

(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
2018年6月7日(07.06.2018)



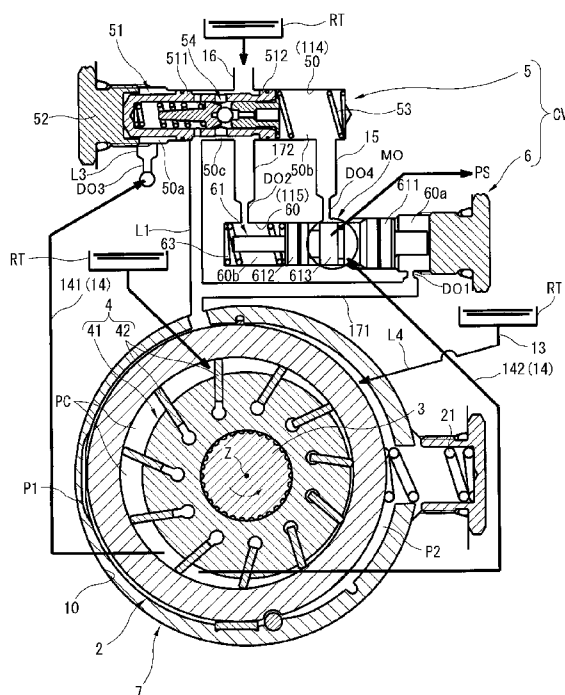
(10) 国際公開番号

WO 2018/100938 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 14/22 (2006.01) *F04C 2/344* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/038845
- (22) 国際出願日: 2017年10月27日(27.10.2017)
- (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 2016-232315 2016年11月30日(30.11.2016) 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2520番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 宮澤 茂行(MIYAZAWA, Shigeyuki); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 小林 博通, 外(KOBAYASHI, Hiromichi et al.); 〒1040044 東京都中央区明石町1番29号 掖済会ビル S H I G A 内外国特許事務所内 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, JP, KE, KG, KH,

(54) Title: VARIABLE DISPLACEMENT PUMP

(54) 発明の名称: 可変容量形ポンプ



(57) **Abstract:** The variable displacement pump pertaining to the present invention is notably configured such that the opening area of a variable metering orifice (MO) is variably controlled by means of a second control valve (6) which is a spool valve having a second spool valve body (61). When this kind of second control valve (6) is used, a larger amount of movement (stroke amount) of the second spool valve body (61) can be ensured. Consequently, the opening area of the variable metering orifice (MO) can be controlled without being restricted by a range of variation in the proper discharge



KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, 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)）

amount based on an amount of movement of a cam ring (2), thereby achieving sufficient energy conservation of the pump.

(57) 要約：本発明に係る可変容量形ポンプは、とりわけ、第2スプール弁体（61）を有するスプール弁としての第2制御弁（6）によって、可変メータリングオリフィス（MO）の開口面積を可変制御するように構成されている。このような第2制御弁（6）によれば、第2スプール弁体（61）の移動量（ストローク量）をより大きく確保することが可能となる。これにより、カムリング（2）の移動量に基づく固有吐出量の変化幅の制約を受けずに可変メータリングオリフィス（MO）の開口面積を制御でき、ポンプの十分な省エネ化を図ることができる。

明 細 書

発明の名称：可変容量形ポンプ

技術分野

[0001] 本発明は、可変容量形ポンプに関する。

背景技術

[0002] 従来の可変容量形ポンプとしては、例えば以下の特許文献１に記載されたものが知られている。

[0003] すなわち、この可変容量形ポンプでは、吐出通路の途中に可変メータリングオリフィスが設けられていて、カムリングの移動量に応じて可変メータリングオリフィスの開口面積を変更可能としている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献１：特開２０００－１３６７８１号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] しかしながら、前記従来の可変容量形ポンプのように、カムリングの移動量に応じて可変メータリングオリフィスの開口面積を変化させる構成では、カムリングの移動量が微小であるため、開口面積の変化幅を大きく確保することができない。その結果、十分な省エネ化が図れない問題があった。

[0006] 本発明は、前記従来の可変容量形ポンプの技術的課題に鑑みて案出されたものであり、十分な省エネ化に寄与し得る可変容量形ポンプを提供することを目的としている。

課題を解決するための手段

[0007] 本発明は、とりわけ、可変メータリングオリフィスの上流側と圧力と下流側の圧力に基づき制御され第１流体圧室に導入される圧力を制御する第１制御弁と、可変メータリングオリフィスの開口面積を可変制御する第２制御弁を有し、第２制御弁は、第２流体圧室又は吸入通路の圧力と、第１流体圧室

の圧力とに基づき制御される弁体を有する。

発明の効果

[0008] 本発明によれば、ポンプの十分な省エネ化に寄与することができる。

図面の簡単な説明

[0009] [図1]本発明の第1実施形態に係る可変容量形ポンプの構成を示す概念図である。

[図2]図1に示す可変容量形ポンプの縦断面図である。

[図3]図2のA－A線断面図である。

[図4]図2のB－B線断面図である。

[図5]図4のC－C線断面図である。

[図6] (a)は図5のD－D線断面図、(b)は同図(a)のE－E線断面図である。

[図7]図1に示す第1制御弁及び第2制御弁の拡大図であり、(a)はエンジン回転数が低い状態、(b)はエンジン回転数が高い状態を表した図である。

[図8]本発明の第1実施形態の変形例を示す図4相当図である。

[図9]図8に示すダンパーバルブの拡大図である。

[図10]本発明の第2実施形態に係る可変容量形ポンプの構成を示す概念図である。

発明を実施するための形態

[0010] 以下、本発明に係る可変容量形ポンプの実施形態を図面に基づいて詳述する。なお、以下に示す実施形態では、当該可変容量形ポンプを、従来と同様、自動車のパワーステアリング装置の液圧源に適用したものを示している。また、以下の説明では、駆動軸3の回転軸線Zに平行な方向を「軸方向」、駆動軸3の回転軸線Zに直交する方向を「径方向」、駆動軸3の回転軸線Z周りの方向を「周方向」と呼称する。

[0011] [第1実施形態]

(可変容量形ポンプの構成)

図 1 は、本発明の第 1 実施形態に係る可変容量形ポンプの構成を表した概念図を示している。

[0012] 図 1 に示すように、本実施形態に係る可変容量形ポンプは、後述するポンプ要素収容部 10 に偏心移動可能に收容されたカムリング 2 と、カムリング 2 の内周側に駆動軸 3 を介して回転可能に設けられたポンプ要素 4 と、ポンプ要素 4 の回転駆動に伴う作動液の吐出量制御に供する制御手段 CV と、を有する。

[0013] カムリング 2 は、後述するポンプ要素収容部 10 の内周面に嵌合固定されたほぼ環状のアダプタリング 7 の内周側に、駆動軸 3 の回転軸線 Z に対し図 1 中の左右方向へと偏心移動可能に收容される。

[0014] また、アダプタリング 7 の内周側にカムリング 2 が收容配置されることで、アダプタリング 7 とカムリング 2 との間が、カムリング 2 の揺動制御に供する第 1 流体圧室 P1 と第 2 流体圧室 P2 とに仕切られる。そして、第 2 流体圧室 P2 内には、カムリング 2 を第 1 流体圧室 P1 側へ付勢する、付勢部材であるコイルばね 21 が設けられている。すなわち、このコイルばね 21 の付勢力により、カムリング 2 が、回転軸線 Z に対する偏心量（以下、単に「偏心量」と略称する。）が最大となる方向へ常時付勢されている。

[0015] ポンプ要素 4 は、カムリング 2 の内周側に回転自在に收容され、駆動軸 3 により回転駆動されるほぼ円盤状のロータ 41 と、ロータ 41 の外周側に径方向外側へとそれぞれ出没自在に收容されたほぼ矩形板状の複数のベーン 42 と、によって構成される。そして、ロータ 41 の回転に伴って前記各ベーン 42 がロータ 41 の外周側へ飛び出してカムリング 2 の内周面に摺接することにより、カムリング 2 とロータ 41 との間に、隣り合う 1 対のベーン 42, 42 により仕切られる複数のポンプ室 PC が形成される。

[0016] 具体的には、ロータ 41 の回転に伴ってポンプ室 PC の容積が拡大する領域（以下、「吸入領域」と呼称する。）では、リザーバタンク RT 内に貯留された作動液が、吸入通路 13 を介して吸入される。他方、ポンプ室 PC の容積が縮小する領域（以下、「吐出領域」と呼称する。）では、ポンプ室 P

Cの容積の縮小により圧縮された作動液が、吐出通路14（後述する第2吐出通路142）を介して外部（パワーステアリング装置PS）へと吐出される。

[0017] そして、カムリング2が図1中の左右方向へ揺動することで、ロータ41の回転に伴うポンプ室PCの容積変化率が増減し、これによって、ポンプ要素4の1回転あたりの吐出量（固有吐出量）が変化する。すなわち、カムリング2が図1中の左方向（以下、「偏心方向」と呼称する。）へと移動してカムリング2の偏心量が大きくなることで、固有吐出量が増大する。一方、カムリング2が図1中の右方向（以下、「同心方向」と呼称する。）へと移動してカムリング2の偏心量が小さくなることで、固有吐出量が減少する。

[0018] 制御手段CVは、吐出通路14（後述する第2吐出通路142）に設けられた可変メータリングオリフィスMOの上流側の圧力と下流側の圧力に基づき制御される第1制御弁5と、可変メータリングオリフィスMOの開口面積を可変制御する第2制御弁6と、を有する。

[0019] 第1制御弁5は、ポンプハウジング1内に一定径状に形成された第1バルブ収容室50に、2つのランド部（第1ランド部511、第2ランド部512）を有する弁体である第1スプール弁体51が、第1スプール弁体51の中心軸線X方向に摺動可能に収容されることにより構成される。第1バルブ収容室50は、ポンプボディ11に対し一側方から形成された第1スプール弁収容孔114の開口端が封止部材52で封止されることによって形成される。そして、第1バルブ収容室50は、第1スプール弁体51によって内部が、第1ランド部511よりも図1中の左側の高圧室50aと、第2ランド部512よりも図1中の右側の中圧室50bと、第1ランド部511と第2ランド部512との間の低圧室50cと、に仕切られている。

[0020] 高圧室50aには、第1吐出ポートE1の下流側にて二股状に分岐形成された吐出通路14の一方である第1吐出通路141を介して、可変メータリングオリフィスMOの上流側の圧力が導入される。他方、中圧室50bには、第1スプール弁体51を高圧室50a側へと付勢する金属製の第1コイル

スプリング53が收容配置されると共に、分岐係形成された吐出通路14の他方である第2吐出通路142から前記分岐形成された吐出圧導入路15を介して、可変メータリングオリフィスMOの下流側の圧力が導入される。そして、この高圧室50aと中圧室50bの圧力差が所定以上になると、第1スプール弁体51が第1コイルスプリング53の付勢力に抗して図1中の右側へ移動する。また、低圧室50cには、吸入通路13に連通する低圧通路16を介して、リザーバタンクRT内の圧力が導入される。

[0021] ここで、高圧室50aと低圧室50cは、それぞれ第1連通路L1を介して第1流体圧室P1と連通可能に構成されていて、この連通状態が第1スプール弁体51の第1ランド部511によって切り換え可能に構成されている。すなわち、第1スプール弁体51が図1中の左側に位置する状態では、第1連通路L1を介して低圧室50cと第1流体圧室P1とが連通して、第1流体圧室P1には、リザーバタンクRT内の圧力が導入される。他方、第1スプール弁体51が図1中の右側に位置する状態では、第1連通路L1を介して高圧室50aと第1流体圧室P1とが連通し、第1流体圧室P1には、可変メータリングオリフィスMOの上流側の圧力が導入される。

[0022] また、第1スプール弁体51の内部には、中圧室50bを低圧通路16に開放して中圧室50b内の圧力を逃がすリリーフバルブ54が設けられている。このリリーフバルブ54は、いわゆる逆止弁であって、中圧室50b内の圧力が所定以上となったとき、すなわち負荷側であるパワーステアリング装置PS側の圧力が所定以上となったときに開弁して、中圧室50b内の圧力を、低圧通路16を介して吸入通路13へと還流する（図2参照）。

[0023] 第2制御弁6は、ポンプハウジング1内に段差径状に形成された第2バルブ收容室60に、3つのランド部（第1ランド部611、第2ランド部612、第3ランド部613）を有する弁体である第2スプール弁体61が、第2スプール弁体61の中心軸線Y方向に摺動可能に收容されることにより構成される。第2バルブ收容室60は、ポンプボディ11に対し他側方から形成された第2スプール弁收容孔115の開口端が封止部材62で封止される

ことによって形成される。そして、第1バルブ収容室50は、第2スプール弁体61によって内部が、第1ランド部611よりも図1中の右側の第1圧力室60aと、第2ランド部612よりも図1中の左側の第2圧力室60bと、に仕切られている。

[0024] 第1圧力室60aには、第1連通路L1から分岐形成された第1圧力導入路171を介して第1流体圧室P1内の圧力が導入される。他方、第2圧力室60bには、低圧通路16から分岐形成された第2圧力導入路172を介して吸入通路13内の圧力が導入される。また、この際、第1圧力導入路171及び第2圧力導入路172には、絞り部である第1ダンパーオリフィスD01及び第2ダンパーオリフィスD02が設けられている。

[0025] 図2は、駆動軸3の回転軸線Zに沿って切断した本実施形態に係る可変容量形ポンプの縦断面図を示している。

[0026] 図2に示すように、ポンプハウジング1は、金属材料、例えばアルミニウム合金材料からなるほぼ円筒状を呈し、内部にポンプ要素収容部10を有する。より具体的には、ポンプハウジング1は、ほぼ有底円筒状に形成され内周側にポンプ要素収容部10が形成された第1ハウジングであるポンプボディ11と、ポンプボディ11の開口部を閉塞する第2ハウジングであるポンプカバー12と、で構成される。そして、ポンプボディ11とポンプカバー12とは、複数のボルトBTにより締結されている。

[0027] ポンプボディ11は、ほぼ筒状に形成された筒状部111と、筒状部111の軸方向一端側（図2中の左側）を閉塞する底部としての端壁部112と、を有し、筒状部111と端壁部112によりポンプ要素収容部10が形成されている。そして、ポンプ要素収容部10の内周面にアダプタリング7が嵌合固定され、アダプタリング7の内周側にカムリング2が収容され、カムリング2の内周側にポンプ要素4が収容される。

[0028] また、ポンプ要素収容部10内には、アダプタリング7の軸方向両側に1対のプレート部材である第1プレート部材81及び第2プレート部材82が対向配置されていて、この第1、第2プレート部材81、82によってポン

プ要素4が摺接可能に挟まれている。さらに、第1プレート部材81の反ポンプ要素4側であって、第1プレート部材81とポンプカバー12（後述する嵌合突部121）との間に、プレッシャプレート80が介在している。

[0029] 第1プレート部材81は、所定の金属板をプレス成型することによって円板状に形成されたもので、表面に摩擦を低減する低摩擦被膜が形成されている。これにより、ポンプ駆動時におけるポンプ要素4（ロータ41及びベーン42）の摺動抵抗や焼き付き等が低減されている。また、第1プレート部材81には、中央部に貫通形成された軸貫通孔810の外周域であって吸入領域に相当する周方向領域に、ポンプ室PCと後述する第1吸入ポートI1との連通に供する複数の第1吸入ポート連通孔811が、軸方向に沿って貫通形成されている。さらに、この第1プレート部材81には、吐出領域に相当する周方向領域に、ポンプ室PCと後述する第2吐出ポートE2との連通に供する複数の第2吐出ポート連通孔812が、軸方向に沿って貫通形成されている。

[0030] 第2プレート部材82は、第1プレート部材81と同様に、所定の金属板をプレス成型することによって円板状に形成され、かつ表面に前記低摩擦被膜が形成されている。また、第2プレート部材82には、中央部に貫通形成された軸貫通孔820の外周域であって吸入領域に相当する周方向領域に、ポンプ室PCと後述する第2吸入ポートI2との連通に供する第2吸入ポート連通孔821が、軸方向に沿って貫通形成されている。さらに、この第2プレート部材82には、吐出領域に相当する周方向領域に、ポンプ室PCと後述する第1吐出ポートE1との連通に供する複数の第1吐出ポート連通孔822が、軸方向に沿って貫通形成されている。

[0031] また、端壁部112には、ポンプ要素収容部10の中心部に、駆動軸3が貫通する軸貫通孔113が、軸方向に沿って貫通形成されている。軸貫通孔113は、軸方向外側（図2中の左側）に向かって段差状に拡径する段差径状に形成されている。具体的には、軸貫通孔113は、第1軸受B1を介して駆動軸3の中間部を回転可能に支持する第1軸受部113aと、シール部

材 S L 1 を保持するシール保持部 1 1 3 b と、駆動軸 3 の軸方向一端側（図 2 中の左側）を回転可能に支持するボールベアリング 2 3 を保持する軸受保持部 1 1 3 c と、を有する。

[0032] 第 1 軸受部 1 1 3 a では、第 1、第 2 プレート部材 8 1, 8 2 とポンプ要素 4 との軸方向隙間 C L を通じてポンプ室 P C より漏出した作動液の一部が駆動軸 3 を伝って流入することで、第 1 軸受 B 1 の潤滑が図られている。この際、第 1 軸受部 1 1 3 a 内に流入した作動液は、シール部材 S L 1 により堰き止められることで、軸貫通孔 1 1 3 を通じた外部への流出が抑制されている。また、シール部材 S L 1 により堰き止められた作動液は、後述する第 1 還流通路 1 8 1 を通じて吸入側（後述する第 2 吸入ポート 1 2）へと還流される。

[0033] また、端壁部 1 1 2 の内側端面には、軸貫通孔 1 1 3 の外周域であって吸入領域に対応する所定の周方向領域に、ポンプ室 P C に開口する吸入口である第 2 吸入ポート 1 2 が、円弧溝状に切欠形成されている。さらに、端壁部 1 1 2 内部には、第 2 吸入ポート 1 2 とシール保持部 1 1 3 b の第 1 軸受部 1 1 3 a 側の端部とを連通することによりポンプ室 P C から漏出した作動液を第 2 吸入ポート 1 2 へ還流する第 1 還流通路 1 8 1 が形成されている。また、第 2 吸入ポート 1 2 は、低圧導入路 L 4（図 1 参照）を介して第 2 流体圧室 P 2 に接続され、低圧導入路 L 4 を介して吸入通路 1 3 の圧力、リザーバタンク R T 内の圧力に相当する吸入圧を第 2 流体圧室 P 2 に導入可能となっている。

[0034] また、同様に、端壁部 1 1 2 の内側端面には、吐出領域に対応する所定の周方向領域に、ポンプ室 P C に開口する吐出口である第 1 吐出ポート E 1 が、円弧溝状に切欠形成されている。第 1 吐出ポート E 1 は、周方向の所定位置にて、吐出通路 1 4 に接続されている。

[0035] ポンプカバー 1 2 は、ほぼ円盤状を呈し、ポンプボディ 1 1 と対向する内側面に、ポンプボディ 1 1 の筒状部 1 1 1 の軸方向他端側の開口端部に嵌合する嵌合突部 1 2 1 が、段差状に突出形成されている。そして、嵌合突部 1

21の端面には、第2軸受B2を介して駆動軸3の他端部を回転可能に支持する第2軸受部122が、凹状に形成されている。

[0036] 第2軸受部122では、第1、第2プレート部材81、82とポンプ要素4との軸方向隙間CLを通じてポンプ室PCより漏出した作動液の一部が駆動軸3を伝って流入することにより、第2軸受B2の潤滑が図られている。ここで、第2軸受部122は、第2還流通路182を介して吸入通路13と連通可能に構成されていて、第2還流通路182を介して、第2軸受部122内へと流入した作動液が、吸入側（後述する第1吸入ポート11）へと還流されるようになっている。

[0037] また、嵌合突部121の端面には、第2軸受部122の外周域であって吸入領域に対応する所定の周方向領域に、ポンプ室PCに開口する吸入口である第1吸入ポート11が、円弧溝状に切欠形成されている。第1吸入ポート11は、その周方向の所定位置に貫通形成された第1吸入孔123を通じて吸入通路13と連通され、吸入通路13を介してリザーバタンクRT（図1参照）に貯留された作動液を吸入可能となっている。

[0038] なお、吸入通路13の上流端部には、作動液のポンプハウジング1内部への吸入に供するポンプ吸入口130が外部に開口形成されていて、ポンプ吸入口130に接続される図示外の配管を通じて、作動液がリザーバタンクRT（図1参照）から吸入されることとなる。

[0039] また、同様に、嵌合突部121の端面には、吐出領域に対応する所定の周方向領域に、ポンプ室PCに開口する吐出口である第2吐出ポートE2が、円弧溝状に切欠形成されている。第2吐出ポートE2は、周方向の所定位置にて、第2吐出ポートE2に吐出された作動液を後述する背圧溝412へと供給するための背圧導入路19に接続されている。

[0040] 駆動軸3は、ポンプ要素収容部10の中心を通るように軸貫通孔113を介してポンプボディ11に貫通配置されていて、第1、第2軸受B1、B2及びボールベアリング23を介して回転可能に支持されている。そして、駆動軸3は、軸貫通孔113を介してポンプハウジング1の外部へと露出した

軸方向の一端部に固定される図示外のギヤ又はスプライン等を介して伝達される図示外のエンジンの駆動力に基づいて回転する。

[0041] 図3は、図2のA-A線に沿って切断した可変容量形ポンプの断面図を示している。

[0042] 図3に示すように、ポンプハウジング1（ポンプボディ11）のポンプ要素収容部10の内周面に嵌合固定された円環状のアダプタリング7の内周側に、円環状のカムリング2が、駆動軸3の回転軸線Zに対して偏心移動可能に收容されている。また、カムリング2の内周側には、円盤状のロータ41と複数の矩形板状のベーン42とからなるポンプ要素4が、駆動軸3を介して回転駆動可能に收容されている。

[0043] アダプタリング7は、その内周側における周方向の所定位置に、横断面ほぼ矩形凹状のベーン保持溝71が軸方向に沿って切欠形成され、ベーン保持溝71内に、カムリング2の揺動支点となる横断面矩形状の板部材24が嵌合固定されている。さらに、アダプタリング7の内周側には、ベーン保持溝71に隣接するかたちで、横断面ほぼ半円状のピン保持溝が、軸方向に沿って切欠形成され、ピン保持溝72内には、カムリング2の同心方向の移動を規制する棒状のピン部材25が保持されている。

[0044] また、アダプタリング7の内周側には、板部材24と径方向においてほぼ対向する位置に、シール部材SL2を保持するシール保持溝73が軸方向に沿って切欠形成されていて、シール保持溝73内には、カムリング2の両側の空間を仕切るシール部材SL2が保持されている。すなわち、このシール部材SL2と板部材24とによって、アダプタリング7とカムリング2の間が、第1流体圧室P1と第2流体圧室P2とに仕切られている。

[0045] また、アダプタリング7の周壁には、ポンプボディ11の内部に形成された第1連通路L1と第1流体圧室P1とを連通する連通孔74が、径方向に貫通形成されている。すなわち、連通孔74を介して、第1制御弁5側より第1連通路L1を介して導かれるリザーバタンクRT内の圧力又は可変メータリングオリフィスMOの上流側の圧力が第1流体圧室P1に導入可能とな

っている。

[0046] また、アダプタリング 7 の周壁には、コイルばね 2 1 が貫通するばね貫通孔 7 5 が径方向に沿って貫通形成され、このばね貫通孔 7 5 を介してコイルばね 2 1 の一端がカムリング 2 に当接可能となっている。また、コイルばね 2 1 は、他端がポンプボディ 1 1 の周壁にねじ込み固定されたボルト状のリテーナ部材 2 2 により支持され、セット荷重に基づいてカムリング 2 を偏心方向へと常時付勢している。

[0047] カムリング 2 は、板部材 2 4 上を偏心方向及び同心方向へ転動可能に設けられていて、同心方向への転動に伴い外周側に切欠形成された横断面ほぼ半円状の係合溝 2 0 がピン部材 2 5 に係合することによって、板部材 2 4 上を滑って回転することが規制されるようになっている。

[0048] ロータ 4 1 は、駆動軸 3 の外周側に、スプライン嵌合により一体回転可能に固定されている。また、ロータ 4 1 の外周部には、周方向のほぼ等間隔位置に、ロータ 4 1 の外周側へと開口する複数のスリット 4 1 1 が、放射状に切欠形成されている。すなわち、当該各スリット 4 1 1 内に、各ベーン 4 2 がロータ 4 1 の外周側へと出没可能に収容されている。

[0049] また、スリット 4 1 1 の内周側端部には、断面ほぼ円形状の背圧溝 4 1 2 が、軸方向へ沿って連続して形成されている。すなわち、ロータ 4 1 の回転に伴う遠心力に加え、背圧溝 4 1 2 に導入される吐出圧がベーン 4 2 の内端側に作用することによって、ベーン 4 2 がロータ 4 1 の外周側へ飛び出すようになっている。

[0050] 図 4 は、図 3 の B-B 線に沿って切断した可変容量形ポンプの断面図を示している。図 5 は、図 4 の C-C 線に沿って切断した可変容量形ポンプの断面図を示している。

[0051] 図 4 に示すように、第 1 制御弁 5 と第 2 制御弁 6 は、ポンプボディ 1 1 の上端部のほぼ同じ高さ位置に、軸方向に沿って並列に配置されている。すなわち、第 1 制御弁 5 の低圧室 5 0 c と第 2 制御弁 6 の第 2 圧力室 6 0 b とが軸方向に対向するように設けられると共に、第 1 制御弁 5 の中圧室 5 0 b と

第2制御弁6によって可変制御される可変メータリングオリフィスMOとが軸方向に対向するように設けられている。

[0052] 第1制御弁5の高圧室50aには、第1吐出通路141から分岐形成された高圧導入路L3を介して、可変メータリングオリフィスMOの上流側の圧力が導入される。また、図4、図5に示すように、第1制御弁5の中圧室50bには、第2吐出通路142から分岐形成された吐出圧導入路15を介して、可変メータリングオリフィスMOの下流側の圧力（吐出圧）が導入される。さらに、第1制御弁5の低圧室50cには、低圧通路16を介して、リザーバタンクRT内の圧力（吸入圧）が導入される。また、高圧導入路L3及び吐出圧導入路15には、それぞれ絞り部である高圧側ダンパーオリフィスDO3及び中圧側ダンパーオリフィスDO4が設けられ、これら各ダンパーオリフィスDO3、DO4によって、第1スプール弁体51の振動が抑制されている。

[0053] 第2制御弁6の第1圧力室60aには、第1連通路L1（図1、図6参照）から分岐形成された第1圧力導入路171を介して、第1流体圧室P1内の圧力が導入される。また、第2制御弁6の第2圧力室60bには、低圧通路16から分岐形成された第2圧力導入路172を介して、リザーバタンクRT内の圧力が導入される。また、第1圧力導入路171及び第2圧力導入路172には、それぞれ絞り部としての第1ダンパーオリフィスDO1及び第2ダンパーオリフィスDO2が設けられ、これら第1、第2ダンパーオリフィスDO1、DO2によって、第2スプール弁体61の振動が抑制されている。

[0054] 図6は、第2制御弁6の縦断面図であって、（a）は図5のD-D線に沿って切断した断面図を、（b）は同図（a）のE-E線に沿って切断した断面図を、それぞれ示している。なお、本図の説明においては、各図中の右側を一端側、左側を他端側として説明する。

[0055] 図6に示すように、第2制御弁6は、ポンプボディ11の第2バルブ収容室60内を摺動する第2スプール弁体61により、第2バルブ収容室60の

第2吐出通路142に開口するほぼ円形断面形状を有する吐出通路開口部60cの開口面積を可変制御するものである。換言すれば、第2バルブ収容室60に開口する吐出通路開口部60cと、この吐出通路開口部60cの開口面積を変更する第2スプール弁体61と、によって、可変メータリングオリフィスMOが構成されている。

[0056] ここで、可変メータリングオリフィスMOは、第2スプール弁体61が一端側に最大移動した状態で第2吐出通路142に開口する固定オリフィス部MO1と、第2スプール弁体61の他端側の移動に伴い第2吐出通路142の開口面積が減少変化する可変オリフィス部MO2と、を有する。すなわち、第2スプール弁体61が一端側へと最大移動した状態で可変オリフィス部MO2の開口面積が最大となり、固定オリフィス部MO1と合わせて可変メータリングオリフィスMOの開口面積が最大となる。一方、第2スプール弁体61が他端側へと最大移動した状態で可変オリフィス部MO2の開口面積が最小となり、固定オリフィス部MO1と合わせて可変メータリングオリフィスMOの開口面積が最小となる。

[0057] また、第2吐出通路142の下流端部には、作動液のポンプハウジング1外部への吐出に供するポンプ吐出口140が外部に開口形成されていて、ポンプ吐出口140に接続される図示外の配管を通じて、吐出された作動液が図示外のパワーステアリング装置PSへと供給されることとなる。

[0058] 第2バルブ収容室60は、ポンプボディ11の側方から第2吐出通路142を横切るように設けられた第2スプール弁収容孔115の開口部がほぼボルト状の封止部材62で閉塞されることにより形成される。そして、この第2バルブ収容室60は、一端側（図6中の右側）に向かって段差状に拡径する段差径状を呈し、第2吐出通路142よりも一端側の大径部60dと、第2吐出通路142よりも他端側の小径部60eと、大径部60dと小径部60eとの間に形成され、第2吐出通路142に臨む通路部60fと、を有する。

[0059] 第2スプール弁体61は、一端側に設けられた第1ランド部611と、他

端側に設けられた第２ランド部６１２と、一端側と他端側の中間部に設けられた第３ランド部６１３と、を一体に有し、第２バルブ収容室６０に中心軸線Ｙ方向に沿って摺動可能に収容されている。なお、その際、第１ランド部６１１は大径部６０ｄ内を、第２ランド部６１２は小径部６０ｅ内を、また第３ランド部６１３は通路部６０ｆ内を、それぞれ摺動する。

[0060] ここで、第１ランド部６１１は、一端側へと向かって段差状に拡径する段差径状を呈し、他端側に第２、第３ランド部６１２、６１３とほぼ同径に形成された小径部６１１ａと、一端側に小径部６１１ａに対して段差状に拡径形成された大径部６１１ｂと、小径部６１１ａと大径部６１１ｂとの間に形成された段部６１１ｃと、を有する。なお、段部６１１ｃは、小径部６１１ａ側から大径部６１１ｂ側へ上り傾斜する円錐テーパ状に形成されている。

[0061] また、第１ランド部６１１の一端側には、封止部材６２の先端と当接することにより第２スプール弁体６１の一端側の最大位置を規制する第１軸部６１４が突出形成されている。他方、第２ランド部６１２の他端側には、第２バルブ収容室６０の端壁と当接することにより第２スプール弁体６１の他端側の最大位置を規制する第２軸部６１５が突出形成されている。さらに、第１ランド部６１１と第３ランド部６１３とは、この両ランド部６１１、６１３よりも小径の第３軸部６１６によって接続されている。また、第２ランド部６１２と第３ランド部６１３とは、この両ランド部６１２、６１３よりも小径の第４軸部６１７によって接続されている。

[0062] また、第２バルブ収容室６０内に第２スプール弁体６１が収容配置されることにより、第２バルブ収容室６０は、第１ランド部６１１よりも一端側に形成される第１圧力室６０ａと、第２ランド部６１２よりも他端側に形成される第２圧力室６０ｂと、に仕切られる。そして、第１圧力室６０ａには、第１連通路Ｌ１から分岐形成された第１圧力導入路１７１を介して、第１流体圧室Ｐ１内の圧力が導入される。他方、第２圧力室６０ｂには、第２スプール弁体６１を第１圧力室６０ａ側へ付勢する金属製の第２コイルスプリング６３が収容配置されると共に、低圧通路１６から分岐形成された第２圧力

導入路 172 を介して、リザーバタンク RT 内の圧力が導入される。

[0063] また、第 2 スプール弁体 61 は、第 1 ランド部 611 の一端側に、第 1 圧力室 60a 内に導入された第 1 流体圧室 P1 の圧力が作用する第 1 受圧部 S1 を有する。第 1 受圧部 S1 は、第 1 ランド部 611 の一端側の端面と第 1 軸部 614 の端面と、で構成される。

[0064] また、第 2 スプール弁体 61 は、第 1 ランド部 611 の他端側に、通路部 60c を通流する可変メータリングオリフィス MO の下流側の圧力が作用することで第 2 スプール弁体 61 を可変メータリングオリフィス MO の開口面積が増大する方向へ付勢する第 2 受圧部 S2 を有する。第 2 受圧部 S2 は、第 1 ランド部 611 の小径部 611a の端面と、第 1 ランド部 611 の段部 611c と、第 3 ランド部 613 の他端側の端面と、で構成される。

[0065] また、第 2 スプール弁体 61 は、第 2 ランド部 612 の一端側に、第 2 受圧部 S2 よりも受圧面積が小さく、可変メータリングオリフィス MO の下流側の圧力が作用することで第 2 スプール弁体 61 を可変メータリングオリフィス MO の開口面積が減少する方向へ付勢する第 3 受圧部 S3 を有する。第 3 受圧部 S3 は、第 2 ランド部 612 の一端側の端面と、第 3 ランド部 613 の一端側の端面と、で構成される。

[0066] かかる構成に基づき、第 2 制御弁 6 は、可変メータリングオリフィス MO の下流側の圧力の上昇に伴い第 2 スプール弁体 61 に対し可変メータリングオリフィス MO の開口面積が増大する方向へ推力を付与する推力付与機構 TM を有する。推力付与機構 TM は、第 2 スプール弁体 61 を一端側へ付勢する第 2 受圧部 S2 と、第 2 スプール弁体 61 を他端側へ付勢する第 3 受圧部 S3 との受圧面積差である第 2 受圧部 S2 の段部 611c と、によって構成される。すなわち、可変メータリングオリフィス MO の下流側の圧力が上昇すると、第 1、第 2、第 3 ランド部 611, 612, 613 に当該圧力が作用する結果、第 2 受圧部 S2 と第 3 受圧部 S3 の受圧面積差によって、第 2 スプール弁体 61 には一端側への推力が付与されることとなる。

[0067] 第 2 コイルスプリング 63 は、第 2 軸部 615 の外周側を囲繞するように

、第２ランド部６１２の他端側の端面と第２バルブ収容室６０の端壁との間に所定のセット荷重（予圧）をもって装入され、このセット荷重に基づく付勢力によって第２スプール弁体６１を一端側へと常時付勢する。

[0068] （可変容量形ポンプの作動説明）

図７は、図１に示す第１制御弁５及び第２制御弁６の拡大図であって、（ａ）はエンジン回転数が低い状態、（ｂ）はエンジン回転数が高い状態を示している。

[0069] まず、図７（ａ）に示すように、図示外のエンジンの回転数が低い状態では、図示外の第１吐出ポートから吐出される作動液の圧力が小さくなる結果、可変メータリングオリフィスＭＯの上流側と下流側の圧力差（前後差圧）も小さくなる。これにより、第１制御弁５では、可変メータリングオリフィスＭＯの前後差圧に基づく付勢力に対して第１コイルスプリング５３の付勢力が打ち勝ち、第１スプール弁体５１が第１コイルスプリング５３の付勢力をもって高圧室５０ａ側に最大変位した状態となる。その結果、第１連通路Ｌ１を介して第１流体圧室Ｐ１には低圧であるリザーバタンクＲＴ内の圧力が導入されて、図示外のカムリングが、コイルばね２１の付勢力をもって偏心方向へ移動する。

[0070] 一方で、第２制御弁６では、第１連通路Ｌ１から分岐する第１圧力導入路１７１を介して、第１圧力室６０ａ内に前記低圧であるリザーバタンクＲＴ内の圧力が導入される。これにより、第１圧力室６０ａ内の圧力に対して第２コイルスプリング６３の付勢力が打ち勝ち、この第２コイルスプリング６３の付勢力をもって、第２スプール弁体６１が第１圧力室６０ａ側に変位した状態となる。その結果、可変オリフィス部ＭＯ２の開口面積が増大し、可変メータリングオリフィスＭＯ全体として開口面積が増大する。

[0071] 以上より、図示外のエンジンの回転数が低い状態では、図示外のカムリングの偏心量が大きくなってポンプの固有吐出量が大きくなると共に、可変メータリングオリフィスＭＯの開口面積が増大し、ポンプの吐出量が大きくなる。このように、図示外のエンジンの回転数が低く、車速が低い状態におい

ては、大きな操舵アシストトルクの生成を可能とし、例えば駐車時など比較的大きな操舵補助に供する。

[0072] また、図 7 (b) に示すように、図示外のエンジンの回転数が高い状態では、図示外の第 1 吐出ポートから吐出される作動液の流量が増加する結果、可変メータリングオリフィス MO の上流側と下流側の圧力差（前後差圧）も大きくなる。これにより、第 1 制御弁 5 では、第 1 コイルスプリング 5 3 の付勢力に対して可変メータリングオリフィス MO の前後差圧に基づく付勢力が打ち勝ち、第 1 スプール弁体 5 1 が第 1 コイルスプリング 5 3 の付勢力に抗して中圧室 5 0 b 側に変位した状態となる。その結果、第 1 連通路 L 1 を介して第 1 流体圧室 P 1 には高圧である高圧室 5 0 a 内の圧力が導入されて、図示外のカムリングが、コイルばね 2 1 の付勢力に抗して同心方向へ移動する。

[0073] 一方で、第 2 制御弁 6 では、第 1 連通路 L 1 から分岐する第 1 圧力導入路 1 7 1 を介して、第 1 圧力室 6 0 a 内に前記高圧である高圧室 5 0 a 内の圧力が導入される。これにより、第 2 コイルスプリング 6 3 の付勢力に対して第 1 圧力室 6 0 a 内の圧力に基づく付勢力が打ち勝ち、この第 2 スプール弁体 6 1 が第 1 圧力室 6 0 a 内の圧力に基づく付勢力をもって、第 2 圧力室 6 0 b 側に変位した状態となる。その結果、可変オリフィス部 MO 2 の開口面積が減少し、可変メータリングオリフィス MO 全体として開口面積が減少する。

[0074] 以上より、図示外のエンジンの回転数が高い状態では、図示外のカムリングの偏心率が小さくなってポンプの固有吐出量が小さくなると共に、可変メータリングオリフィス MO の開口面積が減少し、ポンプの吐出量が小さくなる。このように、図示外のエンジンの回転数が高く、車速が高い状態においては、操舵アシストトルクを低減して例えば高速走行時の操舵安定性に供すると共に、無駄な操舵アシストトルクの生成を制限して省エネ化に供する。

[0075] また、可変メータリングオリフィス MO の開口面積が減少した状態で、負荷側である図示外のパワーステアリング装置 P S 側の圧力が増大して可変メ

ータリングオリフィスM Oの下流側の圧力が増大することがある。この場合、第2受圧部S 2と第3受圧部S 3の受圧面積差から、前記増大した可変メータリングオリフィスM Oの下流側の圧力が第2制御弁6の第2スプール弁体6 1の第2受圧部S 2の段部6 1 1 cに作用し、当該圧力をもって、第2スプール弁体6 1に対し第1圧力室6 0 a側の推力が付与される。これにより、第2スプール弁体6 1が第1圧力室6 0 a側へ移動し、可変メータリングオリフィスM Oの開口面積が増大することで、前記増大した負荷側の圧力に応じた操舵アシストトルクを生成することが可能となる。

[0076] さらに、周方向領域のうち第2流体圧室P 2側により多くの吐出領域が割り当てられるポートタイミングの場合、吐出領域におけるポンプ室P C内の圧力によってカムリング2が第2流体圧室P 2側、すなわち同心方向へと付勢され、当該付勢力によっても固有吐出量が減少してしまう。しかし、本実施形態では、第2スプール弁体6 1の第1ランド部6 1 1を前述のような段付きに形成して推力付与機構T Mを構成したことから、前記負荷圧の増大に伴って吐出流量を増大させると共に、当該吐出流量の増大による固有吐出量の低下を抑制できるメリットもある。

[0077] (本実施形態の作用効果)

前述のように、従来の可変容量形ポンプでは、カムリングの移動量に応じて可変メータリングオリフィスの開口面積を変化させる構成となっていた。この場合、カムリングの移動量は微小であるため、可変メータリングオリフィスの開口面積の変化幅を大きく確保することができない。このように、従来の可変容量形ポンプでは、可変メータリングオリフィスの開口面積の制御幅が、カムリングの移動量の変化幅、すなわち固有吐出量の変化幅の制約を受ける結果、十分な省エネ化が図れない問題があった。

[0078] これに対し、本実施形態に係る可変容量形ポンプでは、以下の効果が奏せられることで、前記従来の可変容量形ポンプの課題を解決することができる。

[0079] 本実施形態に係る可変容量形ポンプは、内部にポンプ要素収容部1 0を有

するポンプハウジング１と、ポンプ要素収容部１０内に設けられ、環状に形成されたカムリング２と、カムリング２内に回転可能に設けられ、作動液の吸入及び吐出を行うポンプ要素４と、ポンプ要素収容部１０とカムリング２の間に設けられた１対の空間である第１流体圧室Ｐ１及び第２流体圧室Ｐ２であって、少なくとも第１流体圧室Ｐ１の圧力をカムリング２に作用させることによりカムリング２を駆動させ、ポンプ要素４の１回転あたりの吐出量である固有吐出量を変化させる第１流体圧室Ｐ１及び第２流体圧室Ｐ２と、ポンプハウジング１に設けられ、ポンプ要素４の吸入領域に開口する吸入口である第１吸入ポートＩ１と、ポンプハウジング１に設けられ、ポンプ要素４の吐出領域に開口する吐出口である第１吐出ポートＥ１と、ポンプハウジング１に設けられ、第１吸入ポートＩ１に作動液を供給する吸入通路１３と、ポンプハウジング１に設けられ、第１吐出ポートＥ１から吐出された作動液をポンプハウジング１の外部に供給する吐出通路１４（第２吐出通路１４２）と、吐出通路１４に設けられた絞り部である可変メータリングオリフィスＭＯと、可変メータリングオリフィスＭＯの上流側の圧力と下流側の圧力とに基づき制御される第１制御弁５であって、可変メータリングオリフィスＭＯの上流側の圧力と吸入通路１３の圧力とにより第１流体圧室Ｐ１に導入される圧力を制御する第１制御弁５と、可変メータリングオリフィスＭＯの開口面積を可変制御する第２制御弁６であって、吸入通路１３の圧力と第１流体圧室Ｐ１の圧力とに基づき制御される弁体である第２スプール弁体６１を備える第２制御弁６と、を有する。

[0080] このように、本実施形態では、カムリング２とは別の第２スプール弁体６１を有する第２制御弁６によって可変メータリングオリフィスＭＯの開口面積を可変制御するようにした。すなわち、かかるスプール弁として構成された第２制御弁６では、第２スプール弁体６１の移動量（ストローク量）をより大きく確保することができる。このため、カムリング２の移動量に基づく固有吐出量の変化幅の制約を受けずに可変メータリングオリフィスＭＯの開口面積の制御を行うことが可能となる結果、十分な省エネ化を図ることがで

きる。

[0081] また、本実施形態では、第2流体圧室P2には、吸入通路13の圧力が導入される。

[0082] このように、第1流体圧室P1に第2流体圧室P2よりも高い圧力を導入して第1、第2流体圧室P1、P2の差圧に基づいてカムリング2を駆動するにあたり、第2流体圧室P2に吸入圧を導入することで、相対的に第1流体圧室P1の導入圧を低く設定することが可能となる。その結果、第2制御弁6の制御圧を低く設定することが可能となって、第2制御弁6の制御性の向上に供される。換言すれば、例えば本実施形態のように、第2制御弁6において、第1流体圧室P1の圧力に抗するスプリング（第2コイルスプリング63）を設ける場合には、第1流体圧室P1の圧力が高いと、当該圧力に対抗可能なより強いスプリングを設けることが必要となって、第2制御弁6の制御性が低下してしまうことになる。

[0083] また、本実施形態では、第2制御弁6は、可変メータリングオリフィスMOの下流圧の上昇に伴い可変メータリングオリフィスMOの開口面積を増大させる。

[0084] 例えば本実施形態のように、可変容量形ポンプを、パワーステアリング装置PSの液压源として用いる場合、操舵操作に伴い可変メータリングオリフィスMOの下流圧が上昇することがある。そこで、この下流圧の上昇に伴い可変メータリングオリフィスMOの開口面積を増大させることによって、非操舵時には吐出量を低減させ、操舵操作に応じて吐出量を増大させることが可能となる。これにより、ポンプ駆動における効果的な省エネ化を図りつつ、パワーステアリング装置PSの適切な操舵アシスト制御に供される。

[0085] また、本実施形態では、第2スプール弁体61は、スプール弁体であって、第1流体圧室P1の圧力が作用する第1受圧部S1を有する。

[0086] このように、第2制御弁6をスプール弁として構成したことにより、カムリング2に対してストローク量を相対的に大きくとることができるため、可変メータリングオリフィスMOの制御幅を大きく確保することができる。

- [0087] また、本実施形態では、第2スプール弁体61は、可変メータリングオリフィスMOの下流圧が作用することにより第2スプール弁体61を可変メータリングオリフィスMOの開口面積が増大する方向へ付勢する第2受圧部S2と、第2受圧部S2よりも受圧面積が小さく、可変メータリングオリフィスMOの下流圧が作用することにより第2スプール弁体61を可変メータリングオリフィスMOの開口面積が減少する方向へ付勢する第3受圧部S3と、を有する。
- [0088] 当該構成によれば、第2受圧部S2と第3受圧部S3に可変メータリングオリフィスMOの下流圧が作用することで、その受圧面積差によって、第2スプール弁体61が可変メータリングオリフィスMOの開口面積を増大させる方向へ付勢され、固有吐出量を増大させることができる。
- [0089] また、本実施形態では、第2制御弁6は、可変メータリングオリフィスMOの下流圧の上昇に伴い第2スプール弁体61に対して可変メータリングオリフィスMOの開口面積が増大する方向へ推力を付与する推力付与機構TMを有する。
- [0090] このような推力付与機構TMによっても、可変メータリングオリフィスMOの下流圧の上昇に伴って固有吐出量を増大させることができる。
- [0091] また、本実施形態では、第2制御弁6は、第1圧力導入路171を介して第1流体圧室P1の圧力が導入される第1圧力室60aと、第2圧力導入路172を介して第2流体圧室P2又は吸入通路13の圧力が導入される第2圧力室60bと、を備え、第1圧力導入路171又は第2圧力導入路172（本実施形態では両方）に、絞り部であるダンパーオリフィスDO1、DO2を有する。
- [0092] 例えば本実施形態のように、第2圧力導入路172にダンパーオリフィスDO2が設けられることで、第2スプール弁体61の振動を抑制することができる。とりわけ、本実施形態のように、可変メータリングオリフィスMOの下流圧の変化に伴い可変メータリングオリフィスMOの開口面積を変化させるような構造においては、可変メータリングオリフィスMOの下流圧の変

動に伴う第2スプール弁体61の振動を抑制することができる。

[0093] また、本実施形態では、第2制御弁6は、第2スプール弁体61の移動方向に延びるスプール弁収容孔である第2スプール弁収容孔115と、第2スプール弁収容孔115に設けられ、第2吐出通路142に開口する吐出通路開口部60cと、第2スプール弁体61に設けられ、第2スプール弁体61の移動に伴い吐出通路開口部60cの開口面積を変化させるランド部（第1ランド部611、第2ランド部612及び第3ランド部613）と、を有する。

[0094] 当該構成によれば、簡素な構成でもって可変メータリングオリフィスMOを構成することができる。

[0095] また、本実施形態では、吐出通路開口部60cは、円形断面形状を有する。

[0096] このように、吐出通路開口部60cを円形断面形状に形成することにより、可変メータリングオリフィスMOにおける流量変化を単純な線形的な変化ではなく、2次以上の高次曲線的に変化させることが可能となり、かつその変化を滑らかにすることができる。このため、例えば本実施形態のように可変容量形ポンプをパワーステアリング装置PSの液压源として用いる場合の操舵力の急激な変化を抑制することができる。

[0097] （変形例）

図8、図9は本発明に係る可変容量形ポンプの第1実施形態の変形例を示したもので、前記第1実施形態に係る第2圧力導入路172に、第2圧力室60bに向かう流れの振動を緩衝するダンパーバルブ9を追加したものである。

[0098] 図8、図9に示すように、第2圧力導入路172に設けられたダンパーバルブ9は、一方向弁であって、第2圧力導入路172の下流側端部に段差縮径状に形成された第2ダンパーオリフィスDO2直前に形成された円筒状空間であるダンパーバルブ収容室90に配置される。すなわち、ダンパーバルブ9は、ダンパーバルブ収容室90の内周面に圧入固定された円筒状のシー

ト部材 9 1 と、シート部材 9 1 の内周通路（後述する連通路 9 1 a）の下流側の開口縁部に離着座することで後述する連通路 9 1 a を開閉する弁体 9 2 と、弁体 9 2 を閉方向へ付勢するバルブスプリング 9 3 と、を有する。

[0099] シート部材 9 1 は、例えば樹脂材料によってほぼ円筒状に形成され、内周側に一定の内径を有する連通路 9 1 a が、中心軸線に沿って貫通形成されている。連通路 9 1 a の下流側端部には、弁体 9 2 が着座することで連通を遮断するバルブシート 9 1 b が形成されている。バルブシート 9 1 b は、開口端側に向かって漸次縮径する円錐テーパ状に形成されている。

[0100] 弁体 9 2 は、一端側に設けられバルブシート 9 1 b に離着座して連通路 9 1 a の開閉に供する弁部 9 2 a と、他端側に弁部 9 2 a に対して段差縮径状に設けられバルブスプリング 9 3 の一端部との係合に供する基部 9 2 b とが、例えば樹脂材料によって一体に形成されたものである。

[0101] また、弁体 9 2 の中央部には、ダンパーバルブ 9 の上流側と下流側とを常時連通可能にする常時連通路 9 2 c が、中心軸線に沿って貫通形成されている。すなわち、この常時連通路 9 2 c により、閉弁状態における第 2 圧力室 6 0 b の容積変動に伴う第 2 圧力室 6 0 b 側から低压通路 1 6 側の作動液の通流が確保されている。

[0102] さらに、常時連通路 9 2 c の上流側端部には、上流側へと向かって段差状に縮径するオリフィス 9 2 d が形成されている。すなわち、このオリフィス 9 2 d により、低压通路 1 6 側から第 2 圧力室 6 0 b 側に向かう作動液の流れの振動が緩衝されるようになっている。

[0103] バルブスプリング 9 3 は、一端側が漸次縮径する側面視円錐台状を呈し、一端側が弁体 9 2 の基部 9 2 b の外周側を包囲するかたちで係合して弁部 9 2 a と基部 9 2 b との間に形成された段部に着座する一方、他端側がダンパーバルブ収容室 9 0 の底壁に着座している。すなわち、バルブスプリング 9 3 は、弁体 9 2 とダンパーバルブ収容室 9 0 の底壁との間に所定のセット荷重をもって装入されることで、弁体 9 2 を閉方向へと常時付勢している。

[0104] 以上の構成から、本変形例に係る可変容量形ポンプは、第 2 制御弁 6 は、

第1圧力導入路171を介して第1流体圧室P1の圧力が導入される第1圧力室60aと、第2圧力導入路172を介して第2流体圧室P2又は吸入通路13の圧力が導入される第2圧力室と、を備え、第1圧力導入路171又は第2圧力導入路172（本変形例では第2圧力導入路172のみ）に、第1圧力室60a又は第2圧力室60bに向かう流れの振動を緩衝するダンパーバルブ9を有する。

[0105] このように、第2制御弁6に接続される第1圧力導入路171又は第2圧力導入路172に一方向弁であるダンパーバルブ9を設けることによって、第2スプール弁体61の振動を抑制することができる。とりわけ、本変形例のように、可変メータリングオリフィスMOの下流圧の変化に伴い可変メータリングオリフィスMOの開口面積を変化させるような構造においては、可変メータリングオリフィスMOの下流圧の変動に伴う第2スプール弁体61の振動を抑制することができる。

[0106] また、本変形例では、ダンパーバルブ9は、第2圧力導入路172に設けられる。

[0107] このように、ダンパーバルブ9を第1圧力導入路171には設けないことで、パワーステアリング装置PS側の圧力の増大（可変メータリングオリフィスMOの下流圧の増大）に伴う吐出量増大制御の応答性が低下してしまう不具合を抑制することができる。一方、ダンパーバルブ9を第2圧力導入路172に設けることで、第2スプール弁体61の振動を抑制することができる。

[0108] なお、ダンパーバルブ9につき、本変形例では第2圧力導入路172にのみ配置した形態を例示して説明したが、言うまでもなく、第1圧力導入路171に配置することも可能である。

[0109] 〔第2実施形態〕

図10は本発明に係る可変容量形ポンプの第2実施形態を示したもので、前記第1実施形態に係る可変容量形ポンプの第2流体圧室P2に導入する圧力を変更したものである。なお、当該変更点以外の基本的な構成については

前記第 1 実施形態と同様であるため、該第 1 実施形態と同一の構成については、同一の符号を付すことによってその説明を省略する。

[0110] 図 10 に示すように、本実施形態に係る可変容量形ポンプでは、第 1 制御弁 5 の中圧室 50b と第 2 流体圧室 P2 とが、第 2 連通路 L2 を介して連通可能に構成されている。これにより、第 2 流体圧室 P2 には、第 2 連通路 L2 を介して、可変メータリングオリフィス MO の下流側の圧力が導入されるようになっている。かかる構成から、第 1 流体圧室 P1 に切り換えて導入されるリザーバタンク RT 内の圧力ないし可変メータリングオリフィス MO の上流側の圧力と、第 2 流体圧室 P2 に導入される可変メータリングオリフィス MO の下流側の圧力と、によってカムリング 2 が揺動制御されるようになっている。

[0111] さらに、本実施形態では、第 1 制御弁 5 の中圧室 50b と第 2 制御弁 6 の第 2 圧力室 60b とが、第 2 連通路 L2 から分岐形成された第 2 圧力導入路 172 を介して連通可能に構成されている。これにより、第 2 圧力室 60b には、第 2 圧力導入路 172 を介して、可変メータリングオリフィス MO の下流側の圧力が導入されるようになっている。かかる構成から、第 1 圧力室 60a に切り換えて導入されるリザーバタンク RT 内の圧力ないし可変メータリングオリフィス MO の上流側の圧力と、第 2 圧力室 60b に導入される可変メータリングオリフィス MO の下流側の圧力と、によって第 2 スプール弁体 61 が移動制御されるようになっている。

[0112] 以上のように、本実施形態に係る可変容量形ポンプでは、第 2 流体圧室 P2 に、可変メータリングオリフィス MO の下流側の圧力が導入される。

[0113] このように、第 2 流体圧室 P2 に可変メータリングオリフィス MO の下流圧を導入するようにしたことで、第 1 流体圧室 P1 にリザーバタンク RT 内の圧力（吸入圧）が導入されているときのカムリング 2 の安定性を向上させることができる。すなわち、カムリング 2 の両側に高圧を作用させることで、例えば吐出領域のポンプ室 PC 内の圧力によってカムリング 2 が同心方向へと付勢されるような場合でも、カムリング 2 を安定して揺動制御すること

ができる。

[0114] また、第1流体圧室P1と第2流体圧室P2の差圧によって第2制御弁6の第2スプール弁体61を移動制御することにより、その差圧が比較的小さなものとなる結果、第2コイルスプリング63のセット荷重を低減することが可能となる。すなわち、第2スプール弁体61をより小さな付勢力で移動制御することができ、第2制御弁6の制御性の向上が図れる。

[0115] 本発明は、前記実施形態で例示した構成や態様に限定されるものではなく、前述した本発明の作用効果を奏し得るような形態であれば、適用対象の仕様やコスト等に応じて自由に変更可能である。

[0116] 特に、前記実施形態では、第2制御弁6をポンプハウジング1に内蔵した形態のものを例示したが、第2制御弁6は、ポンプハウジング1とは別体に設けることも可能である。この場合、ポンプハウジング1単体の大型化を抑制することができ、ポンプのレイアウト性の向上に供される。

[0117] 以上説明した実施形態に基づく可変容量形ポンプとしては、例えば以下に述べる態様のものが考えられる。

[0118] すなわち、当該可変容量形ポンプは、内部にポンプ要素収容部を有するポンプハウジングと、前記ポンプ要素収容部に設けられ、環状に形成されたカムリングと、前記カムリング内に回転可能に設けられ、作動液の吸入及び吐出を行うポンプ要素と、前記ポンプ要素収容部と前記カムリングの間に設けられた1対の空間である第1流体圧室及び第2流体圧室であって、少なくとも前記第1流体圧室の圧力を前記カムリングに作用させることにより前記カムリングを駆動させ、前記ポンプ要素の1回転あたりの吐出量である固有吐出量を変化させる第1流体圧室及び第2流体圧室と、前記ポンプハウジングに設けられ、前記ポンプ要素の吸入領域に開口する吸入口と、前記ポンプハウジングに設けられ、前記ポンプ要素の吐出領域に開口する吐出口と、前記ポンプハウジングに設けられ、前記吸入口に作動液を供給する吸入通路と、前記ポンプハウジングに設けられ、前記吐出口から吐出された作動液を前記ポンプハウジングの外部に供給する吐出通路と、前記吐出通路に設けられ

た絞り部である可変メータリングオリフィスと、前記可変メータリングオリフィスの上流側の圧力と下流側の圧力とに基づき制御される第1制御弁であって、前記可変メータリングオリフィスの上流側の圧力と前記吸入通路の圧力とにより前記第1流体圧室に導入される圧力を制御する第1制御弁と、前記可変メータリングオリフィスの開口面積を可変制御する第2制御弁であって、前記第2流体圧室又は前記吸入通路の圧力と、前記第1流体圧室の圧力とに基づき制御される弁体を備える第2制御弁と、を有する。

[0119] 前記可変容量形ポンプの好ましい態様において、前記第2流体圧室には、前記吸入通路の圧力が導入される。

[0120] 前記可変容量形ポンプの好ましい態様において、前記第2流体圧室には、前記可変メータリングオリフィスの下流側の圧力が導入される。

[0121] 別の好ましい態様では、前記可変容量形ポンプの態様のいずれかにおいて、前記第2制御弁は、前記可変メータリングオリフィスの下流圧の上昇に伴い前記可変メータリングオリフィスの開口面積を増大させる。

[0122] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形ポンプの態様のいずれかにおいて、前記弁体は、スプール弁体であって、前記第1流体圧室の圧力が作用する第1受圧部を有する。

[0123] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形ポンプの態様のいずれかにおいて、前記スプール弁体は、前記可変メータリングオリフィスの下流圧が作用することにより前記スプール弁体を前記可変メータリングオリフィスの開口面積が増大する方向へ付勢する第2受圧部と、前記第2受圧部よりも受圧面積が小さく、前記可変メータリングオリフィスの下流圧が作用することにより前記スプール弁体を前記可変メータリングオリフィスの開口面積が減少する方向へ付勢する第3受圧部と、を有する。

[0124] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形ポンプの態様のいずれかにおいて、前記第2制御弁は、前記可変メータリングオリフィスの下流圧の上昇に伴い前記スプール弁体に対して前記可変メータリングオリフィスの開口面積が増大する方向へ推力を付与する推力付与機構を有する。

- [0125] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形ポンプの態様のいずれかに
おいて、前記第2制御弁は、第1圧力導入路を介して前記第1流体圧室の圧
力が導入される第1圧力室と、第2圧力導入路を介して前記第2流体圧室又
は前記吸入通路の圧力が導入される第2圧力室と、を備え、前記第1圧力導
入路又は前記第2圧力導入路に、絞り部であるダンパーオリフィスを有する
。
- [0126] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形ポンプの態様のいずれかに
おいて、前記第2制御弁は、第1圧力導入路を介して前記第1流体圧室の圧
力が導入される第1圧力室と、第2圧力導入路を介して前記第2流体圧室又
は前記吸入通路の圧力が導入される第2圧力室と、を備え、前記第1圧力導
入路又は前記第2圧力導入路に、前記第1圧力室又は前記第2圧力室に向か
う流れの振動を緩衝するダンパーバルブを有する。
- [0127] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形ポンプの態様のいずれかに
おいて、前記ダンパーバルブは、前記第2圧力導入路に設けられる。
- [0128] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形ポンプの態様のいずれかに
おいて、前記第2制御弁は、前記スプール弁体の移動方向に延びるスプール
弁収容孔と、前記スプール弁収容孔に設けられ、前記吐出通路に開口する吐
出通路開口部と、前記スプール弁体に設けられ、前記スプール弁体の移動に
伴い前記吐出通路開口部の開口面積を変化させるランド部と、を有する。
- [0129] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形ポンプの態様のいずれかに
おいて、前記吐出通路開口部は、円形断面形状を有する。
- [0130] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形ポンプの態様のいずれかに
おいて、前記第2制御弁は、前記ポンプハウジングとは別体に設けられる。

請求の範囲

[請求項1]

内部にポンプ要素収容部を有するポンプハウジングと、
前記ポンプ要素収容部内に設けられ、環状に形成されたカムリングと、
と、
前記カムリング内に回転可能に設けられ、作動液の吸入及び吐出を行うポンプ要素と、
前記ポンプ要素収容部と前記カムリングの間に設けられた1対の空間である第1流体圧室及び第2流体圧室であって、少なくとも前記第1流体圧室の圧力を前記カムリングに作用させることにより前記カムリングを駆動させ、前記ポンプ要素の1回転あたりの吐出量である固有吐出量を変化させる第1流体圧室及び第2流体圧室と、
前記ポンプハウジングに設けられ、前記ポンプ要素の吸入領域に開口する吸入口と、
前記ポンプハウジングに設けられ、前記ポンプ要素の吐出領域に開口する吐出口と、
前記ポンプハウジングに設けられ、前記吸入口に作動液を供給する吸入通路と、
前記ポンプハウジングに設けられ、前記吐出口から吐出された作動液を前記ポンプハウジングの外部に供給する吐出通路と、
前記吐出通路に設けられた絞り部である可変メータリングオリフィスと、
前記可変メータリングオリフィスの上流側の圧力と下流側の圧力とに基づき制御される第1制御弁であって、前記可変メータリングオリフィスの上流側の圧力と前記吸入通路の圧力とにより前記第1流体圧室に導入される圧力を制御する第1制御弁と、
前記可変メータリングオリフィスの開口面積を可変制御する第2制御弁であって、前記第2流体圧室又は前記吸入通路の圧力と、前記第1流体圧室の圧力とに基づき制御される弁体を備える第2制御弁と、

を有することを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項2]

請求項1に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記第2流体圧室には、前記吸入通路の圧力が導入されることを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項3]

請求項1に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記第2流体圧室には、前記可変メータリングオリフィスの下流側の圧力が導入されることを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項4]

請求項1に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記第2制御弁は、前記可変メータリングオリフィスの下流圧の上昇に伴い前記可変メータリングオリフィスの開口面積を増大させることを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項5]

請求項4に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記弁体は、スプール弁体であって、前記第1流体圧室の圧力が作用する第1受圧部を有することを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項6]

請求項5に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記スプール弁体は、

前記可変メータリングオリフィスの下流圧が作用することにより前記スプール弁体を前記可変メータリングオリフィスの開口面積が増大する方向へ付勢する第2受圧部と、

前記第2受圧部よりも受圧面積が小さく、前記可変メータリングオリフィスの下流圧が作用することにより前記スプール弁体を前記可変メータリングオリフィスの開口面積が減少する方向へ付勢する第3受圧部と、

を有することを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項7]

請求項5に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記第2制御弁は、前記可変メータリングオリフィスの下流圧の上昇に伴い前記スプール弁体に対して前記可変メータリングオリフィスの開口面積が増大する方向へ推力を付与する推力付与機構を有するこ

とを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項8] 請求項1に記載の可変容量形ポンプにおいて、
前記弁体は、スプール弁体であって、前記第1流体圧室の圧力が作用する第1受圧部を有することを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項9] 請求項8に記載の可変容量形ポンプにおいて、
前記第2制御弁は、
第1圧力導入路を介して前記第1流体圧室の圧力が導入される第1圧力室と、
第2圧力導入路を介して前記第2流体圧室又は前記吸入通路の圧力が導入される第2圧力室と、
を備え、
前記第1圧力導入路又は前記第2圧力導入路に、絞り部であるダンパーオリフィスを有することを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項10] 請求項8に記載の可変容量形ポンプにおいて、
前記第2制御弁は、
第1圧力導入路を介して前記第1流体圧室の圧力が導入される第1圧力室と、
第2圧力導入路を介して前記第2流体圧室又は前記吸入通路の圧力が導入される第2圧力室と、
を備え、
前記第1圧力導入路又は前記第2圧力導入路に、前記第1圧力室又は前記第2圧力室に向かう流れの振動を緩衝するダンパーバルブを有することを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項11] 請求項10に記載の可変容量形ポンプにおいて、
前記ダンパーバルブは、前記第2圧力導入路に設けられることを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項12] 請求項8に記載の可変容量形ポンプにおいて、
前記第2制御弁は、

前記スプール弁体の移動方向に延びるスプール弁収容孔と、
前記スプール弁収容孔に設けられ、前記吐出通路に開口する吐出通路開口部と、

前記スプール弁体に設けられ、前記スプール弁体の移動に伴い前記吐出通路開口部の開口面積を変化させるランド部と、

を有することを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項13]

請求項12に記載の可変容量形ポンプにおいて、

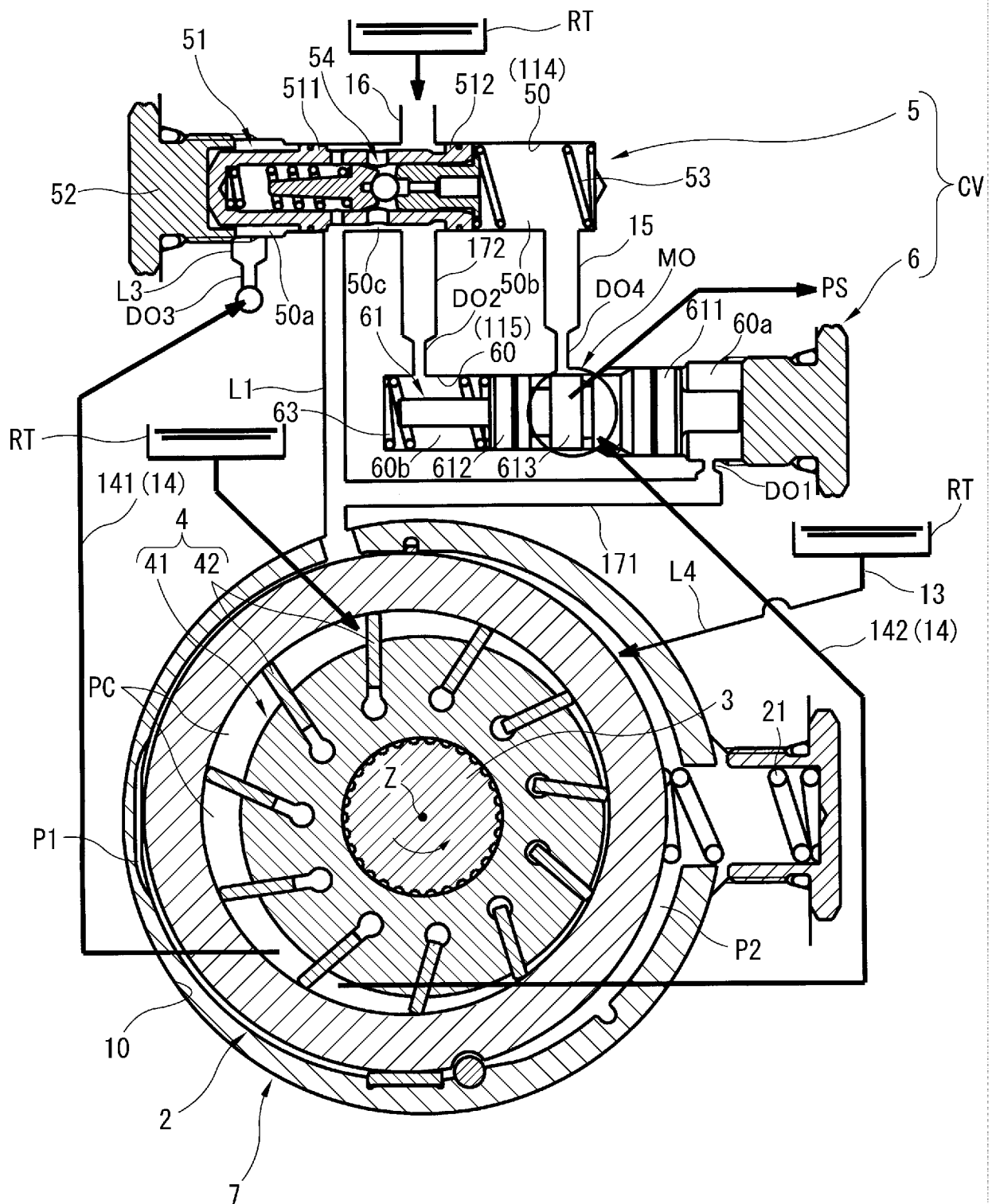
前記吐出通路開口部は、円形断面形状を有することを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項14]

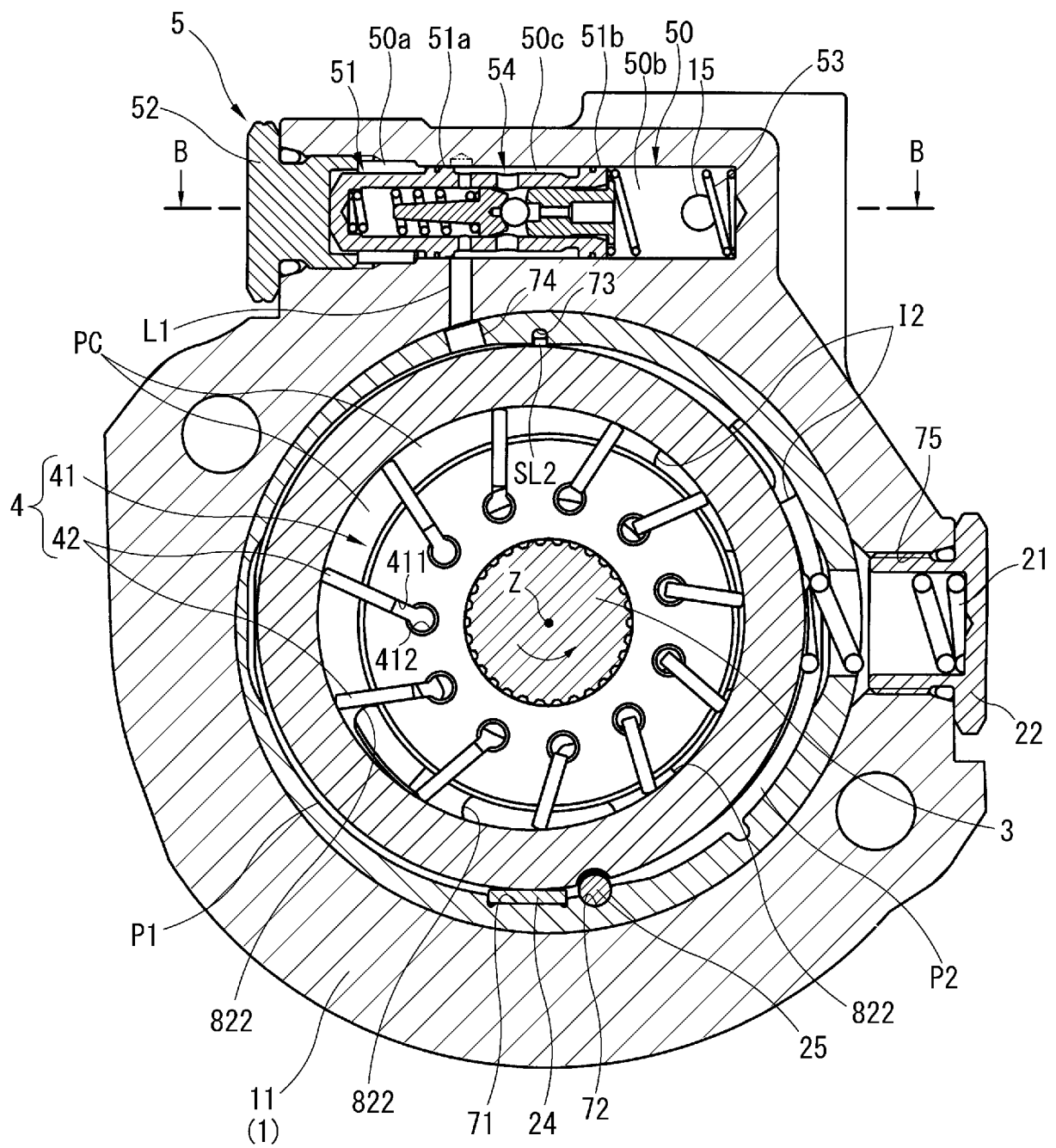
請求項1に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記第2制御弁は、前記ポンプハウジングとは別体に設けられることを特徴とする可変容量形ポンプ。

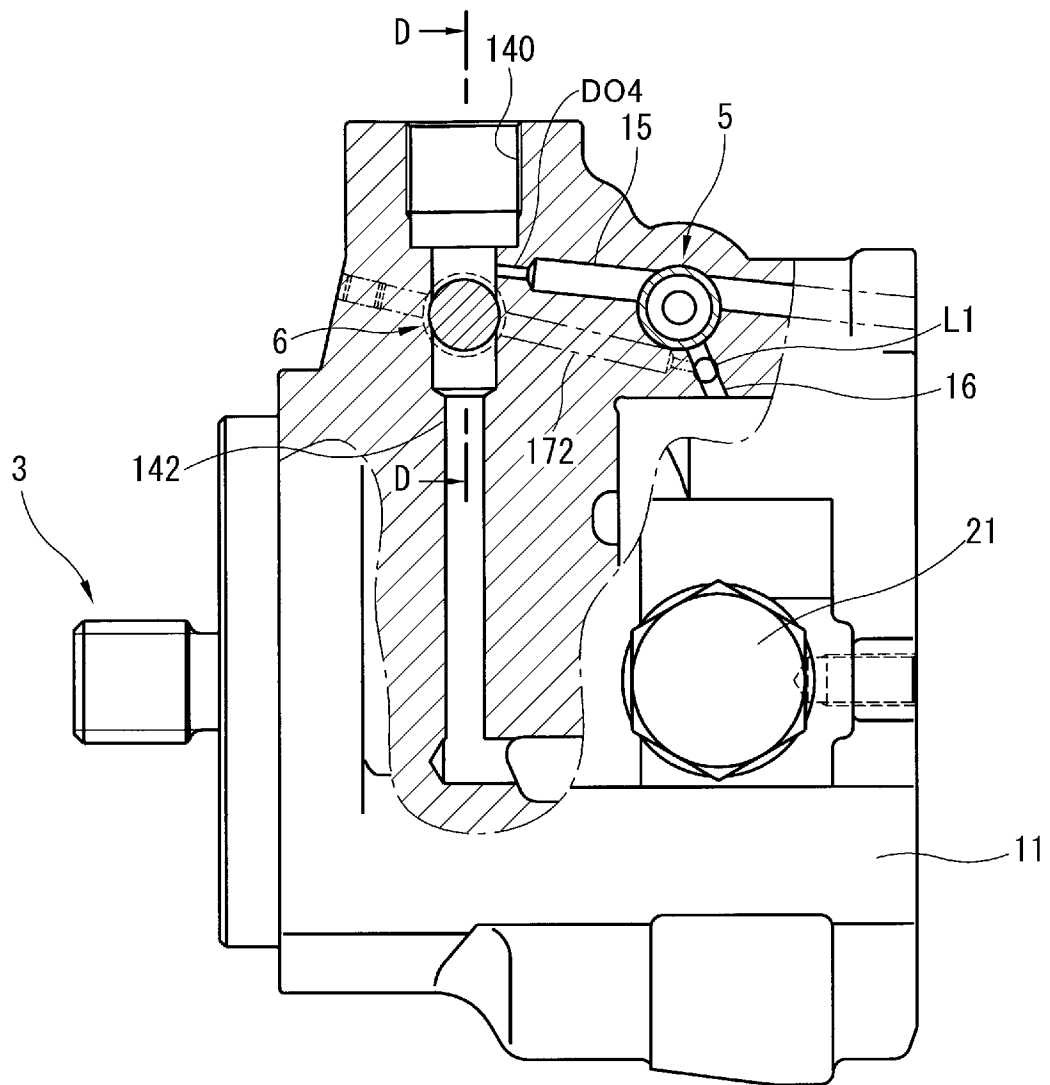
[図1]

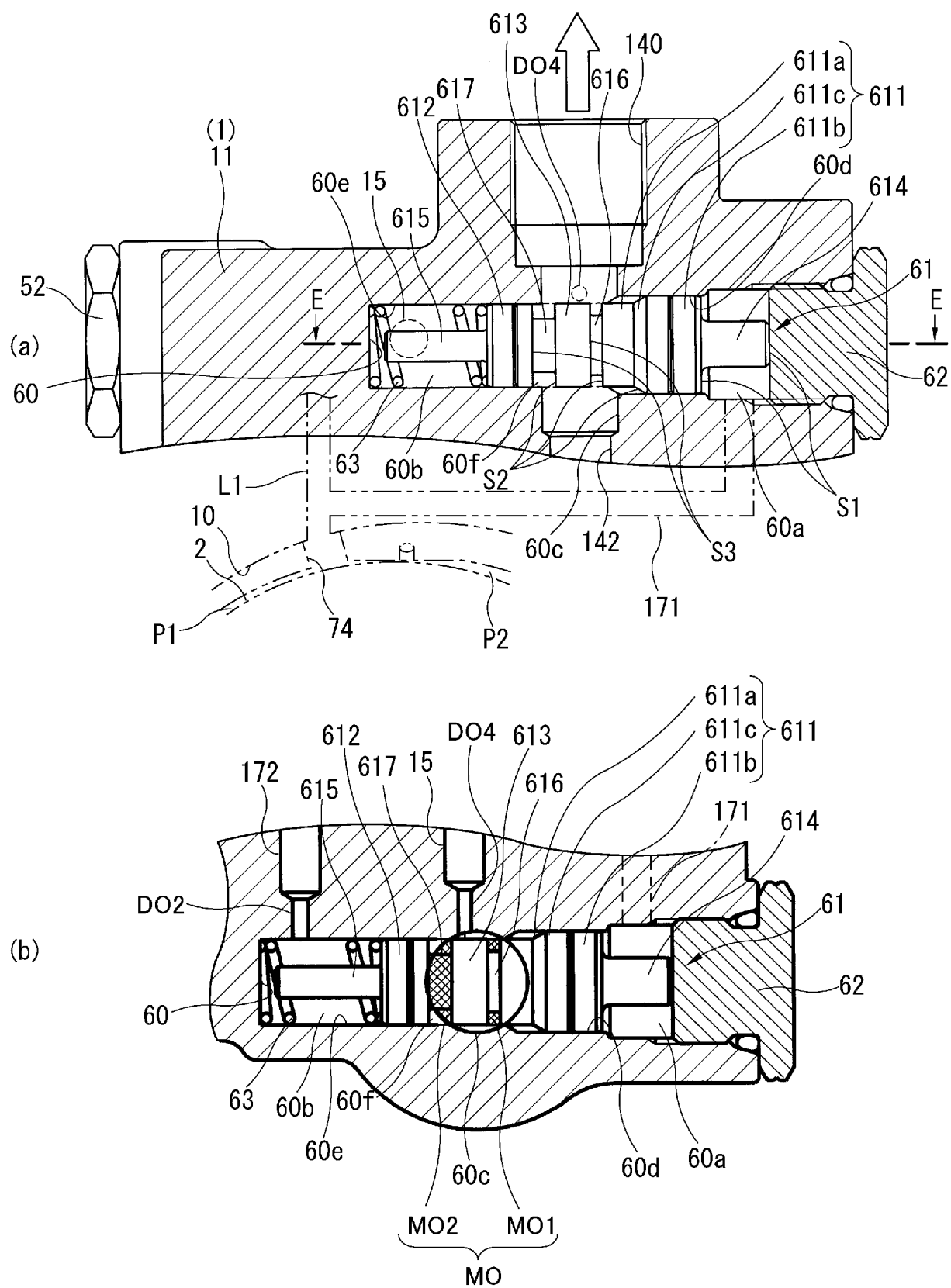


[図3]

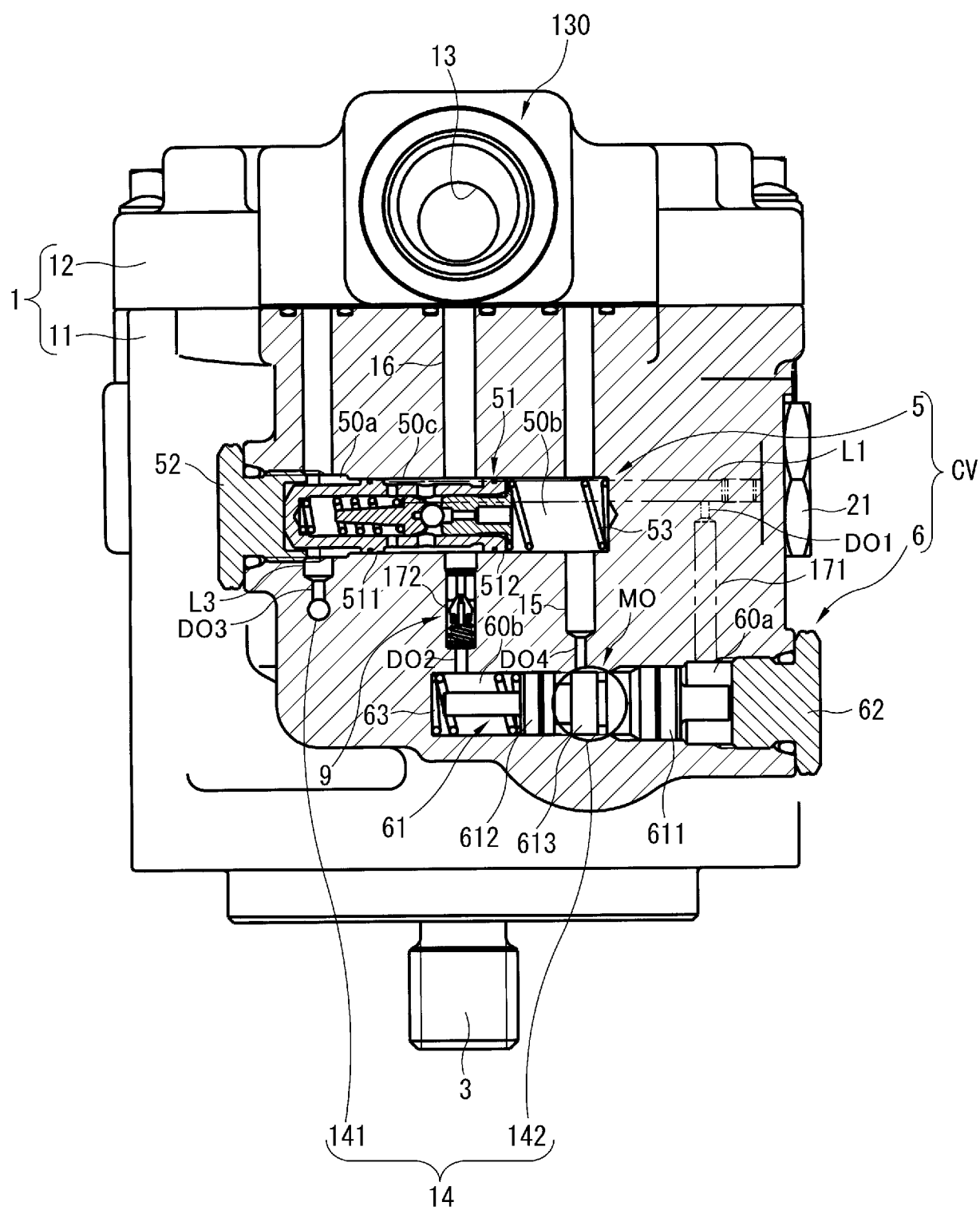


[図5]

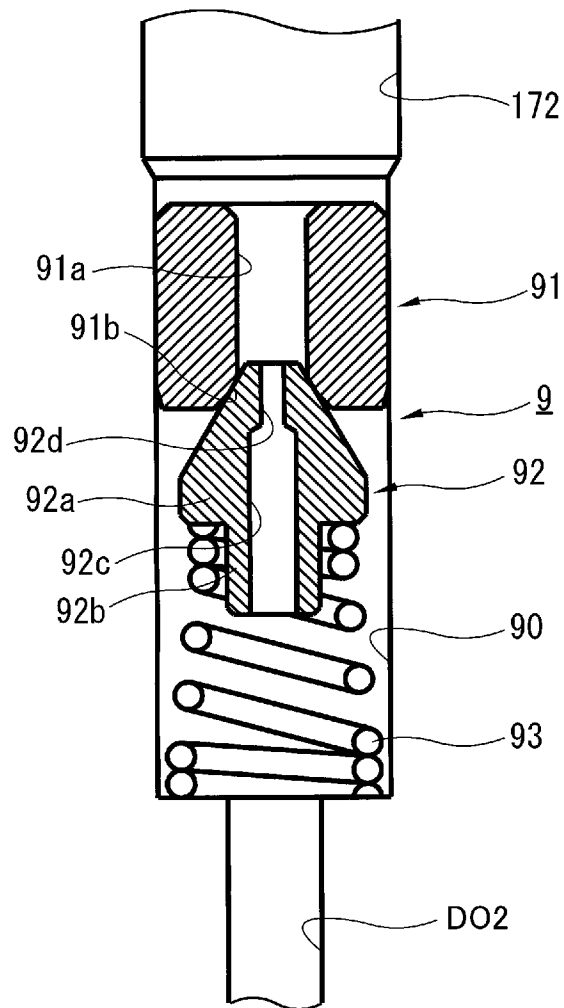




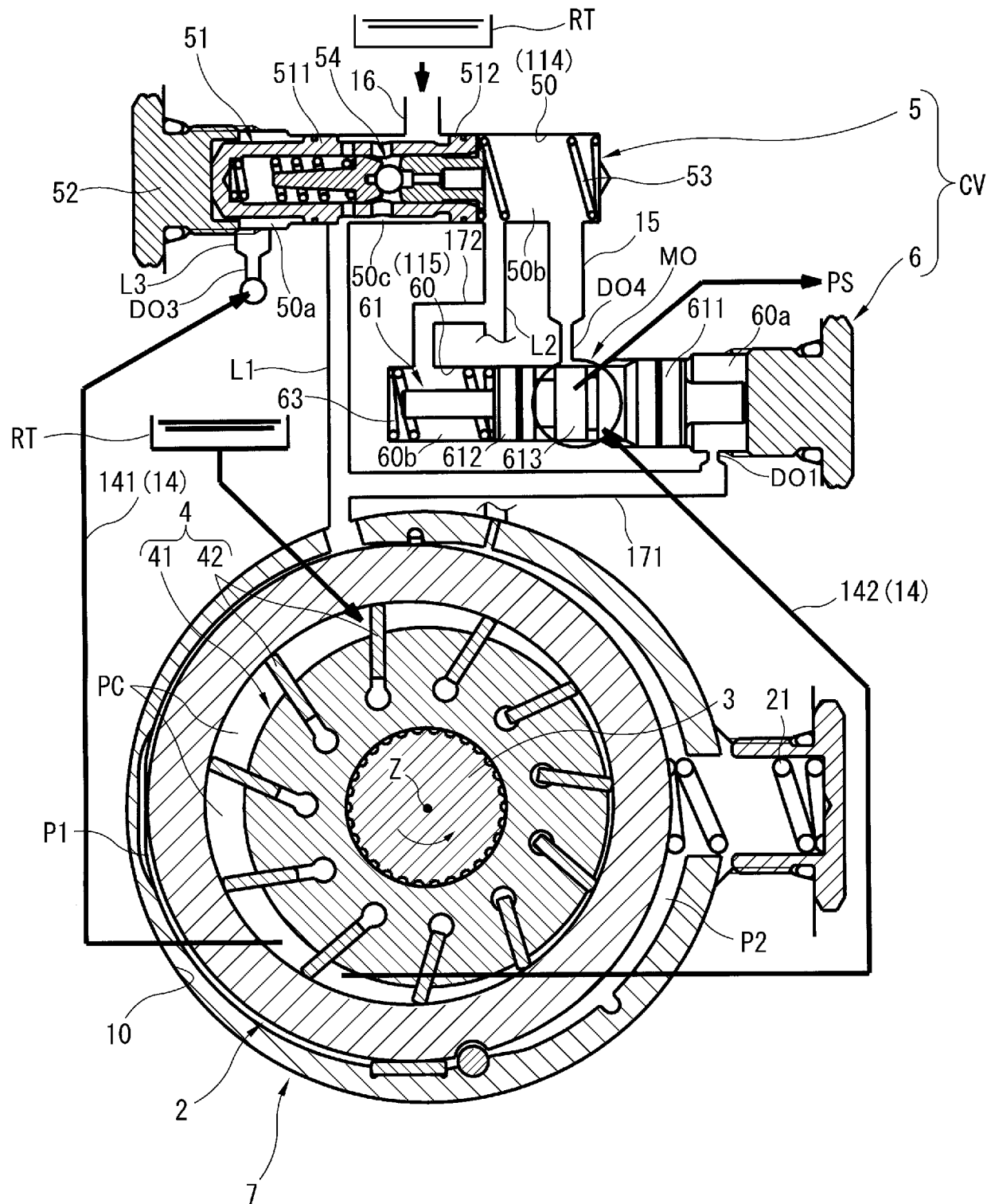
[図8]



[図9]



[図10]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/038845

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F04C14/22 (2006.01) i, F04C2/344 (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. F04C14/22, F04C2/344

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.
A	JP 2012-163031 A (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS STEERING LTD.) 30 August 2012, paragraph [0022] & US 2012/0199411 A1 & DE 102011119418 A1 & KR 10-2012-0090838 A	1-14
A	JP 2001-304140 A (SHOWA CORPORATION) 31 October 2001, paragraph [0007] & US 2001/0031204 A1	1-14
A	JP 2000-136781 A (BOSCH BRAKING SYSTEMS CO., LTD.) 16 May 2000, fig. 1 (Family: none)	1-14

☐ 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

09 January 2018

Date of mailing of the international search report

16 January 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. F04C14/22(2006.01)i, F04C2/344(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. F04C14/22, F04C2/344

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
A	JP 2012-163031 A (日立オートモティブシステムズステアリング株式会社) 2012.08.30, 段落 [0022] & US 2012/0199411 A1 & DE 102011119418 A1 & KR 10-2012-0090838 A	1-14
A	JP 2001-304140 A (株式会社ショーワ) 2001.10.31, 段落 [0007] & US 2001/0031204 A1	1-14
A	JP 2000-136781 A (ボッシュ ブレーキ システム株式会社) 2000.05.16, 図1 (ファミリーなし)	1-14

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

09.01.2018

国際調査報告の発送日

16.01.2018

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)

所村 陽一

30

9718

電話番号 03-3581-1101 内線 3358