(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
2017 年 9 月 14 日(14.09.2017)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2017/154438 A1

(51) 国際特許分類:
F04C 2/344 (2006.01) *F04C 15/00* (2006.01)
F04C 14/00 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/004185

(22) 国際出願日: 2017 年 2 月 6 日(06.02.2017)

(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 2016-042943 2016 年 3 月 7 日(07.03.2016) 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: 佐賀　浩二 **(SAGA, Koji)**; 〒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). 大西　秀明 **(OHNISHI, Hideaki)**; 〒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). 渡辺　靖 **(WATANABE, Yasushi)**; 〒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　ＳＨＩＧＡ内外国特許事務所内 Tokyo (JP).

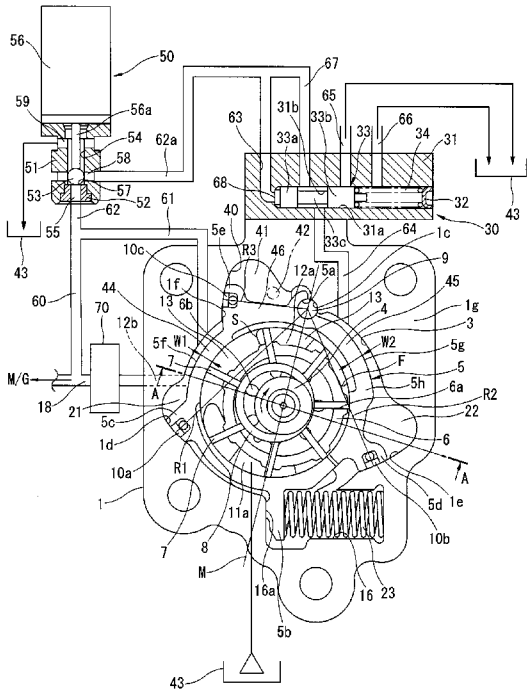
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA,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

[続葉有]

(54) **Title**: VARIABLE DISPLACEMENT PUMP

(54) 発明の名称 : 可変容量形ポンプ



(57) **Abstract**: Provided is a variable displacement pump comprising: a first control oil chamber 21 for applying force by internal oil pressure, to a cam ring 5 in the direction in which the amount of change in the volume of pump chambers 13 is reduced; a second control oil chamber 22 for applying force by internal oil pressure, to the cam ring in the direction in which the amount of change in the volume of the pump chambers is increased; first seal surfaces 44 formed on both end surfaces of the cam ring 5, which slide on the facing inner surfaces of a pump body 1 and a cover member 2, and sealing between the pump chambers and the first control oil chamber; and second seal surfaces 45 which, within a discharge-side region, seal between the pump chambers and the second control oil chamber. The radial width W2 of the second seal surfaces is configured to be greater than the radial width W1 of the first seal surfaces. As a result, an unintended increase in pump control pressure is prevented and an increase in the weight of the entire pump is prevented.

(57) 要約: 内部油圧によって各ポンプ室１３の容積変化量を減少させる方向へカムリング５に力を付与する第１制御油室２１と、内部油圧によって各ポンプ室の容積変化量を増加させる方向へカムリングに力を付与する第２制御油室２２と、ポンプボディ１とカバー部材２の対向内側面に摺動するカムリング５の両端面に形成されて、各ポンプ室と第１制御油室との間をシールする第１シール面４４及び吐出側領域において各ポンプ室と第２制御油室との間をシールする第２シール面４５と、備え、第２シール面の径方向の幅長さＷ２を、第１シール面の径方向の幅長さＷ１よりも大きく形成した。これによって、ポンプの制御圧力の意に反した上昇を抑制しつつポンプ全体の重量の増加を抑制できる。

WO 2017/154438 A1

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

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、例えば自動車用の内燃機関の各摺動部等に作動油を供給する油圧源に適用される可変容量形ポンプに関する。

背景技術

[0002] 自動車用の内燃機関に適用される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] この可変容量形ポンプは、ポンプハウジングの内周面とカムリングの外周面との間に、第１制御油室と第２制御油室が隔成され、前記第１制御油室にポンプ吐出圧が供給されることによって、カムリングの偏心量が小さくなる方向(以下、同心方向という。)へ付勢されるようになっている。一方、第２制御油室にポンプ吐出圧が供給されることによって、カムリングの偏心量が大きくなる方向(以下、偏心方向という。)へ付勢されるようになっている。また、コイルばねのばね力によって、第２制御油室内の作動油と協働してカムリングの偏心方向が大きくなるように付勢している。

[0004] また、ロータの外周面から径方向へ出没する複数のベーンとカムリングの内周面とによって隔成された複数のポンプ室の内圧も、カムリングの偏心、同心方向への揺動制御に寄与するようになっている。

[0005] そして、第２制御油室に対するポンプ吐出圧の供給と排出を、電磁切換弁とパイロット弁によって制御することによって、機関回転数に応じてカムリングの偏心量を制御して、低圧特性と高圧特性の２段階の要求吐出圧を制御することによって複数の機器にオイルを供給可能になっている。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特開２０１４－１０５６２２号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] ところで、前記従来の可変容量形ポンプにあっては、複数のポンプ室と前記第１、第２制御油室は、ポンプハウジングの対向内側面と該両内側面に摺接する前記カムリングの軸方向の両端面との間のいわゆるサイドクリアランスによってシールされるようになっている。

[0008] しかしながら、第２制御油室は、各ポンプ室の高圧領域となる吐出側領域に配置されていることから、例えば、高油温時などオイルの粘性が低い場合に、サイドクリアランスによるシール作用が不十分となって、各ポンプ室内の高圧なオイルが、サイドクリアランスを通って第２制御油室内に漏れ出てしまうおそれがある。つまり、低圧制御時や高圧制御時には、電磁切換弁やパイロット弁の通路抵抗などによって第２制御油室から速やかにオイルを排出することができず、サイドクリアランスから第２制御油室内に流入したリーク油量が相対的に多くなってしまう。

[0009] このため、第２制御油室の内圧が高くなって、カムリングを偏心方向へ揺動させてしまい、ポンプの制御圧力が意に反して上昇してしまうおそれがある。

[0010] そこで、カムリングの全体の径方向幅の長さを大きく（厚く）してサイドクリアランスのシール幅を大きくすることによって、シール性能を高めることも考えられるが、カムリング全体の径方向の幅長さを大きくすると、ポンプ全体の重量が増加してしまう。

[0011] 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、ポンプの制御圧力の意に反した上昇を抑制しつつポンプ全体の重量の増加を抑制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

[0012] 本願発明は、とりわけ、ポンプハウジングの両内側面の少なくとも一方側に形成され、ロータが回転駆動することによって各作動油室の容積が増大する吸入側領域に開口形成された吸入部と、前記ポンプハウジングの前記両内側面の少なくとも一方側に形成され、前記ロータが回転駆動することによっ

て前記各作動油室の容積が減少する吐出側領域に開口形成された吐出部と、前記吐出部から吐出された吐出圧が供給されることによって、その内圧により前記各作動油室の容積変化量を減少させる方向へ可動部材に力を付与する第１制御油室と、切換機構によって前記吐出圧が選択的に給排、または供給が遮断されることによって、前記各作動油室の容積変化量を変化させる方向へ前記可動部材に力を付与する第２制御油室と、前記ポンプハウジングの両内側面に摺動する前記可動部材の両端面に形成されて、前記各作動油室と前記第１制御油室との間をシールする第１シール部と、前記可動部材の両端面に形成されて、前記吐出側領域において、前記各作動油室と第２制御油室との間をシールすると共に、径方向の幅長さが前記第１シール部の径方向の幅長さよりも大きく形成された第２シール部と、を備えている。

発明の効果

[0013] 本願発明によれば、ポンプの制御圧力の意に反した上昇を抑制しつつポンプ全体の重量の増加を抑制することができる。

図面の簡単な説明

[0014] [図1]本発明の第１実施形態に係る可変容量形ポンプを、カバー部材を取り外して示す正面図である。

[図2]図１のＡ－Ａ線に沿う断面図である。

[図3]本実施形態に供されるポンプボディを、カバー部材との合わせ面側からみた図である。

[図4]本実施形態に供されるカバー部材を、ポンプボディとの合わせ面側からみた図である。

[図5]本実施形態のカムリングの偏心量が減少した状態を示す作用説明図である。

[図6]本実施形態に係る可変容量形ポンプの油圧特性を表すグラフである。

[図7]本発明の第２実施形態に係る可変容量形ポンプを示す概略図である。

[図8]本発明の第３実施形態に係る可変容量形ポンプを示す概略図である。

発明を実施するための形態

[0015] 以下に、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、以下の実施形態では、可変容量形ポンプを、自動車用内燃機関の摺動部や機関弁の開閉時期制御に供するバルブタイミング制御装置(ＶＴＣ)に対して機関の潤滑油を供給するためのオイルポンプとして適用した例を示している。

〔第１実施形態〕

このオイルポンプは、例えば、図外の内燃機関のシリンダブロックの前端部に設けられ、図１及び図２に示すように、一端側が開口形成され内部にポンプ収容室３が設けられた縦断面ほぼコ字形状のポンプボディ１及び該ポンプボディ１の一端開口を閉塞するカバー部材２とからなるポンプハウジングと、このポンプハウジングに回転自在に支持され、ポンプ収容室３のほぼ中心部を貫通して図外のクランクシャフトにより回転駆動される駆動軸４と、ポンプ収容室３内に移動（揺動）可能に収容され、後述する第１，第２制御油室２１，２２やコイルばね２３と協働してポンプ室１３の容積変化量を変更させるカムリング５と、該カムリング５の内周側に収容され、駆動軸４によって図１中の反時計方向に回転駆動されることによって、カムリング５との間に形成される複数の作動油室であるポンプ室１３の容積を増減させることによってポンプ作用を行うポンプ構成体と、を備えている。

[0016] また、ポンプハウジング（カバー部材２）には、第２制御油室２２への油圧の給排制御あるいは供給を遮断制御する制御機構であるパイロット弁３０が設けられている。また、このパイロット弁３０と後述する吐出通路１８との間に形成される後述の制御圧導入通路６０上には、吐出された作動油であるオイルのパイロット弁３０側への導入を切り換え制御する切換機構であるソレノイドバルブ５０が設けられている。

[0017] ポンプ構成体は、カムリング５の内周側において回転自在に収容され、中心部が駆動軸４の外周に結合されたロータ６と、該ロータ６の外周部に放射状に切欠形成された複数のスリット６ａ内においてそれぞれ出没自在に収容されたベーン７と、前記ロータ６より小径に形成され、このロータ６の内周

側両側部に配設された一対のリング部材８，８と、から構成されている。

[0018] ポンプボディ１は、アルミニウム合金材により一体に形成され、図１～図３に示すように、上下方向に長い矩形状に形成されていると共に、その幅長さが上下方向の長さに比較して小さく形成されている。また、ポンプボディ１は、ポンプ収容室３の底壁を構成する端壁１ａのほぼ中央位置に駆動軸４の一端部４ａを回転自在に支持する軸受孔１ｂが穿設されている。また、ポンプ収容室３の内周壁の所定位置には、揺動支点である棒状のピボットピン９を介してカムリング５を揺動自在に支持する横断面ほぼ半円状の支持溝１ｃが切欠形成されている。

[0019] さらに、ポンプ収容室３の内周面には、軸受孔１ｂの中心と支持溝１ｃ(ピボットピン９)の中心とを通る直線（以下「カムリング基準線」という。）Ｍに対して図１中の左半分側に、カムリング５の外周部に配設される第１シール部材１０ａが摺接する第１シール摺接面１ｄが形成されている。この第１シール摺接面１ｄは、支持溝１ｃ中心から所定半径Ｒ１をもって構成される円弧面状に形成されている。また、この第１シール摺接面１ｄは、カムリング５が偏心揺動する範囲において第１シール部材１０ａが常時摺接可能な周方向長さに設定されている。同様に、カムリング基準線Ｍに対して図１中の右半分側にも、カムリング５の外周部に配設される第２シール部材１０ｂが摺接する第２シール摺接面１ｅが形成されている。この第２シール摺接面１ｅは、支持溝１ｃの中心から所定半径Ｒ２をもって構成される円弧面状に形成されている。また、この第２シール摺接面１ｅは、カムリング５が偏心揺動する範囲において第２シール部材１０ｂが常時摺接可能な周方向長さに設定されている。

[0020] また、ポンプ収容室３の内周面における支持溝１ｃと、第１シール摺接面１ｄによって隔成される第１制御油室２１と、の間には、後述する低圧室４１を構成する円弧状の凹溝４０が形成されている。この凹溝４０の第１制御油室２１側の内側面には、カムリング５の外周部に配設される第３シール部材１０ｃが摺接する第３シール摺接面１ｆが形成されている。この第３シー

ル摺接面１ｆは、支持溝１ｃの中心から所定半径Ｒ３をもって構成される円弧面状に形成されている。また、この第３シール摺接面１ｆは、カムリング５が偏心揺動する範囲において第３シール部材１０ｃが常時摺接可能な周方向長さに設定されている。

[0021] なお、Ｒ１、Ｒ２及びＲ３の周方向長さの関係は、Ｒ１＞Ｒ２＞Ｒ３となっている。

[0022] 凹溝４０は、図１、図３に示すように、ピボットピン９の図中左側に形成されて、全体がポンプボディ１の内周面から上下長手方向に沿って円弧状に形成されている。

[0023] また、ポンプボディ１の端壁１ａの内側面には、特に図１に示すように、軸受孔１ｂの外周域には、ポンプ構成体によるポンプ作用に伴い各ポンプ室１３の容積が拡大する領域（以下「吸入側領域」という。）に開口するようにほぼ円弧凹状の吸入部である吸入ポート１１ａと、前記各ポンプ室１３の容積が縮小する領域（以下「吐出側領域」という。）に開口するようにほぼ円弧凹状の吐出部である吐出ポート１２ａが形成されている。この吸入ポート１１ａと吐出ポート１２ａは、それぞれ軸受孔１ｂを挟んでほぼ上下で対向するように切欠形成されている。

[0024] 本実施形態における前記吐出側領域としては、図１に示すように、駆動軸４（ロータ６）の回転方向において、吐出ポート１２ａの始端Ｓから終端Ｆまでの間に形成されている。

[0025] 吸入ポート１１ａは、その周方向のほぼ中間位置に、後述するスプリング収容室１６側へ膨出するように形成された導入部１１ｂが一体に設けられている。この導入部１１ｂと吸入ポート１１ａの境界部近傍には、ポンプボディ１の端壁１ａを貫通して外部へと開口する吸入口１１ｃが貫通形成されている。したがって、内燃機関のオイルパン４３に貯留されたオイルは、ポンプ構成体のポンプ作用に伴い発生する負圧に基づき吸入口１１ｃ及び吸入ポート１１ａを介して吸入領域に係る各ポンプ室１３に吸入されるようになっている。

[0026] 吐出ポート１２ａは、その終端Ｆ側にポンプボディ１の端壁１ａを貫通して外部へと開口する吐出口１２ｂが貫通形成されている。したがって、ポンプ作用により加圧されて吐出ポート１２ａへと吐出されたオイルは、図１に示すように、吐出口１２ｂからシリンダブロック内部に設けられた吐出通路１８を通って図外のメインオイルギャラリから機関内における各摺動部やＶＴＣ等へと供給される。なお、吐出通路１８の下流側には、オイルクーラやオイルフィルタ７０が設けられている。

[0027] また、吐出ポート１２ａには、該吐出ポート１２ａと軸受孔１ｂを連通する連通溝１５が切欠形成されている。この連通溝１５から軸受孔１ｂにオイルが供給されると共に、ロータ６及び各ベーン７の側部にもオイルが供給されることによって、各摺動部位の良好な潤滑が確保されている。

[0028] カバー部材２は、図２及び図４に示すように、ほぼ板状を呈し、ポンプボディ１の外形状に倣って上下方向に長い矩形状に形成されている。また、カバー部材２は、図外の複数のボルトによって内側面２ｂの外周側がポンプボディ１のポンプ収容室３の開口部側の取り付け面１ｇに取り付けられる。また、ポンプボディ１の軸受孔１ｂに対向する位置には、駆動軸４の大径な他端部４ｂを回転自在に支持する軸受孔２ａが貫通形成されている。

[0029] そして、このカバー部材２の内側面２ｂにも、ポンプボディ１と同様に、吸入ポート１１ａ’や吐出ポート１２ａ’、連通溝１５’が、ポンプボディ１の吸入ポート１１ａや吐出ポート１２ａ、連通溝１５に対向配置されている。なお、吸入ポートや吐出ポートは、ポンプボディ１側あるいはカバー部材２側のいずれか一方側に形成されていても良い。

[0030] 駆動軸４は、図２に示すように、小径な一端部４ａがポンプボディ１の端壁１ａの軸受孔１ｂに軸支されている。一方、駆動軸４の大径な他端部４ｂが、カバー部材２の軸受孔２ａに軸受けされつつ先端側が外部へと臨んでクランクシャフトなどに連係されている。駆動軸４は、クランクシャフトから伝達される回転力に基づきロータ６を図１中の時計方向(矢印方向)へと回転させるようになっている。

[0031] ロータ６は、図１に示すように、その中心側から径方向外側へ放射状に複数のスリット６ａが形成されている。この各スリット６ａの内側基端部には、それぞれ作動油である吐出オイルを導入する横断面ほぼ円形状の背圧室６ｂが設けられている。したがって、各ベーン７は、ロータ６の回転に伴う遠心力と背圧室６ｂ内の圧力とによって外方へと押し出されるようになっている。

[0032] 各ベーン７は、ロータ６の回転時において、各先端面がカムリング５の内周面に摺接すると共に、各基端面が前記各リング部材８，８の外周面にそれぞれ摺接するようになっている。

[0033] カムリング５は、図１及び図２に示すように、いわゆる焼結合金によりほぼ円筒状に一体形成され、その外周部の所定位置には、ピボットピン９に嵌合するほぼ円弧凹溝状のピボット部５ａが軸方向に沿って切欠形成される。また、このピボット部５ａに対しカムリング５の中心を挟んだ反対側の位置には、所定のばね定数に設定された後述する付勢部材であるコイルばね２３に連係するアーム部５ｂが径方向に沿って突設されている。

[0034] ポンプボディ１の内部下端位置には、図１及び図３に示すように、支持溝１ｃと対向する位置にスプリング収容室１６が設けられている。このスプリング収容室１６内には、その一端壁とアーム部５ｂの一側面との間に、所定のセット荷重Ｋを付与された前記コイルばね２３が弾装されている。このスプリング収容室１６の他端壁は、カムリング５の偏心方向の移動範囲を規制する規制面１６ａとして構成されている。つまり、この規制面１６ａにアーム部５ｂの他側面が当接することによって、カムリング５の偏心方向におけるそれ以上の移動(揺動)が規制されるようになっている。

[0035] このように、カムリング５は、コイルばね２３の付勢力によって、アーム部５ｂを介してその偏心量が増大する方向（図１中の時計方向）へと常時付勢されている。つまり、カムリング５は、非作動状態では、図１に示すように、アーム部５ｂの他側面が規制面１６ａに押し付けられた状態となって、その偏心量が最大となる位置に規制されるようになっている。

[0036] また、カムリング５の外周部には、ポンプボディ１の内周壁によって構成される第１、第２、第３シール摺接面１ｄ、１ｅ、１ｆに対向して設けられ、この各シール摺接面１ｄ、１ｅ、１ｆと同心円弧状の第１、第２、第３シール構成部５ｃ、５ｄ、５ｅが突出形成されている。これらシール構成部５ｃ、５ｄ、５ｅの各シール面に形成されたそれぞれのシール保持溝内には、カムリング５の偏心揺動時に各シール摺接面１ｄ、１ｅ、１ｆに摺接する第１、第２、第３シール部材１０ａ、１０ｂ、１０ｃがそれぞれ収容保持されている。

[0037] 第１、第２、第３シール部材１０ａ～１０ｃは、いずれも低摩擦特性を有するフッ素系樹脂材によってカムリング５の軸方向に沿って直線状に細長く形成されている。また、この各シール部材１０ａ～１０ｃは、各シール保持溝の底部にそれぞれ配設されたゴム製の弾性部材の弾性力をもって各シール摺接面１ｄ～１ｆに押し付けられることにより、この各シール摺接面１ｄ～１ｆと各シール面との間を液密的にシールするようになっている。

[0038] さらに、カムリング５の外周面とポンプボディ１の内周面との間には、図１に示すように、ピボットピン９を中心とした円周方向の左右位置に第１制御油室２１と第２制御油室２２及び前記低圧室４１が形成されている。

[0039] 具体的に説明すると、第１制御油室２１は、第１シール部材１０ａと第３シール部材１０ｃとの間に隔成されている。第２制御油室２２は、ピボットピン９と第２シール部材１０ｂとの間に隔成されている。さらに低圧室４１は、ピボットピン９と第３シール部材１０ｃとの間にそれぞれ隔成されている。

[0040] したがって、カムリング５の外周面のうち、第１制御油室２１に臨む第１受圧面５ｆは、ピボットピン９との間の低圧室４１の存在によって小さく形成されて、ピボットピン９から円周方向に大きく延びる第２制御油室２２に臨む第２受圧面５ｇの方が大きく形成されている。このため、第１、第２制御油室２１，２２の双方に同じ油圧(吐出圧)が作用した場合には、全体としてその偏心量を増加させる方向（図１中の時計方向）へとカムリング５を付

勢する構成となっている。

[0041] 第１，第２制御油室２１，２２には、吐出通路１８から分岐形成された制御圧導入通路６０を介してポンプ吐出圧が導かれるようになっている。すなわち、第１制御油室２１には、制御圧導入通路６０からさらに二股に分岐された一方の分岐通路である第１導入通路６１を介してポンプ吐出圧が供給される。一方、第２制御油室２２には、他方の分岐通路である第２導入通路６２を通じて電磁切換弁５０やパイロット弁３０を経てポンプ吐出圧が供給される。そして、これらの各油圧がそれぞれ第１、第２制御油室２１，２２に面するカムリング５の第１、第２受圧面５ｆ、５ｇに作用することによって、カムリング５に対し移動力（揺動力）が付与されることとなる。

[0042] したがって、オイルポンプは、コイルばね２３のセット荷重Ｋに対して両制御油室２１，２２の内圧に基づく付勢力が小さいときは、カムリング５は図１に示すような最大偏心状態となる。一方、吐出圧の上昇に伴い両制御油室２１，２２の内圧に基づく付勢力がコイルばね２３のセット荷重Ｋを上回ったときは、その吐出圧に応じてカムリング５が同心方向へ移動することとなる。

[0043] また、低圧室４１は、図１～図３に示すように、凹溝４０によってポンプボディ１の上下方向に沿って形成されていると共に、カバー部材２に貫通形成された連通孔４２によってポンプの外部である大気に開放されつつオイルパン４３に連通している。つまり、この低圧室４１には、後述するように、ポンプの作動によってカムリング５の軸方向の両端面５ｈ、５ｉとポンプボディ１及びカバー部材２との摺動面(サイドクリアランス)からリークしたオイルや該オイル内に混入したいわゆるコンタミが流入する。これらのオイルやコンタミを、連通孔４２を介してオイルパン４３内に排出するようになっている。

[0044] 連通孔４２は、低圧室４１の重力方向下側のピボットピン９寄りに配置されている。また、連通孔４２は、カバー部材２の壁部を貫通した小径な細長い孔によってほぼ水平に形成され、一端部４２ａが低圧室４１の底部側に開

口形成されていると共に、他端部４２ｂがカバー部材２の外面に開口形成されて、オイルパン４３に臨んでいる。

[0045] また、この連通路４２の一端部４２ａは、カムリング５のいずれの揺動位置においてもカムリング５によって閉塞されることなく、常に低圧室４１とオイルパン４３とを連通する位置に形成されている。

[0046] また、第１制御油室２１と第２制御油室２２は、各ポンプ室１３との間が図２に示すように、カムリング５の軸方向の両端面５ｈ、５ｉと該両端面５ｈ、５ｉが摺接するポンプボディ１のポンプ収容室３の一方側内側面としての底面３ａ及びカバー部材２の他方側内側面２ｂの間のいわゆるサイドクリアランスであるによってシールされている。

[0047] また、低圧室４１も、各ポンプ室１３との間はカムリング５の両端面５ｈ、５ｉとポンプ収容室３の底面３ａ及びカバー部材２の内側面２ｂとの間のサイドクリアランスによってシールされている。

[0048] カムリング５は、図１及び図２に示すように、サイドクリアランスを構成する両端面５ｈ、５ｉのうち、第１制御油室２１と各ポンプ室１３との間をシールする部位を、第１シール部である第１シール面４４としている。また、第２制御油室２２と各ポンプ室１３との間をシールする部位を、第２シール部である第２シール面４５としている。さらに吐出側領域内に有する低圧室４１と各ポンプ室１３との間をシールする部位を、第３シール部である第３シール面４６として構成されている。なお、第１～第３シール部４４～４６は、カムリング５の両端面５ｈ、５ｉに形成されるが、以下では、便宜上、図１で示す一端面５ｈ側についてのみ説明する。

[0049] そして、第２シール面４５と第３シール面４６は、それぞれの径方向の幅長さＷ２がほぼ同一に形成されていると共に、この径方向の幅長さＷ２が、第１シール面４４の径方向の幅長さＷ１よりも大きく形成されている。

[0050] すなわち、第１制御油室２１が位置する各ポンプ室１３は、吸入ポート１１ａ、１１ａ’が臨む吸入側領域になっており、この吸入領域では、各ポンプ室１３内が負圧(低圧)の状態になっている。このため、前記第１シール面

４４に作用する油圧は低圧状態になっている。一方、前記第２制御油室２２と低圧室４１が位置する各ポンプ室１３は、吐出ポート１２ａ、１２ａ’が臨む吐出側領域(吐出ポート１２ａ、１２ａ’の始端Ｓ－終端Ｆまでの間)になっており、この吐出側領域では、各ポンプ室１３内が正圧(高圧)の状態になっている。このため、第２シール面４５と第３シール面４６に作用する油圧が高圧状態になっている。

[0051] そこで、本実施形態では、第２、第３シール部４５，４６の径方向の幅長さＷ２を、第１シール面４４の幅方向の幅長さＷ１よりも大きく形成することによって、ポンプ収容室３の底面３ａとの相対関係で形成される第２、第３シール部４５，４６のシール面積を第１シール面４４のシール面積よりも大きく形成した。

[0052] 具体的には、例えば本実施形態のオイルポンプに仕様では、第１シール面４４の径方向の平均幅長さＷ１を約３．５ｍｍにした設定する一方、第２、第３シール部４５，４６の径方向の平均幅長さＷ２を前記平均幅長さＷ１より大きな約５．０ｍｍに設定したのである。

[0053] パイロット弁３０は、図１に示すように、ポンプボディ１のカバー部材２と重合して設けられる長手方向の上端部に横方向に沿って配置されている。

[0054] また、このパイロット弁３０は、カバー部材２の外側まで延設された筒状のバルブボディ３１と、該バルブボディ３１の底部開口を閉塞するプラグ３２と、バルブボディ３１の内部軸方向に形成されたバルブ収容孔３１ａ内に摺動自在に収容され、バルブボディ３１の内周面と摺接する一対の第１、第２ランド部３３ａ，３３ｂによって第２制御油室２２に対しての油圧の給排制御に供するスプール弁体３３と、バルブボディ３１の他端側内周においてプラグ３２とスプール弁体３３の間に所定のセット荷重をもって弾装され、スプール弁体３３をバルブボディ３１の一端側へ常時付勢するバルブスプリング３４と、から主として構成されている。

[0055] バルブボディ３１の一端部には、第２導入通路６２の下流側の通路（以下、下流側通路という。）６２ａを介してソレノイドバルブ５０と接続される

導入ポート６３が開口形成されている。また、バルブボディ３１とポンプボディ１の内部には、その軸方向中間位置に、一端側が第２制御油室２２に接続されると共に、他端側が後述する中継室３１ｂと常時接続されている。これにより、第２制御油室２２に対する油圧を給排する給排ポート６４が開口形成される。

[0056] また、バルブボディ３１の周壁の軸方向のほぼ中央位置に、一端側が外部へ直接開口又は吸入側に接続され、後述する中継室３１ｂとの接続を切り換えることによって、この中継室３１ｂを介して第２制御油室２２内の油圧の排出に供される第１ドレンポート６５が開口形成されている。バルブボディ３１の後述する背圧室と重合する軸方向位置にも、前記第１ドレンポート６５と同様に、外部へ直接開口又は吸入側に接続される第２ドレンポート６６が開口形成されている。

[0057] また、バルブボディ３１の周壁には、ポンプボディ１と協働してスプール弁体３３が図１中の左端側の位置にある状態で、後述する中継室３１ｂを連通する連通油路６７が形成されている。

[0058] スプール弁体３３は、軸方向の両端部の第１、第２ランド部３３ａ，３３ｂ間に設けられた小径軸部３３ｃを有している。また、スプール弁体３３は、バルブボディ３１内の第１ランド部３３ａの軸方向外端側に形成されて、導入ポート６３から吐出圧が導かれる圧力室６８と、小径軸部３３ｃの外周に形成されて、スプール弁体３３の軸方向位置によって給排ポート６４と連通油路６７又は第１ドレンポート６５とを中継する中継室３１ｂと、第２ランド部３３ｂとプラグ４２との間に設けられ、第２ランド部３３ｂの外周側（微小隙間）を通じて中継室３１ｂより漏出したオイルの排出に供する背圧室と、をそれぞれ有している。

[0059] このような構成から、パイロット弁３０は、導入ポート６３より圧力室６８に導かれる吐出圧が所定圧（後述するスプール作動油圧Ｐｓ）以下の状態では、バルブスプリング３４の付勢力によってスプール弁体３３がバルブ収容部３１ａの一端側に位置することとなる（図１参照）。すなわち、スプー

ル弁体３３が前記一端側に位置することにより、連通油路６７が中継室３１ｂに連通される一方、第２ランド部３３ｂによって第１ドレンポート６５と中継室３１ｂの連通が遮断されて、給排ポート６４を介して第２制御油室２２と中継室３１ｂが連通される。この結果、下流側通路６２ａから連通油路６７を通って導かれる油圧が、中継室３１ｂと給排ポート６４を介して第２制御油室２２へと供給されることとなる。

[0060] そして、圧力室６８に導かれる吐出圧が所定圧を超えると、バルブスプリング３４の付勢力に抗してスプール弁体３３が一端側から他端側へと移動し、給排ポート６４を介して第２制御油室２２は中継室３１ｂとの連通が維持される。一方、第１ランド部３３ａによって連通油路６７と中継室３１ｂとの連通が遮断されると、これとほぼ同時に第１ドレンポート６５を介して中継室３１ｂとオイルパン４３が連通される。この結果、第２制御油室２２内のオイルが給排ポート６４と中継室３１ｂを通って第１ドレンポート６５からオイルパン４３へ排出されるように切り換えられる。

[0061] なお、前記遮断されるとほぼ同時に、の意味するところは、切り換えタイミングにおいて、連通油路６７と第１ドレンポート６５の両方が給排ポート６４と短時間連通される、あるいは両方とも短時間遮断されることを意味する。

[0062] ソレノイドバルブ５０は、図１に示すように、制御圧導入通路６０の途中に介在する図外のバルブ収容孔内に収容配置されている。また、ソレノイドバルブ５０は、内部軸方向に沿って油通路５４が貫通形成された円筒状のバルブボディ５１と、油通路５４の先端側内部に固定されて、第２導入通路６２の上流側と接続される導入ポート５５を有するシート部材５２と、該シート部材５２の内端部開口縁に形成されるバルブシートに対して離着座自在に設けられ、導入ポート５５の開閉に供するボール弁体５３と、バルブボディ５１の他端部に設けられたソレノイド５６と、から主として構成されている。

[0063] バルブボディ５１は、ボール弁体５３を収容する弁体収容部５７の内端部

開口縁にも、シート部材５２に有するバルブシートと同様のバルブシートが形成されている。さらに、バルブボディ５１の周壁のうち、その一端側となる前記弁体収容部５７の外周部に、下流側通路６２ａと接続されてパイロット弁３０に対する油圧の給排に供する給排ポート５８が径方向に沿って貫通形成されている。また、その他端側となる油通路５４の外周部には、オイルパン４３に連通するドレンポート５９が径方向に沿って貫通形成されている。

[0064] ソレノイド５６は、ケーシング内部に収容されるコイルに通電されることにより発生する電磁力によって、このコイルの内周側に配置されるアーマチュア及びこれに固定されるロッド５６ａが図１中の下方向へと進出移動するようになっている。

[0065] このソレノイド５６には、内燃機関の油温や水温、機関回転数など所定のパラメータによって検出ないし算出された機関運転状態に基づいて車載のＥＣＵ（図示外）から励磁電流が通電される。

[0066] したがって、ソレノイド５６への通電時には、ロッド５６ａが進出移動することによって、このロッド５６ａの先端部に配置されるボール弁体５３がシート部材５２側のバルブシートに押し付けられる。これによって、導入ポート５５と給排ポート５８の連通が遮断され、油通路５４を介して給排ポート５８とドレンポート５９が連通される。

[0067] 一方、このソレノイド５６の非通電時には、導入ポート５５より導かれる吐出圧に基づいてボール弁体５３が後退移動してバルブボディ５１側のバルブシートに押し付けられる。これによって、導入ポート５５と給排ポート５８が連通状態となると共に、給排ポート５８とドレンポート５９の連通が遮断される。

〔オイルポンプの作用〕

以下に、本実施形態に係るオイルポンプの作用について説明する。

[0068] まず、オイルポンプの作用説明に入る前に、このオイルポンプの吐出圧制御の基準となる内燃機関の必要油圧について、図６に基づいて説明すれば、

図中のＰ１は、例えば燃費向上等に供するＶＴＣの要求油圧に相当する機関要求油圧を示している。Ｐ２は、ピストンの冷却に供するオイルジェットの要求油圧に相当する機関要求油圧及び機関高回転時の前記クランクシャフトの軸受部の潤滑に要する機関要求油圧を示している。これら点Ｐ１～Ｐ２を実線により繋いだものが、内燃機関の機関回転数に応じた理想的な必要油圧（吐出圧）Ｐを表している。

[0069] また、同図中におけるＰｃは、セット荷重Ｋに基づくコイルばね２３の付勢力に抗してカムリング５が同心方向へ移動を開始するカムリング作動油圧を示している。Ｐｓは、セット荷重Ｋ１に基づくバルブスプリング３４の付勢力に抗してスプール弁体３３が一端側の位置から他端側の位置へと移動を開始し、第１ドレンポート６５の開口が始まるスプール作動油圧を示している。

[0070] このような設定から、機関始動から低回転域までの回転域に相当する図６中の区間ａでは、電磁切換弁５０のソレノイド５６に励磁電流が通電され、導入ポート５５と給排ポート５８の連通が遮断される。一方、給排ポート５８とドレンポート５９が連通する。これにより、第２制御油室２２（パイロット弁３０）側には吐出圧Ｐが導入されない。したがって、パイロット弁３０のスプール弁体３３は、図１に示す最大左側の位置に保持されることとなる。この結果、第２制御油室２２内のオイルは、下流側通路６２ａ及び油通路５４を介してソレノイドバルブ５０のドレンポート５９からオイルパン４３内に排出され、第１制御油室２１のみに吐出圧Ｐが供給される。この機関回転域では、吐出圧（機関内油圧）Ｐがカムリング作動油圧Ｐｃよりも低い状態となっている。このため、カムリング５が最大偏心状態に保持されて、吐出圧Ｐは機関回転数にほぼ比例するかたちで増大する特性となる。

[0071] その後、機関回転数が上昇して吐出圧Ｐがカムリング作動油圧Ｐｃに到達すると（図６参照）、ソレノイド５６への通電状態が維持され、引き続き第１制御油室２１のみに吐出圧Ｐが供給される。これにより、第１制御油室２１の内圧に基づく付勢力がコイルばね２３の付勢力に打ち勝ち、カムリング

５が同心方向へと移動を始める。この結果、前述したカムリング５が最大偏心状態にあるときと比べて、この吐出圧Ｐの増加量が小さくなる（図６中の区間ｂ）。

[0072] 機関回転数がさらに上昇し、機関運転状態において機関要求油圧Ｐ２が必要になると（図６参照）、ソレノイド５６への通電が遮断され、導入ポート５５と給排ポート５８が連通する。一方、給排ポート５８とドレンポート５９の連通が遮断される（図６中の時点Ｘ）。この結果、制御圧導入通路６０から第２導入通路６２へ供給される吐出圧Ｐが下流側通路６２ａを介してパイロット弁３０側へと導かれる。このとき、吐出圧Ｐは未だスプール作動油圧Ｐｓに達していなければ、パイロット弁３０のスプール弁体３３は一端側に位置することとなり(図１に示す位置)、連通油路６７を通じて中径部３１ｂと給排ポート６４が連通するので、吐出圧が第２制御油室２２へと供給される。これにより、コイルばね２３の付勢力と第２制御油室２２の内圧に基づく付勢力との合力からなる偏心方向の付勢力が、第１制御油室２１の内圧に基づく同心方向の付勢力を上回る。このため、カムリング５は、偏心方向へと押し戻されて、吐出圧Ｐの増加量が再び大きくなり、高圧特性となる(図中の区間ｃ)。

[0073] その後、かかる増大特性に基づき吐出圧Ｐが上昇してスプール作動油圧Ｐｓに到達すると、パイロット弁３０によって導入ポート６３より吐出圧Ｐが圧力室６８に導入される、この吐出圧Ｏによってスプール弁体３３が、バルブスプリング３４の付勢力に抗してプラグ３２側へと移動し、その位置が一端側から他端側へと切り替わる。

[0074] これにより、連通油路６７のバルブ収容部３１ａ側開口が第１ランド部３３ａによって遮断される。同時に、中継室３１ｂを介して給排ポート６４と第１ドレンポート６５が連通することによって、第２制御油室２２内のオイルは排出することにより減圧され、吐出圧Pよりも低くなる。この結果、第１制御油室２２の内圧に基づく同心方向の付勢力がコイルばね２３の付勢力と第２制御油室２２の内圧に基づく付勢力との合力からなる偏心方向の付勢力

を上回って、カムリング５が図４及び図５に示すように同心方向へ移動することにより、吐出圧Ｐが減少する。

[0075] すると、この吐出圧Ｐの減少によりスプール弁体３３の一端に作用する油圧（吐出圧Ｐ）がスプール作動油圧Ｐｓを下回ると、この吐出圧Ｐによる付勢力にバルブスプリング３４の付勢力が打ち勝ち、スプール弁体３３が導入ポート６３側へと移動する。これにより、パイロット弁３０の連通油路６７と給排ポート６４が連通して、第２制御油室２２に再び第２吐出圧が供給される。この結果、カムリング５は、偏心方向へと押し戻されて、吐出圧Ｐが再び増大して高圧特性(図６の区間ｄ)となる。

[0076] その後、この吐出圧Ｐの増大によって、スプール弁体３３の一端に作用する油圧がスプール作動油圧Ｐｓを上回ると、このスプール弁体３３がバルブスプリング３４の付勢力に抗して再び他端側へと移動する。これにより、前述のように、第２制御油室２２内のオイルは排出されて、第１制御油室２１のみに吐出圧Ｐが供給される。この結果、第１制御油室２２の内圧に基づく同心方向の付勢力がコイルばね２３の付勢力と第２制御油室２２の内圧に基づく付勢力との合力からなる偏心方向の付勢力を上回って、カムリング５が同心方向へ移動する。これにより、吐出圧Ｐが再び減少する。

[0077] このように、オイルポンプは、パイロット弁３０のスプール弁体３３によって、第２制御油室２２に連通する給排ポート６４と連通油路６７又は第１ドレンポート６５との接続が連続的に交互に切り替わることにより、吐出圧Ｐがスプール作動油圧Ｐｓに維持されるように調整されることとなる。

[0078] このとき、かかる調圧は、パイロット弁３０における給排ポート６４の切換によって行われるため、コイルばね２３のばね定数による影響を受けることがない。また、調圧は、給排ポート６４の切換に係るスプール弁体３３の極狭いストロークの範囲で行われるため、バルブスプリング３４のばね定数による影響を受けるおそれもない。その結果、本区間では、オイルポンプの吐出圧Ｐが機関回転数の上昇に伴い比例的に増大するのではなくほぼフラットな特性となり、前記理想的な必要油圧に極力近づけることが可能となる。

[0079] したがって、本実施形態に係るオイルポンプは、パイロット弁３０による調圧制御に基づき、高い所定圧（スプール作動油圧Ｐｓ）に維持することが要請される機関回転域（図６中の区間ｄ）において、吐出圧Ｐをこの高圧に維持することができる。

[0080] また、本実施形態では、前記カムリング５の第２、第３シール部４５，４６の径方向の幅長さＷ２を、第１シール面４４の径方向の幅長さＷ１よりも大きく設定したことから、前述したポンプ作動中において、例えば高油温時などオイルの粘性が低い場合であっても、前記第２、第３シール部４５，４６によるシール機能が十分に発揮されることから、前記吐出側領域における各ポンプ室１３内の高圧なオイルの第２制御油室２２や低圧室４１内への漏れを十分に抑制することができる。

[0081] すなわち、前記従来技術のように、前記第２、第３シール部４５，４６の径方向の幅長さＷ２が第１シール面４４の同じく比較的小さい場合には、シール面積を十分に確保することができないことから、吐出側領域での各ポンプ室１３内の高圧なオイルが特に第２制御油室２２内に漏れ出てしまうおそれがある。一方、前記低圧制御時や高圧制御時には、前記電磁切換弁５０やパイロット弁３０の通路抵抗などによって第２制御油室２２から速やかにオイルを排出することができない。この結果、第２制御油室２２の内圧が高くなって、カムリング５を偏心方向へ揺動させてしまい、前記ポンプの制御圧力が意に反して上昇してしまうおそれがある(図６の太い破線参照)。

[0082] そこで、本実施形態では、前述のように、第２、第３シール部４５，４６の径方向の幅長さＷ２を大きく形成することによって、シール面積を大きくして各ポンプ室１３から第２制御油室２２や低圧室４１内へのオイルの漏れを十分に抑制することができる。

[0083] したがって、カムリング５を偏心方向へ意に反して移動させることがなくなることから、図６の実線で示すように、低圧制御時や高圧制御時においてもポンプの吐出圧をフラットな安定した状態に制御することが可能になる。

[0084] しかも、本実施形態では、カムリング５の径方向の幅長さを全体に厚くす

るのではなく、第２、第３シール部４５，４６のみを部分的に厚くするだけである。したがって、低圧な吸入領域にある第１シール面４４側では、その径方向の幅長さＷ１が比較的薄く形成されていることから、カムリング５の重量の増加を抑制することができる。この結果、オイルポンプ全体の重量の増加を抑えることができる。

[0085] また、本実施形態では、ポンプボディ１に低圧室４１を設けたことによって、カムリング５の前記第１制御油室２１に位置する第１受圧面５ｆが相対的に小さくなって、この第１受圧面５ｆの受圧面積が第２制御油室２２に位置する第２受圧面５ｇの受圧面積の方が大きくなっている。このため、前記吐出圧が高圧特性(図６のＰ２)の状態のときの例えば各ポンプ室１３内でのエアレーションやキャビティーションなどに起因してオイル内に混入した気泡によるカムリング５の挙動の不安定化を抑制することができる。

[0086] また、低圧室４１内に、各ポンプ室１３の高圧オイルが例えば第３シール面４６を仮に通過したオイルや、このオイルと一緒に金属粉であるコンタミなどが流入して一旦捕集されるが、ここから連通孔４２を通ってオイルパン４３内に効率良く排出される。このため、ポンプ収容室３内のポンプ構成体などの各構成部品が、コンタミなどによる異常摩耗などの発生を抑制することができる。この結果、ポンプの耐久性を向上できる。

〔第２実施形態〕

図７は本発明の第２実施形態を示し、オイルポンプの配置を第１実施形態のものに対して左右逆に配置すると共に、駆動軸４の回転方向が図中反時計方向(矢印方向)になっている。さらに、第１実施形態における低圧室４１を廃止したものである。なお、オイルポンプの基本構造は第１実施形態と同じであるから、同一の符番を付して具体的な説明は省略する。

[0087] すなわち、この実施形態では、カムリング５が第１実施形態とは左右反対向きに配置されていると共に、これに伴い第１制御油室２１が図中右側に、第２制御油室２２が図中左側にそれぞれ配置されている。また、吸入ポート１１ａは、図中下側に位置して一部が第１制御油室２１と径方向でオーバー

ラップしている一方、吐出ポート１２ａは、図中上側に位置してその大部分が第２制御油室２２と径方向でオーバーラップしている。

[0088] また、この実施形態では、吐出側領域としては、駆動軸４の回転方向における吐出ポート１２ａの始端Ｓから終端Ｆまでの間となっており、この領域内で第２シール面４５によって各ポンプ室１３と第２制御油室２２との間がシールされるようになっている。

[0089] 他の構成は第１実施形態と同じであるから、同一の作用効果が得られるが、低圧室を設けない分だけカムリング５の外周面に沿った第１制御油室２１の長さを大きくすることができる。これによって、第１制御油室２１が臨むカムリング５の第１受圧面５ｆの面積を大きくすることができるので、カムリング５の同心方向への移動制御が容易になり、さらに安定したポンプ吐出圧制御が可能になる。

〔第３実施形態〕

図８は本発明の第３実施形態を示し、基本構造は第２実施形態に類似しているが、第１制御油室２１と第２制御油室２２の両方が前記ピボットピン９の右側に配置されていると共に、ピボットピン９の左側の油室４７は吸入ポート１１ａと連通した低圧室になっている。また、前記各実施形態におけるパイロット弁が廃しされている。そして、第２制御油室２２には、吐出通路１８から分岐した第２導入通路６２の下流側通路６２ａから電磁切換弁５０のみを介してポンプ吐出圧が給排制御されるようになっている。

[0090] 第２制御油室２２に供給されたポンプ吐出圧は、第１制御油室２１のポンプ吐出圧と協働して前記カムリング５をコイルばね２３のばね力に抗して図中時計方向へ、つまり同心方向へ揺動させるようになっている。

[0091] 一方、第１制御油室２１は、前記各実施形態と同じくポンプ吐出圧が第１導入通路６１から供給されている。また、この第１制御油室２１のカムリング５を介した内側の各ポンプ室１３は、吐出ポート１２ａに臨んでいる。したがって、カムリング５は、この部位に位置する内外面には第１制御油室２１内のポンプ吐出圧とポンプ構成体による圧縮初期の高油圧の両方のほぼ均

一な圧力が内外面に作用している。

[0092] したがって、カムリング５の前記第１制御油室２１と前記各ポンプ室１３との間における部位の径方向の幅長さＷ１は、十分に小さく形成されている。つまり、この部位では、内外でほぼ均一な油圧が作用することから第１シール面４４の幅長さＷ１は小さくても各ポンプ室１３から第１制御油室２１へのオイルの漏れは殆どない。

[0093] なお、駆動軸４は、第２実施形態と同じく図中反時計方向(矢印方向)に回転するようになっている。

[0094] 本実施形態における吐出側領域としては、吸入ポート１１ａの終端Ｆ’から吐出ポート１２ａの始端Ｓまでの間とし、この間における前記カムリング５の第１シール面４５の径方向の幅長さＷ２が第１制御油室２１側の第１シール面４４の径方向の幅長さＷ１よりも十分に大きく形成されている。

[0095] これによって、前記吐出側領域における各ポンプ室１３から第２制御油室２２へのオイルの漏れを抑制することができる。

[0096] また、カムリング５は、第２シール面４５の径方向の幅長さＷ２は大きくなっているが、第１シール面４４の径方向の幅長さＷ１は小さくなっていることから、重量の増加を抑制できることは、各実施形態と同様である。

[0097] 本発明は、前記実施形態の構成に限定されるものではなく、例えば、前記吐出側領域としては、前記各実施形態の場合以外に、ロータ６の回転方向における前記吐出ポート１２ａの終端Ｆから吸入ポート１１ａの始端Ｓ’までの間とすることも可能である。

[0098] また、前記各実施形態では、第１シール面４４と第２シール面４５(４６)の径方向の幅長さＷ１，Ｗ２の対比を、平均の幅長さとしているが、両者の最大の幅長さ、あるいは最小の幅長さを対象とすることも可能である。

[0099] さらに、前記各実施形態では、連通孔４２を、低圧側であるオイルパン４３(大気)に連通させているが、場合によっては吸入負圧が発生する前記吸入口１１ｃ側などに連通させることも可能である。

[0100] さらに、前記低圧室４１は、凹溝４０を介して比較的大きな円弧状に形成

されているが、コンタミなどを流入、捕集できる大きさであれば良く、さらに小さく形成することも可能である。

[0101] 前記ポンプハウジングを、機関のシリンダブロックなどに取り付ける際におけるその向きは任意に選択でき、例えば機関などの大きさや仕様などに応じて自由に変更することも可能である。

[0102] 前記各実施形態では、前記カムリング５を揺動させることで吐出量を可変にする形態を例に説明しているが、この吐出量を可変にする手段としては、前記揺動に係る手段のみならず、例えばカムリング５を径方向へと直線的に移動させることによって行うこととしてもよい。

[0103] なお、前記各実施形態では、オイルポンプとして、ベーン型ポンプを用いているが、例えばギヤポンプを用いることも可能である。

[0104] 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。

[0105] 可変容量形ポンプは、その一つの態様において、回転駆動されるロータと、該ロータの外周部に出没可能に設けられた複数のベーンと、前記ロータと前記複数のベーンとをその内周側に収容することによって複数の作動油室を隔成すると共に、前記ロータの回転中心に対して内周中心が変化するように移動することによって前記ロータの回転時における前記各作動油室の容積変化量を変更させる円環状の可動部材と、内部に前記ロータやベーン及び可動部材を収容し、対向する両内側面に前記可動部材の軸方向の両端面が摺接自在なポンプハウジングと、前記ポンプハウジングの前記両内側面の少なくとも一方側に形成され、前記ロータが回転駆動することによって前記各作動油室の容積が増大する吸入側領域に開口形成された吸入部と、前記ポンプハウジングの前記両内側面の少なくとも一方側に形成され、前記ロータが回転駆動することによって前記各作動油室の容積が減少する吐出側領域に開口形成された吐出部と、前記吐出部から吐出された吐出圧が供給されることによって、その内圧により前記各作動油室の容積変化量を減少させる方向へ前記可動部材に力を付与する第１制御油室と、切換機構によって前記吐出圧が選択

的に給排、または供給が遮断されることによって、前記各作動油室の容積変化量を変化させる方向へ前記可動部材に力を付与する第２制御油室と、前記ポンプハウジングの両内側面に摺動する前記可動部材の両端面に形成されて、前記各作動油室と前記第１制御油室との間をシールする第１シール部と、前記可動部材の両端面に形成されて、前記吐出側領域において、前記各作動油室と第２制御油室との間をシールすると共に、径方向の幅長さが前記第１シール部の径方向の幅長さよりも大きく形成された第２シール部と、を備えている。

[0106] 前記可変容量形ポンプの好ましい態様として、前記第２制御油室は、前記吐出部から供給された作動油によって前記各作動油室の容積変化量を増加させる方向へ前記可動部材に力を付与している。

[0107] さらに別の好ましい態様として、前記第２シール部の径方向の平均幅長さを、前記第１制御油室の径方向の平均幅長さよりも長く形成した。

[0108] さらに別の好ましい態様として、前記第２シール部の径方向の最小幅長さを、前記第１シール部の径方向の最小幅長さよりも長く形成した。

[0109] さらに別の好ましい態様として、前記第２シール部の径方向の最大幅長さを、前記第１シール部の径方向の最大幅長さよりも長く形成した。

[0110] さらに別の好ましい態様として、前記吸入部と吐出部は、前記可動部材の移動方向に沿って円弧状に形成されていると共に、前記ロータの回転方向における前記吸入部の終端と前記吐出部の終端との間を前記吐出側領域とし、この吐出側領域における前記作動油室と前記第２制御油室との間をシールする前記第２シール部の径方向の幅長さは、前記第１シール部の径方向の幅長さよりも大きく形成されている。

[0111] さらに別の好ましい態様として、前記可動部材は、揺動支点を中心に揺動することによって、前記各作動油室の容積を増減変化させるカムリングである。

[0112] さらに別の好ましい態様として、前記可動部材の揺動支点と前記第１制御油室との間に設けられ、低圧側に連通する第３制御油室とを備え、前記吐出

側領域における前記作動油室と前記第３制御油室との間をシールする前記可動部材の両端面に形成された前記第３シール部の径方向の幅長さを、前記第１シール部の径方向の幅長さよりも大きく形成した。

[0113] さらに別の好ましい態様として、前記第２シール部の径方向の幅長さは、約３．５ｍｍ以上に形成されている。

[0114] さらに別の好ましい態様として、前記吐出側領域を、前記ロータの回転方向における前記吐出部の始端から終端までの間とした。

[0115] さらに別の好ましい態様として、前記吐出側領域を、前記ロータの回転方向における前記吐出部の終端から前記吸入部の始端までの間とした。

[0116] さらに別の好ましい態様では、前記吐出側領域を、前記ロータの回転方向における前記吸入部の終端から前記吐出部の始端までの間とした。

[0117] さらに可変容量形ポンプの別の好ましい態様として、複数のポンプ室の容積が変化して吸入部から吸入された作動液を吐出部から吐出するポンプ構成体をポンプ収容室に収容したポンプハウジングと、前記ポンプ収容室内に配置され、移動することによって前記複数のポンプ室の容積変化量を変更させる円環状の可動部材と、前記吐出部から吐出された作動液が供給されることによって、前記複数のポンプ室の容積を減少させる方向へ前記可動部材に付勢力を付与する第１制御油室と、前記吐出部から通路を介して作動液が選択的に給排または供給が遮断されることによって、前記複数のポンプ室の容積を変化させる方向へ前記可動部材を制御する第２制御油室と、前記吐出部からの作動液の吐出圧に応じて前記第２制御油室への油圧の給排を制御する制御機構と、該制御機構と吐出部との間に形成される制御圧導入通路上に設けられ、吐出された作動液の前記制御機構側への導入を切り換え制御する切換機構と、前記ポンプハウジングの対向する内側面に摺動する前記可動部材の両端面に形成され、前記吸入部側において前記各ポンプ室と前記第１制御油室との間をシールする第１シール部と、前記ポンプハウジングの内側面に摺動する前記可動部材の両端面に形成され、前記吐出部側において前記各ポンプ室と第２制御油室との間をシールする第２シール部と、を備え、

前記吐出部側における各ポンプ室から前記第２シール部を介して第２制御油室へリークする作動液のリーク量を、前記吸入部側における各ポンプ室から前記第１シール部を介して第１制御油室へリークする作動液のリーク量よりも少なくした。

[0118] さらに別の好ましい態様として、前記可動部材の第２シール部の径方向の幅長さを、前記第１シール部の径方向の幅長さよりも大きく形成した。

請求の範囲

[請求項1] 回転駆動されるロータと、

該ロータの外周部に出没可能に設けられた複数のベーンと、

前記ロータと前記複数のベーンとをその内周側に収容することによって複数の作動油室を隔成すると共に、前記ロータの回転中心に対して内周中心が変化するように移動することによって前記ロータの回転時における前記各作動油室の容積変化量を変更させる円環状の可動部材と、

内部に前記ロータやベーン及び可動部材を収容し、対向する両内側面に前記可動部材の軸方向の両端面が摺接自在なポンプハウジングと、

前記ポンプハウジングの前記両内側面の少なくとも一方側に形成され、前記ロータが回転駆動することによって前記各作動油室の容積が増大する吸入側領域に開口形成された吸入部と、

前記ポンプハウジングの前記両内側面の少なくとも一方側に形成され、前記ロータが回転駆動することによって前記各作動油室の容積が減少する吐出側領域に開口形成された吐出部と、

前記吐出部から吐出された吐出圧が供給されることによって、その内圧により前記各作動油室の容積変化量を減少させる方向へ前記可動部材に力を付与する第１制御油室と、

切換機構によって前記吐出圧が選択的に給排、または供給が遮断されることによって、前記各作動油室の容積変化量を変化させる方向へ前記可動部材に力を付与する第２制御油室と、

前記ポンプハウジングの両内側面に摺動する前記可動部材の両端面に形成されて、前記各作動油室と前記第１制御油室との間をシールする第１シール部と、

前記可動部材の両端面に形成されて、前記吐出側領域において、前記各作動油室と第２制御油室との間をシールすると共に、径方向の幅

長さが前記第１シール部の径方向の幅長さよりも大きく形成された第２シール部と、

を備えた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制御油室は、前記吐出部から供給された吐出圧によって前記各作動油室の容積変化量を増加させる方向へ前記可動部材に力を付与す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シール部の径方向の平均幅長さを、前記第１制御油室の径方向の平均幅長さよりも長く形成した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シール部の径方向の最小幅長さを、前記第１シール部の径方向の最小幅長さよりも長く形成したことを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項5] 請求項１に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記第２シール部の径方向の最大幅長さを、前記第１シール部の径方向の最大幅長さよりも長く形成したことを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項6] 請求項１に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記吐出側領域は、前記ロータの回転方向における前記吸入部の終端と前記吐出部の終端との間に形成されていることを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項7] 請求項１に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記吐出側領域を、前記ロータの回転方向における前記吐出部の始端から終端までの間とした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、

前記吐出側領域を、前記ロータの回転方向における前記吐出部の終

端から前記吸入部の始端までの間としたことを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項9] 請求項１に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記吐出側領域を、前記ロータの回転方向における前記吸入部の終端から前記吐出部の始端までの間としたことを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項10] 請求項１に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記可動部材は、揺動支点を中心に揺動することによって、前記各作動油室の容積変化量を増減変化させるカムリングであ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、

前記可動部材の移動支点と前記第１制御油室との間に設けられ、低圧側に連通する第３制御油室を備え、

前記吐出側領域における前記作動油室と前記第３制御油室との間をシールする前記可動部材の両端面に形成された前記第３シール部の径方向の幅長さは、前記第１シール部の径方向の幅長さよりも大きく形成されていることを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項12] 請求項２に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記第２シール部の径方向の幅長さは、約３．５ｍｍ以上に形成されていることを特徴とする可変容量形ポンプ。

[請求項13] 複数のポンプ室の容積が変化して吸入部から吸入された作動液を吐出部から吐出するポンプ構成体をポンプ収容室に収容したポンプハウジングと、

前記ポンプ収容室内に配置され、移動することによって前記複数のポンプ室の容積変化量を変更させる可動部材と、

前記吐出部から吐出された作動液が供給されることによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を減少させる方向へ前記可動部材に付勢力を付与する第１制御油室と、

前記吐出部から通路を介して作動液が選択的に給排または供給が遮断されることによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を変化させる方向へ前記可動部材を制御する第２制御油室と、

前記吐出部からの作動液の吐出圧に応じて前記第２制御油室への油圧の給排を制御する制御機構と、

該制御機構と吐出部との間に形成される制御圧導入通路上に設けられ、吐出された作動液の前記制御機構側への導入を切り換え制御する切換機構と、

前記ポンプハウジングの対向する内側面に摺動する前記可動部材の両端面に形成され、前記吸入部側において前記各ポンプ室と前記第１制御油室との間をシールする第１シール部と、

前記ポンプハウジングの内側面に摺動する前記可動部材の両端面に形成され、前記吐出部側において前記各ポンプ室と第２制御油室との間をシールする第２シール部と、

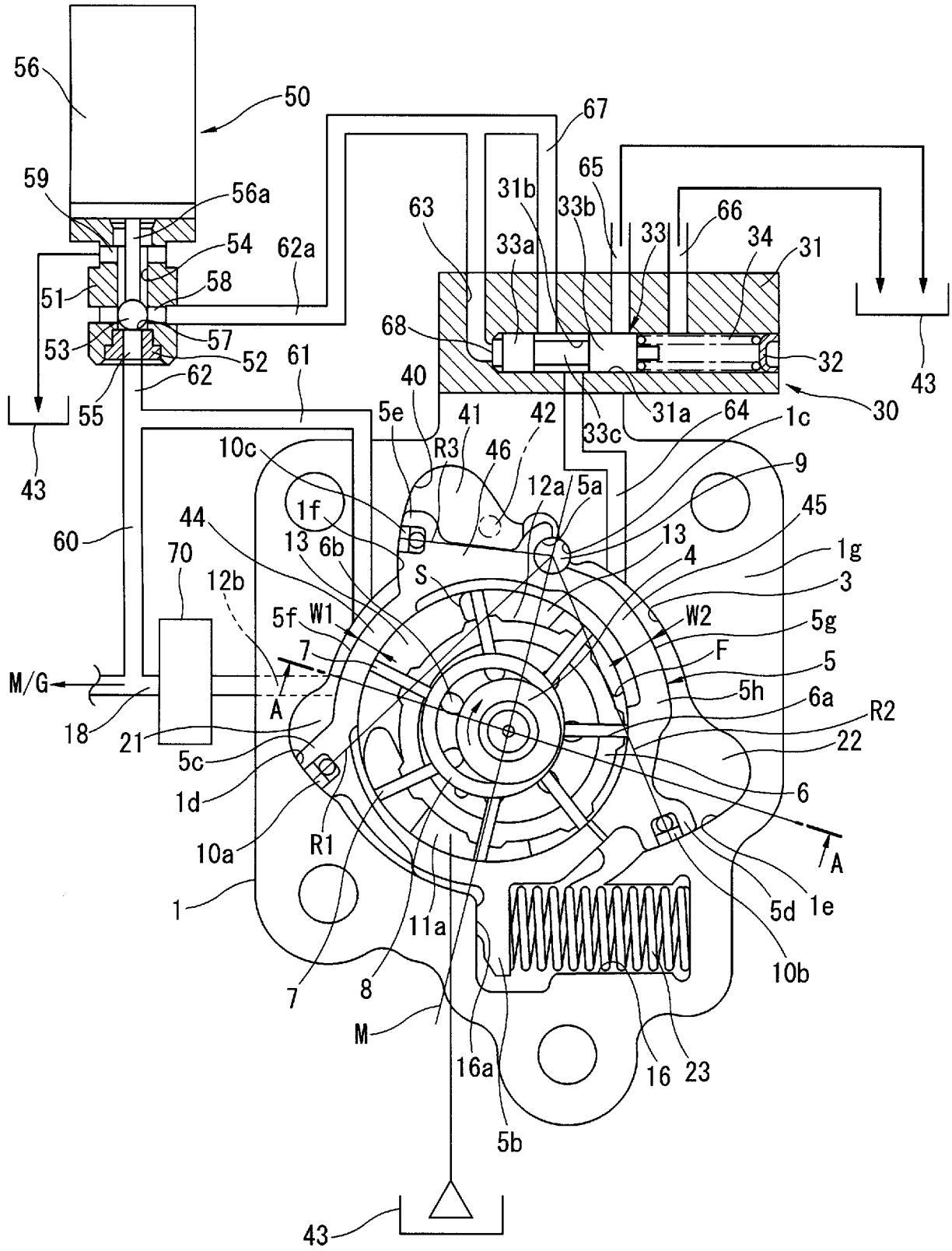
を備え、

前記吐出部側における各ポンプ室から前記第２シール部を介して第２制御油室へリークする作動液のリーク量を、前記吸入部側における各ポンプ室から前記第１シール部を介して第１制御油室へリークする作動液のリーク量よりも少なくしたことを特徴とする可変容量形ポンプ。

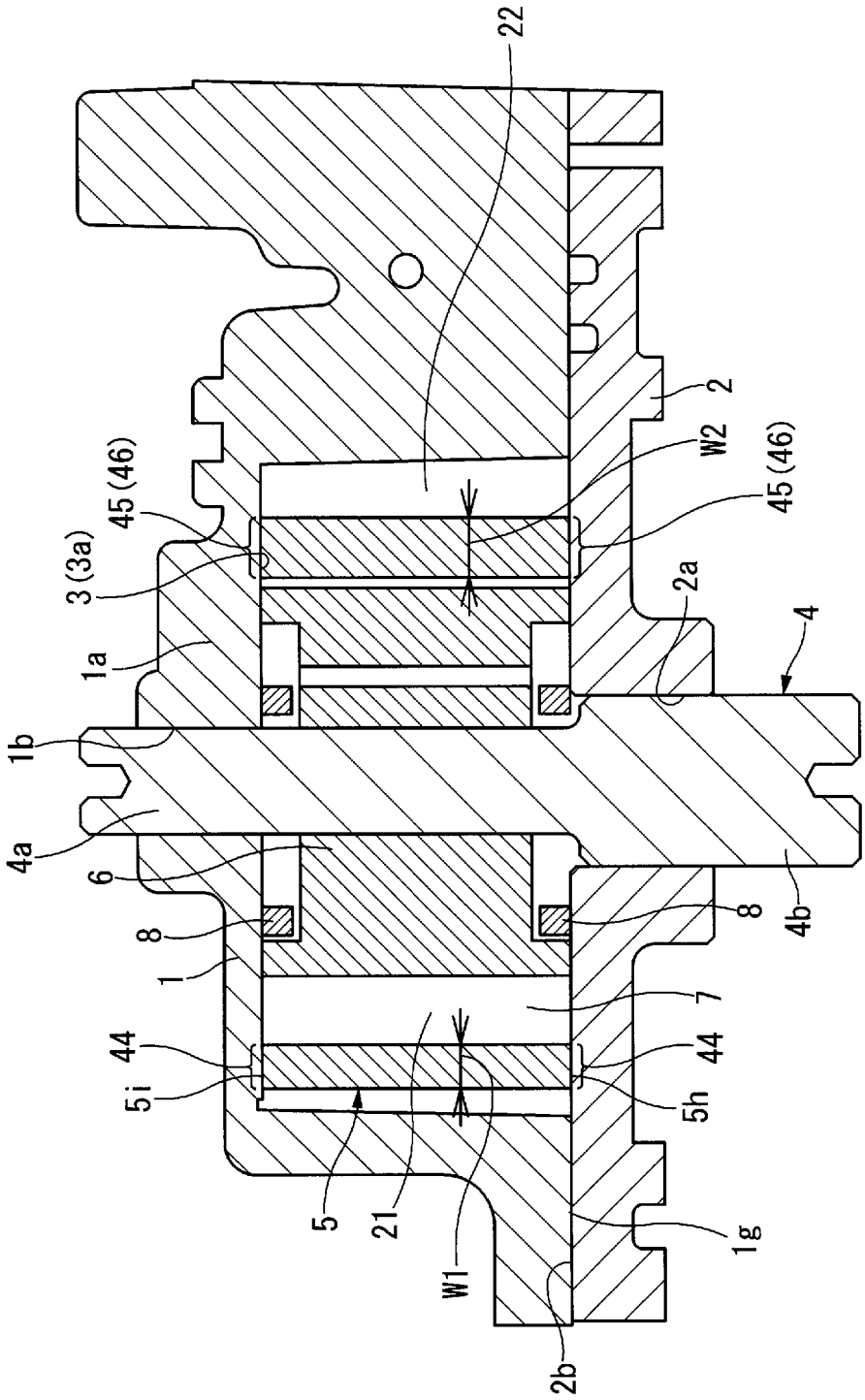
[請求項14] 請求項１３に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記可動部材の第２シール部の径方向の幅長さを、前記第１シール部の径方向の幅長さよりも大きく形成したことを特徴とする可変容量形ポンプ。

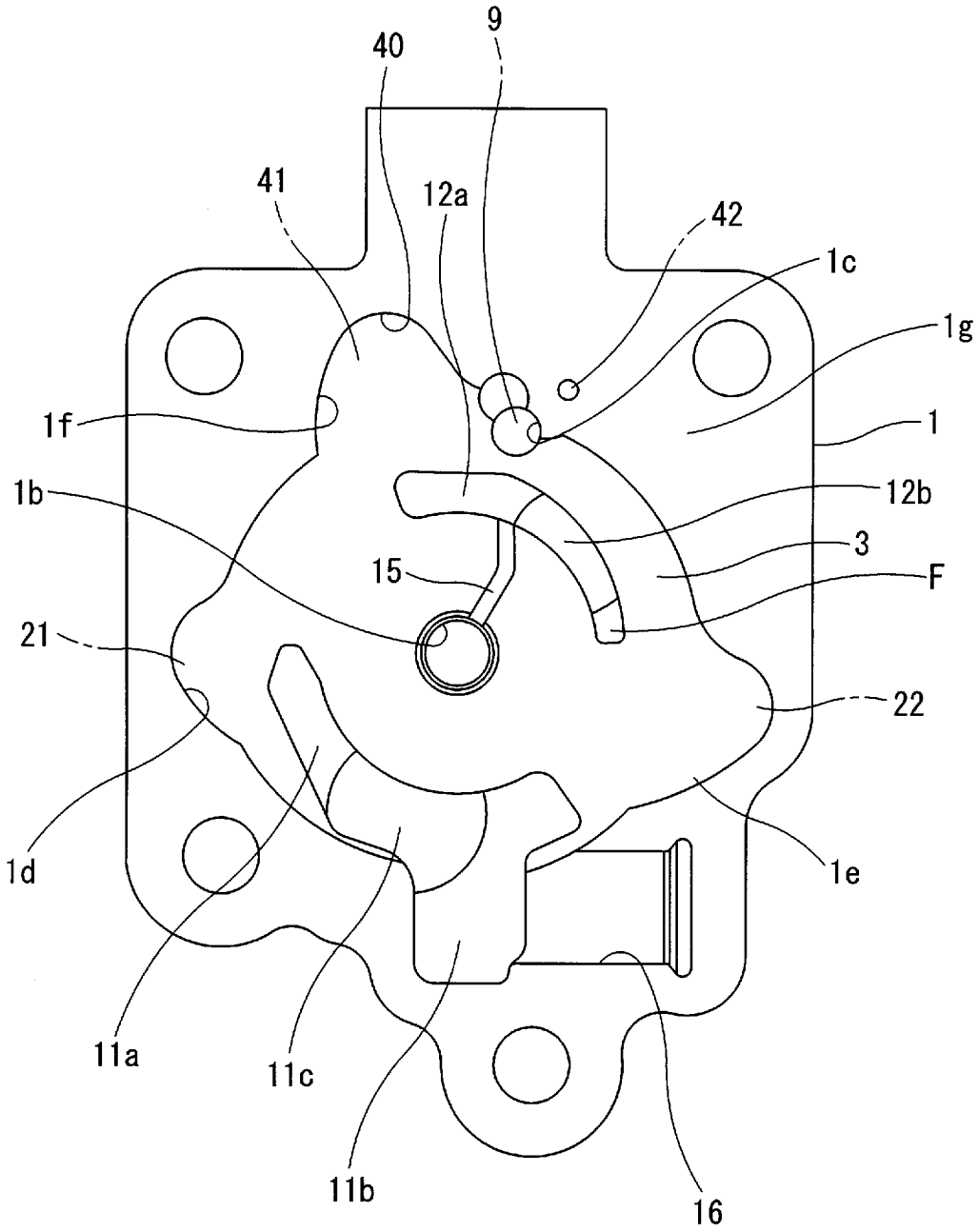
[図1]


56
50
67
59
56a
65
31b
63
33b
66
54
62a
33a
33
34
31
58
51
68
32
57
53
52
61
62
40
43
55
5e
41
42
31a
64
1c
30
43
10c
R3
46
12a
5a
9
1f
44
45
60
13
6b
13
4
1g
70
12b
S
3
5f
W1
W2
5g
7
F
5
M/G
5h
6a
R2
A
18
21
5c
22
1d
6
10a
R1
A
1
11a
5d
1e
10b
7
8
M
16a
16
23
5b
43

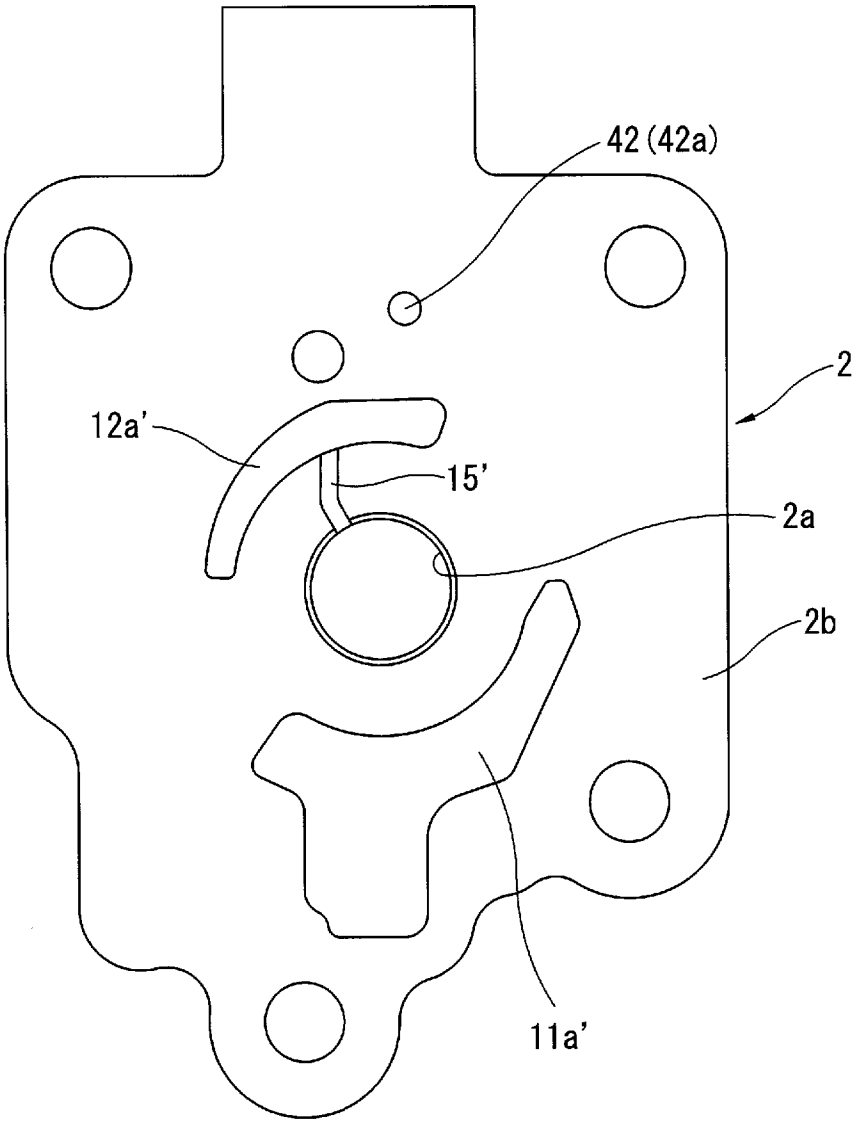
[図2]



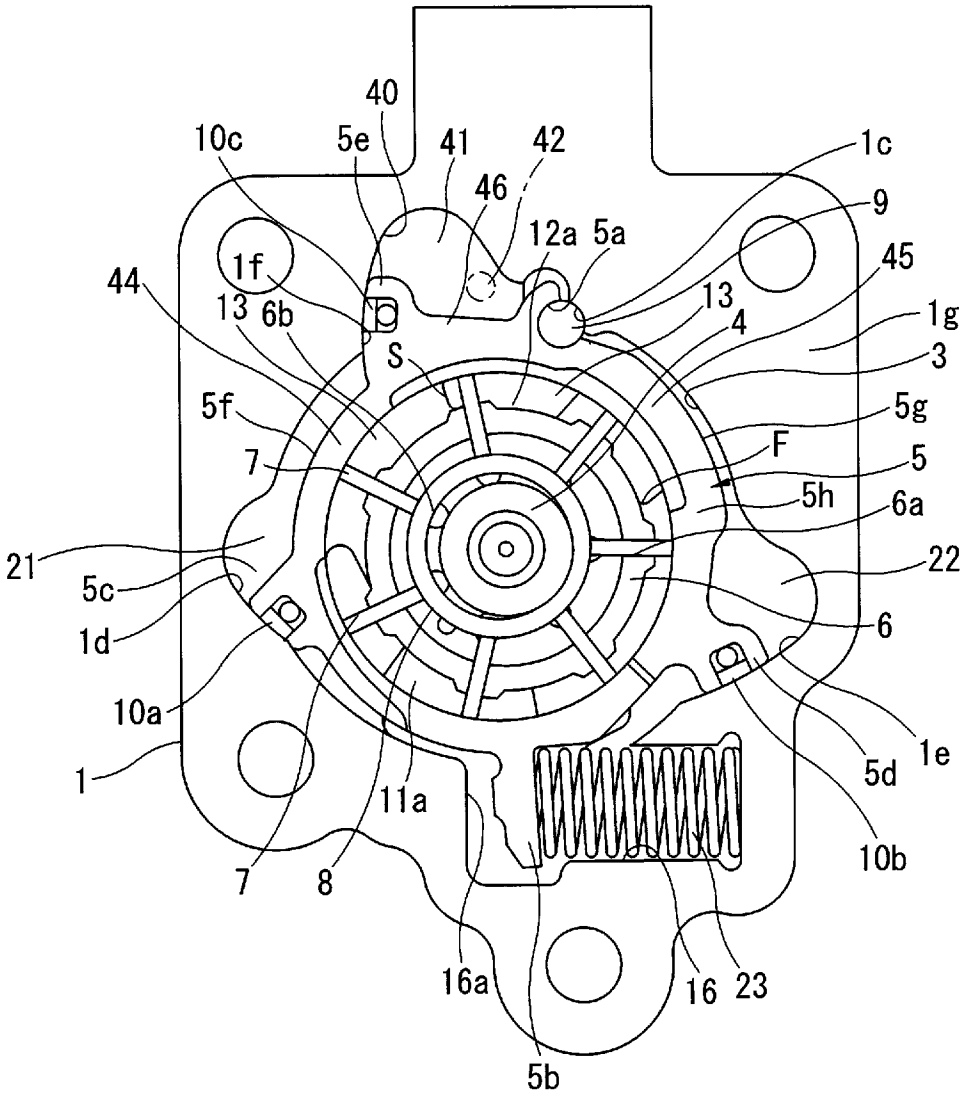
[図3]



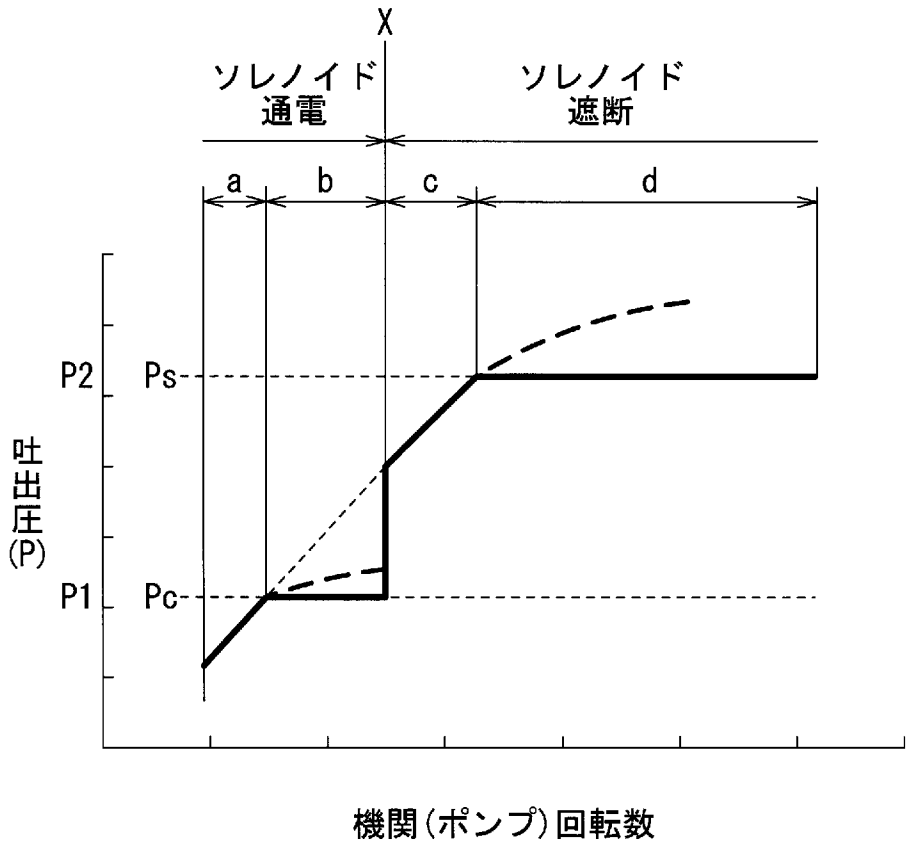
[図4]



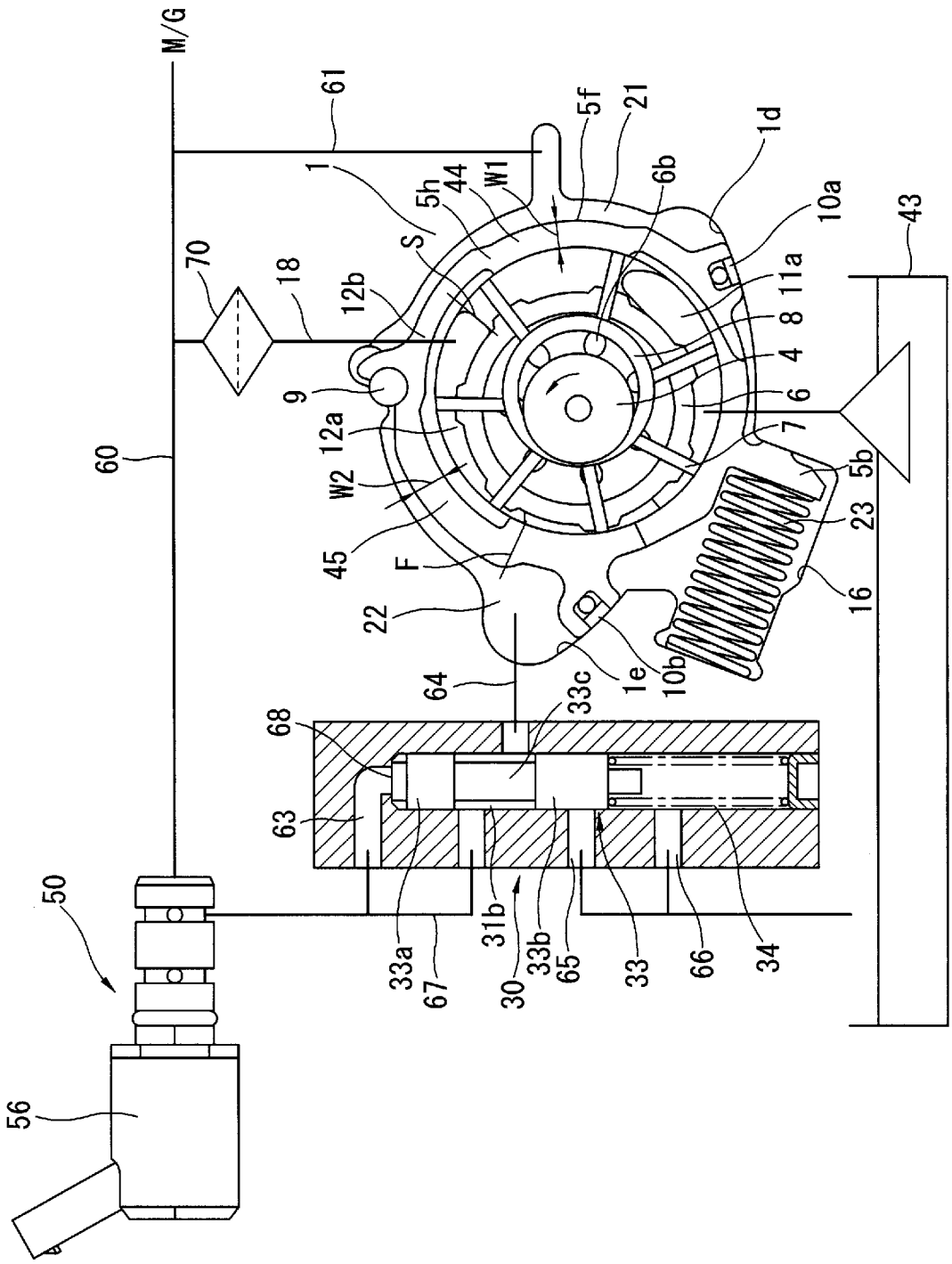
[図5]


40
10c
5e
41
42
1c
46
9
12a
5a
45
1f
44
13
6b
13
4
1g
S
3
5f
5g
7
F
5
5h
6a
21
22
5c
6
1d
10a
1e
1
5d
11a
10b
7
8
16a
16
23
5b

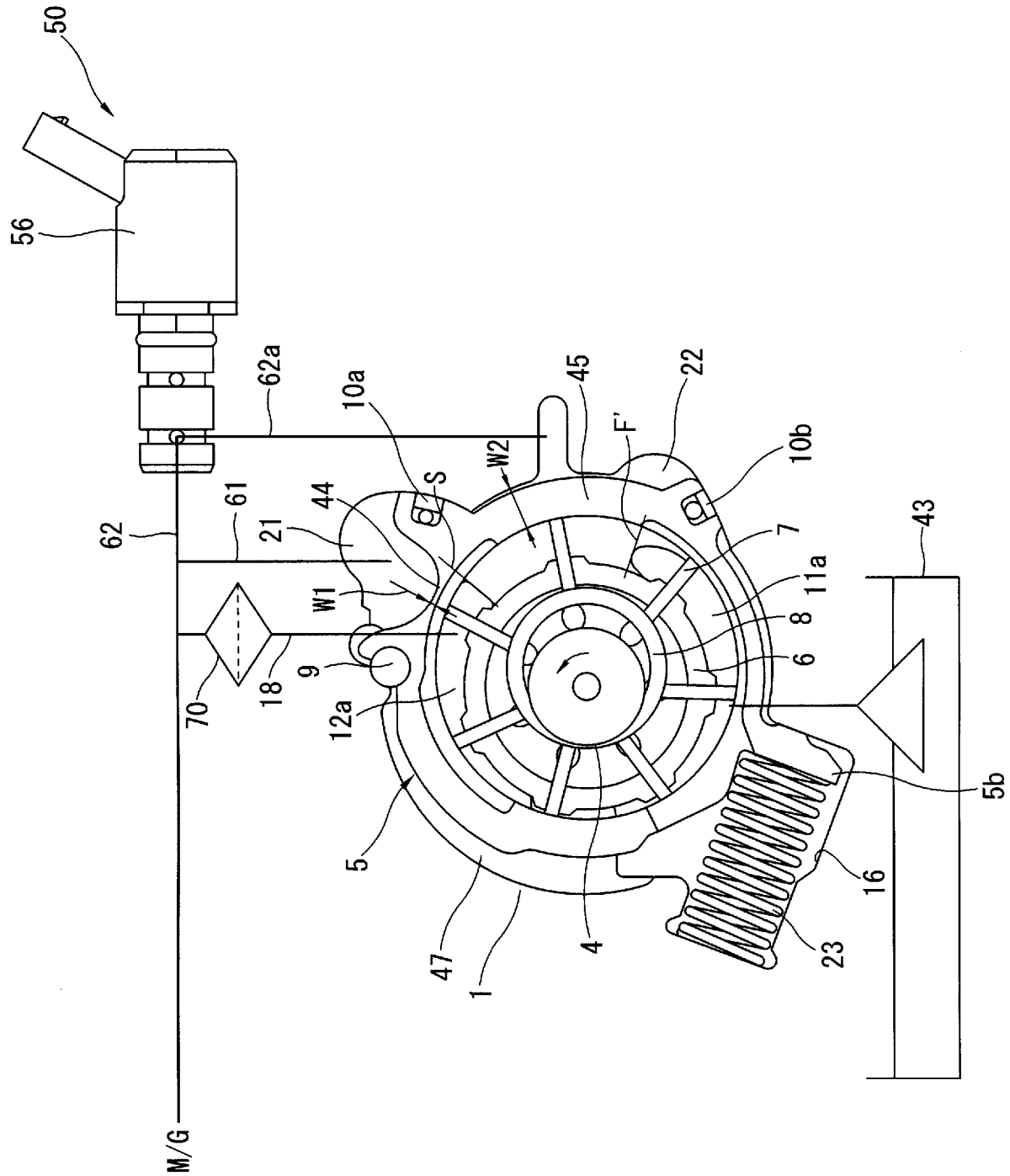
[図6]



[図7]


M/G
61
1
5h
44
W1
S
5f
21
1d
6b
10a
43
70
18
12b
11a
8
4
6
7
9
12a
W2
45
F
22
64
60
5b
23
16
1e
10b
68
33c
63
50
33a
67
31b
30
33b
65
33
66
34
56

[図8]


50
56
62a
10a
45
22
F'
10b
W2
S
44
61
62
21
43
7
11a
W1
8
6
9
18
70
12a
5b
5
16
47
1
4
23
M/G

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/004185

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F04C2/344(2006.01)i, *F04C14/00*(2006.01)i, *F04C15/00*(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)
F04C2/344, F04C14/00, F04C15/00

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	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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	WO 2014/038302 A1 (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 13 March 2014 (13.03.2014), paragraphs [0013] to [0116]; fig. 3, 11 to 15 & US 2015/0218983 A1 paragraphs [0031] to [0136]; fig. 3, 11 to 15 & CN 104541059 A	1-14
Y	JP 2012-122389 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 28 June 2012 (28.06.2012), paragraph [0036]; fig. 9 (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	Date of mailing of the international search report
24 February 2017 (24.02.17)	07 March 2017 (07.03.17)

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2017/004185

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2000-104671 A (Kayaba Industry Co., Ltd.), 11 April 2000 (11.04.2000), paragraph [0040]; fig. 1 (Family: none)	11

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１７／００４１８５

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F04C2/344(2006.01)i, F04C14/00(2006.01)i, F04C15/00(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.　F04C2/344, F04C14/00, F04C15/00

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	１９７１－２０１７年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１７年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１７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	WO 2014/038302 A1（日立オートモティブシステムズ株式会社） 2014.03.13, 段落［００１３］－［０１１６］, 第３図, 第１１－１５図 & US 2015/0218983 A1, 段落［００３１］－［０１３６］, 第３図, 第１１－１５図 & CN 104541059 A	1-14
Y	JP 2012-122389 A（日立オートモティブシステムズ株式会社） 2012.06.28, 段落［００３６］, 第９図（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	国際調査報告の発送日
２４．０２．２０１７	０７．０３．２０１７

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
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）　３Ｏ　３４１５
岩田　健一
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３５８

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	JP 2000-104671 A（カヤバ工業株式会社）2000.04.11，段落［００４０］，第１図（ファミリーなし）	11