

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4986802号  
(P4986802)

(45) 発行日 平成24年7月25日(2012.7.25)

(24) 登録日 平成24年5月11日(2012.5.11)

(51) Int.Cl.		F I			
<b>FO4C</b>	<b>14/22</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>FO4C</b>	<b>14/22</b>	<b>D</b>
<b>FO4C</b>	<b>2/344</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>FO4C</b>	<b>2/344</b>	<b>331C</b>
<b>FO1L</b>	<b>1/356</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>FO1L</b>	<b>1/34</b>	<b>E</b>

請求項の数 7 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2007-266253 (P2007-266253)	(73) 特許権者	509186579
(22) 出願日	平成19年10月12日(2007.10.12)		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2009-92051 (P2009-92051A)		茨城県ひたちなか市高場2520番地
(43) 公開日	平成21年4月30日(2009.4.30)	(74) 代理人	100086232
審査請求日	平成21年12月7日(2009.12.7)		弁理士 小林 博通
		(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 株式会社 日立製作所 オートモティブシステムグループ内
		(72) 発明者	大西 秀明
			神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 株式会社 日立製作所 オートモティブシステムグループ内

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】

自動車用内燃機関の各摺動部への潤滑や、油圧によって機関弁の作動特性を制御する可変動弁機構の作動源としてオイルを供給する可変容量形ポンプであって、

前記内燃機関によって回転駆動されることにより複数の作動油室の容積変化を得て、吸入部から前記作動油室に導入されたオイルを吐出部から吐出するポンプ構成体と、

前記オイルの吐出油圧によって可動部材を可動させることにより、前記吐出部に開口する前記作動油室の容積を変化させる可変機構と、

前記作動油室の容積変化量が大きくなる方向へ前記可動部材を常時付勢する第1付勢部材と、

前記可動部材の一部が開口部を介して内部に進入可能な空間部と、

該空間部にセット荷重が付与された状態で配置され、前記可動部材が前記第1付勢部材の付勢力に抗して所定量以上移動した際に、前記可動部材に第1付勢部材と同方向の付勢力を付与する第2付勢部材と、

前記第1付勢部材の付勢力を変更せずに前記第2付勢部材の付勢力のみを調整する調整手段と、

を備えたことを特徴とする可変容量形ポンプ。

【請求項2】

請求項1に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記ポンプ構成体は、内燃機関によって回転駆動されるロータと、該ロータを内周に収

容するカムリングと、前記ロータに出没自在に設けられ、前記カムリング側に突出することにより複数の作動油室を隔成するベーンと、によって構成され、

前記可変機構は、前記カムリングを可動させて前記カムリングの中心と前記ロータの中心の偏心量を可変させて、前記作動油室の容積を変化させるように構成したことを特徴とする可変容量形ポンプ。

【請求項 3】

請求項 1 に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記第 1 付勢部材と第 2 付勢部材は、異なる位置に配置されていることを特徴とする可変容量形ポンプ。

【請求項 4】

請求項 1 に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記第 1 付勢部材の付勢力を調整する第 2 調整手段を設けたことを特徴とする可変容量形ポンプ。

【請求項 5】

自動車用内燃機関の各摺動部への潤滑や、油圧によって機関弁の作動特性を制御する可変容量形ポンプであって、

前記内燃機関によって回転駆動されることにより複数の作動油室の容積変化を得て、吸入部から前記作動油室に導入されたオイルを吐出部から吐出するポンプ構成体と、

前記オイルの吐出油圧によって可動部材を可動させることにより、前記吐出部に開口する前記作動油室の容積を変化させる可変機構と、

前記作動油室の容積変化量が変更される方向へ前記可動部材を付勢する第 1 コイルばねと、

該第 1 コイルばねの外周に圧縮された状態で配置され、前記可動部材が所定量移動すると該可動部材に前記第 1 コイルばねの付勢方向とほぼ同じ方向に付勢力を付与する第 2 コイルばねと、

前記可動部材の一部が弾接可能な前記第 2 コイルばねの一端と反対側の他端側に配置されて、前記第 2 コイルばねの付勢力を調整する調整シムと、

を備えたことを特徴とする可変容量形ポンプ。

【請求項 6】

自動車用内燃機関の各摺動部への潤滑や、油圧によって機関弁の作動特性を制御する可変容量形ポンプであって、

前記内燃機関によって回転駆動されることにより複数の作動油室の容積変化を得て、吸入部から前記作動油室に導入されたオイルを吐出部から吐出するポンプ構成体と、

前記オイルの吐出油圧によって可動部材を可動させることにより、前記吐出部に開口する前記作動油室の容積を変化させる可変機構と、

前記作動油室の容積変化量が変更される方向へ前記可動部材を付勢する第 1 コイルばねと、

該第 1 コイルばねの外周に圧縮された状態で配置され、前記可動部材が所定量移動すると該可動部材に前記第 1 コイルばねの付勢方向とほぼ同じ方向に付勢力を付与する第 2 コイルばねと、

内部に前記両コイルばねが収容配置され、一端側に前記可動部材の一部が前記両コイルばねの各一端側に臨む開口部を有するシリンダボディと、

前記シリンダボディの他端側に形成された開口孔に取り付けられ、少なくとも前記第 2 コイルばねの他端が弾接したプラグと、

前記プラグと第 2 コイルばねとの間に挟持されて、該第 2 コイルばねの付勢力を調整する調整シムと、

を備えたことを特徴とする可変容量形ポンプ。

【請求項 7】

請求項 6 に記載の可変容量形ポンプにおいて、

前記プラグに着脱自在に取り付けられ、前記シリンダボディ内に臨む内面に前記第 1 コ

10

20

30

40

50

イルばねの他端側が弾接した第2プラグと、

該第2プラグの内面と前記第1コイルばねの他端との間に挟持されて、前記第1コイルばねの付勢力を調整する第2調整シムと、

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】

【技術分野】

【0001】

本発明は、例えば自動車用内燃機関の各摺動部や、機関弁の作動特性を制御する可変動弁機構などにオイルを供給する可変容量形ポンプに関する。

【背景技術】

【0002】

この種、従来の変容量形ポンプとしては、以下の特許文献1に記載されたベーンタイプのものが知られている。

【0003】

概略を説明すれば、ポンプハウジングの両側部に吸入口と吐出口が設けられていると共に、ほぼ中央に内燃機関のクランク軸から回転力が伝達される駆動軸が貫通配置されている。ポンプハウジングの内部には、前記駆動軸に結合され、外周側に複数のベーンをほぼ半径方向へ進退自在に保持するロータと、該ロータの外周側に偏心揺動自在に設けられ、内周面に前記各ベーン先端が摺接するカムリングが収容配置されている。

【0004】

このカムリングは、外周部にシール部材を介して隔成された制御油室に導入されるポンプ吐出圧に応じてピボットピンを中心に偏心量が減少する方向へ揺動すると共に、外周に一体に有するレバー部を押圧する単一のコイルばねのばね力によって偏心量が增大する方向へ揺動するようになっている。

【0005】

つまり、初期状態では、前記コイルばねのばね力によってカムリングを偏心量が最大となる方向へ付勢して吐出圧を増加させる一方、前記制御油室内の油圧が所定以上になると、カムリングを前記コイルばねのばね力に抗して偏心量が小さくなる方向へ揺動させて吐出圧を減少させる。これによって、前記吸入口から各作動油室を介して吐出口への吐出圧の過度な上昇を抑制して動力損失を防止している。

【特許文献1】特開平05-79469号公報(図1など)

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、前記従来の変容量形ポンプにあっては、カムリングの偏心量によってポンプ吐出圧を増減変化させることができるものの、実際の制御吐出圧が必要吐出圧よりも大きなものとなるため、前記動力損失を十分に低減することができない。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明は、前記各従来の変容量形ポンプの実状に鑑みて案出されたもので、自動車用内燃機関の各摺動部への潤滑や、油圧によって機関弁の作動特性を制御する可変動弁機構の作動源としてオイルを供給する可変容量形ポンプであって、前記内燃機関によって回転駆動されることにより複数の作動油室の容積変化を得て、吸入部から前記作動油室に導入されたオイルを吐出部から吐出するポンプ構成体と、前記オイルの吐出油圧によって可動部材を可動させることにより、前記吐出部に開口する前記作動油室の容積を変化させる可変機構と、前記作動油室の容積変化量が大きくなる方向へ前記可動部材を常時付勢する第1付勢部材と、前記可動部材の一部が開口部を介して内部に進入可能な空間部と、該空間部内にセット荷重が付与された状態で配置され、前記可動部材が前記第1付勢部材の付勢力に抗して所定量以上移動した際に、前記可動部材に第1付勢部材と同方向の付勢力を付与する第2付勢部材と、前記第1付勢部材の付勢力を変更せずに前記第2付勢部材の付勢

10

20

30

40

50

力のみを調整する調整手段と、を備えたことを特徴としている。

【発明の効果】

【0008】

この発明によれば、第1付勢部材と第2付勢部材との2つの付勢部材によって、実際の制御吐出圧を必要吐出圧に近づけることが可能になるから、動力損失を十分に低減することが可能になる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0009】

以下、本発明に係る可変容量形ポンプの実施例を図面に基づいて詳述する。なお、本実施例は、自動車用内燃機関の潤滑油を、機関の摺動部と機関弁の開閉時期を制御する可変動弁装置であるバルブタイミング制御装置にそれぞれ供給するオイルポンプに適用したものを示している。

10

〔第1実施例〕

第1実施例における可変容量形ポンプは、ベーンタイプに適用したものであって、内燃機関のシリンダブロックの前端部などに設けられ、図1～図3に示すように、一端開口がカバー2によって閉塞された有蓋円筒状のポンプハウジング1と、該ポンプハウジング1のほぼ中心部を貫通して、機関のクランク軸によって回転駆動される駆動軸3と、前記ポンプハウジング1の内部に回転自在に収容され、中心部が前記駆動軸3に結合された断面ほぼ工字形のロータ4と、該ロータ4の外周側に揺動自在に配置された可動部材であるカムリング5と、前記ロータ4の内周部側の両側面に揺動自在に配置された小径な一対のベーンリング6、6と、を備えている。

20

【0010】

前記ポンプハウジング1は、アルミ合金材によって一体に形成され、図2にも示すように、凹状の底面1aはカムリング5の一側面が摺動することから、平面度や表面粗さなどの精度が高く加工され、摺動範囲が機械加工によって形成されている。ポンプハウジング1の内周面の所定位置には、前記カムリング5の枢支点となるほぼ円弧凹溝状の受け座1bが形成されていると共に、該受け座1bからハウジング中心を挟んだほぼ対向する位置に、カムリング5の後述するシール部材14が摺接するシール摺接面1cが形成されている。このシール摺接面1cは、前記受け座1bを中心とした半径によって形成される円弧面状になっている。

30

【0011】

前記受け座1bとシール摺接面1cは、小さなRの曲面状に形成されていることから、当該部位のみを比較的小さな工具で加工されて加工時間の短縮化が図られている。また、前記受け座1bと前記シール摺接面1cをそれぞれ加工する際に、底面1a側に微小凹部1dと細長い微小凹部1eが加工跡として形成され、これら微小凹部1d、1eの存在によりカムリング5の揺動に支障を来さない。

【0012】

また、ポンプハウジング1の底面1aには、前記シール摺接部1c側の左側にほぼ三日月状の吸入ポート7が形成されていると共に、前記受け座1b側の右半分にほぼ三日月状の吐出ポート8がそれぞれほぼ対向して形成されている。

40

【0013】

前記吸入ポート7は、図2にも示すように、図外のオイルパン内の潤滑油を吸入する吸入口7aに連通している一方、吐出ポート8は、吐出口8aからオイルメインギャラリーを介して各摺動部および可変動弁装置に連通している。さらに、前記底面1aの中央に形成された駆動軸3の軸受孔1fの外周側には、前記吐出ポート8から吐出された潤滑油を一旦溜める3つのオイル溜まり部9が円周方向の等間隔位置に形成されており、ここから、軸受給油溝10を介して軸受孔1fへ潤滑油を供給すると共に、ロータ4の両側面や後述するベーン11の側面に潤滑油を供給して潤滑性を確保するようになっている。

【0014】

なお、前記カバー2は、内側面がこの実施例では平坦板状に形成されているが、ここに

50

前記底面 1 a と同じく吸入口や吐出口、オイル溜まり部を形成することも可能である。また、このカバー 2 は、図外の複数の位置決めピンを介してポンプハウジング 1 に円周方向の位置決めされつつ複数のボルトによってハウジング本体に取り付けられている。

【 0 0 1 5 】

前記駆動軸 3 は、クランク軸から伝達された回転力によってロータ 4 を図 1 中、反時計方向に回転されるようになっており、図中右半分が吸入行程となり、左半分が吐出工程となる。

【 0 0 1 6 】

前記ロータ 4 は、図 1 及び図 2 に示すように、内部中心側から外方へ放射状に形成された複数のスリット 4 a 内にベーン 1 1 が進退自在に摺動保持されていると共に、前記各スリット 4 a の内側基端部に前記吐出ポート 8 に吐出された吐出油圧を導入する断面ほぼ円形状の背圧室 1 2 がそれぞれ形成されている。

10

【 0 0 1 7 】

前記各ベーン 1 1 は、各基端部が前記ベーンリング 6 の外周面に摺接している共に、各先端部が前記カムリング 5 の内周面 5 a に摺接自在になっている。また、各ベーン 1 1 間とカムリング 5 の内周面、ロータ 4 の内周面、ポンプハウジング 1 の底面 1 a、カバー 2 の内端面との間に複数の作動油室であるポンプ室 1 3 が液密的に隔成されている。前記各ベーンリング 6 は、前記各ベーン 1 1 を放射外方へ押し出すようになっている。

【 0 0 1 8 】

前記カムリング 5 は、加工容易な焼結金属によってほぼ円筒状に一体に形成され、外周面の所定位置に、前記受け溝 1 b に嵌合して偏心揺動支点となるほぼ円弧凸状のピボット部 5 b が軸方向に沿って一体に設けられていると共に、該ピボット部 5 b からほぼ対向する位置に偏心揺動時に前記シール摺接面 1 c に摺接する前記シール部材 1 4 が設けられている。

20

【 0 0 1 9 】

このシール部材 1 4 は、例えば低摩耗性の合成樹脂材によりカムリング 5 の軸方向に沿って細長く形成されていると共に、カムリング 5 の外周面を円弧状に切り欠いた保持溝内に固定されたゴム製の弾性部材 1 5 の弾性力によって前方へ、つまりシール摺接面 1 c に押し付けられるようになっている。これにより、後述する制御油室 1 6 の常時良好な液密性を確保するようになっている。

30

【 0 0 2 0 】

また、前記カムリング 5 の外周面と前記ピボット部 5 b 及びシール部材 1 4、ポンプハウジング 1 の内周面との間に、ほぼ三日月状の制御油室 1 6 が隔成されている。前記制御油室 1 6 は、吐出ポート 8 から導入された吐出油圧によってカムリング 5 を、ピボット部 5 b を支点として時計方向へ揺動させることによってロータ 4 に対する偏心量を減少させて同心方向へ移動させるようになっている。

【 0 0 2 1 】

また、前記カムリング 5 は、筒状本体の外周面の前記ピボット部 5 b と反対側の位置に径方向外側に突出した突部であるアーム 1 7 を一体に有しており、このアーム 1 7 は、後述するシリンダボディ 1 8 のアーム室 1 8 a に配置されている。また、このアーム 1 7 は、前記カムリング 5 の筒状本体の前端縁から軸方向のほぼ中央位置まで延設された矩形板状のアーム本体 1 7 a と、該アーム本体 1 7 a の下面のほぼ中央に一体に形成された凸部 1 7 b と、を有している。この凸部 1 7 b は、アーム本体 1 7 a と同じく軸方向に延設されて先端側の下面 1 7 c が円弧曲面状に形成されていると共に、その巾が後述する両係止部 2 2、2 2 間の開口部 1 9 c よりも小さく形成されている。

40

【 0 0 2 2 】

なお、前記ポンプハウジング 1 や駆動軸 3 及びロータ 4、カムリング 5、吸入ポート 7、吐出ポート 8、ベーン 1 1 などによってポンプ構成体が構成されている。

【 0 0 2 3 】

一方、前記ポンプハウジング 1 の前記ピボット部 5 b と対称の反対側の部位には、アル

50

ミ合金材からなるシリンダボディ 18 が一体に設けられている。

【0024】

前記シリンダボディ 18 は、図 2 にも示すように、下端が開口したほぼ円筒状に形成され、下部内に空間部であるばね収容室 19 が形成されていると共に、下端開口部には前記ばね収容室 19 の下端開口を閉塞するプラグ 23 が取り付けられている。また、前記ばね収容室 19 の上方位置には、前記アーム 17 が上下揺動可能に収容されたアーム室 18 a が形成されていると共に、該アーム室 18 a の上壁下面 18 b (天井面) が前記アーム 17 の図 1 中、最大反時計方向の回動を規制する規制面として構成されている。

【0025】

前記ばね収容室 19 は、図 2 及び図 3 に示すように、内部形状が下側の径部 19 a と上側の小径部 19 b とに形成されていると共に、小径部 19 b の上端開口縁には、互いに内方へ延出した細長い矩形板状の一对の係止部 22、22 が一体に突設されており、この両係止部 22、22 間に形成された開口部 19 c を介して前記アーム 17 の凸部 17 b が時計、反時計方向の回動するに伴って前記ばね収容室 19 内に対して進入あるいは後退可能に形成されている。また、前記大径部 19 a の下部内周面には、雌ねじ 19 d が形成されている。

【0026】

前記プラグ 23 は、円形板状の頭部 23 a と、該頭部 23 a の上面(底面) 23 b 上に一体に設けられた筒状の保持部 23 c とから構成され、前記頭部 23 a の外径が、前記シリンダボディ 18 の円環状下端部の外径よりも大きく形成されていると共に、前記保持部 23 c の外周面には、前記雌ねじ 19 d に螺着する雄ねじ 23 d が形成されている。したがって、前記プラグ 23 は、前記雌雄螺子 19 d、23 d を介してシリンダボディ 18 に着脱自在に設けられている。

【0027】

また、前記頭部 23 a の外周側上面と前記シリンダボディ 18 の円環状下面との間には、前記ばね収容室 19 内への外部からのエアの浸入を防止する円環状のシール部材 24 が挟持状態に保持されている。このシール部材 24 は、前記シール機能の他に、その厚さを調整することによって後述する 2 つのコイルばね 20、21 全体のばね力を調整する機能をも有している。

【0028】

さらに、前記保持部 23 c の内側の底面 23 b には、調整手段である円環状の調整シム 25 が載置固定されている。この調整シム 25 は、外径が前記保持部 23 c の内径より僅かに小さく設定されて、保持部 23 c の内周面で径方向の位置決めがなされている。また、この調整シム 25 は、その厚さの異なる複数のものが用意されていて、保持部 23 c 内への嵌装時に第 2 コイルばね 21 のセット荷重を最適なものにするために適宜選択されるようになっている。

【0029】

前記ばね収容室 19 内には、前記アーム 17 を介して前記カムリング 5 を図 1 中、反時計方向へ付勢する 2 つの付勢部材である第 1 コイルばね 20 と第 2 コイルばね 21 が収容配置されている。

【0030】

前記第 1 コイルばね 20 と第 2 コイルばね 21 は、内外二重に配設されていると共に、圧縮変形時に互い噛み合わないように、その巻き方向が逆に設定されている。

【0031】

前記内側の第 1 コイルばね 20 は、コイル径 d1 が前記凸部 17 b の巾とほぼ等しい大きさに設定されていると共に、前記調整シム 25 の内径よりも小さく設定されており、下端 20 a が前記プラグ 24 の底面 23 b に弾接していると共に、上端 20 b が前記両係止部 22、22 に係止することなく前記開口部 19 c から前記アーム 17 の凸部 17 b に弾接して、このばねセット荷重 W1 が付与された状態で常にアーム 17 を介してカムリング 5 を上方へ偏心させる方向、つまりポンプ室 13 の容積が大きくなる方向に付勢している

10

20

30

40

50

。前記ばねセット荷重 $W_1$ は、油圧が可変動弁装置の必要油圧 $P_1$ のときにカムリング5が動き出す荷重である。

【0032】

一方、外側の第2コイルばね21は、そのコイル径 $d_2$ がばね収容室19の内径や前記プラグ23の保持部23cの内径よりも僅かに小さく形成されて圧縮変形を阻害されない大きさに形成されていると共に、下端21aが前記調整シム25の上面に弾接している一方、上端21bが前記両係止部22, 22の下面に跨って弾接している。

【0033】

そして、第2コイルばね21は、前記調整シム25の上面と両係止部22, 22との間に所定のセット荷重を付加した圧縮変形した状態で弾装配置されている。このときのセット長の状態で第1コイルばね20と第2コイルばね21のセット荷重を合わせた荷重が $W_2$ となる。この第1コイルばね20と合わせたセット荷重 $W_2$ とは、油圧がクランク軸の最高回転時に必要油圧 $P_2$ のときにカムリング5が動き出す荷重である。なお、この第2コイルばね21の内径は、前記第1コイルばね20が圧縮変形した場合でもこの外周面が内周面に当たらずに互いに互いに自由な圧縮、伸長変形可能な大きさに設定されている。

10

【0034】

また、前記アーム17の凸部17bは、図3に示すように、長手方向の長さ $L$ が第2コイルばね21のコイル径 $d_2$ とほぼ同等の大きく設定されて、カムリング5の揺動に伴って図1中、時計方向へ回転すると、第1コイルばね20を押圧した状態ではばね収容室19内に進入し、続いて第2コイルばね21を段階的に押圧するようになっている。

20

【0035】

なお、前記カムリング5、ベーンリング6, 6、制御油室16、第1、第2コイルばね20, 21などによって可変機構が構成されている。

【0036】

以下、本実施例の作用について説明する。これに先だって前記従来の可変容量形ポンプによる制御油圧と機関摺動部やバルブタイミング制御装置への必要油圧との関係を図6に基づいて説明する。

【0037】

内燃機関に必要な油圧は、主としてクランク軸の軸受部の潤滑に必要な油圧で決定され、これは図6の破線で示すように、機関回転数とともに増加する傾向になる。機関の全ての回転域に必要な油圧を満足させるために、カムリングが移動を開始する油圧を、最高回転での必要油圧 $P_2$ ( $P_3 - P_2$ )に設定する。この結果、機関回転数と制御油圧との関係は図6に示すように、低回転域から立ち上がり、そのまま回転数の増加に伴って油圧が上昇する傾向になる。

30

【0038】

また、燃費の向上や排気エミッション対策として前記可変動弁装置を用いた場合には、この装置の作動源として前記オイルポンプの油圧が用いられることから、かかる装置の作動応答性を向上させるために機関始動時点から作動油圧は図6の破線bに示す比較的高い油圧 $P_1$ が要求される。したがって、内燃機関全体に必要な油圧は破線b、cを結んだ破線全体の特性で十分になる。

40

【0039】

ところが、従来の可変容量形ポンプにあっては、一定のばねセット荷重の単一のコイルばねによってカムリングを最大偏心量の方へ付勢しているだけであるから、その制御油圧の特性が、前述のように、図6の実線aに示す機関回転数の上昇に合った高い油圧になり、つまり、図6の斜線部分において油圧が必要以上に高くなり、動力損失を十分に抑制することができない。

【0040】

これに対して、本実施例では、図7に示すように、まず、内燃機関の始動時から低回転域までは、ポンプ吐出圧は $P_1$ に達していないため、カムリング5のアーム17が第1コイルばね20のばね力でシリンダボディ上壁下面18bに押付けられて作動停止状態にな

50

っている（図 1 参照）。このとき、カムリング 5 の偏心量が最も大きくポンプ容量が最大となり、機関回転数の上昇に伴って吐出油圧が前記従来よりも急激に立ち上がり、図 7 の実線上の（ア）に示す特性となる。

【 0 0 4 1 】

続いて、機関回転数の上昇に伴いさらに吐出油圧が上昇して図 7 の P 1 に達すると、制御油室 1 6 内の導入油圧が高くなって、カムリング 5 が、アーム 1 7 に作用する第 1 コイルばね 2 0 を圧縮変形しはじめて、ピボット部 5 b を支点として反時計方向へ偏心揺動する。これによって、ポンプ容量が減少するため、吐出油圧の上昇特性も図 7 の（イ）領域に示すように小さくなる。そして、図 4 に示すように、アーム凸部 1 7 b の下面 1 7 c が第 2 コイルばね 2 1 の上端 2 1 b に当接するまでカムリング 5 が時計方向へ揺動する。

10

【 0 0 4 2 】

この図 4 に示す状態では、この時点から第 1 コイルばね 2 0 のセット荷重 W 1 に加えて、第 2 コイルばね 2 1 のセット荷重 W 2 が付与されることから、吐出油圧が P 2（制御油室 1 6 内の油圧 P 2）に達しセット荷重 W 2 に打ち勝つまでカムリング 5 は揺動できず保持された状態になる。したがって、機関の回転上昇とともに吐出油圧は、図 7 の（ウ）に示す立ち上がり特性となるが、カムリング 5 の偏心量が小さくなってポンプ容量が減少していることから、図 7 の前記（ア）に示すような急激な立ち上がり特性にはならない。

【 0 0 4 3 】

さらに機関回転数が上昇して吐出油圧が P 2 以上になると、カムリング 5 は、図 5 に示すように、アーム 1 7 を介して第 1、第 2 コイルばね 2 0、2 1 のセット荷重 W 2 のばね力に抗して該両コイルばね 2 1、2 1 の両方を圧縮変形させながら揺動する。かかるカムリング 5 の揺動に伴ってポンプ容量がさらに減少して吐出油圧の上昇は小さくなり、図 7 の（エ）に示す特性の状態を維持したまま最高回転数に達する。

20

【 0 0 4 4 】

図 8 は各コイルばね 2 0、2 1 の変位、あるいはカムリング 5 の揺動角とばねセット荷重 W 1、W 2 との関係を示している。すなわち、内燃機関の始動から低回転までの初期状態では、第 1 コイルばね 2 0 のセット荷重 W 1 のばね力が付与されているため、セット荷重 W 1 を越えるまでは変位できない。このセット荷重 W 1 を越えると、第 1 コイルばね 2 0 は圧縮変位すると共に、荷重が増加する。この傾きがばね定数となる。

【 0 0 4 5 】

図 4 に示す位置では、第 1、第 2 コイルばね 2 0、2 1 のセット荷重 W 2 となり、不連続的に大きくなるが、吐出油圧がセット荷重 W 2 を越えると、再び第 1、第 2 コイルばね 2 1、2 1 は圧縮変位すると共に荷重が増加するが、作用するコイルばねが 2 本になるので、ばね定数が増加して傾きが変化している。

30

【 0 0 4 6 】

以上のように、機関回転数が上昇して吐出油圧が P 1 に達したところでカムリング 5 が移動を開始しはじめて吐出油圧の上昇を抑制するが、カムリング 5 が所定の移動量に達したところで第 2 コイルばね 2 1 のばね力が加わってばね定数大きくなり、またばね荷重 W 1、W 2 が非連続に大きくなることから、吐出油圧が P 2 に上昇した後に再びカムリング 5 の揺動が開始することになる。つまり、第 1、第 2 コイルばね 2 0、2 1 の段階的なばね荷重が作用して、ばね特性が非線形状態になることから、カムリング 5 が特異な揺動変化となる。

40

【 0 0 4 7 】

このように、本実施例では、両コイルばね 2 0、2 1 のばね力の非線形特性によって吐出油圧の特性が図 7 の（ア）～（エ）に示すような特性となり、前記制御油圧（実線）を必要油圧（破線）に十分に近づけることが可能になる。この結果、不必要な油圧上昇による動力損失を十分に低減することができる。

【 0 0 4 8 】

また、この実施例では、第 1、第 2 の 2 つのコイルばね 2 0、2 1 を用いたため、各ばねセット荷重を吐出油圧の変化に応じて任意に設定することができるので、吐出油圧に最

50



適なばね力をセットすることが可能になる。

【0049】

ところが、前記セット荷重 $W_2$ は、第1、第2コイルばね20、21のばね力が作用して、前記各係止部22、22のばね収容室19の軸方向に対する位置寸法やプラグ23のねじ込み量などが関係するため、そのばらつき誤差の要因が増加してしまう。

【0050】

そのため、この実施例では、前記調整シム25の厚さや枚数によって第2のコイルばね21のセット荷重(ばね力)を調整することができることから、セット荷重 $W_2$ を安定化させてばね特性のばらつきを抑制することができ、最適なセット荷重を得ることが可能になる。

10

【0051】

なお、前記調整シム25は、第2コイルばね21のセット荷重のみを調整するだけであるから、第1コイルばね21のセット荷重には影響がない。さらに、前記シール部材24を厚さの異なるものに変更して、第1、第2コイルばね20、21全体のセット荷重を調整することが可能である。また、前記ポンプの経時的使用後においても、プラグ23を着脱して調整シム25を交換することにより、第2コイルばね21のセット荷重を調整することが可能になる。

【0052】

また、前記アーム17の凸部17bが、第1コイルばね20の上端20bや第2コイルばね21の上端21bにプランジャなどを介して当接するのではなく、直接当接して押

20

圧することから、構造が簡素化されると共に、部品点数の増加が抑制されることから、製造作業や組立作業が容易になると共に、コストの低減化が図れる。

【0053】

さらに、前記アーム17の凸部下面17cを円弧曲面状に形成したことから、カムリング5の揺動により第1、第2コイルばね20、21の上端20b、21bとの接触角や接触点の変化を小さくすることができ、これによって、第1コイルばね20の変位を安定化させることが可能になる。

【0054】

また、この実施例では、前記吐出ポート8を介して吐出口から吐出される潤滑油を機関摺動部の他に、バルブタイミング制御装置の作動源として利用するが、前述のように、図7に記載した初期の吐出油圧(アの領域)の立ち上がりが良好になることから、機関始動直後の例えば、タイミングスプロケットとカムシャフトとの相対回転位相の遅角側あるいは進角側への作動応答性を向上させることができる。

30

〔第2実施例〕

図9は第2実施例を示し、ポンプ構成体などの基本構造は第1実施例と同様であるが、第2コイルばね21のセット荷重を調整する他に、第1コイルばね20のセット荷重を個別的に調整する別異の調整手段を設けたものである。

【0055】

すなわち、前記プラグ23の頭部23aのほぼ中央に雌ねじ孔26が貫通形成されると共に、該雌ねじ孔26に第2プラグ27が下方からねじ込んで取り付けられ、この第2プラグ27の軸部27bの先端面に第1コイルばね20の下端20aが弾接する第2調整シム28が載置されている。

40

【0056】

前記雌ねじ孔26は、その内径が前記第1コイルばね20のコイル径 $d_1$ よりも僅かに大きく形成されている。一方、前記第2プラグ27は、外径が雌ねじ孔26の内径よりも大きく形成されたフランジ状の頭部27aと、該頭部27aの上面中央に突設された軸部27bとを備えている。

【0057】

前記第2プラグ27は、前記軸部27bの外周面に前記雌ねじ孔26に螺合する雄ねじ部27cが形成されていると共に、前記頭部27aの上面と前記プラグ23の頭部23a

50

下面との間には、前記ばね収容室 19 へのエア-浸入を防止する円環状のシール部材 29 が挟持されている。

【0058】

前記第 2 調整シム 28 は、その厚さや枚数を変更することによって前記第 1 コイルばね 20 のセット荷重を任意かつ個別的に調整することができるようになっている。

【0059】

他の構成は前記第 1 実施例の構成と同様である。したがって、第 1 実施例と同様の作用効果が得られると共に、各構成部材の組付時などに、前記第 1 調整シム 25 による第 2 コイルばね 21 のセット荷重の調整の他に、第 2 調整シム 28 によって第 1 コイルばね 20 のセット荷重も個別的に調整することができるため、両コイルばね 20, 21 のばね特性のばらつきをさらに確実に抑制することが可能になり、より最適なセット荷重を得ることが可能になる。

10

【0060】

なお、前記シール部材 29 によっても第 1 コイルばね 20 のセット荷重を調整することが可能である。

〔第 3 実施例〕

図 10 は第 3 実施例を示し、第 1 コイルばね 20 の配置構成を変更し、ポンプハウジング 1 の下部に配置して、カムリング 5 の下端を上方へ押圧付勢するように構成した。

【0061】

すなわち、ポンプハウジング 1 の下端部の前記駆動軸 3 の軸心を通る垂直線 Q 上に雌ねじ孔 30 が形成されていると共に、該雌ねじ孔 30 に第 2 プラグ 31 が締め付け固定されている。また、前記第 2 プラグ 31 と前記カムリング 5 の外周面下端との間に、前記カムリング 5 を常時反時計方向、つまり最大偏心量となる方向へ付勢する第 1 コイルばね 32 が弾装されている。

20

【0062】

前記第 2 プラグ 31 は、フランジ状の頭部 31 a の上面中央に外周に前記雌ねじ孔 30 に螺着する雄ねじを有する軸部 31 b を一体に有し、前記カムリング 5 に雌ねじ孔 30 を介して着脱自在に取り付けられている。

【0063】

そして、前記第 2 プラグ 31 の頭部 31 a の外周側上面と前記雌ねじ孔 30 の孔縁との間には、ポンプハウジング 1 内へのエア-の浸入を防止する円環状のシール部材 33 が挟持状態に配置されていると共に、軸部 31 b の上面に前記第 1 コイルばね 32 の下端が弾接する円環状の第 2 調整シム 34 が載置されている。

30

【0064】

前記第 1 コイルばね 32 は、軸方向の長さが比較的短く形成されて、上端が前記カムリング 5 の凹状下面に弾接していると共に、第 1 実施例とは支点(ピボット部 5 b)と力点(弾接点)の距離の違いを考慮し、カムリング 5 が揺動を開始する圧力 P1 が同様となるセット荷重に設定されている。

【0065】

前記第 2 調整シム 34 は、その厚さや枚数を変更することによって、第 1 コイルばね 32 のセット荷重を調整することができる。

40

【0066】

また、前記シール部材 33 の厚さなどを変更することによっても第 1 コイルばね 32 のセット荷重を調整することができ、前記第 2 調整シム 34 の調整作用と相俟ってより高精度な調整が可能になる。

【0067】

その他、第 2 コイルばね 21 の配置構成などは、第 1 実施例と同様であるから、第 1、第 2 コイルばね 20, 32 のばね力が段階的に作用して、前記図 7 に示す特性が得られることは、第 1 実施例と同様である。

【0068】

50

また、この実施例によれば、前記第 1 コイルばね 3 2 は、第 2 コイルばね 2 1 よりもセット荷重が小さいことから、カムリング 5 の揺動支点であるピボット 5 b の近傍に配置することが可能であり、レイアウトの自由度が向上する。

【 0 0 6 9 】

本発明は、前記実施例の構成に限定されるものではなく、両コイルばね 2 0 , 2 1 のセット荷重は、それぞれポンプの仕様や大きさに応じて自由に設定することが可能であると共に、そのコイル径や長さも自由に変更することができる。

【 0 0 7 0 】

また、可変動弁装置としては、バルブタイミング制御装置に限定されるものではなく、油圧を作動源とする、例えば、機関弁の作動角とリフト量を可変にするリフト可変機構などに適用することが可能である。

【 0 0 7 1 】

さらに、この可変容量形ポンプを、内燃機関以外の油圧機器類等に適用することも可能である。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 7 2 】

【 図 1 】 本発明の第 1 実施例にかかる可変容量形ポンプをカバーを外して示す正面図である。

【 図 2 】 本実施例に供されるポンプハウジングを示す正面図である。

【 図 3 】 図 1 の A - A 線断面図である。

【 図 4 】 本実施例の作用説明図である。

【 図 5 】 本実施例の作用説明図である。

【 図 6 】 吐出油圧と機関回転数との関係を示す特性図である。

【 図 7 】 本実施例における吐出油圧と機関回転数との関係を示す特性図である。

【 図 8 】 本実施例における第 1、第 2 コイルばねのばね変位とばねセット荷重との関係を示す特性図である。

【 図 9 】 第 2 実施例の可変容量形ポンプをカバーを外して示す正面図である。

【 図 1 0 】 第 3 実施例の可変容量形ポンプをカバーを外して一部断面して示す正面図である。

【 符号の説明 】

【 0 0 7 3 】

1 ... ポンプハウジング

3 ... 駆動軸

4 ... ロータ

5 ... カムリング

5 b ... ピボット

6 ... ベーンリング

7 ... 吸入口

8 ... 吐出口

1 1 ... ベーン

1 3 ... ポンプ室

1 6 ... 制御油室

1 7 ... アーム

1 7 a ... アーム本体

1 7 b ... 凸部

1 7 c ... 下面

1 8 ... シリンダボディ

1 9 ... ばね収容室

1 9 a ... 開口部

1 9 b ... 底面

10

20

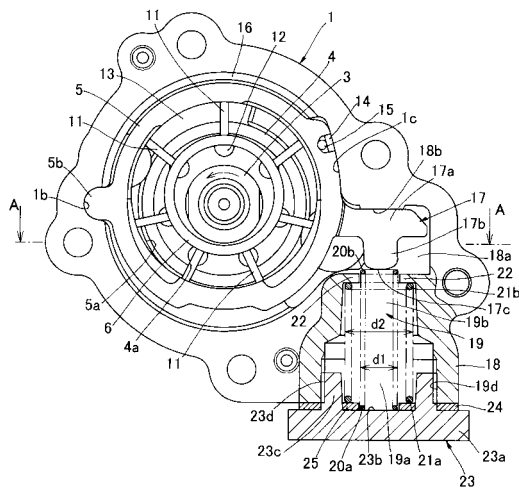
30

40

50

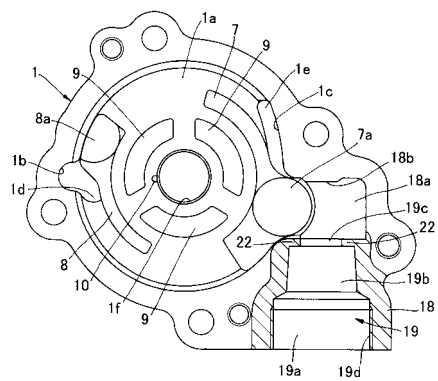
- 20・32...第1コイルばね
- 21...第2コイルばね
- 22...係止部
- 25...調整シム(調整手段)
- 28・33...第2調整シム(調整手段)

【図1】

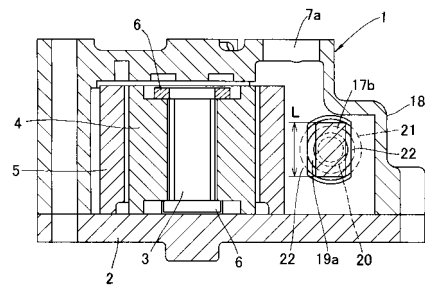


- |              |                      |
|--------------|----------------------|
| 1...ポンプハウジング | 17a...アーム本体          |
| 3...駆動軸      | 17b...凸部             |
| 4...ロータ      | 17c...下面             |
| 5...カムリング    | 18...シリンダボディ         |
| 5b...ピボット    | 19...ばね収容室           |
| 6...ベーンリング   | 19a...開口部            |
| 7...吸入口      | 19b...底面             |
| 8...吐出口      | 20・32...第1コイルばね      |
| 11...ペーン     | 21...第2コイルばね         |
| 13...ポンプ室    | 22...係止部             |
| 16...制御油室    | 25...調整シム(調整手段)      |
| 17...アーム     | 28・33...第2調整シム(調整手段) |

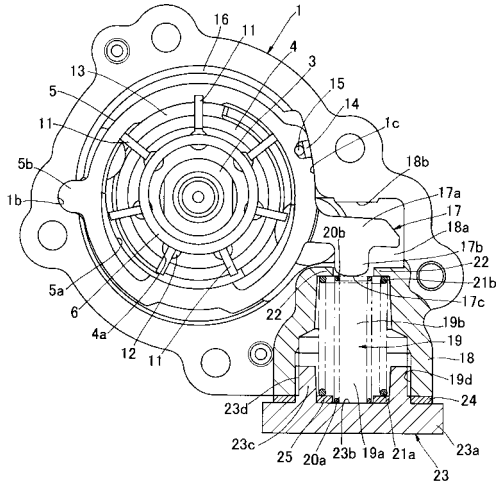
【図2】



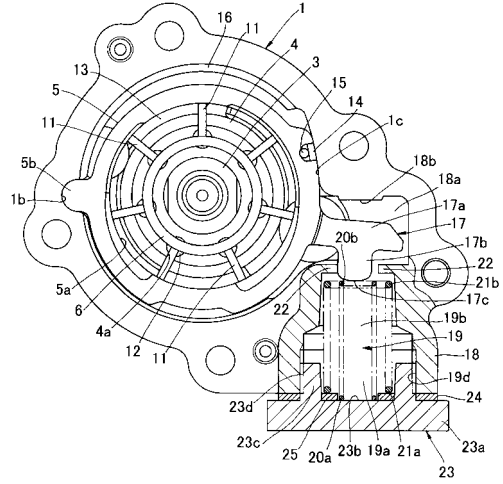
【図3】



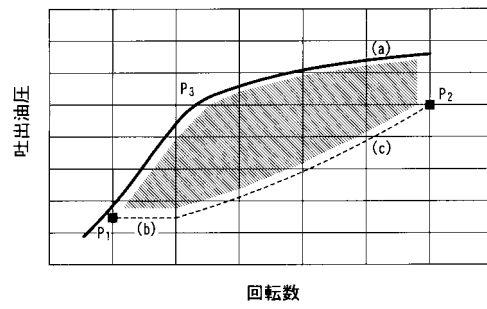
【 図 4 】



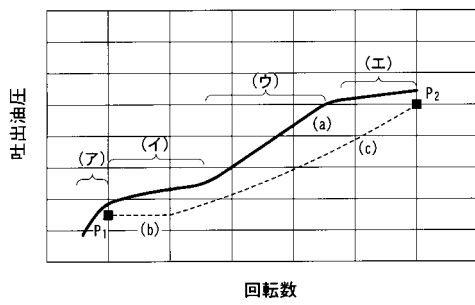
【 図 5 】



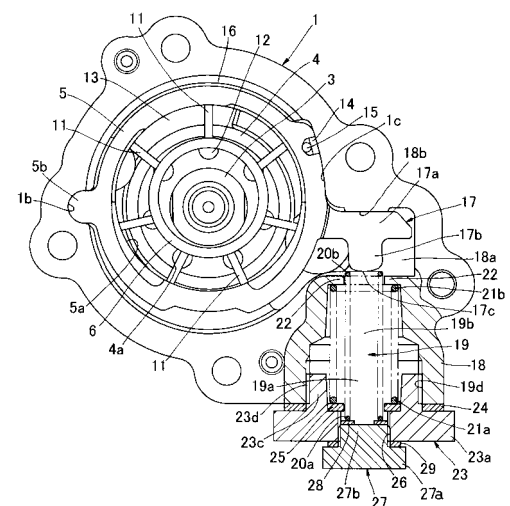
【 図 6 】



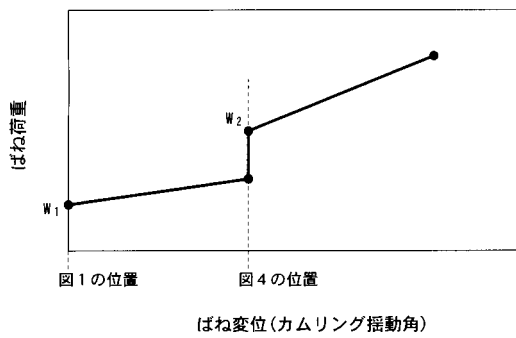
【 図 7 】



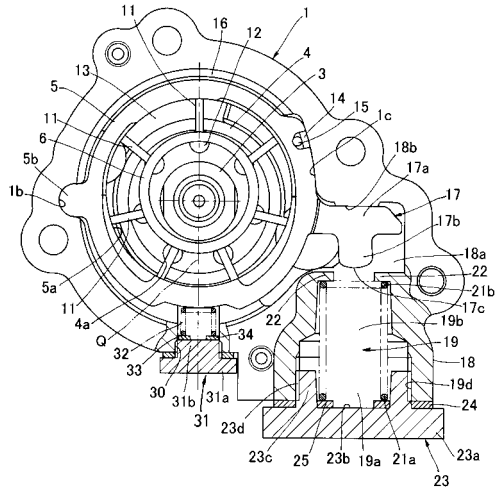
【 図 9 】



【 図 8 】



【 図 10 】



---

フロントページの続き

(72)発明者 佐賀 浩二

神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 株式会社 日立製作所 オートモティブシステムグループ内

審査官 井上 茂夫

(56)参考文献 実開平02-124287(JP,U)  
特開昭59-147890(JP,A)  
特開2001-065456(JP,A)  
実開平06-058188(JP,U)  
特開平11-277479(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 14/22  
F01L 1/356  
F04C 2/344