

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2018-24378

(P2018-24378A)

(43) 公開日 平成30年2月15日(2018.2.15)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
B 6 1 F 5/24 (2006.01)	B 6 1 F 5/24 F	3 D 3 0 1
F 1 6 K 17/34 (2006.01)	F 1 6 K 17/34 E	3 H 0 6 0
B 6 0 G 99/00 (2010.01)	B 6 0 G 99/00	3 J 0 6 9
F 1 6 F 9/46 (2006.01)	F 1 6 F 9/46	

審査請求 有 請求項の数 6 O L (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願2016-158558 (P2016-158558)	(71) 出願人	000000929
(22) 出願日	平成28年8月12日 (2016.8.12)		K Y B株式会社
			東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易センタービル
		(74) 代理人	100067367
			弁理士 天野 泉
		(74) 代理人	100122323
			弁理士 石川 憲
		(72) 発明者	石井 大輔
			東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易センタービル K Y B株式会社内
		Fターム(参考)	3D301 DB48
			3H060 AA09 BB03 CC22 DA04 DC05
			DD02 DD12 HH04 HH11
			3J069 AA50 EE36 EE41

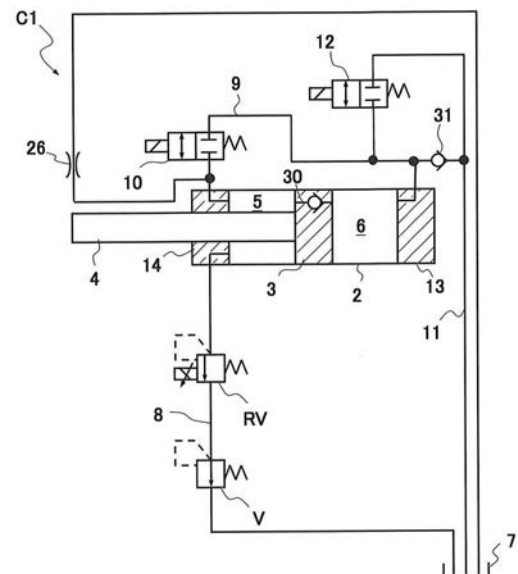
(54) 【発明の名称】 シリンダ装置

(57) 【要約】

【課題】地震時の脱線を効果的に防止でき、安価且つ小型のシリンダ装置の提供である。

【解決手段】本発明のシリンダ装置C1は、シリンダ2と、シリンダ2内に摺動自在に挿入されるピストン3と、シリンダ2内に挿入されてピストン3に連結されるロッド4と、シリンダ2内にピストン3で区画したロッド側室5とピストン側室6と、タンク7と、ロッド側室5をタンク7に連通する減衰通路8と、減衰通路8に設けたリリーフ弁RVと流量が増加すると流路面積を小さくするノーマルオープン型の減衰弁Vとを備えて構成される。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

シリンダと、
前記シリンダ内に摺動自在に挿入されるピストンと、
前記シリンダ内に挿入されて前記ピストンに連結されるロッドと、
前記シリンダ内に前記ピストンで区画したロッド側室とピストン側室と、
タンクと、
前記ロッド側室と前記タンクとを連通する減衰通路と、
前記減衰通路に設けられるリリーフ弁と、
前記減衰通路の前記リリーフ弁の下流に設けられて流量が増加すると流路面積を小さく 10
するノーマルオープン型の減衰弁とを備えた
ことを特徴とするシリンダ装置。

【請求項 2】

前記減衰弁は、
前記ロッド側室と前記タンクの双方に通じる弁孔を有するハウジングと、
前記弁孔内に軸方向移動可能に収容される弁体と、
前記弁体を附勢するばねと、
前記弁体に設けた第一減衰弁通路と、
前記弁体に設けられて常に前記弁孔に開口する第二減衰弁通路とを有し、
前記弁体が前記ばねの附勢力に抗して前記ハウジングに対して後退すると前記第一減衰 20
弁通路の流路面積を減少させる
ことを特徴とする請求項 1 に記載のシリンダ装置。

【請求項 3】

前記減衰弁は、
弁体と、
前記弁体を附勢するばねと、
前記弁体が前記ばねを最圧縮する以前に前記弁体の後退を規制するストッパを有する
ことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載のシリンダ装置。

【請求項 4】

前記減衰弁は、 30
前記ハウジングに設けた弁座に離着座するとともに反弁座側端に前記ばねが当接するフ
ランジ部と、
前記フランジ部の側部から開口して径方向へ延び、前記第一減衰通路と前記第二減衰通
路に連通される径方向孔とを備えた
ことを特徴とする請求項 2 に記載のシリンダ装置。

【請求項 5】

前記ロッド側室と前記ピストン側室とを連通する第一通路の途中に設けた第一開閉弁と
、
前記ピストン側室と前記タンクとを連通する第二通路の途中に設けた第二開閉弁と、
前記ピストン側室から前記ロッド側室へ向かう流れのみを許容する整流通路と、 40
前記タンクから前記ピストン側室へ向かう流れのみを許容する吸込通路とを備えた
ことを特徴とする請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載のシリンダ装置。

【請求項 6】

前記ロッド側室へ液体を供給するポンプを備え、
前記リリーフ弁は、可変リリーフ弁である
ことを特徴とする請求項 5 に記載のシリンダ装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、シリンダ装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、この種のシリンダ装置にあっては、たとえば、鉄道車両に車体の進行方向に対して左右方向の振動を抑制すべく、車体と台車との間に介装されて使用されるものが知られている。

【0003】

そして、このようなシリンダ装置は、たとえば、シリンダと、シリンダ内に摺動自在に挿入されるピストンと、シリンダ内に挿入されてピストンに連結されるロッドと、シリンダ内にピストンで区画したロッド側室とピストン側室と、タンクと、ロッド側室とタンクとを連通する減衰通路の途中に設けた電磁リリーフ弁とで構成される（たとえば、特許文献1参照）。

10

【0004】

そして、シリンダ装置は、電磁リリーフ弁でシリンダ内の圧力を制御して、発生する力を高低調節でき、鉄道車両の車体の振動を抑制するのに最適な制御力を発揮して車体振動を効果的に抑制できる。

【0005】

ところで、鉄道車両が走行中に強い地震が発生する場合、車体が大きく揺れて脱線する恐れがあるので、このような場合には、シリンダ装置に高い減衰力を発揮させて脱線を未然に防ぎたい。また、地震発生時には、電力供給を受けられなくなる場合があるので、制御失陥時に相当する状況下で高い減衰力の発揮が緩衝器に要望される。

20

【0006】

そこで、従来のシリンダ装置にあっては、平常時通路と平常時通路に並列される非常時通路とで減衰通路を構成し、平常時通路に可変リリーフ弁と可変リリーフ弁に直列配置されて非通電時に閉弁するノーマルクローズ型開閉弁を設けるとともに、非常時通路の途中にパッシブ弁と当該パッシブ弁に直列配置されて非通電時に開弁するノーマルオープン型の開閉弁を設けている。

【0007】

このようにすると、制御失陥時において非常時通路を有効としてパッシブ弁にて確実に高い減衰力を発揮させて、車体の振動を抑制できるので、鉄道車両が走行中に地震が発生しても車体振動が速やかに低減されて脱線を効果的に抑制できる。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0008】

【特許文献1】特開2014-189216号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

このように従来のシリンダ装置では、地震発生時に電力供給を受けられなくても、高い減衰力を発揮して車体の振動を抑制できるが、そのために、非常時通路を設けるほか、ノーマルクローズ型とノーマルオープン型の二つの開閉弁とパッシブ弁を設ける必要がある。

40

【0010】

よって、シリンダ装置の部品点数が増加するとともに、電磁式の開閉弁が二つも必要となって、コストが嵩んでシリンダ装置が高価となるだけでなく、装置全体も大型になってしまう。

【0011】

そこで、本発明は前記不具合を改善するために創案されたものであって、その目的は、地震時の脱線を効果的に防止でき、安価且つ小型のシリンダ装置の提供である。

【課題を解決するための手段】

【0012】

50

前記した目的を達成するため、本発明のシリンダ装置は、シリンダ内にピストンで区画したロッド側室をタンクに連通する減衰通路に、リリーフ弁と、流量が増加すると流路面積を小さくするノーマルオープン型の減衰弁とを備えて構成される。このようにシリンダ装置は、流量の増加によって流路面積を減少させる減衰弁を備えているため、リリーフ弁のみで減衰力を発揮するのに比較してピストン速度が高速域において高い減衰力を発揮でき、鉄道車両が走行中に地震が発生しても車体振動を速やかに低減して脱線を効果的に抑制できる。また、本発明のシリンダ装置では、従来のシリンダ装置のように非常時通路、ノーマルクローズ型とノーマルオープン型の二つの開閉弁、およびパッシブ弁を設ける必要もない。

【0013】

請求項2に記載のシリンダ装置では、減衰弁がロッド側室とタンクの双方に通じる弁孔を有するハウジングと、弁孔内に軸方向移動可能に収容される弁体と、弁体を附勢するばねと、弁体に設けた第一減衰弁通路と第二減衰弁通路とを有し、弁体がばねの附勢力に抗してハウジングに対して後退すると第一減衰弁通路の流路面積を減少させるようになっている。このようにシリンダ装置を構成すれば、第二減衰弁通路が弁体の移動によっては閉塞されないので、シリンダ装置の減衰力特性のチューニングが容易となり、ばねの圧縮長を変更しても最小流路面積に影響を与えない利点を享受できる。

【0014】

さらに、請求項3のシリンダ装置では、減衰弁がばねを最圧縮する以前に弁体の後退を規制するストッパを有して構成されている。このように構成されたシリンダ装置では、弁体が最大限に後退してもばねの線材同士が密着しないので、ばねに軸方向の過大な荷重が作用せず、ばねを保護できる。

【0015】

そして、請求項4のシリンダ装置では、減衰弁がハウジングに設けた弁座に離着座するとともに反弁座側端にばねが当接するフランジ部と、フランジ部の側部から開口して径方向へ延び、前記第一減衰通路と前記第二減衰通路に連通される径方向孔とを備えている。このように構成されたシリンダ装置では、径方向孔がばねと干渉しない位置に設けられるため、径方向孔を通過した液体がばねの線材間を通過せずに済む。よって、このシリンダ装置では、弁体の後退によってばねの線材間隔が狭まっても、弁体の作動にダンピングが効いてしまって動きが緩慢となったり、減衰力特性が狙い通りにチューニングし難くなったりといった不利益が生じない。

【0016】

また、請求項5のシリンダ装置では、さらに、ロッド側室とピストン側室とを連通する第一通路の途中に設けた第一開閉弁と、ピストン側室とタンクとを連通する第二通路の途中に設けた第二開閉弁と、ピストン側室からロッド側室へ向かう流れのみを許容する整流通路と、タンクからピストン側室へ向かう流れのみを許容する吸込通路とを備えて構成される。このように構成されたシリンダ装置では、カルノップのスカイフック理論に基づくセミアクティブ制御を容易に実現でき、シリンダ装置をスカイフックセミアクティブダンパとして機能させ得る。

【0017】

そして、請求項6のシリンダ装置では、請求項5の構成に加えて、ロッド側室へ液体を供給するポンプを備え、リリーフ弁が可変リリーフ弁とされて構成される。このように構成されシリンダ装置は、アクチュエータとして機能するのみならず、スカイフックセミアクティブダンパとしても機能できる。また、請求項6のシリンダ装置では、アクチュエータとスカイフックセミアクティブダンパの状態の切換えをポンプの停止と駆動の切換えや、面倒かつ急峻な第一開閉弁と第二開閉弁の切換動作を伴わずに行える。よって、請求項6のシリンダ装置は、応答性および信頼性が高いシステムとなる。

【発明の効果】

【0018】

以上より、本発明のシリンダ装置によれば、地震時の脱線を効果的に防止でき、安価で

10

20

30

40

50

、且つ、小型化できる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 9 】

【図 1】第一の実施の形態における緩衝器の回路図である。

【図 2】減衰弁の断面図である。

【図 3】第一の実施の形態における緩衝器の減衰特性を示す図である。

【図 4】減衰弁の一変形例の断面図である。

【図 5】減衰弁の他の変形例の断面図である。

【図 6】第二の実施の形態における緩衝器の回路図である。

【発明を実施するための形態】

10

【 0 0 2 0 】

以下、図に示した実施の形態に基づき、本発明を説明する。第一の実施の形態のシリンダ装置 C 1 および第二の実施の形態のシリンダ装置 C 2 において、共通の符号が付された部材、部品は、同一の構成を備えている。よって、説明の重複を避けるため、第一の実施の形態のシリンダ装置 C 1 の説明中で詳細に説明し、第二の実施の形態のシリンダ装置 C 2 の説明では詳しい説明を省略する。

【 0 0 2 1 】

< 第一の実施の形態 >

第一の実施の形態におけるシリンダ装置 C 1 は、基本的には、図 1 に示すように、シリンダ 2 と、シリンダ 2 内に摺動自在に挿入されるピストン 3 と、シリンダ 2 内に挿入されてピストン 3 に連結されるロッド 4 と、シリンダ 2 内にピストン 3 で区画したロッド側室 5 とピストン側室 6 と、タンク 7 と、ロッド側室 5 とタンク 7 とを連通する減衰通路 8 と、減衰通路 8 の途中に設けたリリーフ弁 R V と減衰弁 V とを備えて構成されており、所謂片ロッド型のシリンダ装置として構成されている。

20

【 0 0 2 2 】

また、前記ロッド側室 5 とピストン側室 6 には作動油等の液体が充填されるとともに、タンク 7 には、液体のほかに気体が充填されている。なお、タンク 7 内は、特に、気体を圧縮して充填して加圧状態とする必要は無い。

【 0 0 2 3 】

以下、シリンダ装置 C 1 の各部について詳細に説明する。シリンダ 2 は筒状であって、その図 1 中右端は蓋 1 3 によって閉塞され、図 1 中左端には環状のロッドガイド 1 4 が取り付けられている。また、前記ロッドガイド 1 4 内には、シリンダ 2 内に移動自在に挿入されるロッド 4 が摺動自在に挿入されている。このロッド 4 は、一端をシリンダ 2 外へ突出させており、シリンダ 2 内の他端をシリンダ 2 内に摺動自在に挿入されるピストン 3 に連結している。

30

【 0 0 2 4 】

シリンダ装置 C 1 は、図示はしないが、ロッド 4 が鉄道車両の台車と車体の一方に、シリンダ 2 が台車と車体の他方に連結されて、台車と車体との間に介装される。シリンダ装置 C 1 は、片ロッド型に設定されているので、両ロッド型のシリンダ装置に比較してストローク長を確保しやすく、シリンダ装置 C 1 の全長が短くなって、鉄道車両への搭載性が向上する。

40

【 0 0 2 5 】

なお、ロッドガイド 1 4 の外周とシリンダ 2 との間は図示を省略したシール部材によってシールされており、これによりシリンダ 2 内は密閉状態に維持されている。そして、シリンダ 2 内にピストン 3 によって区画されるロッド側室 5 とピストン側室 6 には、前述のように液体として作動油が充填されている。

【 0 0 2 6 】

また、このシリンダ装置 C 1 の場合、ロッド 4 の断面積をピストン 3 の断面積の二分の一にして、ピストン 3 のロッド側室 5 側の受圧面積がピストン側室 6 側の受圧面積の二分の一となるようになっている。よって、シリンダ装置 C 1 の伸長時と収縮時とでシリンダ

50

2 内から減衰通路 8 を通じてタンク 7 へ排出される流量が等しくなる。

【 0 0 2 7 】

戻って、ロッド 4 の図 1 中左端とシリンダ 2 の右端を閉塞する蓋 1 3 とには、図示しない取付部を備えており、このシリンダ装置 C 1 を鉄道車両における車体と台車との間に介装できる。

【 0 0 2 8 】

そして、本例のシリンダ装置 C 1 にあっては、ロッド側室 5 とピストン側室 6 とが第一通路 9 によって連通されており、この第一通路 9 の途中には、第一開閉弁 1 0 が設けられている。この第一通路 9 は、シリンダ 2 外でロッド側室 5 とピストン側室 6 とを連通しているが、ピストン 3 に設けられてもよい。

10

【 0 0 2 9 】

第一開閉弁 1 0 は、電磁開閉弁とされており、ロッド側室 5 とピストン側室 6 とを連通する連通ポジションとロッド側室 5 とピストン側室 6 との連通を絶つ遮断ポジションとを備えており、通電時には第一通路 9 を開放してロッド側室 5 とピストン側室 6 とを連通する。

【 0 0 3 0 】

また、本例のシリンダ装置 C 1 にあっては、ピストン側室 6 とタンク 7 とが第二通路 1 1 によって連通されており、この第二通路 1 1 の途中には、第二開閉弁 1 2 が設けられている。第二開閉弁 1 2 は、電磁開閉弁とされており、ピストン側室 6 とタンク 7 とを連通する連通ポジションと、ピストン側室 6 とタンク 7 との連通を絶つ遮断ポジションとを備えており、通電時には第二通路 1 1 を開放してピストン側室 6 とタンク 7 とを連通する。

20

【 0 0 3 1 】

また、図 1 に示すように、本例のシリンダ装置 C 1 は、ピストン側室 6 からロッド側室 5 へ向かう流れのみを許容する整流通路 3 0 を備えている。なお、整流通路 3 0 は、ピストン 3 以外に設けてもよい。さらに、本例のシリンダ装置 C 1 は、タンク 7 からピストン側室 6 へ向かう流れのみを許容する吸込通路 3 1 を備えている。

【 0 0 3 2 】

したがって、この本例のシリンダ装置 C 1 にあっては、第一開閉弁 1 0 および第二開閉弁 1 2 が遮断ポジションを採る場合にあって、外力を受けて伸長すると、圧縮されるロッド側室 5 から作動油が減衰通路 8 を通じてタンク 7 へ押し出される。そして、拡大するピストン側室 6 には吸込通路 3 1 を通じてタンク 7 から作動油が供給される。したがって、この伸長作動時には、シリンダ装置 C 1 は、リリーフ弁 R V および減衰弁 V で減衰通路 8 を通過する作動油の流れに抵抗を与えて、ロッド側室 5 内の圧力を上昇させて伸長に対抗する減衰力を発揮する。なお、この場合、減衰通路 8 を通過する作動油の流量は、ピストン 3 の断面積からロッド 4 の断面積を引いた値にピストン 3 の移動量を乗じた量になる。

30

【 0 0 3 3 】

反対に、第一開閉弁 1 0 および第二開閉弁 1 2 が遮断ポジションを採る場合にあって、外力を受けてシリンダ装置 C 1 が収縮すると、整流通路 3 0 を介して圧縮されるピストン側室 6 からロッド側室 5 へ作動油が移動する。また、シリンダ装置 C 1 の収縮時には、ロッド 4 がシリンダ 2 内に侵入するため、ロッド 4 がシリンダ 2 内に侵入する体積分の作動油がシリンダ 2 内で過剰となって減衰通路 8 を通じてタンク 7 へ排出される。この収縮作動時には、シリンダ装置 C 1 は、リリーフ弁 R V および減衰弁 V で減衰通路 8 を通過する作動油の流れに抵抗を与えて、シリンダ 2 内の圧力を上昇させて収縮に対抗する減衰力を発揮する。なお、この場合、減衰通路 8 を通過する作動油の流量は、ロッド 4 の断面積にピストン 3 の移動量を乗じた量になる。ここで、ロッド 4 の断面積は、ピストン 3 の断面積の二分の一に設定されているので、シリンダ装置 C 1 が伸長しても収縮してもピストン 3 の移動量が同じであれば、減衰通路 8 を通過する作動油の流量は等しくなる。よって、シリンダ装置 C 1 は、伸縮両側でピストン 3 の移動速度が同じであれば、等しい減衰力を発揮できる。

40

【 0 0 3 4 】

50

なお、第一開閉弁 10 も第二開閉弁 12 も非通電時に遮断ポジションを採るので、電力供給不能な失陥時には、本例のシリンダ装置 C 1 は、前述のように伸縮に対して必ず減衰力を発揮するので、パッシブなダンパとして機能する。

【0035】

また、本例のシリンダ装置 C 1 にあっては、第一開閉弁 10 を連通ポジションとして第二開閉弁 12 を遮断ポジションとする場合、ロッド側室 5 とピストン側室 6 が第一通路 9 を介して連通されるがピストン側室 6 とタンク 7 との連通が絶たれる。この状態でシリンダ装置 C 1 が外力を受けて収縮すると、ロッド 4 がシリンダ 2 内に侵入する体積分の作動油がシリンダ 2 から減衰通路 8 へ排出され、前記同様に収縮に対抗する減衰力を発揮する。他方、この状態で、シリンダ装置 C 1 が伸長すると、縮小するロッド側室 5 から拡大するピストン側室 6 へ第一通路 9 を介して作動油が移動し、ロッド 4 がシリンダ 2 から退出する体積分の作動油が吸込通路 31 を介してタンク 7 からシリンダ 2 内へ供給される。よって、この場合、作動油が減衰通路 8 へ流れないので、シリンダ装置 C 1 は減衰力を発揮しない。

10

【0036】

さらに、本例のシリンダ装置 C 1 にあっては、第一開閉弁 10 を遮断ポジションとして第二開閉弁 12 を連通ポジションとする場合、ロッド側室 5 とピストン側室 6 の連通が絶たれるが、ピストン側室 6 とタンク 7 とが第二通路 11 を介して連通される。この状態でシリンダ装置 C 1 が外力を受けて伸長すると、ロッド側室 5 の縮小に伴ってロッド側室 5 から作動油が減衰通路 8 へ排出され、前記同様に伸長に対抗する減衰力を発揮する。他方、この状態で、シリンダ装置 C 1 が収縮すると、縮小するピストン側室 6 から拡大するピストン側室 6 へ整流通路 30 を介して作動油が移動し、ロッド 4 がシリンダ 2 内へ侵入する体積分の作動油が第二通路 11 を介してピストン側室 6 からタンク 7 内へ排出される。よって、この場合、作動油が減衰通路 8 へ流れないので、シリンダ装置 C 1 は減衰力を発揮しない。

20

【0037】

このように、このシリンダ装置 C 1 では、伸長と収縮のいずれか一方を選択して減衰力を発揮する片利きのダンパとして機能できるようになっている。

【0038】

なお、このシリンダ装置 C 1 の場合、シリンダ 2 内に混入したエアをロッド側室 5 からタンク 7 へ排出できるようにエア抜き用のオリフィス 26 が設けられている。

30

【0039】

つづいて、減衰通路 8 は、ロッド側室 5 とタンク 7 とを連通している。減衰通路 8 には、開弁圧を調節可能な可変リリーフ弁であるリリーフ弁 R V が設けられており、このリリーフ弁 R V の下流、つまり、減衰通路 8 のリリーフ弁 R V よりタンク 7 側に減衰弁 V が設けられている。

【0040】

リリーフ弁 R V は、前述のように可変リリーフ弁とされており、具体的には、ソレノイドへの通電量によって開弁圧を調節できる可変電磁リリーフ弁とされている。本例では、リリーフ弁 R V は、ソレノイドへの通電量を大きくすると開弁圧が小さくなり、通電量を小さくすると開弁圧が大きくなるようになっており、非通電時に開弁圧を最大とする。

40

【0041】

減衰弁 V は、通過する作動油の流量が増加すると流路面積を小さくするノーマルオープン型の減衰弁とされている。減衰弁 V は、具体的には、図 2 に示すように、減衰通路 8 の途中に設けられてロッド側室 5 とタンク 7 の双方に通じる弁孔 20a を有するハウジング 20 と、弁孔 20a 内に軸方向移動可能に収容される弁体 21 と、弁孔 20a 内に収容されて固定されるばね受 22 と、弁体 21 とばね受 22 との間に介装されて弁体 21 を附勢するばね 23 とを備えて構成されている。

【0042】

ハウジング 20 は、弁孔 20a を形成する中空部を有し、内周に図 2 中右方から中径部

50

20bと、中径部20bより小径な小径部20cと、小径部20cと中径部20bより大径な大径部20dとを備えている。また、ハウジング20は、小径部20cと大径部20dとの間の段部で形成された環状の弁座20eと、外方から開口して中径部20bに通じる通路20fと、大径部20dから外方に開口する通路20gとを備えている。また、弁孔20aの中径部20b側が通路20fおよび減衰通路8を通じてロッド側室5へ連通され、弁孔20aの大径部20d側が通路20gおよび減衰通路8を通じてタンク7へ連通されている。

【0043】

弁体21は、小径部20c内に摺動自在に挿入される摺動軸部21aと、摺動軸部21aに連なり弁座20eに離着座する摺動軸部21aの外径より大径で大径部20dの内径より小径のフランジ部21bと、フランジ部21bの後端に連なる後方軸部21cとを備えている。

10

【0044】

また、弁体21は、後方軸部21cの後端である図2中左方から開口して軸方向へ延びる軸方向孔21dと、フランジ部21bの側部から開口して径方向へ延び、軸方向孔21dに通じてフランジ部21bの反対側の側部に開口する径方向孔21eと、摺動軸部21aの先端から軸方向へ沿って開口して軸方向孔21dに通じる第二減衰通路としての軸方向オリフィスO1と、摺動軸部21aの側部から開口して径方向へ延び、軸方向孔21dに通じる複数の第一減衰通路としての径方向オリフィスO2とを備えている。

20

【0045】

そして、弁体21は、摺動軸部21aの外周を小径部20cの内周に摺動自在に挿入した状態でハウジング20の弁孔20a内に収容されており、弁孔20a内で軸方向への移動が許容されている。

【0046】

ばね受22は、弁孔20a内であって弁体21よりも図2中左方となる後方から螺着されて弁孔20aの図2中左端を閉塞しており、ばね受22と弁体21の間にはばね23が圧縮状態で介装されている。ばね受22は、ハウジング20に設けた弁孔20aの大径部20dに螺合される円柱状のばね受本体22aと、ばね受本体22aから弁体21側へ伸びて弁体21の後退量を規制するストッパとしてのストッパ部22bとを備えている。ばね23は、コイルばねとされており、ストッパ部22bおよび後方軸部21cの外周に配置されるとともに、ばね受22のばね受本体22aと弁体21のフランジ部21bとの間に介装されており、ストッパ部22bと後方軸部21cとによって径方向の移動が規制される。これにより、ばね23が圧縮される際にばね23の胴曲りが規制される。また、弁体21のフランジ部21bの反弁座側端にばね23の一端が当接しており、弁体21のフランジ部21bは、ばね受として機能している。

30

【0047】

弁体21は、ばね23によって附勢され、中径部20bに流れる流量が少ない状態では、フランジ部21bが弁座20eに着座するようになっている。この状態では、摺動軸部21aの先端側が小径部20cよりも図2中右方へ突出して中径部20bに径方向で対向し、径方向オリフィスO2が中径部20bに面して小径部20cにて閉塞されないように、摺動軸部21aと小径部20cの軸方向長さがそれぞれ設定される。つまり、フランジ部21bが弁座20eに着座する状態では、軸方向オリフィスO1と径方向オリフィスO2は、閉塞されないもので、これらオリフィスO1、O2は有効とされて両方でロッド側室5とタンク7との連通が許容される。

40

【0048】

他方、弁体21がハウジング20に対して図2中左方へ後退し、つまり、弁座20eからフランジ部21bが離間する方向へ弁体21が移動し、径方向オリフィスO2が小径部20cの内周に対向するようになると径方向オリフィスO2が閉塞され始める。そして、弁体21の後退量が増えると、径方向オリフィスO2が小径部20cの内周によって閉塞される面積が増加して、径方向オリフィスO2の有効流路面積が減少し、径方向オリフィ

50

ス O 2 の開口全体が小径部 2 0 c の内周に完全に対向すると径方向オリフィス O 2 が閉塞される。径方向オリフィス O 2 が閉塞されると軸方向オリフィス O 1 のみが有効となり、減衰弁 V の流路面積は軸方向オリフィス O 1 の面積に制限される。

【 0 0 4 9 】

弁孔 2 0 a は、中径部 2 0 b が通路 2 0 f を通じてロッド側室 5 に通じており、大径部 2 0 d に開口する通路 2 0 g を介してタンク 7 に通じており、弁体 2 1 には、摺動軸部 2 1 a の断面積を受圧面積としてリリーフ弁 R V の下流の圧力が作用する。よって、弁体 2 1 は、通過する流量が増加して圧力損失が高くなるとばね 2 3 の附勢力に打ち勝ってハウジング 2 0 内を図 2 中左方へ後退するようになる。弁体 2 1 の後退量は、摺動軸部 2 1 a に作用する圧力の大きさに比例するので、圧力が大きくなると後退量が大きくなって径方向オリフィス O 2 が徐々に閉塞される。弁体 2 1 は、ある程度後退すると、ばね受 2 2 のストッパ部 2 2 b に当接してそれ以上の後退が規制されるので、摺動軸部 2 1 a が小径部 2 0 c から抜け出ない。このように、減衰弁 V は、ノーマルオープン型に設定されていて、通過する作動油の流量が増し圧力損失が高くなると流路面積を小さくするようになっている。そして、本例では、径方向オリフィス O 2 は流路面積を減少させる第一減衰弁通路を構成し、弁体 2 1 の後退状況に関わらず中径部 2 0 b に常に開口して有効に機能する軸方向オリフィス O 1 は第二減衰弁通路を構成している。

10

【 0 0 5 0 】

このように構成されたシリンダ装置 C 1 の減衰力特性は、ピストン速度が低速域にある場合には、図 3 中線 a で示すように、オリフィス 2 6 の二乗特性が表れ、ピストン速度が上昇してリリーフ弁 R V が開弁するようになると図 3 中線 b で示すように、リリーフ弁 R V の開弁圧に流量増加に伴うオーバーライドが重畳されるリリーフ弁 R V の特性が表れる。さらに、ピストン速度が上昇して高速域に達すると、流量増加に伴って減衰弁 V の径方向オリフィス O 2 の流路面積が減少するので、シリンダ装置 C 1 の減衰力特性は、図 3 中線 c で示すように、減衰係数が徐々に大きくなっていく特性となる。さらに、ピストン速度が上昇して減衰弁 V の流路面積が最小流路面積である軸方向オリフィス O 1 の流路面積となると、シリンダ装置 C 1 の減衰力特性は、その後のピストン速度の上昇に対して、図 3 中線 d で示すように、減衰力が大きくなっていく特性となる。なお、リリーフ弁 R V の開弁圧を調節すると、減衰弁 V が流路面積を減少しない範囲において、シリンダ装置 C 1 の減衰力を高低調節できる。

20

30

【 0 0 5 1 】

なお、本例の減衰弁 V では、弁体 2 1 がストッパ部 2 2 b に当接すると弁体 2 1 のハウジング 2 0 に対する後退が規制されるようになっており、ストッパ部 2 2 b はばね 2 3 が最圧縮される以前に弁体 2 1 を停止させる。よって、弁体 2 1 が最大限に後退してもばね 2 3 の線材同士が密着しないので、ばね 2 3 に軸方向の過大な荷重が作用せず、ばね 2 3 を保護できる。

【 0 0 5 2 】

このように構成されたシリンダ装置 C 1 は、第一開閉弁 1 0 および第二開閉弁 1 2 を遮断ポジションとする場合、外力によって伸縮するとリリーフ弁 R V および減衰弁 V を介して作動油がシリンダ 2 内からタンク 7 へ排出される。そして、リリーフ弁 R V へ供給する通電量を調節して開弁圧を調節すると、シリンダ装置 C 1 が発生する減衰力を調節できる。

40

【 0 0 5 3 】

また、第一開閉弁 1 0 を連通ポジションとして第二開閉弁 1 2 を遮断ポジションとする場合および第一開閉弁 1 0 を遮断ポジションとして第二開閉弁 1 2 を連通ポジションとする場合には、前述したように、伸長或いは収縮のいずれか一方に対してのみシリンダ装置 C 1 が減衰力を発揮するモードとなる。よって、たとえば、このモードを選択すれば、減衰力を発揮する方向が鉄道車両の台車の振動により車体を加振してしまう方向である場合、そのような方向には減衰力を出さないようにシリンダ装置 C 1 を片効きのダンパとできる。よって、このシリンダ装置 C 1 では、カルノップのスカイフック理論に基づくセミア

50

クティブ制御を容易に実現できるため、シリンダ装置 C 1 をスカイフックセミアクティブダンパとして機能させ得る。

【 0 0 5 4 】

つづいて、鉄道車両の走行中に大きな地震が発生するなどして、電力供給が途絶えた制御失陥時には、第一開閉弁 1 0 および第二開閉弁 1 2 が遮断ポジションを採り、前述のようにシリンダ装置 C 1 はパッシブダンパとして機能する。この状態では、シリンダ装置 C 1 が伸縮すると必ずシリンダ 2 内から作動油が排出され、排出された作動油は、リリーフ弁 R V と減衰弁 V を通過してタンク 7 へ流入する。したがって、この制御失陥時にあっても、リリーフ弁 R V と減衰弁 V が作動油の流れに抵抗を与えて、シリンダ装置 C 1 は減衰力を発揮するが、大地震によって台車が激しく振動して車体との相対速度が速くなると、シリンダ装置 C 1 の伸縮速度であるピストン速度も高速となる。シリンダ装置 C 1 が高速で伸縮する場合、減衰弁 V と通過する作動油の流量が多くなり、これにより減衰弁 V は流路面積を減少させるため、シリンダ装置 C 1 が発揮する減衰力は平常時に比較して大きくなる。

10

【 0 0 5 5 】

つまり、減衰弁 V は流路面積を減少させるため、リリーフ弁 R V のみで減衰力を発揮するのに比較してシリンダ装置 C 1 は、図 3 中の線 c , d で示すように高い減衰力を発揮する。以上より、本発明のシリンダ装置 C 1 にあっては、車体が著大な振動を呈しても高減衰力を発揮して車体振動を低減でき、鉄道車両が走行中に地震が発生しても車体振動が速やかに低減されて脱線を効果的に抑制できる。

20

【 0 0 5 6 】

そして、本発明のシリンダ装置 C 1 では、従来のシリンダ装置のように非常時通路、ノーマルクローズ型とノーマルオープン型の二つの開閉弁、およびパッシブ弁を設けずに減衰通路 8 に減衰弁 V を設けるのみで地震時の脱線を防止できる。よって、本発明のシリンダ装置 C 1 によれば、地震時の脱線を効果的に防止でき、シリンダ装置 C 1 が安価で済み、且つ、シリンダ装置 C 1 が従来のシリンダ装置と比較して小型化できる。

【 0 0 5 7 】

なお、減衰弁 V が流路面積を減少し始めるピストン速度としては、たとえば、2 0 c m / s に設定しており、平常時では減衰弁 V が流路を減少しないように配慮している。このようにすると、通常使用域に減衰弁 V が流路を減少させてシリンダ装置 C 1 が高減衰力を発揮して、平常時における鉄道車両の乗心地の悪化を防止できる。減衰弁 V が流路面積を減少し始めるピストン速度は、前記した数値以外に設定してもよい。

30

【 0 0 5 8 】

また、本例のシリンダ装置 C 1 にあっては、ロッド側室 5 とピストン側室 6 とを連通する第一通路 9 の途中に設けた第一開閉弁 1 0 と、ピストン側室 6 とタンク 7 とを連通する第二通路 1 1 の途中に設けた第二開閉弁 1 2 と、ピストン側室 6 からロッド側室 5 へ向かう流れのみを許容する整流通路 3 0 と、タンク 7 からピストン側室 6 へ向かう流れのみを許容する吸込通路 3 1 とを備えている。よって、本例のシリンダ装置 C 1 では、カルノップのスカイフック理論に基づくセミアクティブ制御を容易に実現でき、シリンダ装置 C 1 をスカイフックセミアクティブダンパとして機能させ得る。なお、整流通路 3 0 を第一開閉弁 1 0 の遮断ポジションに統合し、吸込通路 3 1 を第二開閉弁 1 2 の遮断ポジションに統合してもよい。また、シリンダ装置 C 1 の構成から第一通路 9 、第一開閉弁 1 0 、第二通路 1 1 および第二開閉弁 1 2 を廃止する場合には、シリンダ装置 C 1 はパッシブダンパとして機能する。よって、シリンダ装置 C 1 をスカイフックセミアクティブダンパとして機能させる必要がなく、パッシブダンパとしてのみ機能させる場合には、第一通路 9 、第一開閉弁 1 0 、第二通路 1 1 および第二開閉弁 1 2 を廃止してもよい。

40

【 0 0 5 9 】

なお、本例のシリンダ装置 C 1 では、リリーフ弁 R V を可変リリーフ弁としているが、減衰力を可変にしない場合には、リリーフ弁 R V を開弁圧が一定のリリーフ弁としてもよい。このようにシリンダ装置 C 1 を構成しても、地震時には減衰弁 V が流路面積を減少さ

50

せて減衰力を高くでき、脱線を防止できる。

【0060】

また、本例の減衰弁Vでは、弁体21がフランジ部21bの側部に開口して径方向オリフィスO2（第一減衰弁通路）と軸方向オリフィスO1（第二減衰弁通路）に通じる軸方向孔21dに連通する径方向孔21eを備えている。このように減衰弁Vが構成されると、径方向孔21eは、ばね23と干渉しない位置に設けられているため、径方向孔21eを通過した作動油は、ばね23の線材間を通過せずに済む。径方向孔21eを廃止して軸方向孔21dのみとすると、ロッド側室5からタンク7へ向かう作動油は、軸方向孔21dの後方軸部21cの後端側の開口からばね23内に流出し、ばね23の線材間を抜けて通路20gへ向かうようになる。このようにすると、弁体21の後退によって、ばね23が圧縮されてばね23の線材間隔が狭まると、作動油が線材間を抜ける際にばね23が抵抗となるので、減衰弁Vの弁体21の作動にダンピングが効いてしまって動きが緩慢となったり、減衰力特性を狙い通りにチューニングし難くなったりする場合がある。よって、ばね23の内周側以外に出口を持つ通路にて径方向オリフィスO2（第一減衰弁通路）と軸方向オリフィスO1（第二減衰弁通路）を通路20gへ連通させるようにするとこのような問題も解決できる。

10

【0061】

また、本例では、径方向オリフィスO2を同一円周上に複数設けているが、図4に示すように、径方向オリフィスO2を軸方向にずらして複数設けておいて、弁体21の後退に応じて径方向オリフィスO2が順次閉塞されていくようにし、弁体21の後退に応じて流路面積が段階的に減少するようにしてもよい。

20

【0062】

さらには、図5に示すように、弁体21がストッパ部22bに当接して弁体21の後退が規制されても、径方向オリフィスO2が完全に閉塞されないようにしてもよい。このように、弁体21の後退が規制された状態で、減衰弁Vの最小の流路面積を決めるようにすれば、軸方向オリフィスO1を廃止してもよい。つまり、ストッパを設ける場合、軸方向オリフィスO1を廃止できるようになるので、弁体21の加工がその分容易となる。この場合、径方向オリフィスO2が第一減衰通路および第二減衰通路として機能し、本例では、弁体21がストッパ部22bに当接して弁体21の後退が規制された状態で径方向オリフィスO2の閉塞されない部分が第二減衰通路となる。つまり、ストッパ部22bにより弁体21の後退が規制されても、常に弁孔20aへの開口を維持する径方向オリフィスO2の部分が第二減衰通路となる。また、ストッパを設ける場合であっても、図2に示すように、軸方向オリフィスO1を設けて径方向オリフィスO2が弁体21の後退に伴って完全に閉塞されるようにすれば、減衰弁Vの最小の流路面積を必ず軸方向オリフィスO1の流路面積に設定できる利点がある。つまり、径方向オリフィスO2のみを設ける場合、弁体21の最大後退位置の設定で径方向オリフィスO2の最大閉塞度合が決まるので、ばね受22の設置位置のチューニングによって減衰弁Vの最小の流路面積を決める必要があるため、製品ごとにチューニングが必要となる。また、ばね受22の設置位置を変更するとばね23の圧縮長さが変化するので減衰弁Vの特性が変化し、チューニングが難しくなる。よって、径方向オリフィスO2（第一減衰弁通路）と弁体21のハウジング20に対する移動によっては閉塞されない軸方向オリフィスO1（第二減衰弁通路）とを設けた減衰弁Vでは、シリンダ装置C1の減衰力特性のチューニングが容易となり、ばね23の圧縮長を変更しても最小流路面積に影響を与えない利点がある。

30

40

【0063】

なお、ストッパ部22bは、ばね受22に設けているが、ハウジング20にばね受22とは別個に取付けてもよく、たとえば、ハウジング20の内周にCリングや弁孔20a内に突出するピン等をストッパとして設けておき、弁体21の後退時にストッパをフランジ部21bに当接させて弁体21の後退を規制してもよい。

【0064】

また、弁体21を附勢するばね23のばね定数を小さくすると、リリース弁RVの下流

50

の圧力によって弁体 2 1 を後退させる力がばね 2 3 に与えている初期荷重を超えると、弁体 2 1 が素早く移動して径方向オリフィス 0 2 (第一減衰弁通路)を閉塞できるので、速やかに地震時に対応した高減衰力を出力できる減衰力特性へ移行できる。反対にばね定数を大きくすると、弁体 2 1 の移動が緩やかとなるので、減衰力特性の急変を緩和でき鉄道車両における乗心地の悪化を防止できる。

【0065】

<第二の実施の形態>

第二の実施の形態におけるシリンダ装置 C 2 は、図 6 に示すように、第一の実施の形態のシリンダ装置 C 1 の構成に、ロッド側室 5 へ作動油を供給するポンプ P を設けたものである。具体的には、タンク 7 とロッド側室 5 とを連通する供給通路 1 6 を設け、この供給通路 1 6 に作動油をタンク 7 から吸い上げてロッド側室 5 へ吐出するポンプ P と、ポンプ P の吐出側にロッド側室 5 からタンク 7 へ向かう作動油の流れを阻止する逆止弁 1 7 を設けている。

10

【0066】

ポンプ P は、モータ 1 5 によって駆動されるようになっていて、一方向のみに液体を吐出するポンプとされており、その吐出口は供給通路 1 6 によってロッド側室 5 へ連通され、吸込口はタンク 7 に通じている。よって、ポンプ P は、モータ 1 5 によって駆動されると、タンク 7 から作動油を吸込んでロッド側室 5 へ作動油を供給する。

【0067】

前述のようにポンプ P は、一方向のみに作動油を吐出するのみで回転方向の切換動作がないので、回転切換時に吐出量が変わるといった問題は皆無であり、安価なギアポンプ等を使用できる。さらに、ポンプ P の回転方向が常に同一方向であるので、ポンプ P を駆動する駆動源であるモータ 1 5 にあっても回転切換に対する高い応答性が要求されず、その分、モータ 1 5 も安価なものを使用できる。なお、逆止弁 1 7 は、シリンダ装置 C 2 が外力によって強制的に伸縮させられる際に、ポンプ P 側への作動油の逆流を阻止するために設けてある。

20

【0068】

つづいて、前記のように構成されたシリンダ装置 C 2 に所望の伸長方向の推力を発揮させる場合、モータ 1 5 を回転させポンプ P からシリンダ 2 内へ作動油を供給しつつ、第一開閉弁 1 0 を連通ポジションとし第二開閉弁 1 2 を遮断ポジションとする。すると、ロッド側室 5 とピストン側室 6 とが連通状態におかれて両者にポンプ P から作動油が供給され、ピストン 3 が図 6 中左方へ押されシリンダ装置 C 2 は伸長方向の推力を発揮する。ロッド側室 5 内およびピストン側室 6 内の圧力がリリーフ弁 R V の開弁圧を上回ると、リリーフ弁 R V が開弁して作動油が減衰通路 8 を介してタンク 7 へ逃げる。よって、ロッド側室 5 内およびピストン側室 6 内の圧力は、リリーフ弁 R V に与える電流量で決まるリリーフ弁 R V の開弁圧にコントロールされる。そして、シリンダ装置 C 2 は、ピストン 3 におけるピストン側室 6 側とロッド側室 5 側の受圧面積差にリリーフ弁 R V によってコントロールされるロッド側室 5 内およびピストン側室 6 内の圧力を乗じた値の伸長方向の推力を発揮する。

30

【0069】

これに対して、シリンダ装置 C 2 に所望の収縮方向の推力を発揮させる場合、モータ 1 5 を回転させてポンプ P からロッド側室 5 内へ作動油を供給しつつ、第一開閉弁 1 0 を遮断ポジションとし第二開閉弁 1 2 を連通ポジションとする。すると、ピストン側室 6 とタンク 7 が連通状態におかれるとともにロッド側室 5 にポンプ P から作動油が供給されるので、ピストン 3 が図 6 中右方へ押されシリンダ装置 C 2 は収縮の推力を発揮する。そして、前述と同様に、リリーフ弁 R V へ与える電流量の調節により、シリンダ装置 C 2 は、ピストン 3 におけるロッド側室 5 側の受圧面積とリリーフ弁 R V によってコントロールされるロッド側室 5 内の圧力を乗じた収縮方向の推力を発揮する。

40

【0070】

このように第二の実施の形態におけるシリンダ装置 C 2 は、アクチュエータとして機能

50

できるのである。また、このシリンダ装置 C 2 にあっては、第一の実施の形態のシリンダ装置 C 1 の説明で理解できるように、第一開閉弁 1 0 と第二開閉弁 1 2 の開閉のみでダンパとして機能もできる。つまり、モータ 1 5 でポンプ P を駆動している状況にあっても、シリンダ装置 C 2 が外力で強制的に伸縮させられる際には、スカイフックセミアクティブダンパとしてもパッシブダンパとして機能でき、リリーフ弁 R V の開弁圧の調節で減衰力も調節できる。このように、シリンダ装置 C 2 は、アクチュエータとして機能するのみならず、モータ 1 5 の駆動状況に関わらず、第一開閉弁 1 0 と第二開閉弁 1 2 の開閉のみでダンパとしても機能できる。そして、シリンダ装置 C 2 が推力或いは減衰力を発揮すべき方向は、第一開閉弁 1 0 と第二開閉弁 1 2 の開閉のみで制御され、推力と減衰力を発揮すべき方向が同じである場合には第一開閉弁 1 0 と第二開閉弁 1 2 の開閉状態は一致する。よって、シリンダ装置 C 2 では、アクチュエータとスカイフックセミアクティブダンパの状態の切換えを、ポンプ P の停止と駆動の切換えや、面倒かつ急峻な第一開閉弁 1 0 と第二開閉弁 1 2 の切換動作を伴わずに行える。したがってシリンダ装置 C 2 は、応答性および信頼性が高いシステムとなる。

10

【 0 0 7 1 】

また、シリンダ装置 C 2 におけるポンプ P からの作動油供給および伸縮作動による作動油の流れは、ロッド側室 5、ピストン側室 6 を順に通過して最終的にタンク 7 へ還流するようになっている。よって、ロッド側室 5 あるいはピストン側室 6 内に気体が混入しても、シリンダ装置 C 2 の伸縮作動によって自立的にタンク 7 へ排出されるので、推力発生の応答性の悪化を阻止できる。

20

【 0 0 7 2 】

したがって、シリンダ装置 C 2 の製造にあたって、面倒な油中での組立や真空環境下での組立を強いられず、作動油の高度な脱気も不要となるので、生産性が向上するとともに製造コストをさらに低減できる。さらに、ロッド側室 5 あるいはピストン側室 6 内に気体が混入しても、気体は、シリンダ装置 C 2 の伸縮作動によって自立的にタンク 7 へ排出されるので、性能回復のためのメンテナンスを頻繁に行う必要もなくなり、保守面における労力とコスト負担を軽減できる。

【 0 0 7 3 】

このように構成されたシリンダ装置 C 2 にあっても、流量の増加によって流路面積を減少させる減衰弁 V を備えているため、リリーフ弁 R V のみで減衰力を発揮するのに比較してピストン速度が高速域において高い減衰力を発揮する。よって、本発明のシリンダ装置 C 2 にあっても、車体が著大な振動を呈しても高減衰力を発揮して車体振動を低減でき、鉄道車両が走行中に地震が発生しても車体振動が速やかに低減されて脱線を効果的に抑制できる。

30

【 0 0 7 4 】

そして、本発明のシリンダ装置 C 2 にあっても、従来のシリンダ装置のように非常時通路、ノーマルクローズ型とノーマルオープン型の二つの開閉弁、およびパッシブ弁を設けずに減衰通路 8 に減衰弁 V を設けるのみで地震時の脱線を防止できる。よって、本発明のシリンダ装置 C 2 によれば、地震時の脱線を効果的に防止でき、シリンダ装置 C 2 が安価で済み、且つ、シリンダ装置 C 2 が従来のシリンダ装置に比較して小型化できる。

40

【 0 0 7 5 】

以上、本発明の好ましい実施の形態を詳細に説明したが、特許請求の範囲から逸脱しない限り、改造、変形および変更が可能である。

【 符号の説明 】

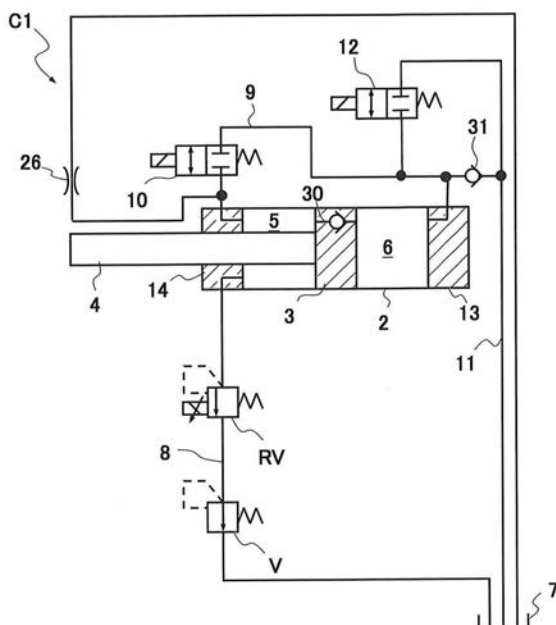
【 0 0 7 6 】

2・・・シリンダ、3・・・ピストン、4・・・ロッド、5・・・ロッド側室、6・・・ピストン側室、7・・・タンク、8・・・減衰通路、9・・・第一通路、10・・・第一開閉弁、11・・・第二通路、12・・・第二開閉弁、20・・・ハウジング、20a・・・弁孔、21・・・弁体、22b・・・ストッパ部（ストッパ）、23・・・ばね、30・・・整流通路、31・・・吸込通路、C1、C2・・・シリンダ装置、O1・・・軸

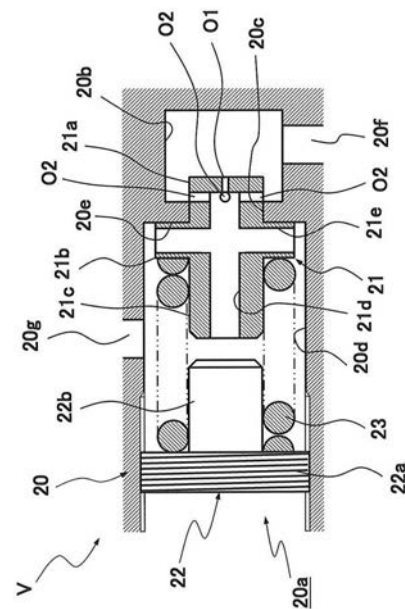
50

方向オリフィス（第二減衰弁通路）、O 2・・・径方向オリフィス（第一減衰弁通路、第二減衰弁通路）、P・・・ポンプ、R V・・・リリーフ弁、V・・・減衰弁

【図 1】



【図 2】



The diagram illustrates a hydraulic system for a vehicle seat. A pump (P) and motor (M) assembly (15) is connected to a main line (16). This line passes through a pressure relief valve (RV) (8) and a check valve (V) (8) before reaching a seat assembly (2). The seat assembly includes a base (4), a backrest (5), and a seat cushion (6). A hydraulic cylinder (12) is connected to the backrest (5) via a line (9). A check valve (10) is located on this line. A pressure relief valve (31) is connected to the main line (16) and the backrest (5). A pressure sensor (30) is located on the line between the backrest (5) and the seat cushion (6). A pressure indicator (17) is connected to the main line (16). A pressure indicator (11) is connected to the seat cushion (6). A pressure indicator (7) is connected to the base (4). A pressure indicator (13) is connected to the seat cushion (6). A pressure indicator (14) is connected to the base (4). A pressure indicator (15) is connected to the motor (M). A pressure indicator (16) is connected to the pump (P). A pressure indicator (17) is connected to the main line (16). A pressure indicator (26) is connected to the backrest (5). A pressure indicator (30) is connected to the line between the backrest (5) and the seat cushion (6). A pressure indicator (31) is connected to the main line (16) and the backrest (5).

【手続補正書】

【提出日】平成29年11月30日(2017.11.30)

【手続補正 1】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

シリンダと、

前記シリンダ内に摺動自在に挿入されるピストンと、

前記シリンダ内に挿入されて前記ピストンに連結されるロッドと、

前記シリンダ内に前記ピストンで区画したロッド側室とピストン側室と、

タンクと、

前記ロッド側室と前記タンクとを連通する減衰通路と、

前記減衰通路に設けられるリリーフ弁と、

前記減衰通路の前記リリーフ弁の下流に設けられて流量が増加すると流路面積を小さくするノーマルオープン型の減衰弁とを備えた

ことを特徴とするシリンダ装置。

【請求項 2】

前記減衰弁は、

前記ロッド側室と前記タンクの双方に通じる弁孔を有するハウジングと、

前記弁孔内に軸方向移動可能に収容される弁体と、

前記弁体を附勢するばねと、

前記弁体に設けた第一減衰弁通路と、

前記弁体に設けられて常に前記弁孔に開口する第二減衰弁通路とを有し、

前記弁体が前記ばねの附勢力に抗して前記ハウジングに対して後退すると前記第一減衰弁通路の流路面積を減少させる

ことを特徴とする請求項 1 に記載のシリンダ装置。

【請求項 3】

前記減衰弁は、

弁体と、

前記弁体を附勢するばねと、

前記弁体が前記ばねを最圧縮する以前に前記弁体の後退を規制するストッパを有する

ことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載のシリンダ装置。

【請求項 4】

前記減衰弁は、

前記ハウジングに設けた弁座に離着座するとともに反弁座側端に前記ばねが当接するフランジ部と、

前記フランジ部の側部から開口して径方向へ延び、前記第一減衰弁通路と前記第二減衰弁通路に連通される径方向孔とを備えた

ことを特徴とする請求項 2 に記載のシリンダ装置。

【請求項 5】

前記ロッド側室と前記ピストン側室とを連通する第一通路の途中に設けた第一開閉弁と、

前記ピストン側室と前記タンクとを連通する第二通路の途中に設けた第二開閉弁と、

前記ピストン側室から前記ロッド側室へ向かう流れのみを許容する整流通路と、

前記タンクから前記ピストン側室へ向かう流れのみを許容する吸込通路とを備えた

ことを特徴とする請求項 1 から 4 のいずれか一項に記載のシリンダ装置。

【請求項 6】

前記ロッド側室へ液体を供給するポンプを備え、
前記リリース弁は、可変リリース弁である
ことを特徴とする請求項 5 に記載のシリンダ装置。

【手続補正 2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0015

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0015】

そして、請求項 4 のシリンダ装置では、減衰弁がハウジングに設けた弁座に離着座するとともに反弁座側端にばねが当接するフランジ部と、フランジ部の側部から開口して径方向へ延び、前記第一減衰弁通路と前記第二減衰弁通路に連通される径方向孔とを備えている。このように構成されたシリンダ装置では、径方向孔がばねと干渉しない位置に設けられるため、径方向孔を通過した液体がばねの線材間を通過せずに済む。よって、このシリンダ装置では、弁体の後退によってばねの線材間隔が狭まっても、弁体の作動にダンピングが効いてしまって動きが緩慢となったり、減衰力特性が狙い通りにチューニングし難くなったりといった不利益が生じない。

【手続補正 3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0044

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0044】

また、弁体 21 は、後方軸部 21c の後端である図 2 中左方から開口して軸方向へ延びる軸方向孔 21d と、フランジ部 21b の側部から開口して径方向へ延び、軸方向孔 21d に通じてフランジ部 21b の反対側の側部に開口する径方向孔 21e と、摺動軸部 21a の先端から軸方向へ沿って開口して軸方向孔 21d に通じる第二減衰弁通路としての軸方向オリフィス O1 と、摺動軸部 21a の側部から開口して径方向へ延び、軸方向孔 21d に通じる複数の第一減衰弁通路としての径方向オリフィス O2 とを備えている。

【手続補正 4】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0062

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0062】

さらには、図 5 に示すように、弁体 21 がストッパ部 22b に当接して弁体 21 の後退が規制されても、径方向オリフィス O2 が完全に閉塞されないようにしてもよい。このように、弁体 21 の後退が規制された状態で、減衰弁 V の最小の流路面積を決ずるようすれば、軸方向オリフィス O1 を廃止してもよい。つまり、ストッパを設ける場合、軸方向オリフィス O1 を廃止できるようになるので、弁体 21 の加工がその分容易となる。この場合、径方向オリフィス O2 が第一減衰弁通路および第二減衰弁通路として機能し、本例では、弁体 21 がストッパ部 22b に当接して弁体 21 の後退が規制された状態で径方向オリフィス O2 の閉塞されない部分が第二減衰弁通路となる。つまり、ストッパ部 22b により弁体 21 の後退が規制されても、常に弁孔 20a への開口を維持する径方向オリフィス O2 の部分が第二減衰弁通路となる。また、ストッパを設ける場合であっても、図 2 に示すように、軸方向オリフィス O1 を設けて径方向オリフィス O2 が弁体 21 の後退に伴って完全に閉塞されるようにすれば、減衰弁 V の最小の流路面積を必ず軸方向オリフィス O1 の流路面積に設定できる利点がある。つまり、径方向オリフィス O2 のみを設ける場合、弁体 21 の最大後退位置の設定で径方向オリフィス O2 の最大閉塞度合が決まるので、ばね受 22 の設置位置のチューニングによって減衰弁 V の最小の流路面積を決める必

要があるため、製品ごとにチューニングが必要となる。また、ばね受 2 2 の設置位置を変更するとばね 2 3 の圧縮長さが変化するので減衰弁 V の特性が変化し、チューニングが難しくなる。よって、径方向オリフィス O 2 (第一減衰弁通路) と弁体 2 1 のハウジング 2 0 に対する移動によっては閉塞されない軸方向オリフィス O 1 (第二減衰弁通路) とを設けた減衰弁 V では、シリンダ装置 C 1 の減衰力特性のチューニングが容易となり、ばね 2 3 の圧縮長を変更しても最小流路面積に影響を与えない利点がある。