(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12月27日(27.12.2018)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2018/235627 A1

(51) 国際特許分類:
F04C 14/22 (2006.01) *F04C 14/24* (2006.01)
F04C 2/344 (2006.01) *F04C 15/06* (2006.01)

(21) 国際出願番号： PCT/JP2018/021969

(22) 国際出願日： 2018年6月8日(08.06.2018)

(25) 国際出願の言語： 日本語

(26) 国際公開の言語： 日本語

(30) 優先権データ：
特願 2017-121943 2017年6月22日(22.06.2017) JP

(71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社(**HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.**) [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場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４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４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).

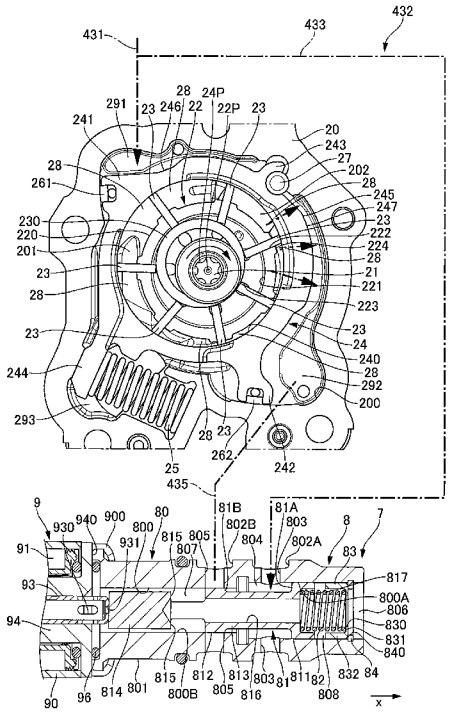
(74) 代理人: 小野 新次郎, 外(**ONO, Shinjiro** et al.); 〒1000004 東京都千代田区大手町二丁目２番１号 新大手町ビル２０６区 ユアサハラ法律特許事務所 Tokyo (JP).

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

(54) **Title:** VARIABLE CAPACITY-TYPE PUMP AND METHOD FOR CONTROLLING SAME

(54) 発明の名称： 可変容量形ポンプ及びその制御方法

[図7]



(57) **Abstract:** Provided is a variable capacity-type pump with improved controllability. The variable capacity-type pump is provided with: a pump constituent body, a movable member, a biasing member, a first control chamber, a second control chamber, and a control mechanism. The first control chamber is disposed between the inner periphery of an accommodation chamber of a housing and the outer periphery of the movable member, has operating oil introduced thereinto from an ejection port, and is increased in volume when the movable member has moved in a direction resisting the biasing force of the biasing member. The second control chamber is disposed between the inner periphery of the accommodation chamber and the outer periphery of the movable member, and allows for the introduction of the operating oil thereinto from the ejection port or for the discharge of the internal operating oil therefrom, via a supply/discharge passageway. The second control chamber is increased in volume when the movable member has moved in the direction of the biasing force of the biasing member. The second control chamber is adjacent, across the movable member, to any of pump chambers in the ejection region, or to the ejection port. The control mechanism is able to switch between a state in which the second control chamber is open with respect to the supply/discharge passageway, and a state in which the second control chamber is closed with respect to the supply/discharge passageway.

WO 2018/235627 A1

[続葉有]

SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

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

添付公開書類:

一 国際調査報告(条約第21条(3))

(57) 要約:制御性を向上できる可変容量形ポンプを提供すること。 可変容量形ポンプは、ポンプ構成体、可動部材、付勢部材、第1制御室、第2制御室、及び制御機構を備える。第1制御室は、ハウジングの収容室の内周と可動部材の外周との間にあり、吐出ポートからの作動油が導入され、可動部材が付勢部材の付勢力に抗する方向に移動したときに容積が増大する。第2制御室は、収容室の内周と可動部材の外周との間にあり、給排通路を介して、吐出ポートからの作動油が導入され、又は内部の作動油が排出されることが可能である。第2制御室は、可動部材が付勢部材の付勢力の方向に移動したときに容積が増大する。第2制御室は、可動部材を挟んで、吐出領域のポンプ室のいずれか又は吐出ポートに隣接する。制御機構は、第2制御室が給排通路に対して開放された状態と、第2制御室が給排通路に対して閉塞された状態とを切り換えることが可能である。

明　細　書

発明の名称 ： 可変容量形ポンプ及びその制御方法

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] 可変容量形のポンプが知られている。例えば、特許文献1に開示される可変容量形ポンプは、ポンプ室を画する可動部材を備える。可動部材が移動することで、ポンプ室の容積の変化量（容量）を変更可能である。このポンプは、可動部材に作用する制御室の圧力を調整することで可動部材を移動させる。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開２０１６－４８０７１号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 可変容量形ポンプでは、可動部材がポンプ室から受ける圧力に不均衡が生じると、制御室の圧力に関わらず、可動部材が移動してしまうおそれがあった。

課題を解決するための手段

[0005] 本発明の一実施形態に係る可変容量形ポンプは、好ましくは、制御室が給排通路に対して開放された状態と閉塞された状態とを切り換えることが可能な制御機構を備えた。

[0006] 本発明の一実施形態に係る可変容量形ポンプは、制御室が給排通路に対して閉塞された状態とすることで、可動部材の意図されざる移動を抑制可能であるため、制御性を向上できる。

図面の簡単な説明

[0007] [図1]第1実施形態のエンジンの作動油供給システムの回路図である。

[図2]第1実施形態のポンプの一部の正面図である。

[図3]第1実施形態の制御弁の分解斜視図である。

[図4]第1実施形態の制御弁の軸心を通る断面図である。

[図5]第1実施形態のポンプの作動状態（第1状態）を示す。

[図6]第1実施形態のポンプの作動状態（第2状態）を示す。

[図7]第1実施形態のポンプの作動状態（第3状態）を示す。

[図8]ポンプが実現するエンジン回転数と吐出圧（メインギャラリ油圧）との関係を示す。

[図9]第1実施形態のポンプが実現する、各所の油圧及びカムリングの移動量と、エンジン回転数との関係の一例を示す。

[図10]第2実施形態の制御弁の軸心を通る断面図である（スプールが初期位置）。

[図11]第2実施形態の制御弁の軸心を通る断面図である（スプールが閉じ込み位置）

[図12]第3実施形態の制御弁の軸心を通る断面図である（スプールが初期位置）。

[図13]第3実施形態の制御弁の軸心を通る断面図である（スプール移動量が大）。

[図14]第3実施形態の制御弁の軸心を通る断面図である（スプールが閉じ込み位置）。

[図15]第4実施形態の制御弁の軸心を通る断面図である（スプールが初期位置）。

[図16]第4実施形態の制御弁の軸心を通る断面図である（スプールが閉じ込み位置）。

[図17]第5実施形態のポンプの一部の正面図である。

[図18]第5実施形態のポンプの作動状態（第2状態）を示す。

[図19]第5実施形態のポンプの作動状態（第3状態）を示す。

発明を実施するための形態

[0008] 以下、本発明を実施するための形態を、図面に基づき説明する。

[0009] ［第1実施形態］

まず、構成を説明する。本実施形態の可変容量形ポンプ（以下、ポンプという。）2は、自動車の内燃機関（エンジン）の作動油供給システム1に用いられるオイルポンプである。ポンプ2は、エンジンのシリンダブロックの前端部などに設置され、エンジンの各摺動部や、エンジンの弁の作動特性を可変制御する可変動弁装置（バルブタイミング制御装置等）に、潤滑その他の機能を果たす流体であるオイル（作動油）を供給する。図1に示すように、システム1は、オイルパン400、オイルギャラリ（通路）4、ポンプ2、圧力センサ（圧力測定部）51、回転数センサ（回転数測定部）52、及びエンジンコントロールユニット（制御部）6を備える。オイルパン400は、エンジンの下部にあり、作動油が貯留する低圧部である。通路4は、例えばシリンダブロックの内部にあり、吸入通路40、吐出通路41、メインギャラリ42、制御通路43、及びリリーフ通路44を有する。吸入通路40の一端はオイルフィルタ401を介してオイルパン400に接続する。吸入通路40の他端はポンプ2に接続する。吐出通路41の一端はポンプ2に接続する。吐出通路41の他端はオイルフィルタ410に接続する。メインギャラリ42の一端はオイルフィルタ410に接続する。メインギャラリ42はエンジンの各摺動部や可変動弁装置等に作動油を供給可能である。メインギャラリ42には圧力センサ51が設置されている。リリーフ通路44は、吐出通路41から分岐してオイルパン400に作動油を排出可能である。リリーフ通路44にはリリーフ弁440が設置されている。

[0010] 図2に示すように、ポンプ2はベーンポンプである。ポンプ2は、ハウジング、駆動軸21、ロータ22、複数のベーン23、カムリング24、スプリング（付勢部材）25、第1シール部材261、第2シール部材262、ピン27、及び制御機構3を有する。ハウジングは、ハウジング本体20とカバーを有する。図2はカバーを取り外したポンプ2の一部を示す。ハウジング本体20は、内部にポンプ収容室200、吸入口、及び吐出口を有する。ポンプ収容室200は、有底筒状であり、

ハウジング本体20の一側面に開口する。ポンプ収容室200の底面には、駆動軸21が収容される孔（軸収容孔）とピン27が固定される孔（ピン孔）が開口する。カバーはハウジング本体20の一側面に複数のボルト等で取り付けられ、ポンプ収容室200の上記開口を閉塞する。吸入口の一端は、ハウジング本体20の外表面に開口し、吸入通路40の他端が接続する。吸入口の他端は、吸入ポート201としてポンプ収容室200の底面に開口する。吸入ポート201は、上記軸収容孔の周り方向に延びる溝（凹部）であり、上記軸収容孔に対し上記ピン孔の反対側にある。吐出口の一端は、吐出ポート202としてポンプ収容室200の底面に開口する。吐出ポート202は、上記軸収容孔の周り方向に延びる溝（凹部）であり、上記軸収容孔に対し上記ピン孔の側にある。吐出口の他端は、ハウジング本体20の外表面に開口し、吐出通路41の一端が接続する。なお、ポンプ収容室200を閉塞するカバーの面にも、ハウジング本体20の吸入ポート201や吐出ポート202に対応した溝がある。ロータ22、複数のベーン23、カムリング24、及びスプリング25は、ポンプ収容室200の内部にある。

[0011] 駆動軸21はハウジングに回転自在に支持される。駆動軸21はチェーンやギア等によってクランクシャフトに連結される。ロータ22は円柱状である。ロータ22は周方向で駆動軸21に固定されており、軸心22Pの周りに、図2の時計回り方向に回転する。ロータ22の軸方向一方側の面には、凹部221がある。ロータ22の内部には、径方向に延びるスリット222が複数（7つ）ある。スリット222の径方向内側には背圧室223がある。ロータ22の外周面220には径方向外側に突出する凸部224がある。スリット222は、凸部224に開口する。ベーン23はスリット222に収容される。凹部221には円環状の部材230が設置される。部材230の外周面は、各ベーン23の基端に対向する。カムリング24の内周面240は円筒状である。カムリング24の外周は径方向外側に突出する4つの突起241～244を有する。第1突起241には第1シール部材261が設置される。第2突起242には第2シール部材262が設置される。第3突起243にはピン27が嵌合する。カムリング24の軸方向から見て、ピン27の軸心とカムリング内周面240の軸心24Pとを通る直線を挟んで、第1突起241と第2突起242は反対側にある。第4突起2

44にはスプリング25の一端が設置される。

[0012] ポンプ収容室200の内部には、ハウジングとカムリング24との間に、第1制御室291、第2制御室292、及びばね収容室293がある。第1制御室291は、カムリング24の外周面245における第1突起241（第1シール部材261）から第3突起243（ピン27）までの間と、ハウジング（ポンプ収容室200）の内周面との間の空間である。第1シール部材261とピン27により第1制御室291がシールされる。カムリング外周面245における第1シール部材261とピン27との間の第1領域246は、第1制御室291に面する。第2制御室292は、カムリング外周面245における第2突起242（第2シール部材262）から第3突起243（ピン27）までの間と、ハウジング（ポンプ収容室200）の内周面との間の空間である。第2シール部材262とピン27により第2制御室292がシールされる。カムリング外周面245における第2シール部材262とピン27との間の第2領域247は、第2制御室292に面する。第2領域247の面積（カムリング24の周方向すなわち軸心24Pの周り方向で第2領域247が占める角度）は、第1領域246の面積（カムリング24の周方向で第1領域246が占める角度）よりも若干大きい。カムリング24における突起242を除く第2領域247に対応する部分（第2領域247に連続しポンプ収容室200の底面に対向するカムリング24の軸方向端面）は、突起241,243を除く第1領域246に対応する部分（第1領域246に連続しポンプ収容室200の底面に対向するカムリング24の軸方向端面）よりも、少なくとも径方向で吐出ポート202に隣接する領域において、径方向幅が平均的に大きい。ばね収容室293は、カムリング外周面245における第1突起241（第1シール部材261）から第4突起244を経由して第2突起242（第2シール部材262）までの間と、ハウジング（ポンプ収容室200）の内周面との間の空間である。スプリング25は、圧縮コイルばねである。第4突起244におけるカムリング24の周方向一方側の面にスプリング25の一端が接する。第4突起244におけるカムリング24の周方向他方側の面は、ポンプ収容室200（ばね収容室293）の内周面に対向し、この内周面に当接可能である。スプリング25の他端はポンプ収容室200（ばね収容室293）の内周面に設置される。スプリング25は圧縮された状態であり、カムリング24が作動

していない初期状態で所定のセット荷重を有し、第4突起244を上記周方向他方側に常時付勢する。

[0013] 制御機構3は、制御通路43と制御弁7を有する。図1に示すように、制御通路43は、第1フィードバック通路431と第2フィードバック通路432を有する。第1フィードバック通路431の一端側は、メインギャラリ42から分岐する。第1フィードバック通路431の他端は、第1制御室291に接続する。第2フィードバック通路432は、供給通路433、排出通路434、及び連通路435を有する。供給通路433の一端側は、第1フィードバック通路431から分岐する。供給通路433の他端は、制御弁7に接続する。排出通路434の一端は、制御弁7に接続する。排出通路434の他端は、オイルパン400に接続する。連通路435の一端は、制御弁7に接続する。連通路435の他端は、第2制御室292に接続する。

[0014] 図3及び図4に示すように、制御弁7は、電磁弁（ソレノイドバルブ）であり、弁部8とソレノイド部9を有する。弁部8は、三方弁であり、シリンダ（筒状部）80、スプール81、スプリング（スプール付勢部材）82、リテーナ83、及びストッパ84を有する。ソレノイド部9は、ケース90、コイル91、プランジャ（可動鉄心）92、ロッド93、固定鉄心94、及びスリーブ95を有する。シリンダ80は、内周面800が段付きの円筒状である。シリンダ80の軸方向（軸心が延びる方向）の両端は開口する。以下、シリンダ80の軸方向に沿ってx軸を設け、シリンダ80の軸方向一方側を正、軸方向他方側を負とする。内周面800は、大径部800Aと小径部800Bを有する。大径部800Aの直径は小径部800Bの直径よりも大きい。大径部800Aはx軸正方向側にあり、小径部800Bはx軸負方向側にある。シリンダ80の外周面801には、シリンダ80の軸心の周り方向（周方向）に延びる環状溝802A,802Bがある。シリンダ80の内部には複数のポート803,805,806がある。これらの溝802A,802B及びポート803,805,806は、シリンダ80の内周側の空間とともに、第2フィードバック通路432の一部として機能する。供給ポート803及び連通ポート805は、シリンダ80を径方向に貫通する孔である。供給ポート803は周方向に複数あり、大径部800Aと環状溝802Aに開口する。連通ポート805は周方向に複数あり、小径部800Bと環状溝802Bに開口する。

これらポートの開口の形状は円形である。排出ポート806はシリンダ80のx軸正方向側の開口部である。環状溝802A（供給ポート803）には、供給通路433の他端が接続する。供給ポート803は、供給通路433（第2フィードバック通路432）、メインギャラリ42、及び吐出通路41を介して、吐出ポート202に連通する。供給ポート803は吐出ポート202からの作動油をシリンダ80の内部に導入可能である。環状溝802B（連通ポート805）には、連通路435の一端が接続する。連通ポート805は、連通路435を介して第2制御室292に連通する。連通ポート805は、シリンダ80の内部と第2制御室292とを連通させる。排出ポート806には、排出通路434の一端が接続する。排出ポート806は、シリンダ80の内部から排出通路434を介してオイルパン400に作動油を排出可能である。

[0015] スプール81は、第2フィードバック通路432上にある円柱状の弁体（バルブ）であり、シリンダ80の内部にあって、x軸方向に往復移動可能である。スプール81は、第1ランド部811、第2ランド部812、第1軸部813、及び第2軸部814を有する。第1ランド部811は、スプール81のx軸正方向側の端にある。第2ランド部812は、スプール81のx軸方向中間にある。第1軸部813は、第1ランド部811と第2ランド部812の間にある溝部に相当し、両ランド部811,812を接続する。第2軸部814は、第2ランド部812のx軸負方向側に接続する。第1ランド部811の直径は、大径部800Aの直径より僅かに小さい。第2ランド部812の直径は、小径部800Bの直径より僅かに小さい。第1ランド部811の直径は、第2ランド部812の直径より大きい。両軸部813,814の直径は互いに等しく、第2ランド部812の直径よりも小さい。x軸方向で、第1ランド部811のx軸負方向側の端と第2ランド部812のx軸正方向側の端との間の距離は、供給ポート803のx軸負方向側の端と連通ポート805のx軸正方向側の端との間の距離よりも大きい。第2ランド部812の外周面のx軸方向寸法は、連通ポート805の直径（小径部800Bにおける連通ポート805の開口のx軸正方向側の端とx軸負方向側の端との間の距離）と実質的に（公差の範囲内で）同じである。スプール81の内部には、スプール81の径方向に延びる孔815とx軸方向に延びる孔816がある。スプール81（第1ランド部811）のx軸正方向側の端面には有底円筒状の凹部817がある。孔8

15は複数（2つ）あり、第2軸部814のx軸正方向側であって第2ランド部812に隣接する部位に、周方向に並ぶ（径方向で対向する）。孔816はスプール81の軸心上を延びる。孔816のx軸正方向側は凹部817の底部に開口し、孔816のx軸負方向側は複数の孔815に接続する。

[0016] リテーナ83は、大径部800Aのx軸正方向側の端にある。リテーナ83は、有底筒状であり、底部831と筒状部832を有する。底部831の中央部には孔830がある。リテーナ83の筒状部832はシリンダ80の内周（大径部800A）に嵌合する。ストッパ84は円環状であり、中央部に孔840がある。ストッパ84は、大径部800Aにおいてリテーナ83のx軸正方向側に固定される。ストッパ84のx軸負方向側の面はリテーナ83の底部831に接する。

[0017] 第1ランド部811は大径部800Aに摺接し、第2ランド部812は小径部800Bに摺接する。シリンダ80の内部には、第1ランド部811と第2ランド部812との間に空間804が区画され、第2ランド部812とソレノイド部9（固定鉄心94）との間に空間807が区画され、第1ランド部811とリテーナ83との間に空間808が区画される。空間804は、段付きの円筒状であり、シリンダ80の内周面800A,800B、第1軸部813の外周面、第2ランド部812のx軸正方向側の面、及び第1ランド部811のx軸負方向側の面の間にある。空間804には、供給ポート803が常時開口し、スプール81が作動しない初期状態で連通ポート805が開口する。空間807は、円筒状であり、シリンダ80の内周面800B、第2軸部814の外周面、第2ランド部812のx軸負方向側の面、及び固定鉄心94のx軸正方向側の面940の間にある。空間807には、孔815が常時開口し、連通ポート805が開口しうる。空間808は、シリンダ80の内周面800A、（凹部817を含む）第2ランド部812のx軸正方向側の面、及びリテーナ83のx軸負方向側の面の間にある。空間808は、孔830,840を介して排出ポート806と常時連通する。

[0018] スプリング82は、圧縮コイルスプリングであり、空間808に設置される。空間808はスプリング82を収容するばね室として機能する。スプリング82の一端側はリテーナ83の内周側に嵌合し、スプリング82の一端はリテーナ83の底部831に接する。スプリング82の他端側はスプール81の凹部817に嵌合し、スプリ

ング82の他端は凹部817の底面に接する。スプリング82は圧縮された状態であり、初期状態で所定のセット荷重を有し、スプール81をx軸負方向側に常時付勢する。

[0019] ソレノイド部9は、弁部8のx軸負方向側に結合し、シリンダ80のx軸負方向側の開口を閉塞する。ソレノイド部9は、コネクタ9A及び電線を介して電流の供給を受ける電磁石である。ケース90の内周側にコイル91が固定される。ケース90（コイル91）のx軸正方向側に固定鉄心94が固定され、ケース90（コイル91）のx軸負方向側にスリーブ95が固定される。ケース90のx軸正方向側の端は、シリンダ80のx軸負方向側の端に固定される。固定鉄心94の面940と、シリンダ80のx軸負方向側の面との間に、Oリング96が圧縮された状態で設置される。プランジャ92は、磁性材からなり、スリーブ95の内周側に、x軸方向に移動可能に設置される。ロッド93は、スプール81及びプランジャ92とは別の部材である（別体である）。ロッド93は、固定鉄心94の内周側に、x軸方向に往復移動可能に設置される。ロッド93は有底筒状である。ロッド93のx軸方向両側の周壁には、ロッド93を径方向に貫通する孔930が周方向に複数（4つ）ある。ロッド93のx軸正方向側の底部には、ロッド93をx軸方向に貫通する孔931がある。ロッド93（底部）のx軸正方向側の面は、スプール81（第2軸部814）のx軸負方向側の面に接する。ロッド93のx軸負方向端にあるフランジ部は、プランジャ92のx軸正方向側の面に接する。孔930は、ロッド93の内周側を介して、固定鉄心94のx軸方向両側を連通させる。これにより、固定鉄心94に対するロッド93のx軸方向移動が円滑化される。コイル91は、通電されることで電磁力を発生する。プランジャ92は、上記電磁力によりx軸正方向側に付勢される。ロッド93は、ソレノイド部9がスプール81をx軸正方向側に付勢するための部材として機能する。上記電磁力により、プランジャ92は、ロッド93を介してスプール81をx軸正方向側に付勢する。この電磁力（スプール81を推進させる力であるソレノイド推力）をfmとする。ソレノイド部9は、供給される電流の値に応じてfmの大きさを連続的に変更可能である。ソレノイド部9はパルス幅変調（PWM）制御され、その電流値はデューティ比Dで与えられる

。fmはD（電流値）に応じて変化する。例えば、Dが所定値D1未満（不感帯）では、Dの大きさに関わらず、fmは最小値ゼロである（発生しない）。DがD1以上かつ所定値D2未満では、Dに応じてfmが変化し、Dが大きいほどfmは大きくなる。DがD2以上では、Dの大きさに関わらず、fmは最大値fmaxである。

[0020] 圧力センサ51は、メインギャラリ42の圧力（メインギャラリ油圧）P1を検出（測定）する。回転数センサ52は、エンジン（クランクシャフト）の回転数Neを検出（測定）する。

[0021] エンジンコントロールユニット（以下、ECU）6は、入力された情報と内蔵されたプログラムに基づき、制御弁7の開閉動作（すなわちポンプ2の吐出量）を制御する。これにより、エンジンに供給される作動油の圧力や流量を制御する。ECU6は、受信部、中央処理ユニット（CPU），リードオンリメモリ（ROM），ランダムアクセスメモリ（RAM）、及び駆動回路を含み、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続されたマイクロコンピュータを主体とする。受信部は、圧力センサ51及び回転数センサ52の検出値その他のエンジン運転状態（油温、水温、エンジン負荷等）に関する情報を受信する。ROMは、制御プログラムやマップデータ等を記憶する記憶部である。CPUは、読み出した制御プログラムに基づき、受信部から入力される情報を用いて、演算を行う演算部である。CPUは、制御弁7（ソレノイド部9）に供給する電流の値その他の演算を行い、演算結果に応じた制御信号を駆動回路に出力する。駆動回路は、CPUからの制御信号に応じてソレノイド部9に電力を供給し、ソレノイド部9への供給電流を制御する。駆動回路はPWM制御回路であり、制御信号に応じて、ソレノイド部9の駆動信号のパルス幅（デューティ比D）を変化させる。

[0022] 次に、ポンプの動作を説明する。図5～図7において一点鎖線で作動油の流れを示す。クランクシャフトの回転がチェーン及びギアによりポンプ2の駆動軸21へ伝達される。駆動軸21はロータ22を回転駆動する。図5～図7の時計回り方向にロータ22は回転する。ロータ22を含みポンプを構成する要素（ポンプ構成体）は、回転駆動されることによって、吸入口及び吸入ポート201から

導かれた作動油を吐出ポート202及び吐出口から吐出する。ポンプ2は、オイルパン400から吸入通路40を介して作動油を吸上げ、吐出通路41へ作動油を吐出する。ポンプ2は、吐出通路41に接続するメインギャラリ42を介してエンジンの各部へ作動油を圧送する。リリーフ弁440は、吐出通路41の圧力（吐出圧）が所定の高圧になると開弁し、吐出通路41からリリーフ通路44を介して作動油を排出する。カムリング24は、ロータ22と複数のベーン23を収容することで複数のポンプ室（ベーン室）28を形成する。複数のベーン23はポンプ構成体として機能する。ロータ22の外周面220、隣り合う2枚のベーン23、カムリング内周面240、ポンプ収容室200の底面、及びカバーの側面により、ベーン室28が区画形成（画成）される。ロータ22の回転に伴い各ベーン室28の容積が変化可能であり、各ベーン室28の容積が回転によって増減することでポンプ作用が行われる。（ロータ22の回転に応じて）ベーン室28の容積が増加する範囲（吸入領域）で吸入ポート201が開口する。吸入領域のベーン室28は作動油を吸入ポート201から吸入する。（ロータ22の回転に応じて）ベーン室28の容積が減少する範囲（吐出領域）で吐出ポート202が開口する。吐出領域のベーン室28は作動油を吐出ポート202へ吐出する。ベーン室28の最大容積と最小容積との差により、ポンプ2の理論吐出量(1回転当たりの吐出量)すなわち容量が決まる。

[0023] ベーン室28の容積の変化量（最大容積と最小容積との差）は可変である。カムリング24は、ポンプ収容室200の内部で移動可能な部材（可動部材）であり、ピン27を中心とした回転揺動が可能である。ピン27は、ポンプ収容室200の内部にあるピポット部（支点）として機能する。カムリング24が回転揺動することで、ロータ22の軸心22Pとカムリング内周面240の軸心24Pとの差（偏心量Δ）が変わる。偏心量Δが変わることで、ロータ22の回転時における複数のベーン室28の各々の容積の増減量（容積変化量）が変わる。すなわち、ポンプ2は可変容量形であり、Δを大きくして容量を増大し、Δを小さくして容量を減少させることが可能である。また、第1制御室291及び第2制御室292は、カムリング24が移動したときにその容積が変化可能である。カムリング2

4の移動方向で、吸入領域及び吐出領域は、ロータ22の軸心22Pを跨いで広がる。カムリング24の径方向で、第1制御室291及び第2制御室292は、カムリング24を挟んで、吐出領域のベーン室28及び吐出ポート202に隣接する。なお、背圧室223には吐出ポート202の圧力が導入され、ベーン23をスリット222から押し出すことで、ベーン室28の液密性を向上する。エンジン回転数が低く、遠心力や背圧室223の圧力が低い場合でも、円環状の部材230がベーン23をスリット222から押し出すことで、ベーン室28の液密性が向上する。

[0024] カムリング24は、スプリング25により、ピン27を中心とする回転方向一方側（図5の時計回り方向であり、複数のベーン室28の各々の容積の増減量が増大し、偏心量Δが大きくなる側）に付勢される。このばね力をFsとする。カムリング24は、第1制御室291の内部にある作動油の圧力を受ける。カムリング外周面245の第1領域246は、第1制御室291の圧力を受ける受圧面として機能する。カムリング24は、上記油圧により、ピン27を中心とする回転方向他方側（図5の反時計回り方向であり、複数のベーン室28の各々の容積の増減量が減少し、Δが小さくなる側）に付勢される。この油圧による力（油圧力）をFp1とする。第1制御室291の容積は、カムリング24が上記回転方向他方側（スプリング25の付勢力Fsに抗する方向）に移動したときに、増大する。カムリング24は、第2制御室292の内部にある作動油の圧力を受ける。カムリング外周面245の第2領域247は、第2制御室292の圧力を受ける受圧面として機能する。カムリング24は、上記油圧により、上記回転方向一方側に付勢される。この油圧による力（油圧力）をFp2とする。第2制御室292の容積は、カムリング24が上記回転方向一方側（Fsと同じ方向）に移動したときに、増大する。カムリング24の揺動量（スプリング25の縮み量）に応じてFsは変化する。カムリング24の回転方向位置（Δすなわち容量）は、主にFp1，Fp2，Fsで決まる。Fp1が、Fp2とFsの和（Fp2＋Fs）より大きくなると、カムリング24は上記回転方向他方側に揺動し、Δ（容量）が小さくなる。Fp1が（Fp2＋Fs）より小さくなると、カムリング24は上記回転方向一方側に揺動し、Δ（容量）が大きくなる。Fp1と（Fp2＋Fs）が釣り合う位置でカムリング24は停止する。

[0025] 第1制御室291には、吐出ポート202からメインギャラリ42へ供給された作動油が第1フィードバック通路431を介して導入される。第1制御室291の圧力は、メインギャラリ42の油圧P1と実質的に（圧力損失を考慮しなければ）同じである。第2制御室292には、吐出ポート202からメインギャラリ42へ供給された作動油が第2フィードバック通路432（供給通路433、制御弁7、連通路435）を介して導入されうる。第2制御室292の内部の作動油は連通路435及び排出通路434を介して排出されうる。第2制御室292の圧力をP2とする。制御弁7は、第2制御室292への作動油の導入及び第2制御室292からの作動油の排出を制御可能である。具体的には、スプール81は、移動することにより、連通路435と給排通路433,434との接続状態を切り換える。シリンダ80の空間804は、供給ポート803と連通ポート805を接続することで、供給通路433から連通路435へ向う作動油の通路として機能しうる。空間807、スプール81の孔815,816、空間808、リテーナ83の孔830、及びストッパ84の孔840は、連通ポート805と排出ポート806を接続することで、連通路435から排出通路434へ向う作動油の通路として機能しうる。第2ランド部812は、シリンダ80の内周面800（空間804,807）における連通ポート805の開口面積を変化させる。スプール81が移動することにより、供給通路433と連通路435との接続及び遮断、又は、連通路435と排出通路434との接続及び遮断が、切り換わる。この切り換わり時には、連通路435が、供給通路433と排出通路434のどちらか一方に連通し、他方に対し遮断することを基本とする。具体的には、スプール81の位置にかかわらず、供給ポート803は空間804に開口する。第2ランド部812は、空間807における連通ポート805の開口を閉塞した状態で、連通ポート805を空間804に開口させる。第2ランド部812は、空間804における連通ポート805の開口を閉塞した状態で、連通ポート805を空間807に開口させる。なお、スプール81の移動に応じて、空間804における供給ポート803の開口が部分的に閉塞されてもよい。排出通路434を特に設けなくてもよく、排出ポート806をオイルパン400に向けて直接開放してもよい。また、排出ポート806は、低圧部に連通していればよく、オイルパン400（大気圧）に限らず、例えば（吸入負圧が発生する）吸入口

の側に連通していてもよい。

[0026] このように、スプール81は、通路433～435の接続状態を切り換えることにより、（連通路435と供給通路433を介した）メインギャラリ42と第2制御室292との連通及び遮断を切り換えるとともに、（連通路435と排出通路434を介した）第2制御室292とオイルパン400との連通及び遮断を切り換える。図5に示すように、スプール81がx軸負方向側に最大変位した初期位置にあるとき、連通路435と供給通路433とが接続し、メインギャラリ42と第2制御室292とが連通した状態にあり、吐出ポート202からの作動油が第2制御室292に導入される（第1状態）。この状態は、スプール81が初期位置からx軸正方向側に所定距離だけ移動し、第2ランド部812が空間804における連通ポート805の開口を閉塞するようになるまで、実現される。図6に示すように、スプール81が初期位置からx軸正方向側に所定距離より多く移動し、第2ランド部812が連通ポート805を空間807に開口させると、連通路435と排出通路434とが接続する。第2制御室292とオイルパン400とが連通した状態になり、第2制御室292の内部から作動油が排出される（第2状態）。第1状態では第2状態が抑制され、第2状態では第1状態が抑制される。図7に示すように、スプール81が初期位置からx軸正方向側の所定位置（閉じ込み位置）にあるとき、連通路435がいずれの通路433,434とも接続しない。第2制御室292がメインギャラリ42ともオイルパン400とも連通しない閉塞された状態（閉じ込み状態）になり、第2制御室292への作動油の供給及び第2制御室292からの作動油の排出が抑制される（第3状態）。第3状態では、第1状態に比べ、空間804における連通ポート805の開口面積が小さい。また、第2状態に比べ、空間807における連通ポート805の開口面積が小さい。

[0027] スプール81の孔815,816は、スプール81（第1ランド部811）のx軸正方向側の空間808と、第2ランド部812のx軸負方向側の空間807とを連通させる連通孔として機能する。よって、空間807と空間808が同じ圧力（大気圧）となる。一方、空間804はfpを発生する圧力室として機能する。すなわち、メインギャラリ油圧P1は空間804に導入される。第1ランド部811と第1軸部813との間の段

差部は、x軸負方向側に面し、空間804の作動油の圧力を受ける第1受圧面81Aとして機能する。第2ランド部812と第1軸部813との間の段差部は、x軸正方向側に面し、空間804の作動油の圧力を受ける第2受圧面81Bとして機能する。第1受圧面81Aの面積は、第1受圧面81Bの面積より大きい。このため、空間804に油圧P1が発生すると、両面81A,81Bの面積差にP1を乗じた大きさの油圧力fpがスプール81に作用し、スプール81をx軸正方向側に付勢する。また、スプール81は、スプリング82によりx軸負方向側に付勢される。このばね力をfsとする。

[0028] ソレノイド推力fmがゼロ（デューティ比Dがゼロ）のときの、制御弁7の作動とそれに伴うカムリング24の作動を説明する。fmがゼロのとき、シリンダ80に対するスプール81のx軸方向位置は、主に油圧力fpとばね力fsで決まる。fpはメインギャラリ油圧P1（ポンプ2から吐出される作動油の量すなわち吐出流量）に応じて変化する。fsはスプール81のストローク量（スプリング82の縮み量）に応じて変化する。fpがfsより大きいとスプール81はx軸正方向側に移動し、fpがfsより小さいとスプール81はx軸負方向側に移動し、fpとfsが釣り合う位置でスプール81は停止する。なお、fmがゼロのとき、ロッド93はx軸正方向側に付勢されないため、スプール81はロッド93から離れる。ロッド93のx軸正方向端面の孔931により、スプール81に対するロッド93の分離・当接が円滑化される。予め設定された値NeB以下のエンジン回転数Neの領域において、ポンプ2の回転数も（NeBに対応する）所定値以下であり、P1は所定値PB以下となる。P1がPB以下であるため、fpは所定値以下であり、スプール81は初期位置からx軸正方向側に所定距離の範囲内にある。このため、第1状態が実現される。第2制御室292が増圧される。カムリング24に作用するFp1よりも（Fp2＋Fs（スプリング25のセット荷重））が大きいため、カムリング24は、回転方向一方側に最も揺動した位置にあり、最大の偏心量Δを維持する。よって、図8に示すように、NeがNeB以下の領域で、最大の容量に応じた勾配で、Neに応じてP1（吐出流量）が変化する。

[0029] 所定値NeBより高いエンジン回転数Neの領域において、ポンプ2の回転数も

（NeBに対応する）所定値より高い。メインギャラリ油圧P1が所定値PBより高くなろうとすると、fpが上記所定値より大きくなり、スプール81が初期位置からx軸正方向側に上記所定距離より多く移動する。このとき、第2状態が実現される。第2制御室292が減圧され、カムリング24に作用する（Fp2＋Fs）がFp1より小さくなり、カムリング24は、回転方向他方側に揺動し、偏心量Δが減少する。Δ（容量）が減少すると、吐出流量が減少し、P1がPBへ向けて低下する。一方、P1がPBより低くなろうとすると、再び第1状態が実現され、第2制御室292が増圧され、Fp2が増加し、Δが増加する。Δ（容量）が増加すると、吐出流量が増加し、P1がPBへ向けて上昇する。このように、P1がPBに対し上昇した場合にはP1を下げるように、PBに対し低下した場合にはP1を上げるように、スプール81が作動して、第2制御室292への作動油の給排を交互に切り換える。このように、P1がパイロット圧となってスプール81に作用することで、スプール81の作動（第2制御室292への作動油の給排）の状態がフィードバック制御され、Δ（容量）が調節される。図8に示すように、NeBより高いNeの領域で、Neに関わらず、P1は、PB及びその近傍の所定範囲の油圧に保たれる。以下、Neに関わらず自動的に所定範囲に保たれるP1を制御油圧P**という。P1の上記制御は、制御弁7のポート805等の切り換えによって行われるため、カムリング24のスプリング25のばね定数による影響を受けない。また、P1の上記制御は、ポート805等の切り換えに係るスプール81の狭いストロークの範囲で行われるため、制御弁7のスプリング82のばね定数による影響も少ない。よって、Neの変化に対しP**をフラットな特性としやすい。

[0030] ソレノイド部9は、推力fmを連続的に変更可能である。ソレノイド部9は、供給される電流の値（デューティ比D）に応じてfmを無段階に制御可能な比例電磁石として機能する。基本的に、Dを大きくすればfmが大きくなる。fmの大きさが変わると、第1状態と第2状態が交互に切り換わるようにスプール81が作動するときのメインギャラリ油圧P1、言い換えると制御油圧P**が変わる。すなわち、fmがゼロより大きいとき、図6,図7に示すように、ロッド93はスプール81に接してスプール81を押す。シリンダ80に対するスプール81のx軸方向

位置は、主にfmと油圧力fpとばね力fsで決まる。fmとfpの和（fm＋fp）がfsより大きいとスプール81はx軸正方向側に移動し、（fm＋fp）がfsより小さいとスプール81はx軸負方向側に移動し、（fm＋fp）とfsが釣り合う位置でスプール81は停止する。ソレノイド部9は、fmを変更することで、スプール81が移動を開始するときのP1を変更する、言換えるとスプリング82の荷重fsを実質的に（事実上）変更する機能を有する。fmはfpを助勢（アシスト）し、より低いP1（小さいfp）で、スプール81がx軸正方向側に移動して第2状態が実現されるようにする。すなわち、スプール81の上記作動によって制御されるP**を低くする。よって、図8に示すように、Dの大きさに応じて、PBより低い値にP1（P**）を制御可能である。D（すなわちfm）が大きいほどP**が低くなり、Dが小さいほどP**が高くなる。DがD2以上（fmが最大値fmax）のとき、P**は最小値PAとなる。

[0031] エンジン作動中には、ECU6の制御プログラムが実行され、制御弁7が制御される。ECU6は、エンジンの運転状態（エンジン回転数Ne等）に応じて、ソレノイド部9に供給する電流の値（デューティ比D）を変えることにより、メインギャラリ油圧P1（制御油圧P**）及び吐出流量を自在に変える（制御する）ことができる。Neに対するP1及び吐出流量の特性を、容易に、所望の特性に近づけることができる。これにより、不必要な吐出圧上昇（流量増大）による動力損失を抑制して燃費の向上を図ることができる。ECU6は、予め設定された値NeA（<NeB）より高いNeの領域において、任意のNeで、P1の、所定の要求油圧P*に対する差が所定範囲内となるように、Dを変化させる。P*は、可変動弁装置の作動に必要な油圧や、エンジンピストンの冷却用のオイルジェットの要求油圧や、クランクシャフトの軸受の潤滑に要する油圧等であり、Neその他のエンジン運転状態に応じた理想的な値として予め設定される。ECU6のROMには、Neに応じて変化するP*、及びNeに応じて変化させるDが、マップとして記憶されている。マップでは、NeがNeA未満のとき、Dがゼロに設定されている。NeがNeA未満のとき、ソレノイド部9に電流を供給しないため、第1状態が実現され、偏心量Δが最大となる。よって、エンジン始動開始後、Ne

の増大に応じてP1を速やかに上昇させることができ、例えば可変動弁装置の作動応答性を確保することができる。

[0032] マップでは、所定値NeAより高いエンジン回転数Neの領域において、Neの所定範囲ごとにデューティ比Dが離散的に変化するように設定されている。すなわち、Neの或る範囲NeI(n-1)ではDが或る一定値D(n-1)である（以下、括弧内は添字であり、nは自然数）。隣接する別の範囲NeI(n)ではDが別の一定値D(n)である。NeI(n), NeI(n-1)の間におけるNeの範囲NeI*では、DはD(n-1)とD(n)との間で切り換わる。以下、DがD(n-1)からD(n)へ切り換わる場合を例にとって説明する。NeがNeI*にある間、基本的には（後述する閉じ込み制御中を除けば）、Dは切り換え後のD(n)である。これにより、NeI*では、制御弁7（スプール81）の上記作動により、偏心量Δ（容量）が、D(n-1)に応じた制御油圧P**(n-1)を実現するための大きさから、D(n)に応じたP**(n)を実現するための大きさへと変化することが予定される。NeI(n)では、Neの変化に対し、Δが変化することで、P**(n)が実現される。すなわち、メインギャラリ油圧P1=P**(n)となる。Neが複数のNeI(n)を経由して変化する際、NeI*におけるP1の変化と、NeI(n)におけるP1=P**(n)とが、複数回繰り返されることにより、Neに対して階段状に変化するP1の特性が実現される。この特性が、Neに対する要求油圧P*の特性（所定の要求特性）に近づくように、DがNeに対して予め設定されている。例えば、任意のNe（>NeA）で、上記実現される特性におけるP1と上記要求特性におけるP1（P*）との差が所定範囲内となるように、マップにおけるNeに対するDの変化が設定される。

[0033] ECU6は、デューティ比DをD(n-1)とD(n)との間で切り換える際、閉じ込み制御を行う。閉じ込み制御は、上記切り換えの間の少なくとも一定期間、第3状態を実質的に実現し、吐出ポート202の側から第2制御室292へリークする作動油により第2制御室292の圧力を上昇させるための制御である。ECU6は、閉じ込み制御におけるデューティ比D(s)を、以下の条件（C1）を満たすように設定する。（C1）閉じ込み制御開始時のメインギャラリ油圧P1による油圧力fpと、D(s)に応じたソレノイド推力fmとにより、スプール81（第2ランド部812

）の位置が、連通路435と給排通路433,434との連通を充分に遮断可能な（実質的に第3状態が実現され、吐出ポート202からリークする作動油により第2制御室292の圧力が上昇可能な）位置となる。

以下の条件（C2）を満たせば、D(s)を一定とすることができる。（C2）閉じ込み制御中、（エンジン回転数Neの変化に応じた）P1の変化（Fpの変化）にかかわらず、スプール81（第2ランド部812）の位置が、連通路435と給排通路433,434との連通を充分に遮断可能な位置となる。

D(s)を一定とする場合、D(s)を、切り換え後のD(n)とすることもできる。この場合、閉じ込み制御の開始タイミング（例えば該制御を開始するNe）を、上記条件（C2）と共に以下の条件（C3）を満たすように、（実験やシミュレーション等を用いて）設定する。（C3）P1が、切り換え後のD(n)に応じたP**又はその近傍に達すると、スプール81（第2ランド部812）の位置が、連通路435と排出通路434とを連通可能な（第2状態が実現されうる）位置となる。

[0034] 次に、閉じ込み制御の作用効果を説明する。ポンプ2の作動時、ポンプ室（ベーン室28）に吸入される作動油内には気泡が発生しうる（空気の吸込みによるエアレーション）。また、ベーン室28にはキャビテーションが発生しうる。ポンプの内圧（ベーン室28の圧力）が高いときや、エアレーション等の度合いが大きいとき、吐出領域における複数のベーン室28の間には圧力の差が生じる。吐出領域において、ロータ22の回転方向側のベーン室28のほうが、ロータ22の逆回転方向側のベーン室28よりも圧力が高くなる。これにより、吐出領域における複数のベーン室28からカムリング内周面240が受ける圧力の分布に不均衡が生じ、制御弁7の作動状態（すなわち第2制御室292の圧力P2）に関わらず、カムリング24はピン27を中心とする回転方向他方側（図5等の反時計回り方向であり、偏心量Δが小さくなる側）に付勢される。よって、制御弁7の作動状態に関わらず、Δ（容量）が変化してしまうおそれがある。例えば、エンジン回転数Neの上昇時、メインギャラリ油圧P1が予定された制御油圧P**(n)まで上昇する前に、カムリング24が回転方向他方側に揺動し、Δ（容量）が減少しうる。容量が減少すると、Neの上昇に関わらず吐出流量

が増大せず、P1がP**(n)まで上昇しない。このように、吐出領域における複数のベーン室28の間の圧力アンバランスにより、カムリング24の挙動が不安定になって、制御弁7を要素とする油圧フィードバックシステムが予定通りに作動せず、要求油圧P*が正常に実現されないおそれがある。

[0035] 図9に示すように、エンジン回転数Neがゼロから上昇するのに応じて、メインギャラリ油圧P1を、ゼロからPCまで増圧し、その後、所定値PCに保つ（制御油圧P**(1)をPCとする）場面を想定する。これは説明を簡単にするためである。なお、PCは、所定値PAと所定値PBとの間にあってPAに近い要求油圧P*である（図8参照）。Sはカムリング24の初期位置からの移動量（ストローク）を示す。ECU6は、Neが所定値NeA未満の範囲で、デューティ比Dをゼロとする。NeがNeA以上、Ne4未満の範囲で、Dをゼロと D(1)との間で切り換える。基本的には、Dを切り換え後のD(1)とする。NeがNe4以上の範囲ではDをD(1)に維持する。これにより、NeがNeA以上、Ne4未満の範囲では、制御弁7（スプール81）の上記作動により、偏心量Δ（容量）が、D=0に応じた制御油圧PBを実現するための大きさから、D=D(1)に応じた制御油圧PCを実現するための大きさへと変化することが予定される。具体的には、P1がPC未満（NeがNe4未満）であれば、（fp＋fm）が、第2状態を実現可能な値よりも小さい。よって、制御弁7により第1状態が実現され、Δが最大となるはずである。すなわち、最大容量に応じた勾配でNeに応じてP1が変化することが予定される。また、P1がPCに達する（NeがNe4に達する）と、制御弁7により第2状態が実現され、Δが変化してP1＝PCが実現されることが予定される。しかし、上記のように、ベーン室28の間の圧力アンバランスにより、Ne（P1）が上昇する場面で、P1がPCまで上昇しないおそれがある。P1がPCに達する（NeがNe4に達する）前に、カムリング24が回転方向他方側に揺動し、Neの上昇に対してP1が上昇を終了し、PC（P**）未満の値に留まるおそれがある。

[0036] これに対し、ECU6は、デューティ比Dの切り換えに際し、エンジン回転数NeがNe1からNe3までの範囲で、閉じ込み制御を実行する（NeA≦Ne1<Ne3）。上記条件（C1）を満たすべく、NeがNe1のとき（閉じ込み制御開始時）、スプー

ル81（第2ランド部812）が閉じ込み位置よりも若干x軸負方向側にある（実質的に第3状態が実現される）ように、閉じ込み制御におけるデューティ比D(s)を設定する。具体的には、NeがNe1であるときのメインギャラリ油圧P1（マップにおける設定値。検出値でもよい。）に応じた油圧力fpとソレノイド推力fmとの和（fp＋fm）が「空間807における連通ポート805の開口を第2ランド部812が完全に閉塞し、空間804における連通ポート805の開口の大部分を第2ランド部812が閉塞するときのばね力fs」と釣り合うようなfmを発生するD(s)を設定する。D(s)が上記条件（C2）（C3）も満たすようにNe1が設定されたとすると、D(s)=D(1)である。Ne1からNe4までの間、D(s)=D(1)に応じたfmを発生させ、このfmによりスプール81を付勢する。

[0037] これにより、エンジン回転数NeがNe1のとき、空間804に連通ポート805が若干開口し、第2制御室292と供給通路433が連通する。しかし、空間804における連通ポート805の開口面積は、NeがNe1未満のとき（閉じ込み制御開始前）よりも小さくなる。すなわち、第2制御室292と供給通路433とを連通する通路が絞られる。NeがNe1からNe3までの範囲で、Neの上昇に応じてメインギャラリ油圧P1が若干上昇し、これに伴い油圧力fpが若干増大することで、スプール81が若干x軸正方向側に移動する。空間804における連通ポート805の開口を第2ランド部812が閉塞する度合い（上記絞りの度合い）が大きくなる。NeがNe3又はその近傍に達すると、空間807に連通ポート805が若干開口し、第2制御室292と排出通路434が連通する。よって、NeがNe1からNe3までの範囲で、実質的に第3状態が実現される。言換えると、第2制御室292がメインギャラリ42ともオイルパン400とも連通しない閉じ込み状態が実質的に実現される。空間804,807における連通ポート805の若干の開口により、第2制御室292から連通路435を介して供給通路433又は排出通路434へ作動油が排出されうるが、その量は限定的である。一方、カムリング24の軸方向側面と、ポンプ収容室200の底面やポンプ収容室200を閉塞するカバーの面との間には僅かな隙間がある。吐出領域におけるベーン室28の圧力（ポンプの内圧）P0は、第2制御室292の圧力P2よりも高い。よって、吐出領域におけるベーン室28や吐出ポート202か

ら、上記隙間を通って、第2制御室292に作動油が漏出（リーク）しうる。実質的に閉じ込み状態となった第2制御室292の圧力P2は、上記リークする作動油によって上昇する。すなわち、空間804,807における連通ポート805の若干の開口により第2制御室292から排出されうる作動油の量よりも、吐出ポート202等から第2制御室292の内部にリークする作動油の量のほうが多い。よって、P2が上昇可能である。NeがNe1からNe2までの範囲で、P2はP0へ向けて上昇する。NeがNe2のときP2はP0に達し、NeがNe3になるまでP2はP0に一致する。P2がP0に向けて増圧されることで、Fp2が増大する。このため、吐出領域における複数のベーン室28の間の圧力アンバランスに起因する付勢力によってカムリング24が回転方向他方側に揺動しよう（偏心量Δを減少させよう）とした場合でも、この揺動（Δの減少）が抑制される。よって、Neの上昇に応じて、P1が所定値PCへ向けて増大することは、妨げられない。NeがNe3のとき、P1がPCの近傍に達する。

[0038] エンジン回転数NeがNe3からNe4までの範囲で、第2状態が実現され、第2制御室292と排出通路434が連通する。第2制御室292の圧力P2がポンプ内圧P0から低下する。NeがNe4のとき、メインギャラリ油圧P1が所定値PC（制御油圧P**）に達する。NeがNe4以上の範囲では、Neの変化に応じて、P1をPCに保つようにスプール81及びカムリング24が作動する。P1がPCの近傍に達した後（NeがNe3以上であり、閉じ込み制御終了後）は、P1がPCに達するまでの一定期間（NeがNe1からNe3までの範囲にあり、閉じ込み制御中）に比べ、空間804,807における連通ポート805の開口面積が（時間的に平均して）大きい。すなわち、第2制御室292と給排通路433,434とを連通する通路が絞られない。

[0039] 以上のように、制御機構3は、第2制御室292が給排通路433,434に対して開放された（第2制御室292と給排通路433,434との連通路が絞られない）第1状態又は第2状態と、第2制御室292が給排通路433,434に対して閉塞された（第2制御室292と給排通路433,434との連通路が絞られた）第3状態とを切り換えることが可能である。具体的には、制御機構3は、空間804,807における連通ポート805の開口面積を調整し、メインギャラリ油圧P1が制御油圧P**に達する

までの少なくとも一定期間は、P1がP**に達した後に比べ、上記開口面積を（時間的に平均して）小さくすることで、実質的に第3状態を実現する。この閉じ込み制御を実行することで、吐出ポート202等から第2制御室292の内部にリークする作動油を用いて第2制御室292を増圧可能である。第2制御室292の圧力P2による（偏心量Δを増大させる方向の）油圧力Fp2を増大させることで、圧力バランスの崩れによる（Δを減少させる方向の）荷重を打ち消すことができる。よって、予期せぬ（制御弁7の作動によらない）カムリング24の作動を抑制し、P**の不達成を抑制して、要求油圧P*をより確実に実現することができる。したがって、ポンプ2の制御性を向上できる。予期せぬΔの減少による吐出量の不足を抑制し、安定してP*をエンジンへ供給できる。

[0040] なお、図9を用いて説明した上記場面は、上記条件（C1）（C2）（C3）が満たされた場合の一例である。ECU6は、エンジン回転数Ne（メインギャラリ油圧P1）が上昇する場面だけでなく、Ne（P1）が低下する場面で、同様の閉じ込み制御を行ってもよい。P1をゼロから所定値PCまで増圧する場面に限らず、P1を制御油圧P**(n-1)からP**(n)へ変化させる（デューティ比DをD(n-1)とD(n)との間で切り換える）場面一般で、同様の閉じ込み制御を行ってもよい。この場合、D(s)はD(n)と異なってもよい。閉じ込み制御中、P1の変化（油圧力fpの変化）に応じて、スプール81を閉じ込み位置又はその近傍に保持するよう、D(s)を変化させてもよい。Dの切り換え終了よりも前に閉じ込み制御を終了してもよい。例えば、閉じ込み制御により第2制御室292の圧力P2が充分に上昇したと判断すると、NeがNeI(n)に達する前に、DをD(s)からD(n)としてもよい。逆に、Dの切り換え終了まで閉じ込み制御を実行してもよい。すなわち、Dの切り換え終了までDをD(s)とし、切り換え終了時にD(s)からD(n)としてもよい。また、Dの切り換え開始と同時に閉じ込み制御を開始してもよい。すなわち、Dの切り換え開始時にDをD(s)としてもよい。より安定したP1の制御を実現するという観点からは、ベーン室28の間の圧力アンバランスによりカムリング24が誤動作するおそれがあるエンジンの運転状態で、閉じ込み制御を実行すれば足りる。例えば、カムリング24が上記誤動作するおそれが

あるエンジンの運転状態（Neの範囲等）を予め把握し、この状態でのみ、閉じ込み制御を実行する。また、頻繁な制御を抑制するという観点からは、カムリング24の上記誤動作が実際に発生した場合に限り、これを閉じ込み制御により修正するようにしてもよい。例えば、Ne（P1）が上昇する場面で、P1がP**(n)に達する前にNeに応じて上昇しなくなったことを圧力センサ51等により検知すると、閉じ込み制御を実行してもよい。エンジン運転状態に応じてソレノイド部9への供給電流（D）を変化させるためのパラメータとして、Neに限らず、ポンプの回転数、P1、油温、水温、エンジン負荷等を用いてもよい。

[0041] なお、ポンプ2のメカ的な構成は様々に変更可能である。本実施形態のポンプ2の構成では、以下のような作用効果が得られる。まず、カムリング24は、ポンプ収容室200の内部にある支点（ピン27）の周りに揺動可能である。よって、カムリング24が作動する範囲を抑制し、ポンプ2の小型化を図ることができる。

[0042] また、第1制御室291の容積は、カムリング24がスプリング25の付勢力Fsに抗する方向に移動したときに増大する。すなわち、スプリング25は、油圧力Fp1と反対方向にFsを発生し、リターンスプリングとして機能する。このため、Fp1がゼロのときにカムリング24を初期位置に戻すことができる。カムリング24の初期位置は、偏心量Δが大きい側にある。よって、メインギャラリ油圧P1が低いときに、P1を速やかに上昇させることができる。第2制御室292の容積は、カムリング24がFsの方向に移動したときに増大する。すなわち、Fp2はFsと同じ方向に作用する。Fp1とFp2が反対方向に作用する。よって、P2（Fp2）によりカムリング24の作動状態を制御することが比較的容易である。また、Δが増大する方向にカムリング24を作動させるためのFsが小さくて済み、スプリング25のセット荷重を小さくできる。よって、Δが減少する方向にカムリング24を作動させるためのFp1が小さくて済む。すなわち、Δが減少する方向にカムリング24が作動する際のP1を低くできる。言換えると、低い制御油圧P**を実現可能である。

[0043] 第1制御室291には、メインギャラリ42を介さず、吐出ポート202から直接的に作動油が導かれてもよい。第2制御室292には、供給通路433を介して、作動油が導かれる。供給通路433（の少なくとも一部）は、ポンプ2のハウジングの外部にある。供給通路433における圧力損失により、第2制御室292の圧力P2が、最大（メインギャラリ油圧P1）でも、吐出ポート202の圧力、言換えると吐出領域におけるベーン室28の圧力（ポンプの内圧）P0よりも、低くなる。P2がP0よりも低いと、吐出領域における複数のベーン室28の間の圧力アンバランスに起因する付勢力によってカムリング24が回転方向他方側に揺動しやすい。また、第3状態で、吐出ポート202等からカムリング24の軸方向側面とポンプ収容室200の底面等との間の隙間を通って、第2制御室292の内部に作動油がリークしやすい。よって、閉じ込み制御が有効である。

[0044] なお、カムリング外周面245において第2制御室292の圧力P2を受ける第2領域247の面積は、第1制御室291の圧力P1を受ける第1領域246の面積と同じでもよいし、第1領域246の面積より小さくてもよい。本実施形態では、第2領域247の面積は、第1領域246の面積よりも大きい。よって、低いP2で大きな油圧力Fp2を実現できる。例えば、P1とP2が同じ場合でも、Fp2のほうが油圧力Fp1よりも大きい。このため、吐出領域においてベーン室28からカムリング24に作用する圧力のバランスが多少崩れたとしても、カムリング24を偏心量Δが増大する方向に付勢し、カムリング24の挙動の不安定化を抑制できる。ここで、制御機構3が第1状態と第2状態の切り換えによりメインギャラリ油圧P1を制御油圧P**に保つ際、P2をP1よりも低く制御すると、第2制御室292と吐出ポート202との間の圧力の差（P0-P2）が大きくなる。このため、上記リークする作動油の量が増加するおそれがある。これに対し、カムリング24の第2領域247における径方向幅は、第1領域246における径方向幅よりも大きい。よって、第2制御室292の側でシール性が向上するため、上記リークを抑制し、ポンプ2の効率を向上することができる。なお、第1制御室291にはP1が常時導入されており、第1制御室291と吐出ポート202との間の圧力の差（P0-P1）が比較的小さい。よって、シール性を向上させる（上記径方向幅を増大させる）のは

第2制御室292の側のみとすることで、カムリング24の無駄な重量増を抑制できる。

[0045] 制御弁7の弁部8の構造は、ポペット形やスライド形であってもよい。本実施形態では、上記構造はスプール形である。よって、多ポート弁において幅広い油圧に対応しつつ構造を簡素化できる等の効果を有する。具体的には、シリンダ80は、供給ポート803、連通ポート805、及び排出ポート806を有する。供給ポート803は、供給通路433に接続し、吐出ポート202からメインギャラリ42に供給された作動油をシリンダ80の内部に導入可能である。連通ポート805は、第2制御室292に接続し、シリンダ80の内部と第2制御室292とを連通させる。排出ポート806は、排出通路434に接続し、シリンダ80の内部から作動油を排出可能である。スプール81は、シリンダ80の内周面800における連通ポート805の開口面積を変更可能な第2ランド部812を有する。スプール81は、シリンダ80の内部にあってx軸方向に往復移動可能であり、供給ポート803からシリンダ80の内部に導入された作動油の圧力P1を受ける。このようなスプール弁の単純な構成により、弁部8は、第2制御室292の圧力P2を制御することができる。

[0046] スプール81は、メインギャラリ油圧P1（油圧力fp）によりx軸正方向側に付勢される。また、スプール81は、スプリング82（ばね力fs）によりx軸負方向側に付勢される。すなわち、スプリング82は、fpと反対方向に作用し、リターンスプリングとして機能するため、fpがゼロのときにスプール81を初期位置に戻すことが可能である。スプール81の初期位置は、第1状態を実現する方向、すなわち第2制御室292を増圧して偏心量Δを増大させる方向にある。よって、P1が低いときに、P1を速やかに上昇させることができる。

[0047] 制御弁7は、ソレノイド部9を有する。ソレノイド部9は、弁体の位置（スプール81のx軸方向位置）を制御するための電磁力fmを発生可能である。よって、スプール81を閉じ込み位置及びその近傍に制御することが容易であり、閉じ込み制御を容易に実行できる。ソレノイド部9は、デューティ比Dに応じてfmの大きさを変更可能である。よって、スプール81を自在に閉じ込み位置及び

その近傍に制御することが可能である。なお、プランジャ92から弁体（スプール81）への力の伝達方法は、パイロット式（間接作動方式）でもよい。本実施形態では、上記方法は直動式（直接作動方式）である。すなわち、ソレノイド部9は、スプール81を直接的に付勢するfmを発生可能である。油圧（パイロット弁）を介さずスプール81を閉じ込み位置及びその近傍に制御することで、閉じ込み制御をより容易に実行できる。なお、ソレノイド部9がスプール81を付勢するための部材（ロッド93）がスプール81と一体であってもよい。本実施形態では、ロッド93がスプール81とは別の部材であり、スプール81から分離可能である。よって、断線などによりソレノイド部9が作動しなくなる故障時にも、弁部8がメインギャラリ油圧P1に応じて自動的に作動することができる。これにより、所定の制御油圧P**を実現可能である。

[0048] ソレノイド部9は、スプール81をx軸負方向側、すなわちスプリング82（ばね力fs）と同じ方向に付勢する電磁力fmを発生可能であってもよい。本実施形態では、ソレノイド部9は、スプール81をx軸正方向側、すなわちメインギャラリ油圧P1と同じ方向（油圧力fpをアシストする方向）であって、スプリング82と反対の方向（fsを減殺する方向）に付勢するfmを発生可能である。これにより、フェールセーフ機能が実現される。すなわち、図8に示すように、デューティ比D（fm）が小さいほど制御油圧P**が高く、Dがゼロのとき、P**が最も高いPBとなる。よって、ソレノイド部9の故障時にもP**が高圧となり、最大圧PBでエンジンに作動油を供給することが可能であるため、潤滑不良によるエンジンの焼き付き等を抑制できる。

[0049] 第2ランド部812のx軸方向寸法は、連通ポート805の開口の径（x軸方向寸法）より大きくても小さくてもよい。すなわち、スプール81がx軸方向で所定範囲にあるとき、第2ランド部812と重なる連通ポート805が、空間804,807の両方に若干開口したり両方に対し閉塞されたりしてもよい。本実施形態では、第2ランド部812のx軸方向寸法は、連通ポート805の開口の径（x軸方向寸法）と実質的に同じである。よって、スプール81の移動に応じて連通ポート805と空間804,807との連通・遮断が素早く切り換わる。このため、制御の応答性を

向上できる。一方、第1状態では第2状態が抑制され、第2状態では第1状態が抑制される。このため、制御の応答性を向上できると共に、第3状態（閉じ込み状態）をより容易に実現できる。

[0050] シリンダ80の内周面800における連通ポート805等の開口の形状は、シリンダ80の軸方向（x軸方向）における上記開口の寸法よりも、シリンダ80の周方向（軸心の周り方向）における上記開口の寸法が大きい、矩形や楕円等であってもよい。本実施形態では、連通ポート805の上記開口の形状は円形である。すなわち、シリンダ80の周方向における上記開口の寸法が、シリンダ80の軸方向における上記開口の端の近傍ではゼロに近く、シリンダ80の軸方向における上記開口の中央に向うにつれて徐々に大きくなるが、その変化の割合は比較的小さい。よって、スプール81の移動に応じて、空間804,807における連通ポート805の開口面積が急変することが、抑制される。スプール81の移動に伴う、空間804から連通ポート805を介して第2制御室292へ流入する作動油の流量の変化、及び第2制御室292から連通ポート805を介して空間807へ流入する作動油の流量の変化が、絞り効果によって緩やかになる。第2制御室292の圧力P2の変動が抑制されるため、スプール81及びカムリング24の挙動が安定し、メインギャラリ油圧P1の変動が低減される。

[0051] スプール81の第1受圧面81Aの面積は、第2受圧面81Bの面積よりも大きい。両受圧面81A,81Bに面積差があることで、単一の圧力P1により、スプール81をx軸方向側に付勢する油圧力fpを発生可能である。fpを発生させるためにスプール81に複数の圧力を作用させる必要がないため、制御弁7の構造を簡素化可能である。第1受圧面81Aと第2受圧面81Bは、x軸方向で対向しており、シリンダ80の内周面800と共に、吐出ポート202からの作動油が導入される空間804を画する。よって、fpを発生させるために単一の空間804があれば足りるため、制御弁7の構造を簡素化できる。また、fpを発生させるための空間804がスプール81のx軸方向中間部にあり、スプール81のx軸方向端部にない。よって、制御弁7のx軸方向寸法の増大を抑制可能である。

[0052] ［第2実施形態］

まず、構成を説明する。第1実施形態とは制御弁7の構成のみ異なる。図10に示すように、スプール81の第2ランド部812のx軸方向寸法は、シリンダ80の内周面800における連通ポート805の開口の径（x軸方向寸法）よりも大きい。第2ランド部812のx軸方向両側はテーパ状である。第2ランド部812は、本体部812A、x軸正方向側の端部812B、及びx軸負方向側の端部812Cを有する。本体部812Aは円柱状である。本体部812Aのx軸方向寸法は、第1実施形態の第2ランド部812（連通ポート805）のx軸方向寸法と同じである。端部812B,812Cの形状は円錐台状である。端部812B,812Cの直径は、本体部812Aよりも小さく、x軸方向で本体部812Aから離れるにつれて徐々に小さくなる。端部812Bの外周面は、周方向（スプール81の軸心の周り方向）における全部が削り取られた（面取りされた）形状であり、x軸正方向側に向うにつれて徐々に径が小さくなるテーパ状である。同様に、端部812Cの外周面は、周方向における全部が削り取られた形状であり、x軸負方向側に向うにつれて徐々に径が小さくなるテーパ状である。スプール81が初期位置にあるとき、本体部812Aは、第1実施形態においてスプール81が初期位置にあるときの第2ランド部812と同じ位置にある。端部812Bは、x軸方向で、連通ポート805のx軸正方向側の端とx軸負方向側の端との間にある。図11に示すように、スプール81が閉じ込み位置にあるとき、本体部812Aは、第1実施形態においてスプール81が閉じ込み位置にあるときの第2ランド部812と同じ位置にある。他の構成は第1実施形態と同じであるため、対応する構成要素に同じ符号を付して説明を省略する。

[0053] 次に、作用効果を説明する。第2ランド部812のx軸方向寸法は、連通ポート805の上記開口のx軸方向寸法よりも大きい。よって、油圧力Fp1の変化によりスプール81が移動し、第1状態と第2状態が切り換わる際、連通ポート805と空間804,807との連通・遮断が過度に頻繁に切り換わることを抑制できる。また、スプール81が閉じ込み位置の近傍にある（本体部812Aが連通ポート805の上記開口からx軸方向に若干ずれる）ときも、端部812B,812Cの外周面が連通ポート805の上記開口に対向することで、連通路435がいずれの通路433,434とも実質的に接続しないようにすることができる。よって、第3状態をより容易に

実現可能であり、閉じ込み制御をより容易に実行できる。

[0054] スプール81が閉じ込み位置からx軸方向に若干移動すると、端部812B又は端部812Cの外周面と、シリンダ80の内周面800における連通ポート805の開口の縁との間に、若干の隙間ができる。この隙間を含めた、端部812B,812Cの外周面とシリンダ80の内周面800との間の隙間は、空間804又は空間807と連通ポート805との間における作動油の流通路として機能しうる。スプール81の移動に応じて、空間804,807と連通ポート805とが連通する際、作動油の流通が上記流通路を介する。よって、スプール81の移動に伴う、空間804から連通ポート805を介して第2制御室292へ流入する作動油の流量の変化、及び第2制御室292から連通ポート805を介して空間807へ流入する（孔815,816を介して排出される）作動油の流量の変化が、絞り効果によって緩やかになる。第1～第3状態が切り換わる際、第2制御室292の圧力P2の変動が抑制されるため、カムリング24の挙動が安定する。また、（油圧力Fp1を発生する）空間804の圧力の変動が抑制されるため、スプール81の挙動が安定する。よって、メインギャラリ油圧P1の変動が低減される。

[0055] 端部812B,812Cの外周面とシリンダ80の内周面800との間の隙間の大きさは、上記流通路の流路断面積に相当しており、本体部812Aからx軸方向に離れるにつれて、増大する。よって、上記流量変化をより効果的に緩やかにすることができる。なお、上記流通路は、スプール81（第2ランド部812）の周方向における少なくとも一部にあればよい。本実施形態では、端部812B,812Cの外周面は、周方向の全部が削り取られた形状である。言換えると、上記流通路はスプール81（第2ランド部812）の周方向全範囲にわたってある。よって、端部812B,812Cの外周面の加工精度を向上できるため、上記作用効果を向上できる。また、上記流通路（隙間）の位置と連通ポート805の上記開口の位置とを周方向で合わせる必要がないため、シリンダ80へのスプール81の組付け性を向上できる。他の作用効果は第1実施形態と同じである。

[0056] ［第3実施形態］

まず、構成を説明する。第1実施形態とは制御弁7の構成のみ異なる。図12

に示すように、シリンダ80の内周面800は、本体部800Cと大径部800Dを有する。大径部800Dの直径は本体部800Cの直径よりも大きい。本体部800Cはx軸正方向側にあり、大径部800Dはx軸負方向側にある。シリンダ80の外周面801には、環状溝802A,802B,802Cがある。環状溝802A,802B,802Cは、x軸負方向側からx軸正方向側へこの順に並ぶ。供給ポート803、連通ポート805、及び排出ポート806は、シリンダ80を径方向に貫通する孔であり、それぞれ環状溝802A,802B,802Cに開口するとともに、本体部800Cに開口する。排出ポート806はシリンダ80の周方向に複数ある。環状溝802C（排出ポート806）には、排出通路434の一端が接続する。本体部800Cのx軸負方向側の端には、溝809がある。溝809はx軸方向に延び、供給ポート803と大径部800Dを接続する。溝809はシリンダ80の周方向に1以上ある。

[0057] スプール81の第1ランド部811と第2ランド部812の直径は互いに等しく、本体部800Cの直径より僅かに小さい。x軸方向で、第1ランド部811のx軸負方向側の端と第2ランド部812のx軸正方向側の端との間の距離は、供給ポート803（の本体部800Cへの開口部）のx軸正方向側の端と排出ポート806（の本体部800Cへの開口部）のx軸負方向側の端との間の距離と実質的に同じである。なお、第1ランド部811のx軸負方向側の端と第2ランド部812のx軸正方向側の端との間の距離は、供給ポート803のx軸正方向側の端と連通ポート805のx軸負方向側の端との間の距離よりも大きく、かつ、排出ポート806のx軸負方向側の端と連通ポート805のx軸正方向側の端との間の距離よりも大きければよく、供給ポート803のx軸正方向側の端と排出ポート806のx軸負方向側の端との間の距離より小さくてもよい。スプール81の内部には第1実施形態のような孔815,816がない。第2軸部814のx軸負方向側の端にはフランジ部818がある。両ランド部811,812は本体部800Cに摺接する。

[0058] 空間804は、円筒状であり、連通ポート805が常時開口し、初期状態で供給ポート803が開口する。空間804には、排出ポート806が開口しうる。空間807は、段付きの円筒状であり、第2ランド部812と第2軸部814との間の段差部、第2軸部814の外周面及びx軸負方向端面、シリンダ80の内周面800C,800D、並

びに固定鉄心94のx軸正方向側の面940により画される。空間807には、溝809が常時開口する。空間807は、溝809を介して、供給ポート803に常時連通する。弁部8は、第1実施形態のようなリテーナ83及びストッパ84を有しない。スプリング82は、その軸方向の一方側（x軸正方向側）から他方側（x軸負方向側）へ向うにつれて直径が徐々に小さくなる円錐台状であり、空間807に設置される。スプリング82の大径側（x軸正方向側）の端部は、シリンダ80の内周面800における本体部800Cと大径部800Dとの間の段部に接する。スプリング82の小径側（x軸負方向側）の端部は、スプール81のフランジ部818のx軸正方向側の面に接する。スプリング82は圧縮された状態であり、初期状態で所定のセット荷重を有し、スプール81をx軸負方向側に常時付勢する。他の構成は第1実施形態と同じであるため、対応する構成要素に同じ符号を付して説明を省略する。

[0059] 次に、作用効果を説明する。シリンダ80の空間804は、連通ポート805と排出ポート806とを接続することで、連通路435から排出通路434へ向う作動油の通路として機能しうる。第1ランド部811は、シリンダ80の内周面800（空間804）における排出ポート806の開口面積を変化させる。第2ランド部812は、シリンダ80の内周面800（空間804）における供給ポート803の開口面積を変化させる。スプール81の位置にかかわらず、連通ポート805は空間804に開口する。第1ランド部811が空間804における排出ポート806の開口を閉塞した状態で、第2ランド部812が供給ポート803を空間804に開口させる。第1ランド部811が空間804に排出ポート806を開口させた状態で、第2ランド部812が空間804における供給ポート803の開口を閉塞する。図12に示すように、スプール81が初期位置にあるとき、連通ポート805（連通路435）と供給ポート803（供給通路433）とが接続し、第1状態が実現される。図13に示すように、スプール81が初期位置からx軸正方向側に所定距離より多く移動し、第1ランド部811が排出ポート806を空間804に開口させると、連通路435と排出通路434とが接続し、第2状態が実現される。図14に示すように、スプール81が初期位置からx軸正方向側の所定位置（閉じ込み位置）にあるとき、第3状態が実現される。第3

状態では、第1状態に比べ、空間804における供給ポート803の開口面積が小さい。また、第2状態に比べ、空間804における排出ポート806の開口面積が小さい。

[0060] 吐出ポート202からの作動油（メインギャラリ油圧P1）は溝809を介して空間807に導入される。スプール81において、第2ランド部812と第2軸部814との間の段差部、及び第2軸部814のx軸負方向端面は、x軸負方向側に面し、空間807の作動油の圧力を受ける受圧面として機能する。この受圧面は、シリンダ80に対し固定されx軸正方向側に面する面940、及びシリンダ80の内周面800と共に、空間807を画する。空間807は油圧力fpを発生する圧力室として機能する。よって、fpを発生させるために、スプール81に単一の方向から（単一の受圧面に）油圧が作用すれば足りることから、スプール81の構造を簡素化できる。空間807はスプリング82を収容するばね室としても機能する。よって、制御弁7のx軸方向寸法の増大を抑制可能である。他の作用効果は第1実施形態と同じである。

[0061] ［第4実施形態］

まず、構成を説明する。第1実施形態とは制御弁7の構成のみ異なる。制御弁7は、第3実施形態の制御弁7におけるスプール81のランド部811,812の形状を、第2実施形態の第2ランド部812と同様のテーパ形状にしたものである。図15に示すように、ランド部811,812のx軸方向寸法は、第3実施形態よりも大きい。第1ランド部811は、本体部811A及びx軸負方向側の端部811Bを有する。第2ランド部812は、本体部812A、端部812B、及び端部812Cを有する。本体部811A,812Aのx軸方向寸法は、第3実施形態のランド部811,812のx軸方向寸法とそれぞれ同じである。端部811B,812B,812Cの形状は、第2実施形態の端部812B,812Cと同じく円錐台状（周方向における全部が削り取られた形状）である。スプール81が初期位置にあるとき、本体部811A,812Aは、第3実施形態においてスプール81が初期位置にあるときのランド部811,812とそれぞれ同じ位置にある。端部812Bは、x軸方向で、供給ポート803のx軸正方向側の端とx軸負方向側の端との間にある。図16に示すように、スプール81が閉じ込み位置にある

とき、本体部811A,812Aは、第3実施形態においてスプール81が閉じ込み位置にあるときのランド部811,812とそれぞれ同じ位置にある。他の構成は第1実施形態と同じであるため、対応する構成要素に同じ符号を付して説明を省略する。

[0062] 次に、作用効果を説明する。端部811Bの外周面とシリンダ80の内周面800（本体部800C）との間の隙間は、空間804と排出ポート806との間における作動油の流通路として機能しうる。スプール81の移動に伴う、第2制御室292から空間804を介して排出ポート806へ流入する（排出される）作動油の流量の変化、及び供給ポート803から空間804へ流入する（さらに連通ポート805を介して第2制御室292へ流入する）作動油の流量の変化が、絞り効果によって緩やかになる。また、供給ポート803から溝809を介して空間807へ流入する作動油の流量の変化が、絞り効果によって緩やかになる。（油圧力Fp1を発生する）空間807の圧力の変動が抑制されるため、スプール81の挙動が安定する。その他、ランド部811,812の形状による作用効果は、第2実施形態と同じである。他の作用効果は第3実施形態と同じである。

[0063] ［第5実施形態］

まず、構成を説明する。制御機構3以外のポンプ2の構成のみ、第1実施形態と異なる。図17に示すように、ポンプ2は、カムリング24Aの移動がスライド式である。ポンプ2は、第1実施形態のような第1シール部材261、第2シール部材262、及びピン27を備えない。ハウジング本体20Aのポンプ収容室200Aは、有底筒状の第1凹部205及び第2凹部206を有する。これらの凹部205,206の軸心は、ロータ22の軸心22Pに直交する平面内を直線状に延び、互いに平行である。カムリング24Aの外周は径方向外側に突出する第1突起248及び第2突起249を有する。突起248,249は、カムリング内周面240の軸心24Pを挟んで反対側にある。これらの突起248,249の軸心は、ロータ22の軸心22Pに直交する平面内を直線状に延び、互いに平行である。第1突起248は第1凹部205に収容され、第2突起249は第2凹部206に収容される。第2突起249の外周面の一部にはシール部材263が設置される。第2突起249の軸方向端にはスプリング25の一端側が設置

される。

[0064] ポンプ収容室200Aの内部には、ハウジングとカムリング24Aとの間に、吸入室294、吐出室295、第1制御室296、及び第2制御室（ばね収容室）297がある。吸入室294及び吐出室295は、カムリング外周面245Aにおける第1突起248から第2突起249までの間と、ポンプ収容室200Aの内周面との間の空間である。吸入室294には吸入ポート201A及び吸入口が開口する。吐出室295には吐出ポート202A及び吐出口が開口する。カムリング24Aの内周側において、吸入ポート201Aは吸入領域のベーン室28に開口し、吐出ポート202Aは吐出領域のベーン室28に開口する。第1制御室296は、第1凹部205の内周面と第1突起248との間の空間である。第2制御室297は、第2凹部206の内周面と第2突起249との間の空間である。第2凹部206の内周面にはスプリング25の他端が設置される。カムリング24Aの軸方向側面とポンプ収容室200Aの底面やポンプ収容室200Aを閉塞するカバーの面との間の僅かな隙間を除き、吐出室295と第2制御室297との間の隙間は、シール部材263によりシールされる。カムリング外周面245Aにおいて第2制御室297の圧力P2を受ける面積は、第1制御室296の圧力P1を受ける面積より大きい。制御通路43の第1フィードバック通路431は、第1制御室296に接続する。第2フィードバック通路432の連通路435は、第2制御室297に接続する。他の構成は第1実施形態と同じであるため、対応する構成要素に同じ符号を付して説明を省略する。

[0065] 次に、作用効果を説明する。図17～図19の反時計回り方向にロータ22は回転する。カムリング24Aは、ポンプ収容室200Aの内部で、凹部205,206の軸心に沿ってスライド移動（ロータ22の径方向に直線的に移動）が可能である。凹部205,206は、ポンプ収容室200Aの内部にあって上記移動の案内部（ガイド）として機能する。カムリング24Aが並進運動することで、ロータ22Aの軸心22Pとカムリング内周面240の軸心24Pとの差（偏心量Δ）が変わる。各制御室296,297は、カムリング24Aが移動したときにその容積が変化可能である。カムリング24Aの位置（Δ）は、第1制御室296の圧力P1による力Fp1，第2制御室297の圧力P2による力Fp2，及びスプリング25の付勢力Fsで決まる。このように

、カムリング24Aが並進運動することでΔ（容量）が変わる構成であるため、各制御室296,297の構成を簡素化できる。図18に示すように、スプール81がx軸正方向側に移動することで、第2制御室297から作動油が排出される（第2状態）。閉じ込み制御時、図19に示すように、スプール81が閉じ込み位置にあることで、第2制御室297が給排通路433,434から閉塞され、第2制御室297への作動油の供給及び第2制御室297からの作動油の排出が抑制される（第3状態）。このとき、カムリング24Aの軸方向側面と、ポンプ収容室200Aの底面等との間の隙間を通って、第2制御室297に作動油がリークすることで、第2制御室297の圧力P2が上昇しうる。よって、吐出領域における複数のポンプ室（ベーン室28）の間の圧力バランスの崩れによる（Δを減少させる方向の）荷重を打ち消し、カムリング24Aを安定的に作動させることができる。他の作用効果は第1実施形態と同じである。なお、第2～第4実施形態の制御弁7を本実施形態に適用することも可能である。

[0066] ［他の実施形態］

以上、本発明を実施するための形態を、図面に基づき説明したが、本発明の具体的な構成は、実施形態に限定されるものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲の設計変更等があっても本発明に含まれる。例えば、ポンプは自動車やエンジン以外の装置の作動油供給システムに用いることが可能である。ベーンポンプの具体的構成は実施形態に限定されず、適宜変更可能である。ポンプは可変容量形であればよく、ポンプ構成体としてベーン以外の部材を用いてもよい。ポンプ構成体の回転時における複数のベーン室の各々の容積の増減量を変化させる可動部材として、カムリング以外の部材を用いてもよい。例えば、ポンプはトロコイド形ギアポンプであってもよい。この場合、外接歯車であるアウタロータを偏心移動可能に配置し、その外周側に制御室やスプリングを配置することで、可変容量形とすることができる（アウタロータが可動部材に相当する）。

[0067] ECUの演算部及び受信部は、実施形態においてはマイクロコンピュータ内のソフトウェアによって実現されるが、電子回路によって実現してもよい。演

算は、数式演算だけでなく、ソフトウェア上での処理全般を意味する。受信部は、マイクロコンピュータのインターフェイスであってもよいし、マイクロコンピュータ内のソフトウェアであってもよい。制御信号は、電流値に関するものであってもよいし、ロッドの推力に関するものであってもよい。ソレノイド部への供給電流を制御する方法はPWM制御に限らない。エンジン運転状態に応じた電流値が、マップにより予め設定されていてもよい。エンジン運転状態に応じてソレノイド部への供給電流を変化させる特性情報は、マイクロコンピュータ内のマップによって実現される代わりに、演算によって実現されてもよい。

[0068] ［実施形態から把握しうる技術的思想］

以上説明した実施形態から把握しうる技術的思想（又は技術的解決策。以下同じ。）について、以下に記載する。

(1) 本技術的思想の可変容量形ポンプは、その1つの態様において、

作動油を供給するための可変容量形ポンプであって、

内部に収容室と吐出ポートと吸入ポートを有するハウジングと、

前記収容室にあり、回転駆動されることによって作動油を前記吸入ポートから吸入し前記吐出ポートへ吐出するポンプ構成体と、

前記収容室にあり、内周側に前記ポンプ構成体を収容することで複数のポンプ室を画する可動部材であって、移動することで、前記ポンプ構成体の回転時における前記ポンプ室の容積の変化量を変更する可動部材と、

前記収容室にあり、前記ポンプ室の容積の前記変化量が増大する方向に前記可動部材を付勢する付勢部材と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、前記吐出ポートからの作動油が導入され、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力に抗する方向に移動したときに容積が増大する第1制御室と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、給排通路を介して、前記吐出ポートからの作動油が導入され、又は内部の作動油が排出されることが可能であり、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力の方向に移動した

ときに容積が増大する第2制御室であって、前記可動部材を挟んで、前記ポンプ構成体の回転に伴い容積が減少する前記複数のポンプ室のいずれか又は前記吐出ポートに隣接する第2制御室と、

前記第2制御室が前記給排通路に対して開放された状態と、前記第2制御室が前記給排通路に対して閉塞された状態とを切り換えることが可能な制御機構と

を備える。

(2) より好ましい態様では、前記態様において、

前記制御機構は、

前記給排通路に接続する給排ポート、及び前記第2制御室に接続する連通ポートを有するシリンダと、

前記シリンダの内部にあって軸方向に往復移動可能であり、前記給排ポートから前記シリンダの内部に導入された前記吐出ポートからの作動油の圧力を受けるスプールと、

前記スプールを前記軸方向に付勢する電磁力を発生可能なソレノイドとを有する。

(3) 別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記スプールは、前記作動油の圧力により前記軸方向の一方側に付勢され、

前記制御機構は、前記スプールを前記軸方向の他方側に付勢するスプール付勢部材を有し、

前記ソレノイドは、前記スプールを前記軸方向の一方側に付勢する電磁力を発生可能である。

(4) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記スプールは、前記軸方向の他方側に面し前記作動油の圧力を受ける第1受圧面と、前記軸方向の一方側に面し前記作動油の圧力を受ける第2受圧面を有し、

前記第1受圧面の面積は、前記第2受圧面の面積よりも大きい。

(5) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記第1受圧面と前記第2受圧面は、前記軸方向で対向しており、前記シリンダの内周面と共に、前記吐出ポートからの作動油が導入される空間を画する。

(6) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記スプールは、前記軸方向の他方側に面し前記作動油の圧力を受ける受圧面を有し、

前記受圧面は、前記シリンダに対し固定され前記軸方向の一方側に面する面、及び前記シリンダの内周面と共に、前記吐出ポートからの作動油が導入される空間を画する。

(7) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記スプールは、前記シリンダの内周面における前記給排ポート又は前記連通ポートの開口の面積を変更可能なランド部を有し、

前記ランド部の前記軸方向の寸法は、前記開口の前記軸方向の寸法よりも大きい。

(8) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記ランド部の前記軸方向の端部の、前記スプールの周方向における少なくとも一部は、外周面が削り取られた形状である。

(9) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記ランド部の前記端部の前記周方向における全部は、外周面が削り取られた形状である。

(10) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記吐出ポートからの作動油を前記第2制御室に導入するための前記給排通路は、少なくとも一部が前記ハウジングの外部にある。

(11) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記第2制御室には、前記給排通路を介して、前記吐出ポートよりも低い圧力の作動油が導かれる。

(12) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記可動部材の外周面は、前記第1制御室に導入された作動油の圧力を受ける第1受圧面と、前記第2制御室に導入された作動油の圧力を受ける第2受圧面を有し、

前記第2受圧面の面積は、前記第1受圧面の面積よりも大きい。

(13) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記可動部材は支点の周りに揺動可能である。

(14) さらに別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記可動部材は並進運動可能である。

(15) 本技術的思想の可変容量形ポンプの制御方法は、その1つの態様において、

作動油を供給するための可変容量形ポンプの制御方法であって、

前記可変容量形ポンプは、

内部に収容室と吐出ポートと吸入ポートを有するハウジングと、

前記収容室内にあり、回転駆動されることによって作動油を前記吸入ポートから吸入し前記吐出ポートへ吐出するポンプ構成体と、

前記収容室にあり、前記ポンプ構成体を収容することで複数のポンプ室を画する可動部材であって、移動することで、前記ポンプ構成体の回転時における前記ポンプ室の容積の変化量を変更する可動部材と、

前記収容室にあり、前記ポンプ室の容積の前記変化量が増大する方向に前記可動部材を付勢する付勢部材と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、前記吐出ポートからの作動油が導入され、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力に抗する方向に移動したときに容積が増大する第1制御室と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、給排通路を介して、前記吐出ポートからの作動油が導入され、又は内部の作動油が排出されることが可能であり、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力の方向に移動したときにその容積が増大する第2制御室とを備え、

前記ポンプ構成体の回転数が所定の回転数領域にあるとき前記可変容量形

ポンプが供給する作動油の圧力を所定の範囲内に保つ場合、

前記ポンプ構成体の回転数が前記所定の回転数領域に達する前の一定期間、前記第2制御室を前記給排通路に対して閉塞し、

その後、前記ポンプ構成体の回転数が前記所定の回転数領域又はその近傍に達すると、前記第2制御室を前記給排通路に対して開放する。

(16) また、他の観点から、本技術的思想の可変容量形ポンプの制御方法は、その1つの態様において、

作動油を供給するための可変容量形ポンプの制御方法であって、

前記可変容量形ポンプは、

内部に収容室と吐出ポートと吸入ポートを有するハウジングと、

前記収容室内にあり、回転駆動されることによって作動油を前記吸入ポートから吸入し前記吐出ポートへ吐出するポンプ構成体と、

前記収容室にあり、内周側に前記ポンプ構成体を収容することで複数のポンプ室を画する可動部材であって、移動することで、前記ポンプ構成体の回転時における前記ポンプ室の容積の変化量を変更する可動部材と、

前記収容室にあり、前記ポンプ室の容積の前記変化量が増大する方向に前記可動部材を付勢する付勢部材と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、前記吐出ポートからの作動油が導入され、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力に抗する方向に移動したときに容積が増大する第1制御室と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、給排通路を介して、前記吐出ポートからの作動油が導入され、又は内部の作動油が排出されることが可能であり、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力の方向に移動したときに容積が増大する第2制御室とを備え、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力を制御油圧に向けて変化させた後に前記制御油圧に保つ場合、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧に達する前の一定期間、前記第2制御室を前記給排通路に対して閉塞し、

その後、前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧又はその近傍に達すると、前記第2制御室を前記給排通路に対して開放する。

(17) より好ましい態様では、前記態様において、

前記可変容量形ポンプは、

前記給排通路に接続する給排ポート、及び前記第2制御室に接続する連通ポートを有するシリンダと、

前記シリンダの内部にあって軸方向に往復移動可能であり、前記給排ポートから前記シリンダの内部に導入された前記吐出ポートからの作動油の圧力を前記軸方向に受けるスプールと、

前記スプールを前記軸方向に付勢する電磁力を発生可能なソレノイドとを有し、

前記一定期間、前記第2制御室が前記給排通路に対して閉塞されるように、前記ソレノイドの前記電磁力により前記スプールを付勢する。

(18) 別の好ましい態様では、前記態様のいずれかにおいて、

前記スプールは、前記作動油の圧力により前記軸方向の一方側に付勢され、

前記可変容量形ポンプは、前記スプールを前記軸方向の他方側に付勢するスプール付勢部材を有し、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧又はその近傍に達した後、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧より高いと、前記給排通路を介して前記第2制御室の作動油が排出されるように、前記スプールが前記軸方向の一方側に移動し、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧より低いと、前記給排通路を介して前記吐出ポートからの作動油が前記第2制御室に導入されるように、前記スプールが前記軸方向の他方側に移動する。

(19) また、他の観点から、本技術的思想の可変容量形ポンプの制御方法は、その1つの態様において、

内燃機関に作動油を供給するための可変容量形ポンプの制御方法であって、

前記可変容量形ポンプは、

内部に収容室と吐出ポートと吸入ポートを有するハウジングと、

前記収容室内にあり、回転駆動されることによって作動油を前記吸入ポートから吸入し前記吐出ポートへ吐出するポンプ構成体と、

前記収容室にあり、前記ポンプ構成体を収容することで複数のポンプ室を画する可動部材であって、移動することで、前記ポンプ構成体の回転時における前記ポンプ室の容積の変化量を変更する可動部材と、

前記収容室にあり、前記ポンプ室の容積の前記変化量が増大する方向に前記可動部材を付勢する付勢部材と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、前記吐出ポートからの作動油が導入され、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力に抗する方向に移動したときに容積が増大する第1制御室と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、給排通路を介して、前記吐出ポートからの作動油が導入され、又は内部の作動油が排出されることが可能であり、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力の方向に移動したときに容積が増大する第2制御室と、

前記給排通路に接続する給排ポート、及び前記第2制御室に接続する連通ポートを有するシリンダと、

前記シリンダの内部にあって軸方向に往復移動可能であり、移動することで、前記シリンダの内周面における前記給排ポート又は前記連通ポートの開口の面積を変更可能であり、前記給排ポートから前記シリンダの内部に導入された前記吐出ポートからの作動油の圧力を前記軸方向に受けるスプールと、

前記スプールを前記軸方向に付勢する電磁力を発生可能なソレノイドとを備え、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力を制御油圧に向けて変化さ

せた後に前記制御油圧に保つ場合、前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧に達するまでの少なくとも一定期間は、前記制御油圧に達した後に比べ、前記シリンダの内周面における前記給排ポート又は前記連通ポートの開口の面積を小さくする。

(20) より好ましい態様では、前記態様において、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧に達するまでの少なくとも一定期間は、前記第2制御室から前記給排通路を介して排出される作動油の量よりも、前記収容室の内面に対しスライドする前記可動部材の面と前記収容室の前記内面との間の隙間を介して、前記ポンプ構成体の回転に伴い容積が減少する前記複数のポンプ室のいずれか又は前記吐出ポートから前記第2制御室に導入される作動油の量のほうが多くなるように、前記シリンダの内周面における前記給排ポート又は前記連通ポートの開口の面積を調整する。

[0069] 尚、本発明は上記した実施形態に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施形態は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施形態の構成の一部を他の実施形態の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施形態の構成に他の実施形態の構成を加えることも可能である。また、各実施形態の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

[0070] 本願は、２０１７年６月２２日付出願の日本国特許出願第２０１７－１２１９４３号に基づく優先権を主張する。２０１７年６月２２日付出願の日本国特許出願第２０１７－１２１９４３号の明細書、特許請求の範囲、図面、及び要約書を含む全開示内容は、参照により本願に全体として組み込まれる。

符号の説明

[0071] ２ 可変容量形ポンプ２０ ハウジング本体２００ ポンプ収容室（収容室）２０１ 吸入ポート２０２ 吐出ポート２３ ベーン（ポンプ構

成体）２４　　カムリング（可動部材）２５　　スプリング（付勢部材）２８　　ベーン室（ポンプ室）２９１　第1制御室２９２　第2制御室３制御機構４３３　供給通路（給排通路）４３４　排出通路（給排通路）８０　　シリンダ８０３　供給ポート（給排ポート）８０６　排出ポート（給排ポート）８０５　連通ポート８１　　スプール８２　　スプリング（スプール付勢部材）９　　ソレノイド部（ソレノイド）

請求の範囲

[請求項1] 作動油を供給するための可変容量形ポンプであって、 該可変容量形ポンプは、

内部に、収容室と吐出ポートと吸入ポートとを有するハウジングと、

前記収容室にあり、回転駆動されることによって作動油を前記吸入ポートから吸入し前記吐出ポートへ吐出するポンプ構成体と、

前記収容室にあり、可動部材の内周側に前記ポンプ構成体を収容することで複数のポンプ室を画する前記可動部材であって、該可動部材を移動することで、前記ポンプ構成体の回転時における前記ポンプ室の容積の変化量を変更する可動部材と、

前記収容室にあり、前記ポンプ室の容積の前記変化量が増大する方向に前記可動部材を付勢する付勢部材と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、前記吐出ポートからの作動油が導入される第1制御室であって、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力に抗する方向に移動したときに容積が増大する前記第1制御室と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、給排通路を介して、前記吐出ポートからの作動油が第2制御室に導入され、又は該第2制御室の内部の作動油が排出されることが可能であり、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力の方向に移動したときに容積が増大する前記第2制御室であって、前記可動部材を挟んで、前記ポンプ構成体の回転に伴い容積が減少する前記複数のポンプ室のいずれか又は前記吐出ポートに隣接する前記第2制御室と、

前記第2制御室が前記給排通路に対して開放された状態と、前記第2制御室が前記給排通路に対して閉塞された状態とを切り換えることが可能な制御機構と

を備える可変容量形ポンプ。

[請求項2] 請求項１の可変容量形ポンプにおいて、

前記制御機構は、

前記給排通路に接続する給排ポートと、前記第2制御室に接続する連通ポートとを有するシリンダと、

前記シリンダの内部にあって前記シリンダの軸方向に往復移動可能であり、前記給排ポートから前記シリンダの内部に導入された前記吐出ポートからの作動油の圧力を受けるスプールと、

前記スプールを前記軸方向に付勢する電磁力を発生可能なソレノイドと、

を備える可変容量形ポンプ。

[請求項3] 請求項２の可変容量形ポンプにおいて

前記スプールは、前記作動油の圧力により前記軸方向の一方側に付勢され、

前記制御機構は、前記スプールを前記軸方向の他方側に付勢するスプール付勢部材を有し、

前記ソレノイドは、前記スプールを前記軸方向の一方側に付勢する電磁力を発生可能である可変容量形ポンプ。

[請求項4] 請求項３の可変容量形ポンプにおいて、

前記スプールは、前記軸方向の他方側に面し前記作動油の圧力を受ける第1受圧面と、前記軸方向の一方側に面し前記作動油の圧力を受ける第2受圧面とを有し、 前記第1受圧面の面積は、前記第2受圧面の面積よりも大きい可変容量形ポンプ。

[請求項5] 請求項２の可変容量形ポンプにおいて、

前記第1受圧面と前記第2受圧面は、前記軸方向で対向しており、前記シリンダの内周面と共に、前記吐出ポートからの作動油が導入される空間を画する可変容量形ポンプ。

[請求項6] 請求項２の可変容量形ポンプにおいて、

前記スプールは、前記軸方向の他方側に面し前記作動油の圧力を受

ける受圧面を有し、

前記受圧面は、前記シリンダに対し固定された前記軸方向の一方側に面する面と、前記シリンダの内周面と共に、前記吐出ポートからの作動油が導入される空間を画する可変容量形ポンプ。

[請求項7] 請求項６の可変容量形ポンプにおいて、

前記スプールは、前記シリンダの内周面における前記給排ポート又は前記連通ポートの開口の面積を変更可能なランド部を有し、

前記ランド部の前記軸方向の寸法は、前記開口の前記軸方向の寸法よりも大きい可変容量形ポンプ。

[請求項8] 請求項７の可変容量形ポンプにおいて、

前記ランド部の前記軸方向の端部の、前記スプールの周方向における少なくとも一部は、外周面が削り取られた形状である可変容量形ポンプ。

[請求項9] 請求項１の可変容量形ポンプにおいて、

前記ランド部の前記端部の前記周方向における全部は、外周面が削り取られた形状である可変容量形ポンプ。

[請求項10] 請求項９の可変容量形ポンプにおいて、

前記吐出ポートからの作動油を前記第2制御室に導入するための前記給排通路は、少なくとも一部が前記ハウジングの外部にある可変容量形ポンプ。

[請求項11] 請求項９の可変容量形ポンプにおいて、

前記第2制御室には、前記給排通路を介して、前記吐出ポートよりも低い圧力の作動油が導かれる可変容量形ポンプ。

[請求項12] 請求項１の可変容量形ポンプにおいて、

前記可動部材の外周面は、前記第1制御室に導入された作動油の圧力を受ける第1受圧面と、前記第2制御室に導入された作動油の圧力を受ける第2受圧面を有し、

前記第2受圧面の面積は、前記第1受圧面の面積よりも大きい可変容量

形ポンプ。

[請求項13] 請求項１２の可変容量形ポンプにおいて、

前記可動部材は支点の周りに揺動可能である可変容量形ポンプ。

[請求項14] 請求項１の可変容量形ポンプにおいて、

前記可動部材は並進運動可能である可変容量形ポンプ。

[請求項15] 作動油を供給するための可変容量形ポンプの制御方法であって、

前記可変容量形ポンプは、

内部に、収容室と吐出ポートと吸入ポートとを有するハウジングと、

前記収容室内にあり、回転駆動されることによって作動油を前記吸入ポートから吸入し前記吐出ポートへ吐出するポンプ構成体と、

前記収容室にあり、前記ポンプ構成体を収容することで複数のポンプ室を画する可動部材であって、該可動部材を移動することで、前記ポンプ構成体の回転時における前記ポンプ室の容積の変化量を変更する前記可動部材と、

前記収容室にあり、前記ポンプ室の容積の前記変化量が増大する方向に前記可動部材を付勢する付勢部材と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、前記吐出ポートからの作動油が導入される第1制御室であって、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力に抗する方向に移動したときに容積が増大する前記第1制御室と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、給排通路を介して、前記吐出ポートからの作動油が第2制御室に導入され、又は前記第2制御室の内部の作動油が排出されることが可能であり、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力の方向に移動したときにその容積が増大する第2制御室とを備え、

前記可変容量形ポンプの制御方法は、

前記ポンプ構成体の回転数が所定の回転数領域にあるとき前記可変

容量形ポンプが供給する作動油の圧力を所定の範囲内に保つ場合、前記ポンプ構成体の回転数が前記所定の回転数領域に達する前の一定期間、前記第2制御室を前記給排通路に対して閉塞し、 その後、前記ポンプ構成体の回転数が前記所定の回転数領域又はその近傍に達すると、前記第2制御室を前記給排通路に対して開放する可変容量形ポンプの制御方法。

[請求項16] 作動油を供給するための可変容量形ポンプの制御方法であって、

前記可変容量形ポンプは、

内部に収容室と吐出ポートと吸入ポートを有するハウジングと、

前記収容室内にあり、回転駆動されることによって作動油を前記吸入ポートから吸入し前記吐出ポートへ吐出するポンプ構成体と、

前記収容室にあり、可動部材の内周側に前記ポンプ構成体を収容することで複数のポンプ室を画する前記可動部材であって、前記可動部材を移動することで、前記ポンプ構成体の回転時における前記ポンプ室の容積の変化量を変更する可動部材と、

前記収容室にあり、前記ポンプ室の容積の前記変化量が増大する方向に前記可動部材を付勢する付勢部材と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、前記吐出ポートからの作動油が導入され、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力に抗する方向に移動したときに容積が増大する第1制御室と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、給排通路を介して、前記吐出ポートからの作動油が第2制御室に導入され、又は該第2制御室の内部の作動油が排出されることが可能であり、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力の方向に移動したときに容積が増大する第2制御室と

を備え、

可変容量形ポンプの制御方法は、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力を制御油圧に向けて

変化させた後に前記制御油圧に保つ場合、前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧に達する前の一定期間、前記第2制御室を前記給排通路に対して閉塞し、その後、前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧又はその近傍に達すると、前記第2制御室を前記給排通路に対して開放する可変容量形ポンプの制御方法。

[請求項17] 請求項１６の可変容量形ポンプの制御方法において、

前記可変容量形ポンプは、

前記給排通路に接続する給排ポートと、前記第2制御室に接続する連通ポートとを有するシリンダと、

前記シリンダの内部にあって前記シリンダの軸方向に往復移動可能であり、前記給排ポートから前記シリンダの内部に導入された前記吐出ポートからの作動油の圧力を前記軸方向に受けるスプールと、

前記スプールを前記軸方向に付勢する電磁力を発生可能なソレノイドと、を有し、

前記一定期間、前記第2制御室が前記給排通路に対して閉塞されるように、前記ソレノイドの前記電磁力により前記スプールを付勢する可変容量形ポンプの制御方法。

[請求項18] 請求項１６の可変容量形ポンプの制御方法において、

前記スプールは、前記作動油の圧力により前記軸方向の一方側に付勢され、

前記可変容量形ポンプは、前記スプールを前記軸方向の他方側に付勢するスプール付勢部材を有し、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧又はその近傍に達した後、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧より高いと、前記給排通路を介して前記第2制御室の作動油が排出されるように、前記スプールが前記軸方向の一方側に移動し、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧より低いと、前記給排通路を介して前記吐出ポートからの作動油が前記第2制御室に導入されるように、前記スプールが前記軸方向の他方側に移動する可変容量形ポンプの制御方法。

[請求項19] 内燃機関に作動油を供給するための可変容量形ポンプの制御方法であって、

前記可変容量形ポンプは、

内部に、収容室と、吐出ポートと、吸入ポートとを有するハウジングと、

前記収容室内にあり、ポンプ構成体を回転駆動されることによって作動油を前記吸入ポートから吸入し前記吐出ポートへ吐出する前記ポンプ構成体と、

前記収容室にあり、前記ポンプ構成体を収容することで複数のポンプ室を画する可動部材であって、該可動部材を移動することで、前記ポンプ構成体の回転時における前記ポンプ室の容積の変化量を変更する可動部材と、

前記収容室にあり、前記ポンプ室の容積の前記変化量が増大する方向に前記可動部材を付勢する付勢部材と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、前記吐出ポートからの作動油が導入される第1制御室であって、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力に抗する方向に移動したときに容積が増大する前記第1制御室と、

前記収容室の内周と前記可動部材の外周との間にあり、給排通路を介して、前記吐出ポートからの作動油が第2制御室に導入され、又は該第2制御室の内部の作動油が排出されることが可能であり、前記可動部材が前記付勢部材の付勢力の方向に移動したときに容積が増大する前記第2制御室と、

前記給排通路に接続する給排ポートと、前記第2制御室に接続する

連通ポートとを有するシリンダと、

前記シリンダの内部にあって該シリンダの軸方向に往復移動可能であり、移動することで、前記シリンダの内周面における前記給排ポート又は前記連通ポートの開口の面積を変更可能であり、前記給排ポートから前記シリンダの内部に導入された前記吐出ポートからの作動油の圧力を前記軸方向に受けるスプールと、

前記スプールを前記軸方向に付勢する電磁力を発生可能なソレノイドと

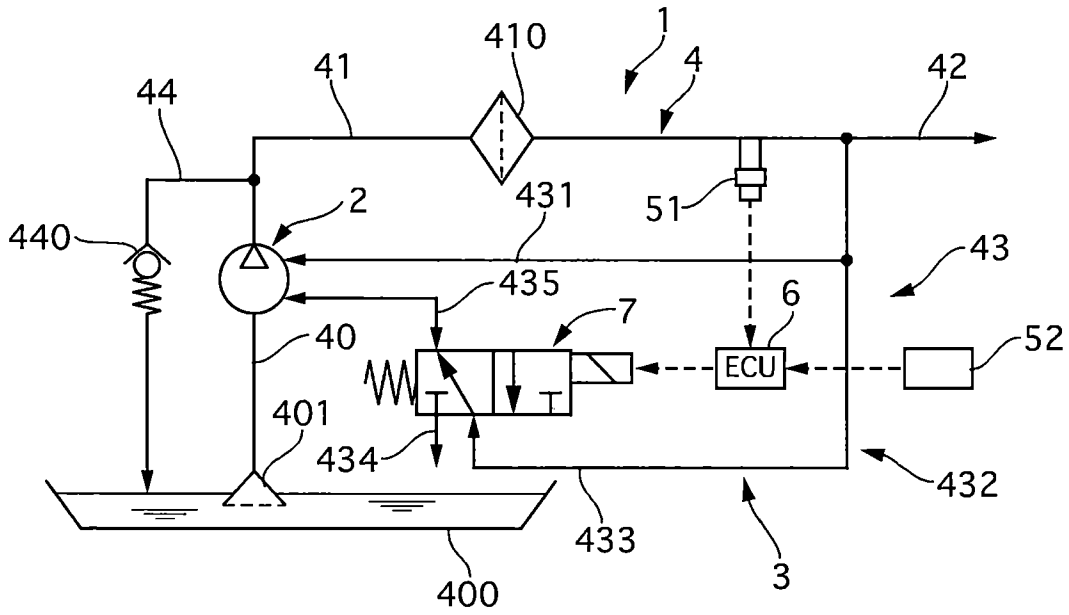
を備え、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力を制御油圧に向けて変化させた後に前記制御油圧に保つ場合、前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧に達するまでの少なくとも一定期間は、前記制御油圧に達した後に比べ、前記シリンダの内周面における前記給排ポート又は前記連通ポートの開口の面積を小さくする可変容量形ポンプの制御方法。

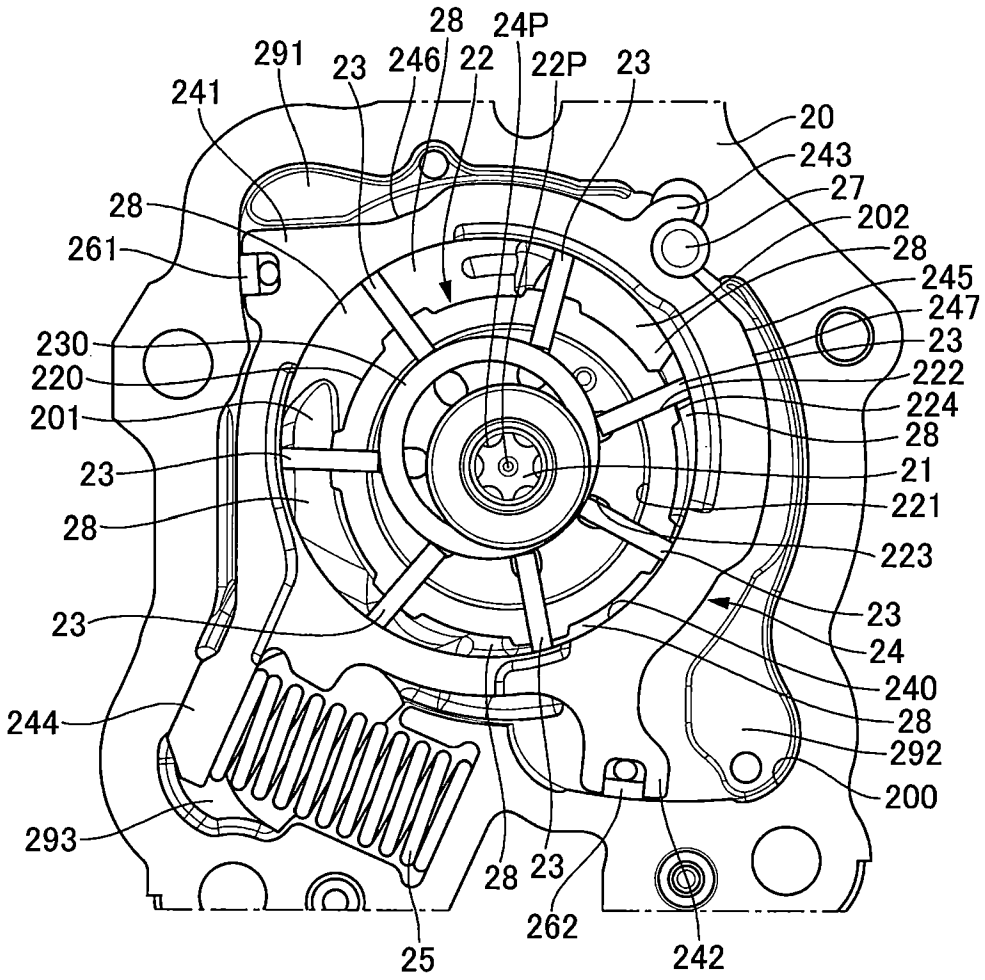
[請求項20] 請求項１９の可変容量形ポンプの制御方法において、

前記可変容量形ポンプが供給する作動油の圧力が前記制御油圧に達するまでの少なくとも一定期間は、前記第2制御室から前記給排通路を介して排出される作動油の量よりも、前記収容室の内面に対しスライドする前記可動部材の面と前記収容室の前記内面との間の隙間を介して、前記ポンプ構成体の回転に伴い容積が減少する前記複数のポンプ室のいずれか又は前記吐出ポートから前記第2制御室に導入される作動油の量のほうが多くなるように、前記シリンダの内周面における前記給排ポート又は前記連通ポートの開口の面積を調整する可変容量形ポンプの制御方法。

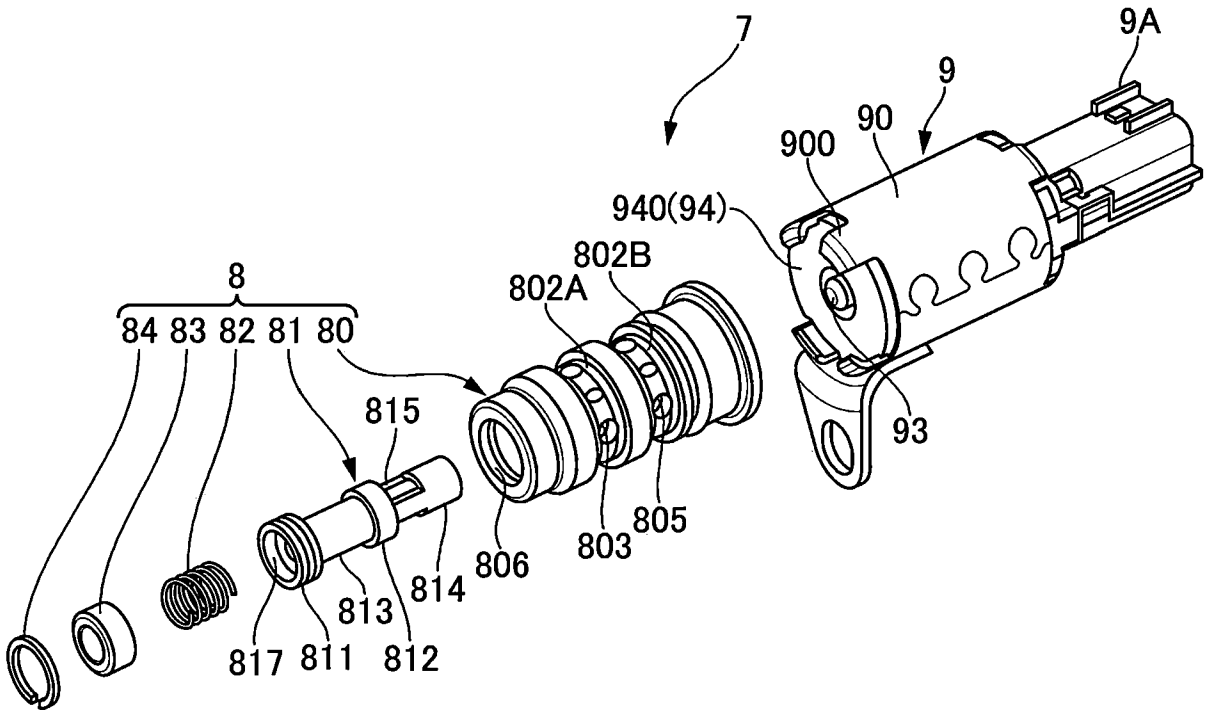
[図1]


1
410
4
41
42
44
431
51
2
440
43
435
7
6
40
ECU
52
401
434
432
433
3
400

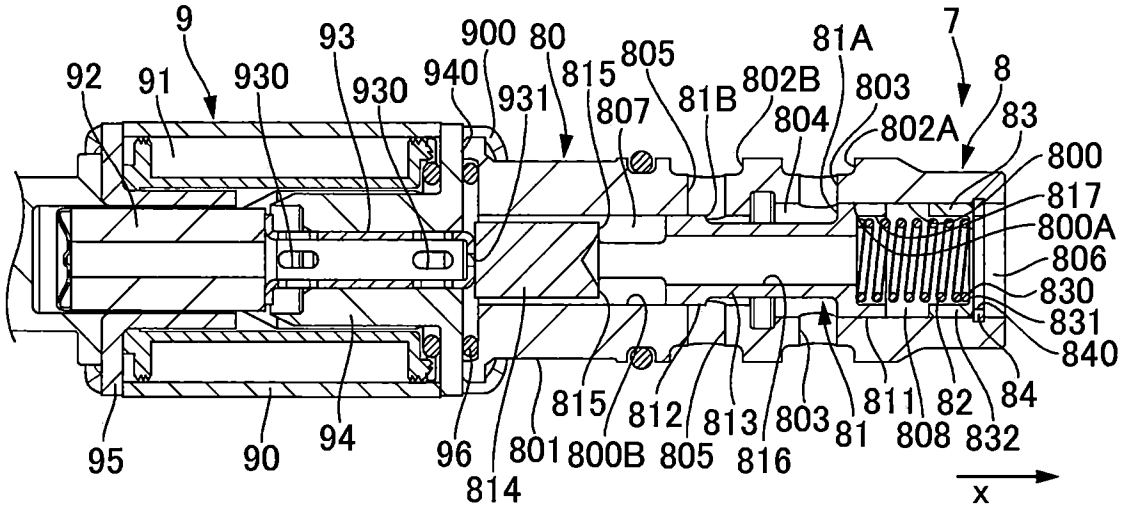
[図2]


28
24P
291
23
246
22
22P
23
241
20
243
27
28
202
261
28
245
247
230
23
220
222
201
224
28
23
21
28
221
223
23
23
24
240
244
28
292
200
293
28
23
262
25
242

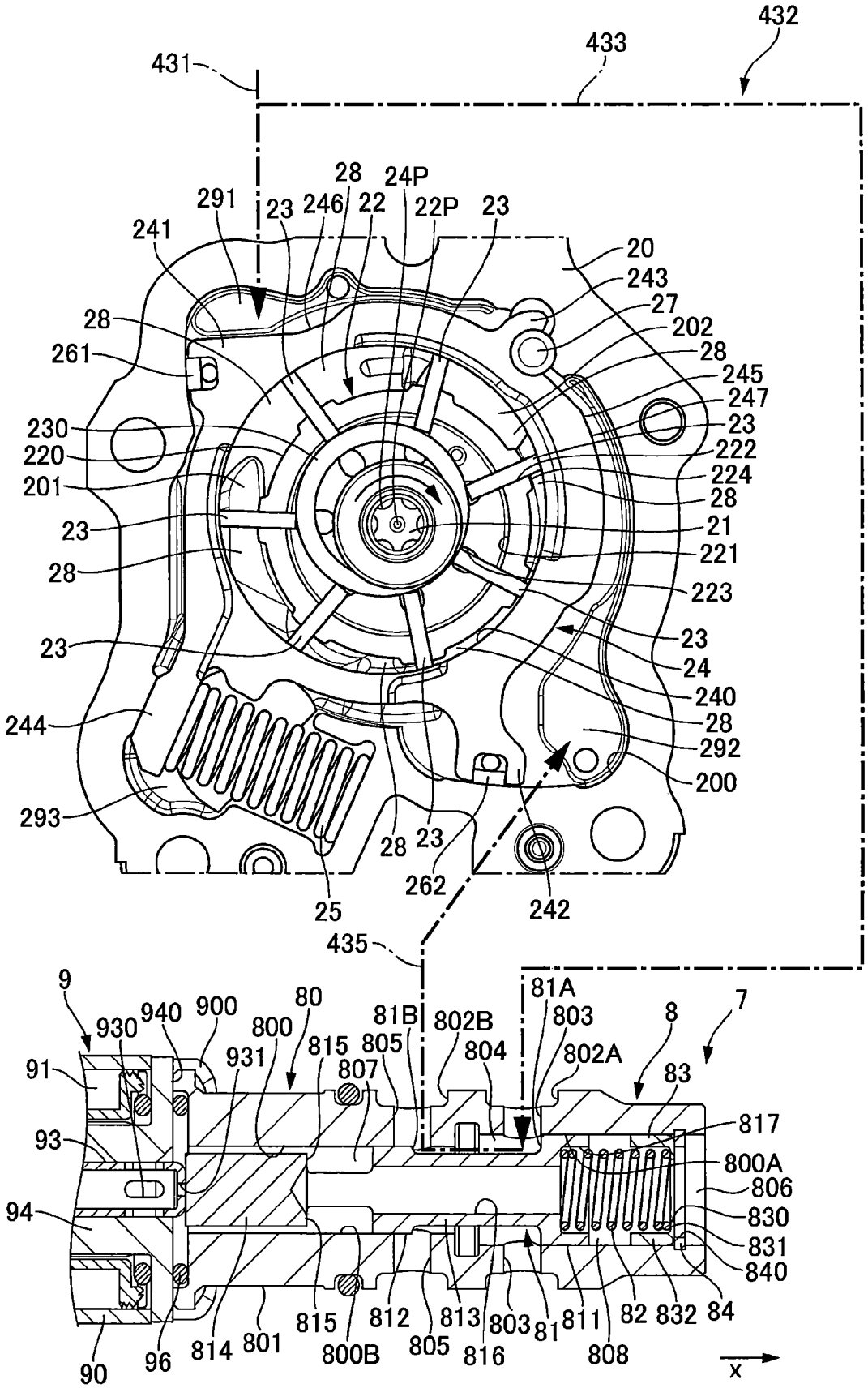
[図3]


7
9A
9
90
900
940(94)
802B
802A
8
84 83 82 81 80
815
93
805
803
806
814
813
817 811 812

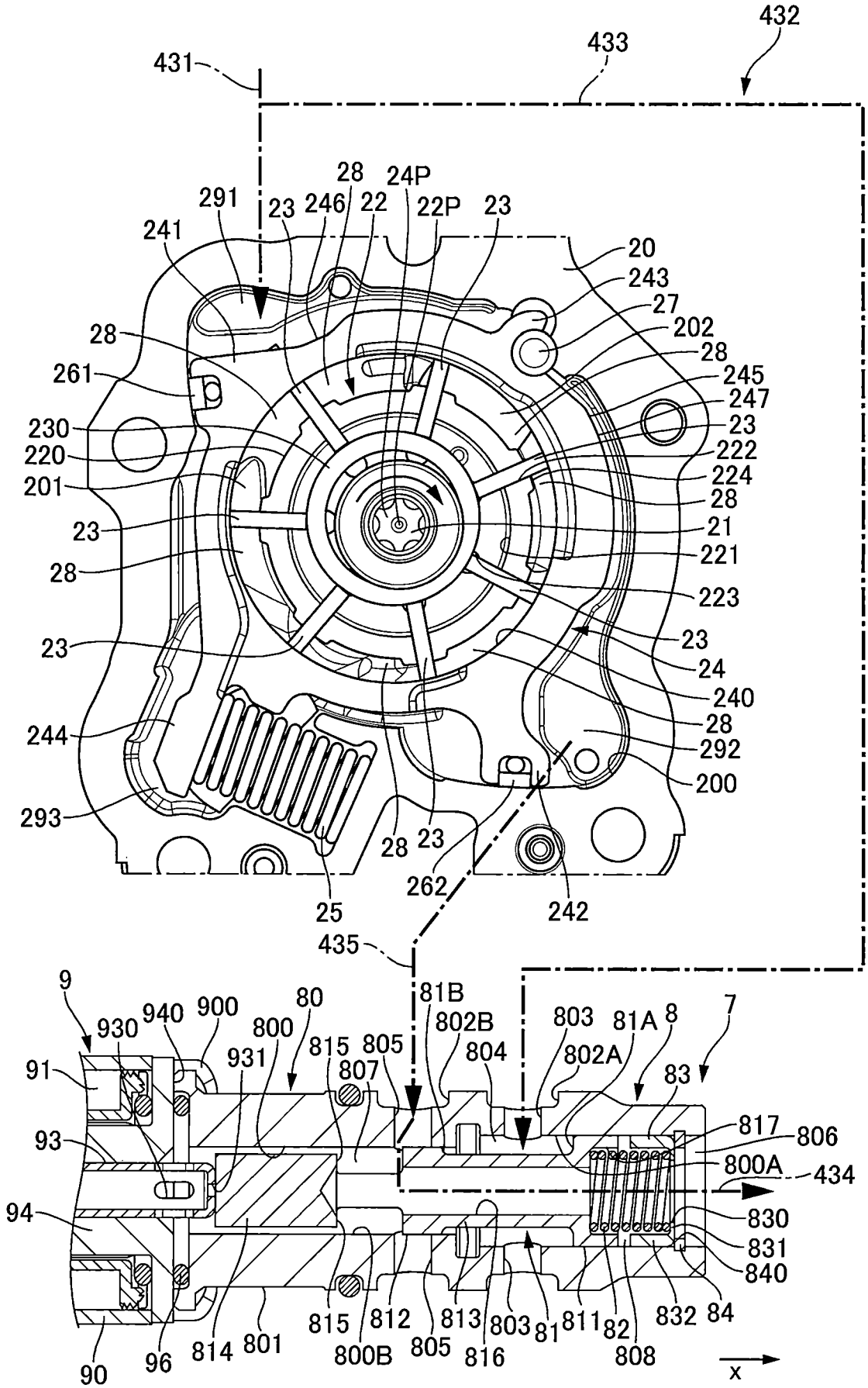
[図4]


9
93
900
80
805
81A
7
92
91
930
930
940
931
815
807
81B
802B
804
803
802A
8
83
800
817
800A
806
830
831
840
95
90
94
96
814
801
800B
805
816
815
812
813
803
81
811
808
82
832
84
x

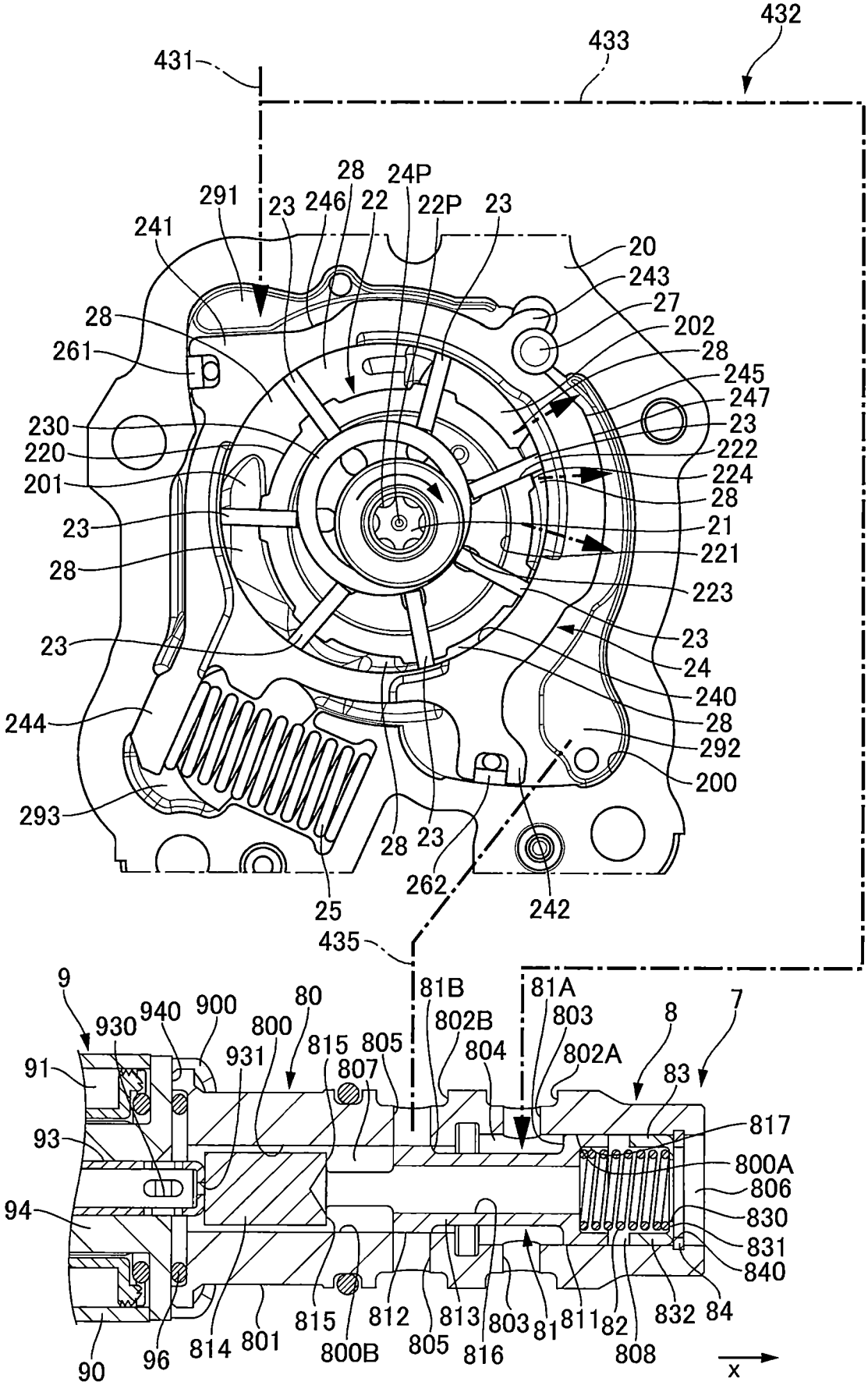
[図5]


432
433
431
28
24P
291
23
246
22
22P
23
241
20
243
27
202
28
261
28
245
247
23
230
222
220
224
201
28
21
23
221
28
223
23
24
240
244
28
292
200
293
28
23
262
242
25
435
9
930
940
900
80
800
81B
802B
81A
803
8
7
91
931
815
805
804
802A
807
83
817
93
800A
806
94
830
831
840
812
813
803
811
82
832
84
90
96
814
801
815
800B
805
816
81
808
x

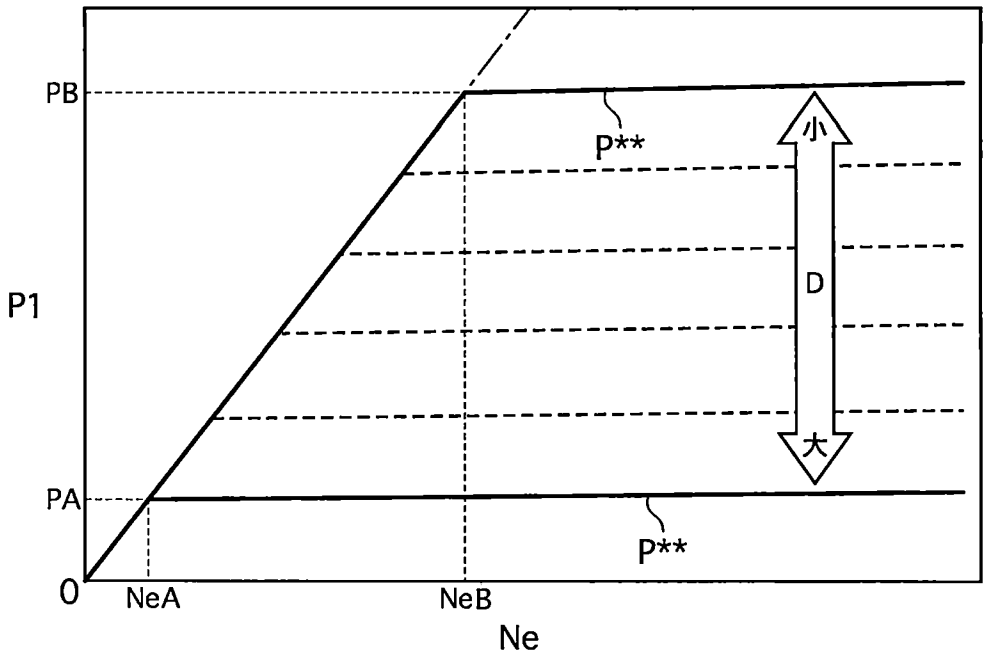
[図6]


431
432
433
291
28
24P
23
246
22
22P
23
241
20
243
27
202
28
261
28
245
247
230
23
220
222
201
224
28
23
21
28
221
223
23
23
24
240
28
244
292
200
293
28
23
262
25
242
435
9
930
940
900
80
800
815
805
931
807
81B
802B
804
803
81A
8
7
802A
83
91
93
817
806
800A
434
94
830
831
840
90
96
814
801
815
812
800B
805
813
816
803
81
811
82
808
832
84
x

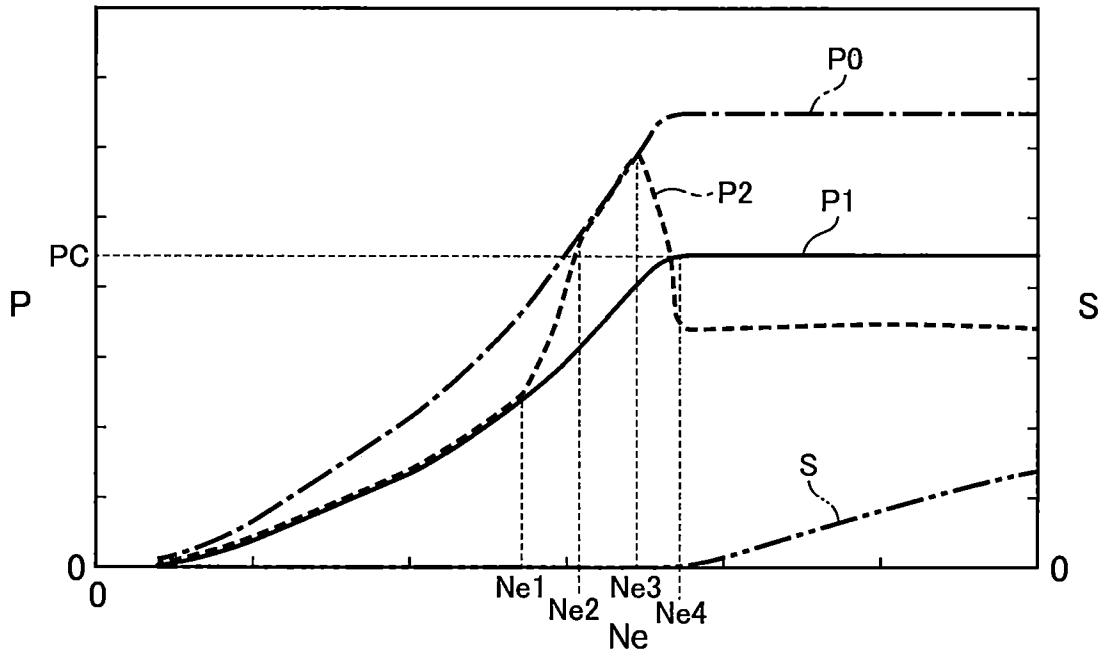
[図7]


431
432
433
291
28
24P
23
246
22
22P
23
241
20
243
27
202
28
261
28
245
247
230
23
220
222
201
224
28
23
21
28
221
223
23
23
24
240
244
28
292
200
293
28
23
262
242
25
435
9
930
940
900
80
800
815
805
931
807
81B
802B
804
81A
803
802A
8
83
7
91
93
94
817
800A
806
830
831
840
84
832
808
82
811
81
803
813
812
805
816
815
800B
814
801
90
96
x

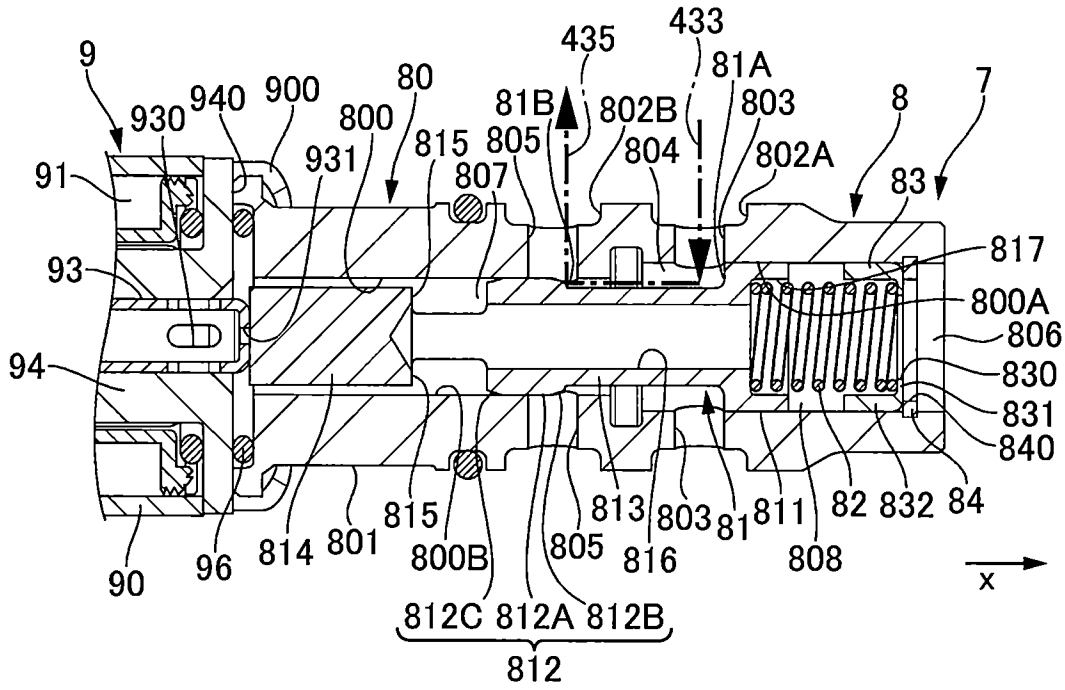
[図8]



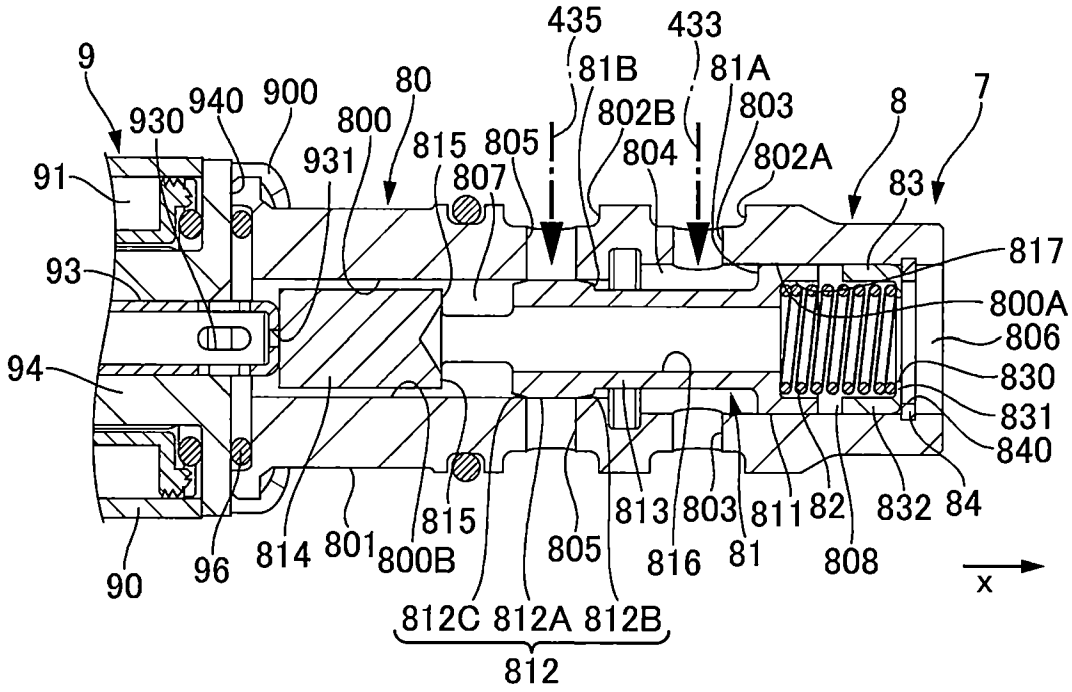
[図9]



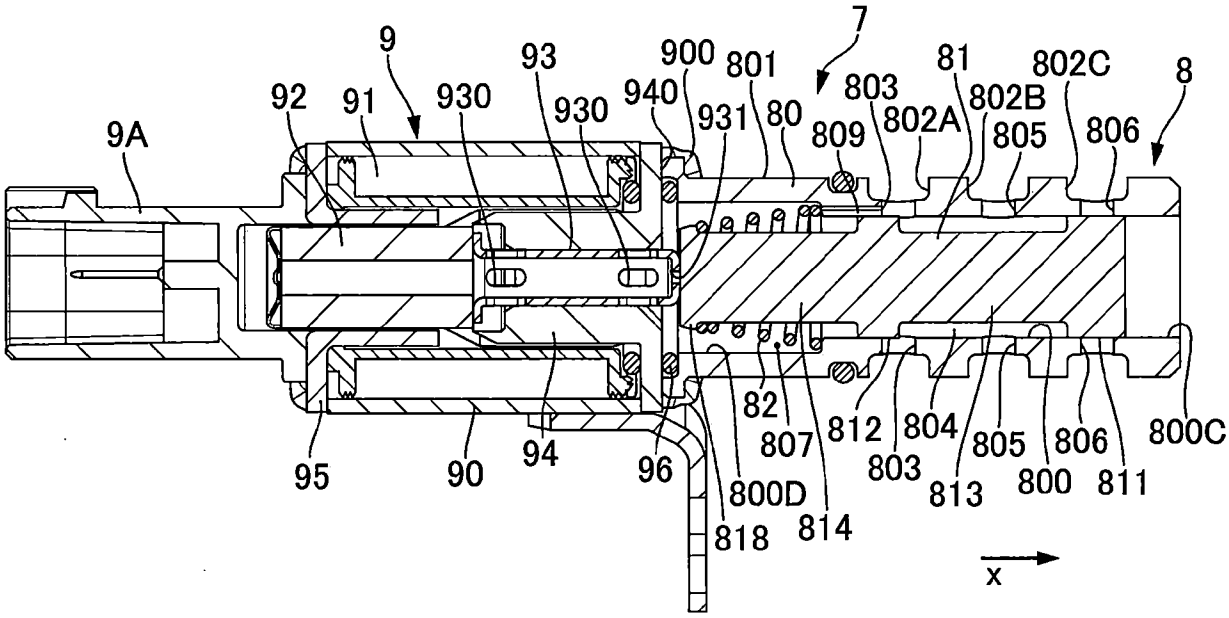
[図10]


9
930
940
900
80
800
931
815
805
435
433
81A
81B
802B
803
804
802A
8
7
91
807
83
817
93
800A
806
94
830
831
840
815
813
803
811
82
832
84
814
801
800B
805
816
81
808
90
96
x
812C 812A 812B
812

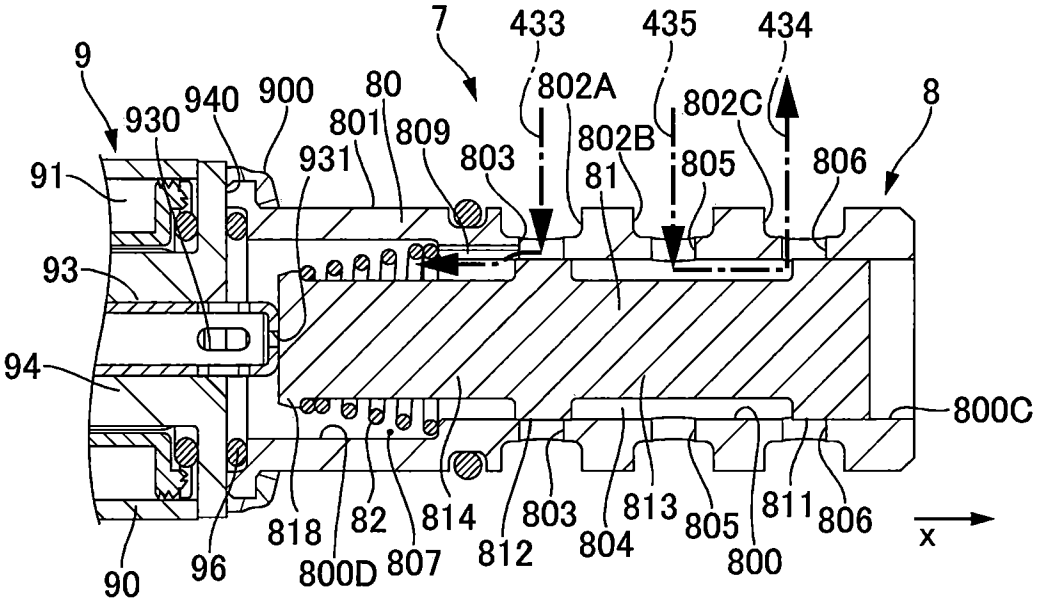
[図11]


9
930
940
900
80
800
931
815
805
435
433
81B
81A
802B
803
804
802A
8
7
91
807
83
817
93
800A
806
94
830
831
840
815
813
803
811
82
832
84
814
801
800B
805
816
81
808
90
96
x
812C 812A 812B
812

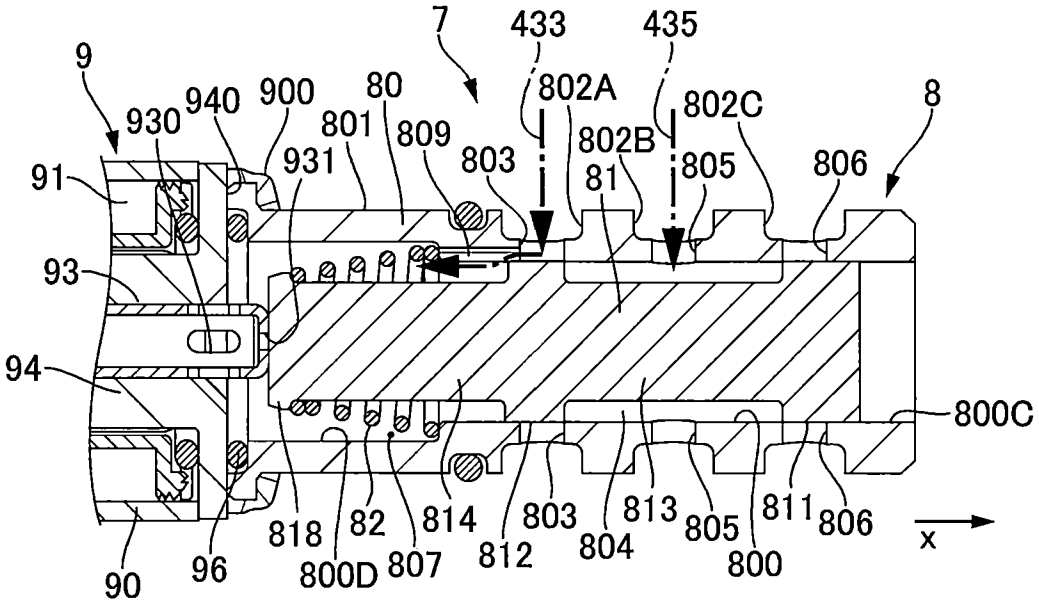
[図12]


9
92
91
930
93
930
940
900
931
801
80
809
7
803
802A
81
802B
805
802C
806
8
9A
95
90
94
96
82
807
800D
818
814
812
803
804
813
805
800
806
811
800C
x

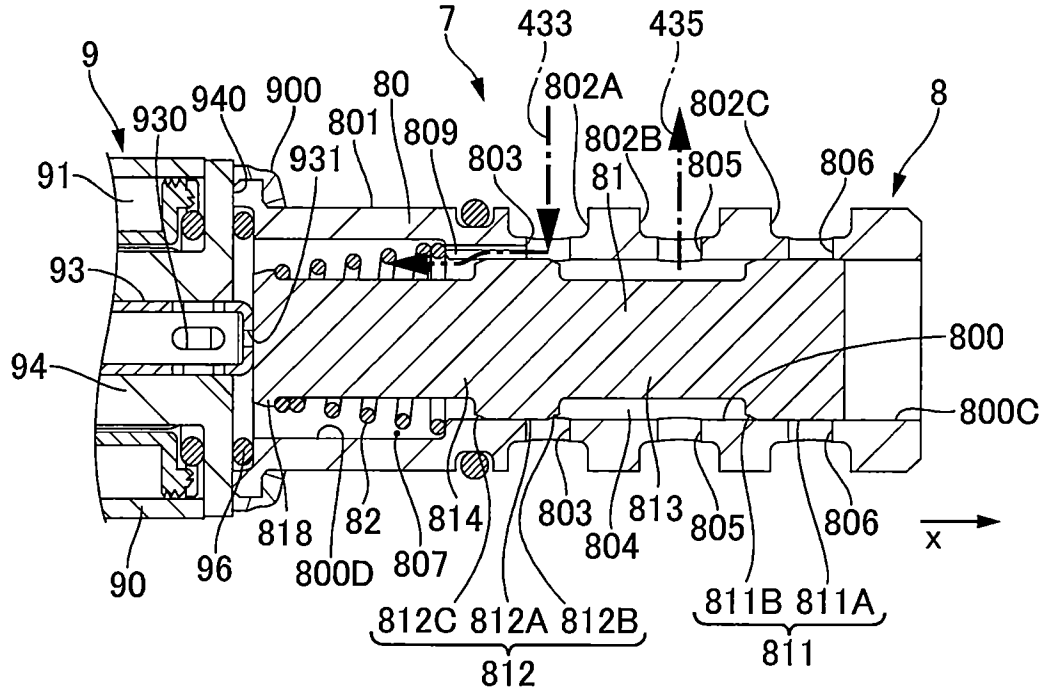
[図13]


9
930
940
900
80
801
809
7
433
802A
931
803
81
435
802B
805
802C
434
806
8
91
93
94
90
96
818
82
800D
807
814
812
803
804
813
805
800
811
806
800C
x

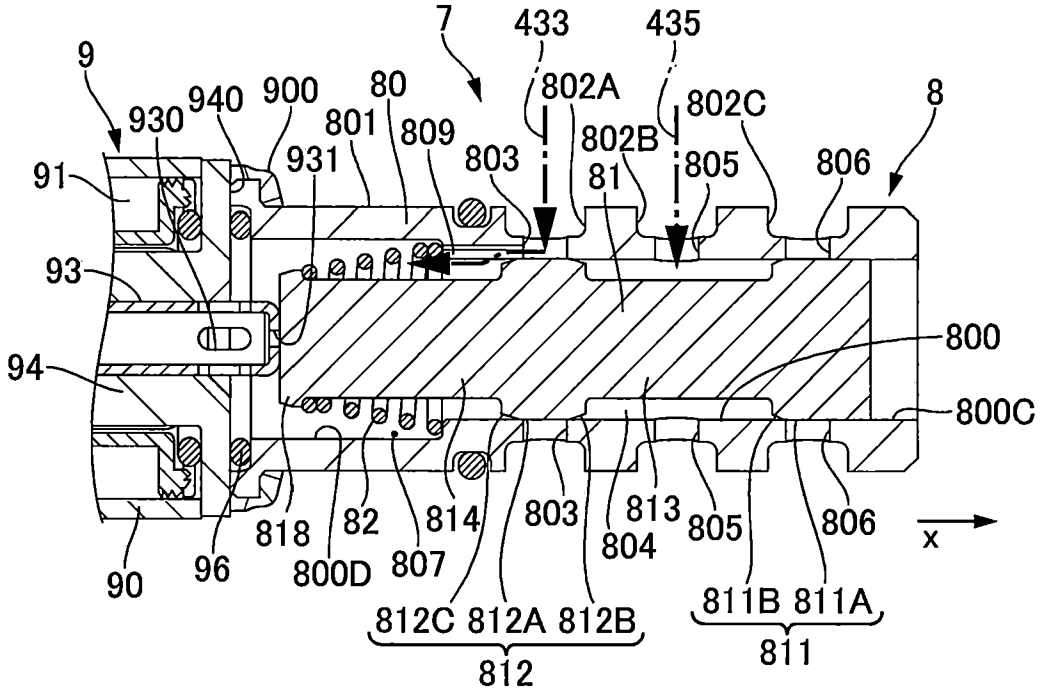
[図14]


7
433
435
9
930
940
900
80
801
809
802A
802B
802C
8
91
931
803
81
805
806
93
94
800C
818
82
814
803
813
811
90
96
800D
807
812
804
805
800
806
x

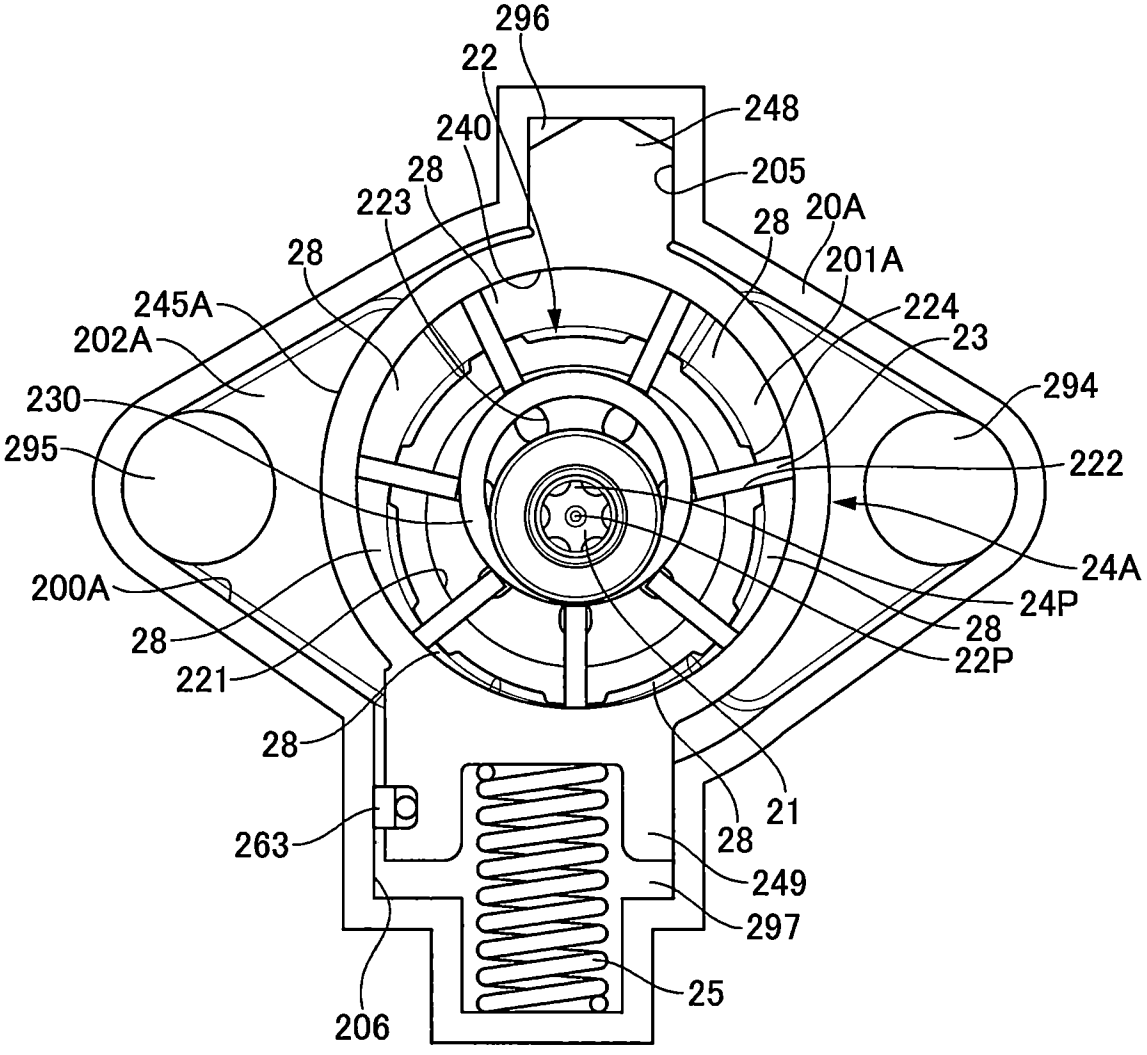
[図15]


7
433
435
9
930
940
900
80
801
809
802A
802B
802C
8
91
931
803
81
805
806
93
94
800
800C
818
82
814
803
813
805
806
90
96
800D
807
804
x
812C
812A
812B
811B
811A
812
811

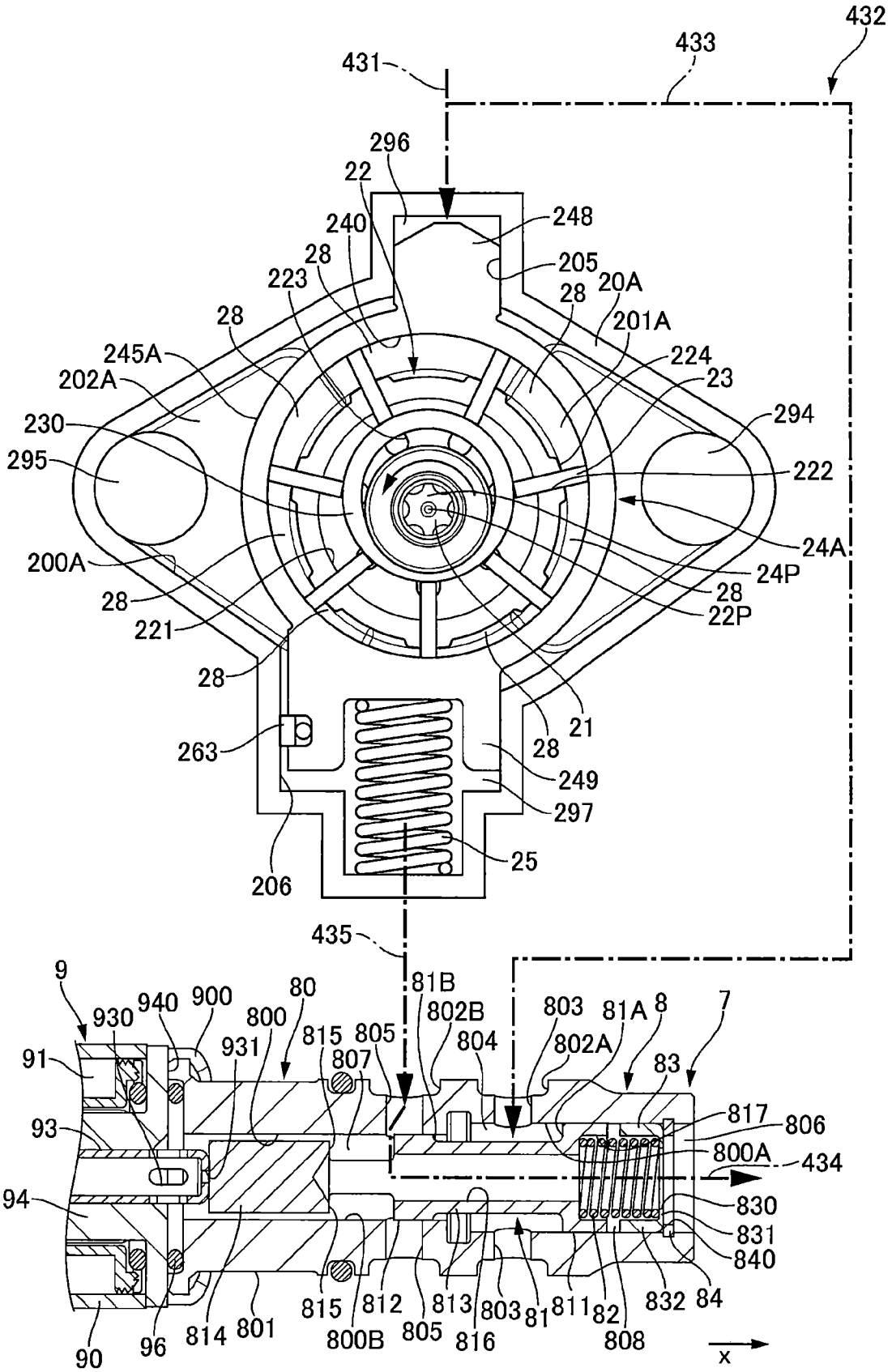
[図16]


7
433
435
9
930
940
900
80
802A
802C
8
801
809
802B
91
931
803
81
805
806
93
800
94
800C
818
82
814
803
813
805
806
x
804
90
96
800D
807
812C 812A 812B
811B 811A
812
811

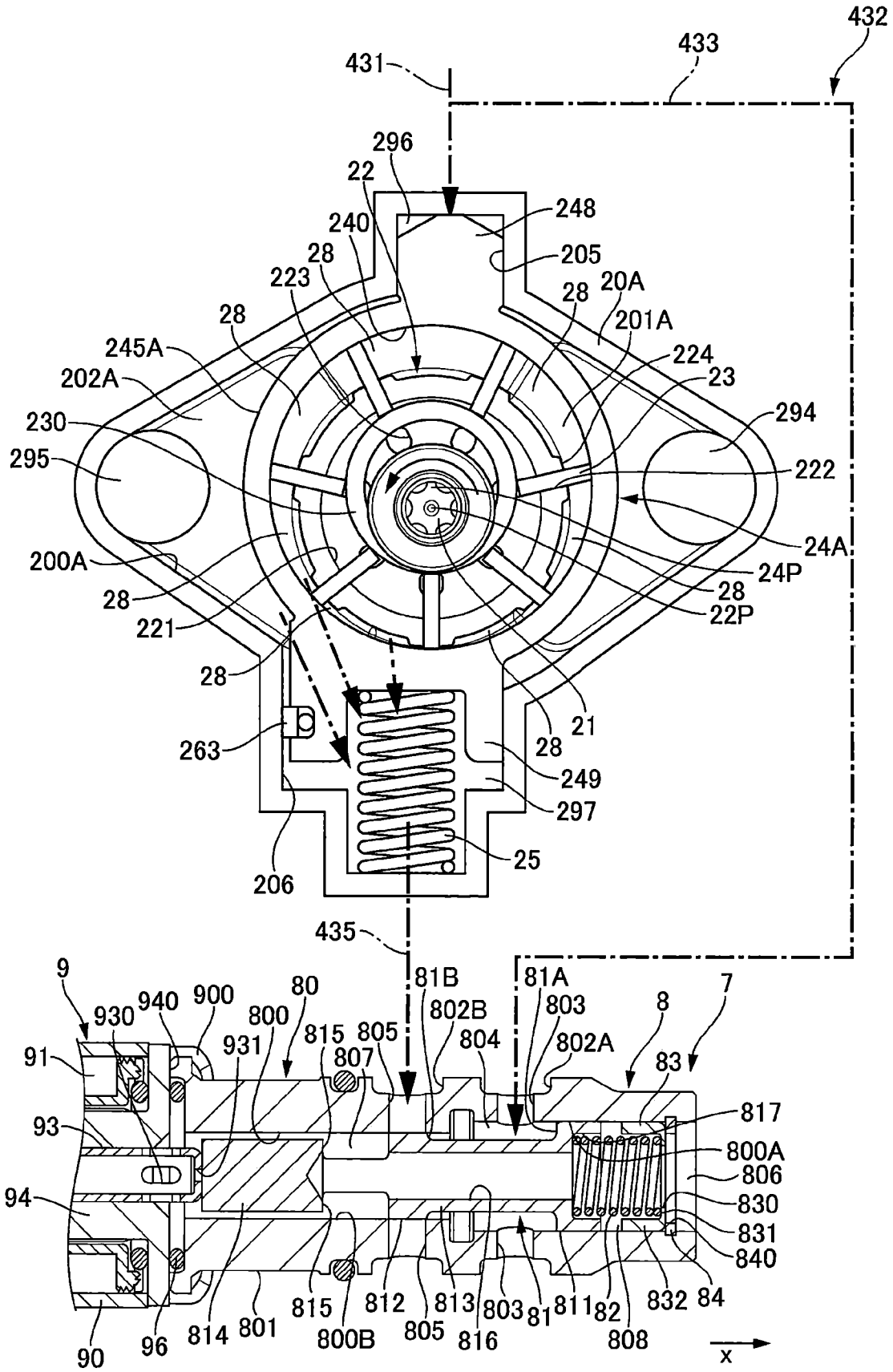
[図17]


296
22
248
240
205
28
223
20A
28
201A
28
245A
224
202A
23
294
230
222
295
24A
200A
24P
28
28
22P
221
28
21
28
263
249
297
25
206

[図18]


432
433
431
296
22
240
248
28
205
223
20A
28
201A
28
245A
224
202A
23
230
294
295
222
24A
200A
24P
28
22P
28
221
28
21
263
28
249
297
206
25
435
9
930
940
900
80
800
81B
802B
803
81A
8
7
91
931
815
805
804
802A
83
807
817
806
93
800A
434
94
830
831
840
815
812
813
803
811
832
84
90
96
814
801
800B
805
816
81
82
808
x

[図19]


432
433
431
296
22
248
240
205
28
223
20A
28
201A
28
245A
224
202A
23
294
230
222
295
24A
24P
200A
28
22P
28
221
28
21
263
28
249
297
25
206
435
9
930
940
900
80
800
81B
802B
81A
803
8
7
91
931
815
805
807
804
802A
83
817
93
800A
806
94
830
831
840
832
84
90
96
814
801
815
800B
812
805
813
816
803
81
811
82
808
x

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2018/021969

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl. F04C14/22(2006.01)i, F04C2/344(2006.01)i, F04C14/24(2006.01)i, F04C15/06(2006.01)i
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.Cl. F04C14/22, F04C2/344, F04C14/24, F04C15/06

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

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

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-216295 A (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 30 September 2010, paragraphs [0037]-[0038], fig. 2-4 (Family: none)	1-20
A	WO 2016/125639 A1 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 11 August 2016, paragraph [0058], fig. 10 & US 2018/0023564 A1, paragraph [0091], fig. 10	1-20
A	JP 2015-169154 A (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 28 September 2015, paragraph [0042], fig. 1 & US 2015/0252803 A1, paragraph [0068], fig. 1 & DE 102015204061 A1 & CN 104912794 A	1-20
A	JP 2016-211523 A (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 15 December 2016, paragraph [0049], fig. 1 (Family: none)	1-20

☐ 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 August 2018 (24.08.2018)	04 September 2018 (04.09.2018)

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

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１８／０２１９６９

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, F04C14/24(2006.01)i, F04C15/06(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F04C14/22, F04C2/344, F04C14/24, F04C15/06

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

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

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

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
Ａ	JP 2010-216295 A（日立オートモティブシステムズ株式会社）2010.09.30, 段落［0037］-［0038］, 図 2-4（ファミリーなし）	１－２０
Ａ	WO 2016/125639 A1（日立オートモティブシステムズ株式会社）2016.08.11, 段落［0058］, 図 10 & US 2018/0023564 A1, 段落［0091］, 図 10	１－２０

☑　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
２４．０８．２０１８	０４．０９．２０１８

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　３５１８
田谷　宗隆
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
Ａ	JP 2015-169154 A（日立オートモティブシステムズ株式会社）2015.09.28, 段落［0042］,図１& US 2015/0252803 A1,段落［0068］,図１& DE 102015204061 A1 & CN 104912794 A	１－２０
Ａ	JP 2016-211523 A（日立オートモティブシステムズ株式会社）2016.12.15, 段落［0049］,図１（ファミリーなし）	１－２０