

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7324934号
(P7324934)

(45)発行日 令和5年8月10日(2023.8.10)

(24)登録日 令和5年8月2日(2023.8.2)

(51)国際特許分類 F I
 F 1 6 F 9/346(2006.01) F 1 6 F 9/346
 F 1 6 F 9/508(2006.01) F 1 6 F 9/508
 F 1 6 F 9/46 (2006.01) F 1 6 F 9/46

請求項の数 9 (全34頁)

(21)出願番号	特願2022-509426(P2022-509426)	(73)特許権者	509186579 日立Astemo株式会社 茨城県ひたちなか市高場2520番地
(86)(22)出願日	令和3年2月22日(2021.2.22)	(74)代理人	110002457 弁理士法人広和特許事務所
(86)国際出願番号	PCT/JP2021/006617	(72)発明者	山岡 史之 茨城県ひたちなか市高場2520番地 日立Astemo株式会社内
(87)国際公開番号	WO2021/192779	審査官	杉山 豊博
(87)国際公開日	令和3年9月30日(2021.9.30)		
審査請求日	令和4年5月13日(2022.5.13)		
(31)優先権主張番号	特願2020-58027(P2020-58027)		
(32)優先日	令和2年3月27日(2020.3.27)		
(33)優先権主張国・地域又は機関	日本国(JP)		

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】

作動流体が封入されるシリンダを有するシリンダ側部材と、
 前記シリンダ内を一側室と他側室とに区画するピストンおよび前記ピストンに連結されて前記シリンダの外部へ延びるピストンロッドを有するピストン側部材と、
 前記ピストン側部材に設けられ、前記一側室と前記他側室とを連通する第1連通路と、
 前記シリンダ側部材に設けられ、前記一側室と前記他側室とを連通する第2連通路と、
 前記第1、第2連通路にそれぞれ設けられる第1減衰機構、第2減衰機構とを備え、
 前記第2減衰機構は、前記第2連通路内の作動流体の慣性力によって減衰力の位相を進める位相補正部であることを特徴とする緩衝器。

10

【請求項2】

前記シリンダ側部材は、前記シリンダの開口に設けられ前記ピストンロッドをガイドするロッドガイドを有しており、
 前記第2減衰機構は、前記ロッドガイドに設けられていることを特徴とする請求項1に記載の緩衝器。

【請求項3】

前記シリンダの外周側には外筒が形成されており、
 前記シリンダと前記外筒との間には前記ピストンロッドの進入および退出を補償するリザーバ室が設けられており、
 前記第2減衰機構は、前記リザーバ室に設けられていることを特徴とする請求項1に記載

20

載の緩衝器。

【請求項 4】

前記一側室および/または前記他側室の作動流体により移動可能な移動部材を有する周波数感応部をさらに備えていることを特徴とする請求項 1 ないし 3 のいずれかに記載の緩衝器。

【請求項 5】

前記周波数感応部は、前記ピストンロッドに設けられていることを特徴とする請求項 4 に記載の緩衝器。

【請求項 6】

アクチュエータによって減衰力を調整する減衰力調整機構をさらに備えていることを特徴とする請求項 1 ないし 5 のいずれかに記載の緩衝器。 10

【請求項 7】

作動流体が封入されるシリンダを有するシリンダ側部材と、
前記シリンダ内を一側室と他側室とに区画するピストンおよび前記ピストンに連結されて前記シリンダの外部へ延びるピストンロッドを有するピストン側部材と、
前記ピストンロッドの進入および退出を補償するリザーバ室と、
前記一側室または前記他側室と前記リザーバ室とを連通する第 3 連通路と、
前記第 3 連通路に設けられる第 3 減衰機構とを備え、
前記第 3 減衰機構は、前記第 3 連通路内の作動流体の慣性力によって減衰力の位相を進める位相補正部であることを特徴とする緩衝器。 20

【請求項 8】

ソレノイドによって開閉動作が調整される減衰力調整バルブをさらに備え、
前記減衰力調整バルブには、前記第 3 減衰機構が設けられていることを特徴とする請求項 7 に記載の緩衝器。

【請求項 9】

前記一側室および/または前記他側室の作動流体により移動可能な移動部材を有する周波数感応部をさらに備え、
前記減衰力調整バルブには、前記第 3 減衰機構と前記周波数感応部とが設けられていることを特徴とする請求項 8 に記載の緩衝器。

【発明の詳細な説明】 30

【技術分野】

【0001】

本開示は、例えば、自動車等の車両の振動を低減する緩衝器に関する。

【背景技術】

【0002】

特許文献 1 には、ピストン速度に対して位相が 90°進むばね下加速度となるようにアクチュエータを制御することにより、アクチュエータ等による応答遅れを補償するサスペンション制御装置が記載されている。

【先行技術文献】

【特許文献】 40

【0003】

【文献】特開 2005 - 255152 号公報

【発明の概要】

【0004】

例えば、アクチュエータを備えていないコンベンショナルの緩衝器の場合、外部から作動流体の流れを制御できない。このため、ピストン速度に対する減衰力の位相の遅れにより、ばね上（車体）を制振する力が減少し、ばね上を加振する力が増加する可能性がある。これにより、高周波入力に対する乗り心地の低下を招く可能性がある。

【0005】

本発明の一実施形態の目的は、アクチュエータの制御によらずに高周波の振動に対する 50

減衰力の遅れを抑制できる緩衝器を提供することにある。

【 0 0 0 6 】

本発明の一実施形態の緩衝器は、作動流体が封入されるシリンダを有するシリンダ側部材と、前記シリンダ内を一側室と他側室とに区画するピストンおよび前記ピストンに連結されて前記シリンダの外部へ延びるピストンロッドを有するピストン側部材と、前記ピストン側部材に設けられ、前記一側室と前記他側室とを連通する第1連通路と、前記シリンダ側部材に設けられ、前記一側室と前記他側室とを連通する第2連通路と、前記第1、第2連通路にそれぞれ設けられる第1減衰機構、第2減衰機構とを備え、前記第2減衰機構は、前記第2連通路内の作動流体の慣性力によって減衰力の位相を進める位相補正部である。

10

【 0 0 0 7 】

また、本発明の一実施形態の緩衝器は、作動流体が封入されるシリンダを有するシリンダ側部材と、前記シリンダ内を一側室と他側室とに区画するピストンおよび前記ピストンに連結されて前記シリンダの外部へ延びるピストンロッドを有するピストン側部材と、前記ピストンロッドの進入および退出を補償するリザーバ室と、前記一側室または前記他側室と前記リザーバ室とを連通する第3連通路と、前記第3連通路に設けられる第3減衰機構とを備え、前記第3減衰機構は、前記第3連通路内の作動流体の慣性力によって減衰力の位相を進める位相補正部である。

【 0 0 0 8 】

本発明の一実施形態によれば、アクチュエータの制御によらずに高周波の振動に対する減衰力の遅れを抑制できる。

20

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 0 9 】

【 図 1 】 第1の実施形態による緩衝器を示す縦断面図である。

【 図 2 】 緩衝器のスライフックダンパ制御則とその近似則との関係を示す説明図である。

【 図 3 】 減衰力の位相の遅れあり、遅れなし、進みありの3つの場合の緩衝器の変位（ダンパ変位）と減衰力との関係を示す特性線図（変位 - 減衰力リサージュグラフ）である。

【 図 4 】 作動流体の慣性力（オイル慣性力）による軸力を算出するための説明図である。

【 図 5 】 連通路の長さ（通路長）毎に緩衝器の変位と減衰力との関係を示す特性線図である。

30

【 図 6 】 減衰力の位相の遅れがオイル慣性力によって補正される点を示す説明図（変位 - ダンパ軸力、時間 - ダンパ軸力およびピストン速度）である。

【 図 7 】 連通路の長さ（通路長）毎に周波数と位相との関係を示す特性線図である。

【 図 8 】 緩衝器の相対速度と振幅と周波数との関係（緩衝器の作動領域）を示す特性線図である。

【 図 9 】 周波数と振幅とがそれぞれ異なる3つの場合の減衰力と補正減衰力とを示す特性線図（変位 - 軸力）である。

【 図 10 】 位相補正連通路（位相補正デバイス）ありの場合となしの場合の微低速の減衰力特性を示す特性線図（ピストン速度 - 減衰力）である。

【 図 11 】 第2の実施形態による緩衝器を示す縦断面図である。

40

【 図 12 】 図 11 中の（XII）部の拡大断面図である。

【 図 13 】 流路形成部材を構成する導入ディスクと通路ディスクとを示す平面図である。

【 図 14 】 変形例によるピストンロッド、ピストン、周波数感应部等を示す縦断面図である。

【 図 15 】 比較例による周波数感应部を備えた緩衝器の変位（ストローク）と減衰力との関係を示す特性線図である。

【 図 16 】 図 15 中の最も内側の特性線を拡大して示す特性線図である。

【 図 17 】 比較例による周波数感应部を備えた緩衝器の減衰力とピストン速度の時間変化を示す特性線図である。

【 図 18 】 第3の実施形態による緩衝器を示す縦断面図である。

50

【図 19】図 18 中の減衰力調整装置を拡大して示す断面図である。

【図 20】図 19 中の減衰力調整バルブ、周波数感応部、流路形成部材等を拡大し、かつ、図 19 の右側を上側にして示す拡大断面図である。

【図 21】流路形成部材を構成する導入ディスクと通路ディスクとを示す平面図である。

【図 22】位相補正連通路（位相補正デバイス）ありの場合となしの場合のピストン速度と減衰力との関係を示す特性線図（ピストン速度 - 減衰力）である。

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下、実施形態による緩衝器を、車両（例えば、4 輪自動車）に搭載される減衰力調整式油圧緩衝器に適用した場合を例に挙げ、添付図面を参照しつつ説明する。なお、添付図面（例えば、図 14、図 18 ないし図 21）は、設計図に準ずるような正確性をもって描かれた図面である。

10

【0011】

図 1 ないし図 10 は、第 1 の実施形態を示している。図 1 において、緩衝器 1 は、例えば、自動車等の車両用の油圧緩衝器である。緩衝器 1 は、例えば、コイルばねからなる懸架ばね（図示せず）と共に車両用のサスペンション装置を構成する。なお、以下の説明では、緩衝器 1 の軸方向の一端側を「下端」側とし、軸方向の他端側を「上端」側として説明するが、緩衝器 1 の軸方向の一端側を「上端」側とし、軸方向の他端側を「下端」側としてもよい。

【0012】

緩衝器 1 は、外筒 2 と、内筒 3 と、ピストン 4 と、ピストンロッド 9 と、位相補正連通路 15 とを含んで構成されている。外筒 2 は、有底筒状に形成されており、緩衝器 1 の外殻を構成している。外筒 2 は、一端側となる下端側が底部 2A として閉塞され、他端側となる上端側は開口している。外筒 2 の上端側の開口は、ロッドガイド 7 およびロッドシール 8 により閉塞されている。

20

【0013】

シリンダとしての内筒 3 は、外筒 2 内に同軸に設けられている。内筒 3 は、外筒 2 と共に、複筒式（ツインチューブ）のシリンダ装置（緩衝器）を構成している。即ち、内筒 3 の外周側には外筒 2 が形成されている。内筒 3 および外筒 2 内には、作動流体（作動液）としての油液（作動油）が封入されている。作動液である油液は、オイルに限らず、例えば添加剤を混在させた水等でもよい。内筒 3 は、下端側がボトムバルブ 10 に嵌合して取付けられており、上端側がロッドガイド 7 により閉塞されている。内筒 3 は、外筒 2 との間に環状のリザーバ室 A を形成（画成）している。即ち、内筒 3 と外筒 2 との間には、リザーバ室 A が設けられている。

30

【0014】

リザーバ室 A 内には、作動液体である油液と共にガスが封入されている。このガスは、例えば、大気圧状態の空気であってもよく、また、圧縮された窒素ガスでもよい。リザーバ室 A は、ピストンロッド 9 の進入および退出を補償する。ボトムバルブ 10 は、内筒 3 の下端側に位置して外筒 2 の底部 2A と内筒 3 との間に設けられている。内筒 3 は、ボトムバルブ 10 により一端側が閉塞されることにより有底筒状に形成されている。なお、外筒およびボトムバルブを設けずに、有底筒状のシリンダ（内筒）により単筒式（モノチューブ）のシリンダ装置（緩衝器）を構成してもよい。

40

【0015】

ピストン 4 は、内筒 3 内に摺動可能に挿入（挿嵌）されている。ピストン 4 は、内筒 3 内を 2 室（即ち、一側室となるボトム側油室 B と他側室となるロッド側油室 C）に区画（画成）している。ピストン 4 には、ボトム側油室 B とロッド側油室 C との間を連通可能とする油路 4A、4B が設けられている。油路 4A、4B は、ピストン 4 の移動により、内筒 3（シリンダ）内の油室 B、C のうち、一方の室から他方の室に向けて作動液体（油液）が流通するのを許す通路を構成している。即ち、それぞれが第 1 連通路としての油路 4A および油路 4B は、一側室となるボトム側油室 B と他側室となるロッド側油室 C とを連

50

通する。油路 4 A および油路 4 B は、ピストン 4 の移動によって作動流体（油液）の流れが生じるメイン流路（第 1 流路）である。

【 0 0 1 6 】

ピストン 4 には、縮小側（縮み側）の減衰バルブを構成する縮小側バルブ 5（以下、圧側バルブ 5 という）が設けられている。圧側バルブ 5 は、例えば、ピストン 4 の上側に設けられるディスクバルブにより構成されている。圧側バルブ 5 は、ピストンロッド 9 の縮小行程（縮み行程）でピストン 4 が内筒 3 に沿って下向きに摺動変位するとき、ボトム側油室 B からロッド側油室 C に向けて油路 4 A 内を流通する油液に対し抵抗力を与える。これにより、ピストンロッド 9 の縮小行程で所定の減衰力を発生させる。即ち、圧側バルブ 5 は、内筒 3 内のピストン 4 の摺動によって生じる作動流体（油液）の流れを制御して減衰力を発生させる。圧側バルブ 5 は、第 1 連通路としての油路 4 A に設けられた第 1 減衰機構に相当する。

10

【 0 0 1 7 】

ピストン 4 には、伸長側（伸び側）の減衰バルブを構成する伸長側バルブ 6（以下、伸側バルブ 6 という）が設けられている。伸側バルブ 6 は、例えば、ピストン 4 の下側に設けられるディスクバルブにより構成されている。伸側バルブ 6 は、ピストンロッド 9 の伸長行程（伸び行程）でピストン 4 が内筒 3 に沿って上向きに摺動変位するとき、ロッド側油室 C からボトム側油室 B に向けて油路 4 B 内を流通する油液に対し抵抗力を与える。これにより、ピストンロッド 9 の伸長行程で所定の減衰力を発生させる。即ち、伸側バルブ 6 は、内筒 3 内のピストン 4 の摺動によって生じる作動流体（油液）の流れを制御して減衰力を発生させる。伸側バルブ 6 は、第 1 連通路としての油路 4 B に設けられた第 1 減衰機構に相当する。

20

【 0 0 1 8 】

外筒 2 と内筒 3 の上端側（開口端側）は、ロッドガイド 7 とロッドシール 8 により閉塞されている。ロッドガイド 7 は、ピストンロッド 9 が軸方向に変位するのを摺動可能にガイドするガイド部材である。ロッドガイド 7 は、外筒 2 と内筒 3 の上端側（開口端側）に嵌合して設けられている。

【 0 0 1 9 】

ロッドシール 8 は、ロッドガイド 7 の上面側に設けられている。ロッドシール 8 は、例えば、芯金として金属性の環状板と、環状板に焼付け等の手段で取付けられたゴム等の弾性シール材料により構成されている。ロッドシール 8 は、その内周がピストンロッド 9 の外周側に摺接することにより、外筒 2 および内筒 3 とピストンロッド 9 との間を液密、気密に封止（シール）する。

30

【 0 0 2 0 】

ピストンロッド 9 は、基端側となる下端側が内筒 3 内に挿入され、先端側となる上端側がロッドガイド 7 を介して内筒 3 外へと突出している。即ち、ピストンロッド 9 は、ピストン 4 に連結されて内筒 3 の外部へ延びている。ピストンロッド 9 の下端側には、圧側バルブ 5 および伸側バルブ 6 と共にピストン 4 が取付けられている。なお、ピストンロッド 9 の下端をさらに延ばしてボトム部側から外向きに突出させ、所謂、両ロッドとしてもよい。即ち、内筒 3 は、少なくともその一端からピストンロッド 9 が突出している。

40

【 0 0 2 1 】

ボトムバルブ 1 0 は、内筒 3 の下端側に設けられている。ボトムバルブ 1 0 は、リザーバ室 A とボトム側油室 B とを区画（画成、離隔）するバルブボディ 1 1 と、バルブボディ 1 1 に設けられた縮み側の絞り弁 1 2 と、バルブボディ 1 1 に設けられた伸び側の逆止弁 1 3 とにより構成されている。バルブボディ 1 1 には、リザーバ室 A とボトム側油室 B とを連通可能とする油路 1 1 A , 1 1 B が設けられている。

【 0 0 2 2 】

ところで、車両のばね下からばね上への高周波振動の伝達を低減し、乗り心地のさらなる改善を図ることが望まれている。これに対して、ダンパ（緩衝器）の油圧による減衰力は、作動周波数が高くなると、ピストン速度に対して遅れを生じる傾向となる。即ち、ピ

50

ストンの作動に対し、振動周波数が大きくなる程、ピストン速度に対する減衰力の位相の遅れが生じる傾向となる。これにより、高周波振動における制振性の低下と振動伝達の増加を招き、乗り心地が低下する可能性がある。

【 0 0 2 3 】

一方、前述の特許文献 1 には、ピストン速度に対して位相が 90° 進むばね下加速度となるようにアクチュエータを制御することにより、アクチュエータ等による応答遅れを補償するサスペンション制御装置が記載されている。しかし、アクチュエータを備えていないコンベンショナルの緩衝器の場合、外部から作動流体の流れを制御できない。このため、ピストン速度に対する減衰力の位相の遅れにより、ばね上（車体）を制振する力が減少し、ばね上を加振する力が増加する可能性がある。これにより、高周波入力に対する乗り心地の低下を招く可能性がある。

10

【 0 0 2 4 】

より詳しく説明すると、油圧減衰力は、ピストン速度に対して位相遅れを生じる。この位相遅れは、周波数が高くなる程（加速度が大きくなる程）大きくなる。この減衰力の位相遅れは、ばね上共振付近（例えば、 1.5 Hz 付近）の低周波では遅れが小さく、問題になる可能性は低いが、周波数が高くなると位相の遅れは大きくなり、高周波振動低減性能と音振低減性能への影響が大きくなる可能性がある。即ち、減衰力の位相がピストン速度の位相に対して遅れると、制振域の減衰力が低下し、加振域の減衰力が増加する傾向となる。これにより、ばね上への振動伝達率の増加により乗り心地が低下すると共に、音振性能の低下を招く可能性がある。また、ばね下制振性への影響の可能性もあり、ばね下のバタつき、ブル感が悪化する可能性がある。

20

【 0 0 2 5 】

そこで、実施形態では、オイル慣性力を利用して、ピストン速度より位相の進んでいる加速度位相の力を発生することにより、位相遅れの大きな周波数の高い領域で位相遅れを改善する。即ち、後述するように、第 1 の実施形態では、ピストン上室（ロッド側油室 C）とピストン下室（ボトム側油室 B）との間を連通する連通路（位相補正連通路 15）を設けると共に、この連通路を所定の長さに設定することにより、高周波振動に対し連通路内の油液（オイル）の慣性力による加速度位相の圧力を作動室（ピストン上室、ピストン下室）に作用させる。これにより、ピストン速度に対する減衰力の位相の遅れを解消すること、さらに、ピストン速度に対して進み位相とすることができる。この結果、制振域の減衰力を増加し、加振域の減衰力を減少して、ばね上振動の低減と振動伝達の低減を図ることができる。

30

【 0 0 2 6 】

即ち、図 2 および図 3 は、ダンパの減衰力の制御則とダンパの減衰力の位相との関係を示している。図 2 の左側に示すように、ダンパの減衰力の制御則としては、ばね上振動の制振性と路面からのばね上への振動伝達低減に優れるスカイフックダンパ制御が知られている。これに対して、図 2 の右側に示すように、スカイフックダンパ制御の近似則（スカイフックダンパ近似則）として、ダンパストロークの位置（変位）と作動方向（伸長、縮小）により減衰力の大きさを制御することが有効であることが知られている。ここで、図 2 中の加振域は、ダンパがばね上を加振する力を発生する領域となる。加振域では、減衰力を低減することで、ばね上への伝達を低減できる。図 2 中の制振域は、ダンパがばね上を制振する力を発生する領域である。制振域では、減衰力を増大することで、ばね上の振動を低減できる。

40

【 0 0 2 7 】

一方、図 3 は、緩衝器の変位（ダンパ変位）と減衰力との関係、即ち、変位 - 減衰力のリサージュ（リサージュ波形、履歴曲線形状）を示している。ピストン速度に対するダンパ減衰力の位相が遅れ方向になると、近似則の制振域の減衰力を低減し、加振域の減衰力を増加させる傾向となる。この場合は、ばね上振動の制振性が低下し、かつ、路面からのばね上への振動伝達が増加することにより、乗り心地が低下する可能性がある。これに対して、逆に、ピストン速度に対するダンパ減衰力の位相が進み方向になると、近似則の制

50

振域の減衰力が増加し、加振域の減衰力を低減する傾向となる。この場合は、ばね上振動の制振性の向上と路面からのばね上への振動伝達の低減により、乗り心地を向上できる。

【 0 0 2 8 】

そこで、実施形態では、ダンパの減衰力の位相を進めることにより、制振域の減衰力を増大し、加振域の減衰力を低減することにより、近似則に沿った減衰力特性を実現する。即ち、実施形態では、オイル慣性力を利用して、ピストン速度より位相の進んでいる加速度位相の力を発生することで、油圧減衰力の位相遅れの大きな周波数の高い領域で位相遅れを改善する。このために、実施形態では、ダンパ（緩衝器）は、オイル慣性力により減衰力の位相を補正する位相補正機構（位相補正デバイス）を備えている。これにより、高周波におけるダンパ減衰力の位相遅れを改善し、乗り心地を向上することができる。以下、位相補正機構について説明する。

10

【 0 0 2 9 】

図 1 に示すように、第 1 の実施形態では、緩衝器 1 は、位相補正機構となる位相補正連通路 1 5 を備えている。位相補正連通路 1 5 は、内筒 3 の外周側、換言すれば、内筒 3 と外筒 2 との間のリザーバ室 A に設けられている。位相補正連通路 1 5 は、筒状の管路として構成されており、通路長 l が断面積 a に対して大きい（例えば、 30 通路長 l / 断面積 $a = 1200$ [$1/\text{mm}$] ）。即ち、緩衝器 1 は、内筒 3 を有するシリンダ側部材と、内筒 3 に対して相対移動するピストン 4 およびピストンロッド 9 を有するピストン側部材とを備えている。そして、作動流体の慣性力によって減衰力の位相を進める位相補正連通路 1 5 は、シリンダ側部材（内筒 3）に配置されている。

20

【 0 0 3 0 】

位相補正連通路 1 5 は、内筒 3 の内周面との開口部を介してロッド側油室 C と連通する直線状の他側連通路 1 5 A（以下、上部連通路 1 5 A という）と、内筒 3 の内周面との開口部を介してボトム側油室 B に連通する直線状の一側連通路 1 5 B（以下、下部連通路 1 5 B という）と、上部連通路 1 5 A と下部連通路 1 5 B と間に設けられ上部連通路 1 5 A と下部連通路 1 5 B とを接続する螺旋状管路 1 5 C とを備えている。螺旋状管路 1 5 C は、周方向に延びつつ軸方向に進む螺旋状の管路として形成されている。なお、ピストン 4（圧側バルブ 5、伸側バルブ 6）には、固定オリフィス（コンスタントオリフィス）は設けられていない。固定オリフィス（コンスタントオリフィス）は、例えば、上部連通路 1 5 A、下部連通路 1 5 B および螺旋状管路 1 5 C における管路摩擦抵抗がその役割を果たす。螺旋状管路 1 5 C は、緩衝器 1 の作動により変動するリザーバ室 A の油面付近に配置されている。

30

【 0 0 3 1 】

位相補正連通路 1 5 は、一側室となるボトム側油室 B と他側室となるロッド側油室 C との間に設けられている。位相補正連通路 1 5 は、第 1 連通路（油路 4 A および油路 4 B）と同様に、ピストン 4 の移動によって作動流体（油液）の流れが生じる連通路（第 2 連通路）である。即ち、位相補正連通路 1 5 は、シリンダ側部材となる内筒 3（より具体的には、内筒 3 の外周面と外筒 2 の内周面との間のリザーバ室 A）に設けられており、ボトム側油室 B とロッド側油室 C とを連通する。そして、位相補正連通路 1 5 には、第 2 減衰機構が設けられている。この場合、第 2 減衰機構は、位相補正連通路 1 5 の作動流体の慣性力によって減衰力の位相を進める位相補正部として構成されている。即ち、位相補正連通路 1 5 は、軸方向に進みつつ同じ径で複数周旋回（周回）する螺旋状管路 1 5 C を有することにより、減衰力の位相を進める力（軸力）を発生させる減衰機構として構成されている。換言すれば、位相補正連通路 1 5 は、ボトム側油室 B とロッド側油室 C との間で通路長が大きい（通路長 l が断面積 a に対して大きい）絞り通路（オリフィス部）となっている。螺旋状管路 1 5 C は、上面視で始点が終点を超える位置まで周方向に延びている（即ち、 360° を超えて延びている）。なお、位相補正連通路 1 5 は、例えば、軸方向に直線上に延びる部分（上部連通路、下部連通路）を省略し、全体を螺旋状管路により構成してもよい。

40

【 0 0 3 2 】

50

図 4 は、オイル慣性力の説明図である。図 4 を参照しつつオイル慣性力によるダンパ軸力を計算する。シリンダ（内筒 3）の断面積を「 A_c 」とし、ロッド（ピストンロッド 9）の断面積を「 A_r 」とし、下側室（ボトム側油室 B）と上側室（ロッド側油室 C）とを接続するオリフィス部（位相補正連通路 15）の断面積を「 a 」とし、オリフィス部（位相補正連通路 15）の長さを「 l 」とし、ダンパ（緩衝器 1）のストロークの加速度（相対加速度）を「 G 」とし、油液の密度であるオイル密度を「 ρ 」とする。オリフィス部（位相補正連通路 15）のオイル質量 m は、次の数 1 式となる。

【 0 0 3 3 】

【数 1】

$$m = a \times l \times \rho$$

10

【 0 0 3 4 】

ダンパ（緩衝器 1）に加速度 G が作用したときのオリフィス部（位相補正連通路 15）内のオイル（油液）に作用する加速度 g は、次の数 2 式となる。

【 0 0 3 5 】

【数 2】

$$g = G \times (A_c - A_r) / a$$

20

【 0 0 3 6 】

このとき、オリフィス部（位相補正連通路 15）のオイル慣性力 f は、次の数 3 式となる。

【 0 0 3 7 】

【数 3】

$$f = m \times g \\ = l \times \rho \times G \times (A_c - A_r)$$

【 0 0 3 8 】

オイル慣性力 f による圧力室（ボトム側油室 B、ロッド側油室 C）の作用圧力 p は、次の数 4 式となる。

【 0 0 3 9 】

【数 4】

$$\Delta p = f / a \\ = l \times \rho \times G \times (A_c - A_r) / a$$

30

【 0 0 4 0 】

従って、ダンパ（緩衝器 1）の加速度位相で作用する軸力 F_g は、次の数 5 式となる。即ち、オイル慣性力 f によりダンパ（緩衝器 1）の加速度位相で作用する軸力 F_g は、「加速度（ G ）」と「オリフィス部（位相補正連通路 15）の長さ l と断面積 a との比（ l / a ）」に比例する。

【 0 0 4 1 】

【数 5】

$$F_g = \Delta p \times (A_c - A_r) \\ = l \times \rho \times G \times (A_c - A_r)^2 / a$$

40

50

【 0 0 4 2 】

図 5 は、ダンパ減衰力位相に対するオイルの慣性力の影響を示している。図 5 中の「配管長 a , b , c 」は、オリフィス部（位相補正連通路 1 5）の長さ（配管長）がそれぞれ異なり、 $a < b < c$ である。また、図 5 中の「従来構造ダンパ」は、オリフィス部（位相補正連通路 1 5）が設けられていない。ピストンバルブ（圧側バルブ 5、伸側バルブ 6）と並列に設けられた位相補正連通路 1 5 内のオイル慣性力は、ピストン加速度位相で発生することから、ピストン速度位相より進んだ位相の圧力を圧力室（ボトム側油室 B、ロッド側油室 C）に作用させることができる。この慣性力は、加速度に比例した大きさの力を発生し、慣性力により圧力室（ボトム側油室 B、ロッド側油室 C）に作用する圧力の大きさも加速度に比例した大きさとなる。加速度の大きさは、ダンパ（緩衝器 1）の加振周波数の 2 乗に比例する。

10

【 0 0 4 3 】

ダンパ（緩衝器 1）の減衰力は、加振周波数が大きくなるほど遅れ位相となるが、慣性力の影響を作用させることで、高周波の加振においても、遅れ位相を解消し、進み位相とすることができる。したがって、高周波入力に対して、図 2 に示すスカイフックダンパ近似則に適合した、制振域の減衰力増大と加振域の減衰力低減を両立し、乗り心地の向上を図れる。即ち、オイル慣性力は、ダンパ加振加速度の位相で加速度に比例して発生する。このため、慣性力を作用させることで、特に油圧減衰力の位相遅れが大きな高周波振動に対し減衰力位相を進み方向に改善し、スカイフックダンパ近似則に則した減衰力特性とすることができる。従って、高周波振動に対し、ばね上（車体）を制振しながら路面からの振動絶縁性能を向上し、乗り心地を向上することができる。

20

【 0 0 4 4 】

図 6 は、実施形態によるオイル慣性力による位相遅れの改善効果を示している。図 6 中の上段は、変位とダンパ軸力とのリサージュ波形を示しており、下段は、時間軸波形を示している。実施形態では、オイル慣性力を利用して、ピストン速度より位相の進んでいる加速度位相の力を発生する。即ち、遅れのある減衰力（軸力）にオイル慣性力（軸力）を加える。これにより、油圧減衰力の位相遅れが大きくなる周波数の高い領域、例えば、20 Hz で位相遅れを改善できる。

【 0 0 4 5 】

図 7 は、オリフィス部（位相補正連通路 1 5）の長さ l と減衰力位相の関係を示している。図 7 中の「従来構造ダンパ」は、オリフィス部（位相補正連通路 1 5）が設けられていない。また、図 7 中の「配管長 A , B , C , D 」は、オリフィス部（位相補正連通路 1 5）の長さ l と断面積 a との比（ l / a ）が、 $A < B < C < D$ である。図 8 は、緩衝器の相対速度と振幅と周波数との関係（緩衝器の作動領域）を示している。図 9 は、周波数と振幅とがそれぞれ異なる 3 つの場合の減衰力と補正減衰力（オリフィス部によって補正された減衰力）を示している。図 9 の（A）は、ばね上共振周波数付近（低周波大振幅、周波数 1.5 Hz、振幅 ± 20 mm）の減衰力と補正減衰力を示しており、図 9 の（B）は、ゴツゴツ感領域（高周波微振幅、周波数 20 Hz、振幅 ± 0.5 mm）の減衰力と補正減衰力を示しており、図 9 の（C）は、ビリザラ感領域（高周波微振幅、周波数 40 Hz、振幅 ± 0.08 mm）の減衰力と補正減衰力を示している。

30

40

【 0 0 4 6 】

オイル慣性力の大きさは、オリフィス部（位相補正連通路 1 5）の長さ l と断面積 a との比（ l / a ）の値に比例する。このため、オリフィス部（位相補正連通路 1 5）の長さ l と断面積 a により、減衰力位相の調整が可能である。例えば、図 7 中の配管長 B は、ばね下共振点（13 Hz）付近で位相遅れをほぼ 0 として長さ l と断面積 a との比（ l / a ）を調整した例である。これにより、ばね下制振性が向上する。さらに、高周波領域では、減衰力は進み位相となり、高周波振動に対しばね上制振と振動伝達の低減が可能となる。また、図 7 中の配管長 C , D は、高周波振動への効果をさらに向上した例であり、高周波での減衰力位相は、より進み位相となる。

【 0 0 4 7 】

50

即ち、図7に示すように、配管長の短い（ピストンボディの厚さ10 - 15 mm程度）の従来構造ダンパは、周波数が大きくなるに従い、ピストン速度に対する減衰力の位相は遅れを生じる。従って、ばね上共振（およそ1.5 Hz）付近では、遅れが少なく、ばね上振動を制振することができる。しかし、ばね下共振（およそ13 Hz）付近では、位相の遅れにより、ばね下を十分に制振することができず、ばね下のばたつきを生じる可能性がある。また、さらに高周波入力では、減衰力位相の遅れはさらに大きくなり、ばね上の制振力が減少する。これにより、ばね上への振動伝達が増加し、ゴツゴツ感、ビリザラ感等が増大し、乗り心地が低下する可能性がある。

【0048】

これに対し、オリフィス部（位相補正連通路15）の長さ l が大きくなるに従い（ l/a が大きくなるに従い）、ピストン速度に対する減衰力の位相遅れが減少する。さらに、オリフィス部（位相補正連通路15）の長さ l を大きくする（ l/a を大きくする）ことで、高周波でのピストン速度に対する減衰力の位相を進み位相とすることができる。例えば、長さ l （比 l/a ）を調整して、ばね下共振周波数（13 Hz付近）で、減衰力の位相をピストン速度位相付近に合わせると、さらに高周波では、減衰力はピストン速度に対し、進み位相とる。これにより、ばね下のばたつきとゴツゴツ感、ビリザラ感の低減が両立され、乗り心地の向上が可能となる。車両により、ばね下のばたつきよりも、高周波振動の伝達低減を重視する場合には、長さ l （比 l/a ）をさらに大きくし、高周波の減衰力位相をさらに進めることで、乗り心地の向上を図ることができる。

【0049】

いずれにしても、図9の（A）に示すように、ばね上共振周波数付近（低周波大振幅、周波数1.5 Hz、振幅 ± 20 mm）では、減衰力の遅れは小さい。また、図9の（B）に示すように、ゴツゴツ感領域（高周波微振幅、周波数20 Hz、振幅 ± 0.5 mm）では、減衰力の遅れが大きくなるのに対して、補正減衰力は遅れが小さい。さらに、図9の（C）に示すように、ビリザラ感領域（高周波微振幅、周波数40 Hz、振幅 ± 0.08 mm）では、減衰力の遅れがさらに大きくなるのに対して、補正減衰力は進み位相となり加振域の減衰力を低減できる。このように、位相補正デバイスである位相補正連通路15による効果は、高周波微振幅の要域で大きく、ばね上への振動の伝達を低減でき、音振性能を向上できる。

【0050】

第1の実施形態による緩衝器1は、上述の如き構成を有するもので、次に、その作動について説明する。

【0051】

緩衝器1は、例えば、ピストンロッド9の先端側（上端側）が車両（自動車）の車体側に取付けられ、外筒2の基端側（下端側）が車両の車輪側（車軸側）に取付けられる。これにより、車両の走行時に振動が発生したときに、ピストンロッド9を伸長、縮小させつつ、ピストン4の圧側バルブ5、伸側バルブ6、位相補正連通路15によって減衰力を発生させ、このときの振動を減衰する。

【0052】

即ち、ピストンロッド9が縮小行程にある場合には、ロッド側油室Cよりもボトム側油室B内が高圧状態になる。そして、ボトム側油室B内の油液（圧油）は、ピストン4の油路4Aと並列に設けられた位相補正連通路15を介してロッド側油室C内へと流通し、減衰力（オイル慣性力）を発生する。また、ボトム側油室B内の油液は、ピストン4の油路4A、圧側バルブ5を介してロッド側油室C内へと流通し、減衰力を発生する。このとき、内筒3内へのピストンロッド9の進入体積分に相当する分量の油液が、ボトム側油室Bからボトムバルブ10の絞り弁12を介してリザーバ室A内へと流入する。これにより、リザーバ室A内では、内部に封入されたガスが圧縮され、ピストンロッド9の進入体積分が吸収される。

【0053】

一方、ピストンロッド9が伸長行程にある場合には、ボトム側油室Bよりもロッド側油

10

20

30

40

50

室 C 内が高圧状態となる。そして、ロッド側油室 C 内の油液（圧油）は、ピストン 4 の油路 4 B と並列に設けられた位相補正連通路 1 5 を介してボトム側油室 B 内へと流通し、減衰力（オイル慣性力）が発生する。また、ロッド側油室 C 内の油液は、ピストン 4 の油路 4 B、伸側バルブ 6 を介してボトム側油室 B 内へと流通し、減衰力が発生する。このとき、内筒 3 から進出（退出）したピストンロッド 9 の進出体積分（退出体積分）に相当する分量の油液が、リザーバ室 A 内からボトムバルブ 1 0 の逆止弁 1 3 を介してボトム側油室 B 内に流入する。

【 0 0 5 4 】

図 1 0 は、ダンパ（緩衝器）の微低速時の減衰力特性を示している。図 5 中、実線 1 8 は、位相補正デバイス（位相補正連通路 1 5）を備えた実施形態の緩衝器 1 の減衰力特性を示している。破線 1 9 は、位相補正デバイス（位相補正連通路 1 5）を備えていない（通常のコンスタントオリフィスを有する）比較例の緩衝器の減衰力特性を示している。実施形態では、比較例（通常のコンスタントオリフィス）に対して流路長さを大きくとることで、微低速でのレイノルズ数を低減し、流路の摩擦損失を増大することができる。即ち、位相補正デバイス（位相補正連通路 1 5）は、レイノルズ数の小さな起動時付近では、層流に近い流れで流量にほぼ比例した減衰力を発生する。流量が増加してレイノルズ数が大きくなるに従い流量の 2 乗に比例した特性となる。一方、コンスタントオリフィスは、起動時からほぼ流量の 2 乗に比例した特性となる。これにより、実施形態では、比較例（通常のコンスタントオリフィス）に対して、微低速時の減衰力の立ち上りを増加することができる。この結果、減衰力の立ち上り応答性を高くすることができ、操縦安定性を向上

10

20

【 0 0 5 5 】

以上のように、第 1 の実施形態では、位相補正部である位相補正連通路 1 5 により、減衰力の位相を進めることができる。この場合、位相補正連通路 1 5 は、例えば、通路長 l を断面積 a に対して大きく（例えば、 $30 \text{ l} / a \text{ } 1200 [1/\text{mm}]$ ）することにより構成することができる。これにより、例えば、高周波振動に対し、位相補正連通路 1 5 の作動流体の慣性力（オイル慣性力）による加速度位相の圧力を、シリンダの作動室（ピストン上下室）となるボトム側油室 B またはロッド側油室 C に作用させることができる。この結果、減衰力位相をピストン速度位相に対して進めることができ、車両のばね上（車体）に対する制振域の減衰力を増加し、かつ、加振域の減衰力を低減することができる。このため、ばね上の制振性と振動伝達の低減を図り、高周波入力に対する乗り心地の向上が可能となる。この場合に、位相補正連通路 1 5 の長さ l を適切に調整することにより、ばね下共振周波数付近で減衰力位相をピストン速度位相に合わせることができる。これにより、緩衝器 1 の減衰力でばね下振動を適切に制振することができ、ばね下のばたつきを抑えて、乗り心地の向上（プル感の改善）が可能となる。

30

【 0 0 5 6 】

また、第 1 の実施形態では、位相補正連通路 1 5 は、リザーバ室 A に設けられている。この場合、作動流体の慣性力（オイル慣性力）を発生する位相補正連通路 1 5 は、シリンダとなる内筒 3 の外周側を周回する螺旋状管路 1 5 C を備えている。そして、螺旋状管路 1 5 C を、リザーバ室 A の液面位置（油面位置）に配置している。このため、緩衝器 1 が高速で作動したときの油面（油面）の跳動を抑制することができる。即ち、緩衝器 1 がストロークしたときの油面の変動に対して、螺旋状管路 1 5 C が油面の跳動を抑制するパツフル構造の役割を果たし、エアレーションの発生を抑制することができる。この結果、エアレーション抑制による減衰力の波形のラグ（欠け）を低減でき、制振性と異音の抑制を図ることができる。

40

【 0 0 5 7 】

次に、図 1 1 ないし図 1 3 は、第 2 の実施形態を示している。第 2 の実施形態の特徴は、位相補正デバイス（位相補正部）をロッドガイドに設けたことにある。なお、第 2 の実施形態では、上述した第 1 の実施形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を

50

省略するものとする。

【 0 0 5 8 】

第 2 の実施形態の緩衝器 2 1 は、外筒 2 と、内筒 3 と、中間筒 2 2 と、ピストン 4 と、ピストンロッド 9 と、ロッドガイド 2 3 と、位相補正連通路 2 8 を形成する流路形成部材 2 5 とを含んで構成されている。内筒 3 の長さ方向（軸方向）の一端側（下端側）には、ボトム側油室 B を環状油室 D に常時連通させる油穴 3 A が径方向に穿設されている。外筒 2 と内筒 3 との間には、中間筒 2 2 が配設されている。中間筒 2 2 は、軸方向の一端側（下端側）がボトムバルブ 1 0 のバルブボディ 1 1 に嵌合固定されており、軸方向の他端側（上端側）がロッドガイド 2 3 の外側筒部 2 3 A に嵌合固定されている。

【 0 0 5 9 】

中間筒 2 2 は、内筒 3 の外周側を全周にわたって取囲むと共に軸方向に延びて配置されている。中間筒 2 2 は、内筒 3 との間に軸方向に延びる環状油室 D を形成している。環状油室 D は、リザーバ室 A とは独立した油室となっている。環状油室 D は、内筒 3 に形成され径方向の油穴 3 A によりボトム側油室 B と常時連通している。環状油室 D は、位相補正連通路 2 8 と共に、第 2 連通路を構成している。第 2 連通路は、ピストンバルブ（圧側バルブ 5、伸側バルブ 6）と並列に設けられている。即ち、第 2 連通路は、シリンダ側部材となる内筒 3（より具体的には、内筒 3 およびロッドガイド 2 3）に設けられており、ボトム側油室 B とロッド側油室 C とを連通する。

【 0 0 6 0 】

ロッドガイド 2 3 は、内筒 3 の上側部分を外筒 2 の中央に位置決めすると共に、その内周側でピストンロッド 9 を軸方向に摺動可能にガイドする。ロッドガイド 2 3 は、シリンダとなる内筒 3 の開口に設けられており、ピストンロッド 9 をガイドする。ロッドガイド 2 3 は、内筒 3 と共にシリンダ側部材を構成している。即ち、シリンダ側部材は、内筒 3 とロッドガイド 2 3 とを有している。ロッドガイド 2 3 は、中間筒 2 2 が取付けられる外側筒部 2 3 A と、内筒 3 および流路形成部材 2 5 がカバー 2 4 を介して取付けられる内側筒部 2 3 B とを備えている。また、ロッドガイド 2 3 には、内側筒部 2 3 B から外側筒部 2 3 A にわたり連通溝 2 3 C が形成されている。連通溝 2 3 C は、流路形成部材 2 5 により形成される位相補正連通路 2 8 と環状油室 D とを接続する接続通路である。

【 0 0 6 1 】

流路形成部材 2 5 は、位相補正連通路 2 8 を形成している。流路形成部材 2 5 は、カバー 2 4 を介してロッドガイド 2 3 に取付けられている。これにより、位相補正連通路 2 8 は、ロッドガイド 2 3 に設けられている。流路形成部材 2 5 は、2 枚のディスク 2 6、2 7 を積層することにより渦巻状の位相補正連通路 2 8 を形成している。即ち、流路形成部材 2 5 は、積層されて位相補正連通路 2 8 を形成する導入ディスク 2 6 と通路ディスク 2 7 とを有している。流路形成部材 2 5、即ち、導入ディスク 2 6 および通路ディスク 2 7 は、収納部材となるカバー 2 4 に収納された状態でロッドガイド 2 3 に取付けられている。

【 0 0 6 2 】

カバー 2 4 は、例えばプレス成型により形成されており、円筒状の筒部 2 4 A と、筒部 2 4 A の一端側（下端側）を閉塞する底部 2 4 B と、筒部 2 4 A の他端側（上端側）に設けられ外径側に全周にわたって突出するフランジ部 2 4 C を備えている。底部 2 4 B には、ピストンロッド 9 が挿通される中心孔 2 4 B 1 が設けられている。筒部 2 4 A は、底部 2 4 B とロッドガイド 2 3 との間で導入ディスク 2 6 および通路ディスク 2 7 を挟持した状態でロッドガイド 2 3 の内側筒部 2 3 B に嵌着される。筒部 2 4 A の内側には、導入ディスク 2 6 および通路ディスク 2 7 の位置決め凹部 2 6 D、2 7 D と係合する位置決め凸部 2 4 A 1 が設けられている。フランジ部 2 4 C は、内筒 3 の他端側（上端側）の開口縁とロッドガイド 2 3 とにより挟持されている。

【 0 0 6 3 】

導入ディスク 2 6 は、中央部に設けられピストンロッド 9 が挿通される中心孔 2 6 A と、中心孔 2 6 A から径方向に延びるスリット状の貫通溝 2 6 B と、通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A を塞ぐ閉塞部 2 6 C とを有している。一方、通路ディスク 2 7 は、導入ディス

10

20

30

40

50

ク 2 6 の貫通溝 2 6 B の端部（即ち、中心孔 2 6 A とは反対側の端部）に対応する位置から周方向に渦巻状に延びるスリット状の貫通溝 2 7 A を有している。また、通路ディスク 2 7 は、中央部にピストンロッド 9 が挿通される中心孔 2 7 E が設けられている。通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A は、周方向に延びつつ漸次拡径または縮径する渦巻状に形成されている。即ち、貫通溝 2 7 A は、同一平面上を周回して伸びる渦巻状に形成されている。

【 0 0 6 4 】

この場合、貫通溝 2 7 A は、図 1 3 に示すように、通路ディスク 2 7 の最も径方向内側に位置する内径側端部 2 7 B から最も径方向外側に位置する外径側端部 2 7 C まで、2 周、即ち、7 2 0 ° 周方向（時計方向）に延びている。これにより、通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A は、始点が終点を越える位置まで周方向に延びている（即ち、3 6 0 ° を超えて延びている）。通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A は、導入ディスク 2 6 の閉塞部 2 6 C とカバー 2 4 の底部 2 4 B とにより軸方向に塞がれる。これにより、通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A は、絞り通路（オリフィス部）となる位相補正連通路 2 8 を形成している。

10

【 0 0 6 5 】

ここで、図 1 2 に矢印で示すように、導入ディスク 2 6 の中心孔 2 6 A および貫通溝 2 6 B は、ロッド側油室 C の油液（作動油）を通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A の上流側（一側）となる内径側端部 2 7 B に導く導入通路となっている。導入ディスク 2 6 の閉塞部 2 6 C は、通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A の内径側端部 2 7 B に供給された油液が貫通溝 2 7 A の下流側（一側とは別の位置の他側）となる外径側端部 2 7 C まで周方向に流通するように通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A を塞いでいる。カバー 2 4 の底部 2 4 B も、通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A の内径側端部 2 7 B に供給された油液が貫通溝 2 7 A の外径側端部 2 7 C まで周方向に流通するように通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A を塞いでいる。即ち、導入ディスク 2 6 の閉塞部 2 6 C およびカバー 2 4 の底部 2 4 B は、通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A を貫通方向（上下方向）の両側から塞いでいる。これにより、貫通溝 2 7 A 内の油液は、ピストン 4 の移動に伴って貫通溝 2 7 A 内を時計方向または反時計方向に流通することが可能となっている。

20

【 0 0 6 6 】

なお、導入ディスク 2 6 の外周面および通路ディスク 2 7 の外周面には、他の部分よりも径方向内側に凹んだ位置決め凹部 2 6 D , 2 7 D が設けられている。導入ディスク 2 6 の位置決め凹部 2 6 D は、例えば、径方向に延びる貫通溝 2 6 B と対応する位置（周方向の位相が一致する位置）に設けられている。導入ディスク 2 6 の位置決め凹部 2 6 D は、通路ディスク 2 7 の位置決め凹部 2 4 D よりも内径側に延びている。この場合、導入ディスク 2 6 の位置決め凹部 2 6 D は、通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A の外径側端部 2 7 C に対応する位置まで延びている。これにより、導入ディスク 2 6 の位置決め凹部 2 6 D は、通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A の外径側端部 2 7 C とロッドガイド 2 3 の連通溝 2 3 C とを連通している。通路ディスク 2 7 の位置決め凹部 2 7 D は、例えば、貫通溝 2 7 A の端部（内径側端部 2 7 B 、外径側端部 2 7 C ）と対応する位置（周方向の位相が一致する位置）に設けられている。位置決め凹部 2 6 D , 2 7 D は、カバー 2 4 の筒部 2 4 A の内周面に設けられた位置決め凸部 2 4 A 1 に係合する。これにより、導入ディスク 2 6 および通路ディスク 2 7 の周方向の位置決めがされ、かつ、周方向の変位（回転）が阻止される。

30

40

【 0 0 6 7 】

ピストンロッド 9 の伸長行程では、ロッド側油室 C からの油液が、カバー 2 4 の中心孔 2 4 B 1 内、通路ディスク 2 7 の中心孔 2 7 E 内、導入ディスク 2 6 の中心孔 2 6 A 内、導入ディスク 2 6 の貫通溝 2 6 B 内、通路ディスク 2 7 の貫通溝 2 7 A の内径側端部 2 7 B 、渦巻状の貫通溝 2 7 A 内を通り、貫通溝 2 7 A の外径側端部 2 7 C 、導入ディスク 2 6 の位置決め凹部 2 6 D 内、ロッドガイド 2 3 の連通溝 2 3 C 内、環状油室 D 、内筒 3 の油穴 3 A を通じてボトム側油室 B に流れる。これに対して、ピストンロッド 9 の縮小行程では、ボトム側油室 B からの油液が、内筒 3 の油穴 3 A 、環状油室 D 、ロッドガイド 2 3 の連通溝 2 3 C 内、導入ディスク 2 6 の位置決め凹部 2 6 D 内、通路ディスク 2 7 の貫通

50

溝 27A の外径側端部 27C、渦巻状の貫通溝 27A 内を通り、貫通溝 27A の内径側端部 27B、導入ディスク 26 の貫通溝 26B 内、導入ディスク 26 の中心孔 26A 内、通路ディスク 27 の中心孔 27E 内、カバー 24 の中心孔 24B1 内を通じてロッド側油室 C に流れる。

【0068】

このように、第 2 の実施形態では、位相補正連通路 28 は、流路形成部材 25（より具体的には、通路ディスク 27 の渦巻状の貫通溝 27A）により形成されている。位相補正連通路 28 は、一側室となるボトム側油室 B と他側室となるロッド側油室 C との間に設けられている。位相補正連通路 28 は、第 1 連通路（油路 4A および油路 4B）と同様に、ピストン 4 の移動によって作動流体（油液）の流れが生じる連通路（第 2 連通路）である。そして、位相補正連通路 28 には、第 2 減衰機構が設けられている。この場合、第 2 減衰機構は、位相補正連通路 28 の作動流体の慣性力によって減衰力の位相を進める位相補正部として構成されている。即ち、位相補正連通路 28 は、同一平面上で中心からの距離を変化させながら連続して（複数周）旋回する渦巻状の貫通溝 27A を有することにより、オリフィスとして減衰力の発生に加えて、減衰力の位相を進める力（軸力）を発生させる減衰機構として構成されている。

10

【0069】

第 2 の実施形態は、上述の如き位相補正連通路 28 をロッドガイド 23 に設けたもので、その基本的作用については、上述した第 1 の実施形態によるものと格別差異はない。特に、第 2 の実施形態では、位相補正連通路 28 は、ロッドガイド 23 に設けられている。この場合、作動流体の慣性力（オイル慣性力）を発生する位相補正連通路 28 は、ディスク 26、27 を積層することにより構成されている。このため、ディスク 26、27 の枚数により位相補正連通路 28 の長さを調整することができる。これにより、位相補正連通路 28 内の作動流体の慣性力を所望に調整すること、即ち、慣性力を所望の減衰力特性に合わせることを、容易に行うことができる。

20

【0070】

なお、第 1 の実施形態および第 2 の実施形態では、コンベンショナルダンパ、即ち、加振周波数に応じて減衰力を調整する周波数感応部を備えていない緩衝器 1、21 を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、例えば、図 14 に示す変形例のように、緩衝器 31 は、加振周波数に応じて減衰力を調整する周波数感応部 32 を備える構成としてもよい。ここで、周波数感応部は、高周波振幅の減衰力（ピーク値）を低減する効果は大きいが高周波になる程、位相遅れが大きくなる傾向がある。即ち、周波数感応部は、フリーバルブ、フリーピストン等の可動部を持つため、周波数感応部を備えていないコンベンショナルダンパより位相遅れが大きくなる傾向がある。

30

【0071】

図 15 は、比較例による周波数感応型緩衝器のストローク（変位）と減衰力との関係（リサージュ波形）を示している。比較例による周波数感応型緩衝器は、第 1 の実施形態または第 2 の実施形態のような位相補正連通路 15、28 を備えていない。図 16 は、図 15 中の最も内側の特性線を拡大して示している。即ち、図 16 の特性線は、高周波微振幅（周波数 31、8 Hz、振幅 ± 0.05 mm）の特性（リサージュ波形）を示している。そして、図 17 は、高周波微振幅（周波数 31、8 Hz、振幅 ± 0.05 mm）時の減衰力とピストン速度の時間変化を示している。図 16 および図 17 に示すように、位相補正連通路 15、28 を備えていない比較例による周波数感応型緩衝器は、高周波で位相遅れが大きくなる傾向がある。即ち、周波数感応型緩衝器は、高周波になる程位相遅れが大きくなるため、周波数感応の効果をもさらに有効にする上では、位相遅れを改善することが好ましい。

40

【0072】

そこで、変形例では、第 1 の実施形態または第 2 の実施形態のような位相補正連通路 15、28 を備えた緩衝器 1、21 のピストンロッド 9 に周波数感応部 32 を設けている。即ち、図 14 に示すように、変形例の緩衝器 31 は、例えば、外筒（図示せず）と、内筒

50

3と、ピストン4と、ピストンロッド9と、第1の実施形態の位相補正連通路15(図1)または第2の実施形態の位相補正連通路28(図11)と、周波数感応部32とを備えている。

【0073】

周波数感応部32は、例えば、国際公開第2017/047661号に記載された減衰力発生機構と同様のものである。周波数感応部32は、ピストンロッド9に設けられている。周波数感応部32は、ボトム側油室Bおよびロッド側油室Cの作動油(作動流体)により移動可能な移動部材となるフリーバルブ33を有している。即ち、周波数感応部32は、ピストン4の伸側バルブ6に作用する背圧室34と、背圧室34内の圧力に作用するフリーバルブ33と、ケース37とを備えている。フリーバルブ33は、ディスク弁35と、ディスク弁35を付勢するばね部材としての弾性シール部材36とを有している。ケース37は、内部がフリーバルブ33により周波数感応のダンパ上室E1とダンパ下室E2とに区画されている。

10

【0074】

また、ピストンロッド9の小径部9Aの外周面には、凹溝38が軸方向に延びて形成されている。凹溝38は、ピストン4の油路4Bに通路39を介して連通している。また、凹溝38は、伸側バルブ6の背圧室34にオリフィス40を介して連通している。また、凹溝38は、フリーバルブ33のダンパ上室E1に導油路41を介して連通している。これにより、ダンパ上室E1は、導油路41、凹溝38およびオリフィス40を介して背圧室34と連通している。また、背圧室34は、オリフィス40、凹溝38、通路39を介してピストン4の油路4B(即ち、ロッド側油室C)と連通している。ダンパ上室E1内の容積は、フリーバルブ33(ディスク弁35および弾性シール部材36)の変位(弾性変形を含む)により拡大、縮小される。

20

【0075】

例えば、ピストンロッド9の伸び行程では、フリーバルブ33のディスク弁35と弾性シール部材36の変位(弾性変形を含む)によりダンパ上室E1内の容積が拡大される。この拡大範囲において、背圧室34内の圧油はダンパ上室E1内に向けて流通する。このため、背圧室34内の圧力はフリーバルブ33の変位によって低下し、これに伴って伸側バルブ6の開弁設定圧が下げられる。これにより、伸側バルブ6は、カットオフ周波数 f_c の前後で発生減衰力の特性がハードな状態からソフトな状態へと切換えられる。

30

【0076】

即ち、フリーバルブ33は、ピストンロッド9および/または内筒3の振動周波数に応じてダンパ上室E1(即ち、背圧室34)の内圧を調整する周波数感応バルブとして作動する。これにより、伸側バルブ6は、ピストンロッド9および/または内筒3の振動周波数がカットオフ周波数 f_c よりも低い低周波のときには、フリーバルブ33により背圧室34内の圧力が下げられることはなく、開弁設定圧は相対的に高い圧力に保たれる。一方、振動周波数がカットオフ周波数 f_c 以上となる高周波時には、フリーバルブ33により背圧室34内の圧力が下げられ、伸側バルブ6の開弁設定圧が下げられるので、発生減衰力の特性はソフトな状態に切換わる。なお、周波数感応部32の構成については、国際公開第2017/047661号に記載されているため、これ以上の詳しい説明は省略する。

40

【0077】

変形例は、上述の如き周波数感応部32を第1の実施形態または第2の実施形態の位相補正連通路15, 28を備えた緩衝器1, 21のピストンロッド9に設けたもので、その基本的作用については、上述した第1の実施形態および第2の実施形態によるものと格別差異はない。特に、第2の実施形態では、周波数感応部32を備えているため、この周波数感応部32により高周波振動時に減衰力を低減できる。

【0078】

ここで、周波数感応部型緩衝器は、高周波微振幅の減衰力(ピーク値)を低減する効果は大きいですが、高周波微振幅になる程、位相遅れが大きくなる傾向となる。即ち、可動部となる周波数感応部32を備えることにより、位相遅れが大きくなる傾向となる。これに対

50

して、変形例では、この位相遅れを位相補正部である位相補正連通路 15, 28 によって抑制することができるため、周波数感応の効果を上向きできる。即ち、高周波の位相遅れを改善し、高周波入力の振動伝達をさらに低減でき、乗り心地のさらなる向上を図ることができる。

【0079】

また、変形例では、周波数感応部 32 は、ピストンロッド 9 に設けられている。この場合、周波数感応部 32 は、ピストン 4 の伸側バルブ 6 に作用する背圧室 34 と、背圧室 34 内の圧力に作用するフリーバルブ 33 (ディスク弁 35) と、フリーバルブ 33 (ディスク弁 35) を付勢するばね部材 (弾性シール部材 36) とを備えている。このため、周波数感応部 32 は、周波数に応じて伸側バルブ 6 に作用する背圧室 34 の圧力を調整することができる。そして、位相補正連通路 15, 28 によってピストンロッド 9 に設けられた可動部である周波数感応部 32 の位相遅れを抑制できる。

10

【0080】

なお、変形例では、周波数感応部 32 は、移動部材としてフリーバルブ 33 を備える構成とした場合を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、例えば、周波数感応部は、ボトム側油室 (一側室) および / または ロッド側油室 (他側室) の作動流体により移動可能な移動部材としてのフリーピストンを有する構成としてもよい。この場合、周波数感応部は、例えば、ピストンロッドの下端側に設けることができる。そして、周波数感応部は、ピストンロッドと一体に内筒内を変位するケースと、ケース内に設けられケース内を移動可能 (相対変位可能) なフリーピストンと、フリーピストンを付勢するばね部材 (例えば、リング) により構成することができる。

20

【0081】

また、変形例では、周波数感応部 32 は、ピストン 4 の第 2 バルブとなる伸側バルブ 6 の背圧室 34 に作用する構成とした場合を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、周波数感応部は、例えば、ピストンの第 1 バルブとなる圧側バルブ 5 の背圧室に作用する構成としてもよい。また、例えば、周波数感応部は、第 1 バルブの背圧室と第 2 バルブの背圧室との両方に作用する構成としてもよい。即ち、周波数感応部は、第 1 バルブの背圧室および / または 第 2 バルブの背圧室に作用する構成とすることができる。換言すれば、周波数感応部の移動部材 (フリーバルブ、フリーピストン) は、一側室および / または 他側室の作動流体により移動可能にすることができる。

30

【0082】

また、第 1 の実施形態および第 2 の実施形態では、コンベンショナルダンパ、即ち、アクチュエータにより減衰力を調整する減衰力調整機構を備えていない緩衝器 1, 21 を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、緩衝器は、例えば、アクチュエータによって減衰力を調整する減衰力調整機構を備える構成としてもよい。即ち、緩衝器は、第 1 の実施形態または第 2 の実施形態のような位相補正連通路 15, 28 と、ステッピングモータ、ソレノイド等の電動アクチュエータによって減衰力を調整する減衰力調整機構 (例えば、減衰力調整バルブ) とを備える構成としてもよい。この場合には、減衰力調整機構により減衰力を可変に調整することができる。しかも、減衰力調整機構により応答遅れを補償する制御を行わなくても、位相補正連通路 15, 28 によって、可動部となる減衰力調整機構による位相遅れを抑制することができる。このため、乗り心地のさらなる向上を図ることができる。

40

【0083】

次に、図 18 ないし図 22 は、第 3 の実施形態を示している。第 3 の実施形態の特徴は、緩衝器に減衰力調整バルブを設けると共に、減衰力調整バルブに周波数感応部および位相補正部 (位相補正デバイス) を設けたことにある。なお、第 3 の実施形態では、上述した第 1 の実施形態、第 2 の実施形態および変形例と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

【0084】

図 18 において、緩衝器 51 は、図示しないコントローラからの制御指令に応じて減衰

50

力の調整が可能なユニフロー型の減衰力調整式油圧緩衝器として構成されている。即ち、緩衝器 5 1 は、外筒 5 2 と、内筒 5 4 と、ピストン 4 と、ピストンロッド 9 と、ロッドガイド 7 と、中間筒 6 1 と、ボトムバルブ 1 0 と、減衰力調整装置 6 5 とを備えている。緩衝器 5 1 の減衰力は、コントローラからの制御指令に応じて減衰力調整装置 6 5 により可変に調整される。

【 0 0 8 5 】

外筒 5 2 は、有底筒状に形成されており、緩衝器 5 1 の外殻を構成している。外筒 5 2 は、一端側となる下端側がボトムキャップ 5 3 を溶接することにより閉塞され、他端側となる上端側が径方向内側に屈曲されたかしめ部 5 2 A となっている。かしめ部 5 2 A と内筒 5 4 との間には、ロッドガイド 7 およびロッドシール 8 が設けられている。一方、外筒 5 2 の下部側には、中間筒 6 1 の接続口 6 1 A と同心に開口 5 2 B が形成されている。外筒 5 2 の下部側には、開口 5 2 B と対向して減衰力調整装置 6 5 が取付けられている。ボトムキャップ 5 3 には、例えば車両の車輪側に取付けられる取付アイ 5 3 A が設けられている。

10

【 0 0 8 6 】

外筒 5 2 内には、外筒 5 2 と同軸上に内筒 5 4 が設けられている。内筒 5 4 の下端側は、ボトムバルブ 1 0 に嵌合して取付けられている。内筒 5 4 の上端側は、ロッドガイド 7 に嵌合して取付けられている。シリンダとしての内筒 5 4 (および外筒 5 2) 内には作動液 (作動流体) としての油液が封入されている。作動液としては油液、オイルに限らず、例えば添加剤を混在させた水等を用いてもよい。

20

【 0 0 8 7 】

内筒 5 4 は、外筒 5 2 との間に環状のリザーバ室 A を形成 (画成) している。即ち、リザーバ室 A は、内筒 5 4 と外筒 5 2 との間に設けられている。リザーバ室 A 内には、作動液体である油液と共にガスが封入されている。このガスは、例えば、大気圧状態の空気であってもよく、また、圧縮された窒素ガス等の気体を用いてもよい。リザーバ室 A は、ピストンロッド 9 の進入および退出を補償する。内筒 5 4 の長さ方向 (軸方向) の途中位置には、ロッド側油室 C を環状油室 F に常時連通させる油穴 5 4 A が径方向に穿設されている。

【 0 0 8 8 】

ピストン 4 は、内筒 5 4 内に摺動可能に挿嵌されている。即ち、ピストン 4 は、内筒 5 4 内に摺動可能に設けられている。ピストン 4 は、内筒 5 4 内を 2 室 (即ち、一側室となるボトム側油室 B と他側室となるロッド側油室 C) に区画 (画成、離隔) している。ピストン 4 は、ピストンロッド 9 に連結されている。ピストン 4 には、ロッド側油室 C とボトム側油室 B とを連通可能とする油路 4 A , 4 B がそれぞれ複数個、周方向に離間して形成されている。

30

【 0 0 8 9 】

ここで、ピストン 4 の下端面には、伸長側のディスクバルブ 5 5 が設けられている。伸長側のディスクバルブ 5 5 は、ピストンロッド 9 の伸長行程 (伸び行程) でピストン 4 が上向きに摺動変位するとき、ロッド側油室 C 内の圧力がリリーフ設定圧を越えると開弁し、このときの圧力を、各油路 4 B を介してボトム側油室 B 側にリリーフする。リリーフ設定圧は、例えば、減衰力調整装置 6 5 がハードに設定されたときの開弁圧より高い圧に設定されている。

40

【 0 0 9 0 】

ピストン 4 の上端面には、ピストンロッド 9 の縮小行程 (縮み行程) でピストン 4 が下向きに摺動変位するとき開弁し、これ以外のときには閉弁する縮み側の逆止弁 5 6 が設けられている。逆止弁 5 6 は、ボトム側油室 B 内の油液がロッド側油室 C に向けて各油路 4 A 内を流通するのを許し、これとは逆向きに油液が流れるのを阻止する。逆止弁 5 6 の開弁圧は、例えば、減衰力調整装置 6 5 がソフトに設定されたときの開弁圧より低い圧に設定され、実質的に減衰力を発生しない。この実質的に減衰力を発生しないとは、例えば、ピストン 4 やロッドシール 8 のフリクション以下の力であり、車の運動に対し影響しな

50

い。

【 0 0 9 1 】

ロッドとしてのピストンロッド 9 は、内筒 5 4 内を軸方向に延びている。ピストンロッド 9 の下端側は、内筒 5 4 内に挿入されている。ピストンロッド 9 は、ナット 5 7 等によりピストン 4 に固着して設けられている。ピストンロッド 9 の上端側は、ロッドガイド 7 を介して外筒 5 2 および内筒 5 4 の外部に突出している。即ち、ピストンロッド 9 は、ピストン 4 に連結されて内筒 5 4 の外部へ延びている。

【 0 0 9 2 】

内筒 5 4 の上端側には、段付円筒状のロッドガイド 7 が設けられている。ロッドガイド 7 は、内筒 5 4 の上側部分を外筒 5 2 の中央に位置決めすると共に、その内周側でピストンロッド 9 を軸方向に摺動可能にガイドする。ロッドガイド 7 と外筒 5 2 のかしめ部 5 2 A との間には、環状のロッドシール 8 が設けられている。ロッドシール 8 は、例えば、中心にピストンロッド 9 が挿通される孔が設けられた金属製の円輪板にゴム等の弾性材料を焼き付けることにより構成されている。ロッドシール 8 は、弾性材料の内周がピストンロッド 9 の外周側に摺接することにより、ピストンロッド 9 との間をシールする。

【 0 0 9 3 】

ロッドシール 8 には、下面側にロッドガイド 7 と接触するように延びるチェック弁としてのリップシール 5 8 が形成されている。リップシール 5 8 は、油溜め室 5 9 とリザーバ室 A との間に配置されている。リップシール 5 8 は、油溜め室 5 9 内の油液等がロッドガイド 7 の戻し通路 6 0 を介してリザーバ室 A 側に向け流通するのを許し、逆向きの流れを

【 0 0 9 4 】

外筒 5 2 と内筒 5 4 との間には、セパレータチューブとなる中間筒 6 1 が配設されている。中間筒 6 1 は、例えば、内筒 5 4 の外周側に上、下の筒状シール 6 2 , 6 2 を介して取付けられている。中間筒 6 1 は、内筒 5 4 の外周側を全周にわたって取囲むと共に軸方向に延びて配置されている。中間筒 6 1 は、内筒 5 4 との間に軸方向に延びる環状油室 F を形成している。環状油室 F は、リザーバ室 A とは独立した油室となっている。環状油室 F は、内筒 5 4 に形成した径方向の油穴 5 4 A によりロッド側油室 C と常時連通している。中間筒 6 1 の下端側には、減衰力調整バルブ 6 6 の筒形ホルダ 6 8 が取付けられる接続口 6 1 A が設けられている。

【 0 0 9 5 】

ボトムバルブ 1 0 は、内筒 5 4 の下端側に位置してボトムキャップ 5 3 と内筒 5 4 との間に設けられている。ボトムバルブ 1 0 は、ボトムキャップ 5 3 と内筒 5 4 との間でリザーバ室 A とボトム側油室 B とを区画（画成、離隔）するバルブボディ 1 1 と、バルブボディ 1 1 の下面側に設けられた縮小側のディスクバルブ 6 3 と、バルブボディ 1 1 の上面側に設けられた伸び側の逆止弁 1 3 とにより構成されている。バルブボディ 1 1 には、リザーバ室 A とボトム側油室 B とを連通可能とする油路 1 1 A , 1 1 B がそれぞれ周方向に間隔をあけて形成されている。

【 0 0 9 6 】

縮小側のディスクバルブ 6 3 は、ピストンロッド 9 の縮小行程でピストン 4 が下向きに摺動変位するとき、ボトム側油室 B 内の圧力がリリーフ設定圧を越えると開弁し、このときの圧油（圧力）を、各油路 1 1 A を介してリザーバ室 A 側にリリーフする。リリーフ設定圧は、例えば、減衰力調整装置 6 5 がハードに設定されたときの開弁圧より高い圧に設定されている。

【 0 0 9 7 】

伸び側の逆止弁 1 3 は、ピストンロッド 9 の伸長行程でピストン 4 が上向きに摺動変位するとき開弁し、これ以外のときには閉弁する。逆止弁 1 3 は、リザーバ室 A 内の油液がボトム側油室 B に向けて各油路 1 1 B 内を流通するのを許し、これとは逆向きに油液が流れるのを阻止する。逆止弁 1 3 の開弁圧は、例えば、減衰力調整装置 6 5 がソフトに設定されたときの開弁圧より低い圧に設定され、実質的に減衰力を発生しない。

【 0 0 9 8 】

次に、緩衝器 5 1 の発生減衰力を可変に調整するための減衰力調整装置 6 5 について説明する。なお、図 2 0 は、図 1 8 および図 1 9 の右側を上側にして符号を付している。即ち、図 1 8 および図 1 9 の左右方向は、図 2 0 の上下方向に対応する。

【 0 0 9 9 】

図 1 8 に示すように、減衰力調整装置 6 5 は、基端側（図 1 8 の左端側）がリザーバ室 A と環状油室 F との間に介在して配置され、先端側（図 1 8 の右端側）が外筒 5 2 の下部側から径方向外向きに突出するように設けられている。減衰力調整装置 6 5 は、中間筒 6 1 内の環状油室 F からリザーバ室 A へと流れる圧油（油液）の流通を減衰力調整バルブ 6 6 により制御し、このときに発生する減衰力を可変に調整する。即ち、減衰力調整バルブ 6 6 は、後述の設定圧可変バルブ 7 0 の開弁圧が減衰力可変アクチュエータ（ソレノイド 7 5）で調整されることにより、発生減衰力が可変に制御される。減衰力調整装置 6 5 は、内筒 5 4 内のピストン 4 の摺動によって生じる作動流体（油液）の流れを制御して減衰力を発生させる。

10

【 0 1 0 0 】

ここで、減衰力調整機構としての減衰力調整バルブ 6 6 は、基端側が外筒 5 2 の開口 5 2 B の周囲に固着され先端側が外筒 5 2 から径方向外向きに突出するように設けられたバルブケース 6 7、基端側が中間筒 6 1 の接続口 6 1 A に固定されると共に先端側が環状のフランジ部 6 8 A となってバルブケース 6 7 の内側に隙間をもって配設された筒形ホルダ 6 8、バルブケース 6 7 内に配置され筒形ホルダ 6 8 のフランジ部 6 8 A に当接するバルブ部材 6 9、バルブ部材 6 9 の環状弁座 6 9 A に離着座するメインのディスクバルブからなる設定圧可変バルブ 7 0、設定圧可変バルブ 7 0 に対して背圧を作用させる背圧室となるパイロット室 7 1、パイロット室 7 1 内のパイロット圧（背圧）をソレノイド 7 5 への通電（電流値）に応じて可変に設定し、設定圧可変バルブ 7 0 の開弁圧を調節するパイロット弁部材 7 2、パイロット弁部材 7 2 が離着座するパイロットボディ 7 3 を含んで構成されている。

20

【 0 1 0 1 】

設定圧可変バルブ 7 0 は、パイロット室 7 1 からのパイロット圧（背圧）によりバルブ部材 6 9 の環状弁座 6 9 A に着座する方向（即ち、閉弁方向）の圧力を受圧している。即ち、設定圧可変バルブ 7 0 は、筒形ホルダ 6 8 の入口（環状油室 F）側の圧力を受圧し、この圧力がパイロット室 7 1 側のパイロット圧（背圧）とメインのディスクバルブの剛性による開弁圧を超えると、バルブ部材 6 9 の環状弁座 6 9 A から離座して開弁する。

30

【 0 1 0 2 】

この場合、設定圧可変バルブ 7 0 は、パイロット室 7 1 内のパイロット圧（背圧）がパイロット弁部材 7 2 を介して調節されることにより、開弁圧が可変に設定される。設定圧可変バルブ 7 0 がバルブ部材 6 9 の環状弁座 6 9 A から離座（開弁）したときには、環状油室 F（中間筒 6 1）側からの圧油がバルブ部材 6 9 内の第 1 通路 7 4 を介して設定圧可変バルブ 7 0 の外側へと流出し、筒形ホルダ 6 8 のフランジ部 6 8 A とバルブケース 6 7 との間から外筒 5 2 の開口 5 2 B を介してリザーバ室 A 側へと流通する。

40

【 0 1 0 3 】

ここで、バルブ部材 6 9 内の第 1 通路 7 4 は、ピストン 4 の移動により内筒 5 4 内のロッド側油室 C（＝環状油室 F）からリザーバ室 A へ作動流体が流通する流路である。設定圧可変バルブ 7 0 は、第 1 通路 7 4 に設けられ、作動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である。パイロット室 7 1 は、メインバルブである設定圧可変バルブ 7 0 に対して閉弁方向に圧力を作用させる背圧室である。

【 0 1 0 4 】

アクチュエータとしてのソレノイド 7 5 は、減衰力調整バルブ 6 6 と共に減衰力調整装置 6 5 を構成し、減衰力可変アクチュエータとして用いられている。図 1 9 に示すように、ソレノイド 7 5 は、外部からの通電により磁力を発生する筒状のコイル 7 6 と、コイル 7 6 の内周側に配置されたステータコア 7 7 と、ステータコア 7 7 の内周側で軸方向へ移

50

動可能に設けられた可動鉄心としてのプランジャ 7 8 と、プランジャ 7 8 の中心側に一体に設けられた作動ピン 7 9 と、コイル 7 6 の外周を覆うカバー部材 8 0 とを含んで構成されている。

【 0 1 0 5 】

カバー部材 8 0 は、磁性材料からなるヨークを構成し、コイル 7 6 の外周側で磁気回路を形成するものである。作動ピン 7 9 は、プランジャ 7 8 内を軸方向（図 1 9 中の左右方向）に貫通して延び、左側の突出端には、減衰力調整バルブ 6 6 のパイロット弁部材 7 2 が固定されている。即ち、パイロット弁部材 7 2 の内側には、ソレノイド 7 5 の作動ピン 7 9 が嵌合されている。パイロット弁部材 7 2 は、プランジャ 7 8 および作動ピン 7 9 と一体的に水平方向（左，右方向）に変位する。

10

【 0 1 0 6 】

ソレノイド 7 5 のプランジャ 7 8 には、コイル 7 6 への通電（電流値）に比例した軸方向の推力が発生し、パイロット室 7 1 内のパイロット圧（背圧）は、パイロット弁部材 7 2 の変位によりプランジャ 7 8 の推力に対応して可変に設定される。即ち、パイロット室 7 1 内の圧力に抗して開弁する設定圧可変バルブ 7 0 の開弁圧は、ソレノイド 7 5 への通電に応じてパイロット弁部材 7 2 を軸方向に変位させることにより調節される。換言すると、設定圧可変バルブ 7 0 の開弁圧は、コントローラでソレノイド 7 5 のコイル 7 6 に通電する電流値を制御して、パイロット弁部材 7 2 を軸方向に変位させることにより増減される。このため、緩衝器 5 1 の発生減衰力は、ソレノイド 7 5 への通電（電流値）に比例した設定圧可変バルブ 7 0 の開弁圧に応じて可変に調整することができる。

20

【 0 1 0 7 】

次に、周波数感应部 8 1 について説明する。

【 0 1 0 8 】

減衰力調整バルブ 6 6 のパイロットボディ 7 3 には、周波数感应部 8 1 が組み込まれている。即ち、第 3 の実施形態では、周波数感应部 8 1 が減衰力調整バルブ 6 6 と一体に設けられている。周波数感应部 8 1 は、減衰力調整バルブ 6 6（設定圧可変バルブ 7 0）の背圧室となるパイロット室 7 1 に作用する。

【 0 1 0 9 】

ここで、パイロットボディ 7 3 とバルブ部材 6 9 との間には、パイロットピン 8 2 が挟持されている。パイロットピン 8 2 は、バルブ部材 6 9 との間で設定圧可変バルブ 7 0 を挟持している。パイロットボディ 7 3 は、パイロット弁部材 7 2 が離着座する弁座部 7 3 A と、弁座部 7 3 A からパイロット弁部材 7 2 側に向けて屈曲しつつ外径側に広がる環状板部 7 3 B と、環状板部 7 3 B の外径側から設定圧可変バルブ 7 0 側に向けて軸方向に延びる円筒部 7 3 C とを備えている。そして、パイロットピン 8 2 とパイロットボディ 7 3 との間には、高周波の振動に対して減衰力を低減するフリーバルブ 8 3 が挟持されている。

30

【 0 1 1 0 】

フリーバルブ 8 3 は、例えば、複数（例えば、3 枚）のディスク 8 4 と、ディスク 8 4 の外径側に位置してパイロット室 7 1 と反対側に設けられたリテーナ 8 5 と、リテーナ 8 5 とパイロットボディ 7 3 の円筒部 7 3 C の内周面との間をシールすると共にリテーナ 8 5 を介してディスク 8 4 をパイロット室 7 1 側に向けて押圧するリング 8 6 とを備えている。ディスク 8 4 は、パイロット室 7 1 を形成するパイロットボディ 7 3（円筒部 7 3 C）に対して移動可能に設けられている。ディスク 8 4 は、パイロットボディ 7 3 の円筒部 7 3 C 内をパイロット室 7 1 と可変室 8 7 とに区画している。ディスク 8 4 は、パイロット室 7 1 の体積を変化させる。

40

【 0 1 1 1 】

ディスク 8 4 には、パイロットピン 8 2 内の油路 8 8 とパイロット室 7 1 とを接続する連通オリフィス 8 9 が設けられている。リング 8 6 は、ディスク 8 4 に対してパイロット室 7 1 と反対側に設けられている。リング 8 6 は、ディスク 8 4 の外周側とパイロットボディ 7 3 の円筒部 7 3 C の内周側との間をシールする。この場合、リング 8 6 は、パイロットボディ 7 3 の円筒部 7 3 C の内周とリテーナ 8 5 の外周とに面圧が作用するこ

50

とにより、ディスク 8 4 を付勢するばね部材としての機能とパイロット室 7 1 をシールするシール部材としての機能とを有している。フリーバルブ 8 3 は、ピストンロッド 9 および / または内筒 5 4 の振動周波数に応じてパイロットボディ 7 3 の円筒部 7 3 C 内を移動または停止するように相対変位する。これにより、フリーバルブ 8 3 は、パイロット室 7 1 の内圧を周波数に応じて調整する周波数感応バルブとして作動する。

【 0 1 1 2 】

即ち、高周波微振幅の入力時は、連通オリフィス 8 9 を通じてパイロット室 7 1 に圧力が作用することによりディスク 8 4 が撓み、パイロット室 7 1 の体積が増加する。これにより、パイロット室 7 1 の圧力が下がり、設定圧可変バルブ 7 0 が開きやすくなり、減衰力を低く抑えることができる。これに対して、低周波大振幅の入力時は、連通オリフィス 8 9 を通じてパイロット室 7 1 に圧力が作用すると、ディスク 8 4 が撓み、リング 8 6 が圧縮される。これにより、ディスク 8 4 に作用する力が増加し、ディスク 8 4 が撓みにくくなることにより、パイロット室 7 1 の圧力の低下が止まる。この結果、設定圧可変バルブ 7 0 が開きにくくなり、減衰力は高い特性を維持する。

10

【 0 1 1 3 】

このように、周波数感応バルブとなるフリーバルブ 8 3 は、高周波入力に対し減衰力を低減して、振動の伝達特性を改善することができる。しかし、周波数感応バルブとなるフリーバルブ 8 3 は、可動部となるディスク 8 4、リテーナ 8 5 およびリング 8 6 によるパイロット室 7 1 の体積変化を伴うことから、高周波数での減衰力の低下に遅れ（位相遅れ）が生じる傾向がある。これにより、振動伝達の低減に対する減衰力の低減の効果が低下する可能性がある。そこで、第 3 の実施形態では、位相補正連通路 9 0 を形成する流路形成部材 9 1 を設け、位相補正連通路 9 0 でのオイル慣性力により遅れを補正（位相補正）する。即ち、第 3 の実施形態では、周波数感応バルブとなるフリーバルブ 8 3 と位相補正連通路 9 0 とを組み合わせることで、高周波入力時の遅れ（位相遅れ）を改善する。これにより、周波数感応による減衰力の低減効果を、振動の伝達低減の効果として十分に得ることができる。

20

【 0 1 1 4 】

即ち、第 3 の実施形態では、緩衝器 5 1 は、内筒 5 4 を有するシリンダ側部材と、ピストン 4 およびピストンロッド 9 を有するピストン側部材と、ソレノイド 7 5 によって開閉動作が調整される減衰力調整バルブ 6 6 と、他側室となるロッド側油室 C の作動流体により移動可能な移動部材としてのフリーバルブ 8 3 を有する周波数感応部 8 1 とを備えている。そして、第 3 の実施形態では、減衰力調整バルブ 6 6 に周波数感応部 8 1 と位相補正連通路 9 0 とが設けられている。具体的には、減衰力調整バルブ 6 6 のバルブ部材 6 9 に位相補正連通路 9 0 を形成する流路形成部材 9 1 が組み付けられている。これにより、流路形成部材 9 1 は、他側室となるロッド側油室 C とリザーバ室 A との間に設けられている。即ち、流路形成部材 9 1 は、ロッド側油室 C とリザーバ室 A との間を接続する油路 9 2 に設けられている。油路 9 2 は、「環状油室 F（ロッド側油室 C）に繋がる筒形ホルダ 6 8 内の油路 9 3（図 1 9 参照）」と「リザーバ室 A に繋がるバルブケース 6 7 内の油路 9 4（図 1 9 参照）」との間の流路である。即ち、油路 9 2 は、ロッド側油室 C（他側室）とリザーバ室 A とを連通する第 3 連通路に相当する。油路 9 2 は、ピストン 4 の移動によって油液（作動流体）の流れが生じる流路である。

30

40

【 0 1 1 5 】

減衰力調整バルブ 6 6 のバルブ部材 6 9 は、第 1 部材としての有底筒状の筒部材 9 5 と、第 2 部材としての円板状の蓋部材 9 6 とを有している。そして、流路形成部材 9 1 は、筒部材 9 5 と蓋部材 9 6 との間に設けられている。即ち、バルブ部材 6 9（筒部材 9 5 および蓋部材 9 6）は、流路形成部材 9 1 を収納する収納部材に相当する。筒部材 9 5 の底部 9 7 には、中心孔 9 7 A、および、中心孔 9 7 A から径方向外方に延びる導入溝 9 7 B が設けられている。蓋部材 9 6 には、パイロットピン 8 2 が接続される中心孔 9 6 A、設定圧可変バルブ 7 0 が離着座する環状弁座 6 9 A、設定圧可変バルブ 7 0 によって開閉される環状油室 9 6 B を形成する環状凹部 9 6 C、および、環状凹部 9 6 C に開口する貫通

50

孔 9 6 D が設けられている。

【 0 1 1 6 】

流路形成部材 9 1 は、2 枚のディスク 9 8 , 9 9 を積層することにより渦巻状の絞り通路（オリフィス部）となる位相補正連通路 9 0 を形成している。即ち、流路形成部材 9 1 は、積層されて位相補正連通路 9 0 を形成する導入ディスク 9 8 と通路ディスク 9 9 とを有している。流路形成部材 9 1、即ち、導入ディスク 9 8 および通路ディスク 9 9 は、バルブ部材 6 9 の筒部材 9 5 と蓋部材 9 6 との間に挟持される。

【 0 1 1 7 】

導入ディスク 9 8 は、周方向に延びる貫通溝 9 8 A と、通路ディスク 9 9 の有底溝 9 9 A の開口側を塞ぐ閉塞部 9 8 B とを有している。即ち、導入ディスク 9 8 の外径側には、それぞれ周方向に延びる 3 個の貫通溝 9 8 A が形成されており、貫通溝 9 8 A から外れた部分が閉塞部 9 8 B となっている。一方、通路ディスク 9 9 は、周方向に延びる渦巻状の有底溝 9 9 A を有している。具体的には、通路ディスク 9 9 は、導入ディスク 9 8 の貫通溝 9 8 A に対応する位置に導入口となる横溝 9 9 B が設けられている。通路ディスク 9 9 は、横溝 9 9 B を始点としてこの横溝 9 9 B から周方向に伸びつつ径方向内側に向けて渦巻状に延びる有底溝 9 9 A を有している。

【 0 1 1 8 】

この場合、有底溝 9 9 A は、図 2 1 に示すように、通路ディスク 9 9 の径方向外側に位置する外径側端部 9 9 C から最も径方向内側に位置する内径側端部 9 9 D まで、3 周半、即ち、1260°周方向（時計方向）に延びている。内径側端部 9 9 D、即ち、通路ディスク 9 9 の中心には、貫通孔 9 9 E が設けられている。通路ディスク 9 9 の有底溝 9 9 A の開口は、導入ディスク 9 8 の閉塞部 9 8 B によって塞がれることにより、渦巻状に延びる位相補正連通路 9 0 を形成している。また、通路ディスク 9 9 の外径側には、導入ディスク 9 8 の貫通溝 9 8 A の溝幅と同程度の長さを有する突起部 9 9 F が周方向に等間隔に離間する複数個所（3 個所）に設けられている。これにより、筒部材 9 5 と通路ディスク 9 9 との間に径方向の隙間（油路空間）が形成され、導入ディスク 9 8 の貫通溝 9 8 A を通過した油液が通路ディスク 9 9 の横溝 9 9 B を介して有底溝 9 9 A に導入される。また、貫通溝 9 8 A を通過した油液は、環状油室 9 6 B にも導入される。

【 0 1 1 9 】

有底溝 9 9 A の断面は、例えば、図 2 0 に示すように矩形状とすることができる。しかし、これに限らず、図示は省略するが、例えば、溝幅が底部に向けて小さくなるように側面が傾斜した断面台形状の有底溝、底部が円弧状となった断面 U 字状の有底溝、断面半円弧状の有底溝等、各種の有底溝を採用することができる。図 2 0 に示すように、流路形成部材 9 1 は、バルブ部材 6 9 の蓋部材 9 6 側から順に、通路ディスク 9 9、導入ディスク 9 8 を積層することにより構成されている。これにより、パイロット室 7 1 に作動流体を導入する導入通路となる連通オリフィス 8 9 より内筒 5 4 側に、同一平面上で中心からの距離を変化させながら連続して（複数周）旋回する渦巻状の流路となる位相補正連通路 9 0 を設けている。なお、位相補正連通路 9 0 の旋回周、換言すれば、位相補正連通路 9 0 の通路長（有底溝 9 9 A の長さ）は、必要な減衰力の遅れの補正効果が得られるように適宜調整することができる。また、有底溝 9 9 A の断面積の形状、通路ディスク 9 9 の枚数等も、必要に応じて調整することができる。

【 0 1 2 0 】

このように、第 3 の実施形態では、位相補正連通路 9 0 は、流路形成部材 9 1（より具体的には、通路ディスク 9 9 の渦巻状の有底溝 9 9 A）により形成されている。位相補正連通路 9 0 は、他側室となるロッド側油室 C とリザーバ室 A との間の油路 9 2 に設けられている。即ち、位相補正連通路 9 0 は、ピストン 4 の移動によって作動流体（油液）の流れが生じる連通路（第 3 連通路）である油路 9 2 に設けられている。そして、位相補正連通路 9 0 には、第 3 減衰機構が設けられている。この場合、第 3 減衰機構は、位相補正連通路 9 0 の作動流体の慣性力によって減衰力の位相を進める位相補正部として構成されている。即ち、位相補正連通路 9 0 は、同一平面上で中心からの距離を変化させながら連続

10

20

30

40

50

して（複数周）旋回する渦巻状の有底溝 99A を有することにより、オリフィスとして減衰力の発生に加えて、減衰力の位相を進める力（軸力）を発生させる減衰機構として構成されている。

【0121】

第3の実施形態による緩衝器51は、上述の如き構成を有するもので、次にその作動について説明する。

【0122】

緩衝器51を自動車等の車両に実装するときには、例えば、ピストンロッド9の上端側が車両の車体側に取付けられ、ボトムキャップ53に設けられた取付アイ53A側が車輪側に取付けられる。また、ソレノイド75は、車両のコントローラ等に接続される。車両の走行時には、路面の凹凸等により、上、下方向の振動が発生すると、ピストンロッド9が外筒52から伸長、縮小するように変位し、減衰力調整装置65等により減衰力を発生することができ、車両の振動を緩衝することができる。このとき、コントローラによりソレノイド75のコイル76への電流値を制御し、パイロット弁部材72の開弁圧を調整することにより、緩衝器51の発生減衰力を可変に調整することができる。

【0123】

例えば、ピストンロッド9の伸び行程時には、内筒54内のピストン4の移動によってピストン4の縮み側の逆止弁56が閉じる。ピストン4のディスクバルブ55の開弁前には、ロッド側油室Cの油液が加圧され、内筒54の油穴54A、環状油室F、中間筒61の接続口61Aを通じて減衰力調整バルブ66に流入する。このとき、ピストン4が移動した分の油液は、リザーバ室Aからボトムバルブ10の伸び側の逆止弁13を開いてボトム側油室Bに流入する。なお、ロッド側油室Cの圧力がディスクバルブ55の開弁圧力に達すると、該ディスクバルブ55が開き、ロッド側油室Cの圧力をボトム側油室Bにリリースする。

【0124】

一方、ピストンロッド9の縮み行程時には、内筒54内のピストン4の移動によってピストン4の縮み側の逆止弁56が開き、ボトムバルブ10の伸び側の逆止弁13が閉じる。ボトムバルブ10（ディスクバルブ63）の開弁前には、ボトム側油室Bの油液がロッド側油室Cに流入する。これと共に、ピストンロッド9が内筒54内に浸入した分に相当する油液が、ロッド側油室Cから減衰力調整バルブ66に流入する。このとき、ボトム側油室B内の圧力がボトムバルブ10（ディスクバルブ63）の開弁圧力に達すると、ボトムバルブ10（ディスクバルブ63）が開き、ボトム側油室Bの圧力をリザーバ室Aにリリースする。

【0125】

ピストンロッド9の伸び行程においても縮み行程においても、ロッド側油室C内の圧油は、ピストン4の変位に伴って内筒54内から油穴54Aを介して環状油室F内へと流出し、環状油室F内の圧油は中間筒61の接続口61Aを介して減衰力調整装置65側に流通する。このとき、減衰力調整装置65では、減衰力調整バルブ66の設定圧可変バルブ70の開弁前は、パイロット弁部材72の開弁圧力によって減衰力が発生し、設定圧可変バルブ70の開弁後は、該設定圧可変バルブ70の開度に応じて減衰力が発生する。この場合、ソレノイド75のコイル76への通電によってパイロット弁部材72の開弁圧力を調整することにより、減衰力を制御することができる。

【0126】

即ち、コイル76への通電電流を小さくしてプランジャ78の推力を小さくすると、パイロット弁部材72の開弁圧力が低下し、ソフト側の減衰力が発生する。一方、コイル76への通電電流を大きくしてプランジャ78の推力を大きくすると、パイロット弁部材72の開弁圧力が上昇し、ハード側の減衰力が発生する。このとき、パイロット弁部材72の開弁圧力によって、その上流側の連通オリフィス89を介して連通するパイロット室71の内圧が変化する。これにより、パイロット弁部材72の開弁圧力を制御することにより、設定圧可変バルブ70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

10

20

30

40

50

囲を広くすることができる。

【0127】

また、高周波微振幅の入力時は、ディスク84の連通オリフィス89を通じてパイロット室71に圧力が作用することによりディスク84が撓み、パイロット室71の体積が増加する。これにより、パイロット室71の圧力が下がり、設定圧可変バルブ70が開きやすくなり、減衰力を低く抑えることができる。このとき、周波数感応部81の可動部(ディスク84)の遅れ(位相遅れ)は、流路形成部材91により形成された位相補正連通路90のオイル慣性力により補正される。これに対して、低周波大振幅の入力時は、ディスク84の連通オリフィス89を通じてパイロット室71に圧力が作用すると、ディスク84が撓み、リング86が圧縮される。これにより、ディスク84に作用する力が増加し、ディスク84が撓みにくくなることにより、パイロット室71の圧力の低下が止まる。この結果、設定圧可変バルブ70が開きにくくなり、減衰力は高い特性を維持する。

10

【0128】

第3の実施形態は、上述の如き位相補正連通路90を形成する流路形成部材91を減衰力調整バルブ66のバルブ部材69に内蔵したもので、その基本的作用については、上述した第1の実施形態、第2の実施形態および変形例によるものと格別差異はない。

【0129】

即ち、第3の実施形態では、位相補正部である位相補正連通路90により、減衰力の位相を進めることができる。これにより、例えば、高周波振動に対し、位相補正連通路90の作動流体の慣性力(オイル慣性力)による加速度位相の圧力を作動室に作用させることができる。この結果、ピストン速度位相に対して遅れた減衰力位相を進めることができ、車両のばね上に対する制振域の減衰力を増加し、かつ、加振域の減衰力を低減することができる。このため、車両のばね上の制振性と振動伝達の低減を図り、高周波入力に対する乗り心地の向上が可能となる。即ち、位相補正連通路90のオイル慣性力により、高周波入力時の減衰力の位相遅れを改善することができる。

20

【0130】

図22は、ピストン速度と減衰力との関係を示している。図22中、実線100は、位相補正デバイス(位相補正連通路90)を備えた減衰力調整式の緩衝器51の減衰力特性を示している。破線101は、位相補正デバイス(位相補正連通路90)を備えていない(通常のコスタントオリフィスを有する)比較例による減衰力調整式の緩衝器の減衰力特性を示している。

30

【0131】

第3の実施形態では、減衰力調整機構(減衰力調整バルブ)のパイロットオリフィス部を渦巻状の流路となる位相補正連通路90により構成している。この場合、前述の図10に示す特性差から、パイロットオリフィスの等価オリフィス径が徐々に変化する特性となる。このため、図22に実線100で示すように、パイロット弁部材72(パイロット弁)の開弁後から設定圧可変バルブ70(メインバルブ)が開弁するまでの減衰力変化が滑らかになる。特に、ハード(Hard)の減衰力特性では、パイロット弁方式の制御バルブで課題となるバルブ開弁時のチャタリングを低減できる。このため、音振性能を向上できると共に減衰力の変化が滑らかになることにより、ジャーク低減による乗り心地の向上を図ることができる。

40

【0132】

即ち、第3の実施形態では、ソレノイド75によって開閉動作が調整される減衰力調整バルブ66を備えているため、減衰力調整バルブ66により減衰力を可変に調整することができる。また、作動流体により移動可能なディスク84を有する周波数感応部81を備えているため、周波数感応部81により高周波振動時に減衰力を低減できる。しかも、減衰力調整バルブ66により応答遅れを補償する制御を行わなくても、位相補正連通路90によって、可動部となる減衰力調整バルブ66および周波数感応部81による位相遅れを抑制することができる。このため、乗り心地のさらなる向上を図ることができる。

【0133】

50

この場合、渦巻状の流路となる位相補正連通路 90 は、設定圧可変バルブ 70 のパイロット室 71 に作動流体を導入する導入通路となる連通オリフィス 89 より内筒 54 側に設けている。このため、高周波入力に対し周波数感応部 81 の効果により減衰力が低減したときに生じる減衰力の遅れ（位相遅れ）を、位相補正連通路 90 内のオイル慣性力により補正することができる。即ち、周波数感応部 81 を設けることにより、高周波入力に対して減衰力を低減できるが、そのままでは、速度位相に対する位相遅れが増大する傾向となる。そこで、位相補正連通路 90 を組み合わせることにより、高周波の位相遅れを改善し、高周波入力の振動伝達をさらに低減できる。これにより、乗り心地の向上が可能となる。しかも、図 22 に示すように、減衰力調整バルブ 66（設定圧可変バルブ 70）の開弁点での圧力変動を低減することができ、音振性能の向上も図ることができる。また、減衰力調整バルブ 66 に周波数感応部 81 と位相補正連通路 90 とを設けるため、これら位相補正連通路 90 および周波数感応部 81 を減衰力調整バルブ 66 と共に一体に取り扱うことができる。

10

【0134】

なお、第 3 の実施形態では、位相補正連通路 90 を形成する流路形成部材 91 の通路ディスク 99 として有底溝 99A を有する構成とした場合を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、例えば、通路ディスクの有底溝を貫通溝としてもよい。この場合、必要に応じて、貫通溝を閉塞するための閉塞ディスクを別に設けることができる。

【0135】

第 3 の実施形態では、メインバルブとなる設定圧可変バルブ 70 をロッド側油室 C（他側室）からリザーバ室 A へ作動流体が流通する第 1 通路 74 に設ける構成とした場合を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、例えば、メインバルブをボトム側油室（一側室）からリザーバ室へ作動流体が流通する通路に設ける構成としてもよい。

20

【0136】

第 3 の実施形態では、減衰力調整バルブ 66（設定圧可変バルブ 70）のパイロット室 71 に作用する周波数感応部 81 を設ける構成とした場合を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、例えば、減衰力調整バルブ 66 に周波数感応部 81 を設けずに、図 14 に示す様にピストンロッド 9 に周波数感応部 32 を設ける構成としてもよい。さらに、周波数感応部を省略し、減衰力調整式緩衝器に位相補正連通路（位相補正部）を設ける（即ち、減衰力調整バルブに周波数感応部を設けずに位相補正連通路を設ける）構成としてもよい。また、減衰力調整バルブを省略してもよい。

30

【0137】

第 1 の実施形態では、外筒 2 と内筒 3 とからなる複筒式の緩衝器 1 を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、例えば、単筒式の筒部材（シリンダ）からなる緩衝器に適用してよい。このことは、その他の実施形態および変形例についても同様である。

【0138】

また、各実施形態および変形例では、緩衝器の代表例として自動車に取付ける緩衝器を例に挙げて説明した。しかし、これに限らず、例えば、鉄道車両に取付ける緩衝器に適用してもよい。また、自動車、鉄道車両等の車両に限らず、振動源となる種々の機械、構造物、建築物等に用いる各種の緩衝器に適用することができる。さらに、各実施形態および変形例は例示であり、異なる実施形態および変形例で示した構成の部分的な置換または組み合わせが可能であることは言うまでもない。

40

【0139】

以上説明した実施形態に基づく緩衝器として、例えば下記に述べる態様のものが考えられる。

【0140】

第 1 の態様としては、緩衝器は、作動流体が封入されるシリンダを有するシリンダ側部材と、前記シリンダ内を一側室と他側室とに区画するピストンおよび前記ピストンに連結されて前記シリンダの外部へ延びるピストンロッドを有するピストン側部材と、前記ピストン側部材に設けられ、前記一側室と前記他側室とを連通する第 1 連通路と、前記シリン

50

ダ側部材に設けられ、前記一側室と前記他側室とを連通する第2連通路と、前記第1、第2連通路にそれぞれ設けられる第1減衰機構、第2減衰機構とを備え、前記第2減衰機構は、前記第2連通路内の作動流体の慣性力によって減衰力の位相を進める位相補正部である。

【0141】

この第1の態様によれば、位相補正部である第2減衰機構により、減衰力の位相を進めることができる。この場合、第2減衰機構（位相補正部材）は、例えば、第2連通路の長さ（通路長）を断面積に対して大きく（例えば、 $30 \times \frac{\text{通路長} \text{ l}}{\text{断面積} \text{ a}} \geq 1200 \text{ [l/mm]}$ ）することにより構成することができる。これにより、例えば、高周波振動に対し、第2連通路の作動流体の慣性力（オイル慣性力）による加速度位相の圧力を、シリンダの作動室（ピストン上下室）となる一側室または他側室に作用させることができる。この結果、減衰力位相をピストン速度位相に対して進めることができ、車両のばね上に対する制振域の減衰力を増加し、かつ、加振域の減衰力を低減することができる。このため、車両のばね上の制振性と振動伝達の低減を図り、高周波入力に対する乗り心地の向上が可能となる。この場合に、例えば、第2減衰機構（位相補正部材）となる第2連通路の長さを適切に調整することにより、ばね下共振周波数付近で減衰力位相をピストン速度位相に合わせることができる。これにより、緩衝器（ダンパ）の減衰力でばね下振動を適切に制振することができ、ばね下のばたつきを抑えて、乗り心地の向上（ブル感の改善）が可能となる。

10

【0142】

第2の態様としては、第1の態様において、前記シリンダ側部材は、前記シリンダの開口に設けられ前記ピストンロッドをガイドするロッドガイドを有しており、前記第2減衰機構は、前記ロッドガイドに設けられている。この第2の態様によれば、位相補正部である第2減衰機構をロッドガイドに設けるため、作動流体の慣性力（オイル慣性力）を発生する第2連通路を、例えば、ディスクを積層することにより構成できる。このため、例えば、ディスクの枚数により第2連通路の長さを調整することができる。これにより、第2連通路内の作動流体の慣性力を所望に調整すること、即ち、慣性力を所望の減衰力特性に合わせることができ、容易に行うことができる。

20

【0143】

第3の態様としては、第1の態様において、前記シリンダの外周側には外筒が形成されており、前記シリンダと前記外筒との間には前記ピストンロッドの進入および退出を補償するリザーバ室が設けられており、前記第2減衰機構は、前記リザーバ室に設けられている。この第3の態様によれば、位相補正部材である第2減衰機構をリザーバ室に設けるため、作動流体の慣性力（オイル慣性力）を発生する第2連通路を、例えば、シリンダの外周側を周回する螺旋状の管路により構成することができる。このため、この螺旋状の管路を、例えば、リザーバ室の液面位置（油面位置）に配置することにより、緩衝器（ダンパ）が高速で作動したときの油面（油面）の跳動を抑制することができる。即ち、緩衝器がストロークしたときの油面の変動に対して、螺旋状の管路が油面の跳動を抑制するバップル構造の役割を果たし、エアレーションの発生を抑制することができる。この結果、エアレーション抑制による減衰力の波形のラグ（欠け）を低減でき、制振性と異音の抑制を図ることができる。

30

40

【0144】

第4の態様としては、第1の態様ないし第3の態様のいずれかにおいて、前記一側室および/または前記他側室の作動流体により移動可能な移動部材を有する周波数感応部をさらに備えている。この第4の態様によれば、周波数感応部により高周波振動時に減衰力を低減できる。ここで、周波数感応部を備えた緩衝器は、高周波微振幅の減衰力（ピーク値）を低減する効果は大きい、高周波微振幅になる程、位相遅れが大きくなる傾向となる。即ち、可動部となる周波数感応部を備えることにより、位相遅れが大きくなる傾向となる。これに対して、位相補正部である第2減衰機構は、この位相遅れを抑制することができるため、周波数感応の効果を上向きにできる。即ち、高周波の位相遅れを改善し、高周波入

50

力の振動伝達をさらに低減でき、乗り心地のさらなる向上を図ることができる。

【0145】

第5の態様としては、第4の態様において、前記周波数感応部は、前記ピストンロッドに設けられている。この第5の態様によれば、ピストンロッドに設けられた可動部である周波数感応部の位相遅れを抑制できる。

【0146】

第6の態様としては、第1の態様ないし第5の態様のいずれかにおいて、アクチュエータによって減衰力を調整する減衰力調整機構をさらに備えている。この第6の態様によれば、減衰力調整機構により減衰力を可変に調整することができる。しかも、減衰力調整機構により応答遅れを補償する制御を行わなくても、位相補正部である第2減衰機構によって、可動部となる減衰力調整機構による位相遅れを抑制することができる。このため、乗り心地のさらなる向上を図ることができる。

10

【0147】

第7の態様としては、緩衝器は、作動流体が封入されるシリンダを有するシリンダ側部材と、前記シリンダ内を一側室と他側室とに区画するピストンおよび前記ピストンに連結されて前記シリンダの外部へ延びるピストンロッドを有するピストン側部材と、前記ピストンロッドの進入および退出を補償するリザーバ室と、前記一側室または前記他側室と前記リザーバ室とを連通する第3連通路と、前記第3連通路に設けられる第3減衰機構とを備え、前記第3減衰機構は、オリフィスとして減衰力の発生に加えて、前記第3連通路内の作動流体の慣性力によって減衰力の位相を進める位相補正部である。

20

【0148】

この第7の態様によれば、位相補正部である第3減衰機構により、減衰力の位相を進めることができる。この場合、第3減衰機構（位相補正部材）は、例えば、第3連通路の長さ（通路長）を断面積に対して大きく（例えば、 $30 \text{ 通路長} l / \text{断面積} a = 1200 [1 / \text{mm}]$ ）することにより構成することができる。これにより、例えば、高周波振動に対し、第3連通路の作動流体の慣性力（オイル慣性力）による加速度位相の圧力を作動室に作用させることができる。この結果、減衰力位相をピストン速度位相に対して進めることができ、車両のばね上に対する制振域の減衰力を増加し、かつ、加振域の減衰力を低減することができる。このため、車両のばね上の制振性と振動伝達の低減を図り、高周波入力に対する乗り心地の向上が可能となる。

30

【0149】

第8の態様としては、第7の態様において、ソレノイドによって開閉動作が調整される減衰力調整バルブをさらに備え、前記減衰力調整バルブには、前記第3減衰機構が設けられている。この第8の態様によれば、減衰力調整バルブにより減衰力を可変に調整することができる。しかも、減衰力調整バルブにより応答遅れを補償する制御を行わなくても、位相補正部である第3減衰機構によって、可動部となる減衰力調整バルブによる位相遅れを抑制することができる。このため、乗り心地のさらなる向上を図ることができる。しかも、減衰力調整バルブに第3減衰機構を設けるため、第3減衰機構を減衰力調整バルブと共に一体に取り扱うことができる。

【0150】

第9の態様としては、第8の態様において、前記一側室および/または前記他側室の作動流体により移動可能な移動部材を有する周波数感応部をさらに備え、前記減衰力調整バルブには、前記第3減衰機構と前記周波数感応部とが設けられている。この第9の態様によれば、周波数感応部により高周波振動時に減衰力を低減できる。しかも、減衰力調整バルブにより応答遅れを補償する制御を行わなくても、位相補正部である第3減衰機構によって、可動部となる減衰力調整バルブおよび周波数感応部による位相遅れを抑制することができる。このため、乗り心地のさらなる向上を図ることができる。しかも、減衰力調整バルブに第3減衰機構と周波数感応部とを設けるため、第3減衰機構および周波数感応部を減衰力調整バルブと共に一体に取り扱うことができる。

40

【符号の説明】

50

【 0 1 5 1 】

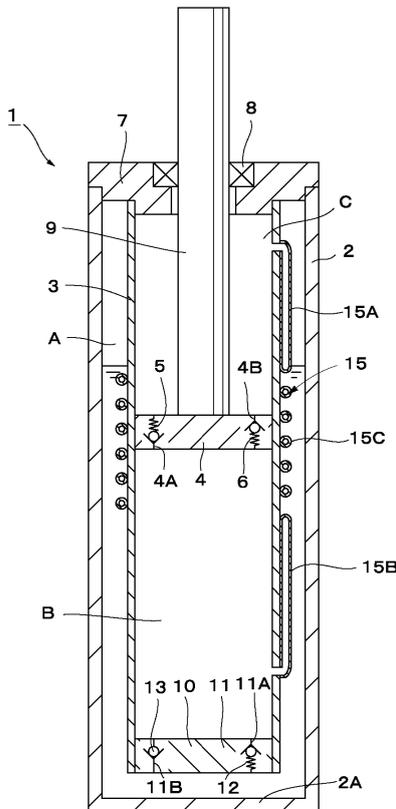
- 1, 2 1, 3 1, 5 1 緩衝器
- 2, 5 2 外筒
- 3, 5 4 内筒 (シリンダ、シリンダ側部材)
- 4 ピストン (ピストン側部材)
- 4 A, 4 B 油路 (第 1 連通路)
- 5 圧側バルブ (第 1 減衰機構)
- 6 伸側バルブ (第 1 減衰機構)
- 9 ピストンロッド (ロッド)
- 1 5, 2 8 位相補正連通路 (第 2 連通路、第 2 減衰機構、位相補正部)
- 2 3 ロッドガイド (シリンダ側部材)
- 3 2, 8 1 周波数感応部
- 3 3, 8 3 フリーバルブ (移動部材)
- 6 6 減衰力調整バルブ (減衰力調整機構)
- 7 5 ソレノイド (アクチュエータ)
- 9 0 位相補正連通路 (第 3 減衰機構、位相補正部)
- 9 2 油路 (第 3 連通路)
- A リザーバ室
- B ボトム側油室 (一側室)
- C ロッド側油室 (他側室)

10

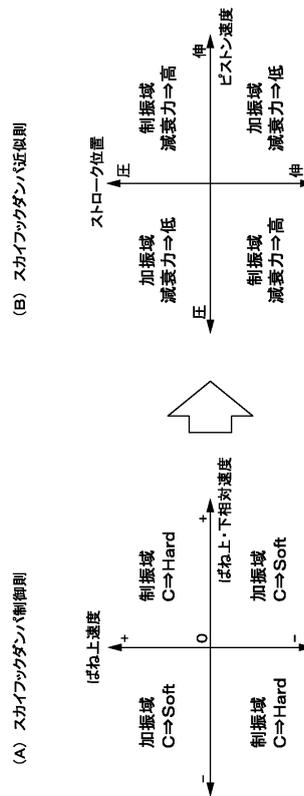
20

【 図 面 】

【 図 1 】



【 図 2 】

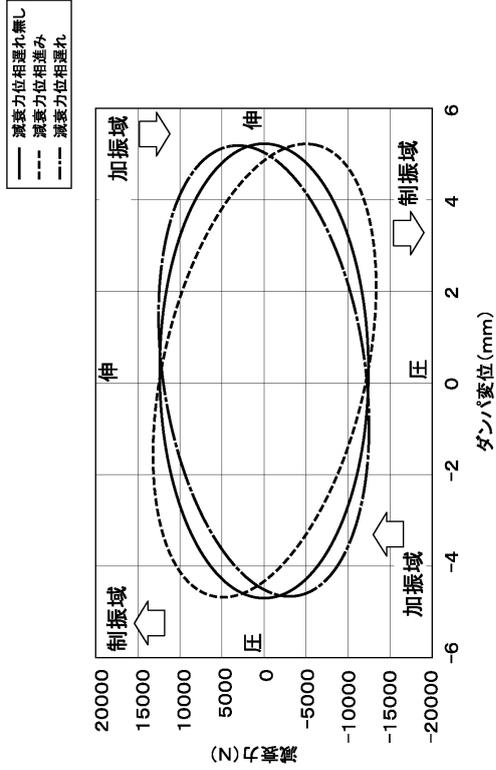


30

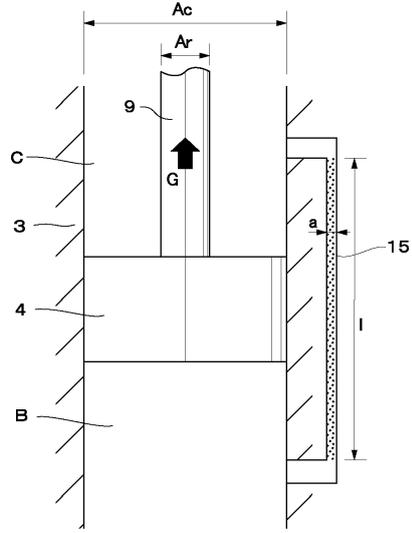
40

50

【図 3】



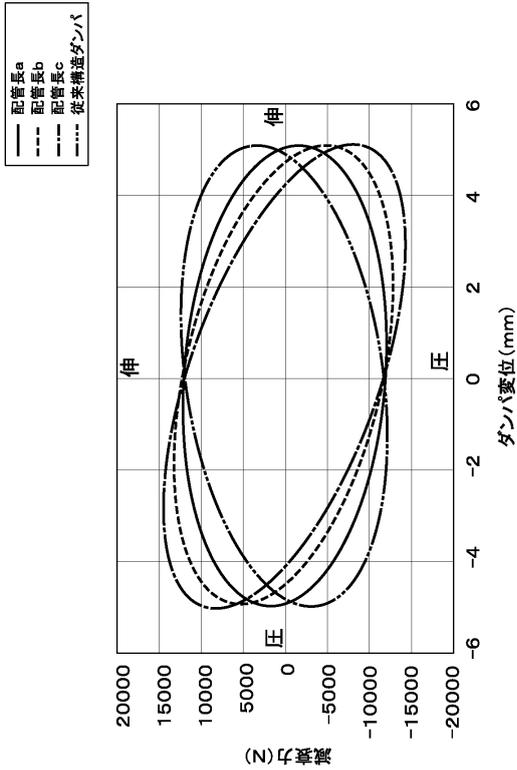
【図 4】



10

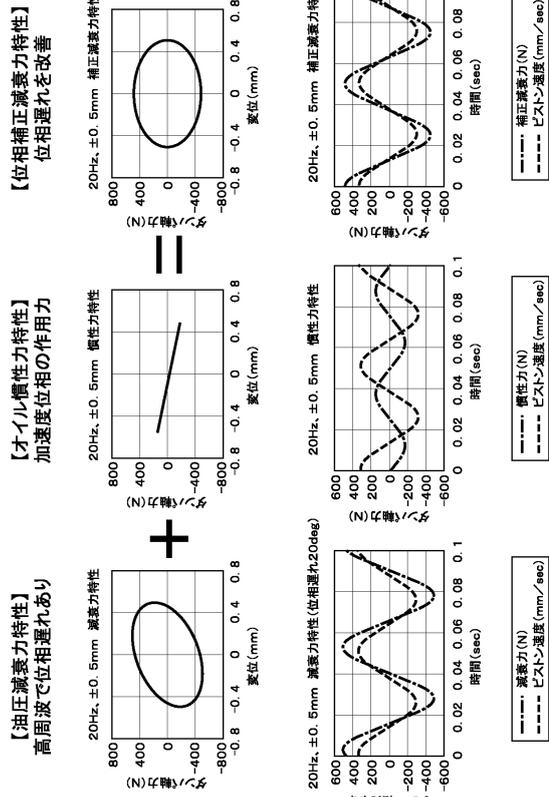
20

【図 5】



(加振振幅: ±5mm、加振周波数: 13Hz)

【図 6】

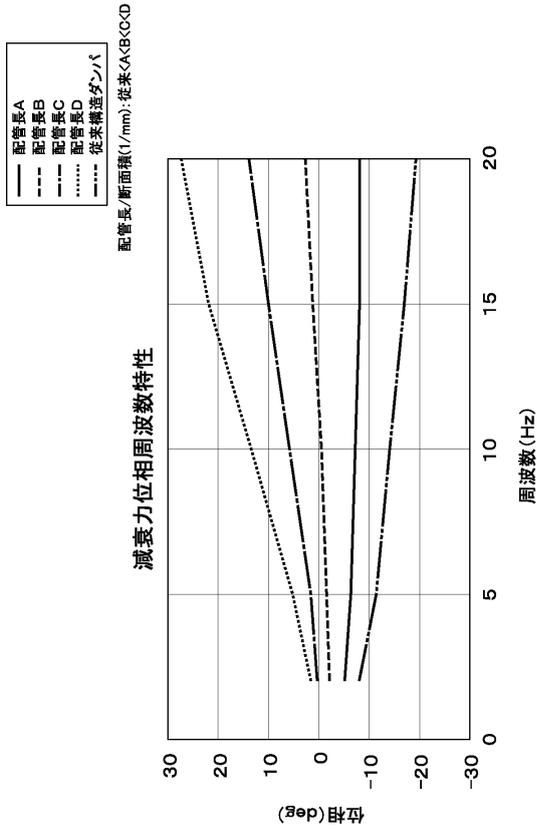


30

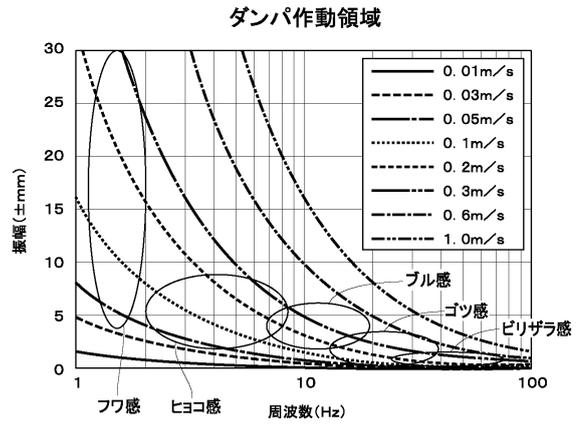
40

50

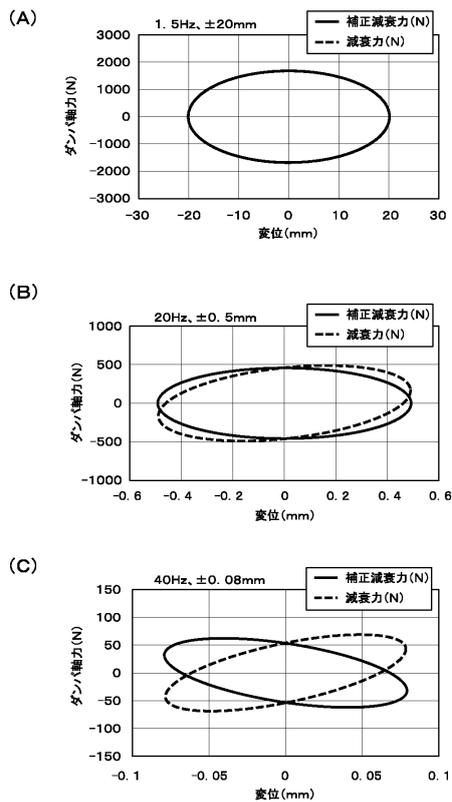
【図7】



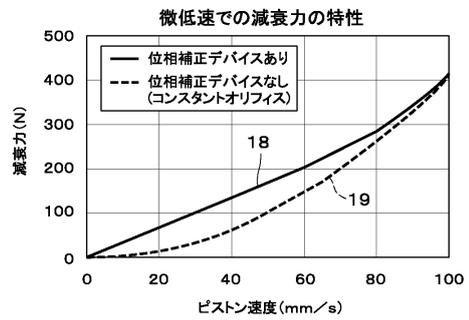
【図8】



【図9】



【図10】



10

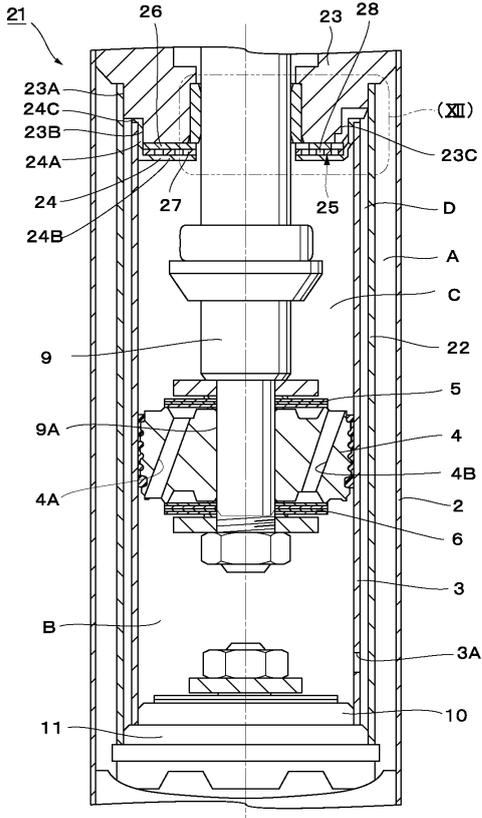
20

30

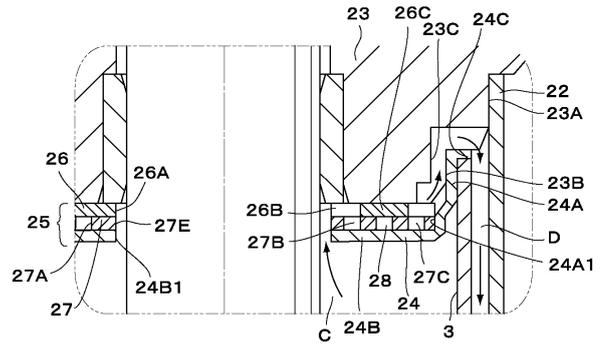
40

50

【 図 1 1 】



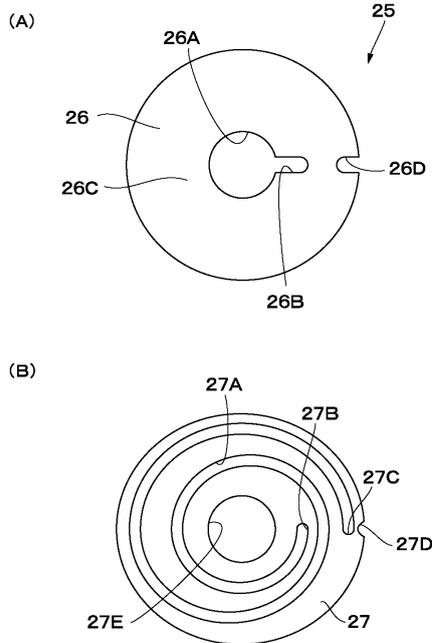
【 図 1 2 】



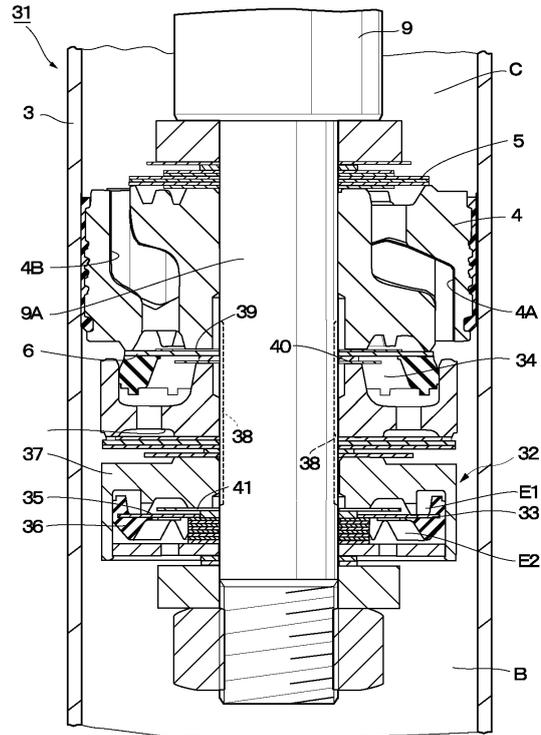
10

20

【 図 1 3 】



【 図 1 4 】



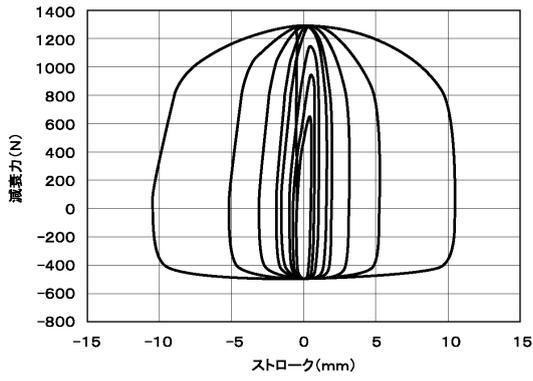
30

40

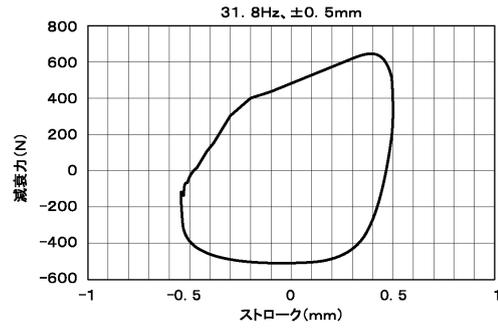
50

【図 15】

周波数感応型ダンパ減衰力リサージュ波形
(ピストン速度: 100mm/s)

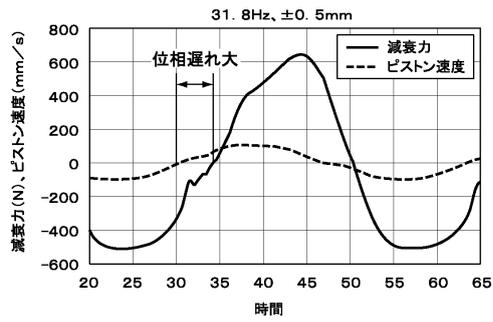


【図 16】

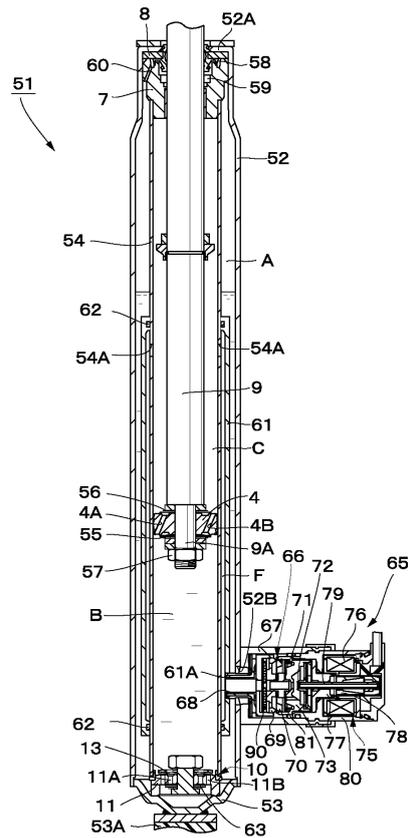


10

【図 17】



【図 18】



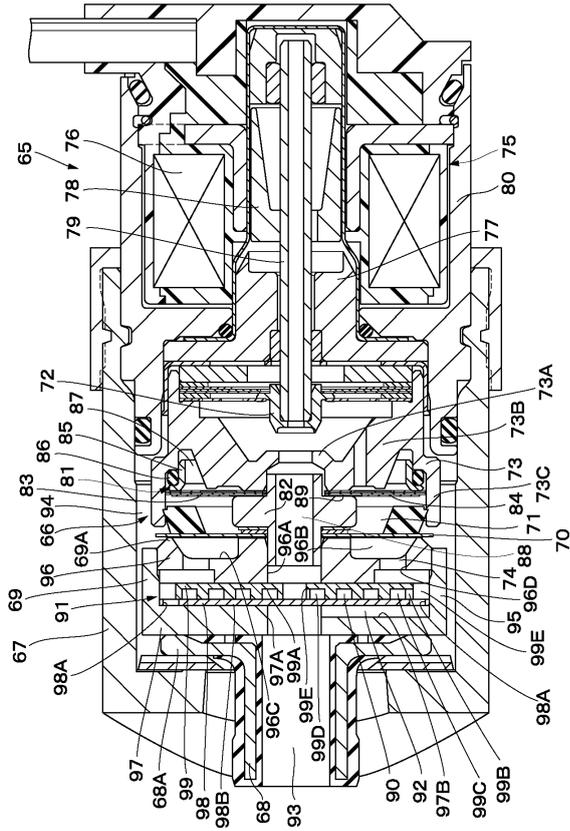
20

30

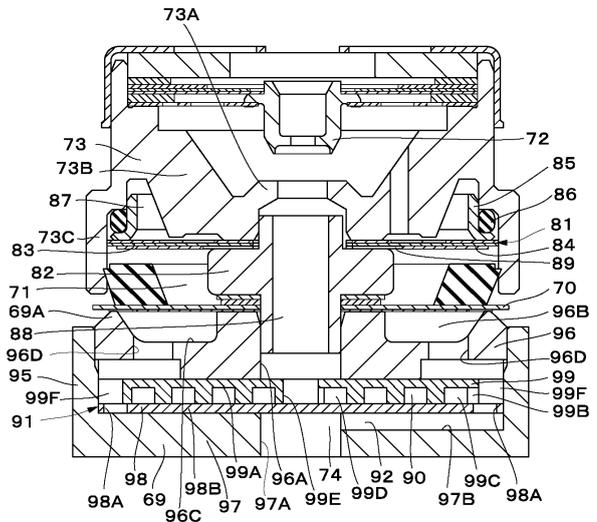
40

50

【図 19】



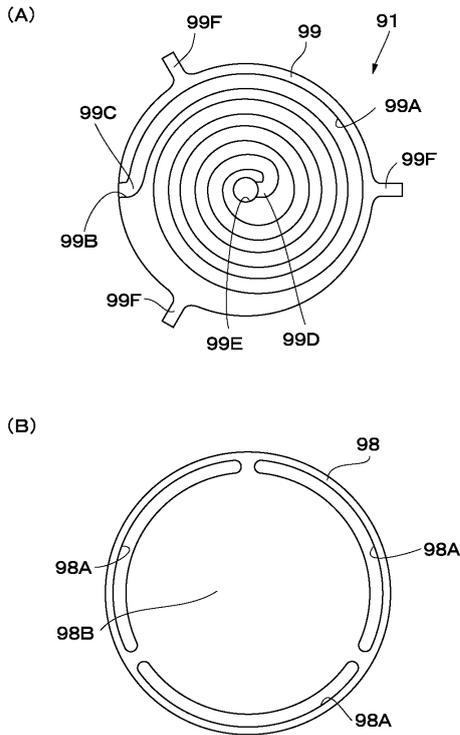
【図 20】



10

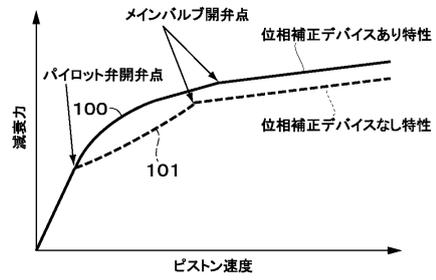
20

【図 21】



30

【図 22】



40

50

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平01-247834(JP,A)
実開昭62-018447(JP,U)
特開2003-254374(JP,A)
特開2005-255152(JP,A)
米国特許出願公開第2020/0049221(US,A1)
- (58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)
F16F 9/346
F16F 9/508
F16F 9/46