

(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
2015年3月5日(05.03.2015)



(10) 国際公開番号
WO 2015/029984 A1

- (51) 国際特許分類:
F16F 9/48 (2006.01) F16F 9/58 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2014/072262
- (22) 国際出願日: 2014年8月26日(26.08.2014)
- (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 2013-174397 2013年8月26日(26.08.2013) JP
- (71) 出願人: 株式会社ティン(TEIN, INC.) [JP/JP]; 〒2450053 神奈川県横浜市戸塚区上矢部町3515-4 Kanagawa (JP).
- (72) 発明者: 渡邊 宏尚(WATANABE, Hironao); 〒2450053 神奈川県横浜市戸塚区上矢部町3515-4 株式会社ティン内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 大菅 義之(OSUGA, Yoshiyuki); 〒1020084 東京都千代田区二番町8番地20 二番町ビル3F 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, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, 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.

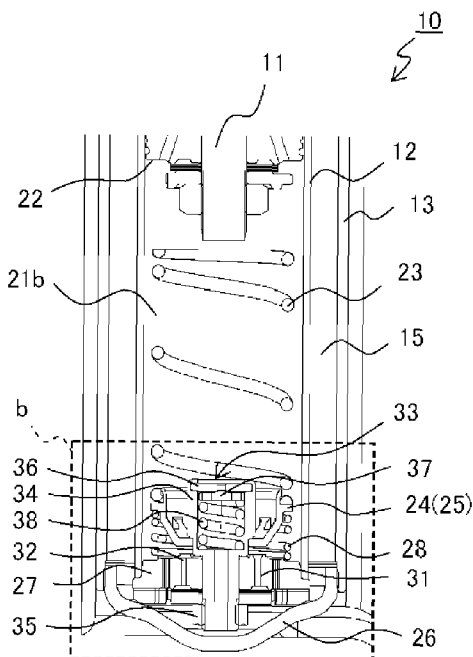
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーロパ (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, 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:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))
- 補正された請求の範囲 (条約第 19 条(1))

(54) Title: HYDRAULIC SHOCK-ABSORBING DEVICE

(54) 発明の名称: 油圧緩衝器



(57) Abstract: A position- and velocity-dependent hydraulic shock-absorbing device (10) is provided. The hydraulic shock-absorbing device (10) has a piston valve (22) secured to a distal end of a piston rod (11), a base valve (27), and a reservoir chamber (15). The base valve (27) has a compression-side port (31). A first helical spring (28) is provided between a first valve (24) and the base valve (27), and a second helical spring (23) is provided between the first valve (24) and the piston valve (22). The compression-side port (31) is closed by the first valve (24) near the time of greatest compression, and the flow rate of oil liquid to the reservoir chamber (15) therefore decreases. A second valve (33) passing through the middle of the first valve (24) and the base valve (27) uses a pressure equal to or greater than the prescribed pressure of an oil chamber (21b) to adjust the flow rate of oil liquid to the reservoir chamber (15).

(57) 要約: 位置及び速度依存型の油圧緩衝器 (10) を提供する。油圧緩衝器 (10) は、ピストンロッド (11) の先端に固定されるピストンバルブ (22) と、ベースバルブ (27) と、リザーバ室 (15) を持つ。ベースバルブ (27) は、圧縮側ポート (31) を有する。第1バルブ (24) とベースバルブ (27) との間に第1螺旋ばね (28) が設けられ、第1バルブ (24) とピストンバルブ (22) との間に第2螺旋ばね (23) が設けられる。最圧縮時付近で圧縮側ポート (31) は第1バルブ (24) で閉鎖されるので、リザーバ室 (15) への油液の流量が減る。第1バルブ (24) 及びベースバルブ (27) の中央を貫通する第2バルブ (33) は、油室 (21b) の所定以上の圧力で、リ

ザーバ室 (15) への油液の流量を調整する。

WO 2015/029984 A1

明 細 書

発明の名称：油圧緩衝器

技術分野

[0001] 本発明は、乗用車、貨物自動車、2輪自動車等に使用される油圧緩衝器に関する。

背景技術

[0002] 従来、乗用車、貨物自動車、2輪自動車等の車両に使用される油圧緩衝器において、圧縮時における構成部品間の当接を回避するために、バンプストップラバー等が一般的に使用されている。

[0003] 例えば、緩衝器の最圧縮時にバンプストップラバーとバンプストップパとを当接させて緩衝器に生じる衝撃を緩和するために、少なくともバンプストップラバー又はバンプストップパの相互当接面の一方に、凹凸を設けたクッション装置が開示されている。（例えば、特許文献1、図1、参照。）

[0004] 図1は、油圧緩衝器において、上記のようなバンプストップラバーを使用した従来構成の一例を示す図である。図1に示す油圧緩衝器は、先ず、車両本体に油圧緩衝器を固定するアップアマウント1、アップアマウント1の下方に配置されたアップスプリングシート2、アップアマウント1とアップスプリングシート2に対して揺動自在に固定されるピストンロッド3、及び油室4を有するシリンダ5などを備えている。

[0005] 図1に示す油圧緩衝器は、更に、シリンダ5内の油室4を油室4aと4bに区画するピストンバルブ6、シリンダ5の外周を覆う外筒7、中央孔にピストンロッド3を挿通され外周部が外筒7の上端部に嵌入して固定されたバンプストップパ8を備えている。

[0006] 更に、バンプストップパ8とアップスプリングシート2との間には、ピストンロッド3に外嵌するバンプストップラバー9が介装されている。バンプストップラバー9は、例えば樹脂等の弾性部材で構成されている。

[0007] ここで、油圧緩衝器に負荷がかかって圧縮された場合、つまり、矢印aで

示すようにピストンロッド3がシリンダ5に押し込まれた場合、バンプストップラバー9は、クッションとしてアッパースプリングシート2とバンプストップパ8とが直接当接することを防止する働きをする。

[0008] 前述した特許文献1は、上記のようなクッション部において、少なくともバンプストップラバー又はバンプストップパの相互当接面の一方に凹凸を設けるようにして、緩衝器の最圧縮時に緩衝器に生じる衝撃を、より効果的に緩和するようにしたものである。

先行技術文献

特許文献

[0009] 特許文献1：特開2005-299786号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0010] ところで、バンプストップラバーは変位に対応して荷重特性が決まるため、使用条件によっては適切な荷重特性が得られない場合がある。

[0011] 例えば、低い荷重で緩慢に変位する場合に、油圧緩衝器の最大圧縮位置まで作動させたくても、バンプストップラバーの反発力により作動できない。逆に大きな荷重で高速に変位する場合に、迅速な緩衝動作を得たくても、バンプストップラバーの非線形の荷重特性により適切な作動速度が得られない。

[0012] また、バンプストップラバーを使用する場合、油圧緩衝器は、その最圧縮時にはアッパースプリングシートとバンプストップパとがバンプストップラバーを介して当接するだけでなく弾性体であるバンプストップラバーを圧縮する。

[0013] このバンプストップラバーが圧縮されることにより発生するバネ荷重は、反発力を発生する。このため最圧縮付近では大きな反発力により乗り心地等に悪影響を与えるという問題があった。

[0014] 本発明は、上記従来課題を解決するものであって、本発明の油圧緩衝器

は、最圧縮時付近においても負荷に応じた適切な荷重特性を有し、寸法を最小限に抑えた構成でありながら作動点を含めた減衰力特性を容易に変更できる安価な位置及び速度依存型の油圧緩衝器を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

- [0015] ここで、減衰力とは、振動速度に比例して振動を抑制するように働く力のことである。例えば、シリンダ内に進退するピストン速度、つまり緩衝器の伸縮速度に応じて発生する抵抗力で減衰力の大きさが表わされる。
- [0016] 換言すれば、ある物体の振動方向と反対向きに働く力を意味する。減衰力が大きいと、ゴツゴツした乗り心地となり、減衰力が小さいとフワフワした感じの乗り心地となる。一般的にスポーツカーやレーシングカーは、緩衝器のバネを硬くして減衰力を大きくしている。一般乗用車では、走行安定性と乗り心地のバランスが取れた減衰力であることが望ましい。
- [0017] 上記課題を解決するために、本発明の油圧緩衝器は、シリンダと、該シリンダ内を満たして封入され、該シリンダ内に油室を形成する油液と、上記油室を進退するピストンロッドと、該ピストンロッドの先端に固定され、上記油室を上部と下部の油室に区画しつつ、上記ピストンロッドの進退に伴われて上記シリンダの内周に摺接して進退するピストンバルブと、上記シリンダの外周を覆う外筒と、該外筒の内周面と上記シリンダの外周面との間隙から成り、油液とガスが封入されたりザーバ室と、上記外筒の底部を外部から封止するボトムストップと、該ボトムストップに保持され、上記下部の油室と上記りザーバ室とを連通させる第1圧縮側ポートと第2圧縮側ポートを有するベースバルブと、該ベースバルブに第1螺旋ばねを介して保持される第1バルブと、該第1バルブに保持され、該第1バルブと上記ピストンバルブとの間に介装され、上記ピストンバルブに押圧されると下方に反発力を発生させ、上記第1螺旋ばねの付勢力に抗して上記第1バルブを押し下げて上記第1圧縮側ポートを閉鎖させる第2螺旋ばねと、上記第1バルブ及び上記ベースバルブの中央を貫通して配設され、外部からの負荷により上記シリンダの上記下部の油室の圧力が所定以上になると上記りザーバ室との間の上記油液

の流量を調整する第2バルブと、を備えるように構成される。

[0018] 更に、上記課題を解決するために、本発明の油圧緩衝器は、シリンダと、該シリンダ内を満たして封入され、該シリンダ内に油室を形成する油液と、上記油室を進退するピストンロッドと、該ピストンロッドの先端に固定され、上記油室を上部と下部の油室に区画しつつ、上記ピストンロッドの進退に伴われて上記シリンダの内周に摺接して進退するピストンバルブと、上記シリンダの外周を覆う外筒と、該外筒の内周面と上記シリンダの外周面との間隙から成り、油液とガスが封入されたりザーバ室と、上記外筒の底部を外部から封止するボトムストッパと、該ボトムストッパに保持され、上記下部の油室と上記リザーバ室とを連通させる第1圧縮側ポートを有するベースバルブと、該ベースバルブに第1螺旋ばねを介して保持される第1バルブと、該第1バルブに保持され、該第1バルブと上記ピストンバルブとの間に介装され、上記ピストンバルブに押圧されると下方に反発力を発生させ、上記第1螺旋ばねの付勢力に抗して上記第1バルブを押し下げて上記第1圧縮側ポートを閉鎖させる第2螺旋ばねと、円環状の本体部と、該本体部の下端部で上記第2螺旋ばねの上端に係止し、上記本体部の外周面を上記シリンダの内周面に摺接させ、上記シリンダ内に進出する上記ピストンロッドの下端部に係合する第2螺旋ばねガイドと、上記第1バルブ及び上記ベースバルブの中央を貫通して配設され、外部からの負荷により上記シリンダの上記下部の油室の圧力が所定以上になると上記リザーバ室との間の上記油液の流量を調整する第2バルブと、上記第1バルブの上部に配設され、該第1バルブの上記第2バルブが貫通する被貫通孔と上記第2バルブの外周との間に挟持され、上記第2バルブによる上記油液の流量の調整に先立って、上記シリンダの上記下部の油室の所定の圧力に応じて上記リザーバ室との間の上記油液の流量を調整する第3バルブと、を備えるように構成される。

発明の効果

[0019] 本発明は、圧油による減衰力を使用することにより最圧縮時付近においても負荷に応じた適切な荷重特性を有し、油圧緩衝器の最大圧縮位置を決定付

ける内部構成部品を積層する寸法を最小限に抑えた構成でありながら、外部からの負荷に応じて減衰力が調整され、最圧縮時の前後においても、負荷に応じた適切な減衰力を得ることが可能となるので、作動点を含めた減衰力特性を容易に変更できる、安価な位置及び速度依存型の油圧緩衝器を提供することができる。

[0020] このように、本発明によれば、油圧緩衝器の圧縮時の任意の位置において、負荷に応じた適切な減衰力を得ることができる。また、シリンダ内にスプリングを用いることで構造が単純化出来、部品点数が少なく寸法の増大を抑えた位置及び速度依存型の油圧緩衝器を提供することが可能となる。

図面の簡単な説明

[0021] [図1]従来の油圧緩衝器においてバンプストップラバーを使用した構成の一例を示す図である。

[図2A]本発明の実施例1に係る油圧緩衝器の断面図であり、油圧緩衝器が圧縮されずに負荷が発生していないときの状態を示す図である。

[図2B]図2Aの破線aで四角く囲んで示す部分の拡大図である。

[図2C]図2Bの破線bで四角く囲んで示す部分の拡大図である。

[図2D]図2Aの伸張状態における油液の流れを示す状態図である。

[図3A]実施例1に係る油圧緩衝器が圧縮されて負荷が掛かり始めたときの動作状態における図2Aに対応する部位の状態図である。

[図3B]図3Aの動作状態における図2Bに対応する部位の状態図である。

[図3C]図3Aの動作状態における図2Cに対応する部位の状態図である。

[図4A]実施例1に係る油圧緩衝器への圧縮が続いて高負荷状態となったときの動作状態における図2Aに対応する部位の状態図である。

[図4B]図4Aの動作状態における図2Bに対応する部位の状態図である。

[図4C]図4Aの動作状態における図2Cに対応する部位の状態図である。

[図5A]実施例1に係る油圧緩衝器への圧縮においてピストンロッドが最大ストロークまで進入したときの動作状態における図2Aに対応する部位の状態図である。

- [図5B]図5Aの動作状態における図2Bに対応する部位の状態図である。
- [図5C]図5Aの動作状態における図2Cに対応する部位の状態図である。
- [図6A]本発明の実施例2に係る油圧緩衝器の断面図であり、油圧緩衝器が圧縮されずに負荷が発生していないときの状態を示す図である。
- [図6B]図6Aの破線aで四角く囲んで示す部分の拡大図である。
- [図6C]図6Bの破線bで四角く囲んで示す部分の拡大図である。
- [図6D]図6Aの伸張状態における油液の流れを示す状態図である。
- [図7A]実施例2に係る油圧緩衝器が圧縮されて負荷が掛かり始めたときの動作状態における図6Aに対応する部位の状態図である。
- [図7B]図7Aの動作状態における図6Bに対応する部位の状態図である。
- [図7C]図7Aの動作状態における図6Cに対応する部位の状態図である。
- [図8A]実施例2に係る油圧緩衝器への圧縮が続いて高負荷状態となったときの動作状態における図6Aに対応する部位の状態図である。
- [図8B]図8Aの動作状態における図6Bに対応する部位の状態図である。
- [図8C]図8Aの動作状態における図6Cに対応する部位の状態図である。
- [図9A]実施例2に係る油圧緩衝器への圧縮においてピストンロッドが最大ストロークまで進入したときの動作状態における図6Aに対応する部位の状態図である。
- [図9B]図9Aの動作状態における図6Bに対応する部位の状態図である。
- [図9C]図9Aの動作状態における図6Cに対応する部位の状態図である。
- [図10A]実施例3に係る油圧緩衝器が圧縮されて負荷が掛かり始めたときの動作状態における状態図である。
- [図10B]図10Aの破線aで四角く囲んで示す部分の拡大図である。
- [図10C]図10Bの破線bで四角く囲んで示す部分の拡大図である。

発明を実施するための形態

[0022] 以下、本発明の実施の形態について、図面を参照しながら詳細に説明する。

[実施例1]

- [0023] 図2Aは実施例1に係る油圧緩衝器10の断面図であり、図2Bは図2Aの破線aで四角く囲んで示す部分の拡大図、図2Cは図1Bの破線bで四角く囲んで示す部分の拡大図である。なお、図2A～図2Cに示す油圧緩衝器10は、圧縮されずに負荷が発生していない無負荷のときの状態を示している。
- [0024] 図2A、図2B、図2Cに示すように、本例の油圧緩衝器10は、ピストンロッド11を備えている。ピストンロッド11は、上部を図外の車両等の軸受に保持され、下部の先端方向部分をシリンダ12に挿通されている。
- [0025] シリンダ12は、外筒13の中に收容されている。外筒13の外側下部には、図外の車両等の車軸保持部に固定される車軸保持係合部14が取り付けられている。シリンダ12の外周面と外筒13の内周面との間には所定の間隙が設けられ、ここにリザーバ室15が形成されている。
- [0026] 外筒13の上端部は、シリンダ12の上端よりも長く形成されている。その外筒13の上端にバンプストップ16が上から外嵌して外筒13に固定されている。バンプストップ16の中央にはピストンロッド11が摺動自在に挿通されている。
- [0027] また、外筒13の上端開口部は、バンプストップ16よりも下方で、フランジ状のオイルシール18で封止され、フランジ状のオイルシール18の下面外周と、シリンダ12の上端開口円周部との間に、円環状のロッドガイド19が配設されている。これにより、シリンダ12の上部開口部が外部から封止されている。
- [0028] 封止されたシリンダ12の内部は、油室21を形成している。ピストンロッド11の先端部にはピストンバルブ22が固設されている。ピストンバルブ22は、油室21を上方油室21aと下方油室21bとに区画しながら、ピストンロッド11に伴われてシリンダ12内を上下に摺動する。
- [0029] ピストンバルブ22の下方には、第2螺旋ばね23が配置されている。第2螺旋ばね23は、上端が自由端であり、下端が第1バルブ24の上部外周に形成されているフランジ25の上面を介して、第1バルブ24に係合して

いる。なお、第2螺旋ばね23の上端に図6Bに示す第2螺旋ばねガイド29を係合してもよい。

[0030] 第1バルブ24の下方には、ボトムストッパ26との間にベースバルブ27が配設されている。ボトムストッパ26は、皿状に形成され、皿状の外周部を外筒13の底部内周に嵌入させ、外筒13内に密閉空間を作ると共に、ベースバルブ27を保持している。

[0031] このベースバルブ27の上面外周部と、第1バルブ24のフランジ25の下面との間に第1螺旋ばね28が介装されている。第1螺旋ばね28は、常に第1バルブ24をバルブ開放位置である上方向に押し上げ付勢している。

[0032] ベースバルブ27には、シリンダ12の下方油室21bとリザーバ室15とを連通させる第1圧縮側ポート31と第2圧縮側ポート32が形成されている。第2螺旋ばね23に外力が加わらないときは、第1螺旋ばね28の押し上げ付勢力により第1バルブ24は上方向のバルブ開放位置にある。

[0033] その状態で、シリンダ12の下方油室21bに多少の負荷が発生すると、図2Cに破線矢印c又はdで示すように、シリンダ12の下方油室21bとリザーバ室15との油液が、第1圧縮側ポート31と第2圧縮側ポート32を介し、ディスク型バルブ弁17(17a、17b)を下方に撓ませて流れ出し、リザーバ室15に連通し、減衰力が発生する。

[0034] 上記の第1バルブ24及びベースバルブ27の中央を貫通して第2バルブ33の外殻を形成しているベースボルト34が配設されている。ベースボルト34は、上部の大径円筒部34aと下部の小径円筒部34bとが一体になった形状で構成されている。

[0035] ベースボルト34は、上部の大径円筒部34aの下部外周に形成された内側に凹む段差部によって、第1バルブ24の中央の孔の縁において上下に摺動可能に保持されている。ベースボルト34の小径円筒部34bは、段差部のある大径円筒部34aの下部より下方に延び出して、ベースバルブ27を貫通している。

[0036] ベースバルブ27を貫通する小径円筒部34bの先端は、ベースバルブ2

7より下方外部に突出して、ベースナット35によりねじ止めされ、ベースボルト34全体が上方への移動を規制されている。

[0037] ベースボルト34の大径円筒部34aの上端開口部には、キャプワッシャ36が、かしめられて固定されている。キャプワッシャ36の下面に接して、バルブワッシャ37が配置されている。バルブワッシャ37の下面と、大径円筒部34aと小径円筒部34bとの内部段差部との間に第3螺旋ばね38が介装されている。

[0038] 第3螺旋ばね38は、常には、伸び復元力により、バルブワッシャ37を上方に付勢している。これにより、キャプワッシャ36の中央孔39は、シリンダ12内の下方油室21bの内圧が所定以上の圧力に上昇しないうちは、バルブワッシャ37によって内側（下方）から封鎖されている。

[0039] 図3A、図3B、及び図3Cは、上述した実施例1に係る油圧緩衝器10が圧縮されて負荷が掛かり始めたときの動作状態を示す図であり、それぞれ図2A、図2B、及び図2Cに対応する部位の状態を示している。

[0040] 図4A、図4B、及び図4Cは、上述した実施例1に係る油圧緩衝器10への圧縮が続いて高負荷状態となったときの動作状態を示す図であり、それぞれ図2A、図2B、及び図2Cに対応する部位の状態を示している。

[0041] 図5A、図5B、及び図5Cは、上述した実施例1に係る油圧緩衝器10への圧縮においてピストンロッドが最大ストロークまで進入したときの動作状態を示す図であり、それぞれ図2A、図2B、及び図2Cに対応する部位の状態を示している。

[0042] なお、図3A～図5Cには、動作の説明に必要な部分にのみ図2A、図2B、又は図2Cと同一の番号を付与して示している。

[0043] 図3A、図3B、及び図3Cに示すように、ピストンロッド11がシリンダ12内に進出し、ピストンバルブ22が第2螺旋ばね23の上部自由端に当接し、更に第2螺旋ばね23を押し下げると、第2螺旋ばね23に反発力が発生し、油圧緩衝器10に負荷が発生する。

[0044] また、この反発力は、第1バルブ24に対する下方への付勢力となり、第

1 螺旋ばね 2 8 の押し上げ付勢力に抗して第 1 バルブ 2 4 を下方に押し下げる。これにより、第 1 圧縮側ポート 3 1 が閉じられ、第 1 圧縮側ポート 3 1 の油液の流れが遮断される。

[0045] したがって、下方油室 2 1 b からリザーバ室 1 5 へ流れる油液の流路は、破線矢印 d で示す第 2 圧縮側ポート 3 2 のみとなり、流量が少ないほうへ変化し、流速が上昇し、下方油室 2 1 b とリザーバ室 1 5 間の差圧が上昇し、進入するピストンロッド 1 1 への抵抗力が増し、油圧緩衝器 1 0 に負荷が発生すると共に、その減衰力が大きくなる。

[0046] 図 4 A、図 4 B、及び図 4 C に示すように、ピストンロッド 1 1 がシリンダ 1 2 内に更に進出して油圧緩衝器 1 0 が高負荷状態になり、シリンダ 1 2 の内圧（下方油室 2 1 b の内圧）が所定の圧力以上になった場合は、その圧力が第 2 バルブ 3 3 のバルブワッシャ 3 7 を第 3 螺旋ばね 3 8 の押し上げ付勢力に抗して押し下げる。

[0047] これにより、キャプワッシャ 3 6 の中央孔 3 9 の封鎖が開放され、シリンダ 1 2 内の油液の新たな流路が、破線矢印 e で示すように、キャプワッシャ 3 6 の中央孔 3 9、バルブワッシャ 3 7 の側方孔 4 1、ベースボルト 3 4 の大径円筒部 3 4 a、小径円筒部 3 4 b、及びボトムストッパ 2 6 がベースバルブ 2 7 との間に作る空間 4 2 との間に形成される。

[0048] この新たに形成された流路により、シリンダ 1 2 からリザーバ室 1 5 への油液の流速が低下するほうへ調整され、下方油室 2 1 b とリザーバ室 1 5 間の差圧の上昇を抑えることができる。また、これにより、内部部品の破損を回避することができる。

[0049] 破損の回避のみではなく、さらに、ベースボルト 3 4 の機構部で、孔の大小、螺旋ばねの反発力、大径・小径の内径等を変更して、流量を調整することにより、油圧緩衝器 1 0 に発生させる減衰力特性の自由度を増すことができる。また、第 2 螺旋ばねの自由長を変更することで、第 1 圧縮ポートを閉じる位置、作動点を容易に変更することが出来る。

[0050] 図 5 A、図 5 B、及び図 5 C に示すように、油圧緩衝器 1 0 への圧縮にお

いてピストンロッド11が最大ストロークまでシリンダ12に進入すると、第1バルブ24は、第2螺旋ばね23による押圧が維持されて第1圧縮側ポート31が閉鎖されたままである。

[0051] シリンダ12（下方油室21b）とリザーバ室15が連通する油液の流路は、破線矢印dで示す第2圧縮側ポート32のみによって維持されている。この最大ストローク時も、シリンダ12内の圧力が所定の圧力以上になっていない場合は、図3A～図3Cに示した「負荷開始状態」と変わるところはない。

[0052] なお、油圧緩衝器10に掛かる衝撃の強さ（ピストンロッド11のシリンダ12への進入速度）にもよるが、図2A～図2Cの無負荷状態から図5A～図5Cの最大ストロークに至るまでの間に、図4A～図4Cに示した高負荷状態が必ず介在すると限るものではない。高負荷状態を経ずに無負荷状態から最大ストロークに至ることもある。つまり発生する減衰力が小さい場合である。

[0053] このように、実施例1の油圧緩衝器10によれば、圧縮時のピストンロッド11の任意の位置において、負荷に応じた適切な減衰力を得ることができる。また、シリンダ12内に3種類の螺旋ばね（23、28、38）を用いることにより、構造を簡単にし部品点数を少くし、寸法の増大を抑えた位置及び速度依存型の油圧緩衝器を提供することが可能となる。

[0054] 上記の実施例1では、第2圧縮側ポート32をベースバルブ27内に配置しているが、これに限ることなく、要はシリンダ圧縮側の油室21bとリザーバ室15との連通路に第2圧縮側ポートが介在するような構成であればよい。

[0055] なお、油圧緩衝器10が伸張する場合、油液はベースバルブ27のリターンポートhより1WAYディスク型バルブ弁17cを広げてピストンバルブ下室21bに移動する。

[実施例2]

[0056] 図6Aは実施例2に係る油圧緩衝器45の断面図であり、図6Bは図6A

の破線 a で四角く囲んで示す部分の拡大図、図 6 C は図 6 B の破線 b で四角く囲んで示す部分の拡大図である。

[0057] なお、図 6 A ~ 図 6 C に示す油圧緩衝器 4 5 は、圧縮されずに負荷が発生していない無負荷のときの状態を示している。

[0058] 図 7 A、図 7 B、及び図 7 C は、図 6 A ~ 図 6 C に示す実施例 2 に係る油圧緩衝器 4 5 が圧縮されて負荷が掛かり始めたときの動作状態を示す図であり、それぞれ図 6 A、図 6 B、及び図 6 C に対応する部位の状態を示している。

[0059] 図 8 A、図 8 B、及び図 8 C は、実施例 2 に係る油圧緩衝器 4 5 への圧縮が続いて高負荷状態となったときの動作状態を示す図であり、それぞれ図 6 A、図 6 B、及び図 6 C に対応する部位の状態を示している。

[0060] 図 9 A、図 9 B、及び図 9 C は、実施例 2 に係る油圧緩衝器 4 5 への圧縮においてピストンロッドが最大ストロークまで進入したときの動作状態を示す図であり、それぞれ図 6 A、図 6 B、及び図 6 C に対応する部位の状態を示している。

[0061] なお、図 6 A ~ 図 9 C に示す実施例 2 の油圧緩衝器 4 5 において、図 2 A ~ 図 5 C に示した実施例 1 の油圧緩衝器 1 0 の構成と同一の構成部分には、図 2 A ~ 図 5 C と同一の番号を付与して示している。

[0062] また、図 9 A ~ 図 9 C には、動作の説明に必要な部分にのみ図 6 A、図 6 B、又は図 6 C と同一の番号を付与して示している。

[0063] 上述した実施例 1 の油圧緩衝器 1 0 の場合では無負荷状態のとき他の部材と係合しない第 2 螺旋ばね 2 3 の上端部は不安定な自由端となっており、このばねの自由長が長くかつ外径が大きくシリンダ内壁と隙間が少ない場合、前後左右にふらついて、シリンダ内壁に摺接してシリンダ内壁を損傷させたり微小な雑音を発生する可能性がある。

[0064] この実施例 2 の油圧緩衝器 4 5 においては、図 6 A ~ 図 9 C に示すように、第 2 螺旋ばね 2 3 の上端部に係合する第 2 螺旋ばねガイド 2 9 が設けられている。第 2 螺旋ばねガイド 2 9 は円環状で、シリンダ内壁に触れた場合の

攻撃性が低く、またそれ自体が磨耗に耐えられる樹脂等の部材で外部円周部がシリンダ内壁を上下に摺動可能に構成されている。

[0065] 第2螺旋ばねガイド29の下部には小径の円環部が下方に突設され、この小径の円環部の外周に第2螺旋ばね23の上端部が係合している。

[0066] これにより、図6A～図6Cに示すように、油圧緩衝器45が無負荷状態のときでも、第2螺旋ばね23の上端部は第2螺旋ばねガイド29に保持されるので前後左右にふらつくことなく常に安定している。

[0067] また、この実施例2の油圧緩衝器45においては、図2A～図5Cに示した第2圧縮側ポート32を削除している。代わって、実施例2では、図6A～図9Cに示すように、第1バルブ24の内底部に、第3バルブ51が設けられている。

[0068] 第3バルブ51は、漏斗状のサブバルブカップ52を有し、漏斗状の上部はベースボルト34の大径円筒部34aの下端部と小径円筒部34bとの段差部を取り囲み、漏斗状の下部は、第1バルブ24の底部を貫通してベースボルト34の小径円筒部34bの中央部まで下方に延びだしている。

[0069] これにより、第3バルブ51はベースバルブ27およびベースボルト34に挟まれ、ベースナット35を螺合することで固定される。第1バルブ24は、サブバルブカップ52の外径部に上下に摺動自由に、第1螺旋ばね28により上側に保持されている。

[0070] 第3バルブ51のサブバルブカップ52の漏斗状の上部には、ディスク型バルブ弁17よりもやや小径の小径ディスク型バルブ弁46が配置されている。小径ディスク型バルブ弁46には中央孔があり、この中央孔がベースボルト34の小径円筒部34bの外周面に嵌合している。

[0071] この小径ディスク型バルブ弁46は、中央孔周辺の上面を、一方ではサブバルブプレート53によって保持され、他方では第3圧縮ポート50の下部開口部に圧接させている。なお、上述以外の各部の構成と機能は、図2A～図5Cの場合と同一である。

[0072] 上記の構成において、シリンダ12の下方油室21bに多少の負荷が発生

すると、下方油室 2 1 b の圧力が上がり、図 6 C に破線矢印 f で示すように、シリンダ 1 2 の下方油室 2 1 b の油液が、第 1 圧縮側ポート 3 1 を介しディスク型バルブ弁 1 7 を下方に撓ませて流れ出し、リザーバ室 1 5 に連通し、減衰力が発生する。

[0073] ピストンロッド 1 1 がシリンダ 1 2 内に更に進出すると、図 7 A、図 7 B、及び図 7 C に示すように、ピストンバルブ 2 2 の下端部が第 2 螺旋ばねガイド 2 9 の中央孔に嵌入し、第 2 螺旋ばねガイド 2 9 を介して第 2 螺旋ばね 2 3 の上端部に係合する。

[0074] そして、ピストンロッド 1 1 は、第 2 螺旋ばねガイド 2 9 を介し、第 2 螺旋ばね 2 3 への押し下げを開始する。ピストンロッド 1 1 が、更に第 2 螺旋ばね 2 3 を押し下げると、第 2 螺旋ばね 2 3 に反発力が発生し、油圧緩衝器 4 5 に負荷が発生する。

[0075] また、上記の反発力は、第 1 バルブ 2 4 に対する下方への付勢力となり、第 1 螺旋ばね 2 8 の押し上げ付勢力に抗して第 1 バルブ 2 4 を下方に押し下げる。これにより、第 1 圧縮側ポート 3 1 が閉じられ、図 6 C に示した第 1 圧縮側ポート 3 1 の油液の流れが遮断される。

[0076] 下方油室 2 1 b からリザーバ室 1 5 への油液の流れが遮断され、下方油室 2 1 b とリザーバ室 1 5 間の差圧が上昇し、進入するピストンロッド 1 1 への抵抗が増し、油圧緩衝器 4 5 に明確な負荷が発生すると共に、その減衰力が大きくなる。

[0077] 一方、図 7 A、図 7 B、及び図 7 C に示すように、ピストンロッド 1 1 がシリンダ 1 2 内に進出して油圧緩衝器 4 5 が負荷状態になり、シリンダ 1 2 の内圧（下方油室 2 1 b の内圧）が上昇すると、下方油室 2 1 b に連通している第 1 バルブ 2 4 の内圧も上昇し、第 1 バルブ 2 4 内の油液が、第 3 圧縮ポート 5 0 を介し小径ディスク型バルブ弁 4 6 を下方に撓ませて流れ出す。

[0078] これにより、シリンダ 1 2 内の油液の図 7 C に破線矢印で示す第 1 の新たな流路 g が、第 1 バルブ 2 4、第 3 圧縮ポート 5 0、小径ディスク型バルブ弁 4 6、ベースボルト 3 4 の小径円筒部 3 4 b への連通孔、小径円筒部 3 4

bの筒内、及びボトムストッパ26がベースバルブ27との間に作る空間42との間に形成される。

[0079] この第1の新たに形成された流路gにより、シリンダ12からリザーバ室15への油液の流速が低下するほうへ調整され、下方油室21bとリザーバ室15間の差圧の上昇が抑えられ、ピストンロッド11への抵抗力が低下し油圧緩衝器45の減衰力が小さくなる。

[0080] ここで、図8A、図8B、及び図8Cに示すように、ピストンロッド11がシリンダ12内に更に進出して油圧緩衝器45が高負荷状態になり、シリンダ12の内圧（下方油室21bの内圧）が所定の圧力以上になった場合は、その圧力が第2バルブ33のバルブワッシャ37を第3螺旋ばね38の押し上げ付勢力に抗して押し下げる。

[0081] これにより、キャプワッシャ36の中央孔39の封鎖が開放され、シリンダ12内の油液の破線矢印で示す第2の新たな流路hが、キャプワッシャ36の中央孔39、バルブワッシャ37の側方孔41、ベースボルト34の大径円筒部34aを通り、小径円筒部34bで先に述べた第1の新たな流路gと合流するように形成される。

[0082] この場合も、この第2の新たに形成された流路hにより、第1の新たな流路gとあいまって、シリンダ12からリザーバ室15への油液の流速が低下するほうへ調整され、下方油室21bとリザーバ室15間の差圧の上昇を抑えることができる。また、これにより、内部部品の破損を回避することができる。

[0083] 破損の回避のみではなく、さらに、ベースボルト34の機構部で、孔の大小、螺旋ばねの反発力、大径・小径の内径等を設計変更して、流路を調整することにより、油圧緩衝器45に発生させる減衰力特性の自由度を増すことができる。

[0084] また、サブバルブカップおよびサブバルブプレートに挟まれる小径ディスク型バルブ弁を積層する枚数、厚み、外径などを変更することにより、容易に減衰特性を変更することが出来る。更に、第2螺旋ばねの自由長を変更す

ることで、第1圧縮ポートを閉じる位置、作動点を容易に変更することが出来る。

[0085] 図9A、図9B、及び図9Cに示すように、油圧緩衝器45への圧縮においてピストンロッド11が最大ストロークまでシリンダ12に進入すると、第1バルブ24は、第2螺旋ばね23による押圧が維持されて第1圧縮側ポート31が閉鎖されたままとなる。

[0086] シリンダ12（下方油室21b）とリザーバ室15が連通する油液の流路は、破線矢印で示す第1の新たな流路gのみによって維持されている。この最大ストローク時も、シリンダ12内の圧力が所定の圧力以上になっていない場合は、図7A～図7Cに示した「負荷開始状態」と変わるところはない。

[0087] 油圧緩衝器45に掛かる衝撃の強さ（ピストンロッド11のシリンダ12への進入速度）にもよるが、図6A～図6Cの無負荷状態から図9A～図9Cの最大ストロークに至るまでの間に、図8A～図8Cに示した高負荷状態が必ず介在すると限るものではない。

[0088] 高負荷状態を経ずに無負荷状態から最大ストロークに至ることもある。つまり減衰力が小さく感じられる場合である。なお、油圧緩衝器10が伸張する場合、油液はベースバルブ27のリターンポートhより1WAYディスク型バルブ弁17cを広げてピストンバルブ下室21bに移動する。

[0089] このように、実施例2の油圧緩衝器45によれば、圧縮時のピストンロッド11の任意の位置において、負荷に応じた適切な減衰力を得ることが出来る。また、シリンダ12内に3種類の螺旋ばね（23、28、38）を用いることにより、構造を簡単にし部品点数を少なくし、寸法の増大を抑えた位置及び速度依存型の油圧緩衝器を提供することが可能となる。

[実施例3]

[0090] 図10Aは実施例1及び2の構成を組み合わせた実施例3の油圧緩衝器60の断面図であり、図10Bは図10Aの破線aで四角く囲んで示す部分の拡大図、図10Cは図10Bの破線bで四角く囲んで示す部分の拡大図であ

る。

[0091] 実施例 3 は先述した実施例 1 の第 2 圧縮側ポート 3 2 および実施例 2 の第 3 バルブ 5 1 が構成されており、第 1 バルブ 2 4 が第 1 圧縮側ポートを閉鎖した際の作用は実施例 1 および実施例 2 を組み合わせたものとなる。

産業上の利用可能性

[0092] 本発明は、油圧緩衝器に利用することができる。

符号の説明

- [0093]
- 1 アッパーマウント
 - 2 アッパースプリングシート
 - 3 ピストンロッド
 - 4 油室
 - 4 a 上方油室
 - 4 b 下方油室
 - 5 シリンダ
 - 6 ピストンバルブ
 - 7 外筒
 - 8 バンプストッパ
 - 9 バンプストップラバー
 - 10 油圧緩衝器
 - 11 ピストンロッド
 - 12 シリンダ
 - 13 外筒
 - 14 車軸保持係合部
 - 15 リザーバ室
 - 16 バンプストッパ
 - 17 (17 a、17 b、17 c) ディスク型バルブ弁
 - 18 フランジ状封止部材
 - 19 円環状封止部材

- 2 1 (2 1 a、2 1 b) 油室
- 2 2 ピストンバルブ
- 2 3 第2螺旋ばね
- 2 4 第1バルブ
- 2 5 フランジ
- 2 6 ボトムストッパ
- 2 7 ベースバルブ
- 2 8 第1螺旋ばね
- 2 9 第2螺旋ばねガイド
- 3 1 第1圧縮側ポート
- 3 2 第2圧縮側ポート
- 3 3 第2バルブ
- 3 4 ベースボルト
 - 3 4 a 大径円筒部
 - 3 4 b 小径円筒部
- 3 5 ベースナット
- 3 6 キャプワッシャ
- 3 7 バルブワッシャ
- 3 8 第3螺旋ばね
- 3 9 中央孔
- 4 1 側方孔
- 4 2 空間
- 4 5 油圧緩衝器
- 4 6 小径ディスク型バルブ弁
- 5 0 第3圧縮ポート
- 5 1 第3バルブ
- 5 2 サブバルブカップ
- 5 3 サブバルブプレート

60 油圧緩衝器

請求の範囲

[請求項1]

シリンダと、
該シリンダ内を満たして封入され、該シリンダ内に油室を形成する油液と、
前記油室を進退するピストンロッドと、
該ピストンロッドの先端に固定され、前記油室を上部と下部の油室に区画しつつ、前記ピストンロッドの進退に伴われて前記シリンダの内周に摺接して進退するピストンバルブと、
前記シリンダの外周を覆う外筒と、
該外筒の内周面と前記シリンダの外周面との間隙から成り、油液とガスが封入されたりザーバ室と、
前記外筒の底部を外部から封止するボトムストップと、
該ボトムストップに保持され、前記下部の油室と前記リザーバ室とを連通させる第1圧縮側ポートと第2圧縮側ポートを有するベースバルブと、
該ベースバルブに第1螺旋ばねを介して保持される第1バルブと、
該第1バルブに保持され、該第1バルブと前記ピストンバルブとの間に介装され、前記ピストンバルブに押圧されると下方に反発力を発生させ、前記第1螺旋ばねの付勢力に抗して前記第1バルブを押し下げて前記第1圧縮側ポートを閉鎖させる第2螺旋ばねと、
前記第1バルブ及び前記ベースバルブの中央を貫通して配設され、外部からの負荷により前記シリンダの前記下部の油室の圧力が所定以上になると前記リザーバ室との間の前記油液の流量を調整する第2バルブと、
を備えることを特徴とする油圧緩衝器。

[請求項2]

シリンダと、
該シリンダ内を満たして封入され、該シリンダ内に油室を形成する油液と、

前記油室を進退するピストンロッドと、
該ピストンロッドの先端に固定され、前記油室を上部と下部の油室に区画しつつ、前記ピストンロッドの進退に伴われて前記シリンダの内周に摺接して進退するピストンバルブと、
前記シリンダの外周を覆う外筒と、
該外筒の内周面と前記シリンダの外周面との間隙から成り、油液とガスが封入されたりザーバ室と、
前記外筒の底部を外部から封止するボトムストッパと、
該ボトムストッパに保持され、前記下部の油室と前記リザーバ室とを連通させる第1圧縮側ポートを有するベースバルブと、
該ベースバルブに第1螺旋ばねを介して保持される第1バルブと、
該第1バルブに保持され、該第1バルブと前記ピストンバルブとの間に介装され、前記ピストンバルブに押圧されると下方に反発力を発生させ、前記第1螺旋ばねの付勢力に抗して前記第1バルブを押し下げて前記第1圧縮側ポートを閉鎖させる第2螺旋ばねと、
前記第1バルブ及び前記ベースバルブの中央を貫通して配設され、外部からの負荷により前記シリンダの前記下部の油室の圧力が所定以上になると前記リザーバ室との間の前記油液の流量を調整する第2バルブと、
前記第1バルブの底部に配設され、該第1バルブの前記第2バルブが貫通する被貫通孔と前記第2バルブの外周との間に挟持され、前記第2バルブによる前記油液の流量の調整に先立って、前記シリンダの前記下部の油室の所定の圧力に応じて前記リザーバ室との間の前記油液の流量を調整する第3バルブと、
を備えることを特徴とする油圧緩衝器。

[請求項3]

請求項2の構成に請求項1の第2圧縮側ポートを有するベースバルブを備えることを特徴とする油圧緩衝器。

補正された請求の範囲
[2014年10月24日(24.10.2014)国際事務局受理]

【請求項1】 シリンダと、

該シリンダ内を満たして封入され、該シリンダ内に油室を形成する油液と、

前記油室を進退するピストンロッドと、

該ピストンロッドの先端に固定され、前記油室を上部と下部の油室に区画しつつ、前記ピストンロッドの進退に伴われて前記シリンダの内周に摺接して進退するピストンバルブと、

前記シリンダの外周を覆う外筒と、

該外筒の内周面と前記シリンダの外周面との間隙から成り、油液とガスが封入されたりリザーバ室と、

前記外筒の底部を外部から封止するボトムストッパと、

該ボトムストッパに保持され、前記下部の油室と前記リザーバ室とを連通させる第1圧縮側ポートと第2圧縮側ポートを有するベースバルブと、

該ベースバルブに第1螺旋ばねを介して保持される第1バルブと、

該第1バルブに保持され、該第1バルブと前記ピストンバルブとの間に介装され、前記ピストンバルブに押圧されると下方に反発力を発生させ、前記第1螺旋ばねの付勢力に抗して前記第1バルブを押し下げて前記第1圧縮側ポートを閉鎖させる第2螺旋ばねと、

前記第1バルブ及び前記ベースバルブの中央を貫通して配設され、外部からの負荷により前記シリンダの前記下部の油室の圧力が所定以上になると前記リザーバ室との間の前記油液の流量を調整する第2バルブと、

を備えることを特徴とする油圧緩衝器。

【請求項2】 シリンダと、

該シリンダ内を満たして封入され、該シリンダ内に油室を形成する油液と、

前記油室を進退するピストンロッドと、

該ピストンロッドの先端に固定され、前記油室を上部と下部の油室に区画しつつ、前記ピストンロッドの進退に伴われて前記シリンダの内周に摺接して進退するピストンバルブと、

前記シリンダの外周を覆う外筒と、

該外筒の内周面と前記シリンダの外周面との間隙から成り、油液とガスが封入され

たりザーバ室と、

前記外筒の底部を外部から封止するボトムストッパと、

該ボトムストッパに保持され、前記下部の油室と前記リザーバ室とを連通させる第1圧縮側ポートを有するベースバルブと、

該ベースバルブに第1螺旋ばねを介して保持される第1バルブと、

該第1バルブに保持され、該第1バルブと前記ピストンバルブとの間に介装され、前記ピストンバルブに押圧されると下方に反発力を発生させ、前記第1螺旋ばねの付勢力に抗して前記第1バルブを押し下げて前記第1圧縮側ポートを閉鎖させる第2螺旋ばねと、

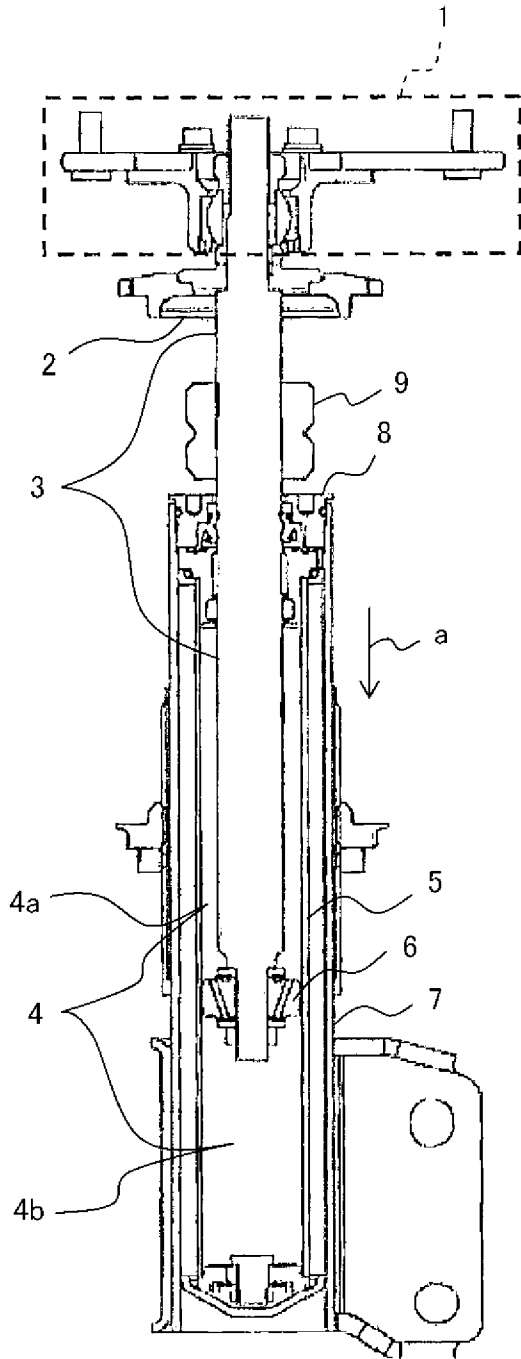
前記第1バルブ及び前記ベースバルブの中央を貫通して配設され、外部からの負荷により前記シリンダの前記下部の油室の圧力が所定以上になると前記リザーバ室との間の前記油液の流量を調整する第2バルブと、

前記第1バルブの底部に配設され、該第1バルブの前記第2バルブが貫通する被貫通孔と前記第2バルブの外周との間に挟持され、前記第2バルブによる前記油液の流量の調整に先立って、前記シリンダの前記下部の油室の所定の圧力に応じて前記リザーバ室との間の前記油液の流量を調整する第3バルブと、

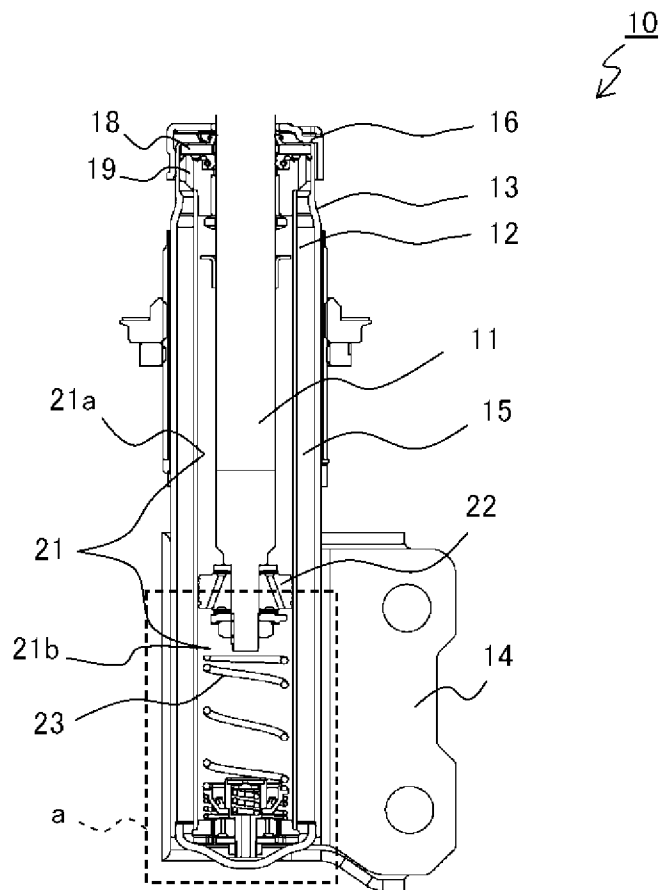
を備えることを特徴とする油圧緩衝器。

【請求項3】(補正後) 前記ベースバルブは、前記下部の油室と前記リザーバ室とを連通させる第2圧縮側ポートを有することを特徴とする、請求項2に記載の油圧緩衝器。

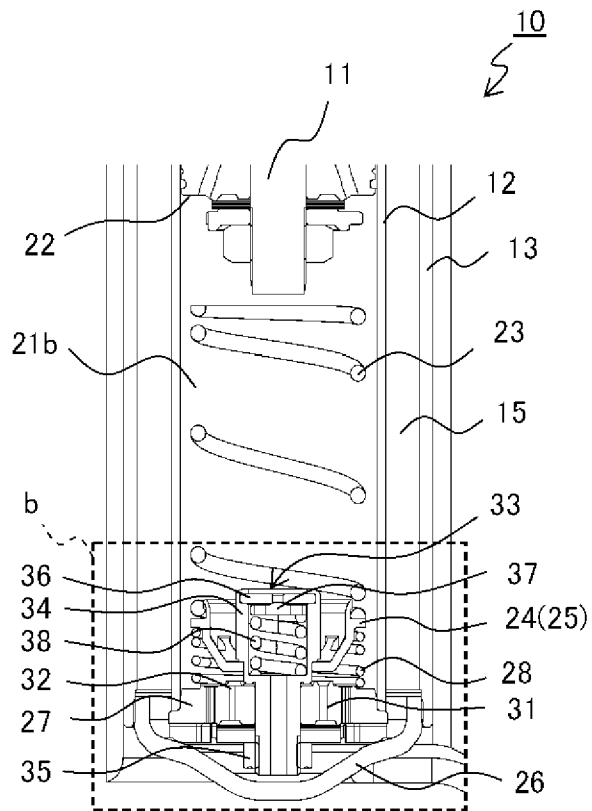
[図1]



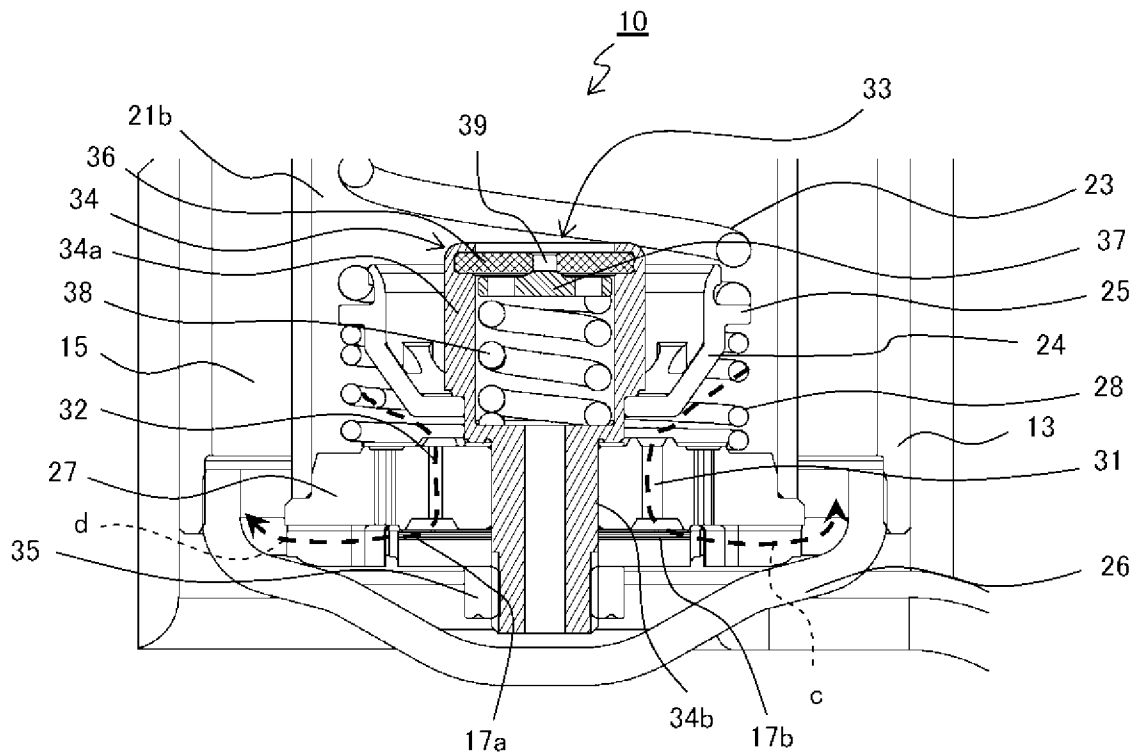
[図2A]



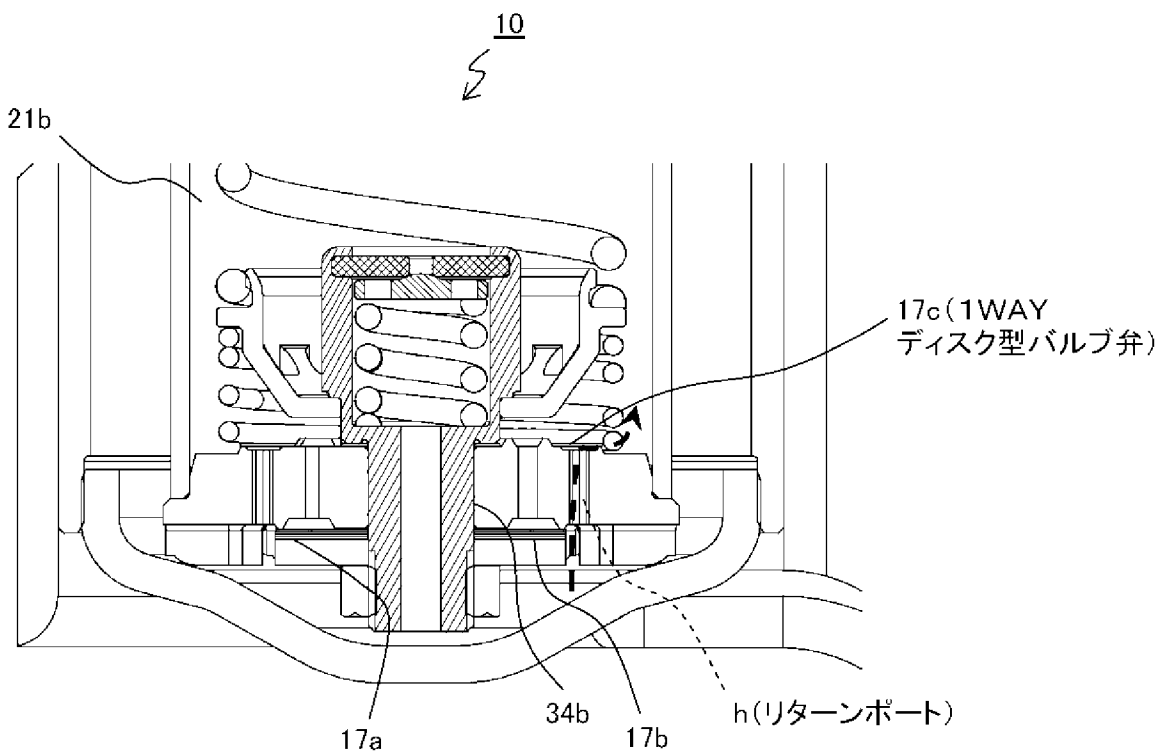
[図2B]



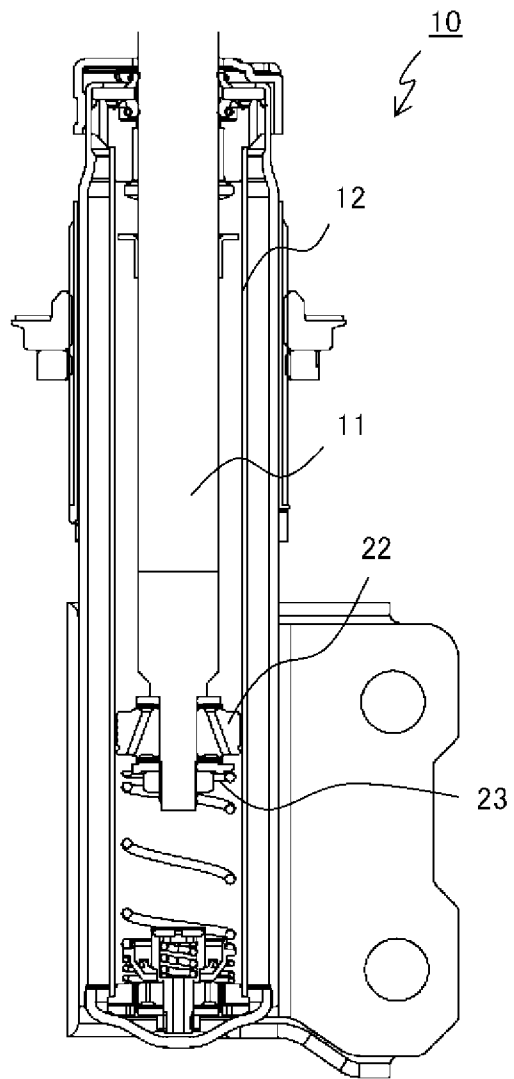
[図2C]



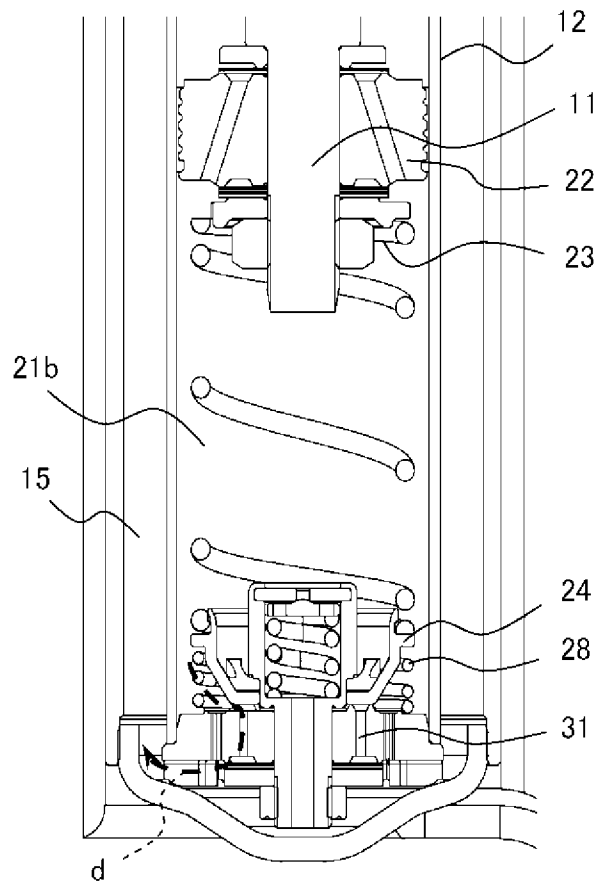
[図2D]



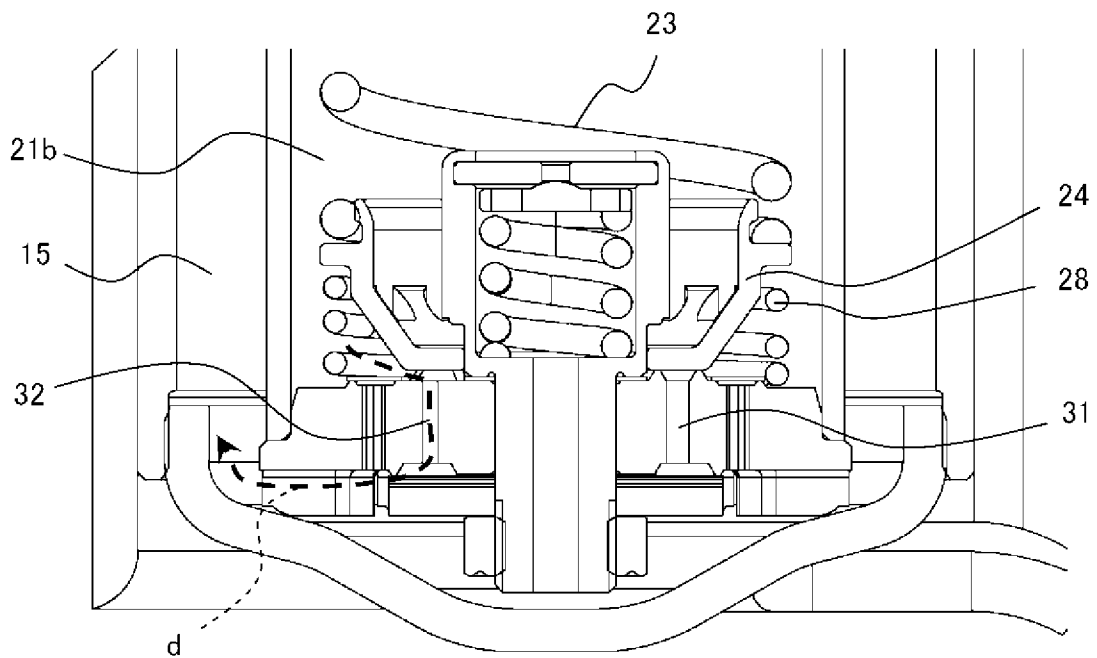
[図3A]



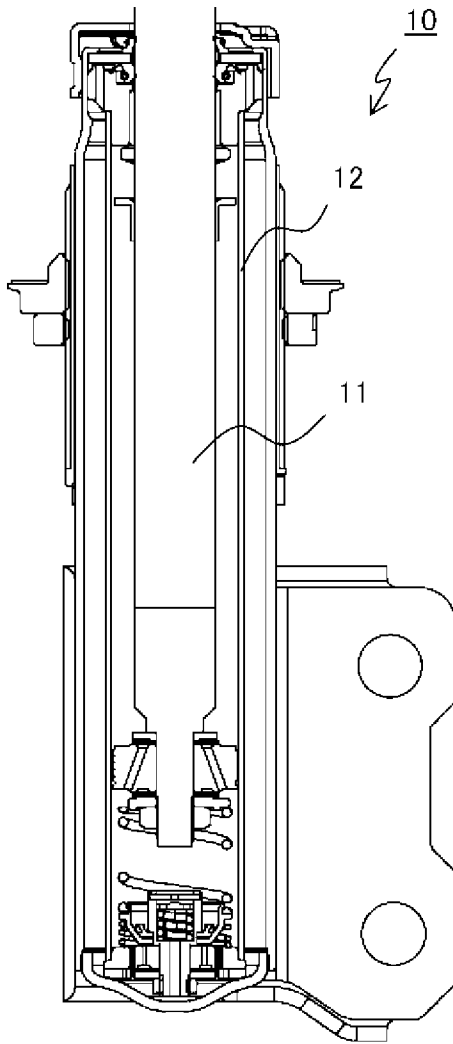
[図3B]



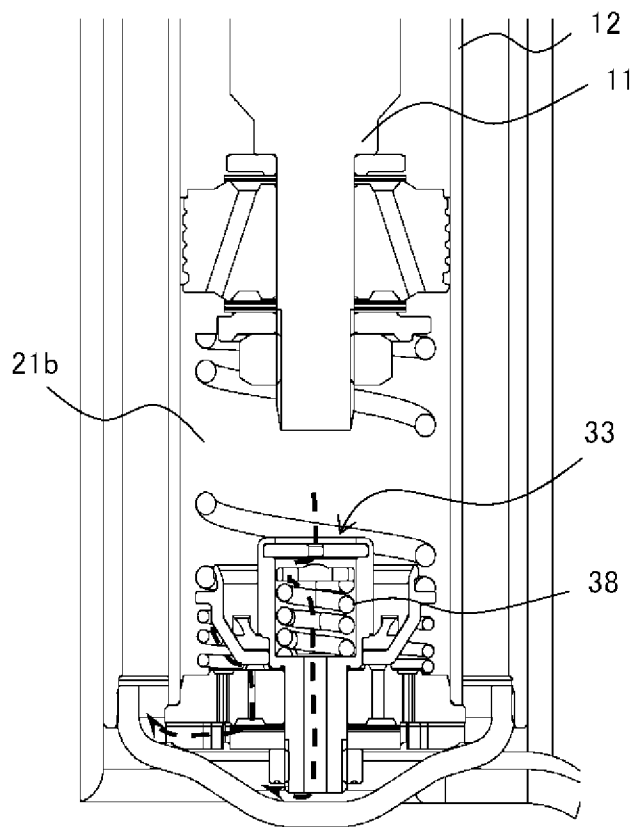
[図3C]



[図4A]



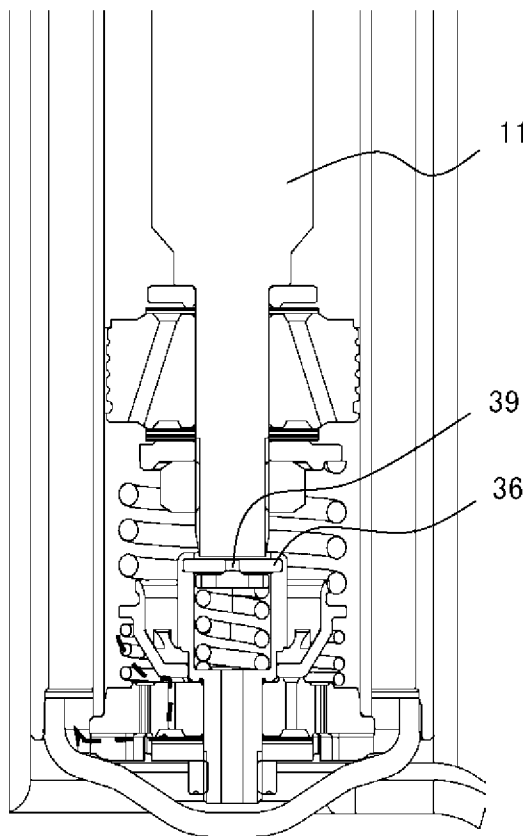
[図4B]



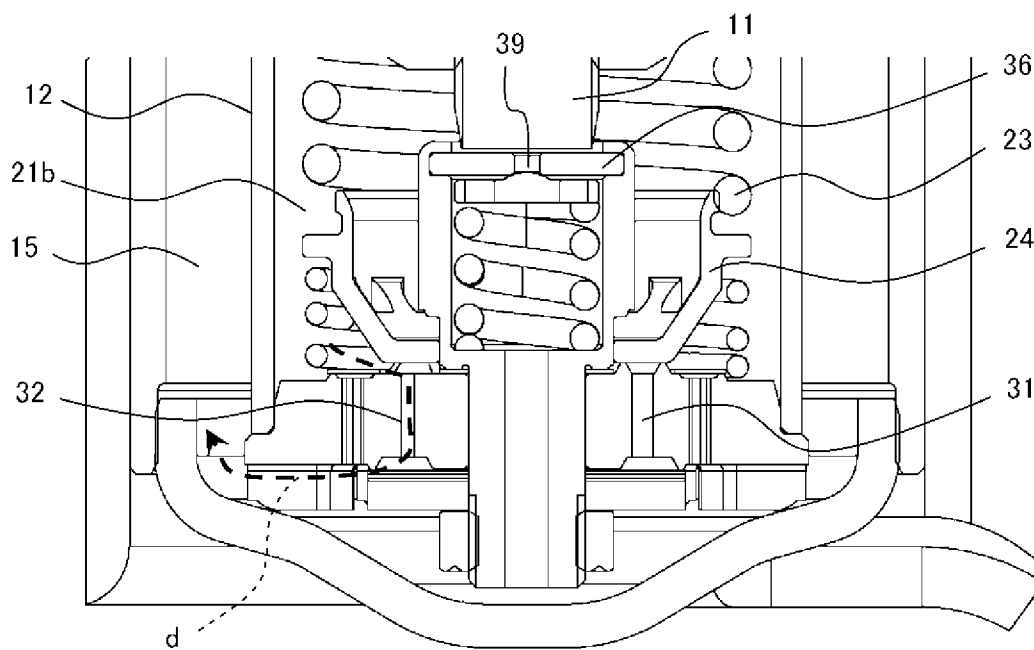
[図5A]



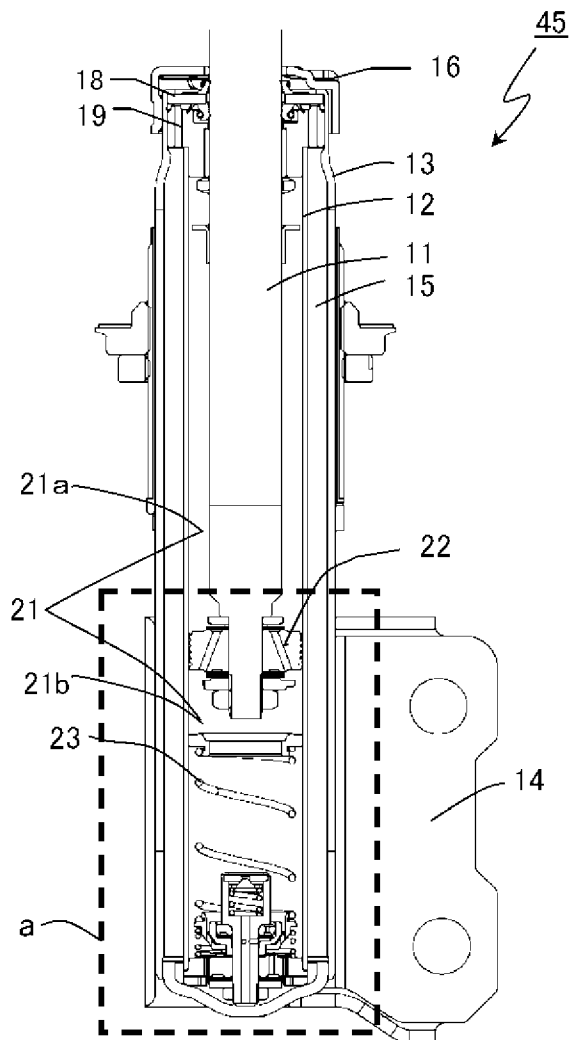
[図5B]



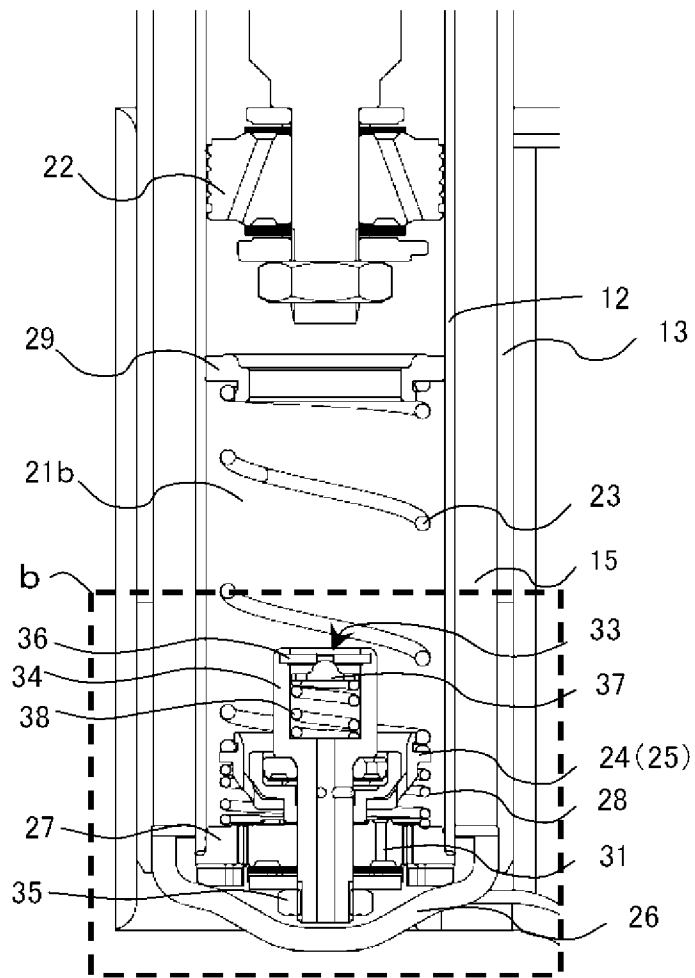
[図5C]



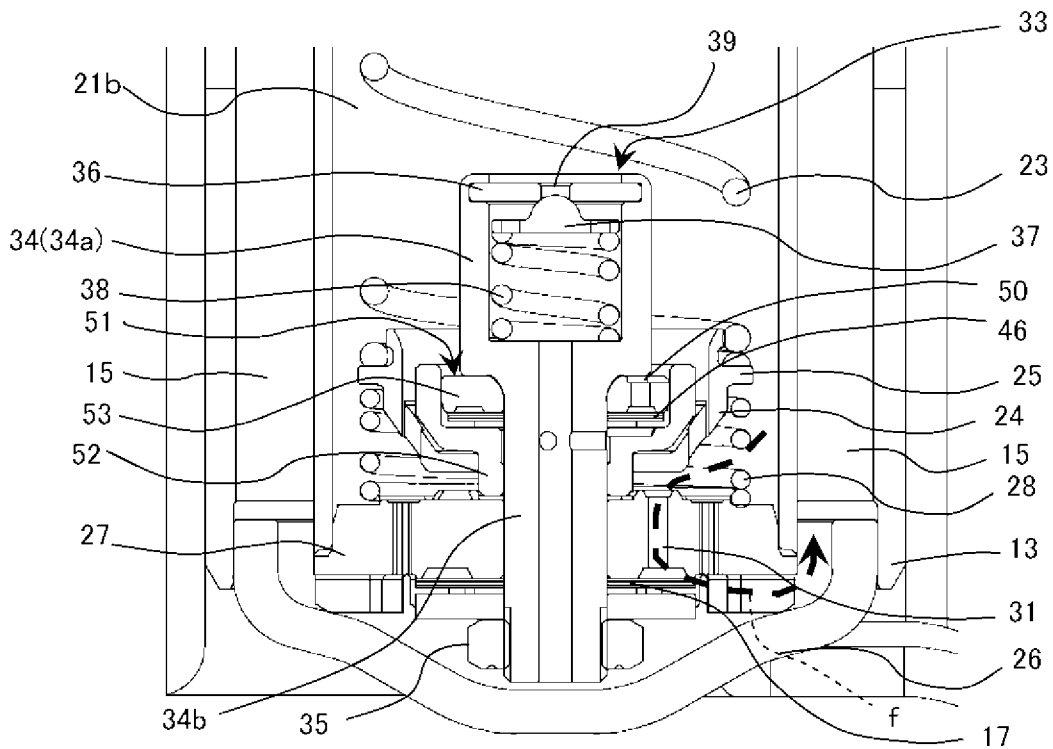
[図6A]



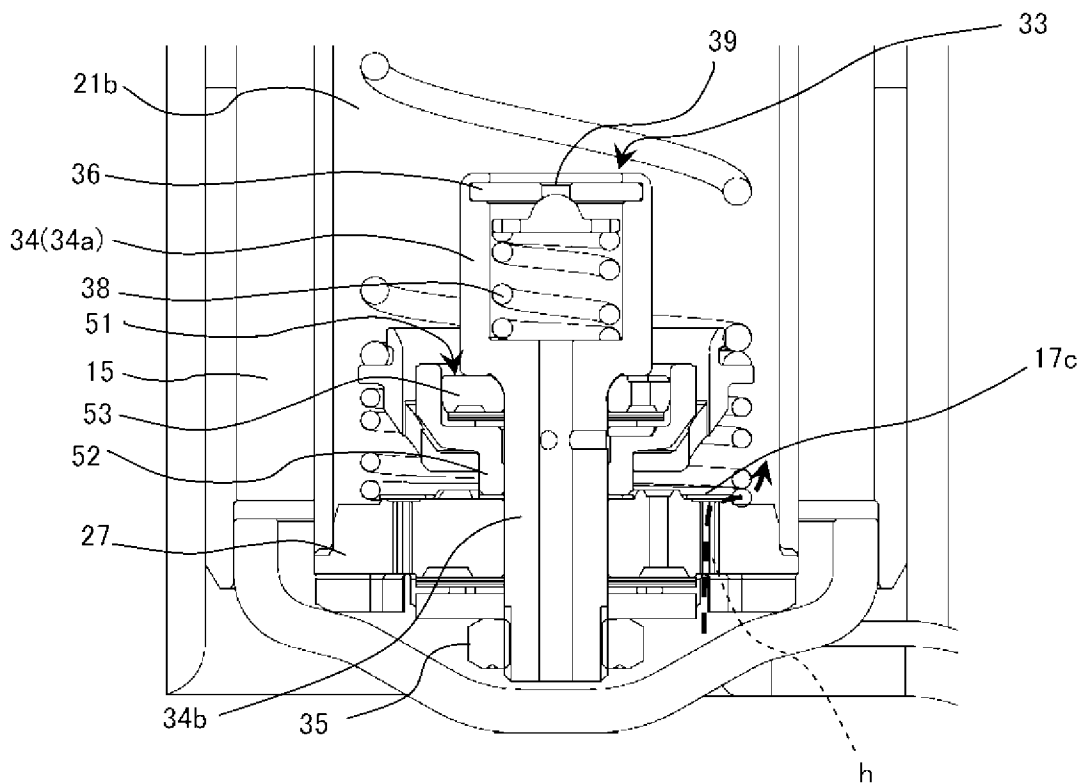
[図6B]



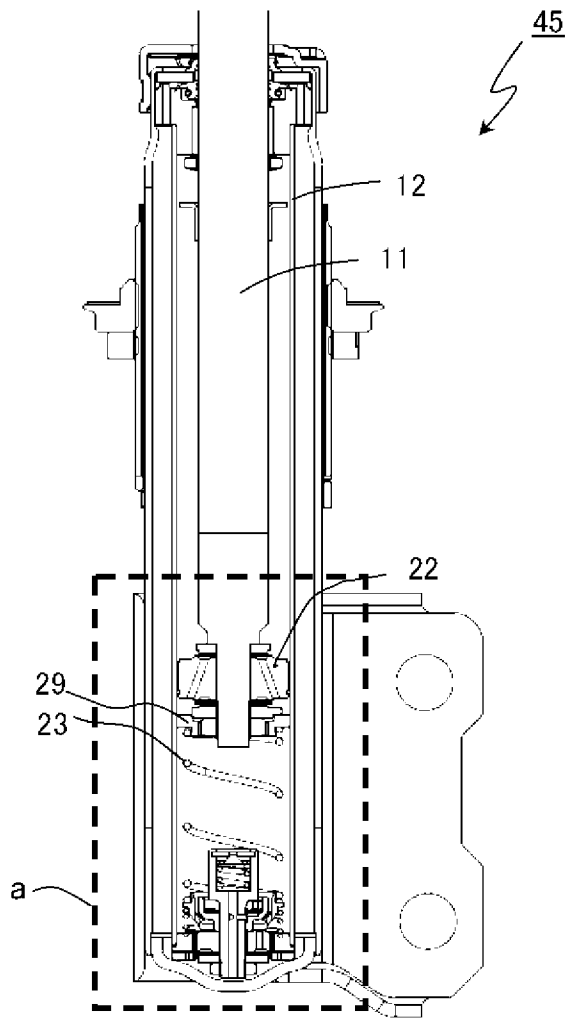
[図6C]



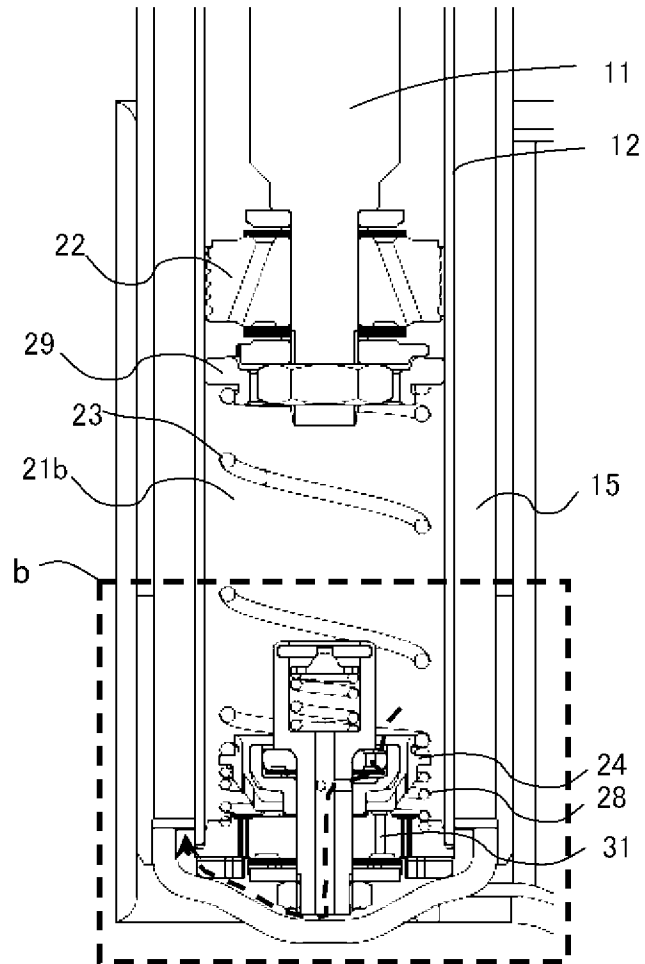
[図6D]



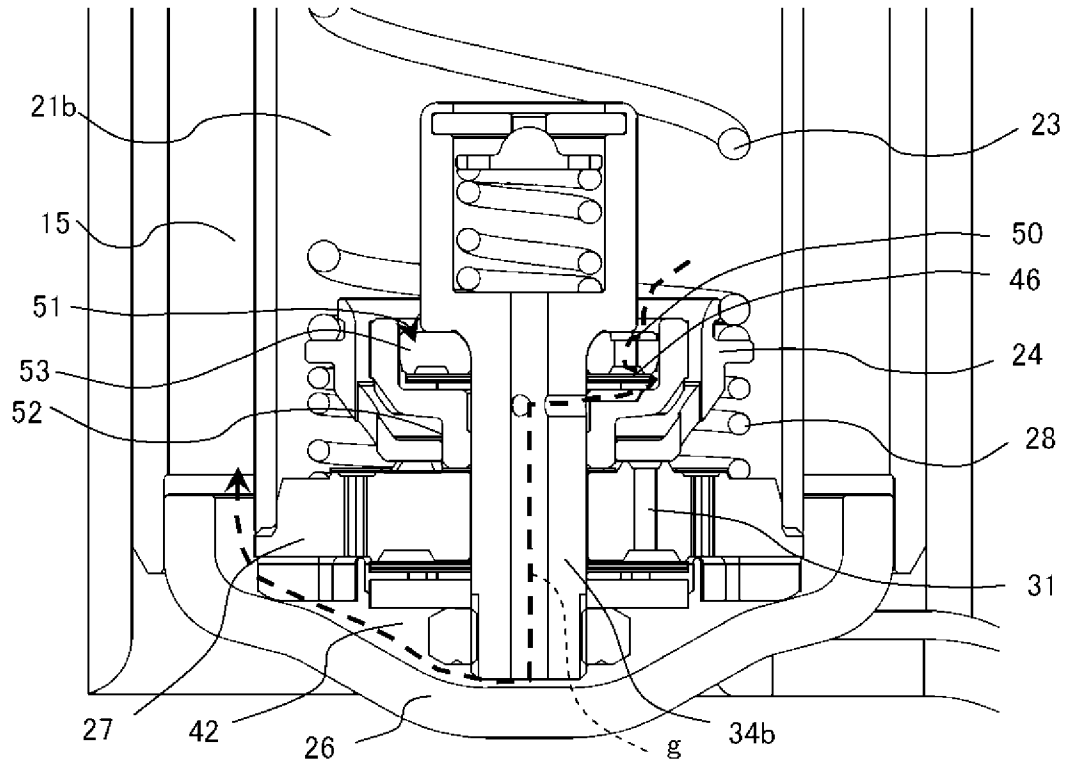
[図7A]



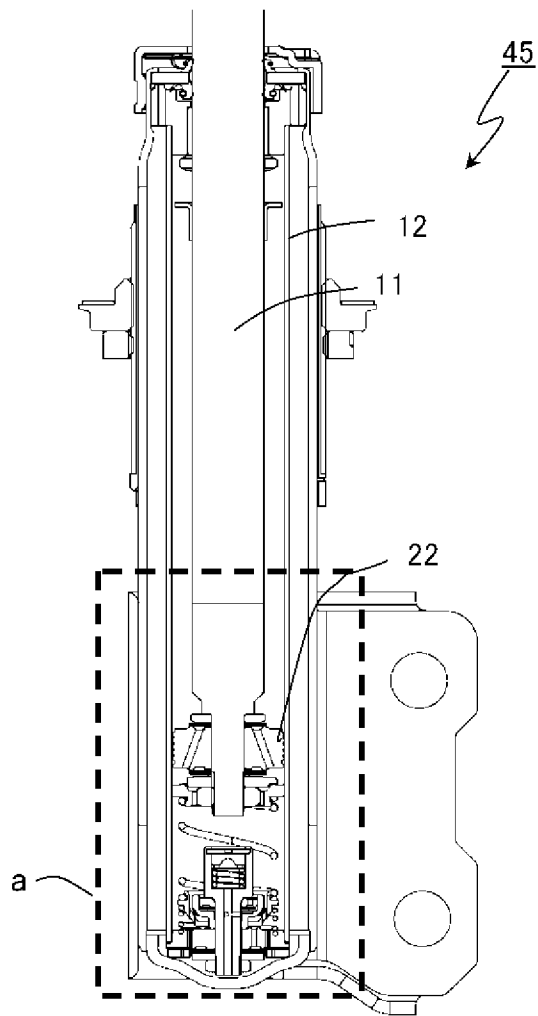
[図7B]



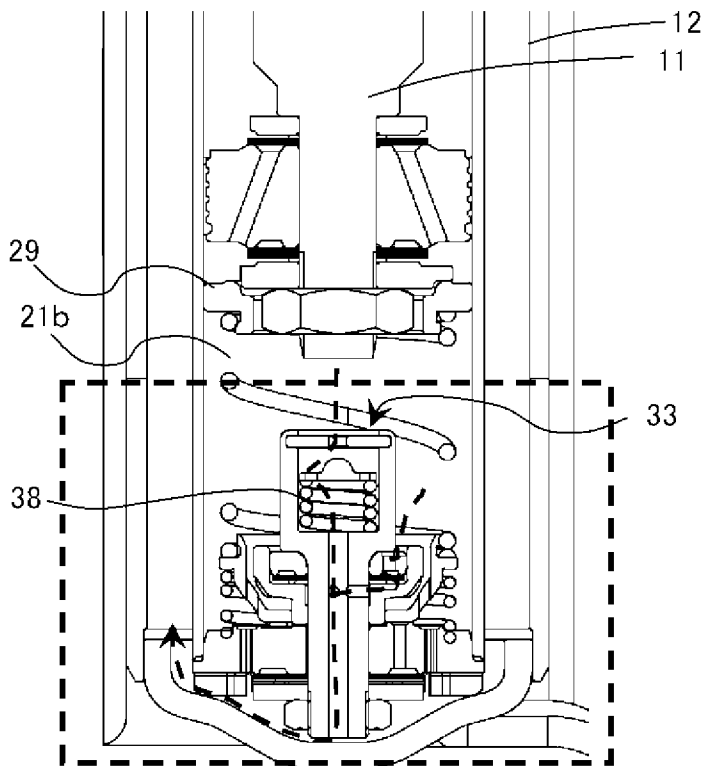
[図7C]



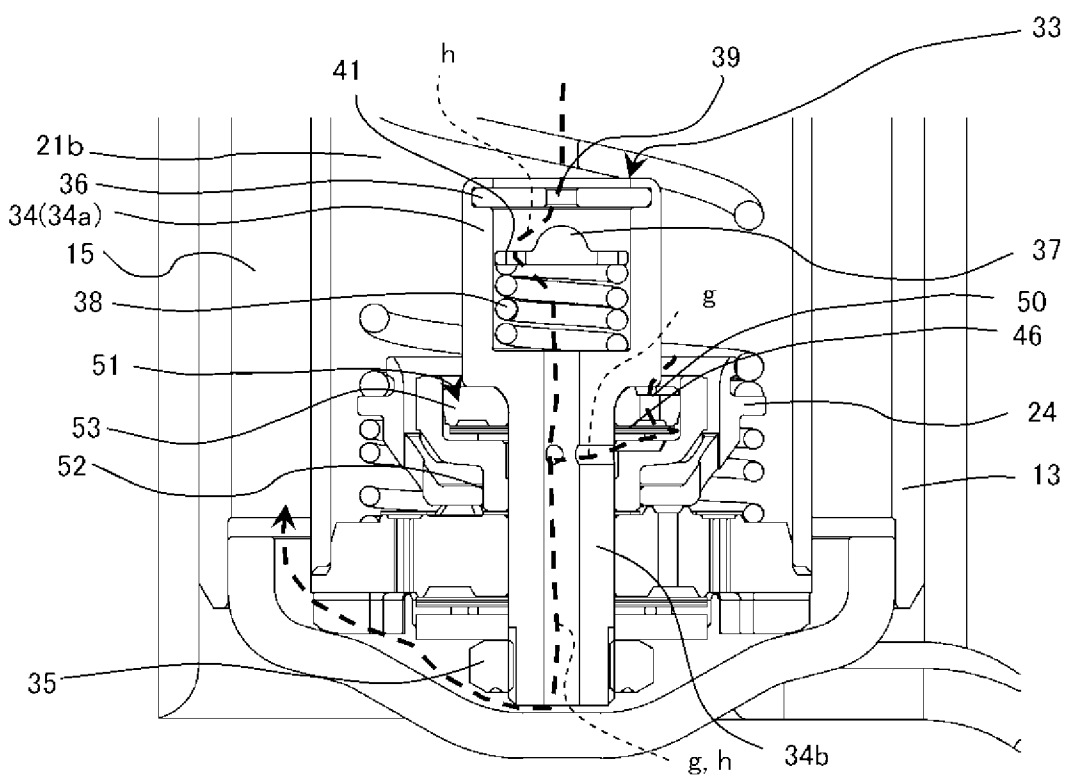
[図8A]



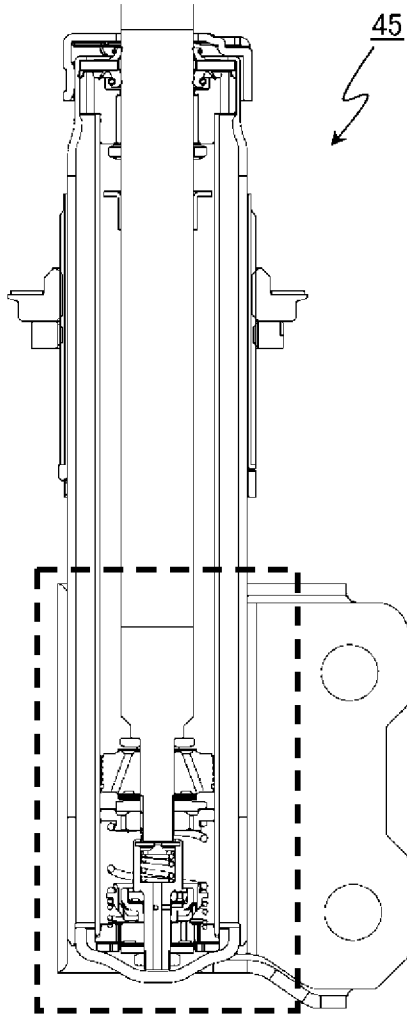
[図8B]



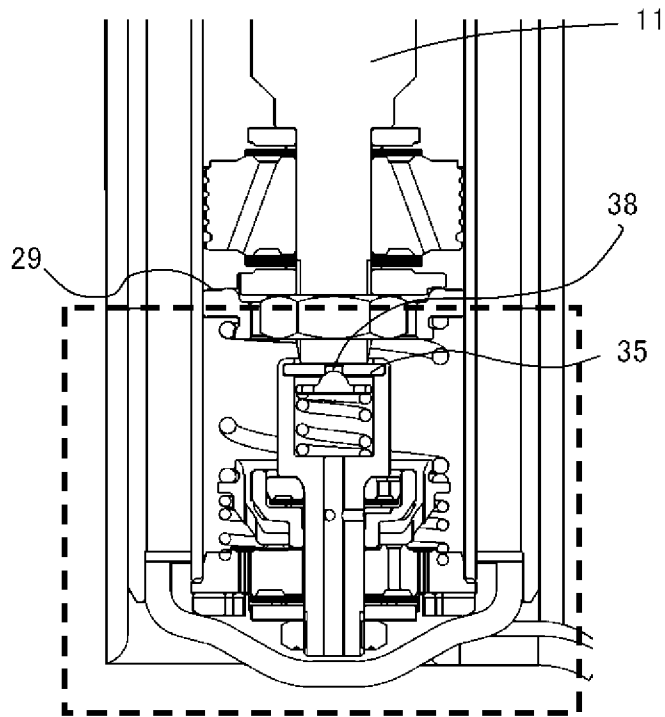
[図8C]



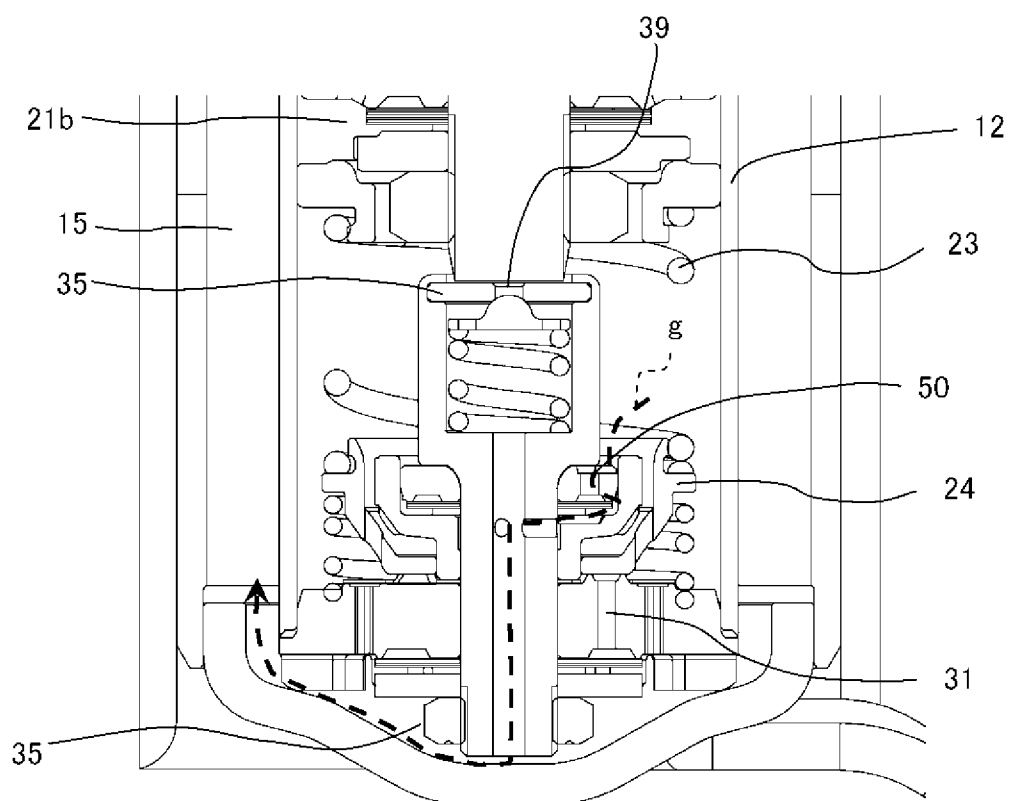
[図9A]



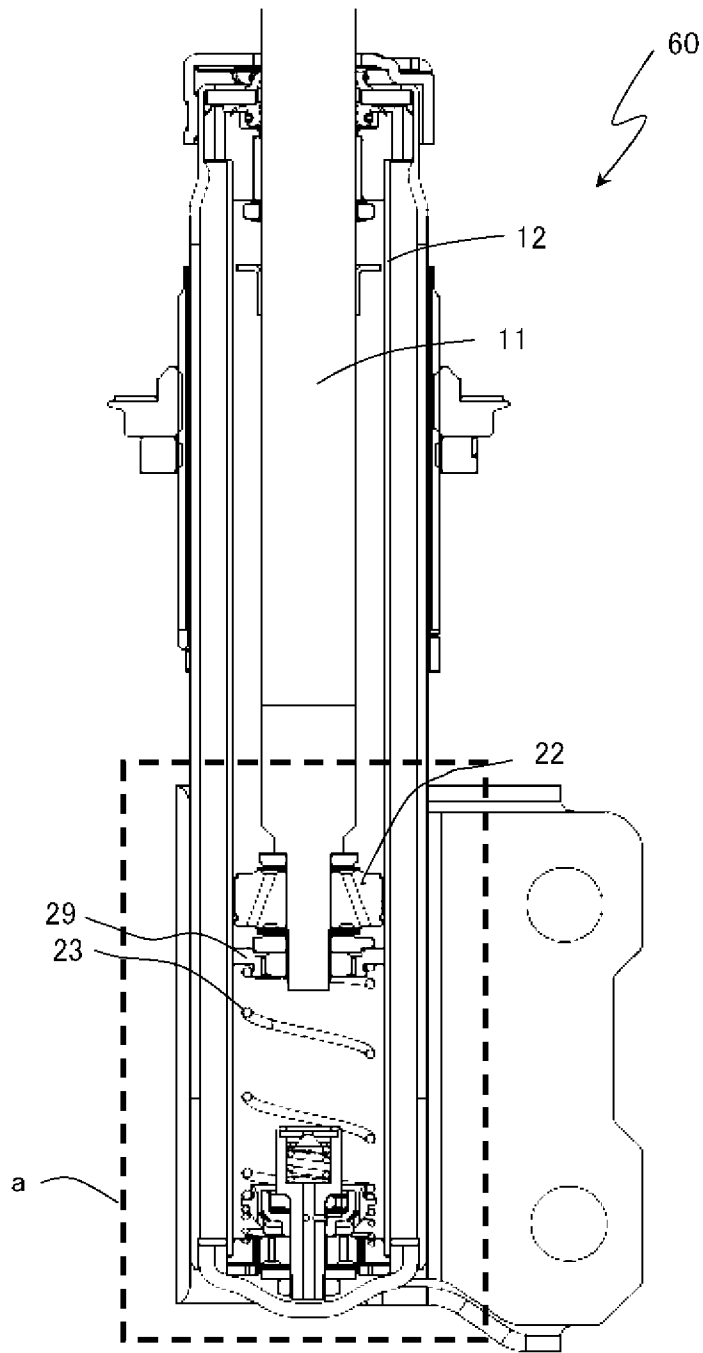
[図9B]



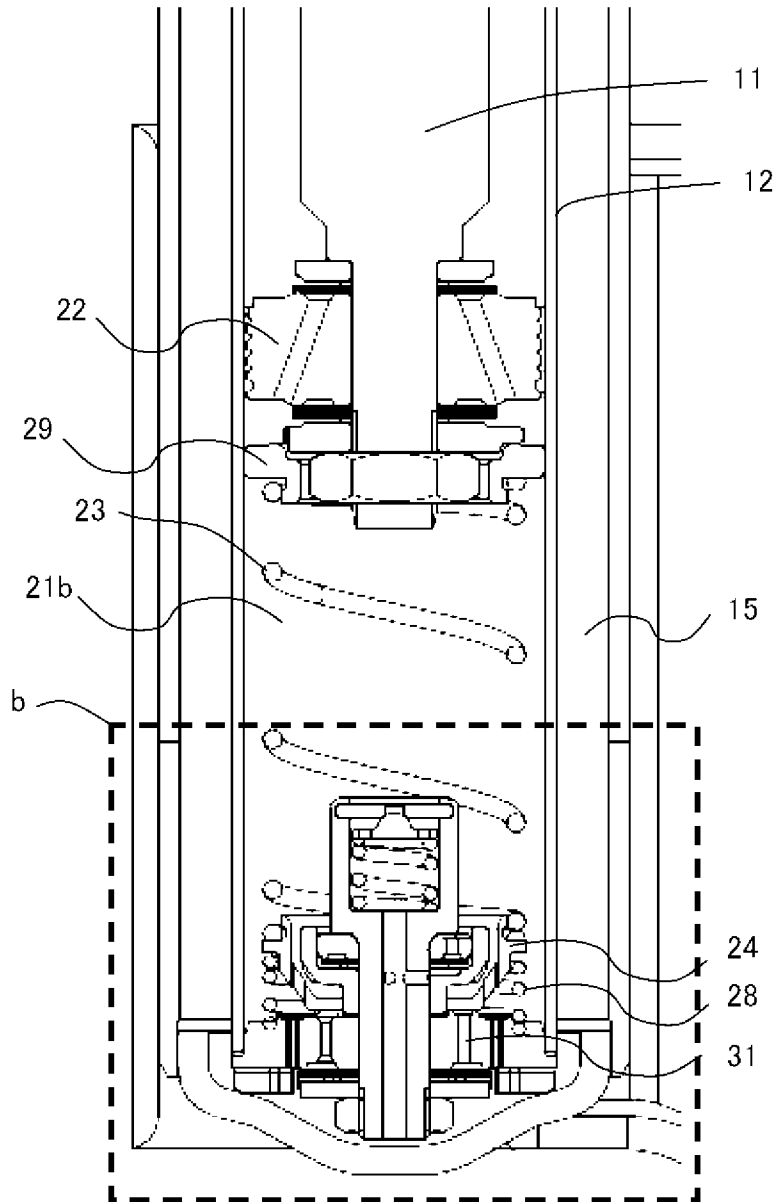
[図9C]



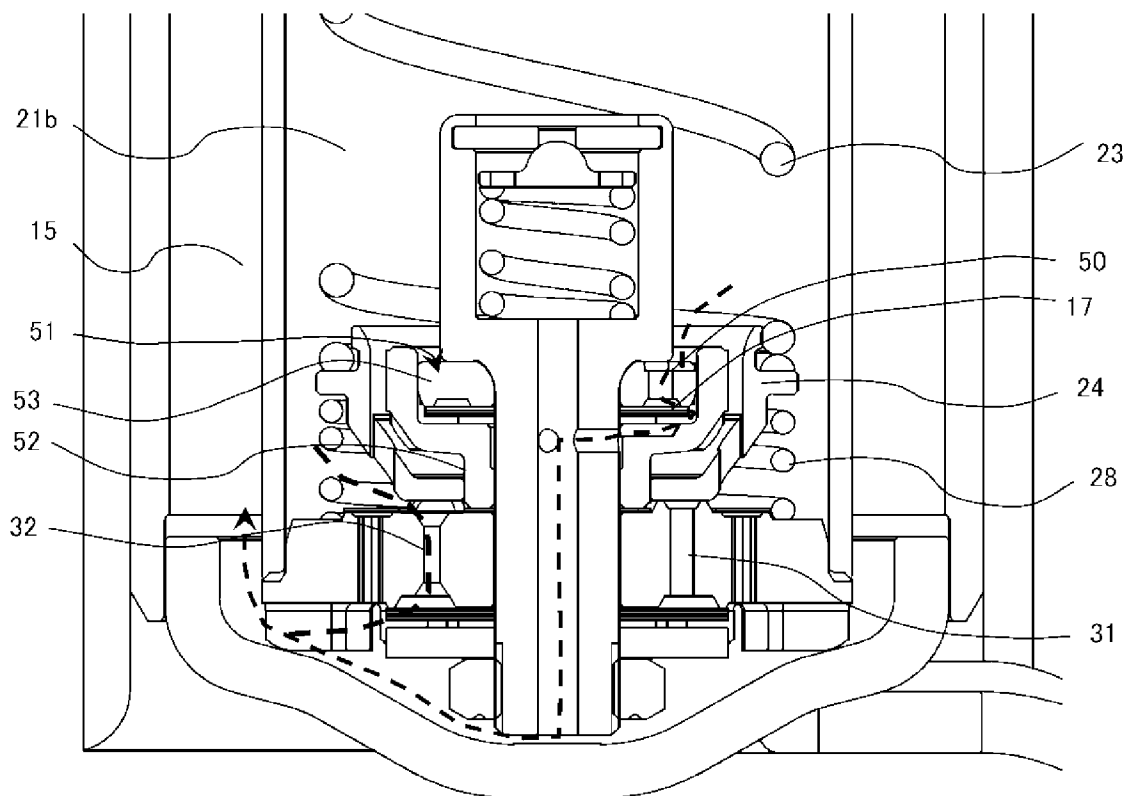
[図10A]



[図10B]



[図10C]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2014/072262

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16F9/48(2006.01)i, F16F9/58(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)
F16F9/48, F16F9/58

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2014
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2014	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2014

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.
A	US 2742112 A (Walter H. WESSEL), 17 April 1956 (17.04.1956), column 4, lines 1 to 25; all drawings (Family: none)	1-3
A	JP 2012-503751 A (Tenneco Automotive Operating Co., Inc.), 09 February 2012 (09.02.2012), paragraphs [0029] to [0031]; fig. 4 to 5 & US 2010/0078275 A1 & WO 2010/036508 A1 & CN 102165214 A	1-3
A	US 4768629 A (FICHTEL & SACHS AG), 06 September 1988 (06.09.1988), entire text; all drawings & GB 2180621 A & DE 3533387 A1 & FR 2591695 A1	1-3

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"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
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"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
"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)	"&" document member of the same patent family
"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	

Date of the actual completion of the international search 12 September, 2014 (12.09.14)	Date of mailing of the international search report 22 September, 2014 (22.09.14)
--------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------

Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office	Authorized officer
Facsimile No.	Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F16F9/48(2006.01)i, F16F9/58(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. F16F9/48, F16F9/58		
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 1971-2014年 日本国実用新案登録公報 1996-2014年 日本国登録実用新案公報 1994-2014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
A	US 2742112 A (Walter H. WESSEL) 1956.04.17, 第4欄第1-25行, 全図 (ファミリーなし)	1-3
A	JP 2012-503751 A (テネコ オートモティブ オペレーティング カンパニー インコーポレイテッド) 2012.02.09, 段落0029-0031, 図4-5 & US 2010/0078275 A1 & WO 2010/036508 A1 & CN 102165214 A	1-3
A	US 4768629 A (FICHTEL & SACHS AG) 1988.09.06, 全文, 全図 & GB 2180621 A & DE 3533387 A1 & FR 2591695 A1	1-3
<input type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> 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、一般的な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 12.09.2014	国際調査報告の発送日 22.09.2014	
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) 内田 博之 電話番号 03-3581-1101 内線 3367	3W 8917