

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5993291号
(P5993291)

(45) 発行日 平成28年9月14日(2016.9.14)

(24) 登録日 平成28年8月26日(2016.8.26)

(51) Int. Cl. F I
F O 4 C 14/24 (2006.01) F O 4 C 14/24 B
F O 4 C 14/22 (2006.01) F O 4 C 14/22 D

請求項の数 2 (全 20 頁)

(21) 出願番号	特願2012-258828 (P2012-258828)	(73) 特許権者	509186579
(22) 出願日	平成24年11月27日(2012.11.27)		日立オートモティブシステムズ株式会社
(65) 公開番号	特開2014-105624 (P2014-105624A)		茨城県ひたちなか市高場2520番地
(43) 公開日	平成26年6月9日(2014.6.9)	(74) 代理人	100086232
審査請求日	平成27年1月15日(2015.1.15)		弁理士 小林 博通
		(74) 代理人	100092613
			弁理士 富岡 潔
		(74) 代理人	100096459
			弁理士 橋本 剛
		(72) 発明者	渡辺 靖
			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
		(72) 発明者	佐賀 浩二
			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
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 可変容量形ポンプ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

回転駆動されるロータと、

前記ロータの外周側に出没自在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で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するその内周中心の偏心量が変化するように移動することで前記ロータの回転時における前記各作動油室の容積の増減量を変化させるカムリングと、

前記カムリングの軸方向両側に配置され、その少なくとも一方側に前記ロータの回転に伴って容積が増大する作動油室に開口する吸入部と、前記ロータの回転に伴って容積が減少する作動油室に開口する吐出部とが設けられた側壁と、

それぞれセット荷重が付与された状態で配置される2つの付勢部材によって構成され、該2つの付勢部材によって発生する付勢力に基づいて前記偏心量が大きくなる方向へと前記カムリングを付勢し、所定の偏心量において付勢力が不連続となるように構成された付勢機構と、

前記吐出部から吐出された作動油が導かれ、その内圧に基づいて前記カムリングに対し前記付勢機構の付勢力に抗して前記偏心量が減少する方向へと付勢力を作用させる第1制御油室と、

前記吐出部から吐出された作動油が絞りを介して導かれ、その内圧に基づき前記付勢機構と協働して前記カムリングに対し前記偏心量が増大する方向へと付勢力を作用させる第

10

20

2 制御油室と、

軸方向一端側に開口することによって前記吐出された作動油の導入に供する導入ポートと、前記第1制御油室と連通する第1制御ポートと、前記第2制御油室と連通する第2制御ポートと、低圧部に連通するドレンポートとを有するバルブボディと、該バルブボディの軸方向一端側に摺動自在に收容され、その軸方向位置に応じて前記各ポートの連通状態を切り替えるスプールと、前記バルブボディの軸方向他端側に收容配置され、前記スプールの軸方向一端側へ付勢する制御ばねとを有する制御機構と、を備え、

前記制御機構は、

前記導入ポートに導入される吐出圧が第1切替油圧以下のときに、前記導入ポートの流通が制限されると共に、前記第1制御ポートと前記ドレンポートが連通し、かつ、前記第2制御ポートとドレンポートの流通が制限される第1の状態と、

前記導入ポートに導入される吐出圧が前記第1切替油圧よりも高く、かつ、第2切替油圧以下のときに、前記導入ポートと前記第1制御ポートが連通すると共に、前記第1制御ポートと前記ドレンポートとの流通が制限され、かつ、前記第2制御ポートと前記ドレンポートとの流通が制限される第2の状態と、

前記導入ポートに導入される吐出圧が前記第2切替油圧を超えたときに、前記導入ポートと前記第1制御ポートが連通すると共に、前記第1制御ポートと前記ドレンポートの流通が制限され、かつ、前記第2制御ポートと前記ドレンポートが連通する第3の状態となるように構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2】

回転駆動されるロータと、

前記ロータの外周側に出没自在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收容することで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するその内周中心の偏心量が変化するように移動することで前記ロータの回転時における前記各作動油室の容積の増減量を変化させるカムリングと、

前記カムリングの軸方向両側に配置され、前記ロータの回転に伴って容積が増大する作動油室に開口する吸入部と、前記ロータの回転に伴って容積が減少する作動油室に開口する吐出部とが設けられた側壁と、

それぞれセット荷重が付与された状態で配置される2つの付勢部材によって構成され、該2つの付勢部材によって発生する付勢力に基づいて前記偏心量が大きくなる方向へと前記カムリングを付勢し、所定の偏心量において付勢力が不連続となるように構成された付勢機構と、

前記吐出部から吐出された作動油が導かれ、その内圧に基づいて前記カムリングに対し前記付勢機構の付勢力に抗して前記偏心量が減少する方向へと付勢力を作用させる第1制御油室と、

前記吐出部から吐出された作動油が絞りを介して導かれ、その内圧に基づき前記付勢機構と協働して前記カムリングに対し前記偏心量が増大する方向へと付勢力を作用させる第2制御油室と、

前記偏心量が最小となる前に作動するように構成され、吐出圧が第1切替油圧以下のときには、前記吐出部から前記第1制御油室への流通が制限されると共に、前記第1制御油室内の作動油を低圧部へと排出する第1の状態となって、

吐出圧が前記第1切替油圧よりも高く、かつ、第2切替油圧以下のときには、前記吐出部と前記第1制御油室が連通すると共に、前記第1制御油室から低圧部への流通が制限され、かつ、前記第2制御油室から低圧部への流通が制限される第2の状態となって、

吐出圧が前記第2切替油圧を超えると、前記吐出部と前記第1制御油室が連通すると共に、前記第1制御油室から低圧部への流通が制限され、かつ、前記第2制御油室内の作動油を低圧部へと排出する第3の状態となる制御機構と、

を備えたことを特徴とする可変容量形ポンプ。

【発明の詳細な説明】

10

20

30

40

50

【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】

概略を説明すれば、この可変容量形ポンプは、カムリングに対し全体として偏心率（ロータ回転中心に対するカムリングの偏心率をいう。）が増大する方向（以下、「偏率方向」という。）へと移動力を付与可能に配置された1対のスプリングと、内部にそれぞれ同じ吐出圧が導入されることによってカムリングに対し全体として前記偏率が減少する方向（以下、「同心方向」という。）へと移動力を付与可能に構成された1対の制御油室と、を有し、前記両スプリングがそれぞれ相反する方向へと付勢力を発揮させるように配置され、前記偏率の減少に伴い同心方向の荷重が不連続かつ段階的に増大する構成となっている。これにより、第1の回転数域では第1の所定油圧に、第2の回転数域では第2の所定油圧にそれぞれ維持可能とする2段階の吐出圧特性をもたせ、当該吐出圧特性を機関の要求油圧特性へと近づけることによって、無駄なエネルギー消費を低減することが可能となっている。

10

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2011-111926号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、前記従来の可変容量形ポンプでは、前述のようにカムリングの作動規制にスプリングを用いているため、吐出圧の上昇に伴いカムリングが移動し難くなってしまう。このため、吐出圧を前記第1又は第2の所定油圧に維持しようとしても、機関回転数が上昇するにつれて当該吐出圧が大きく上昇してしまう結果、前記要求油圧特性からずれてしまうという問題があった。

30

【0006】

そこで、本発明は、前記従来の可変容量形ポンプの技術的課題に鑑みて案出されたものであり、所望の吐出圧に維持する要求に対し、機関回転数（ポンプ回転数）が上昇しても当該要求吐出圧を極力維持し得る可変容量形ポンプを提供することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本願発明は、とりわけ、軸方向一端側に開口することで吐出された作動油の導入に供する導入ポートと、第1制御油室と連通する第1制御ポートと、第2制御油室と連通する第2制御ポートと、低圧部に連通するドレンポートとを有するバルブボディと、該バルブボディの軸方向一端側に摺動自在に收容され、その軸方向位置に応じて前記各ポートの連通状態を切り替えるスプールと、前記バルブボディの軸方向他端側に收容配置され、付勢機構より小さな付勢力でもって前記スプールを軸方向一端側へ付勢する制御ばねとを有する制御機構を備え、前記スプールが前記制御ばねによって付勢されて前記バルブボディの軸方向一端側へ最大に移動した初期位置では、前記導入ポートの流通が制限されると共に、前記第1制御ポートと前記ドレンポートが連通し、かつ、前記第2制御ポートとドレンポートの流通が制限される第1の状態となっており、吐出圧が増大すると、前記導入ポートと前記第1制御ポートが連通すると共に、前記第1制御ポートと前記ドレンポートの流通が制限され、かつ、前記第2制御ポートと前記ドレンポートが連通する第2の状態となるよう

40

50

に構成されていることを特徴としている。

【発明の効果】

【0008】

本願発明によれば、所望の吐出圧に維持する要求に対し、回転数が上昇しても吐出圧の上昇を抑えて当該要求吐出圧を極力維持することができる。

【図面の簡単な説明】

【0009】

【図1】本発明の第1実施形態に係る可変容量形ポンプの構成及び油圧回路を現した概略図である。

【図2】図1に示すポンプの縦断面図である。

【図3】図1に示すポンプボディ単体をカバー部材との合わせ面側から見た図である。

【図4】図1に示す両スプリングのばね荷重とカムリング揺動角との関係を表したグラフである。

【図5】同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6】同実施形態に係るポンプのうち図5に示す区間bにおけるポンプの状態を現した図1に相当する図である。

【図7】同実施形態に係るポンプのうち図5に示す区間cにおけるポンプの状態を現した図1に相当する図である。

【図8】同実施形態に係るポンプのうち図5に示す区間dにおけるポンプの状態を現した図1に相当する図である。

【図9】本発明の第2実施形態に係る可変容量形ポンプの構成及び油圧回路を現した概略図である。

【図10】同実施形態に係るポンプのうち図5に示す区間bにおけるポンプの状態を現した図1に相当する図である。

【図11】同実施形態に係るポンプのうち図5に示す区間cにおけるポンプの状態を現した図1に相当する図である。

【図12】同実施形態に係るポンプのうち図5に示す区間dにおけるポンプの状態を現した図1に相当する図である。

【図13】パイロット弁の第1ランド部と第1制御ポートの寸法関係の態様を示す図であって、(a)は第1ランド部の軸方向幅と第1制御ポートの開口幅がほぼ同じに、(b)は第1制御ポートの開口幅に対し第1ランド部の軸方向幅の方が大きく、(c)は第1ランド部の軸方向幅に対し第1制御ポートの開口幅の方が大きく、それぞれ設定された状態を示している。

【図14】パイロット弁のスプール(第1ランド部)の他の形態を示し、(a)は第1ランド部の軸方向幅と第1制御ポートの開口幅がほぼ同じに、(b)は第1制御ポートの開口幅に対し第1ランド部の軸方向幅の方が大きく、(c)は第1ランド部の軸方向幅に対し第1制御ポートの開口幅の方が大きく、それぞれ設定された状態を示している。

【発明を実施するための形態】

【0010】

以下に、本発明に係る可変容量形ポンプの各実施形態を、図面に基づき詳述する。なお、下記の各実施形態では、この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パルプタイミング制御装置に対し機関の潤滑油を供給するオイルポンプとして適用した例を示している。

【0011】

図1～図8は本発明に係るオイルポンプの第1実施形態を示しており、このオイルポンプ10は、図外の内燃機関のシリンダブロックやバルンサ装置の各前端部に設けられ、図1～図3に示すように、一端側が開口形成されて内部にポンプ収容室13が設けられた縦断面ほぼコ字形のポンプボディ11と当該ポンプボディ11の一端開口を閉塞するカバー部材12とからなるポンプハウジングと、該ポンプハウジングに回転自在に支持され、前記ポンプ収容室13のほぼ中心部を貫通して図示外のクランクシャフトないしバルンサ

10

20

30

40

50

シャフト等によって回転駆動される駆動軸 1 4 と、前記ポンプ収容室 1 3 内に移動（揺動）可能に收容された可動部材であって、後述する第 1、第 2 制御油室 3 1, 3 2 や第 1、第 2 スプリング 3 3, 3 4 と協働して後記ポンプ室 P R の容積変化量を変更する可変機構を構成するカムリング 1 5 と、該カムリング 1 5 の内周側に收容され、駆動軸 1 4 により図 1 中の反時計方向に回転駆動されることで、前記カムリング 1 5 との間に形成される複数の作動油室であるポンプ室 P R の容積を増減させることでポンプ作用を行うポンプ構成体と、前記ポンプハウジング（カバー部材 1 2）に付設され、後述する各制御油室 3 1, 3 2 に対する吐出圧の導入ないし排出を制御することによってカムリング 1 5 の揺動制御に供する制御機構であるパイロット弁 4 0 と、を備えている。

【 0 0 1 2 】

ここで、前記ポンプ構成体は、カムリング 1 5 の内周側において回転自在に收容され、その中心部が駆動軸 1 4 外周に結合されたロータ 1 6 と、該ロータ 1 6 の外周部に放射状に切欠形成された複数のスリット 1 6 a 内においてそれぞれ出没自在に收容されたベン 1 7 と、前記ロータ 1 6 より小径に形成され、当該ロータ 1 6 の内周側両側部に配設された一対のリング部材 1 8, 1 8 と、から構成されている。

【 0 0 1 3 】

前記ポンプボディ 1 1 は、アルミニウム合金材により一体に形成されていて、ポンプ収容室 1 3 の一端壁を構成する端壁 1 1 a（本発明に係る一方側の側壁に相当）のほぼ中央位置には、駆動軸 1 4 の一端部を回転自在に支持する軸受孔 1 1 b が貫通形成されている。また、ポンプ収容室 1 3 の内周壁の所定位置には、棒状のピボットピン 1 9 を介してカムリング 1 5 を揺動自在に支持する横断面ほぼ半円状の支持溝 1 1 c が切欠形成されている。さらに、当該ポンプ収容室 1 3 の内周壁には、軸受孔 1 1 b の中心と支持溝 1 1 c の中心とを結ぶ直線（以下「カムリング基準線」という。）M に対して図 1 中の上半側に、カムリング 1 5 の外周部に配設されるシール部材 2 0 が摺接するシール摺接面 1 1 d が形成されている。このシール摺接面 1 1 d は、支持溝 1 1 c 中心から所定半径 R 1 をもって構成される円弧面状に形成されると共に、カムリング 1 5 が偏心揺動する範囲においてシール部材 2 0 が常時摺接可能な周方向長さに設定されている。同様に、前記カムリング基準線 M に対して図 1 中の下半側にも、カムリング 1 5 の外周部に配設されるシール部材 2 0 が摺接するシール摺接面 1 1 e が形成されている。このシール摺接面 1 1 e は、支持溝 1 1 c 中心から所定半径 R 2 をもって構成される円弧面状に形成され、カムリング 1 5 が偏心揺動する範囲においてシール部材 2 0 が常時摺接可能な周方向長さに設定されている。

【 0 0 1 4 】

また、前記ポンプボディ 1 1 の端壁 1 1 a の内側面には、特に図 1、図 3 に示すように、軸受孔 1 1 b の外周域に、前記ポンプ構成体によるポンプ作用に伴い前記各ポンプ室 P R の容積が拡大する領域（以下「吸入領域」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 2 1 a が、また、前記各ポンプ室 P R の容積が縮小する領域（以下「吐出領域」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 2 2 a が、それぞれ軸受孔 1 1 b を挟んでほぼ対向するように切欠形成されている。

【 0 0 1 5 】

前記吸入ポート 2 1 a は、その周方向のほぼ中間位置に、後記の第 1 スプリング収容室 2 8 側へ膨出するように形成された導入部 2 3 が一体に設けられていて、該導入部 2 3 と吸入ポート 2 1 a の境界部近傍には、ポンプボディ 1 1 の端壁 1 1 a を貫通し外部へと開口する吸入口 2 1 b が貫通形成されている。かかる構成により、内燃機関のオイルパン（図示外）に貯留された潤滑油が、前記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 2 1 b 及び吸入ポート 2 1 a を介して吸入領域に係る各ポンプ室 P R に吸入されるようになっていく。ここで、前記吸入口 2 1 a は、前記導入部 2 3 と共に、吸入領域のカムリング 1 5 外周域に形成される低圧室 3 5 と連通するように構成されていて、当該低圧室 3 5 にも前記吸入圧である低圧のオイルを導くようになっていく。

【 0 0 1 6 】

10

20

30

40

50

前記吐出ポート 2 2 a は、その始端部に、ポンプボディ 1 1 の端壁 1 1 a を貫通して外部へと開口する吐出口 2 2 b が貫通形成されている。かかる構成により、前記ポンプ構成体によるポンプ作用により加圧されて吐出ポート 2 2 a へと吐出されたオイルが、吐出口 2 2 b から前記シリンダブロック内に設けられたメインオイルギャラリ O G を介して機関内における各摺動部やバルブタイミング制御装置等（いずれも図示外）へと供給されることとなる。

【 0 0 1 7 】

また、前記吐出ポート 2 2 a には、当該吐出ポート 2 2 a と軸受孔 1 1 b とを連通する連通溝 2 5 a が切欠形成されていて、この連通溝 2 5 a を介して軸受孔 1 1 b にオイルを供給すると共にロータ 1 6 及び各ベーン 1 7 の側部にもオイルを供給することで、各摺動部位の良好な潤滑が確保されている。なお、かかる連通溝 2 5 a は、前記各ベーン 1 7 の出沒方向と合致しないように形成されており、該各ベーン 1 7 が出沒する際の当該連通溝 2 5 a への脱落が抑制されている。

10

【 0 0 1 8 】

前記カバー部材 1 2 は、本発明に係る他方側の側壁を構成するものであって、図 2 に示すように、ほぼ板状を呈し、複数のボルト B 1 によってポンプボディ 1 1 の開口端面に取り付けられるもので、ポンプボディ 1 1 の軸受孔 1 1 b に対向する位置には、駆動軸 1 4 の他端側を回転自在に支持する軸受孔 1 2 a が貫通形成されている。そして、このカバー部材 1 2 の内側面にも、前記ポンプボディ 1 1 と同様に、吸入ポート 2 1 c や吐出ポート 2 2 c、連通溝 2 5 b が、ポンプボディ 1 1 の吸入ポート 2 1 a や吐出ポート 2 2 a、連通溝 2 5 a に対して対向配置されている。

20

【 0 0 1 9 】

前記駆動軸 1 4 は、ポンプボディ 1 1 の端壁 1 1 a を貫通して外部へと臨む軸方向一端部が前記図示外のクランクシャフト等に連係されていて、当該クランクシャフト等から伝達される回転力に基づきロータ 1 6 を図 1 中の時計方向へと回転させる。ここで、図 1 に示すように、この駆動軸 1 4 の中心を通り、かつ、前記カムリング基準線 M と直交する直線（以下「カムリング偏心方向線」という。）N が、吸入領域と吐出領域の境界となっている。

【 0 0 2 0 】

前記ロータ 1 6 は、その中心側から径方向外側へと放射状に形成された前記複数のスリット 1 6 a を有すると共に、該各スリット 1 6 a の内側基端部には、それぞれ吐出油を導入する横断面ほぼ円形状の背圧室 1 6 b が設けられていて、当該ロータ 1 6 の回転に伴う遠心力と背圧室 1 6 b 内の圧力とにより、前記各ベーン 1 7 が外方へと押し出されるようになっている。

30

【 0 0 2 1 】

前記各ベーン 1 7 は、ロータ 1 6 の回転時において、各先端面がカムリング 1 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 1 8、1 8 の外周面にそれぞれ摺接するようになっている。すなわち、当該各ベーン 1 7 は、前記各リング部材 1 8、1 8 によりロータ 1 6 の径方向外側へ押し上げられる構成となっており、機関回転数が低く、また、前記遠心力や背圧室 1 6 b 内の圧力が小さい場合でも、各先端がそれぞれカムリング 1 5 の内周面と摺接して前記各ポンプ室 P R が液密に隔成されるようになっている。

40

【 0 0 2 2 】

前記カムリング 1 5 は、いわゆる焼結金属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 1 9 に嵌合することで偏心揺動支点を構成するほぼ円弧凹溝状のピボット部 1 5 a が軸方向に沿って切欠形成されると共に、該ピボット部 1 5 a に対しカムリング 1 5 の中心を挟んで反対側の位置には、その両側に対向配置される、所定のばね定数に設定された第 1 スプリング 3 3 と当該第 1 スプリング 3 3 よりも小さいばね定数に設定された第 2 スプリング 3 4 とに連係するアーム部 1 5 b が径方向に沿って突設されている。なお、前記アーム部 1 5 b には、その移動（回動）方向の一側部に、ほぼ円弧凸状の押圧突部 1 5 c が突設されている一方、他側部には、後述する規制部 2 8 の厚

50

さ幅よりも長く設定された押圧突起 15 d が延設されていて、前記押圧突起 15 c が第 1 スプリング 33 の先端部に、前記押圧突起 15 d が第 2 スプリング 34 の先端部に、それぞれ常時当接することにより、アーム部 15 b と前記各スプリング 33, 34 とが連係するようになっている。

【0023】

また、かかる構成から、前記ポンプボディ 11 の内部には、図 1 及び図 3 に示すように、前記支持溝 11 c と対向する位置に、第 1、第 2 スプリング 33, 34 を收容保持する第 1、第 2 スプリング收容室 26, 27 が、図 1 中の前記カムリング偏心方向線 N に沿うようにポンプ收容室 13 に隣接して設けられていて、第 1 スプリング收容室 26 には、その端壁とアーム部 15 b (押圧突起 15 c) との間に、第 1 スプリング 33 が所定のセット荷重 W1 をもって弾装されている一方、第 2 スプリング收容室 27 には、その端壁とアーム部 15 b (押圧突起 15 d) との間に、前記第 1 スプリング 33 よりも小さい線径に設定された第 2 スプリング 34 が所定のセット荷重 W2 をもって弾装されている。そして、前記第 1、第 2 スプリング收容室 26, 27 間には、段差形状に構成された規制部 28 が設けられていて、この規制部 28 の一側部にアーム部 15 b の他側部が当接することによって当該アーム部 15 b の時計方向の回動範囲が規制される一方、前記規制部 28 の他側部に第 2 スプリング 34 の先端が当接することによって当該第 2 スプリング 34 の最大伸長量が規制されるようになっている。

10

【0024】

このようにして、前記カムリング 15 については、前記両スプリング 33, 34 のセット荷重 W1, W2 の合力 W0、すなわち相対的に大きなばね荷重を發揮する第 1 スプリング 33 の付勢力をもって、アーム部 15 b を介してその偏心量が増大する方向 (図 1 中の時計方向) へと常時付勢されることで、図 1 に示すように、その非作動状態において、アーム部 15 b の押圧突起 15 d が第 2 スプリング收容室 27 内へと入り込んで第 2 スプリング 34 を圧縮させ、当該アーム部 15 b の他側部が規制部 28 の一側部へと押し付けられた状態となり、これによって、その偏心量が最大となる位置に規制されている。

20

【0025】

また、前記カムリング 15 の外周部には、ポンプボディ 11 の内周壁により構成される第 1、第 2 シール摺接面 11 d, 11 e と対向するよう形成された、当該各シール摺接面 11 d, 11 e と同心円弧状の第 1、第 2 シール面 15 g, 15 h を有する一对の第 1、第 2 シール構成部 15 e, 15 f がそれぞれ突設されると共に、該各シール構成部 15 e, 15 f の各シール面 15 g, 15 h にはそれぞれシール保持溝 15 i が軸方向に沿って切欠形成されていて、該各シール保持溝 15 i 内には、カムリング 15 の偏心揺動時に前記各シール摺接面 11 d, 11 e に摺接する第 1、第 2 シール部材 20 a, 20 b がそれぞれ收容保持されている。

30

【0026】

ここで、前記第 1、第 2 シール面 15 g, 15 h は、それぞれ前記各シール摺接面 11 d, 11 e を構成する半径 R1, R2 よりも僅かに小さい所定の半径 r1, r2 により構成されていて、該各シール摺接面 11 d, 11 e と当該各シール面 15 g, 15 h との間には、所定の微小なクリアランスが形成されるようになっている。一方、第 1、第 2 シール部材 20 a, 20 b については、いずれも例えば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 15 の軸方向に沿って直線状に細長く形成され、各シール保持溝 15 i 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前記各シール摺接面 11 d, 11 e に押し付けられることによって、当該各シール摺接面 11 d, 11 e と前記各シール面 15 g, 15 h との間が液密に隔成されることとなる。

40

【0027】

さらに、前記カムリング 15 の外周域には、ピボットピン 19 と第 1、第 2 シール部材 20 a, 20 b とによって一对の第 1、第 2 制御油室 31, 32 が隔成されている。当該各制御油室 31, 32 には、メインオイルギャラリ OG 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に相当する機関内の油圧が導かれる構成となっている。具体

50

的には、第1制御油室31には、前記制御圧導入通路60からさらに二股に分岐した一方の分岐通路である第1導入通路61を通じパイロット弁40を介してポンプ吐出圧が供給される一方、第2制御油室32には、他方の分岐通路である第2導入通路62を通じ所定の絞り63を経たポンプ吐出圧が供給されることとなる。なお、図1中のF1、F2は、ともに濾紙等によって構成されるオイルフィルタを示している。

【0028】

そして、これらの各油圧がそれぞれ第1、第2制御油室31、32に面するカムリング15の外周面によって構成される受圧面15j、15kに作用することで、カムリング15に対して揺動力(移動量)が付与されることとなる。ここで、前記受圧面15j、15kについては、第2受圧面15kと比較して第1受圧面15jの方が大きくなるように設定されていて、双方に同じ油圧が作用した場合には、全体としてその偏心量を減少させる方向(図1中の反時計方向)へカムリング15を付勢可能な構成となっている。換言すれば、前記両制御油室31、32は、相反する方向へと作用する内圧をもって前記各受圧面15j、15kを介して同心方向へ当該カムリング15を付勢することにより、当該カムリング15の同心方向の移動量制御に供される。

10

【0029】

こうした構成から、前記オイルポンプ10では、第1スプリング33のばね荷重に基づく偏心方向の付勢力と、第2スプリング34のばね荷重と制御油室30の内圧とに基づく同心方向の付勢力と、が所定の力関係をもってバランスするように構成されていて、第1スプリング33のセット荷重 W_1 と第2スプリング34のセット荷重 W_2 との差分となる両スプリング33、34のセット荷重の合力 $W_0 (= W_1 - W_2)$ に対し両制御油室31、32の内圧に基づく付勢力が小さいときには、カムリング15は図1に示すような最大偏心状態となる一方、吐出圧の上昇に伴って両制御油室31、32の内圧に基づく付勢力が両スプリング33、34のセット荷重の合力 W_0 を上回ったときには、その吐出圧に応じてカムリング15が同心方向へ移動することとなる。

20

【0030】

なお、前記両スプリング33、34のばね荷重 W とカムリング15の揺動角(移動量) X との関係について具体的に説明すれば、図4に示すように、カムリング15が最大偏心状態となる位置 X_1 において前記両制御油室31、32の内圧に基づく付勢力が後述する第1切替油圧 P_f に基づく付勢力に相当する前記両スプリング33、34のセット荷重 W_1 、 W_2 の合力 W_0 に達すると、第1スプリング33は収縮する一方、第2スプリング35は伸長し始め、当該カムリング15が同心方向へと移動する。やがて、吐出圧の増大に伴って前記両制御油室31、32の内圧に基づく付勢力が増大し、第2スプリング34が規制部30に当接すると、第2スプリング35による助勢作用がなくなって、前記カムリング15の同心方向の移動が停止する(同図中の位置 X_2)。そして、さらに吐出圧が増大し、前記両制御油室31、32の内圧に基づく付勢力が後述する第2切替油圧 P_s に基づく付勢力に相当する第1スプリング33のばね荷重 W_x に達すると、第1スプリング33はさらに収縮を開始し、カムリング15がさらに同心方向へ移動することとなる(同図中の位置 X_3)。

30

【0031】

前記パイロット弁40は、特に図1に示すように、例えばカバー部材12と一体に設けられ(具体的な配置は問わない)、一端側が段差縮径状に、他端側が段差拡径状に開口形成される筒状のバルブボディ41と、該バルブボディ41の他端側開口部を閉塞するプラグ42と、前記バルブボディ41の内周側にて軸方向へ摺動自在に收容され、当該バルブボディ41の内周面と摺接する1対の大径部である第1、第2ランド部43a、43bをもって第2制御油室32への油圧の給排制御に供するスプール43と、前記バルブボディ41の他端側内周においてプラグ42とスプール43の間に所定のセット荷重 W_k をもって弾装され、スプール43をバルブボディ41の一端側へと常時付勢するバルブスプリング44と、から主として構成されている。

40

【0032】

50

前記バルブボディ 4 1 には、軸方向両端部を除く範囲に、スプール 4 3 の外径（前記各ランド部 4 3 a , 4 3 b の外径）とほぼ同じ内径によって構成される寸胴のバルブ收容部 4 1 a が穿設されていて、当該バルブ收容部 4 1 a 内にスプール 4 3 が收容配置される。そして、前記小径状の一端部には、第 2 導入通路 7 2 と接続される導入ポート 5 0 が開口形成される一方、前記大径状の他端部には、その内周部に有する雌ねじ部を介してプラグ 4 2 が螺着されている。

【 0 0 3 3 】

また、前記バルブ收容部 4 1 a の周壁には、導入ポート 5 0 ないし後述する第 1 ドレンポート 5 3 と接続する第 1 制御ポート 5 1 と、第 2 制御油室 3 2 と後述の第 1 ドレンポート 5 3 との連通ないし制限状態の切替に供する第 2 制御ポート 5 2 と、一端側が吸入側ないし前記図示外のオイルパンといった低圧部に、他端側が前記各制御ポート 5 1 , 5 2 に接続され、前記各制御油室 3 1 , 3 2 内のオイルの排出に供する第 1 ドレンポート 5 3 と、一端側が前記低圧部に、他端側が後述する背圧室 5 7 に接続され、当該背圧室 5 7 内のオイルの排出に供する第 2 ドレンポート 5 4 と、が開口形成されている。

【 0 0 3 4 】

前記スプール 4 3 は、その軸方向両端部に、前記大径状の第 1、第 2 ランド部 4 3 a , 4 3 b が設けられると共に、これら両ランド部 4 3 a , 4 3 b の間に、小径部である軸部 4 3 c が設けられている。そして、このスプール 4 3 がバルブ收容部 4 1 a 内に收容されることによって、当該バルブ收容部 4 1 a 内には、第 1 ランド部 4 3 a の軸方向外側においてバルブボディ 4 1 の一端との間に設けられ、第 1 導入通路 6 1 を通じ導入ポート 5 1 から吐出圧が導かれる圧力室 5 5 と、前記両ランド部 4 3 a , 4 3 b 間に設けられ、スプール 4 3 の軸方向位置によって第 1 制御ポート 5 2 又は第 2 制御ポート 5 2 と第 1 ドレンポート 5 3 とを中継する中継室 5 6 と、第 2 ランド部 4 3 b の軸方向外側にてプラグ 4 2 との間に設けられ、第 2 ランド部 4 3 b の外周側（微小隙間）を通じて中継室 5 6 より漏出したオイルの排出に供する背圧室 5 7 と、がそれぞれ隔成されることとなる。

【 0 0 3 5 】

このような構成から、前記パイロット弁 4 0 は、導入ポート 5 1 より圧力室 5 6 に導かれる吐出圧が所定圧（後述する第 1 切替油圧 P_f ）以下の状態では、図 1 に示すように、前記セット荷重 W_k に基づくバルブスプリング 4 4 の付勢力により、スプール 4 3 の第 1 ランド部 4 3 a がバルブ收容部 4 1 a の一端壁へと当接した第 1 の状態となる。すなわち、この第 1 の状態では、第 1 ランド部 4 3 a により導入ポート 5 0 の連通が遮断され、かつ、第 1 制御ポート 5 1 と第 1 ドレンポート 5 3 とが中継室 5 6 を介して接続される一方、第 2 ランド部 4 3 b により第 2 制御ポート 5 2 の連通が遮断される結果（以下、スプール 4 3 がバルブ收容部 4 1 a の一端壁に当接した状態を含め、当該両制御ポート 5 1 , 5 2 の所定の接続状態を生じさせるスプール 4 3 の軸方向位置を「第 1 領域」という。）、第 1 制御油室 3 1 内のオイルは排出され、第 2 導入通路 6 2 を介して第 2 制御油室 3 2 のみに吐出圧が供給されることとなる。なお、前記パイロット弁 4 0 における「遮断」とは、一切の流通が遮断される意ではなく、前記各ランド部 4 3 a , 4 3 b の外周側に形成される微小隙間等を通じた微量の流通は生じるも、形式的に流通が制限されるものも含む意である（以下同じ）。

【 0 0 3 6 】

そして、前記圧力室 5 6 へと導かれる吐出圧が前記所定圧を超えると、前記第 1 の状態からスプール 4 3 がバルブスプリング 4 4 の付勢力に抗してプラグ 4 2 側へ移動した第 2 の状態となる（図 8 参照）。より詳細には、吐出圧が前記所定圧である第 1 切替油圧 P_f より高く後述する第 2 切替油圧 P_s 以下の状態では、スプール 4 3 は中間領域である第 2 領域に位置することとなり（図 6、図 7 参照）、第 1 ランド部 4 3 a により導入ポート 5 0 と第 1 制御ポート 5 1 とが圧力室 5 5 を介して接続され、かつ、第 1 制御ポート 5 1 と第 1 ドレンポート 5 3 の連通が遮断される一方、前記第 2 ランド部 4 3 b による第 2 制御ポート 5 2 の遮断状態が維持される結果、第 1 導入通路 6 1 よりパイロット弁 4 0 を介して第 1 制御油室 3 1 に吐出圧が供給されると共に、第 2 導入通路 6 2 を通じて第 2 制御油

10

20

30

40

50

室 3 2 にも吐出圧が供給されることとなる。そして、吐出圧が前記第 2 切替油圧 P_s を超えると、スプール 4 3 がプラグ 4 2 に近接する第 3 領域に位置する前記第 2 の状態となつて（図 8 参照）、前記第 1 ランド部 4 3 a による導入ポート 5 0 と第 1 制御ポート 5 1 の連通状態が維持される一方、第 2 ランド部 4 3 b によって第 2 制御ポート 5 2 と第 1 ドレンポート 5 3 とが中継室 5 6 を介して接続されることとなる結果、第 2 制御油室 3 2 内のオイルは排出され、第 1 制御油室 3 1 のみに吐出圧が供給されることとなる。

【 0 0 3 7 】

以下に、本実施形態に係るオイルポンプ 1 0 の特徴的な作用について、図 1、図 5 ~ 図 8 に基づいて説明する。

【 0 0 3 8 】

まず、前記オイルポンプ 1 0 の作用説明に入る前に、当該オイルポンプ 1 0 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 5 に基づいて説明すれば、図中の P_1 は、例えば燃費向上等に供するバルブタイミング制御装置を採用した場合の当該装置の要求油圧に相当する第 1 機関要求油圧を、図中の P_2 は、ピストンの冷却に供するオイルジェットを採用する場合の当該装置の要求油圧に相当する第 2 機関要求油圧を、図中の P_3 は、機関高回転時の前記クランクシャフトの軸受部潤滑に要する第 3 機関要求油圧を、それぞれ示し、これら点 $P_1 \sim P_3$ を一点鎖線により繋いだものが、内燃機関の機関回転数 R に応じた理想的な必要油圧（吐出圧） P を表している。なお、同図中における実線は本願発明に係る前記オイルポンプ 1 0 の油圧特性を、破線は前記従来 of ポンプの油圧特性を、それぞれ表したものである。

【 0 0 3 9 】

また、同図中における P_f は、スプール 4 3 がバルブスプリング 4 4 の付勢力 W_k に抗して第 1 領域から第 2 領域へ移動を開始する第 1 切替油圧を、 P_s は、スプール 4 3 がバルブスプリング 4 4 の付勢力 W に抗して第 2 領域から第 3 領域へとさらに移動を開始する第 2 切替油圧を、それぞれ示している。さらに、前記オイルポンプ 1 0 では、カムリング 1 5 の作動油圧について、図 1 に示すような第 1、第 2 スプリング 3 3, 3 4 による両付勢力 W_1, W_2 が作用している状態におけるカムリング 1 5 の作動油圧（第 1 作動油圧）は前記第 1 切替油圧 P_f より小さく、また、図 8 に示すような第 1 スプリング 3 3 による付勢力 W_1 のみが作用している状態におけるカムリング 1 5 の作動油圧（第 2 作動油圧）は前記第 2 切替油圧 P_s より大きくなるように、前記両スプリング 3 3, 3 4 のばね荷重及び前記両制御油室 3 1, 3 2 の受圧面 1 5 j, 1 5 k の面積が設定されている。

【 0 0 4 0 】

このような設定から、前記オイルポンプ 1 0 の場合、機関始動から低回転域までの回転域に相当する図 5 中の区間 a においては、吐出圧（機関内油圧） P が第 1 切替油圧 P_f よりも小さいことから、図 1 に示すように、パイロット弁 4 0 が第 1 の状態、すなわちスプール 4 3 が第 1 領域に位置することとなり、第 1 ランド部 4 3 a により導入ポート 5 0 の連通が遮断され、かつ、第 1 制御ポート 5 1 と第 1 ドレンポート 5 3 とが中継室 5 6 を介して接続される一方、第 2 ランド部 4 3 b により第 2 制御ポート 5 2 の連通が遮断された状態となる。この結果、第 1 制御油室 3 1 内のオイルは前記低圧部へと排出され、第 2 導入通路 6 2 を介して第 2 制御油室 3 2 のみに吐出圧 P が供給されることとなり、第 2 制御油室 3 2 の内圧に基づく付勢力と、前記両スプリング 3 3, 3 4 の合力 W_0 、すなわち相対的に大きな第 1 スプリング 3 3 のばね荷重に基づく付勢力とにより、カムリング 1 5 が、アーム部 1 5 b が規制部 2 8 に当接した最大偏心状態で保持される。これにより、ポンプの吐出量は最大となり、吐出圧 P も機関回転数 R の上昇に伴ってほぼ比例するかたちで増大する特性となる。

【 0 0 4 1 】

その後、機関回転数 R が上昇して吐出圧 P が第 1 切替油圧 P_f へと達すると（図 5 参照）、図 6 に示すように、パイロット弁 4 0 において、スプール 4 3 がバルブスプリングの付勢力 W_k に抗してプラグ 4 2 側へと移動して、第 1 領域から第 2 領域へと切り替わる。これにより、第 1 ランド部 4 3 a によって導入ポート 5 0 と第 1 制御ポート 5 1 とが圧力

10

20

30

40

50

室 5 5 を介して接続され、かつ、第 1 制御ポート 5 1 と第 1 ドレンポート 5 3 の連通が遮断される一方、前記第 2 ランド部 4 3 b による第 2 制御ポート 5 2 の遮断状態が維持される結果、第 1 導入通路 6 1 より第 1 制御油室 3 1 に吐出圧が供給されるようになると共に、引き続き第 2 制御油室 3 2 にも第 2 導入通路 6 2 より吐出圧が供給されることとなる。その結果、第 1 制御油室 3 1 の内圧に基づく付勢力と第 2 スプリング 3 4 の付勢力 $W 2$ との合力が第 1 スプリング 3 3 の付勢力 $W 1$ と第 2 制御油室 3 2 の内圧に基づく付勢力との合力に打ち勝って、カムリング 1 5 が同心方向へと移動を開始することとなる。

【 0 0 4 2 】

すると、このカムリング 1 5 の同心方向の移動に伴う偏心量の減少によって吐出圧 P が低下し、該吐出圧 P に基づく付勢力がバルブスプリング 4 4 による付勢力 $W k$ を下回ることとなる結果、該バルブスプリング 4 4 の付勢力 $W k$ をもってスプール 4 3 が第 2 領域から第 1 領域へ押し戻される。すなわち、この押し戻されたスプール 4 3 の第 1 ランド部 4 3 a によって第 1 制御ポート 5 3 の接続が切り替えられ、該第 1 制御ポート 5 3 は再び中継室 5 5 を介して第 1 ドレンポート 5 3 へと接続される。この結果、第 1 制御油室 3 1 内のオイルが排出されて当該第 1 制御油室 3 1 の内圧が低下することとなり、この第 1 制御油室 3 1 の内圧に基づく付勢力と第 2 スプリング 3 4 の付勢力 $W 2$ との合力が前記偏心増大方向へと作用する第 1 付勢力を下回ることから、カムリング 1 5 が再び図 1 に示すような最大偏心状態となる。そして、この最大偏心状態に基づいて吐出圧 P が再び上昇し、該吐出圧 P に基づく付勢力がバルブスプリング 4 4 の付勢力 $W k$ に打ち勝つことになると、このバルブスプリング 4 4 の付勢力 $W k$ に抗してスプール 4 3 がプラグ 4 2 側へと再び移動し第 1 領域から第 2 領域へと切り替わる結果、前述のように、カムリング 1 5 が再び同心方向へと移動することとなる。

【 0 0 4 3 】

このように、前記オイルポンプ 1 0 は、パイロット弁 4 0 においてスプール 4 3 により第 1 制御ポート 5 1 の接続が第 1 ドレンポート 5 3 との連通状態又は導入ポート 5 0 との連通状態と連続的に交互に切り替わることで、吐出圧 P が第 1 切替油圧 $P f$ に維持されるよう調整されることとなる。そして、かかる調圧は、パイロット弁 4 0 における前述した第 1 制御ポート 5 1 の切替により行われることから、第 1、第 2 スプリング 3 3、3 4 のばね定数による影響を受けることがない。しかも、この調圧は、前述した第 1 制御ポート 5 1 の切替に係るスプール 4 3 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 4 4 のばね定数による影響を受けるおそれもない。この結果、前記オイルポンプ 1 0 の吐出圧 P は、図 5 中において破線で示した従来のポンプのように機関回転数 R 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（図 5 中の一点鎖線）に極力近づけることが可能となる（図 5 中の区間 b ）。これにより、本実施形態に係るオイルポンプ 1 0 では、機関回転数 R の上昇に伴い第 1 スプリング 3 3 のばね定数分だけ吐出圧 P の増大を余儀なくされていた前記従来のオイルポンプに対して、当該吐出圧 P を無駄に増加させてしまうことにより生ずる動力損失（図 5 中にハッチングで示した範囲 $S 1$ ）を削減することが可能となる。また、パイロット弁 4 0 の作動により各制御油室 3 1、3 2 に油圧を導入してカムリング 1 5 を制御するので、油温変化やエアレーション等による内圧変動の影響を受けることもなく、吐出圧 P の制御が可能となる。

【 0 0 4 4 】

やがて、前記パイロット弁 4 0 が第 2 領域にある状態で機関回転数 R の上昇に伴って吐出圧 P が増大して第 1 制御ポート 5 1 と圧力室 5 5 とが十分に連通することになると、第 1 制御油室 3 1 の内圧が上昇し、カムリング 1 5 が同心方向へ移動した際に第 2 スプリング 3 4 の先端が規制部 2 8 へと当接することとなる（図 7 参照）。すなわち、当該第 2 スプリング 3 4 による助勢作用がなくなると、カムリング 1 5 の同心方向の移動が停止することとなる。この結果、吐出圧 P は、機関回転数 R の上昇に伴って、再び当該機関回転数 R にほぼ比例するかたちで増大することとなる（図 5 中の区間 c ）。なお、当該区間 c では、前記区間 a のときと比べてカムリング 1 5 の偏心量が小さくなっているため、吐出圧

10

20

30

40

50

Pの増加量は前記区間aのときよりも小さいものとなる。

【0045】

そして、このような特性に従って機関回転数Rが上昇することにより吐出圧Pがさらに増大すると、吐出圧Pが第2切替油圧 P_s に達したところで、当該パイロット弁40において、図8に示すように、スプール43がプラグ42側へとさらに移動して、第2領域から第3領域へと切り替わる。これによって、第1制御ポート51については導入ポート51との連通状態が維持される一方、第2制御ポート52については中継室55を介して第1ドレンポート53に接続されることとなつて、第1制御油室31には吐出圧Pが導入され、第2制御油室32からはオイルが排出されることとなる。ここで、第2制御油室32は絞り63を介して制御圧導入通路60と連通する構成となつていていることから、前記第2制御ポート52と第1ドレンポート53との連通よりオイルの排出が生じると、絞り63において圧力損失が発生し、第2制御油室32へと導入される油圧が低下することとなる。その結果、第1制御油室31の内圧に基づく付勢力が第1スプリング33の付勢力 W_1 と第2制御油室32の内圧に基づく付勢力との合力を上回ることとなつて、カムリング15が同心方向へとさらに移動を開始することとなる。

10

【0046】

すると、このカムリング15の同心方向の移動に伴う偏心量の減少によって吐出圧Pが低下し、該吐出圧Pに基づく付勢力がバルブスプリング44による付勢力 W_k を下回ることとなる結果、該バルブスプリング44の付勢力 W_k をもってスプール43が第3領域から第2領域へ押し戻される。すなわち、この押し戻されたスプール43の第2ランド部43bによって第2制御ポート52の接続が切り替えられ、該第2制御ポート52は再び遮断される。この結果、第2制御油室32への吐出圧Pの導入により当該第2制御油室32の内圧が再び上昇する結果、前記第1制御油室31の内圧に基づく付勢力が前記偏心増大方向に作用する第2付勢力を下回ることとなり、カムリング15が再び図7に示すような中間の偏心状態となる。そして、この中間偏心量の増大に基づいて吐出圧Pが再び上昇し、該吐出圧Pに基づく付勢力がバルブスプリング44の付勢力 W_k に打ち勝つことになると、該バルブスプリング44の付勢力 W_k に抗してスプール43が再びプラグ42側へと移動し第2領域から第3領域へと切り替わる結果、前述のように、カムリング15が同心方向へと再び移動することとなる(図5中の区間d)。

20

【0047】

このように、前記オイルポンプ10は、パイロット弁40においてスプール43によって第2制御ポート52の接続が第1ドレンポート53との連通状態又は遮断状態と連続的かつ交互に切り替わることで、吐出圧Pが第2切替油圧 P_s に維持されるように調整されることとなる。そして、かかる調圧は、パイロット弁40における前述した第2制御ポート52の切替により行われるため、第1、第2スプリング33, 34のばね定数による影響を受けることがなく、また、当該調圧は、前述した第2制御ポート52の切替に係るスプール43の極狭いストロークの範囲内で行われるため、バルブスプリング44のばね定数による影響を受けるおそれもない。この結果、前記区間bの場合と同様、前記オイルポンプ10の吐出圧Pは、従来のポンプ(図5中の破線)のように機関回転数Rの上昇に伴って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ことから、機関回転数Rの上昇に伴って第1スプリング33のばね定数分だけ吐出圧Pの増大を余儀なくされていた前記従来のオイルポンプに対し、当該吐出圧Pを無駄に増加させてしまうことによって生ずる動力損失(図5中にハッチングで示した範囲S2)を削減することが可能となる。また、パイロット弁40の作動に基づいて各制御油室31, 32に油圧を導入してカムリング15を制御するので、油温変化やエアレーション等による内圧変動の影響を受けることもなく、吐出圧Pの制御が可能となる。

30

40

【0048】

以上のことから、前記オイルポンプ10では、それぞれ所望の吐出圧(第1切替油圧 P_f 及び第2切替油圧 P_s)に維持することが要請される機関回転数領域(図5中の区間b

50

及び区間 d) において、吐出圧 P を当該所望の吐出圧に維持することができる。

【 0 0 4 9 】

しかも、この調圧はパイロット弁 4 0 によって行われるため、従来のように第 1、第 2 スプリング 3 3 , 3 4 のばね定数の影響を受けることがない。さらに、パイロット弁 4 0 においても当該調圧はスプール 4 3 の極狭いストロークの範囲内でもって行われることから、バルブスプリング 4 4 のばね定数の影響を受けることもない。換言すれば、バルブスプリング 4 4 を含め、前記両スプリング 3 3 , 3 4 (特に第 1 スプリング 3 3) のばね定数の影響により吐出圧 P を無駄に増加させてしまう不都合を招来することもなく、前記所望の吐出圧に維持することができる。

【 0 0 5 0 】

加えて、前記オイルポンプ 1 0 では、前記調圧に際し、スプール 4 3 が第 1 領域にあるときには、第 1 制御油室 3 1 (第 1 制御ポート 5 1) を第 1 ドレンポート 5 3 と連通させ当該制御油室 3 1 内のオイルを排出させることとして、第 2 制御油室 3 2 のみに吐出圧 P を導入する構成としたことから、双方の制御油室 3 1 , 3 2 内に油圧が供給され作用することによるカムリング 1 5 のばたつき等の不安定な作動が抑制され、当該カムリング 1 5 の安定した保持が可能となる。その結果、前記区間 a における吐出圧制御の安定化を図ることにも供される。

【 0 0 5 1 】

図 9 ~ 図 1 2 は本発明に係る可変容量形ポンプの第 2 実施形態を示し、前記第 1 実施形態に係る第 2 制御油室 3 2 への油圧 (吐出圧) の供給態様を変更したものであって、前記第 1 実施形態のように第 2 導入通路 6 2 といった個別の油通路を通じて第 2 制御油室 3 2 に直接油圧を供給するのではなく、第 1 制御油室 3 1 と同様、パイロット弁 4 0 を介して第 2 制御油室 3 2 に油圧を供給する構成となっている。

【 0 0 5 2 】

すなわち、本実施形態では、前記パイロット弁 4 0 の第 1、第 2 制御ポート 5 1 , 5 2 がそれぞれ第 1、第 2 給排通路 6 5 , 6 6 を介して第 1、第 2 制御油室 3 1 , 3 2 に接続されると共に、前記両給排ポート 6 5 , 6 6 が絞り 6 8 を有する接続通路 6 7 を介して相互に連通する構成となっている。なお、接続通路 6 7 自体は、オイルポンプ 1 0 の内外のいずれに設けることも可能であるが、当該ポンプ内部に設ける場合には、例えばポンプボディ 1 1 とカバー部材 1 2 との接合面に溝状に設けたりすることで、ポンプの大型化を回避することができる。

【 0 0 5 3 】

以下、本実施形態に係るオイルポンプ 1 0 の特徴的な作用について、図 5、図 9 ~ 図 1 2 に基づいて説明する。

【 0 0 5 4 】

機開始動後、図 5 中の区間 a においては、吐出圧 P が第 1 切替油圧 P f よりも小さいことから、図 9 に示すように、パイロット弁 4 0 は第 1 の状態、すなわちスプール 4 3 が第 1 領域に位置し、第 1 ランド部 4 3 a により導入ポート 5 0 の連通が遮断され、かつ、第 1 制御ポート 5 1 と第 1 ドレンポート 5 3 とが中継室 5 6 を介して接続されると共に、第 2 ランド部 4 3 b により第 2 制御ポート 5 2 の連通が遮断された状態となる。これによって、第 1 制御油室 3 1 のオイルは前記低圧部へと排出され、第 1、第 2 制御油室 3 1 , 3 2 のいずれにも油圧が供給されないこととなる結果、カムリング 1 5 には第 1、第 2 スプリング 3 3 , 3 4 の合力 W 0、すなわち相対的に大きな第 1 スプリング 3 3 のばね荷重に基づく付勢力のみが作用することとなる。したがって、カムリング 1 5 が最大偏心状態で保持され、ポンプの吐出量は最大となって、吐出圧 P も機関回転数 R の上昇に伴ってほぼ比例するかたちで増大する特性となる。

【 0 0 5 5 】

その後、機関回転数 R が上昇して吐出圧 P が第 1 切替油圧 P f へと達すると、図 1 0 に示すように、パイロット弁 4 0 において、スプール 4 3 がバルブスプリングの付勢力 W k に抗してプラグ 4 2 側へと移動し、第 1 領域から第 2 領域へと切り替わる。これにより、

10

20

30

40

50

第1ランド部43aによって導入ポート50と第1制御ポート51とが圧力室55を介して接続され、かつ、第1制御ポート51と第1ドレンポート53の連通が遮断される一方、前記第2ランド部43bによる第2制御ポート52の遮断状態が維持される結果、導入ポート50より導入される油圧が第1給排通路65を通じて第1制御油室31に供給されると共に、接続通路67及び第2給排通路66を通じて第2制御油室32にも供給されることとなる。このとき、前述のように第2制御ポート52は遮断され、第2制御油室32からのオイルの排出は生じないことから、前記絞り68では圧力損失が発生せず、第2制御油室32の内圧は第1制御油室31の同じ内圧となる。その結果、第1制御油室31の内圧に基づく付勢力と第2スプリング34の付勢力 W_2 との合力が第1スプリング33の付勢力 W_1 と第2制御油室32の内圧に基づく付勢力との合力に打ち勝って、カムリング15が同心方向へと移動を開始することとなる。

10

【0056】

すると、スプール43が第1領域と第2領域とを行き来することで第1制御ポート51の接続が第1ドレンポート53との連通状態又は導入ポート50との連通状態と連続的かつ交互に切り替わるといった前記第1実施形態と同様の作用に基づき、吐出圧 P が第1切替油圧 P_f に維持されるように調整される。これによって、吐出圧 P が図5中において破線で示した従来のポンプのように機関回転数 R の上昇に伴って比例的に増大するのではなくほぼフラットな特性となって、当該吐出圧 P を前記理想的な必要油圧(図5中の一点鎖線)に極力近づけることが可能となる(図5中の区間b)。

【0057】

20

やがて、前記パイロット弁40が第2領域にある状態で機関回転数 R の上昇に伴って吐出圧 P が増大して第1制御ポート51と圧力室55とが十分に連通することになると、図11に示すように、カムリング15の同心方向への移動に伴い第2スプリング34の先端が規制部28に当接する。これにより、当該第2スプリング34による助勢作用がなくなって、当該カムリング15の同心方向の移動が停止することとなる。その結果、吐出圧 P は、機関回転数 R の上昇に伴い、前記第1実施形態と同様、区間aよりも小さな増加量をもって再び当該機関回転数 R にほぼ比例するかたちで増大することとなる(図5中の区間c)。

【0058】

そして、このような特性に従って機関回転数 R が上昇することにより吐出圧 P がさらに増大すると、吐出圧 P が第2切替油圧 P_s に達したところで、当該パイロット弁40において、図12に示すように、スプール43がプラグ42側へとさらに移動して、第2領域から第3領域へと切り替わる。これによって、第1制御ポート51については導入ポート51との連通状態が維持される一方、第2制御ポート52については中継室55を介して第1ドレンポート53に接続されることとなって、第1制御油室31には吐出圧 P が導入され、第2制御油室32からはオイルが排出されることとなる。その結果、前記絞り68にて圧力損失が発生し、第2制御油室32に導入される油圧が低下することから、第1制御油室31の内圧に基づく付勢力が第1スプリング33の付勢力 W_1 と第2制御油室32の内圧に基づく付勢力との合力を上回り、カムリング15が同心方向へとさらに移動を開始することとなる。

40

【0059】

すると、スプール43が第2領域と第3領域とを行き来することで第2制御ポート52の接続が第1ドレンポート53との連通状態又は遮断状態と連続的かつ交互に切り替わるといった前記第1実施形態と同様の作用に基づき、吐出圧 P が第1切替油圧 P_s に維持されるように調整される。これによって、吐出圧 P が図5中において破線で示した従来のポンプのように機関回転数 R の上昇に伴って比例的に増大するのではなくほぼフラットな特性となって、当該吐出圧 P を前記理想的な必要油圧(図5中の一点鎖線)に極力近づけることが可能となる(図5中の区間d)。

【0060】

以上のように、本実施形態においても、前記第1実施形態と同様の作用効果が奏せられ

50

る結果、所望の吐出圧に維持することが要請される機関回転数領域において、吐出圧 P を当該所望の吐出圧に維持することができる。

【 0 0 6 1 】

本発明は前記各実施形態の構成に限定されるものではなく、例えば前記機関要求油圧 P₁ ~ P₃ や前記第 1、第 2 切替油圧 P_f , P_s については、オイルポンプ 10 が搭載される車両の内燃機関やバルブタイミング制御装置等の仕様に依りて自由に変更することができる。

【 0 0 6 2 】

また、前記各実施形態においては、前記第 1 ランド部 43 a による第 1 制御ポート 51 と導入ポート 50 ないし第 1 ドレノポート 53 との接続の切替を同時期に行うこととして
10

【 0 0 6 3 】

例えば寸法設定については、図 13 (a) に示すように第 1 ランド部 43 a の軸方向幅 L₁ と第 1 制御ポート 51 の開口幅 L₀ とをほぼ同等に設定する、同図 (b) に示すように第 1 ランド部 43 a の軸方向幅 L₁ を第 1 制御ポート 51 の開口幅 L₀ よりも僅かに大きく設定する、或いは同図 (c) に示すように第 1 ランド部 43 a の軸方向幅 L₁ よりも第 1 制御ポート 51 の開口幅 L₀ よりも若干大きく設定する、といった任意の寸法設定を採りうる。このように、第 1 ランド部 43 a の軸方向幅 L₁ と第 1 制御ポート 51 の開口幅 L₀ を相対的に変更することで、スプール 43 のストロークに応じた第 1 制御油室 31
20

【 0 0 6 4 】

また、前記各実施形態では、可変容量形ベーンポンプを例に説明したため、本発明に係る可変部材としてカムリング 15 が該当し、この揺動自在に設けたカムリング 15 並びにその外周側に配置した両制御油室 31 , 32 及びコイルスプリング 33 により可変機構を構成しているが、その他の形式の可変容量形ポンプ、例えばトロコイド型ポンプに本発明を適用する場合には、外接歯車を構成するアウターロータが前記可動部材に該当する。そして、かかるアウターロータを前記カムリング 15 と同様に偏心移動自在に配置すると共にその外周側に前記制御油室やスプリングを配置することによって、前記可変機構が構成
30

【 0 0 6 5 】

さらに、前記各実施形態では、前記カムリング 15 を揺動させることにより吐出量を可変にする形態を例に説明しているが、当該吐出量を可変にする手段としては、上記揺動に係る手段のみならず、例えばカムリング 15 を径方向へ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。換言すれば、吐出量を変更し得る構成（前記ポンプ室 P_R の容積変化量を変更し得る構成）であれば、カムリング 15 の移動の態様は問わない。

【 0 0 6 6 】

以下に、前記各実施形態から把握される特許請求の範囲に記載した発明以外の技術的思想について説明する。
40

【 0 0 6 7 】

(a) 請求項 1 に記載の可変容量形ポンプにおいて、
前記スプールは、軸方向両端に前記バルブボディと摺動する大径のランド部を有すると共に、該両ランド部間に小径部を有し、該小径部によって前記第 1 制御ポート又は前記第 2 制御ポートと前記ドレノポートとを連通し、前記ランド部によって前記第 2 制御ポートと前記ドレノポートとの連通を制限することを特徴とする可変容量形ポンプ。

【 0 0 6 8 】

(b) 請求項 1 に記載の可変容量形ポンプにおいて、
前記導入ポートは、前記バルブボディの軸方向端面に設けられていることを特徴とする可変容量形ポンプ。
50

【 0 0 6 9 】

(c) 請求項 1 に記載の可変容量形ポンプにおいて、
前記付勢機構を構成する付勢部材のうち、一方の付勢部材は前記カムリングに対し前記偏心率が増大する方向に付勢力を作用させ、他方の付勢部材は前記カムリングに対し前記偏心率が減少する方向に付勢力を作用させることを特徴とする可変容量形ポンプ。

【 0 0 7 0 】

(d) 請求項 1 に記載の可変容量形ポンプにおいて、
前記第 1 制御油室及び第 2 制御油室は、前記カムリングの外周側に設けられていることを特徴とする可変容量形ポンプ。

【 0 0 7 1 】

(e) 請求項 1 に記載の可変容量形ポンプにおいて、
吐出される作動油は、内燃機関の潤滑に用いられることを特徴とする可変容量形ポンプ。

【 0 0 7 2 】

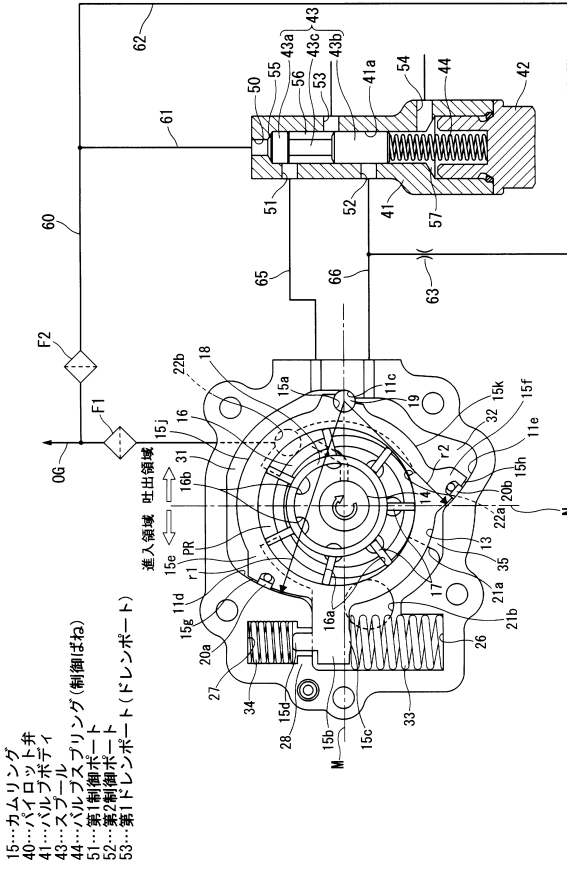
(f) 前記 (e) に記載の可変容量形ポンプにおいて、
前記吐出される作動油は、可変動弁装置の駆動源及び内燃機関のピストンに作動油を供給するオイルジェットにも用いられることを特徴とする可変容量形ポンプ。

【 符号の説明 】

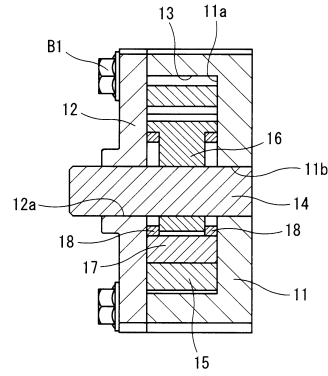
【 0 0 7 3 】

- | | |
|-------------------------------|----|
| 1 0 ... オイルポンプ | 20 |
| 1 1 ... ポンプボディ (側壁) | |
| 1 2 ... カバー部材 (側壁) | |
| 1 5 ... カムリング | |
| 1 6 ... ロータ | |
| 1 7 ... ベーン | |
| 2 1 a , 2 1 c ... 吸入ポート (吸入部) | |
| 2 2 a , 2 2 c ... 吐出ポート (吐出部) | |
| 3 1 ... 第 1 制御油室 | |
| 3 2 ... 第 2 制御油室 | |
| 3 3 ... 第 1 スプリング (付勢部材) | 30 |
| 3 4 ... 第 2 スプリング (付勢部材) | |
| 4 0 ... パイロット弁 (制御機構) | |
| 4 1 ... バルブボディ | |
| 4 3 ... スプール | |
| 4 4 ... バルブスプリング (制御ばね) | |
| 5 1 ... 第 1 制御ポート | |
| 5 2 ... 第 2 制御ポート | |
| 5 3 ... 第 1 ドレンポート (ドレンポート) | |
| P R ... ポンプ室 (作動油室) | |

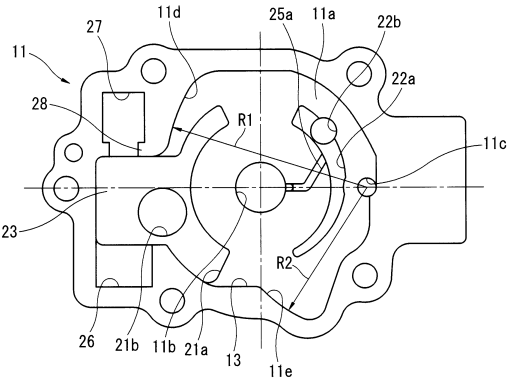
【図1】



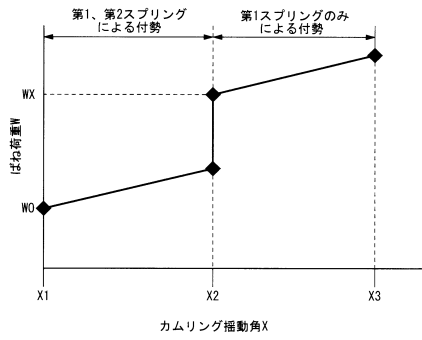
【図2】



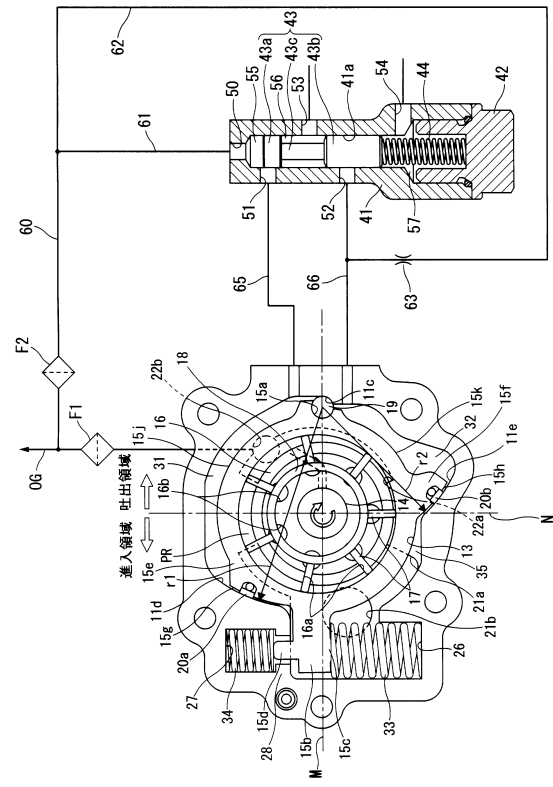
【図3】



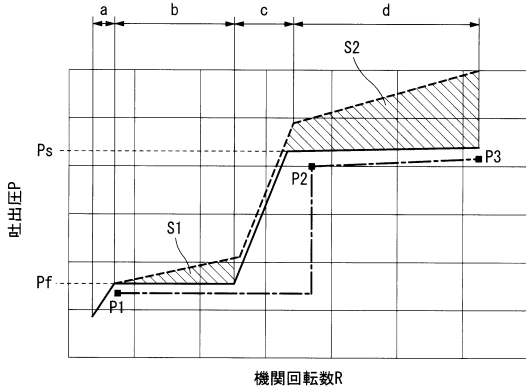
【図4】



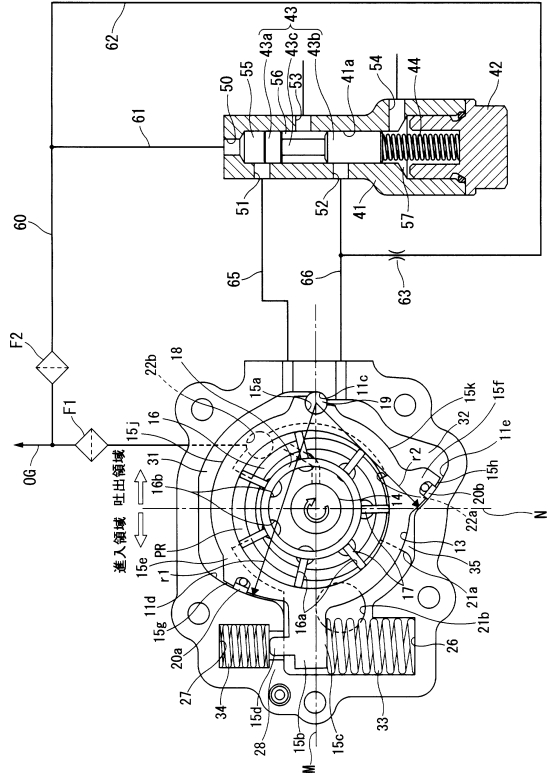
【図6】



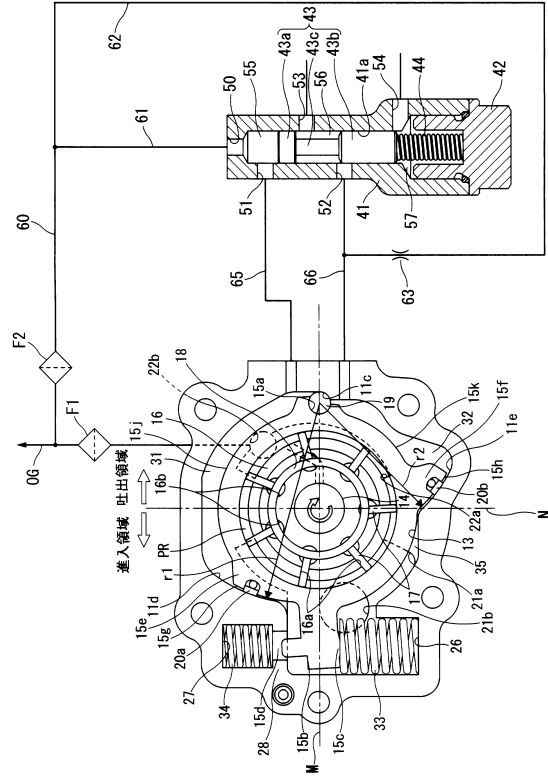
【図5】



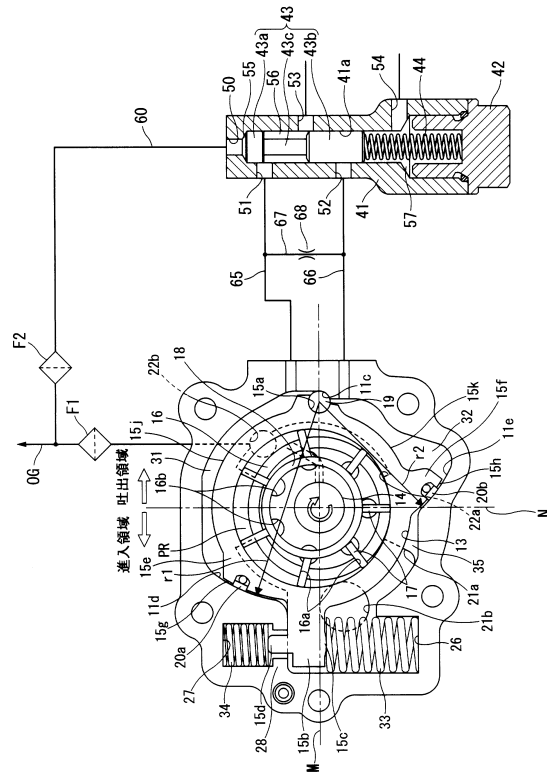
【図7】



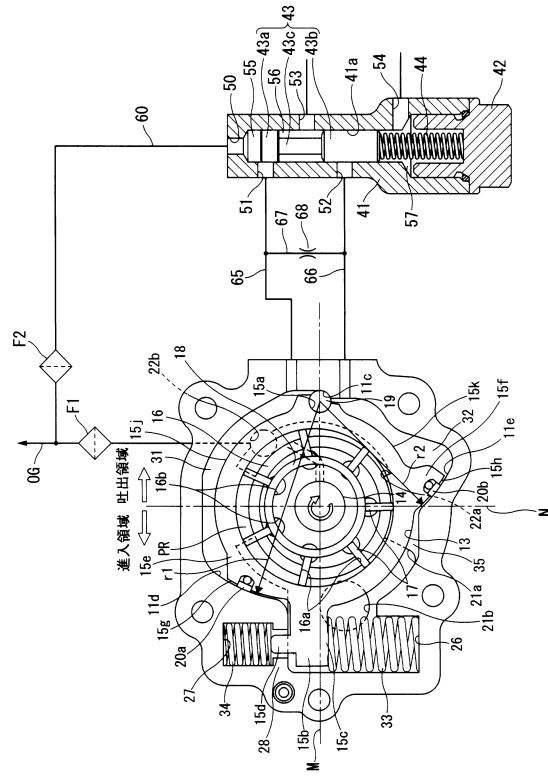
【図8】



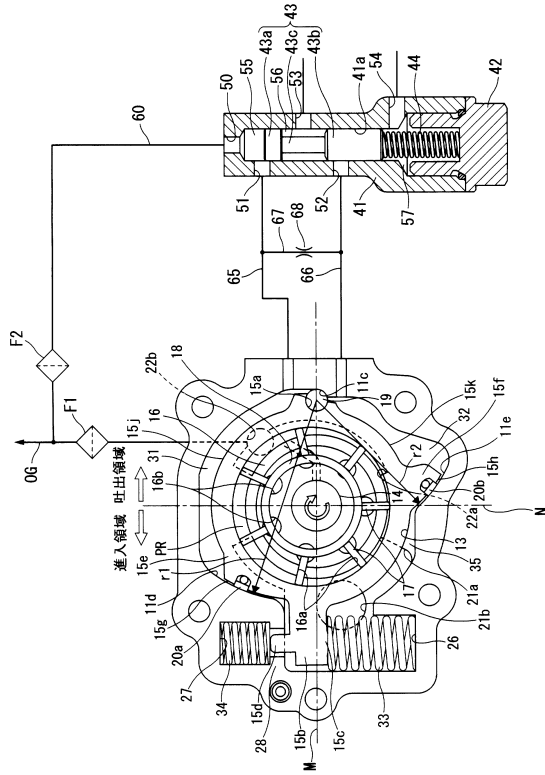
【図9】



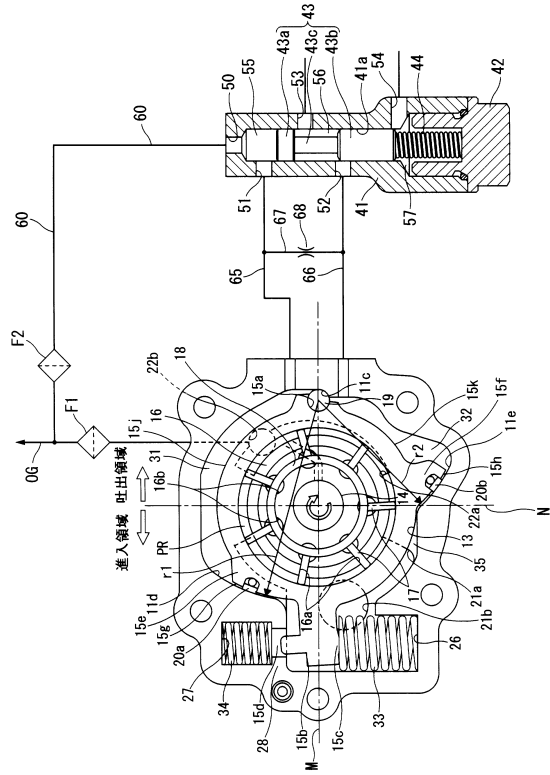
【図10】



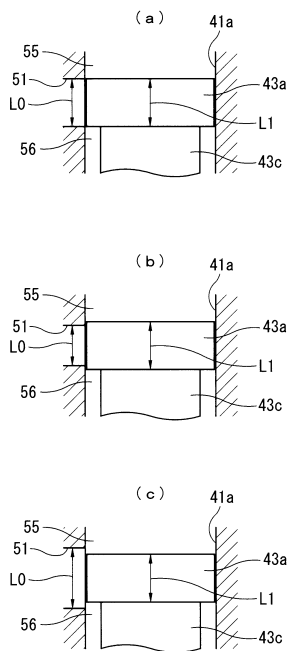
【図 1 1】



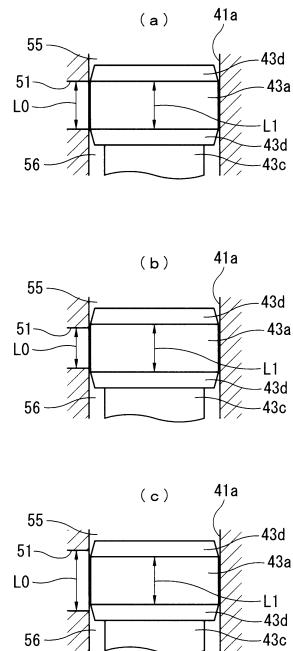
【図 1 2】



【図 1 3】



【図 1 4】



フロントページの続き

(72)発明者 大西 秀明

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

審査官 新井 浩士

(56)参考文献 特開平05-052188(JP,A)

特開2012-077754(JP,A)

特開2011-140918(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 14/24

F04C 14/22