チェック弁 4 7 と、リザーバ 3 0 とを備える。なお、図 5 において、前述した構成と同一の構成部分には、同一の符号を付している。ここで、メインバルブ 5 5、圧側入口チェック弁 4 5、圧側出口チェック弁 4 2、伸側入口チェック弁 4 4、伸側出口チェック弁 4 7、第 1 の圧力室 P S 1 及び第 2 の圧力室 P S 2 は、バルブ部 4 0 a に備えられる構成である。なお、この油圧回路では、減衰力発生装置 4 0 及びリザーバ 3 0 は、ピストン 1 1 の外部、更にはシリンダ 2 の外部に設けられている。

【 0 0 6 3 】

リザーバ 3 0 は、メインバルブ 5 5 及び背圧調整部 4 0 b の下流側で分岐された油路と連通している。このように、メインバルブ 5 5 及び背圧調整部 4 0 b の下流側でリザーバ 3 0 に連通する油路を分岐することで、リザーバ 3 0 には、メインバルブ 5 5 で減衰された後のオイルが導入される。すなわち、ロッド側油室 S 2 の圧力は、リザーバ 3 0 内にある図示しないエア室（図 2 のブラダ 3 2 の内部の空間）の圧力だけにほぼ依存し、メインバルブ 5 5 の流路抵抗の設定によって変動しない。したがって、圧側行程から伸側行程への反転時の減衰力のさばりを回避できる。また、図 5 において、圧側行程時のオイルの流れを実線、伸側行程時のオイルの流れを破線で示している。なお、図 5 に示された油圧回路におけるオイルの流れについては、次に示す緩衝器の作用を説明する際に説明する。

【 0 0 6 4 】

〔 緩衝器の作用 〕

次に、以上のように構成された緩衝器 1 の圧側行程と伸側行程の作用を図 6 及び図 7 を参照して説明する。なお、図 6 は、第 1 実施形態の緩衝器 1 の減衰力発生装置 4 0 における圧側行程時のオイルの流れを示す Y 部拡大詳細図、図 7 は、第 1 実施形態の緩衝器 1 の減衰力発生装置 4 0 における伸側行程時のオイルの流れを示す Y 部拡大詳細図である。

【 0 0 6 5 】

(1 - 1) 圧側行程

自動二輪車の走行中に後輪が路面凹凸に追従して上下動すると、後輪を懸架する緩衝器 1 のシリンダ 2 とピストンロッド 3 が伸縮動する。ピストンロッド 3 がシリンダ 2 に対して相対的に上動する圧側行程においては、ピストン側油室 S 1 内のオイルがピストン 1 1 によって圧縮されてその圧力が高くなる。すると、このピストン側油室 S 1 内のオイルは、図 1 に示す油孔 1 9 から図 2 及び図 3 に示す減衰力発生装置 4 0 の第 1 油室 S 3 へ供給される。

【 0 0 6 6 】

減衰力発生装置 4 0 の第 1 油室 S 3 へ供給されたオイルは、圧側行程時のメイン流路を通過して第 2 油室 S 4 へ流れ込む。具体的には、図 6 に実線矢印で示すように、オイルは、第 1 油室 S 3 からメインバルブ部材 4 6 の油孔 4 6 c を通過して圧側入口チェック弁 4 5 を板バネ 6 0 の付勢力に抗して押し開いて隙間 5 9 へ流れる。隙間 5 9 に流れ込んだオイルは、メインバルブ 5 5 と弁座部材 4 3 との隙間を流れる際に、板バネ 5 8 とパイロット室 5 7 の背圧による閉弁方向の力に抗してメインバルブ 5 5 を押し開いて、隙間 5 9 から、隙間 8 0、弁座部材 4 3 の空間 4 3 a へ流れる。

【 0 0 6 7 】

空間 4 3 a に流れ込んだオイルは、油孔 4 3 c を通り、圧側出口チェック弁 4 2 を押し

10

20

30

40

50

開いて第2油室S4へ流れ込む。第2油室S4に流れ込んだオイルは、第2油室S4から図1に示す流路23、シリンダ2の外筒2bに形成された油孔22、内筒2aと外筒2bとの間の流路20及び内筒2aに形成された油孔21を経てロッド側油室S2へ流れ込む。このとき、オイルがメインバルブ55を通過する際の流動抵抗によって、緩衝器1には主たる圧側減衰力が発生する。なお、このときのオイルの流れは、図5に示す油圧回路において実線矢印にて示される。なお、圧側出口チェック弁42におけるディスクバルブを複数積み重ねること等により、圧側出口チェック弁42においてメインバルブ55で発生する主たる圧側減衰力に加えて、補助的に圧側減衰力を発生させてもよい。

【0068】

第1油室S3からメインバルブ部材46の油孔46cを通過して隙間59へ流れ込んだオイルの一部は、圧側のパイロット流路を通過してメイン流路を流れるオイルに合流する。具体的には、図6に破線矢印にて示すように、第1油室S3からメインバルブ部材46の油孔46cを通過して隙間59へ流れ込んだオイルの一部は、メインバルブ55の外周側の流路56からメインバルブ55の油孔55aを通過してパイロット室57へ流れ込む。

10

【0069】

パイロット室57へ流れ込んだオイルは、通路部材54の油孔54e、54d、弁座部材49の油孔71、弁体77と弁座71aとの隙間を通過して弁座部材49の空間72へ流れ込む。そして、弁座部材49の空間72へ流れ込んだオイルは、弁体77に形成された油孔77aを通過してフェイルバルブ75をバネ76の付勢力に抗して押し開いてコア63の空間74へ流れ込む。空間74へ流れ込んだオイルは、弁座部材49の油孔49c、流路62、61、通路部材54の油孔54cを通過してメイン流路を流れるオイルに合流する。

20

【0070】

この場合、フェイルバルブ75は、チェック弁として機能し、空間74から空間72側へのオイルの逆流を阻止する。また、前述したようにフェイルバルブ75の弾性率は、バネ76の弾性率よりも大きく設定されているため、フェイルバルブ75は撓むことなくバネ76の付勢力に抗して図6に示す軸方向の他端側に摺動して弁体77の油孔77aを開く。

【0071】

ソレノイド部50のコイル65に供給される電流を変化させてソレノイド部50に発生する推力を調整し、弁体77の弁座71aへの押圧力を制御することによって弁体77の開度(弁体77の開弁圧)を変化させることができる。このようにソレノイド部50のコイル65への供給電流を変化させて弁体77の開度を調整することによって、弁体77と弁座71aとの隙間を通過するオイルの流動抵抗を調整する。これにより、油孔55aから油孔71までを構成する上流側パイロット流路の内圧を調整することができる。この上流側パイロット流路の内圧の調整により、パイロット室57の内圧(背圧)も調整することができる。この結果、パイロット室57の内圧(背圧)によるメインバルブ55を閉弁方向に押圧する力を制御してメインバルブ55の開度を調整することができる。このようにメインバルブ55の開度を調整することによって、メインバルブ55を通過するオイルの流動抵抗によって発生する圧側減衰力を調整することができる。即ち、通常時は弁体77が減衰力調整弁として機能している。

30

40

【0072】

具体的には、コイル65への供給電流が小さい場合には、ソレノイド部50の推力による弁体77の弁座71aへの押圧力が小さく、弁体77の開弁圧も小さくなる。このため、弁体77の開度が大きくなって該弁体77を流れるオイルの流動抵抗が小さくなり、パイロット室57の内圧(メインバルブ55への閉弁方向の圧力)も小さくなる。この結果、メインバルブ55の開度が大きくなって該メインバルブ55を流れるオイルの流動抵抗が小さくなり、この流動抵抗によって発生する圧側減衰力も小さくなる。

【0073】

逆に、コイル65への供給電流が大きい場合には、ソレノイド部50の推力による弁体

50

77の弁座71aへの押圧力が大きく、弁体77の開弁圧も大きくなる。このため、弁体77の開度が小さくなり、該弁体77を流れるオイルが絞られてその流動抵抗が大きくなり、パイロット室57の内圧も大きくなる。この結果、メインバルブ55の開度が小さくなって該メインバルブ55を流れるオイルの流動抵抗が大きくなり、この流動抵抗によって発生する圧側減衰力も大きくなる。

【0074】

図9にピストン速度 V_p に対する圧側減衰力の変化をコイル65への供給電流をパラメータとして示す。コイル65への供給電流が I_1, I_2, I_3 ($I_1 > I_2 > I_3$)である場合の圧側減衰力は、カーブa, b, cにて示され、供給電流が大きいほど圧側減衰力が大きくなっている。

10

【0075】

圧側行程においては、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2a内への進入体積分の量のオイルは、図6に鎖線矢印にて示すように、弁座部材43の油孔43dを通過して油室Sへ流れ込む。油室Sへ流れ込んだオイルは、連通路26bを通過してリザーバ30のリザーバ油室S5(図2参照)へ供給される。そのため、リザーバ30のブラダ32が収縮して内部のガスが圧縮される。このガスの圧縮によって、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2a内への進入に伴う内筒2a内の容積変化が補償される。

【0076】

(1-2)伸側行程

次に、緩衝器1の伸長行程時の作用を図7を参照して説明する。

20

【0077】

ピストンロッド3がシリンダ2に対して相対的に下動する伸側行程においては、ピストン11がピストンロッド3と共にシリンダ2の内筒2a内を下動する。そのため、ロッド側油室S2内のオイルがピストン11によって圧縮されてその圧力が高くなる。すると、このロッド側油室S2内のオイルは、図1に示す内筒2aに形成された油孔21、内筒2aと外筒2bとの間の流路20、外筒2bに形成された油孔22及び流路23を経て、図2及び図3に示す減衰力発生装置40の第2油室S4へ供給される。

【0078】

減衰力発生装置40の第2油室S4へ供給されたオイルは、伸側行程時のメイン流路を通過して第1油室S3へ流れ込む。具体的には、図7に実線矢印にて示すように、オイルは、第2油室S4から弁座部材43の油孔43bを通過して伸側入口チェック弁44を板バネ60の付勢力に抗して押し開いて隙間59へ流れる。隙間59に流れ込んだオイルは、板バネ58とパイロット室57の背圧による閉弁方向の力に抗してメインバルブ55を押し開いて、隙間59から、隙間80、通路部材54の油孔54c及びメインバルブ部材46の油孔46dを通り、伸側出口チェック弁47を押し開いて第1油室S3へ流れ込む。

30

【0079】

そして、第1油室S3へ流れ込んだオイルは、第1油室S3から図1に示す油孔19を通過してピストン側油室S1に流れ込む。このとき、オイルがメインバルブ55を通過する際の流動抵抗によって、緩衝器1には伸側減衰力が発生する。このときのオイルの流れは、図5に示す油圧回路において破線矢印で示される。なお、伸側出口チェック弁47におけるディスクバルブを複数積み重ねること等により、伸側出口チェック弁47においてメインバルブ55で発生する主たる伸側減衰力に加えて、補助的に伸側減衰力を発生させてもよい。

40

【0080】

第2油室S4から弁座部材43の油孔43bを通過して隙間59へ流れ込んだオイルの一部は、流路56から伸側のパイロット流路を通過してメイン流路を流れるオイルに合流する。具体的には、図7に破線矢印で示すように、第2油室S4から弁座部材43の油孔43bを通過して隙間59へ流れ込んだオイルの一部は、メインバルブ55の外周側の流路56からメインバルブ55の油孔55aを通過してパイロット室57へ流れ込む。

【0081】

50

パイロット室 57 へ流れ込んだオイルは、通路部材 54 の油孔 54 e , 54 d、弁座部材 49 の油孔 71、弁体 77 と弁座 71 a との間の隙間を通して弁座部材 49 の空間 72 へ流れ込む。そして、弁座部材 49 の空間 72 へ流れ込んだオイルは、弁体 77 に形成された油孔 77 a を通ってフェイルバルブ 75 をバネ 76 の付勢力に抗して押し開いてコア 63 の空間 74 へ流れ込む。空間 74 へ流れ込んだオイルは、弁座部材 49 の油孔 49 c、流路 62 , 61、通路部材 54 の油孔 54 c を通ってメイン流路を流れるオイルに合流する。

【0082】

この場合、フェイルバルブ 75 は、チェック弁として機能し、空間 74 から空間 72 側へのオイルの逆流を阻止する。また、前述したようにフェイルバルブ 75 の弾性率は、バネ 76 の弾性率よりも大きく設定されているため、フェイルバルブ 75 は撓むことなくバネ 76 の付勢力に抗して図 7 に示す軸方向の他端側に摺動して弁体 77 の油孔 77 a を開く。

10

【0083】

ここで、ソレノイド部 50 のコイル 65 に供給される電流を変化させてソレノイド部 50 に発生する推力を調整し、弁体 77 の弁座 71 a への押圧力を制御することによって弁体 77 の開度（弁体 77 の開弁圧）を変化させることができる。このようにソレノイド部 50 のコイル 65 への供給電流を変化させて弁体 77 の開度を調整することによって、弁体 77 と弁座 71 a との隙間を通過するオイルの流動抵抗を調整する。これにより、油孔 55 a から油孔 71 までを構成する上流側パイロット流路の内圧を調整することができる。この上流側パイロット流路の内圧の調整により、パイロット室 57 の内圧（背圧）も調整することができる。この結果、パイロット室 57 の内圧（背圧）によるメインバルブ 55 を閉弁方向に押圧する力を制御してメインバルブ 55 の開度を調整することができる。このようにメインバルブ 55 の開度を調整することによって、メインバルブ 55 を通過するオイルの流動抵抗によって発生する伸側減衰力を調整することができる。即ち、通常時は弁体 77 が減衰力調整弁として機能している。

20

【0084】

具体的には、コイル 65 への供給電流が小さい場合には、ソレノイド部 50 の推力による弁体 77 の弁座 71 a への押圧力が小さく、弁体 77 の開弁圧も小さくなる。このため、弁体 77 の開度が大きくなって該弁体 77 を流れるオイルの流動抵抗が小さくなり、パイロット室 57 の内圧（メインバルブ 55 への閉弁方向の圧力）も小さくなる。この結果、メインバルブ 55 の開度が大きくなって該メインバルブ 55 を流れるオイルの流動抵抗が小さくなり、この流動抵抗によって発生する伸側減衰力も小さくなる。

30

【0085】

逆に、コイル 65 への供給電流が大きい場合には、ソレノイド部 50 の推力による弁体 77 の弁座 71 a への押圧力が大きく、弁体 77 の開弁圧も大きくなる。このため、弁体 77 の開度が小さくなって該弁体 77 を流れるオイルが絞られてその流動抵抗が大きくなり、パイロット室 57 の内圧も大きくなる。この結果、メインバルブ 55 の開度が小さくなり、メインバルブ 55 を流れるオイルの流動抵抗が大きくなって、この流動抵抗によって発生する伸側減衰力も大きくなる。

40

【0086】

図 9 にピストン速度 V_p に対する伸側減衰力の変化をコイル 65 への供給電流をパラメータとして示す。コイル 65 への供給電流が I_4, I_5, I_6 ($I_4 > I_5 > I_6$) である場合の伸側減衰力は、カーブ e, f, g にて示され、供給電流が大きいほど伸側減衰力が大きくなっている。

【0087】

伸側行程においては、ピストンロッド 3 のシリンダ 2 の内筒 2 a 内からの退出体積分の量のオイルは、図 7 に鎖線矢印で示すように、リザーバ 30 のリザーバ油室 S5 から連通路 26 b を通って油室 S へ流れ込む。油室 S へ流れ込んだオイルは、弁座部材 43 の油孔 43 d と空間 43 a を通って隙間 80 へ流れ込み、メイン流路を流れるオイルと隙間 80

50

にて合流する。メイン流路を流れるオイルと合流したオイルは、通路部材 5 4 の油孔 5 4 c、メインバルブ部材 4 6 の油孔 4 6 d を通って伸側出口チェック弁 4 7 を押し開いて第 1 油室 5 3 へ流れ込む。そして、第 1 油室 5 3 へ流れ込んだオイルは、図 1 に示す油孔 1 9 を通ってピストン側油室 5 1 へ補給される。そのため、リザーバ 3 0 のブラダ 3 2 が膨張して内部のガスが膨張し、このガスの膨張によってピストンロッド 3 のシリンダ 2 の内筒 2 a 内からの退出に伴う内筒 2 a 内の容積変化が補償される。

【 0 0 8 8 】

(1 - 3) フェイル時

次に、ソレノイド部 5 0 が何らかの原因で故障して正常に動作しないフェイル時の緩衝器 1 の作用を図 8 及び図 1 0 を参照して説明する。

【 0 0 8 9 】

ソレノイド部 5 0 が正常に動作しないフェイル時には、弁体 7 7 をバネ 7 3 に抗して移動させる推力（電磁力）が発生しない。ここで、前述したように弁体 7 7 を開弁方向に付勢するバネ 7 3 の弾性率は、弁体 7 7 を閉弁方向に付勢するバネ 7 6 の弾性率よりも大きく設定されている。このため、弁体 7 7 は、これに当接するフェイルバルブ 7 5 と共にバネ 7 3 の付勢力によって開弁方向（図 8 の他端側）へ摺動し、これらが最も開弁方向に移動した状態（バネ 7 6 の最圧縮状態）では、図 8 に示すように、フェイルバルブ 7 5 は、その内周部が弁体 7 7 とバネ 7 6 によって挟持されて固定される。この際、弁体 7 7 は、実質的にバネ 7 3 の弾性力とオイルの油圧によって開弁方向に付勢される。すなわち、弁体 7 7 を開弁方向に付勢する付勢手段は、バネ 7 3 と油圧となっている。このように、油圧のみでなく、バネ 7 3 によっても弁体 7 7 を開弁方向に付勢するので、フェイル時に弁体 7 7 を最も開弁方向に移動した状態に移行し易くすることができる。また、弁体 7 7 を開弁方向に付勢する付勢手段にバネ 7 3 を含むことにより、弁体 7 7 の開弁圧をバネ 7 3 の弾性率を調整することによって自由に設定することができる。さらに、該付勢手段が油圧を含むことによって開弁圧を連続的に変化させることができる。そして、本実施形態では、該付勢手段がバネ 7 3 と油圧を含むので、弁体 7 7 の開弁圧を連続的に変化させることができ、かつその設定幅を広げることができる。

【 0 0 9 0 】

上記状態では、弁体 7 7 は全開状態にあるため、フェイルバルブ 7 5 によるフェイルセーフ機能が発揮されない場合には、パイロット室 5 7 の内圧が低下するためにメインバルブ 5 5 の開度が増加し、このメインバルブ 5 5 を通過するオイルの流動抵抗が低下するために圧側及び伸側減衰力が急減して自動二輪車の操縦安定性が害されるという問題があることは前述の通りである。

【 0 0 9 1 】

本実施の形態では、フェイル時には弁体 7 7 とフェイルバルブ 7 5 が最も移動した図 8 に示す状態において、フェイルバルブ 7 5 の内周部 7 5 d が、弁体 7 7 の支持部 7 7 d とバネ受けシート 7 8 を介したバネ 7 6 とによって挟持されて固定される。そして、パイロット室 5 7 の内圧が所定値を越えると、フェイルバルブ 7 5 の外周部 7 5 e が図 8 に点線にて示すように撓んで弁体 7 7 の非支持部 7 7 e から離間する。このため、パイロット流路のオイルがフェイルバルブ 7 5 を流れ、このオイルがフェイルバルブ 7 5 を通過する際の流動抵抗によってパイロット室 5 7 の内圧の急減が防がれる。この結果、メインバルブ 5 5 の開度の急増による減衰力の急低下が防がれ、フェイルバルブ 7 5 によるフェイルセーフ機能が果たされて自動二輪車の操縦安定性の低下が防がれる。

【 0 0 9 2 】

例えば、圧側行程時に図 9 のカーブ a , b , c の何れかに沿って変化していた圧側減衰力は、フェイル時には点線で示すカーブ d に沿って変化し、フェイル時の圧側減衰力の急減が防がれる。又、伸側行程時に図 8 のカーブ e , f , g の何れかに沿って変化していた伸側減衰力は、フェイル時には点線で示すカーブ h に沿って変化し、フェイル時の伸側減衰力の急減が防がれる。この場合、ソレノイド部 5 0 が正常に動作しないフェイル時にもフェイルバルブ 7 5 により流路を開弁することが可能となり、フェイルバルブ 7 5 の開度

10

20

30

40

50

の設定で流路の内圧を調整できる。即ち、通常時に主な減衰力調整弁として機能していた弁体 77 に替わり、フェイル時にはフェイルバルブ 75 が減衰力調整弁として機能する。減衰力特性の調整範囲を広くした結果、路面からの衝撃荷重がハードとなり、減衰力が相対的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適度な減衰力、例えば、ハードとソフトの中間（ミディアム）の減衰力等とすることができる。

【 0 0 9 3 】

ここで、弁体 77 の位置とフェイルバルブ 75 の開弁圧との関係を図 10 (a) に示すが、ソレノイド部 50 が正常に動作する通常時には、ソレノイド部 50 の推力の調整により、例えばフェイルバルブ 75 の移動量（リフト量）が増加し、それに伴いバネ 76 による閉弁方向（図 8 の一端側）の荷重も増加するため、フェイルバルブ 75 の開弁圧も増加する。ここで、フェイルバルブ 75 の弾性率を k_f とし、バネ 76 の弾性率を k_1 とする。フェイルバルブ 75 は薄い一般的なディスクバルブであり、通常時には、フェイルバルブ 75 はいずれの箇所も固定されず、特に軸方向への移動が可能であるため、フェイルバルブ 75 はほぼ剛体とみなすことができる。このフェイルバルブ 75 が剛体とみなせるときは、 $k_1 \ll k_f$ 、 $k_f = \infty$ （無限大）である。即ち、バネ 76 とフェイルバルブ 75 とを共に弾性体とみなした場合の合成弾性率 k_g は、

$$k_g = k_1 \cdot k_f / (k_1 + k_f) = k_1 / (1 + k_1 / k_f) = k_1$$

となる。

従って、図 10 (a) に示すように、通常時には弾性率 k_1 にてフェイルバルブ 75 の弁体 77 に対する開弁圧が弁体 77 の移動量と共にリニアに増加する。

【 0 0 9 4 】

一方、ソレノイド部 50 が正常に動作しないフェイル時には、フェイルバルブ 75 は、図 8 に示す第 1 実施形態の場合には、例えばフェイルバルブ 75 の内周部 75 d が固定されて、外周部 75 e が弁体 77 から離間される。この場合のフェイルバルブ 75 は、内周部 75 d が固定され、外周部 75 e が固定されていない。このため、通常時のようにフェイルバルブ 75 は剛体とみなせる弾性率 k_f が無限大でなく、フェイル時には、一定の値であるフェイルバルブ 75 の弾性率 k_f にてフェイルバルブ 75 の弁体 77 に対する開弁圧が弁体 77 の移動量と共にリニアに増加する。このため、パイロット流路のオイルがフェイルバルブ 75 と弁体 77 の隙間を通過する際の流動抵抗によってパイロット室 57 の内圧の急減が防がれる。この結果、メインバルブ 55 の開度の急増による減衰力の急低下が防がれ、減衰力が一定値以上に保持される。これによりフェイルバルブ 75 によるフェイルセーフ機能が果たされる。

【 0 0 9 5 】

なお、第 1 実施形態の場合は、フェイルバルブ 75 は薄い一般的なディスクバルブであるため通常時にはほぼ剛体とみなすことができる。しかし、これに限定されることなく、フェイルバルブ 75 が、通常時から弾性率 k_f が無限大でなく一定の値を持つ弾性体として作用する場合には、バネ 76（第 1 の弾性体に相当）とフェイルバルブ 75（第 2 の弾性体に相当）とを共に弾性体とみなして、合成弾性率 $k_g = k_1 \cdot k_f / (k_1 + k_f)$ となる。このため、合成弾性率 $k_g = k_1 \cdot k_f / (k_1 + k_f)$ にてフェイルバルブ 75 の弁体 77 に対する開弁圧が弁体 77 の移動量と共にリニアに増加するように設定してもよいことは勿論である。

【 0 0 9 6 】

以上のように、本実施の形態に係る緩衝器 1 においては、ソレノイド部 50 が正常に動作する通常時には、フェイルバルブ 75 が弁体 77 に当接してパイロット流路を閉じ、パイロット室 57 の内圧が所定値を超えるとフェイルバルブ 75 が開く。即ち、フェイルバルブ 75 は、パイロット流路 90 のオイルのフェイルバルブ 75 の開弁方向の流れのみを許容し、閉弁方向の流れを阻止するため、オイルの逆流が防がれ、チェック弁機能を果たす。

【 0 0 9 7 】

又、ソレノイド部 50 が動作しないフェイル時には、フェイルバルブ 75 によるフェイ

10

20

30

40

50

ルセーフ機能が果たされて自動二輪車の操縦安定性の低下が防がれる。なお、フェイルバルブ75自体が弾性変形することで減衰力を調整するので、例えば減衰力特性をリニア特性とすることができる。

【0098】

また、本実施の形態に係る緩衝器1においては、図8に示す弁体77におけるフェイルバルブ75に対する支持部77dと非支持部77eが同一部品で一体に形成されていることが望ましい。弁体77の支持部77dと非支持部77eが同一部品で一体に形成されていることから、弁体77の支持部77dと非支持部77eを同一平面に形成することも容易となる。例えば、本実施形態では、弁体77の支持部77dと非支持部77eが同一平面で形成されていることから、フェイルバルブ75を、弁体77の他端側に同一平面で当接させることができる。よって、フェイル時においても、弁体77の支持部77d及び非支持部77eが同一平面で形成されていることから、フェイルバルブ75を弁体77の支持部77d及び非支持部77eに同時に当接させることができる。そして、このフェイルバルブ75が弁体77の他端側の端部に当接された状態から、上流側パイロット流路のオイルの圧力が高まるとフェイルバルブ75が撓み始める。従って、製造時の誤差等によって、例えば弁体77の支持部77dと非支持部77eが同一平面にない場合には、フェイルバルブ75と弁体77の支持部77dとの当接するタイミングとフェイルバルブ75と弁体77の非支持部77eとの当接するタイミングがずれて、フェイル時における減衰力にばらつきが発生するおそれがある。この支持部77dと非支持部77eとを同一平面にすることは、別体の部品で形成するよりも同一部品で形成する方が容易であり、製造時の寸法管理も容易となる。このため、本実施形態のように弁体77の支持部77dと非支持部77eを同一部品にすることで、同一平面とすることにより、減衰力のばらつきを抑制することができる、フェイル時における減衰力の安定化を図ることができる。

【0099】

しかし、この弁体77の支持部77dと非支持部77eの配置は、減衰力のばらつきの防止の目的に限定されることなく、弁体77の支持部77dと非支持部77eが同一部品であることにより、フェイルバルブ75の撓みに対して、例えばあえてプリセット力をかけるために同一平面にしない選択も容易となることは勿論である。いずれにしても、フェイルバルブ75に対する弁体77の支持部77dと非支持部77eとが同一部品であることは寸法管理を容易とする。

【0100】

また、本実施の形態に係る緩衝器1においては、フェイルバルブ75が、弁体77の他端側の端部（下流側の端部）に当接された状態で配設されており、フェイル時においてもフェイルバルブ75は、弁体77の支持部77d及び非支持部77eにおいて、何れも弁体77の背面側に当接された状態となる。そして、この状態からオイルの圧力によってフェイルバルブ75が撓み弁機能を発揮する。したがって、製造時の誤差等によって例えば支持部77dと非支持部77eが位置ずれを起こす等してフェイル時における減衰力にばらつきが発生することを抑制することができ、フェイル時における減衰力の安定化を図ることができる。

【0101】

次に、図11乃至図19を参照して、フェイルバルブ75を具備した弁機構の他の構成例について説明する。なお、図11(a)は、フェイルバルブの弁体位置と弁体に対する開弁圧との関係を示し、図11(b)弁機構の要部断面概略構成を示している。また、図12乃至19は、弁機構の要部断面概略構成を示している。

【0102】

上記実施の形態では、弾性率が k_1 のバネ76と、弾性率が k_f のディスクバルブからなるフェイルバルブ75を組み合わせて実質的に2段階に弾性率が変化する合成弾性体を形成した場合について説明した。しかし、例えば図11(b)に示すように、フェイルバルブ75を弁体77の下流側の端部に押圧するバネ76を、弾性率が k_1 のバネ76aと、弾性率が k_2 のバネ76b等の弾性率が異なる複数種のバネ($k_1 < k_2$)を組み合わ

10

20

30

40

50

せて構成し、これらのバネ 76a, 76b の合成弾性率 k_g の合成弾性体としても良い。

【0103】

この場合、図 11(a) に示すように、通常時は、所定の開弁圧となるまで弾性率 k_g でフェイルバルブ 75 が開き、所定の開弁圧を超えると、弾性率 k_2 でフェイルバルブ 75 が開く。そして、フェイル時には、フェイルバルブ 75 自体の有する弾性率 k_f によって、フェイルバルブ 75 が開く。このような構成とすれば、バネ 76 が複数のバネ 76a、76b を有することにより、当初は、バネ 76a とバネ 76b の合成弾性体としての弾性率 k_g でフェイルバルブ 75 の開弁方向に荷重がかかるため、作用反作用によりフェイルバルブ 75 の開弁圧も弾性率 k_g で変化する。その後、バネ 76a が最圧縮された場合には、その最圧縮されたバネ 76a 以外のバネ 76b の弾性率 k_2 にバネの弾性率が変化する。このため、通常時のフェイルバルブ 75 の開弁圧を多段階 (2 段階以上) に変化させることができ、減衰力調整の設定自由度を高めることができる。なお、弾性率が k_1 のバネと、弾性率が k_2 のバネを組み合わせた場合の合成弾性率 k_g は、

$$k_g = k_1 \cdot k_2 / (k_1 + k_2)$$

となる。また、図 11(b) 中 K_p は、弁体 77 を開弁方向に付勢するバネ 73 の弾性率を示している。この場合、 $k_1 < k_p$ 、かつ、 $k_2 < k_p$ となっている。このようにバネ 73 の弾性率 k_p がバネ 76a の弾性率 k_1 、バネ 76b の弾性率 k_2 よりも高いことによって、フェイル時に弁体 77 が最も開いた状態に移行し易くすることができる。この場合には、図 8 に示す実施形態と同様に、通常時には、フェイルバルブ 75 は剛体とみなすことができ、 $k_f =$ として作用するため、合成弾性率 k_g に対して影響せず、当初は合成弾性率 $k_g = k_1 \cdot k_2 / (k_1 + k_2)$ にて、バネ 76a が最圧縮された場合にバネ 76b の弾性率 k_2 にてフェイルバルブ 75 の弁体 77 に対する開弁圧が弁体 77 の移動量と共にリニアに増加する。一方、フェイル時には、弾性率 k_f が無限大でなく、一定の値であるフェイルバルブ 75 の弾性率 k_f にてフェイルバルブ 75 の弁体 77 に対する開弁圧が弁体 77 の移動量と共にリニアに増加する。

【0104】

なお、図 11 に示す場合には、フェイルバルブ 75 は薄い一般的なディスクバルブであるため通常時にはほぼ剛体とみなすことができる。しかし、これに限定されることなく、フェイルバルブ 75 が、通常時から弾性率 k_f が無限大でなく一定の値を持つ弾性体として作用する場合には、バネ 76a (第 1 の弾性体に相当) とバネ 76b (第 1 の弾性体に相当) とフェイルバルブ 75 (第 2 の弾性体に相当) とを 3 つの弾性体とみなして、合成弾性率 $k_g = k_1 \cdot k_2 \cdot k_f / (k_1 + k_2 + k_f)$ となる。このため、合成弾性率 $k_g = k_1 \cdot k_2 \cdot k_f / (k_1 + k_2 + k_f)$ にてフェイルバルブ 75 の弁体 77 に対する開弁圧が弁体 77 の移動量と共にリニアに増加するように設定してもよいことは勿論である。この場合、バネ 76a が最圧縮された場合に合成弾性率 $k_g = k_2 \cdot k_f / (k_2 + k_f)$ にてフェイルバルブ 75 の弁体 77 に対する開弁圧が弁体 77 の移動量と共にリニアに増加する。そして、フェイル時には、フェイルバルブ 75 の弾性率 k_f にてフェイルバルブ 75 の弁体 77 に対する開弁圧が弁体 77 の移動量と共にリニアに増加する。

【0105】

また、上記実施形態では、フェイルバルブ 75 を 1 枚のディスクバルブによって構成した場合について説明したが、例えば図 12 に示すように、ディスクバルブを複数積層されその積層数等によってフェイルバルブ 75 の弾性率を調整することができる。即ち、ディスクバルブの積層数によってフェイルバルブ 75 の弾性率による減衰力の設定幅が広がり、減衰力の設計自由度が高まる。なお、図 12 では異なる大きさのディスクバルブを複数重ねているが、これに限定されることなく同じ大きさのディスクバルブを複数重ねて、減衰力の設定をしてもよいことは勿論である。また、ディスクバルブの積層数の他、厚さを変更することによって、フェイルバルブ 75 の弾性率を調整することができる。

【0106】

また、図 12 では、ディスクバルブ 751, 752, 753 は、径方向の大きさが異なる構成としているが、図示しないがディスクバルブ 751, 752, 753 の一部に切欠

10

20

30

40

50

き部や開口部を設けた構成とする等、形又は大きさの少なくとも一方が異なる構成としても良い。このような構成とすれば、上記のフェイルバルブを複数積み重ねるだけでなく、更に、フェイル時の減衰力の設定幅が広がり、細かな調整も可能となるため、減衰力の設計自由度を高めることができる。

【0107】

更に、上記実施形態では、フェイルバルブ75を1枚のディスクバルブによって構成し、非支持部が撓むことによってオイルを流通させる構成とした場合について説明したが、例えば図13に示すように、フェイルバルブ75を、ゴム、その他の樹脂などの変形可能な材料によって構成し、フェイルバルブ75に開弁圧が加わった際に、フェイルバルブ75の一部が変形することによって、オイルの通流を許容する構成としても良い。

10

【0108】

また、例えば図14~17に示すように、フェイルバルブ75にオリフィス(開口部)75aを設けた構成(図14)、弁体77にオリフィス(開口部)77bを設けた構成(図15)、フェイルバルブ75と弁体77との隙間にオリフィス(開口部)77cを設けた構成(図16)、弁座部材49にオリフィス(開口部)49dを設けた構成(図17)等としても良い。この場合、フェイルバルブ75が閉じている際にもこれらのオリフィス75a、77b、77c、49dを通してオイルの流通が可能となる。このように、フェイルバルブ75、弁体77、フェイルバルブ75と弁体77との隙間又は弁座部材49の少なくとも何れか一つにそれぞれオリフィス75a、77b、77c、49dが形成されることにより、フェイルバルブ75が開かない場合であっても、これらのオリフィスによりフェイル時の減衰力調整が可能となる。これらのオリフィスが形成された場合は、ピストンの低速域での減衰力を下げることができる。

20

【0109】

また、以上の実施の形態では、図8に示したように、弁体77の内周部を支持部77dとし、フェイル時にフェイルバルブ75の内周部75dを支持して固定し、フェイルバルブ75の外周部75eを弁体77から離間させる構成を採用した。しかし、例えば、図18に示すように、フェイルバルブ75の外周部75fを支持して固定し、フェイルバルブ75の内周部75gを弁体77から離間させる構成を採用しても良い。更に、例えば、図19に示すように、第1の弾性体であるバネ76にフェイルバルブ75の中間部75hを支持する支持部76hが生じて、フェイルバルブ75の中間部75hを支持して固定し、フェイルバルブ75の外周部75i及び内周部75jを弁体77から離間させる構成を採用しても良い。なお、図19では、フェイルバルブ75は、中間部75hがバネ76の支持部76hに支持されつつ、外周部75i及び内周部75jが弁体77から離間して撓んでいるが、これに限定されることなく、外周部75i及び内周部75jと共に中間部75hも含めてフェイルバルブ75全体が、弁体77から図19の左方に完全に離間してもよいことは勿論である。

30

【0110】

なお、第1実施形態では、パイロット室57の内圧を調整するために、弁体77とフェイルバルブ75とが減衰力調整弁として機能し、これに加えて、弁座部材49と、バネ73と、バネ76と、ソレノイド部50とを含めて減衰力調整部70として機能している。しかし、これに限定されることなく、弁体77とフェイルバルブ75とが減衰力を発生するメインの弁機構として使用してもよく、弁体77とフェイルバルブ75に加えて、弁座部材49と、バネ73と、バネ76と、ソレノイド部50とを含めて減衰力を発生するメインの弁機構として使用してもよい。

40

【0111】

[その他の油圧回路]

なお、実施形態の緩衝器1において、油圧回路は、図5に示された油圧回路に限られるものではない。図20~図22は、第1実施形態の緩衝器1における他の構成の第2~第4実施形態の油圧回路図である。なお、図5に示された油圧回路と同じ構成部分には、同一の符号を付して重複する説明を省略又は簡略する。図20~図22において、圧側行程

50

時のオイルの流れを実線、伸側行程時のオイルの流れを破線で示している。

【 0 1 1 2 】

(図 2 0 の油圧回路)

図 2 0 に示す油圧回路は、メインバルブ 5 5、背圧調整部 4 0 b、圧側入口チェック弁 4 5、圧側出口チェック弁 4 2、伸側入口チェック弁 4 4、伸側出口チェック弁 4 7 及びリザーバ 3 0 を備える。

【 0 1 1 3 】

図 2 0 に示すように、油圧回路の機能をピストン 1 1 に併設してもよい。すなわち、減衰力発生装置 4 0 及びリザーバ 3 0 をシリンダ 2 の内部に備えてもよい。しかしながら、これに限定されるものではなく、リザーバ 3 0 は、シリンダ 2 内であってピストン 1 1 の外部に設けられてもよい。また、リザーバ 3 0 は、ピストンロッド 3 の内部を貫通する流路から車軸側取付部材内や車軸側取付部材近傍に設けられてもよい。

【 0 1 1 4 】

リザーバ 3 0 は、メインバルブ 5 5 及び背圧調整部 4 0 b の下流側で分岐された油路と連通している。このように、メインバルブ 5 5 及び背圧調整部 4 0 b の下流側でリザーバ 3 0 に連通する油路を分岐することで、リザーバ 3 0 には、メインバルブ 5 5 で減衰された後のオイルが導入される。すなわち、ロッド側油室 5 2 の圧力は、リザーバ 3 0 内にある図示しないエア室 (図 2 のブラダ 3 2 の内部の空間) の圧力だけにほぼ依存し、メインバルブ 5 5 の流路抵抗の設定によって変動しない。したがって、圧側行程から伸側行程への反転時の減衰力のさばりを回避できる。

【 0 1 1 5 】

(2 - 1) 圧側行程

このような油圧回路を備える緩衝器 1 において、圧側行程では、オイルの流れは、図 2 0 に示す油圧回路において実線矢印で示される。具体的には、ピストンロッド 3 がシリンダ 2 に対して相対的に上動することで圧力が高くなったピストン側油室 5 1 内のオイルは、メインバルブ部材 4 6 の油孔 4 6 c を通過して圧側入口チェック弁 4 5 を板バネ 6 0 の付勢力に抗して押し開いて隙間 5 9 へ流れる (図 6 参照) 。

【 0 1 1 6 】

隙間 5 9 へ流れ込んだオイルは、板バネ 5 8 とパイロット室 5 7 の背圧による閉弁方向の力に抗してメインバルブ 5 5 を押し開いて、隙間 5 9 から、隙間 8 0、弁座部材 4 3 の空間 4 3 a へ流れる。空間 4 3 a へ流れ込んだオイルは、油孔 4 3 c を通り、圧側出口チェック弁 4 2 を押し開いてロッド側油室 5 2 へ流れ込む。このとき、オイルがメインバルブ 5 5 を通過する際の流動抵抗によって、緩衝器 1 には主たる圧側減衰力が発生する。なお、圧側出口チェック弁 4 2 におけるディスクバルブを複数積み重ねること等により、圧側出口チェック弁 4 2 においてメインバルブ 5 5 で発生する主たる圧側減衰力に加えて、補助的に圧側減衰力を発生させてもよい。

【 0 1 1 7 】

メインバルブ部材 4 6 の油孔 4 6 c を通って隙間 5 9 へ流れ込んだオイルの一部は、圧側のパイロット流路を通してメイン流路を流れるオイルに合流する。具体的には、図 6 に破線矢印にて示すように、第 1 油室 5 3 からメインバルブ部材 4 6 の油孔 4 6 c を通って隙間 5 9 へ流れ込んだオイルの一部は、メインバルブ 5 5 の外周側の流路 5 6 からメインバルブ 5 5 の油孔 5 5 a を通過してパイロット室 5 7 へ流れ込む。

【 0 1 1 8 】

パイロット室 5 7 に流れ込んだオイルは、通路部材 5 4 の油孔 5 4 e、5 4 d、弁座部材 4 9 の油孔 7 1、弁体 7 7 と弁座 7 1 a との隙間を通して弁座部材 4 9 の空間 7 2 へ流れ込む。そして、弁座部材 4 9 の空間 7 2 へ流れ込んだオイルは、弁体 7 7 に形成された油孔 7 7 a を通ってフェイルバルブ 7 5 をバネ 7 6 の付勢力に抗して押し開いてコア 6 3 の空間 7 4 へ流れ込む。空間 7 4 へ流れ込んだオイルは、弁座部材 4 9 の油孔 4 9 c、流路 6 2、6 1、通路部材 5 4 の油孔 5 4 c を通ってメイン流路を流れるオイルに合流する。

。

10

20

30

40

50

【 0 1 1 9 】

ところで、圧側行程においては、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2 a内への進入体積分の量のオイルは、弁座部材43の油孔43 dを通過してリザーバ30へ供給される。これによって、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2 a内への進入に伴う内筒2 a内の容積変化が補償される。

【 0 1 2 0 】

(2 - 2) 伸側行程

伸側行程では、オイルの流れは、図20に示す油圧回路において破線矢印にて示される。具体的には、ピストンロッド3がシリンダ2に対して相対的に下動することで圧力が高くなったロッド側油室S2内のオイルは、弁座部材43の油孔43 bを通過して伸側入口チェック弁44を板バネ60の付勢力に抗して押し開いて隙間59へ流れる(図7参照)。

10

【 0 1 2 1 】

隙間59に流れ込んだオイルは、板バネ58とパイロット室57の背圧による閉弁方向の力に抗してメインバルブ55を押し開いて、隙間59から、隙間80、通路部材54の油孔54 c及びメインバルブ部材46の油孔46 dを通り、伸側出口チェック弁47を押し開いてピストン側油室S1へ流れ込む。このとき、オイルがメインバルブ55を通過する際の流動抵抗によって、緩衝器1には主たる伸側減衰力が発生する。なお、伸側出口チェック弁47におけるディスクバルブを複数積み重ねること等により、伸側出口チェック弁47においてメインバルブ55で発生する主たる伸側減衰力に加えて、補助的に伸側減衰力を発生させてもよい。

20

【 0 1 2 2 】

弁座部材43の油孔43 bを通過して隙間59へ流れ込んだオイルの一部は、圧側のパイロット流路を通過してメイン流路を流れるオイルに合流する。具体的には、図7に破線矢印にて示すように、弁座部材43の油孔43 bを通過して隙間59へ流れ込んだオイルの一部は、メインバルブ55の外周側の流路56からメインバルブ55の油孔55 aを通過してパイロット室57へ流れ込む。

【 0 1 2 3 】

パイロット室57に流れ込んだオイルは、通路部材54の油孔54 e, 54 d、弁座部材49の油孔71、弁体77と弁座71 aとの間の隙間を通過して弁座部材49の空間72へ流れ込む。そして、弁座部材49の空間72へ流れ込んだオイルは、弁体77に形成された油孔77 aを通過してフェイルバルブ75をバネ76の付勢力に抗して押し開いてコア63の空間74へ流れ込む。空間74へ流れ込んだオイルは、弁座部材49の油孔49 c、流路62, 61、通路部材54の油孔54 cを通過してメイン流路を流れるオイルに合流する。

30

【 0 1 2 4 】

ところで、伸側行程においては、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2 a内からの退出体積分の量のオイルは、リザーバ30から弁座部材43の油孔43 dを通過して、空間43 aへ流れ込む。空間43 aへ流れ込んだオイルは、隙間80へ流れ込み、メイン流路を流れるオイルと合流する。このように、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2 a内からの退出体積分の量のオイルは、リザーバ30からピストン側油室S1へ補給される。これによって、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2 a内からの退出に伴う内筒2 a内の容積変化が補償される。

40

【 0 1 2 5 】

(図 2 1 の油圧回路)

図21に示す第3実施形態のように、リザーバ30を減衰力発生装置40に並設せずに、ピストン側油室S1に連通させて備えてもよい。なお、この場合、減衰力発生装置40及びリザーバ30は、ピストン11の外部、更にはシリンダ2の外部に設けられている。

【 0 1 2 6 】

油圧回路は、図21に示すように、メインバルブ55、背圧調整部40 b、圧側入口チ

50

エック弁45、圧側出口チェック弁42、伸側入口チェック弁44及び伸側出口チェック弁47を備える。リザーバ30は、ピストン側油室S1に直接連通するように設けられる。なお、リザーバ30の入口には、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2a内への進入体積分の所定量のオイルをリザーバ30に導入するため、例えば、図示しないオリフィスやチェック弁等を備えて、オイルの導入量を調整している。

【0127】

上記した油圧回路を備える場合、リザーバ30が減衰力発生装置40に並設されていないため、例えば、図3に示した弁座部材43の油孔43d及び油室Sは不要となる。この図21に示すリザーバ30は、ピストン側油室S1と別途連通される流路を有する。

【0128】

(3-1) 圧側行程

このような油圧回路を備える緩衝器1において、圧側行程では、オイルの流れは、図21に示す油圧回路において実線矢印で示される。具体的には、ピストンロッド3がシリンダ2に対して相対的に上動することで圧力が高くなったピストン側油室S1内のオイルは、図1に示す油孔19から図2及び図3に示す減衰力発生装置40の第1油室S3へ供給される。

【0129】

また、ピストン側油室S1内のオイルの一部は、リザーバ30に導入される。このリザーバ30に導入されるオイルの量は、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2a内への進入体積分に相当する。これによって、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2a内への進入に伴う内筒2a内の容積変化が補償される。

【0130】

第1油室S3からのオイルの流れは、リザーバ30に導入されるオイルの流れ以外、前述した(1-1)圧側行程で説明した流れと同じである。

【0131】

(3-2) 伸側行程

伸側行程では、オイルの流れは、図21に示す油圧回路において破線矢印にて示される。具体的には、ピストンロッド3がシリンダ2に対して相対的に下動することで圧力が高くなったロッド側油室S2内のオイルは、図1に示す内筒2aに形成された油孔21、内筒2aと外筒2bとの間の流路20、外筒2bに形成された油孔22及び流路23を経て、図2及び図3に示す減衰力発生装置40の第2油室S4へ供給される。

【0132】

また、リザーバ30内のオイルは、ピストン側油室S1へ補給される。これによって、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2a内からの退出に伴う内筒2a内の容積変化が補償される。

【0133】

第2油室S4からのオイルの流れは、リザーバ30から導出されるオイルの流れ以外、前述した(1-2)伸側行程で説明した流れと同じである。

【0134】

(図22の油圧回路)

図22に示す第4実施形態のように、油圧回路の機能をピストン11に併設し、ピストン側油室S1に連通させて備えてもよい。すなわち、リザーバ30を並設しない減衰力発生装置40をシリンダ2内のピストン11の内部に備えてもよい。なお、リザーバ30は、ピストン11の外部、更にはシリンダ2の外部に設けられている。

【0135】

油圧回路は、リザーバ30を備えない以外は、図20に示した油圧回路と同じである。また、リザーバ30の構成は、図21に示したリザーバ30の構成と同じである。

【0136】

(4-1) 圧側行程

このような油圧回路を備える緩衝器1において、圧側行程では、オイルの流れは、図2

10

20

30

40

50

2に示す油圧回路において実線矢印にて示される。具体的なオイルの流れは、リザーバ30に導入されるオイルの流れ以外、前述した(2-1)圧側行程で説明した流れと同じである。

【0137】

また、ピストン側油室S1内のオイルの一部は、リザーバ30に導入される。このリザーバ30に導入されるオイルの量は、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2a内への進入体積分に相当する。これによって、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2a内への進入に伴う内筒2a内の容積変化が補償される。

【0138】

(4-2)伸側行程

伸側行程では、オイルの流れは、図22に示す油圧回路において破線矢印にて示される。なお、具体的なオイルの流れは、リザーバ30から導出されるオイルの流れ以外、前述した(2-2)伸側行程で説明した流れと同じである。

【0139】

また、リザーバ30内のオイルは、ピストン側油室S1へ補給される。これによって、ピストンロッド3のシリンダ2の内筒2a内からの退出に伴う内筒2a内の容積変化が補償される。

【0140】

以上のように、実施の形態の緩衝器1においては、減衰力発生装置40は、図3及び4に示すように、第1の圧力室PS1と第2の圧力室PS2とが略二重環状で径方向に重なり合う構成である。この略二重環状の構成は、図5及び図21に示すように、減衰力発生装置40がピストン11及びシリンダ2の外部に設けられていても、図20及び図22に示すように、減衰力発生装置40がピストン11及びシリンダ2の内部に設けられていても構成可能である。そして、略二重環状の構成によって、スペースのコンパクト化が図れる。

【0141】

また、減衰力発生装置40において、オイルの流入のみを許容する圧側入口チェック弁45と伸側入口チェック弁44を第1の圧力室PS1に設け、オイルの流出のみを許容する圧側出口チェック弁42と伸側出口チェック弁47を第2の圧力室PS2に設けている。そのため、オイルは、圧側行程では、圧側入口チェック弁45、第1の圧力室PS1、メインバルブ55、第2の圧力室PS2、圧側出口チェック弁42の順に流れる。また、オイルは、伸側行程でも、伸側入口チェック弁44、第1の圧力室PS1、メインバルブ55、第2の圧力室PS2、伸側出口チェック弁47の順に流れる。したがって、第1の圧力室PS1と第2の圧力室PS2の何れが内外になろうとも、第1の圧力室PS1からメインバルブ55と弁座部材43の隙間を通過して第2の圧力室PS2に流入するメインのオイルの流れは、圧側行程と伸側行程共に同一方向となる。すなわち、圧側行程及び伸側行程共に、オイルは、メインバルブ55の一端と弁座部材43との間を径方向外側から径方向内側に向かって同一方向(1WAY)に流れる。このため、減衰力発生装置40は、圧側行程と伸側行程それぞれでオイルが異なる方向に流れる場合と比較して、適切な減衰力を発生させる減衰力発生装置40の構造を単純化することができる。これにより、減衰力発生装置40の部品点数を削減して、コストダウンを図ることができる。

【0142】

また、減衰力発生装置40は、1つのメインバルブ55に加えて、この1つのメインバルブ55にその閉弁方向の内圧を作用させる1つのパイロット室57と、このパイロット室57の内圧を調整する減衰力調整部70とを備えている。減衰力調整部70において、特に弁体77が弁座71aから離間され又は弁座71aに着座することよりパイロット室57の内圧を調整している。そして、メインバルブ55と弁座部材43の隙間を通過するメインのオイルの流れの流路抵抗の調整をメインバルブ55の開弁圧とパイロット室57の閉弁方向の内圧との差圧により調整している。このパイロット室57の内圧を、弁体77を駆動する小さな荷重によって調整することができるため、広い範囲で減衰力の調整を

10

20

30

40

50

行うことができる。しかしながら、本発明はかかる構成に限定されるものではなく、減衰力調整部70を構成する弁機構を、メインバルブ55として使用し、直接減衰力の調整を行う構成としてもよい。

【0143】

また、減衰力発生装置40においては、第1の圧力室PS1からパイロット室57へ、更にパイロット室57から第2の圧力室PS2へのパイロット流路のオイルの流れを、メインバルブ55と弁座部材43の隙間を通過するメインのオイルの流れと同様に圧側行程と伸側行程共に同一方向とすることができる。すなわち、圧側行程及び伸側行程共に、オイルは、メインバルブ55の一端(図3の左端)と弁座部材43との間を径方向外側から径方向内側に向かって同一方向(1WAY)に流れる。

10

【0144】

特に、減衰力発生装置40において、メインバルブ55とこのメインバルブ55に閉弁方向の内圧を作用させるパイロット室57とを構成する緩衝器1の各部品に対しては、精度や複雑さ等において高いレベルが要求される。このため、本実施の形態のように、1つのメインバルブ55と1つのパイロット室57とを1組の構成として、メインのオイルの流れとパイロット流路のオイルの流れとをそれぞれ圧側行程及び伸側行程共に同一方向(1WAY)とすることによって、適切な減衰力を発生させる減衰力発生装置40の構造を更に単純化することができる。これにより、更に減衰力発生装置40の部品点数を削減し、コストダウンを図ることができる。

20

【0145】

ところで、原理上、減衰力調整部70を構成する弁体77は、メインバルブ55の開弁圧をオイルのメインの流れとは反対側から閉弁するために、メインバルブ55よりも小型に設計される。それぞれの部品は、概ねロッド軸と同軸上に配置することが合理的であることから、例えば、弁体77の径は、弁座部材43の端面に着座するメインバルブ55の一端の径よりも小さく設計する必要がある。そのため、パイロット室57付近の流路は、メインバルブ55より外径側よりも相対的に内径側に配置されることが自然である。例えば、下流側パイロット流路は、弁座部材43の端面に着座するメインバルブ55の一端よりも、径方向内側にある方が自然であるとともに、コンパクト化が図れる。特に、下流側パイロット流路の一部であり、メイン流路と合流する側となる流路61の一端の外径が、弁座部材43の端面に着座するメインバルブ55の一端の外径よりも径方向内側にある方がコンパクト化が図れる。

30

【0146】

また、構成上、メインバルブ55の上流側から、パイロット室57を經由し、減衰力調整部70、メインバルブ55の下流の順で接続される必要がある。したがって、メインバルブ55の内径側が下流となる構成とし、パイロット室57側の流路と交差のないスムーズな構成とすることができる。そのため、減衰力発生装置40をよりコンパクトな構成とすることができる。

【0147】

本実施の形態では、メインバルブ55を略筒状としたため、該メインバルブ55を廉価で容易に加工することができる。それは、略筒状の部品は旋盤加工し易く、旋盤加工は、バルブ等の高精度が要求される部品をフライス加工等、その他の加工方法よりも廉価に且つ容易に製造することができるからである。

40

【0148】

更に、本実施の形態では、図5及び図21に示すように、減衰力発生装置40をシリンダ2の外部の自由な位置に配置することができ、パイロット室57の内圧を制御する減衰力調整部70を構成する配置等について、レイアウトの自由度を高めることができる。そのため、アクチュエータであるソレノイド部50の配置やハーネス等の取り回し等についてもレイアウトの自由度を高めることができる。

【0149】

そして、本実施の形態では、図4、図5及び図20に示すように、リザーバ30を下流

50

側の第2の圧力室PS2に接続することで、リザーバ30へのオイルの過剰流入を防ぎ、圧力の制限を受けることなく、特に圧側の減衰力調整範囲の自由度を高めることができる。

【0150】

なお、上記した実施の形態において、シリンダ2の外部に減衰力発生装置40を設けて成る自動二輪車のリアクッションとして使用される緩衝器1に対して適用した一例を示したが、本発明は、図20及び図22に示すように、減衰力発生装置40をピストン11にコンパクトに組み込んで成るリアクッションとして使用される緩衝器に対しても同様に適用可能である。このように減衰力発生装置40をピストン11の内部に設けることによって、減衰力発生装置40が緩衝器1の外部に突出することなくコンパクトな構成とすることができる。

10

【0151】

また、本発明は、シリンダの外部に減衰力発生装置を設けて成る自動二輪車のフロントフォークとして使用される緩衝器、或いは減衰力発生装置をピストンにコンパクトに組み込んで成るフロントフォークとして使用される緩衝器に対しても同様に適用して前記と同様の効果を得ることができる。

【0152】

本実施の形態では、車体側にシリンダを取り付け、車軸側にピストンロッドを取り付けて成る倒立型の緩衝器に対して本発明を適用した一例を示した。更に、本発明は、車体側にピストンロッドを取り付け、車軸側にシリンダを取り付けて成る正立型の緩衝器に対しても同様に適用可能である。

20

【0153】

本実施の形態では、自動二輪車の後輪を車体に対して懸架するリアクッションとして使用される緩衝器に対して本発明を適用した一例を示した。更に、本発明は、自動二輪車以外の他の任意の車両の車輪を懸架する緩衝器に対しても同様に適用可能であることは勿論である。

【0154】

本発明のいくつかの実施形態を説明したが、これらの実施形態は、例として提示したものであり、発明の範囲を限定することは意図していない。これら新規な実施形態は、その他の様々な形態で実施されることが可能であり、発明の要旨を逸脱しない範囲で、種々の省略、置き換え、変更を行うことができる。これら実施形態やその変形は、発明の範囲や要旨に含まれるとともに、特許請求の範囲に記載された発明とその均等の範囲に含まれる。

30

【符号の説明】

【0155】

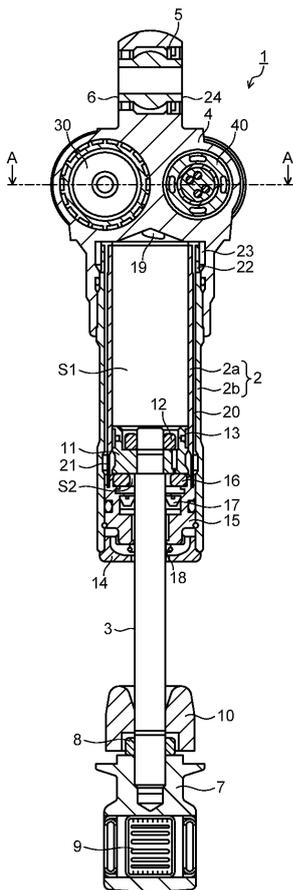
1...緩衝器、2...シリンダ、2a...内筒、2b...外筒、3...ピストンロッド、4...ダンパケース部、5...ラバークッション、6、9...カラー、7...車軸側取付部材、8...ロックナット、10...バンブラバー、11...ピストン、12...ナット、13...ピストンリング、14...キャップ、15...ロッドガイド、16...リバウンドラバー、17...オイルシール、18...ダストシール、19、21、22、43b、43c、43d、46c、46d、49c、54c、54d、54e、55a、71、77a...油孔、20、23、56、61、62...流路、24...車体側取付部、25、26...ダンパケース、25a、26a、46a、46b、49a、49b...凹部、26b...連通路、30...リザーバ、31...チャンバキャップ、32...ブラダ、40...減衰力発生装置、40a...バルブ部、40b...背圧調整部、41...バルブストッパ、42...圧側出口チェック弁、43、49...弁座部材、43a、72、74...空間、44...伸側入口チェック弁、45...圧側入口チェック弁、46...メインバルブ部材、47...伸側出口チェック弁、48...バルブストッパ、50...ソレノイド部、51...ケース、52...ロッド、53...ディスタンスカラー、54...通路部材、54a...大径部、54b...小径部、55...メインバルブ、55b...ガイド面、55c...着座部、55d...下面、57...パイロット室、58、60...板バネ、59、80...隙間、63、64

40

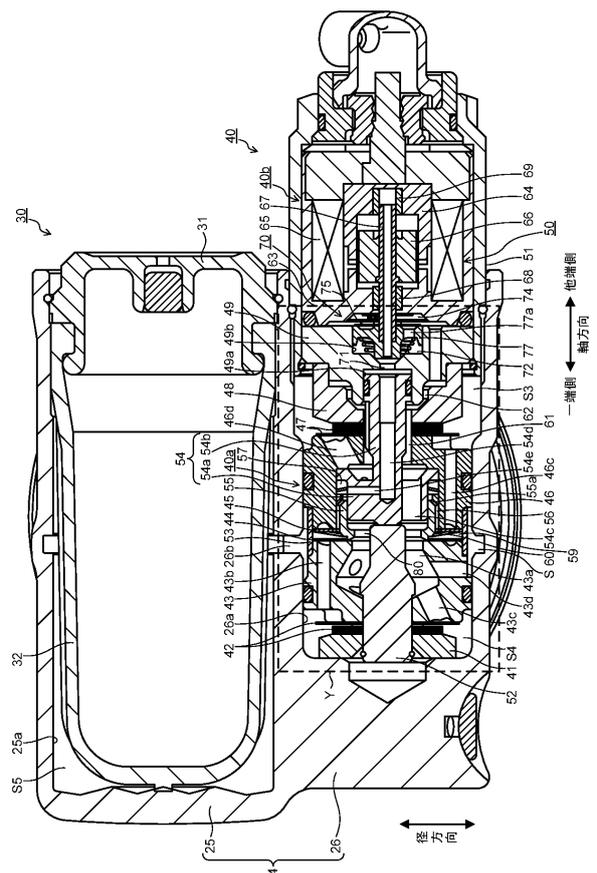
50

...コア、65...コイル、66...プランジャ、67...作動ロッド、68,69...ガイドブッシュ、70...減衰力調整部、71a...弁座、73...パネ(第3の弾性体)、75...フェイルバルブ(第2の弾性体)、75d...内周部、75e...外周部、76,76a,76b...パネ(第1の弾性体)、76h...支持部、77...弁体、77d...支持部、77e...非支持部、90...パイロット流路、90a...上流側パイロット流路、90b...下流側パイロット流路、PS1...第1の圧力室、PS2...第2の圧力室、S...油室、S1...ピストン側油室、S2...ロッド側油室、S3...第1油室、S4...第2油室、S5...リザーバ油室。

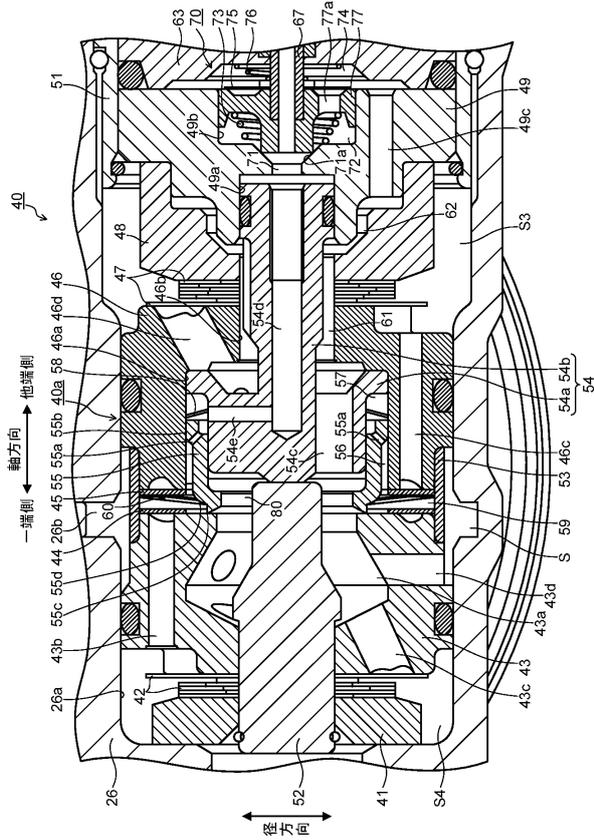
【図1】



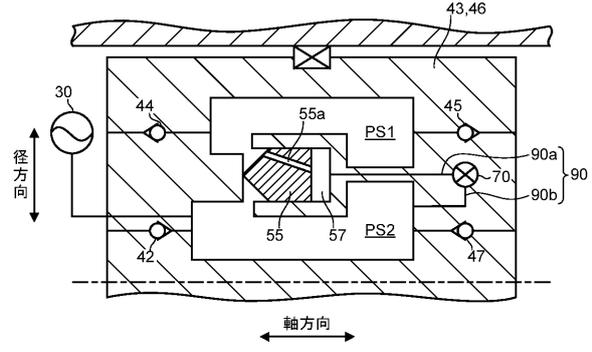
【図2】



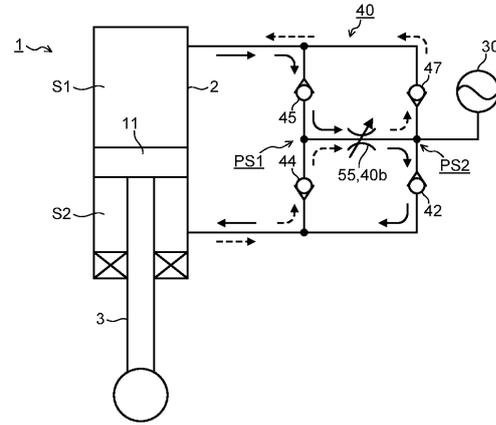
【 図 3 】



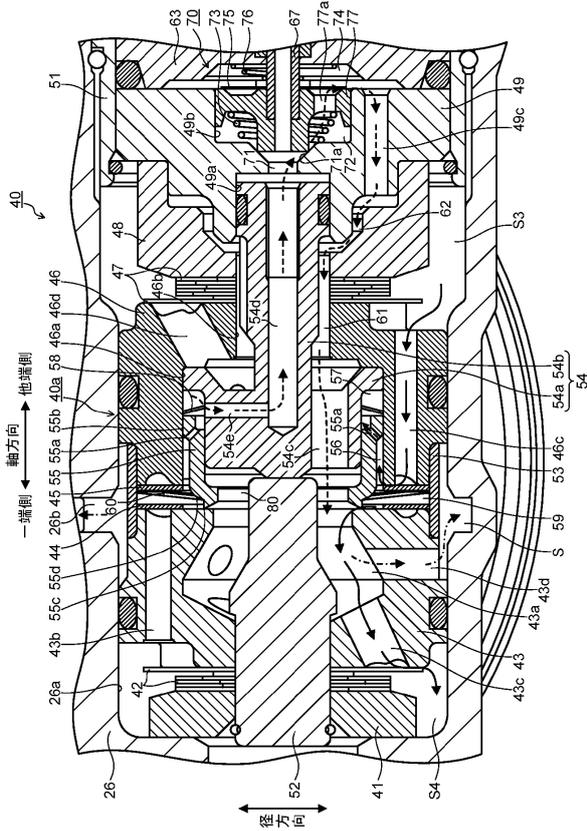
【 図 4 】



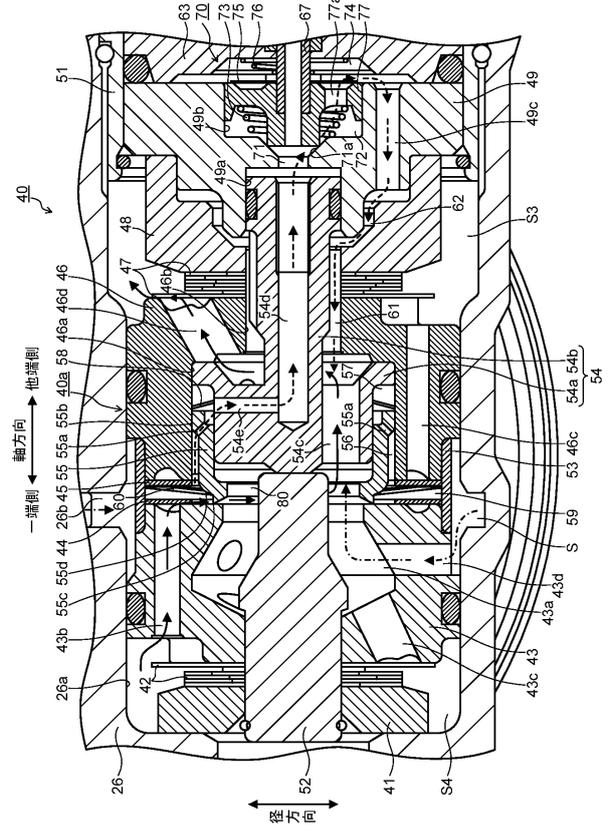
【 図 5 】



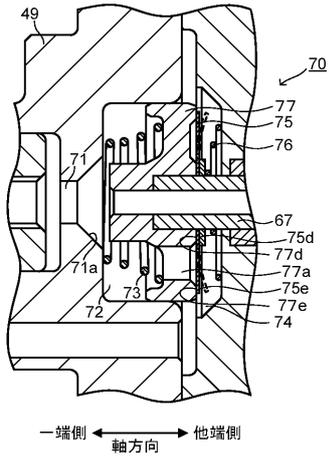
【 図 6 】



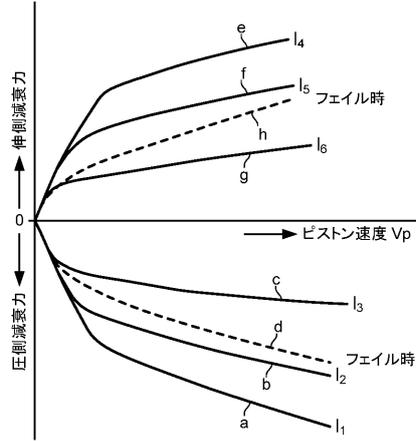
【 図 7 】



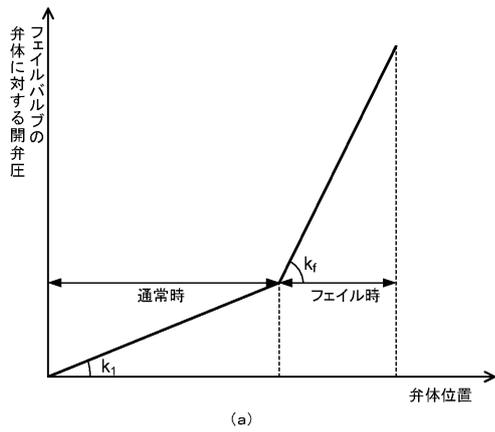
【図8】



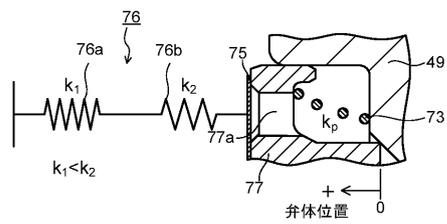
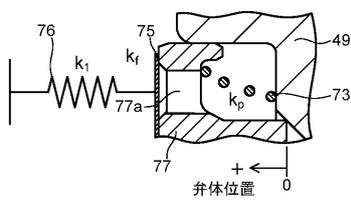
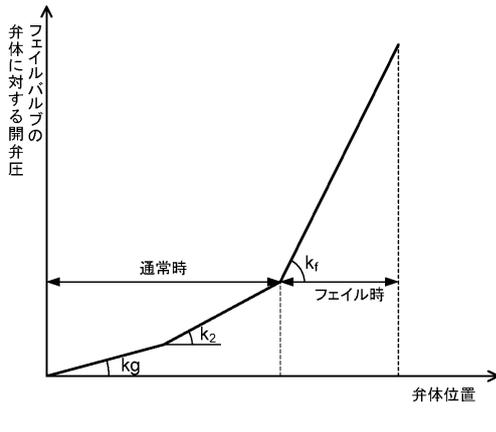
【図9】



【図10】

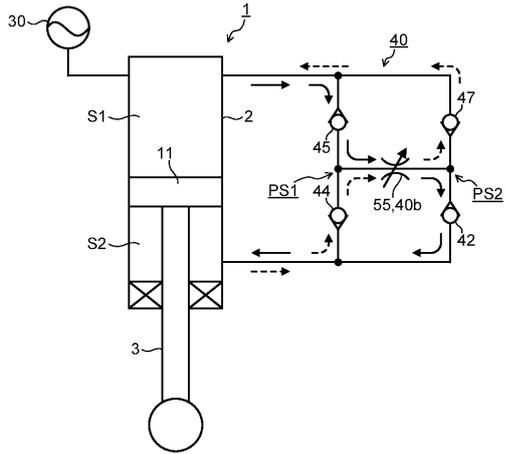


【図11】

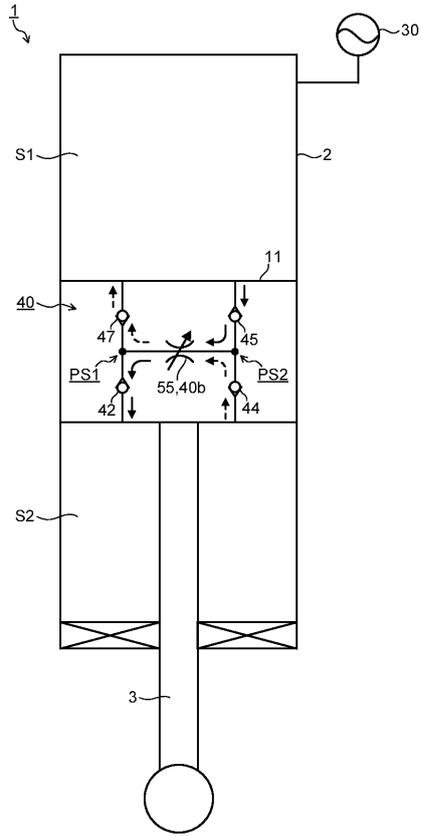


(b)

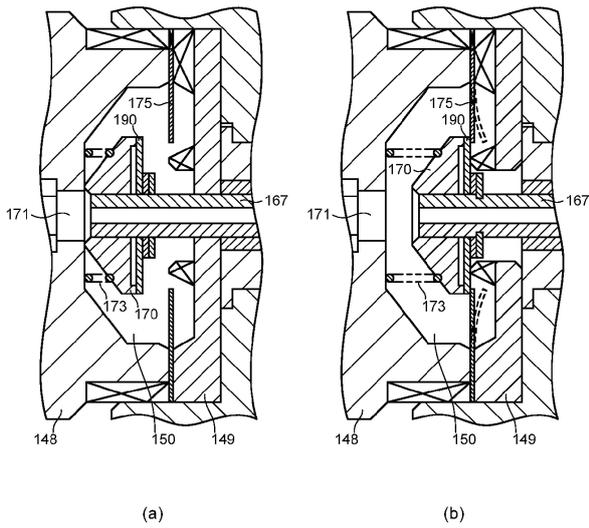
【図 2 1】



【図 2 2】



【図 2 3】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2013-011342(JP,A)
特開2014-070654(JP,A)
特表2014-512494(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60G1/00-99/00
B62K25/00-27/16
E04H9/00-9/16
F16F9/00-9/58
15/00-15/36
F16K1/00-1/54
15/00-15/20