

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2019年1月10日(10.01.2019)



(10) 国際公開番号

WO 2019/008902 A1

(51) 国際特許分類:

F16F 9/46 (2006.01) F16F 9/34 (2006.01)
B60G 17/015 (2006.01) F16K 31/06 (2006.01)
F16F 1/32 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2018/018496

(22) 国際出願日: 2018年5月14日(14.05.2018)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:

特願 2017-131721 2017年7月5日(05.07.2017) JP

(71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社(HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5 2 0 番地 Ibaraki (JP).

(72) 発明者: 瀬戸 信治(SETO Shinji); 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目 6 番 6 号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP). 山岡 史之(YAMAOKA

Fumiyuki); 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5 2 0 番地 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Ibaraki (JP). 山下 幹郎(YAMASHITA Mikio); 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5 2 0 番地 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Ibaraki (JP). 湯野 治(YUNO Osamu); 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5 2 0 番地 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Ibaraki (JP).

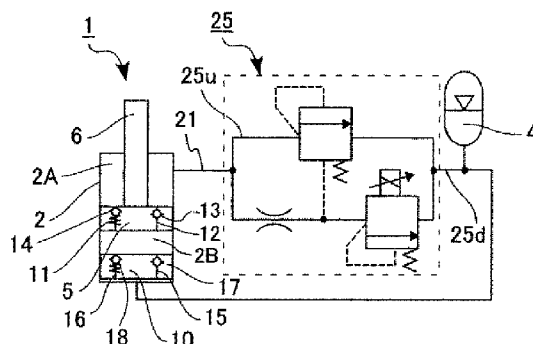
(74) 代理人: ポレール特許業務法人(POLAIRE I.P.C.); 〒1030025 東京都中央区日本橋茅場町二丁目 1 3 番 1 1 号 Tokyo (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,

(54) Title: SHOCK ABSORBER

(54) 発明の名称: 緩衝器

図 1



(57) Abstract: The purpose of the present invention is to provide a shock absorber with which the spring strength of a spring member that impels a valve body in a control valve can be more freely set. This shock absorber comprises a control valve that: controls fluid flow generated inside a cylinder by movement of a piston slidably fitted inside the cylinder; and generates damping force. The control valve has: a valve body and a valve seat that, together, form an opening/closing section of a flow path; an actuator that generates a force that moves the valve body in response to an electric current; and a spring device (60) that impels the valve body in the direction opposite to the direction in which the actuator moves the valve body. The spring device has: a spring member (60) having a first spring section (60b) and a second spring section (60c); and a restricting section that restricts spring displacement of the first spring section (60b) relative to at least a prescribed spring displacement of the spring member (60).

MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,
NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

- 一 国際調査報告（条約第21条(3)）

(57) 要約：本発明の目的は、制御弁の弁体を付勢するばね部材のばね力設定の自由度を向上した緩衝器を提供することにある。シリンダの内側に摺動可能に嵌装されたピストンの移動によって前記シリンダの内側に生じる流体の流れを制御して減衰力を発生させる制御弁を備え、前記制御弁は、協働して流路の開閉部を形成する弁体及び弁座と、電流に対応して前記弁体を移動させる力を発生するアクチュエータと、前記弁体を前記アクチュエータによる移動方向に対向する方向に付勢するばね装置（60）と、を有する緩衝器において、ばね装置は、第一ばね部（60b）と第二ばね部（60c）とを有するばね部材（60）と、ばね部材（60）の所定以上のばね変位に対し第一ばね部（60b）のばね変位を規制する規制部と、を有する。

明 細 書

発明の名称： 緩衝器

技術分野

[0001] 本発明はピストンロッドのストロークに対する減衰力を発生させる緩衝器に係り、特に減衰力を制御可能にした減衰力調整式緩衝器に関するものである。

背景技術

[0002] 自動車等の車両に用いられる緩衝器では、走行条件によって減衰力を自由に変更できるのが望ましい。そこで、走行状態等を検出し、緩衝器のピストンに設けた油路を開閉するバルブの作動圧をリニアソレノイドによって変化させる減衰力調整式緩衝器が知られている。

[0003] 例えば、特開平 8 - 1 7 0 6 7 9 号公報（特許文献 1）の段落 0 0 1 3 ～ 0 0 2 4 には、作動油が封入されたシリンダと、シリンダ内を 2 つの主油室（シリンダ上室およびシリンダ下室）に画成すると共にシリンダ内に摺動可能に嵌装されたピストンと、ピストンに連結されシリンダの外部に延出されたピストンロッドと、ピストンの摺動によって生じる作動油の流れを制御して減衰力を発生させる機構（減衰力発生機構）と、を備えた減衰器（緩衝器）が記載されている。減衰力を発生させる機構は、減衰力を発生させる制御弁（メインバルブ部）と、高圧側の主油室の内圧が導かれ制御弁を閉じる方向に背圧を作用させる副油室（背圧室）と、副油室に背圧を導くチェック弁を備えた導入路と、背圧室の背圧を排出するパイロット通路（排出路）と、パイロット通路中に設けたパイロット弁（パイロットバルブ部）と、からなる。パイロット弁は、パイロット通路中に設けた弁体および弁座と、電流に対応して弁体を閉じ方向に移動させる力を発生するリニアソレノイド（アクチュエータ）と、弁体をリニアソレノイドによる移動方向と対向する開き方向に付勢する板ばね（ばね部材）と、を有する。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開平8－170679号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] 特許文献1の減衰器では、故障などによりリニアソレノイド（アクチュエータ）が機能しなくなる異常時にパイロット弁（パイロットバルブ部）の弁体を完全かつ確実に開いた状態（開弁状態）に移動させる必要があるが、正常時のリニアソレノイドの消費電力を少なくするために、板ばねのばね力は小さい方が好ましい。一方で、リニアソレノイドが正常に機能する正常時（通常時）で制御する際には、騒音を抑えるために、バルブの着座付近では板ばねのばね力が大きいことが好ましい。従って、上記の板ばねのばね力に対する要求を両立することは難しい。

[0006] 以下の説明では、減衰器（緩衝器）に構成される、パイロット弁（パイロットバルブ部）を含む弁機構を、制御弁と呼んで説明する。

[0007] 本発明の目的は、制御弁の弁体を付勢するばね部材のばね力設定の自由度を向上した緩衝器を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0008] 上記目的を達成するために、本発明の緩衝器は、
流体が封入されたシリンダと、前記シリンダの内側に摺動可能に嵌装されたピストンと
、前記ピストンの移動によって前記シリンダの内側に生じる流体の流れを制御して減衰力を発生させる制御弁と、を備え、
前記制御弁は、弁体と、前記弁体と協働して流路の開閉部を形成する弁座と、電流に対応して前記弁体を移動させる力を発生するアクチュエータと、前記弁体を前記アクチュエータによる移動方向に対向する方向に付勢するば

ね装置と、を有する緩衝器であって、

前記ばね装置は、第一ばね部と第二ばね部とを有するばね部材と、前記ばね部材の所定以上のばね変位に対し前記第一ばね部のばね変位を規制する規制部と、を有し、

前記ばね部材は、外側環状部と、内側環状部と、前記内側環状部と接続され径方向に延びる径方向延設ばね部と、一端が前記外側環状部に接続され他端が前記径方向延設ばね部の外周側に接続される周方向延設ばね部と、を有し、

前記周方向延設ばね部が前記第一ばね部を構成し、

前記径方向延設ばね部が前記第二ばね部を構成し、

前記周方向延設ばね部と前記径方向延設ばね部とを、それぞれ少なくとも一対ずつ備え

、

前記周方向延設ばね部の前記外側環状部に接続される側の内径は、前記径方向延設ばね部の外径よりも大きく、

一対の前記径方向延設ばね部のうち一方の径方向延設ばね部は、他方の径方向延設ばね部が接続される周方向延設ばね部と重複する中心角の範囲に設けられる。

発明の効果

[0009] 本発明によれば、フェイルに必要なばね力を十分低くした上で、制御領域のばね力を高くすることができ、それによって、制御弁の弁体を付勢するばね部材のばね力設定の自由度を向上した緩衝器を提供することができる。

[0010] 上記した以外の課題、構成及び効果は、以下の実施形態の説明により明らかにされる。

図面の簡単な説明

[0011] [図1]本発明が適用されるセミアクティブサスペンションの油圧回路図である。

[図2]本発明の第1実施例に係る減衰力調整式緩衝器の通常動作状態の時の断

面図である。

[図3]図2に示す減衰力調整式緩衝器の通常動作状態のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でパイロットバルブ部が閉弁あるいは微小に開口した状態を示す図である。

[図4]図2に示す減衰力調整式緩衝器の通常動作状態のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でパイロットバルブ部が開口した状態を示す図である。

[図5]図2に示す減衰力調整式緩衝器のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でフェイル状態を示す図である。

[図6]本発明の第1実施例のばね部材を示す図である。

[図7]本発明の第1実施例のばね部材の特性を示す図である。

[図8]本発明の第2実施例のパイロットバルブ部付近を示す断面図でフェイル状態を示す図である。

[図9]本発明の第2実施例のばね部材を示す図である。

[図10]本発明の第2実施例に係る減衰力調整式緩衝器のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でフェイル状態を示す図である。

[図11]本発明の第2実施例に係る減衰力調整式緩衝器の通常動作状態のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でパイロットバルブ部の第2の開口状態を示す図である。

[図12]本発明の第2実施例に係る減衰力調整式緩衝器の通常動作状態のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でパイロットバルブ部の第1の開口状態を示す図である。

[図13]本発明の第2実施例に係る減衰力調整式緩衝器の通常動作状態のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でパイロットバルブ部が閉弁あるいは微小に開口した状態を示す図である。

[図14]本発明の第2実施例のばね部材の特性を示す図である。

発明を実施するための形態

[0012] 本発明の実施形態について図面を用いて詳細に説明する。なお、以下の説

明において、上下方向を指定して説明する場合があるが、この上下方向は説明を分かり易くするために指定するものであり、装置の実装状態における上下方向とは必ずしも一致しない。

[0013] [実施例 1]

以下、本発明の第 1 実施例に係る減衰力調整式緩衝器を図面に基づいて説明する。

[0014] 図 1 を参照して、セミアクティブサスペンション用の減衰力調整式緩衝器の全体構成について説明する。図 1 は、本発明が適用されるセミアクティブサスペンションの油圧回路図である。

[0015] 図 1 に示すように、本実施例に係る緩衝器 1 は、シリンダ 2、リザーバ 4、減衰力発生機構 25 から構成され、図示しない車両のサスペンション装置のばね上（車体）側、ばね下（車輪側）等の相対移動可能な二部材間に装着されるものである。

[0016] シリンダ 2 内には摺動可能にピストン 5 が介装され、このピストン 5 によりシリンダ 2 内がシリンダ上室（第一室）2 A とシリンダ下室（第二室）2 B とに区分されている。

[0017] ピストン 5 にはピストンロッド 6 が連結されており、ピストンロッド 6 のピストン 5 とは反対側端部は、シリンダ上室 2 A を通り、図示しないオイルシールを通して、シリンダ 2 の外側に突出している。シリンダ 2 の下端側には、シリンダ下室 2 B とリザーバ 4 を区分するベースバルブ 10 が設けられている。

[0018] ピストン 5 にはシリンダ上室 2 A とシリンダ下室 2 B との間を連通させる通路 11、12 が設けられている。そして通路 12 にはシリンダ下室 2 B からシリンダ上室 2 A への流体の流通のみを許容する逆止弁 13 が設けられ、また通路 11 にはシリンダ上室 2 A 側の流体の圧力が所定圧力に達した時に開弁して、流体の圧力をシリンダ下室 2 B 側へリリースするリリース弁 14 が設けられている。

[0019] ベースバルブ 10 には、シリンダ下室 2 B とリザーバ 4 とを連通させる通

路 15、16 が設けられている。そして通路 15 にはリザーバ 4 からシリンダ下室 2B への流体の流通のみを許容する逆止弁 17 が設けられ、通路 16 には、シリンダ下室 2B 側の流体の圧力が所定圧力に達したときに開弁して、流体の圧力をリザーバ 4 側へリリースするリリース弁 18 が設けられている。減衰力発生機構 25 は、上流側 25u がシリンダ上室 2A 側に接続され、下流側 25d がリザーバ 4 に接続されている。

[0020] 次に、減衰力発生機構 25 のシリンダ 2 への取り付け構造及び減衰力発生機構 25 の詳細構造について図 2 から図 5 を用いて説明する。図 2 は、本発明の第 1 実施例に係る減衰力調整式緩衝器の通常動作状態の時の断面図である。図 3 は、図 2 に示す減衰力調整式緩衝器の通常動作状態のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でパイロットバルブ部が閉じた状態を示す図である。図 4 は、図 2 に示す減衰力調整式緩衝器の通常動作状態のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でパイロットバルブ部が開口した状態を示す図である。図 5 は、図 2 に示す減衰力調整式緩衝器のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でフェイル状態を示す図である。

[0021] 図 2 は減衰力発生機構 25 の全体構成を示し、図 3 から図 5 はパイロットバルブ部とフェイルバルブ部付近を拡大した構成を示している。図 2 では、パイロットバルブ部とフェイルバルブ部付近の構成が判別しづらいので、図 3 から図 5 も併せて参照して説明する。尚、図 2、図 3 に示す状態は通電している通常動作状態で、パイロットバルブ部 28 が閉弁あるいは微小に開口している図を示す。

[0022] シリンダ 2 は内部にピストン 5 が摺動可能な円筒状で形成され、その外側（外周側）にセパレータチューブ 20 が設けられている。シリンダ 2 の側壁とセパレータチューブ 20 との間には環状通路 21 が形成されており、環状通路 21 はシリンダ上室 2A 側に連通されている。セパレータチューブの 20 の側壁には、環状通路 21 に連通する開口を有する小径の枝管 23 が突出している。枝管 23 は、円筒状に形成されており、略円筒状のセパレータチューブ開口を構成する。また、シリンダ 2 及びセパレータチューブの 20 の

外側（外周側）には外筒３を設けた複筒構造となっており、シリンダ２と外筒３との間に環状のリザーバ４が形成されている。

[0023] 外筒３の側壁には、枝管２３に対向して円環状の開口２４が設けられている。開口２４は、枝管２３よりも大径で、枝管２３と同心的に配置されている。外筒３の側壁には、枝管２３及び開口２４に対向して減衰力発生機構２５が溶接等によって取り付けられている。尚、セパレータチューブ開口（枝管２３）は、セパレータチューブ２０から径方向外側に突出してリザーバ４に連通される枝管構造ではなく、単なる開口だけでも良いものである。

[0024] 減衰力発生機構２５は、外筒３の開口２４を覆うように取り付けられた略円筒状のケース２６と、その内部に設けられた、パイロット型のメインバルブ部２７と、メインバルブ部２７の開弁圧力を制御するソレノイド駆動の圧力制御弁であるパイロットバルブ部２８と、更にパイロットバルブ部２８の下流側に位置し、フェイル時に作動するフェイルバルブ部２９と、を含んで構成されている。

[0025] ここで、パイロットバルブ部２８とフェイルバルブ部２９とで構成されるバルブ部、或いはパイロットバルブ部２８とフェイルバルブ部２９とメインバルブ部２７とで構成されるバルブ部が本実施形態では「制御弁組立体」として機能するものである。したがって、パイロットバルブ部２８とフェイルバルブ部２９とを合せて「制御弁組立体」とする場合と、パイロットバルブ部２８とフェイルバルブ部２９とメインバルブ部２７とを合せて「制御弁組立体」とする場合とがある。なお、「制御弁組立体」は単に「制御弁」と呼ぶこともある。

[0026] ケース２６は有底円筒状に形成され、その底部２６aには、セパレータチューブ２０の枝管２３よりも大径で外筒３の開口２４に接続する開口部３３が形成されており、外筒３に溶接等により固定されている。ケース２６内には、底部２６a側（外筒３側）から順に

、通路部材 30、メインバルブ部 27 のシート部 36c を形成するメインボディ 36、メインボディ 36 との間で流路を開閉するメインバルブ 39、パイロット通路 37b を形成するパイロットピン 37、及び内部にパイロットバルブ部 28 などが設けられるパイロットボディ 69 が収納されている。そして、ケース 26 の開口部にパイロットバルブ部 28 を駆動するリニアソレノイド部 154 がナット 52 によってねじ結合されている。

[0027] 通路部材 30 は、円筒部 30a の一端部外周にフランジ部 30b が形成された形状で、円筒部 30a がセパレータチューブ 20 の枝管 23 内に液密的に嵌合され、フランジ部 30b がケース 16 の底部 26a とメインボディ 36 との間に挟持されて固定されている。尚、ケース底部 26a には溝部 26b が設けられており、メインボディ 36 の外周側とリザーバ 4 とが連通されている。

[0028] メインボディ 36 は、一端側（通路部材 30 側）が凹部 36d を持った略円筒形状で、他端側には液室 57 を形成する円環状溝部 36e を持ち、溝部 36e の外側の凸部でメインバルブ 39 が着座するシート部 36c を形成する。また、メインボディ 36 の円環状溝部 36e の中心には円筒のパイロットピン 37 が挿入され、かつパイロット通路を形成する中心穴 36a が設けられる。メインボディ 36 の一端側は、ケース 26 の底部 26a との間で通路部材 30 を挟持している。

[0029] 液室 57 は、リザーバ 4 側に接続、連通されており、流体的に見てメインバルブ 39 の下流側に位置する「リザーバ側領域」となっている。一方、メインバルブ 39 の上流側は開口部 30 を介してシリンダ 2 側に接続、連通されており、流体的に見てメインバルブ 39 の上流側に位置する「シリンダ側領域」となっている。

[0030] メインボディ 36 の一端側の凹部 36d と他端側の円環状溝部 36e との間には複数の連通穴 36b が設けられている。パイロットピン 37 は、中心に絞り 37a をもつ連通路 37b と、中間部に径方向外側に突出した大径部 37c を持つ円筒形状に形成してあり、一端側はメインボディ 36 に挿入さ

れ、他端側はパイロットボディ 6 9 の中心穴 3 6 a に嵌装されている。

[0031] パイロットボディ 6 9 の外側（外周面側）は、外径が、ケース 2 6 の内径よりも小さく

、かつメインバルブ部 2 7 側の外径が、メインバルブ部 2 7 とは反対側の外径よりも大きくなるように、段部をもって変化する円筒形状に形成されている。また、パイロットボディ 6 9 の内側は、メインバルブ部 2 7 側には、階段状に径が変化する凹部 6 9 j（図 2）が形成され、メインバルブ部 2 7 とは反対側にも階段状に径が変化する凹部 6 9 d～6 9 h（図 3）が形成されている。

[0032] 凹部 6 9 d～6 9 h は、径の大きい側（外径側）から、大内径部（最外内径部）6 9 f

、中内径部（中間内径部）6 9 g、小内径部（最内内径部）6 9 h とし、大内径部 6 9 f と中内径部 6 9 g 間にできる平面部を第一段差面 6 9 d、中内径部 6 9 g と小内径部 6 9 h の間にできる平面部を第二段差面 6 9 e とする。大内径部 6 9 f、中内径部 6 9 g、及び小内径部 6 9 h は、メインバルブ部 2 7 とは反対側から凹部 6 9 d～6 9 h の奥側（メインバルブ部 2 7 側）に向かって、この順に形成されている。また、凹部 6 9 d～6 9 h の底部となる部分には小径連通孔 6 9 b が設けられ、その周りにパイロットバルブ 5 1 が離着座するシート部 6 9 c が設けられている。

[0033] なお、大内径部 6 9 f、中内径部 6 9 g 及び小内径部 6 9 h は、内径の大きい順に、第一内径部 6 9 f、第二内径部 6 9 g 及び第三内径部 6 9 h と呼ぶ場合がある。

[0034] パイロットバルブ 5 1 は、弁体であるパイロット弁部材 9 5 と、パイロット弁部材 9 5 を付勢するばね部材 6 0 とを備えている。ばね部材 6 0 は、弁部材 9 5 をシート部 6 9 c から離す開弁方向に付勢するばね装置を構成する。この開弁方向は、コイル 4 0 や作動ロッド 7 9 等からなるソレノイドアクチュエータへの通電によりパイロット弁部材 9 5 が移動する方向に対向する方向である。パイロット弁部材 9 5 は、パイロットボディ 6 9 に設けた環状

のシート部 69c に離着座してパイロットボディ 69 の小径連通孔 69b を開閉するものである。

[0035] パイロット弁部材 95 は、略円筒状に形成され、一端側に設けられる貫通孔 96 と、貫通孔 96 に連通して、作動ロッド 79 の一端部を収容するように軸方向（開閉弁方向）に延びる収容孔 97 とを有する。収容孔 97 の貫通孔 96 とは反対側端部の開口縁は拡開されている。

[0036] パイロット弁部材 95 の一端面には、断面略三角形状で環状に延び、パイロットボディ 69 のシート部 69c に離着座する弁先端部 98 が形成される。また、パイロット弁部材 95 の他端側寄りの外周部に径方向外側に延びるフランジ状のばね受部 99 が形成される。パイロット弁部材 95 は、ばね部材 60 によって、パイロットボディ 69 の小径連通孔 69b 周りのシート部 69c に対向して軸方向に移動可能に弾性的に保持されている。

[0037] ばね装置を構成するばね部材 60 は、薄厚のディスク状部材で構成される。ばね部材 60 は、パイロットバルブ 36（パイロット弁部材 95）をフェイル位置へ戻すためのスプリング機能と、パイロットバルブ 36 のリフト量を制御するためのスプリング機能とを有するものである。

[0038] ばね部材 60 は外側環状部 60a が、パイロットボディ 69 の第一段差面 69d 上に配置され、内側環状部 60d の貫通孔 60e にパイロット弁部材 95 の一端側が挿入されて、内側環状部 60d がばね受部 99 の一端面に当接される。また、ばね受部 99 の他端面側には、フェイルバルブ部 29 を構成するフェイルディスク 67 が複数積層されている。フェイルディスク 67 はワッシャ 66 を介してばね部材 60 の上側（シート部 69c とは反対側）に積層されている。これにより、ばね部材 60 の外側環状部 60a 上には、ワッシャ 66 及び各フェイルディスク 67 の外周部がそれぞれ重ねられる。

[0039] フェイル状態においては、各フェイルディスク 67 の内周部下面がばね受部 99 の他端面に当接される。さらに、各フェイルディスク 67 の外周部上

には、リテーナ64及びスペーサ62が重ねられて、保持プレート61及びキャップ49により、パイロットボディ69の移動が規制される。

[0040] つぎに、図6を参照して、ばね部材60の形状について説明する。

[0041] ばね部材60は、帯状で径方向外側（外周側）を環状に延びる外側環状部60aと、径方向中央部に備えられ帯状で環状に延びる内側環状部60dと、内側環状部60dの外周から径方向外方に向かって相反する方向にそれぞれ延びる一对の径方向延設ばね部60cと、外側環状部60aの内周面で対向する部位（角度位置が180°異なる部位）から帯状でそれぞれ周方向に延び、一对の径方向延設ばね部60cの先端にそれぞれ接続される周方向延設ばね部60bとから構成される。内側環状部60dの内周は貫通孔60eを構成する。

[0042] 図5及び図6に示すように、外側環状部60aの外径D60aは、パイロットボディ69の凹部69d～69hの大内径部69fの内径D69fに略一致し、内径D69fよりもわずかに小さい。内側環状部60dの内径D60diは、パイロット弁部材95の外径D95に略一致し、外径D95よりもわずかに大きい。内側環状部60dの外径D60doは、パイロット弁部材95のばね受部99の外径D99より大径に設定される。

[0043] 各周方向延設ばね部60bは、外側環状部60aと、一对の径方向延設ばね部60cとの間に延設され、各周方向延設ばね部60bと外側環状部60aとの間に各外側間隙60fが形成される。一方、各周方向延設ばね部60bと内側環状部60dとの間に、内側間隙60gが形成される。内側間隙60gが油液の流路となる。各外側間隙60fは各内側間隙60gよりもその幅が狭く形成される。各周方向延設ばね部60bの幅は外側環状部60aの幅よりも狭く設定される。また、各径方向延設ばね部60cの幅は各周方向延設ばね部60bの幅よりも広く設定される。

[0044] 外側間隙60fと内側間隙60gとは、それぞれ一つずつ形成される。一方の外側間隙60fと一方の内側間隙60gとが連通し、他方の外側間隙60fと他方の内側間隙60gとが連通する。また、一方の外側間隙60f及

び内側間隙 60g と他方の外側間隙 60f 及び内側間隙 60g とは、連通せず隔絶される。すなわち、一枚の板状部材に、二つの外側間隙 60f と二つの内側間隙 60g とが上述のように形成されることで、ばね部材 60 が形成される。連通する外側間隙 60f と内側間隙 60g との組数は、二組に限定される訳ではなく、三組以上であってもよい。しかし、外側間隙 60f と内側間隙 60g との組数は、ばね定数及び油液の流路断面積を確保するために、2～3組とするのが好ましい。

。

[0045] 図 6 を参照して、周方向円設ばね部 60b の形状の詳細を説明する。

[0046] 各周方向円設ばね部 60b の外側環状部 60a に接続される側 60b1 は、O1 を中心として、外側間隙 60f を介して外側環状部 60a の内径よりも小さい半径 R1 の外径にて周方向に中心角で 90° 延設される。一方、径方向延設ばね部 60c に接続される側 60b4 は、O1 を中心として、ばね部 60c の最外径側の径と同じ半径 R2 の外径にて周方向に接続される。外側環状部 60a に接続される側 60b1 と径方向延設ばね部 60c に接続される側 60b4 との間には、外側半径が R2 で、中心が O1 から R1 - R2 だけ 60b1 の端部側に偏心して O2 を中心として形成される、中心角が 90° で延設される小径接続部 60b2 と、小径接続部 60b2 の端部から直線で形成される直線部 60b3 とが挿入され、全体が接続される形状となっている。

[0047] この際、R1 の部分の内径側の半径は r1 とし、この r1 と R2 とが $r1 > R2$ とすることにより、周方向延設ばね部 60b の外側環状部 60a に接続される部分から、径方向延設ばね部 60c に接続される側までの中心角は 180° 以上とすることができる。なお、周方向延設ばね部 60b を一周以上設けると、周方向延設ばね部 60b を配置するために必要なばね部材 60 及び凹部の径方向寸法が大きくなるので、周方向延設ばね部 60b の外側環状部 60a に接続される部分から、径方向

延設ばね部 60c に接続される側まで
の中心角は 360° 以下とすることが好ましい。

[0048] ここでは 60b を 60b1 ~ 60b4 に分割して接続するようにしたが、上記のような方法ではなく、たとえば徐々に外径が R1 から R2 に変わるようにつなげるなどとしてもよい。また各半径の関係は、小内径部 69h の内径 D69h よりも R2 が大きく、中内径部 69g の内径 D69g よりも R1 が小さくなるようにするとよい。

[0049] 本実施例のばね部材 60 は、周方向延設ばね部 60b が、外側環状部 60a に接続される側の一端部（始端部）から、径方向延設ばね部 60c に接続される側の他端部（終端部）に向かって、曲率が次第に大きくなるように形成される。周方向延設ばね部 60b は、上述したように、曲率が段階的に大きくなるように形成してもよいし、連続的に大きくなるように、すなわち螺旋状に巻いた平面曲線の形に形成してもよい。或いは、60b3 のような直線部を設けてもよい。本実施例では、周方向延設ばね部 60b を中心角で 180° 以上の角度範囲に亘って形成し、一对の周方向延設ばね部 60b のうち一方の周方向延設ばね部 60b の始端部側の一部と、他方の周方向延設ばね部 60b の終端部側の一部とが重複する角度範囲（中心角の範囲）に存在するように、一对の周方向延設ばね部 60b を配置することができる。これにより、周方向延設ばね部 60b のばね力の設定の自由度が高まる。

[0050] なお、各径方向延設ばね部 60c が第二ばね部に相当して、各周方向延設ばね部 60b が第一ばね部に相当する。そして、ばね部材 60 の各周方向延設ばね部 60b と各径方向延設ばね部 60c とは、その付勢力が力学的に直列に作用するようになる。ばね部材 60 は、弁体（パイロットバルブ）51 が移動する全範囲でばね力が作用するばねであり、荷重－変位特性が図 7 に示す非線形特性を有する。

[0051] 図 7 は、本発明の第 1 実施例のばね部材の特性を示す図である。

[0052] ばね部材 60 の荷重－変位特性は、パイロットバルブ 51 がフェイル位置

にある状態又はリニアソレノイド部154の通電がオフの状態からパイロットボディ69のシート部69cに近づくに従って、荷重はばね変位（ばねの撓み量）に対して緩やかに大きくなる。この状態では、周方向延設ばね部（第一ばね部）60bのばね力がパイロットバルブ51に作用している。その後、更にパイロット弁部材95がシート部69cに近づいてばね変位が大きくなると、ばね変位に対する荷重の変化が急に大きくなる。この状態では、径方向延設ばね部（第二ばね部）60cのばね力がパイロットバルブ51に作用している。すなわちばね部材60は、ばね変位に対して荷重が緩やかに変化する第一変化率の範囲F60Aと、ばね変位に対して荷重が急激に立ち上がる、第一変化率の範囲F60Aよりも大きな第二変化率の範囲F60Bと、を有する。セミアクティブサスペンション用の減衰力調整式緩衝器としては、第二変化率の範囲F60Bを減衰力制御で使用する。

[0053] 以上のような構成を備えた本実施例の減衰力調整式緩衝器の具体的な動作について説明するが、先ず通常状態の動作を図1乃至図3を用いて説明する。

[0054] 図1に示すように、ピストンロッド6の伸び行程時には、シリンダ2内のピストン5の移動（図1において上方向）によって、ピストン5の逆止弁13が閉じ、リリーフ弁14の開弁前にはシリンダ上室2A側の作動油が加圧されるので、作動油は環状通路21を通過してセパレータチューブ20の枝管23から減衰力発生機構25の通路部材30へ流入する。

[0055] そして、図2に示すように、通路部材30から流入した作動油は、メインバルブ部27、パイロットバルブ部28を通過して、実線で示す流線F1及び破線で示す流線F2の流れに沿ってケース26で囲まれた液室57へ流れ、更に、ケース26の端部の空間（通路溝）26b及び外筒3の開口24を通過してリザーバ4へ流入する。

[0056] このとき、図1にあるようにピストン5が伸び行程で移動した分の流体が、リザーバ4からベースバルブ10の逆止弁17を開いてシリンダ下室2B

へ流入する。尚、シリンダ上室 2 A の圧力がピストン 5 のリリーフ弁 1 4 の開弁圧力に達すると、リリーフ弁 1 4 が開いて、シリンダ上室 2 A の圧力をシリンダ下室 2 B へリリーフすることにより、シリンダ上室 2 A の過度の圧力の上昇を防止することができる。

[0057] 一方、ピストンロッド 6 の縮み行程時には、シリンダ 2 内のピストン 5 の移動（図 1 において下方向）によって、ピストン 5 の逆止弁 1 3 が開き、ベースバルブ 1 0 の通路 1 5 の逆止弁 1 7 が閉じ、リリーフ弁 1 8 の開弁前には、ピストン下室 2 B の作動油がシリンダ上室 2 A へ流入し、ピストンロッド 6 がシリンダ 2 内に侵入した分の流体がシリンダ上室 2 A から、上述した伸び行程時と同様の経路を通過してリザーバ 4 へ流れる。

[0058] 尚、シリンダ下室 2 B 内の圧力がベースバルブ 1 0 のリリーフ弁 1 8 の開弁圧力に達すると、リリーフ弁 1 8 が開いて、シリンダ下室 2 B の圧力をリザーバ 4 へリリーフすることにより、シリンダ下室 2 B の過度の圧力の上昇を防止することができる。

[0059] このように、ピストンロッド 6 の伸縮行程において、減衰力発生機構 2 5 のメインバルブ部 2 7 の開弁前（ピストン速度が低速域にある時）では、パイロットバルブ部 2 8 によって減衰力が発生し、メインバルブ部 2 7 の開弁後（ピストン速度が高速域にある時）においては、メインバルブ部 2 7 の開度に応じて減衰力が発生する。そして、コイル 4 0 への通電電流によってパイロットバルブ部 2 8 の制御圧力を調整することにより、減衰力を調整することができ、その結果、背圧室 5 8 の内圧が変化してメインバルブ部 2 7 の開弁圧力及び開度を調整することができる。

[0060] 次に、リニアソレノイド 1 5 4 の通電が停止された状態の動作を図 5 を用いて説明する

。

[0061] 例えば、信号待ち等による車両の停止、或いは制御装置の故障等により、コイル 4 0 への通電が遮断されたとき、パイロットバルブ 5 1 を閉弁する方向の力が発生せず、ばね部材 6 0 により、パイロットバルブ 5 1 を開弁する

方向の力が発生する。それにより、図5のパイロットバルブ51が上方（開弁方向）に移動することで、パイロットバルブ51のばね受部99の上面がフェイルディスク67の下面に当接する。この状態では、常時開となったパイロットバルブ部28の代りに、パイロットバルブ51のばね受部99とフェイルディスク67との間の流路が閉じられ、フェイルバルブ部29が閉弁する。しかしながらフェイルディスク67は板状の弾性体で構成されることから、所定の圧力ではフェイルバルブ部は開弁するように構成される。これによりフェイル時においても力の過度の低下を防止して適度な減衰力を維持することができる。

[0062] ここで、通電停止状態（図5）から、通電状態（図3）に至る際のばね部材60の動きについて、図3乃至図5を用いて説明する。

[0063] 図5の状態ではソレノイドの通電によりパイロットバルブ51に図の下方方向に力が作用する。これにより、ばね受部99で当接しているばね部材60の内側環状部60dが押し下げられる。このとき、径方向延設ばね部60cは、ほぼ平行な状態を保ちながら、下方に移動し、周方向延設ばね部60bが変形することで、外側環状部60aと内側環状部60dとの間に高さの差が生じるようになり、ばね部材60は図4に示すように変形する。

[0064] 図4の状態に至ると、径方向延設ばね部60cが第二段差面69eと当接する。さらに

、パイロットバルブ51の推力が大きくなると、径方向延設部60cの内径側がばね受部99に当接されていることから、径方向延設ばね部60cと第二段差面69eとの当接部分が支点となり、径方向延設ばね部60cは内径側が外径側に対して下方に位置するように変形し、図3の状態に至る。すなわち図3の状態では、径方向延設ばね部60cに撓み（ばね変位）が生じている。

[0065] ここで径方向延設ばね部60cを周方向延設ばね部60bよりも太く（幅広に）設定することで、径方向延設ばね部60cと第二段差面69eとが当接した後のばね部材60の剛性を高くすることができる。すなわち図7に示

すばね特性とすることができる。ここで、周方向延設ばね部 60b は、中心角で 180° 以上の範囲に亘って長く構成できることで、周方向延設ばね部 60b の剛性と径方向延設ばね部 60c の剛性との間に大きな差を持たせることができる。

[0066] 本実施例では、周方向延設ばね部 60b がばね部材 60 の第一ばね部、径方向延設ばね部 60c（内側環状部 60d を含めてもよい）がばね部材 60 の第二ばね部、第二段差面 69e が第一ばね部 60b の撓みを規制（制限）する規制部を構成する。この規制部 69e は、ばね力の設定に関係し、ばね装置の一部を構成する。

[0067] 以上の通り、本実施例によれば、パイロットバルブ開口量が微小な制御領域においてばねの剛性を高めることができ、急激な圧力変動を抑えることが可能となり、振動騒音抑制が可能となる。また、ばね部材 60 のばね力設定の自由度を向上することができる。

[0068] [実施例 2]

つぎに、本発明の第 2 の実施例に係る減衰力調整式緩衝器を図面に基づいて説明する。

[0069] 本実施例では、ばね部材 60 の形状およびパイロットボディ 69 の形状が実施例 1 と異なり、これ以外の構成は実施例 1 と同様である。したがって、以下の説明では実施例 1 と重複する説明は省略する。

[0070] まず、パイロットボディ 69 の形状について図 8 を用いて説明する。図 8 は、本発明の第 2 実施例のパイロットバルブ部付近を示す断面図でフェイル状態を示す図である。

[0071] 図 8 に示すように、本実施例では、パイロットボディ 69 のメインバルブ部 27 とは反対側に設ける、階段状に径が変化する凹部 69d ~ 69h の構成が実施例 1 と異なる。

[0072] 図に示すように、階段状に外径側から大内径部 69f、第 1 中内径部 69g1、第 2 中内径部 69g2、小内径部 69h となるように形成される。また、大内径部 69f、第 1 中内径部 69g1、第 2 中内径部 69g2、及び

小内径部 69h は、メインバルブ部 27 とは反対側から凹部 69d ~ 69h の奥側（メインバルブ部 27 側）に向かって、この順に形成されている。そして、パイロットボディ 69 には、大内径部 69f と第一中内径部 69g との間にできる平面部である第一段差面 69d と、第一中内径部 69g と第二中内径部 69h との間にできる平面部である第二段差面 69e と、第二中内径部と小内径部との間にできる平面部である第三段差面 69i と、が形成される。

[0073] 本実施例では、実施例 1 における第一内径部 69f、第二内径部 69g 及び第三内径部 69h において、第二内径部 69g が第 1 中内径部 69g1 と第 2 中内径部 69g2 とに分割される。

[0074] また、ばね部材 60 は実施例 1 と同様に、帯状で外側を環状に延びる外側環状部 60a と、径方向中央部に備えられ帯状で環状に延びる内側環状部 60d と、内側環状部 60d の外周から径方向外方の相反する方向にそれぞれ延びる一对の径方向延設ばね部 60c と、外側環状部 60a の内周面に対向する部位から帯状でそれぞれ周方向に延び、一对の径方向延設ばね部 60c の先端にそれぞれ接続される周方向延設ばね部 60b とから構成される。

[0075] ここで周方向延設ばね部 60h の構成が実施例 1 の周方向延設ばね部 60b の構成と異なる。各周方向延設ばね部 60b の外側環状部 60a に接続される側（大径ばね部）60h1 は、外側径の半径を $R1$ として、また内径側の半径を $r1$ として、周方向に延設される。一方、径方向延設ばね部 60c に接続される側（小径ばね部）60h2 は、外側径の半径を $R2$ として、また内径側の半径を $r2$ として、周方向に延設される。大径ばね部 60h1 は、外側環状部 60a に接続される側の端部（始端部）から小径ばね部 60h2 に接続される終端部まで、外径 $R1$ 及び内径 $r1$ が一定に形成されている。小径ばね部 60h2 は、大径ばね部 60h1 に接続される側の端部（始端部）から径方向延設ばね部 60c に接続される終端部まで、外径 $R2$ 及び内径 $r2$ が一定に形成されている。

- [0076] 大径ばね部60h1の終端部と小径ばね部60h2の始端部とが連結される部分に径変化部60h3が設けられる。径変化部60h3の外径はR1であり、大径ばね部60h1の外径に等しい大きさである。径変化部60h3の内径はr2であり、小径ばね部60h2の内径に等しい大きさである。大径ばね部60h1と小径ばね部60h2とを径変化部60h3で接続することで、周方向延設ばね部60hが形成される。
- [0077] ここでr1よりもR2が小さくなるように設定することで、周方向延設ばね部60hは中心角を180°以上とすることができる。
- [0078] また、第一中内径部69g1の内周の半径 $D_{69g1}/2$ はR1よりも大きくなるように設定する。すなわち、第一中内径部69g1の内径 D_{69g1} は、R1の2倍($2 \times R1$)よりも大きくなるように設定する。また、第二中内径部69g2の内周の半径 $D_{69g2}/2$ はR1よりも小さく、R2よりも大きくなるように設定する。すなわち、第二中内径部69g2の内径 D_{69g2} は、R1の2倍($2 \times R1$)よりも小さく、R2の2倍($2 \times R2$)よりも大きくなるように設定する。
- [0079] 次に、本実施例の減衰力調整式緩衝器の動作について、図11乃至図14を用いて説明する。図10は、本発明の第2実施例に係る減衰力調整式緩衝器のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でフェイル状態を示す図である。図11は、本発明の第2実施例に係る減衰力調整式緩衝器の通常動作状態のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でパイロットバルブ部の第2の開口状態を示す図である。図12は、本発明の第2実施例に係る減衰力調整式緩衝器の通常動作状態のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でパイロットバルブ部の第1の開口状態を示す図である。図13は、本発明の第2実施例に係る減衰力調整式緩衝器の通常動作状態のパイロットバルブ部付近を拡大した拡大断面図でパイロットバルブ部が閉弁あるいは微小に開口した状態を示す図である。なお、図10、12、13は図9のA-A断面を示し、図11は図9のB-B断面を示す。また、図11乃至図14では、ばね部材60の状態を分かり易くするため、パイ

ロットボディ 69 及びばね部材 60 のみを示し、その他のパイロットバルブ 51 やフェイルディスク 67 等の記載は省略している。

[0080] ばね部材 60 以外の動作は実施例 1 と同様であるため、ばね部材 60 の動作について、実施例 1 と異なる部分を中心に説明する。

[0081] パイロットバルブ 51 がフェイル位置にある状態、又はリニアソレノイド部 154 の通電がオフの状態では、ばね部材 60 はわずかに撓んだ状態である（図 10）。

[0082] ソレノイドの通電によりパイロットバルブ 51 に図 8 の下方向に力が作用する。これにより、ばね受部 99 で当接しているばね部材 60 の内側環状部 60d が押し下げられ、方向延設ばね部 60c はほぼ平行な状態を保ちながら下方に移動する。このとき、周方向延設ばね部 60h が変形することで、外側環状部 60a と内側環状部 60d との間に高さの差（高低差）が生じるようになる。そして、径変化部 60h3 の外径側が第二段差面 69e と当接する（図 11）。

[0083] さらに、パイロットバルブ 51 の推力が大きくなると、径変化部 60h3 と第二段差面 69e との当接部分が支点となり、この当接部分よりも内径側を中心にばね部材 60 の小径ばね部 60h2 が下側方向に変形する。そして、径方向延設ばね部 60c の外径側が第三段差面 69i と当接する（図 12）。その後、径方向延設ばね部 60c と第三段差面 69i との当接部分よりも内径側を中心に径方向延設ばね部 60c が下側方向に変形する。すなわち、径方向延設ばね部 60c 及び内側環状部 60d は、内径側が外径側に対して下方に位置するように変形し、径方向延設ばね部 60c に撓み（ばね変位）が生じる（図 13）。

[0084] ばね部材 60 が、第二段差面 69e 当接、第三段差面 69i 当接と順に当接することで、徐々にばね部材 60 の剛性を高くすることができる。すなわち図 14 に示すばね特性とすることができる。

[0085] 本実施例では、周方向延設ばね部 60h がばね部材 60 の第一ばね部、径方向延設ばね部 60c がばね部材 60 の第二ばね部を構成し、さらに第一ばね部 60b が少なくとも二つのばね部（第一ばね区分 60h1 及び第二ばね区分 60h2）に区分される。第二段差面 69e は第一ばね区分 60h1 の撓みを規制する第一規制部を構成し、第三段差面 69i は第二ばね区分 60h2 の撓みを規制する第二規制部を構成する。そして、第一ばね区分 60h1 の撓みが第一規制部 69e により規制された後で、第二ばね区分 60h2 の撓みを第二規制部 69i で規制する。第二ばね区分 60h2 の撓みが第二規制部 69i で規制された後、第二ばね部 60c が撓む。

[0086] 第一規制部 69e 及び第二規制部 69i は、ばね力の設定に関係し、ばね装置の一部を構成する。

[0087] 図 14 は、本発明の第 2 実施例のばね部材の特性を示す図である。

[0088] 本実施例のばね部材 60 の荷重－変位特性は、実施例 1 の第一変化率の範囲 F60A において、ばね変位（ばねの撓み量）に対して荷重の変化率が二段階 F60A1, F60A2 に変化する。本実施例では、ばね変位が大きくなるに従って、ばね変位に対する荷重の変化率は、範囲 F60A1、範囲 F60A2、範囲 F60B の三段階で変化する。またこの変化率は、範囲 F60A1 の変化率よりも範囲 F60A2 の変化率の方が大きく、範囲 F60A2 の変化率よりも範囲 F60B の変化率の方が更に大きい。

[0089] 範囲 F60A1 の第一変化率は第一ばね区分 60h1 の撓みにより得られ、範囲 F60A2 の第三変化率は第二ばね区分 60h2 の撓みにより得られる。セミアクティブサスペンション用の減衰力調整式緩衝器としては、第二ばね区分 60h2 による第三変化率の範囲 F60A2 及び第二ばね部 60c による第二変化率の範囲 F60B を、減衰力制御で使用する。

[0090] 以上の通り、本実施例によれば、実施例 1 の効果に加えて、パイロットバルブ開口量が微小な制御領域においてばねの剛性を 2 段階で変化させることができ、急激な圧力変動を抑えることが可能となり、振動騒音抑制が可能となると同時に、スムーズな圧力変化特性を得ることができる。

[0091] 従来の減衰力調整式緩衝器に用いられるばね部材では、フェイルに必要なばね力を十分低くした上で、制御領域のばね力を高くすることができず、制御弁（パイロット弁）の弁体の上流側の圧力を大きくする必要がある。しかし、制御弁の弁体の上流側の圧力を大きくすると、急激な圧力変動が発生しやすくなり、騒音が発生しやすくなるという課題があった。

[0092] 上述した実施例に係る緩衝器は、流体が封入されたシリンダと、シリンダ内に摺動可能に嵌装されたピストンと、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、シリンダ内におけるピストンの移動によって生じる流体の流れを制御して減衰力を発生させる制御弁と、を備える。制御弁は、弁体と、弁体と協働して流路の開閉部を形成する弁座と、電流に対応して弁体を移動させる力を発生するアクチュエータと、弁体をアクチュエータによる移動方向と対向する方向に付勢するばね装置と、を有する。ばね装置は、弁体が移動する全範囲で作用するばね部材と、ばね部材の所定以上の撓みに対しばね部材の一部の撓みを制限する規制部材とを有する。ばね部材は、外側環状部と、内側環状部と、内側環状部と接続され径方向に延びる径方向ばね部と、一端が外側環状部に接続されると共に他端が径方向ばね部の外周側と接続される周方向ばね部と、を有する。周方向ばね部は、外側環状部に接続される側の内径が、径方向ばね部の最外径部の外径よりも大きい形状を有する。

[0093] 上述した実施例に係る減衰力調整式緩衝器によれば、フェイルに必要なばね力を十分低くした上で、制御領域のばね力を高くすることができ、それによって、急激な圧力変動を抑えることができ、低騒音の減衰力調整式緩衝器とすることができる。

[0094] なお、本発明は上記した各実施例に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる

。例えば、上記した実施例は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施例の構成の一部を他の実施例の構成に置き換えること

が可能であり、また、ある実施例の構成に他の実施例の構成を加えることも可能である。また、各実施例の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

符号の説明

[0095] 1…緩衝器、2…シリンダ、4…リザーバ、5…ピストン、6…ピストンロッド、10…ベースバルブ、20…ピストンケース、25…減衰力発生機構、27…メインバルブ、28…パイロットバルブ部、29…フェイルバルブ部、60…ばね部材、154…リニアソレノイド部。

請求の範囲

- [請求項1] 流体が封入されたシリンダと、前記シリンダの内側に摺動可能に嵌装されたピストンと
- 、前記ピストンの移動によって前記シリンダの内側に生じる流体の流れを制御して減衰力を発生させる制御弁と、を備え、
- 前記制御弁は、弁体と、前記弁体と協働して流路の開閉部を形成する弁座と、電流に対応して前記弁体を移動させる力を発生するアクチュエータと、前記弁体を前記アクチュエータによる移動方向に対向する方向に付勢するばね装置と、を有する緩衝器であって、
- 前記ばね装置は、第一ばね部と第二ばね部とを有するばね部材と、前記ばね部材の所定以上のばね変位に対し前記第一ばね部のばね変位を規制する規制部と、を有し、
- 前記ばね部材は、外側環状部と、内側環状部と、前記内側環状部と接続され径方向に延びる径方向延設ばね部と、一端が前記外側環状部に接続され他端が前記径方向延設ばね部の外周側に接続される周方向延設ばね部と、を有し、
- 前記周方向延設ばね部が前記第一ばね部を構成し、
- 前記径方向延設ばね部が前記第二ばね部を構成し、
- 前記周方向延設ばね部と前記径方向延設ばね部とを、それぞれ少なくとも一対ずつ備え
- 、
- 前記周方向延設ばね部の前記外側環状部に接続される側の内径は、前記径方向延設ばね部の外径よりも大きく、
- 一対の前記径方向延設ばね部のうち一方の径方向延設ばね部は、他方の径方向延設ばね部が接続される周方向延設ばね部と重複する中心角の範囲に設けられることを特徴とする緩衝器。
- [請求項2] 請求項1に記載の緩衝器において、
- 前記第二ばね部のばね変位に対する荷重の変化率である第二変化率

は、前記第一ばね部のばね変位に対する荷重の変化率である第一変化率よりも大きいことを特徴とする緩衝器

。

[請求項3] 請求項2に記載の緩衝器において、
前記第二ばね部の第二変化率を減衰力制御で使用することを特徴とする緩衝器。

[請求項4] 請求項3に記載の緩衝器において、
前記周方向延設ばね部の中心角は 180° 以上であることを特徴とする緩衝器。

[請求項5] 請求項3に記載の緩衝器において、
前記第一ばね部を構成する前記周方向延設ばね部は、前記外側環状部に接続される側に設けられ第一ばね区分と、前記第二ばね部を構成する前記径方向延設ばね部に接続される側に設けられ外径が前記第一ばね区分の内径よりも小さい第二ばね区分と、を備え、

前記規制部は、前記第一ばね区分のばね変位を規制する第一規制部と、前記第二ばね区分のばね変位を規制する第二規制部と、を備え、

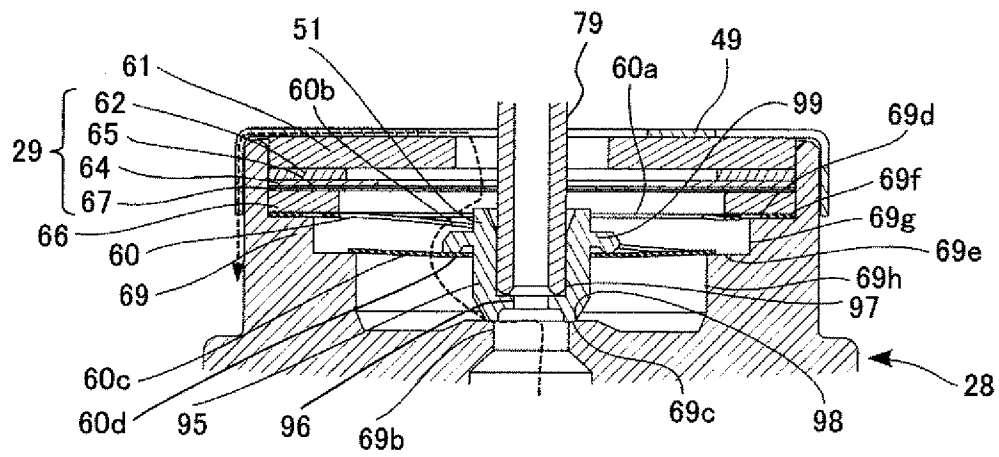
前記第一ばね区分のばね変位に対する荷重の変化率は前記第一変化率であり、

前記第二ばね区分のばね変位に対する荷重の変化率は、前記第一変化率よりも大きく、且つ前記第二変化率よりも小さい第三変化率であり、

前記第二ばね区分の第三変化率及び前記第二ばね部の第二変化率を減衰力制御で使用することを特徴とする緩衝器。

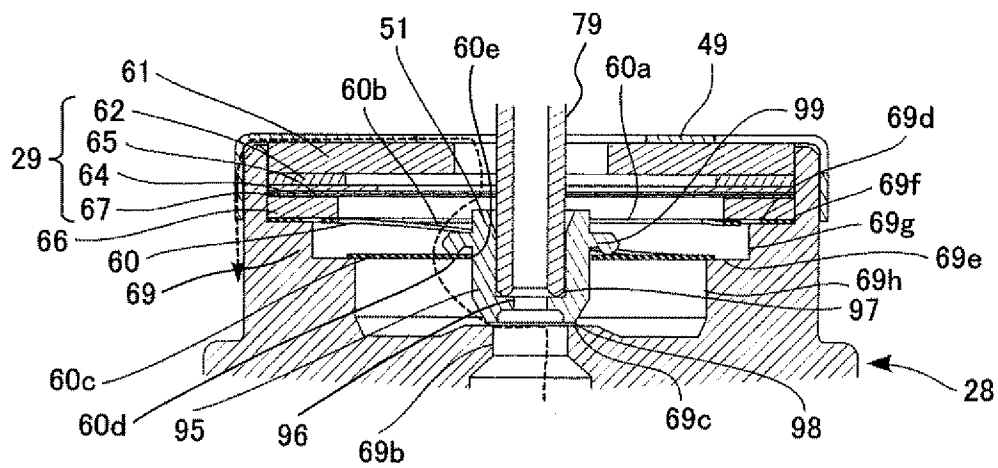
[図3]

図 3



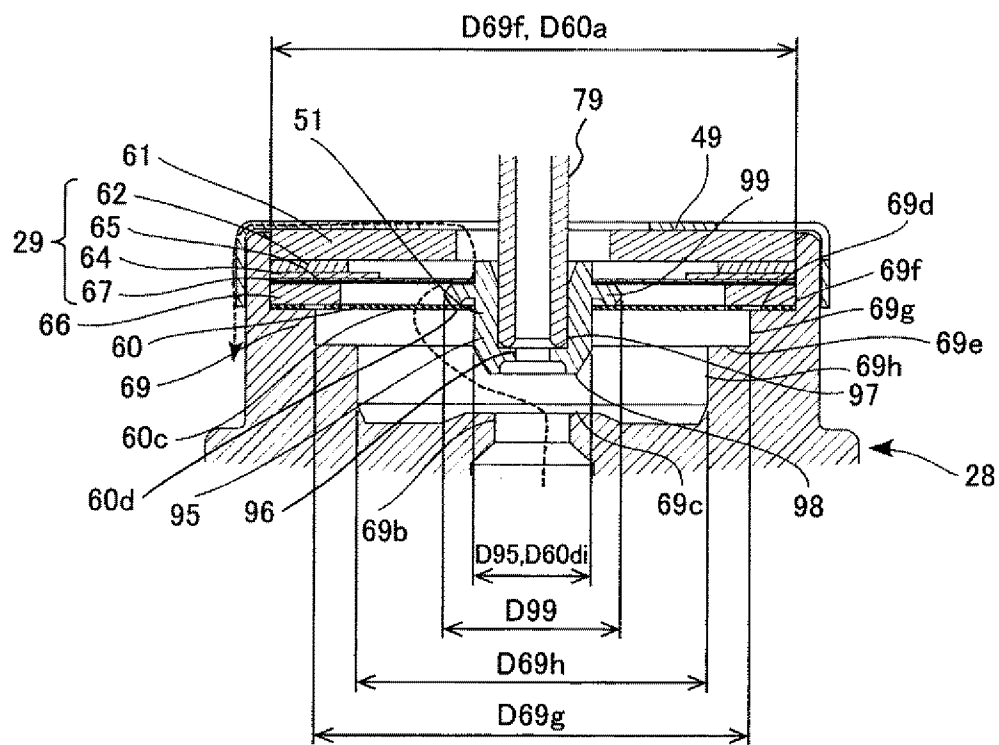
[図4]

図 4



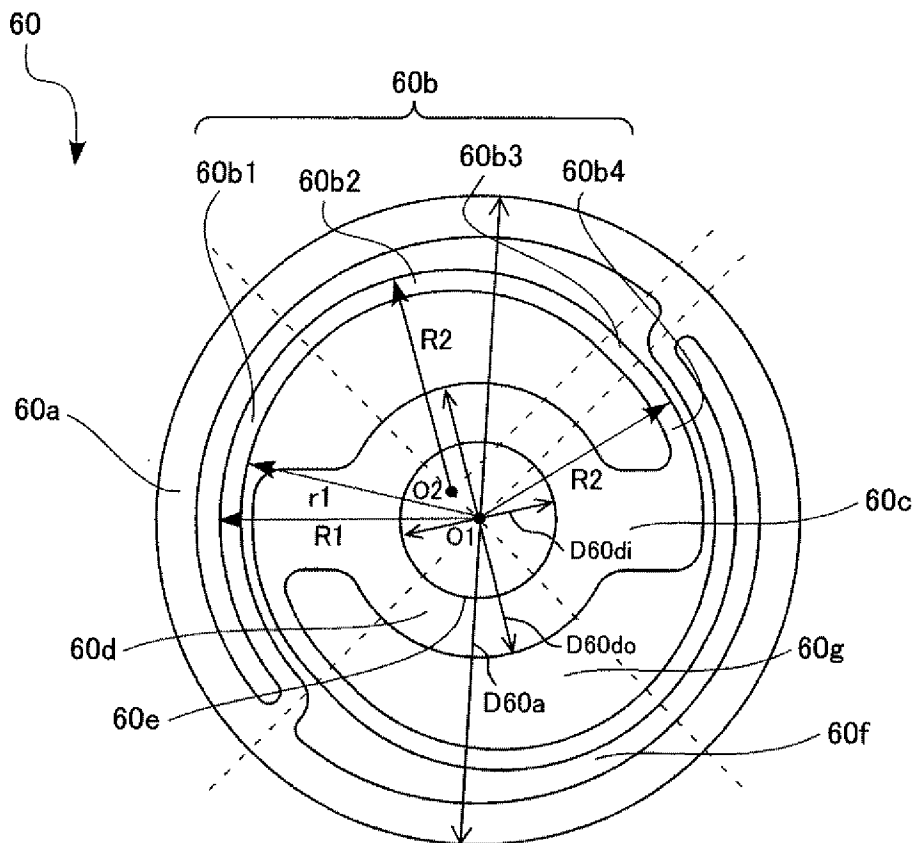
[図5]

図 5



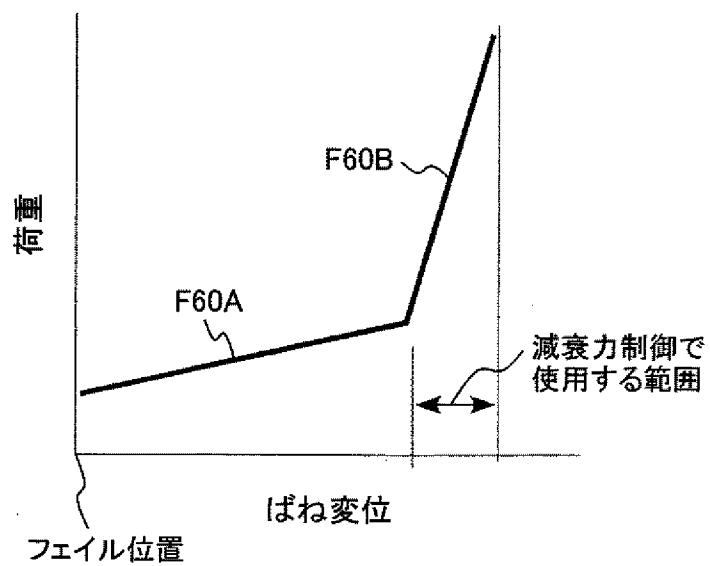
[図6]

图 6



[図7]

图 7



[図8]

図 8

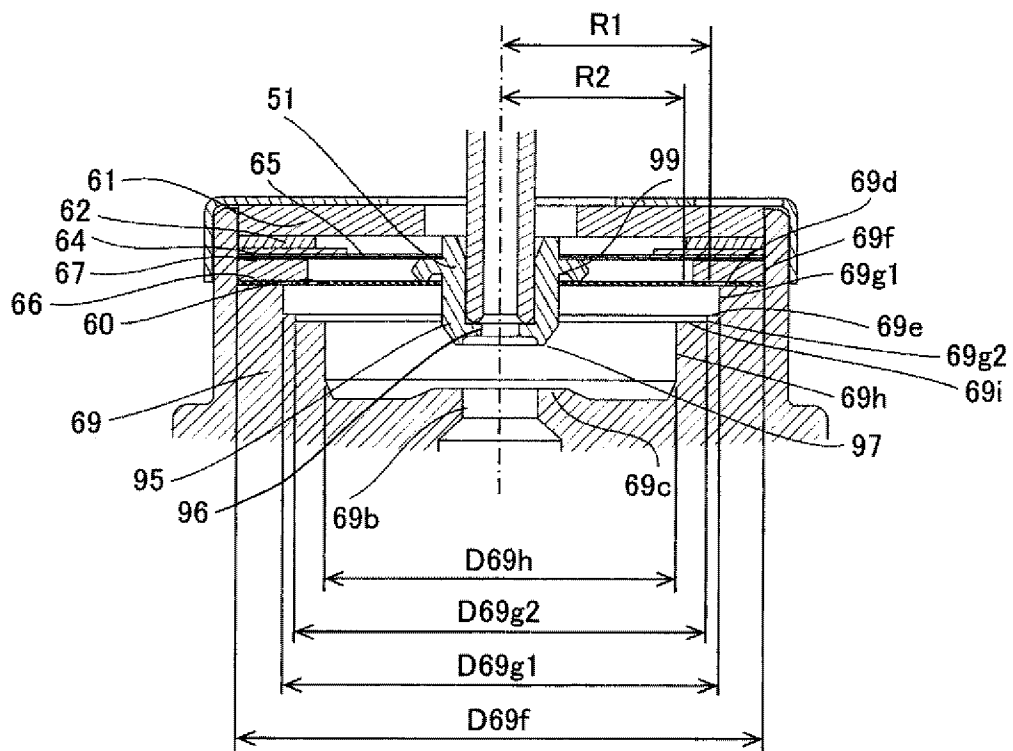
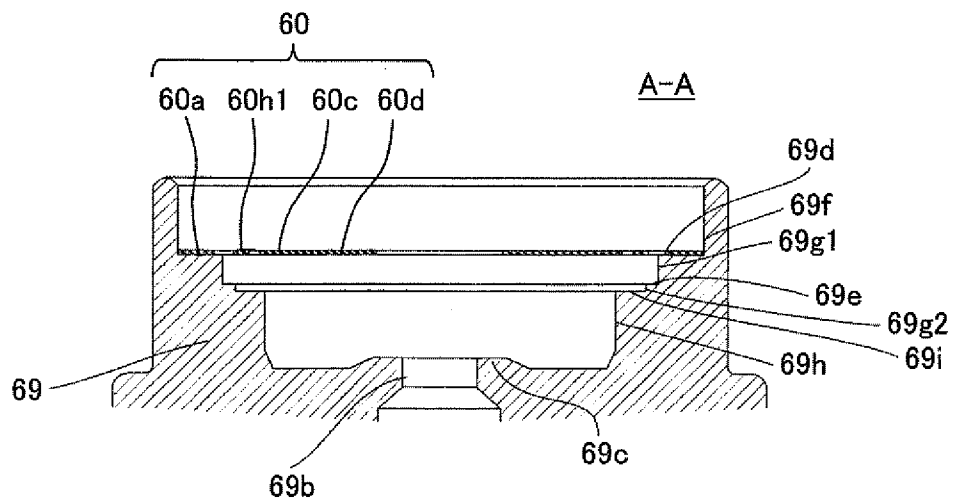


图 9

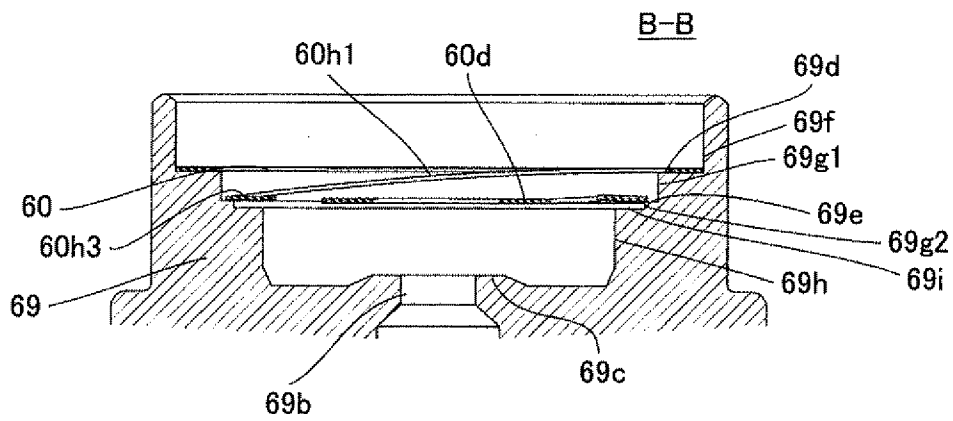


图 10



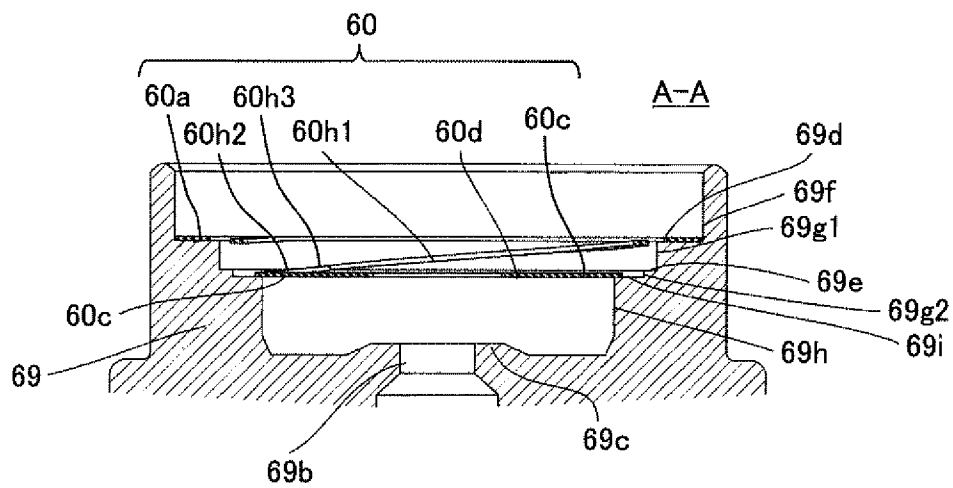
[図11]

図 11



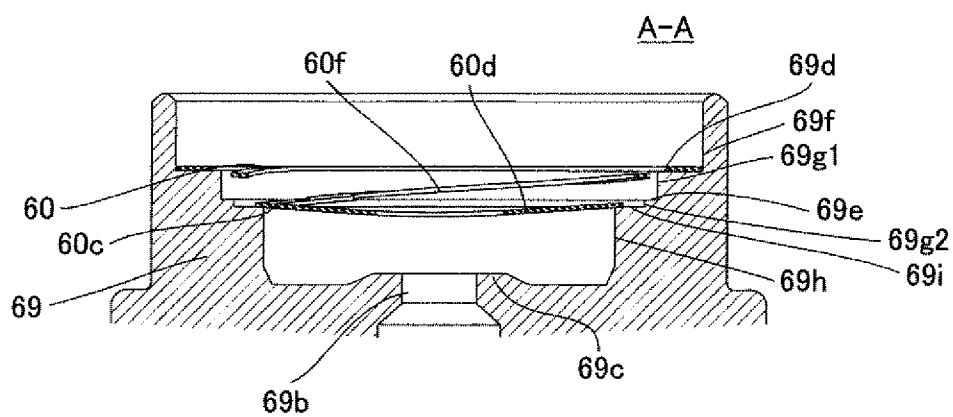
[図12]

図 12



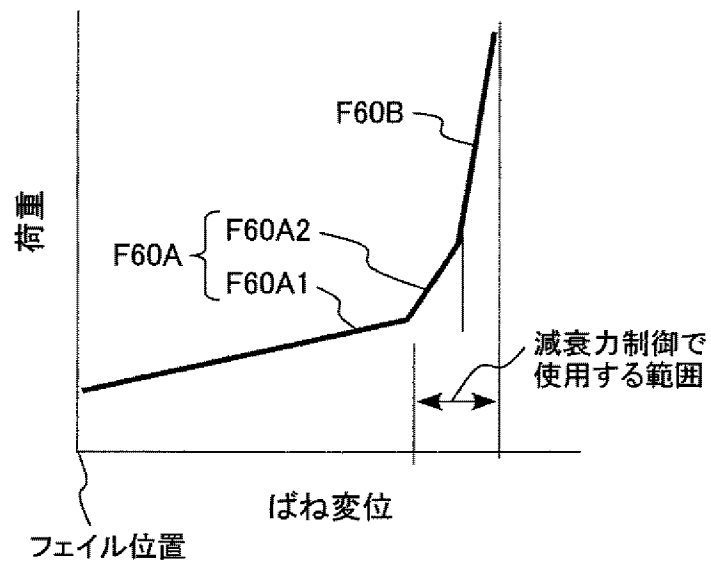
[図13]

図 13



[図14]

図 14



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/018496

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F16F9/46 (2006.01) i, B60G17/015 (2006.01) i, F16F1/32 (2006.01) i,
F16F9/34 (2006.01) i, F16K31/06 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl. F16F9/46, B60G17/015, F16F1/32, F16F9/34, F16K31/06

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2018
Registered utility model specifications of Japan	1996-2018
Published registered utility model applications of Japan	1994-2018

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2014-199076 A (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 23 October 2014, paragraphs [0022]-[0024], [0028]-[0038], fig. 1-5 & US 2014/0291088 A1, paragraphs [0032]-[0034], [0038]-[0048], fig. 1-5 & DE 102014205302 A & CN 104121317 A & KR 10-2014-0118900 A	1-4 5
Y	EP 1536169 A1 (ASCO JOUCOMATIC GMBH) 01 June 2005, paragraph [0021], fig. 1-4 & DE 50310748 D	1-4
Y	US 4771808 A (ALEXANDER CONTROLS LIMITED) 20 September 1988, column 3, lines 1-32, fig. 1-3 & GB 8605712 A	1-4



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

02 July 2018 (02.07.2018)

Date of mailing of the international search report

10 July 2018 (10.07.2018)

Name and mailing address of the ISA/

Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16F9/46(2006.01)i, B60G17/015(2006.01)i, F16F1/32(2006.01)i, F16F9/34(2006.01)i, F16K31/06(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16F9/46, B60G17/015, F16F1/32, F16F9/34, F16K31/06

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2014-199076 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2014.10.23, [0022]-[0024], [0028]-[0038], 図1-5 & US 2014/0291088 A1 [0032]-[0034], [0038]-[0048], FIGS. 1-5 & DE 102014205302 A & CN 104121317 A & KR 10-2014-0118900 A	1-4 5
Y	EP 1536169 A1 (ASCO JOUCOMATIC GMBH) 2005.06.01, [0021], FIGS. 1-4 & DE 50310748 D	1-4

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

02.07.2018

国際調査報告の発送日

10.07.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

大谷 謙仁

3W

9433

電話番号 03-3581-1101 内線 3367

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y	US 4771808 A (ALEXANDER CONTROLS LIMITED,) 1988.09.20, column3, line1-32, FIGS. 1-3 & GB 8605712 A	1-4