

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4986726号
(P4986726)

(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
F O 4 C 14/22 (2006.01) F O 4 C 14/22 D

請求項の数 1 (全 29 頁)

(21) 出願番号	特願2007-157000 (P2007-157000)	(73) 特許権者	509186579
(22) 出願日	平成19年6月14日 (2007.6.14)		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2008-309049 (P2008-309049A)		茨城県ひたちなか市高場2520番地
(43) 公開日	平成20年12月25日 (2008.12.25)	(74) 代理人	100086232
審査請求日	平成21年8月14日 (2009.8.14)		弁理士 小林 博通
		(74) 代理人	100096459
			弁理士 橋本 剛
		(72) 発明者	盛田 正二
			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
		(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

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、吸入部から複数の作動油室に導入された潤滑油を、前記作動油室の容積変化を得て吐出部から吐出するポンプ構成体と、

前記潤滑油の吐出油圧を利用して可動部材を移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付勢すると共に、前記作動油室の容積変化量を減少させる方向への前記可動部材の移動量が大きくなるに伴ってばね定数が大きくなるように2つのコイルばねによって構成された付勢手段と、

を備え、

前記作動油室の容積変化量が最も大きくなるように、前記可動部材が前記付勢手段によって付勢された状態において、前記付勢手段を構成する2つのコイルばねにそれぞれセット荷重が付与されており、

前記可動部材側に配置された第1コイルばねは、押圧部材を介して常に前記可動部材を付勢し、

第2コイルばねは、前記可動部材が所定以上移動すると前記押圧部材を介して前記可動部材を付勢する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潤滑油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の先端が摺接するカムリングが収容配置されている。

10

【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】

20

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。

30

【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、吸入部から複数の作動油室に導入された潤滑油を、前記作動油室の容積変化を得て吐出部から吐出するポンプ構成体と、前記潤滑油の吐出油圧を利用して可動部材を移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付勢すると共に、前記作動油室の容積変化量を減少させる方向への前記可動部材の移動量が大きくなるに伴ってばね定数が大きくなるように2つのコイルばねによって構成された付勢手段と、を備え、

40

前記作動油室の容積変化量が最も大きくなるように、前記可動部材が前記付勢手段によって付勢された状態において、前記付勢手段を構成する2つのコイルばねにそれぞれセット荷重が付与されており、

前記可動部材側に配置された第1コイルばねは、押圧部材を介して常に前記可動部材を付勢し、

第2コイルばねは、前記可動部材が所定以上移動すると前記押圧部材を介して前記可動

50

部材を付勢することを特徴としている。

【0008】

また、作動油室の容積変化量が大きくなる方向へ可動部材を付勢する付勢手段は、複数のばね部材によって構成され、該複数のばね部材のうちの少なくとも一つは、配置状態においてセット荷重が付与されていることを特徴としている。

【0009】

前記作動油室の容積変化量が大きくなる方向へ可動部材を付勢する付勢手段は、前記可動部材の付勢方向と反対方向への移動量が大きくなると、可動部材が移動しにくくなる非線形特性となることを特徴としている。

【0010】

前記付勢手段は、ポンプ構成体の吐出部から吐出量が大きくなる方向へ可動部材を付勢する第1のばね部材と第2のばね部材によって構成され、前記可動部材の移動量が所定量よりも小さい場合には、前記第1のばね部材の付勢力が作用し、前記所定量よりも大きくなった場合には、前記第1と第2の両方のばね部材の付勢力が作用することを特徴としている。

【発明の効果】

【0011】

この発明によれば、特異な構成の付勢手段によって、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】

【0012】

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。

〔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及び図2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エ字形のロータ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。

【0013】

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3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。

【0014】

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側にほぼハート型の微小凹部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。

【0015】

また、ポンプハウジング 1 の底面 1 a には、前記シール摺接部 1 c 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 1 b 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。

【0016】

前記吸入ポート 7 は、図 3 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 7 a に連通している一方、吐出ポート 8 は、吐出口 8 a 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 1 a の中央に形成された駆動軸 3 の軸受孔 1 f 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 1 f 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。

10

【0017】

なお、前記カバー 2 は、内側面がこの実施例では平坦面に形成されているが、ここに前記底面 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、複数のボルト B によってハウジング本体に取り付けられている。

【0018】

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、時計方向に回転されるようになっており、図中左半分が吸入行程となり、右半分が吐出工程となる。

【0019】

20

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ロット 4 a 内にベーン 11 が進退自在に摺動保持されていると共に、前記各スロット 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 12 がそれぞれ形成されている。

【0020】

前記各ベーン 11 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 の内周面に摺接自在になっている。また、各ベーン 11 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 13 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 11 を放射外方へ押し出すようになっている。

30

【0021】

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 a 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 a 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 に摺接するシール部材 14 が設けられている。

【0022】

このシール部材 14 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 5 b 内に固定されたゴム製の弾性部材 15 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 16 の常時良好な液密性を確保するようになっている。

40

【0023】

また、前記カムリング 5 の外周面と前記ピボット部 5 a 及びシール部材 14、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 16 が隔成されていると共に、カムリング 5 の前端面には、前記制御油室 16 に前記吐出ポート 8 から吐出された吐出油圧を導入する導入通路 16 a が形成されている。前記制御油室 16 は、前記導入通路 16 a 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 a を支点として反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。なお、前記導入通路 16 a は、カムリング 5 の前端面ではなく、周壁

50

を貫通する形で形成することも可能である。

【0024】

また、カムリング5は、外周面の前記ピボット部5aと反対側の位置には径方向外側に突出したアーム17が一体に設けられている。このアーム17は、先端側の下面17aが円弧曲面状に形成されている。

【0025】

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11などによってポンプ構成体が構成されている。

【0026】

一方、前記ポンプハウジング1の前記ピボット部5aと対称の反対側の部位には、前記アーム17を介してカムリング5を最大偏心量となる方向へ常時付勢する付勢手段が設けられている。

【0027】

この付勢手段は、ポンプハウジング1と一体に設けられたアルミ合金材からなる有蓋円筒状のシリンダボディ18と、該シリンダボディ18の下端開口を閉塞するプラグ19と、シリンダボディ18の内部に並列に収容配置された内外2重の圧縮ばね部材である内側の第1コイルばね20及び外側の第2コイルばね21と、前記第1コイルばね20の先端部と前記アーム17の下面17aとの間に配置された押圧部材である第1プランジャ22と、前記第2コイルばね21の先端部側に配置されて、前記シリンダボディ18の内周面18aに摺動案内される当接部材である第2プランジャ23とから主として構成されている。

【0028】

前記シリンダボディ18は、内周面18aが下端開口側から上方に行くにいたがって漸次3段状の縮径構造に形成され、大径な下端開口の内周面には、前記プラグ19外周に形成された雄ねじが螺着する雌ねじ24aが形成されていると共に、その上部に位置する中径部と小径部との境界部に、前記第2プランジャ23の外周縁が当接する円環状のストッパ突部24bが形成されている。また、シリンダボディ18は、前記アーム17が第1、第2コイルばね21、21のばね力によって図中時計方向へ回動した際に、アーム17の上面が上端壁18bの下面18cに当接してカムリング5の最大偏心位置を規制するようになっている。

【0029】

前記プラグ19は、底部側のほぼ円盤状の蓋部19aと、該蓋部19aの上面に一体に立設されて、前記下端開口からシリンダボディ18の内部に臨む円筒部19bとからなり、円筒部19bの外周に前記雄ねじ19cが形成されて、この雄ねじ19cと雌ねじ24aとのねじ込み量を調整することが可能になっていると共に、前記蓋部19aの外周部の上面が前記シリンダボディ18の下端開口の孔縁に当接した位置で最大にねじ込みが規制されるようになっている。

【0030】

前記第1コイルばね20は、そのコイル径が第2コイルばね21よりも小さく形成されて内側に配置されていると共に、その軸方向の長さが第2コイルばね21よりも長く形成されて、下端部20aが前記蓋部19aの上面に弾接し、上端部20bが前記プランジャ22の下面に弾接して、所定のばねセット荷重W1に設定されている。このばねセット荷重W1は、油圧が可変動弁装置の必要油圧P1のときにカムリング5が動き出す荷重である。

【0031】

前記第1プランジャ22は、中実な円柱状に形成されて、その平坦な上面が前記アーム17の下面17aに常時当接していると共に、下面中央位置には、小径円柱状の突起部22bが一体に設けられている。この突起部22bは、前記第1コイルばね20の一端部である上端部20bが嵌合保持されていると共に、その軸方向の長さLが配置状態において、前記第2プランジャ23の後述する上壁23aのばね挿通孔23cを貫通する位置まで

10

20

30

40

50

延設されており、これによって第1コイルばね20の圧縮・伸長変形時における倒れや捩れを抑制して常時円滑な変形を確保するようになっている。なお、この第1プランジャ22は、軽量化を図るために内部中空状に形成することも可能である。

【0032】

前記第2コイルばね21は、下端部21aが同じく蓋部19aの上面に弾接している一方、上端部21bが前記第2プランジャ23の上壁の下面外周部に弾接しており、所定のセット荷重W2に設定されている。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自由な圧縮、伸長変形可能な大きさに設定されている。また、前記所定のセット荷重W2とは、油圧がクランク軸の最高回転時に必要油圧P2のときにカムリング5が動き出す荷重である。

10

【0033】

また、前記第1コイルばね20と第2コイルばね21とは、その巻き方向が互いに逆方向になっている。したがって、前述した両者20, 21の圧縮・伸長変形時において互いが噛み合うことがなくなり、常時スムーズな変形が得られるようになっている。

【0034】

前記第2プランジャ23は、鉄系の金属材によって有蓋筒状の縦断面ほぼコ字形状に形成されて、円形状の上壁23aと、該上壁23aの外周下端縁から垂下した筒状部23bとから構成され、前記上壁23aの中央に前記第2コイルばね21が挿通するばね挿通孔23cが貫通形成されている。このばね挿通孔23cは、その内径が前記第1コイルばね20の圧縮変形時にも該第1コイルばね20の外周面に当たらない大きさであって、かつ

20

【0035】

また、この第2プランジャ23は、シリンダボディ内周面18aの中径部内を摺動案内されながら上下動するが、上壁23aの外周縁が前記ストッパ突部24bに当接することにより、その最大上方移動位置が規制されるようになっている。

【0036】

なお、前記プラグ19の蓋部19aとシリンダボディ18の下端開口縁との間に、厚さの異なるスペーサなどの調整部材を適宜選択的に介装してねじ込み量を調整することにより、前記第1、第2コイルばね21, 21のばね力を自由に変更することが可能である。

30

【0037】

そして、前記第1、第2コイルばね21, 21の各ばね力と制御油室16内の吐出油圧との相対圧によって変化するカムリング5の偏心量に応じて前記各ポンプ室13の容積変化を得て前記吸入ポート7から各ポンプ室13を介して吐出ポート8に吐出される吐出油圧が変化している。

【0038】

なお、前記カムリング5、ベーンリング6, 6、制御油室16、付勢手段などによって可変機構が構成されている。

40

【0039】

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。

【0040】

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C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P2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の実線a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

50

する傾向になる。

【0041】

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低回転の時点から作動油圧は図6の破線に示す高い油圧P1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。

【0042】

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向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。

10

【0043】

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P1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端壁18bの下面18cに押付けられて作動停止状態になっている(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。

20

【0044】

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P1に達すると、制御油室16内の導入油圧が高くなって、カムリング5が、アーム17に作用する第1コイルばね20を圧縮変形しはじめて、ピボット部5a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、第1プランジャ22の下面22aが第2プランジャ23の上壁23aの外周部に当接するまでカムリング5が反時計方向へ揺動する

この図4に示す状態では、第1プランジャ22が第2プランジャ23に当接しているが、この時点から第1コイルばね20のセット荷重W1に加えて、第2コイルばね21のセット荷重W2が付与されることから、吐出油圧がP2(制御油室16内の油圧P2)に達しセット荷重W2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。

30

【0045】

さらに機関回転数が上昇して吐出油圧がP2以上になると、カムリング5は、図5に示すように、アーム17を介して第2コイルばね21のセット荷重W2のばね力に抗して第1、第2コイルばね21、21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。

40

【0046】

図8は各コイルばね20、21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W1、W2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20のセット荷重W1のばね力が付与されているため、セット荷重W1を越えるまでは変位できない。このセット荷重W1を越えると、第1コイルばね20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。

【0047】

図4に示す位置では、第2コイルばね21のセット荷重W2となり、不連続的に大きくなるが、吐出油圧がセット荷重W2を越えると、再び第1、第2コイルばね21、21は

50

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。

【0048】

以上のように、機関回転数が上昇して吐出油圧がP1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21のばね力が加わってばね定数が大きくなり、またばね荷重W1、W2が非連続に大きくなることから、吐出油圧がP2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20、21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。

10

【0049】

以上のように、本実施例では、両コイルばね20、21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。

【0050】

また、この実施例では、第1、第2の2つのコイルばね20、21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、吐出油圧に最適なばね力をセットすることが可能になる。

【0051】

また、各コイルばね20、21の先端側には、第1、第2プランジャ22、23を設けたため、組付作業が容易になると共に、各コイルばね20、21が擦れなどを生じずにスムーズに圧縮・伸長変位させることができる。なお、各プランジャ22、23の移動量やアーム17の揺動量が小さい場合は、第1コイルばね20の上端部20bをプランジャを介装せずに、直接アーム17の下面17aに当接することも可能である。

20

【0052】

さらに、前記アーム17の下面17a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プランジャ22の上面との接触角や接触点の変化を小さくことができ、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。なお、第1プランジャ22の上面を円弧曲面状に形成しても同じ効果が得られる。

30

【0053】

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。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。

〔第2実施例〕

図9~図11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、付勢手段の特にコイルばねの構成などが異なっている。

40

【0054】

すなわち、付勢手段は、シリンダボディ18の内部に軸方向へ直列に收容配置された上側の第1コイルばね25及び下側の第2コイルばね26と、前記第1コイルばね25の先端部と前記アーム17の下面17aとの間に配置された第1プランジャ27と、第1コイルばね25の下端部と前記第2コイルばね26の上端部との間に介装されて、前記シリンダボディ18の内周面18aに摺動案内される第2プランジャ23とからして構成されている。

【0055】

前記第1コイルばね25は、そのコイル長が比較的短尺に形成されて、前記第1実施例

50

の第1コイルばね20と同じばねセット荷重W1に設定されている。

【0056】

前記第1プランジャ27は、ほぼ円盤状に形成されて、その上面がアーム17の円弧曲面状の下面17aに当接してと共に、下面の中央に第1コイルばね25の上端部が圧入嵌合するほぼ円柱状の突部27aが一体に設けられている。この突部27aは、第1コイルばね25の前記変位時における直進性を確保して捩れや倒れなどを抑制するようになっている。

【0057】

前記第2コイルばね26は、そのコイル径が第1コイルばね25よりも一回り大きく形成されて、第1実施例の第2コイルばね21と同じばねセット荷重W2に設定されている。

10

【0058】

前記第2プランジャ28は、縦断面ほぼH形状に形成されて、中央に有する円盤状基部28aと、該基部28aの外周上端縁に立設された円筒状の第1突出部28bと、基部28aの外周下端縁に垂設された円筒状の第2突出部28cとから構成されている。

【0059】

前記基部28aは、その上面に第1コイルばね25の下端部が弾接されている一方、下面に第2コイルばね26の上端部が弾接されて、両者25、26間に弾性的に挟持された状態になっている。また、この基部28aは、外周部の上端縁がシリンダボディ18の内周面18aに形成されたストッパ突部24bに当接し、これによって第2コイルばね26

20

【0060】

前記第1突出部28bは、その軸方向の長さHが配置状態で第1コイルばね25の長さの半分よりもやや長く形成されていると共に、内周面が第1コイルばね25の下端部を保持しつつ前記圧縮・伸長変位を阻害しない内径に設定されている。また、この第1突出部28bは、外周面がシリンダボディ18の前記ストッパ突部24bの内周面に摺動自在に案内されるようになっている。

【0061】

前記第2突出部28cは、その軸方向の長さが第1突出部28bとほぼ同じ長さに形成されていると共に、内周面が第2コイルばね26の上端部を保持しつつ前記圧縮・伸長変形を阻害しない内径に設定されている。また、この第2突出部28cも外周面が前記シリンダボディ18の中径部内周面18aに摺動自在に案内されるようになっている。

30

【0062】

したがって、この実施例によれば、第1実施例とほぼ同じ作動となり、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P1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25のばね力でシリンダボディ上端壁18bの下面18cに押付けられて作動停止状態になっている(図9参照)。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急激に立ち上がり、図7の実線上の(ア)に示す特性となる。

【0063】

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P1に達すると、制御油室16内の導入油圧が高くなって、カムリング5が、アーム17に作用する第1コイルばね25を圧縮変形しはじめて、ピボット部5a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10に示すように、第1プランジャ27の下面外周部が、第2プランジャ28の第1突出部28bの上端縁に当接するまでカムリング5が反時計方向へ揺動する

40

この図10に示す状態では、第1プランジャ27が第1突出部28bに当接しているが、第2コイルばね26はばねセット荷重W2が付与されていることから、吐出油圧がP2(制御油室16内の油圧P2)がセット荷重W2に打ち勝つまでカムリング5は揺動でき

50

ず保持された状態になる。このように、第1プランジャ27が第2プランジャ28に当接すると、第1コイルばね25はそれ以上に圧縮変形することはない。

【0064】

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(ア)に示すような急激な立ち上がり特性にはならない。

【0065】

さらに機関回転数が上昇して吐出油圧がP2以上になると、カムリング5は、図11に示すように、アーム17を介して第2コイルばね26のセット荷重W2のばね力に抗して第2コイルばね26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。

10

【0066】

図12は各コイルばね25, 26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W1, W2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25のセット荷重W1のばね力が付与されているため、セット荷重W1を越えるまでは変位できない。このセット荷重W1を越えると、第1コイルばね20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。

【0067】

前記図10に示す位置からは、第2コイルばね26のセット荷重W2が作用して不連続的に大きくなるが、吐出油圧がセット荷重W2を越えると、第2コイルばね26は圧縮変位すると共に荷重が増加するが、圧縮変形するばね部材が第2コイルばね26となる点で第1実施例と異なっている。そして、セット荷重W2以後のばね定数は第2コイルばね26によってのみ決定されるから、ばね定数を同じく設定することも可能であり、増加あるいは減少させることも任意であるが、本実施例の場合は、第1、第2コイルばね25, 26のばね定数が同じに設定されていることから、図12に示すようなばね荷重特性となる。

20

【0068】

したがって、前述のように、この第2実施例も第1実施例と同様な作用効果が得られるが、特に、第2プランジャ28の各突出部28b, 28cによって、第1, 第2コイルばね25, 26の圧縮・伸長変形時に対応するそれぞれの下端部及び上端部が各突出部28b, 28c内で保持されて直立的な姿勢が確保されることから、各コイルばね25, 26の倒れや擦れなどの発生を十分に防止することが可能になる。

30

【0069】

〔第3実施例〕

図13~図16は第3実施例を示し、これも同じく第1実施例とは、ポンプ構成体の基本構造は同一であるが、付勢手段のコイルばねの配置構成やプランジャの構成などが相違している。

【0070】

すなわち、比較的大径な第1コイルばね29の内側に小径な第2コイルばね30が並列状態に配置され、第1コイルばね29の上端部に、前記アーム17の下面17aと当接する第1プランジャ31が設けられ、該第1プランジャ31の内部に第2プランジャ32が上下動可能に収容配置されている。

40

【0071】

前記第1コイルばね29は、上端部が第1プランジャ31の下面外周に弾接されている一方、下端部が前記プラグ19の蓋部19a上面に弾接されていると共に、所定のばねセット荷重W1に設定されている。

【0072】

前記第1プランジャ31は、図14A, Bに示すように、段差径の円柱状に形成され、上側の大径部31aの平坦な上面が第1コイルばね29のばね力によって前記アーム17

50

の下面 17 a に常時弾接している一方、下側の小径部 31 b の内部に挿通孔 31 c が下面側から内部上方向に軸心方向へ穿設されている。また、前記小径部 31 b の前記挿通孔 31 c の両側部には、左右一对の移動用スリット 31 d、31 d が上下方向に沿って形成されている。前記小径部 31 b は、下面外周部に前記第 2 コイルばね 30 の上端部が弾持していると共に、下面中央に第 2 コイルばね 30 の上端部を位置決めしつつ保持する突部 31 e が一体に設けられている。

【0073】

前記第 2 プランジャ 32 は、合成樹脂材によって一体に形成され、下端側に位置して上面の外周部に前記第 2 コイルばね 30 の下端部を弾持する円板状の支持部 32 a と、該支持部 32 a の上面中央に形成されて、前記第 2 コイルばね 30 の下端部内周縁を保持する小径な突部 32 b と、該突部 32 b の上面中央に立設されて、前記挿通孔 31 c 内を摺動自在な一对のステム部 32 c、32 c とを備えている。この各ステム部 32 d、32 d は、各先端側が互いに内外方へ撓み変形成自在に形成され、各先端部外面には前記各スリット 31 d、31 d 内に係合しつつ上下方向へ摺動案内される爪部 32 d、32 d が一体に設けられている。

10

【0074】

前記第 2 コイルばね 30 は、前述のように、下端部が前記支持部 32 a の上面に弾持され、上端部が前記第 1 プランジャ 31 の下面に弾持されて第 2 プランジャを第 1 プランジャ 31 から離間する方向に付勢していると共に、所定のばねセット荷重 W_2 に設定されている。

20

【0075】

また、前記第 2 プランジャ 32 は、図 13 に示すように、第 2 コイルばね 30 のばね力で第 1 プランジャ 31 から最大に離間した状態では、前記支持部 32 a の下面がプラグ蓋部 19 a の上面から所定距離 S だけ離れている。

【0076】

以下、本実施例の作動について説明すると、基本的には前記第 1、第 2 実施例と同様であって、吐出油圧の特性は図 7 とほぼ同じになる。つまり、機関回転数の上昇に伴い吐出油圧が上昇して図 7 の P1 に達すると、制御油室 16 内の導入油圧が高くなって、カムリング 5 が、アーム 17 に作用する第 1 コイルばね 29 を圧縮変形しはじめて、ピボット部 5 a 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) の領域に示すように小さくなる。そして、図 15 に示すように、第 2 プランジャ 32 の下面が、プラグ蓋部 19 a の上面に当接するが、第 2 コイルばね 30 は未だ圧縮変形せずにはばねセット荷重 W_2 が付与されていることから、吐出油圧が P2 (制御油室 16 内の油圧 P2) がセット荷重 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。

30

【0077】

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 (ア) に示すような急激な立ち上がり特性にはならない。

【0078】

さらに機関回転数が上昇して吐出油圧が P2 以上になると、カムリング 5 は、図 16 に示すように、アーム 17 を介して第 1、第 2 コイルばね 29、30 のセット荷重 W_1 、 W_2 のばね力に抗して両コイルばね 20、30 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。なお、本実施例の各コイルばね 29、30 の変位やカムリング 5 の揺動角とばねセット荷重の関係は、第 1 実施例と同様に図 8 に示す特性となる。

40

【0079】

したがって、この実施例も前記各実施例と同様な作用効果が得られると共に、特に第 1 プランジャ 31 の小径部 31 b が比較的軸方向に長く形成されて、その外周側に第 1 コイ

50

ルばね 29 の内周縁が保持された形になることから、圧縮・伸長変位時における第 1 コイルばね 29 の倒れや擦れなどを効果的に抑制することができる。また、第 2 コイルばね 30 も、各突部 31 e、32 b によって両端部の内周縁が保持された形になって変位における不用意な倒れや擦れを防止できる。

〔第 1 参考例〕

【0080】

図 17 ~ 図 19 は第 1 参考例を示し、これも付勢手段の構成が前記各実施例と相違している。

【0081】

前記内側の小径な第 2 コイルばね 34 は、下端部がプラグ蓋部 19 a の上面に当接しているが、上端部は配設状態ではフリーな状態になっており、プランジャ 35 が所定以上下降移動すると、該プランジャ 35 の下面に当接するようになっている。

【0082】

すなわち、前記プランジャ 35 は、上側の円柱状の大径部 35 a と該大径部 35 a の下面中央に一体に設けられた円柱状の小径部 35 b とから構成され、第 1 コイルばね 33 の上端部が、前記大径部 35 a の下部外周面に弾接していると共に、第 1 コイルばね 33 の上端部内周縁が小径部 35 b の外周面に摺動可能に保持されている。また、前記大径部 35 a と小径部 35 b の全体の軸方向の長さが所定長さ L1 に設定されている。

【0083】

前記第 2 コイルばね 34 は、下端部 34 a の内周縁がプラグ蓋部 19 a の上面中央に突設された突部 36 の外周面に圧入されて位置決め保持されていると共に、図 17 に示すカムリング 5 の最大偏心状態では、上端部 34 b が前記小径部 35 b の下面と所定の距離 S1 で離間して自由長の状態になっている。

【0084】

なお、前記第 1 コイルばね 33 のばねセット荷重 W1 は、第 1 実施例と同様に設定されているが、第 2 コイルばね 34 には、ばね荷重が与えられていない。また、それぞれのコイル巻き方向が逆方向になっている。

【0085】

したがって、この第 1 参考例によれば、吐出油圧の特性は図 20 のようになる。

【0086】

すなわち、機関回転数の上昇に伴い吐出油圧が上昇して図 20 の P1 に達すると、制御油室 16 内の導入油圧が高くなって、カムリング 5 が、アーム 17 に作用する第 1 コイルばね 33 を圧縮変形しはじめて、ピボット部 5 a 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 20 の (イ) 領域に示すように小さくなる。そして、図 18 に示すように、プランジャ 35 の小径部 35 b の下面外周部が、第 2 コイルばね 34 の上面に当接するが、該第 2 コイルばね 34 には、ばねセット荷重が付与されていないからコイルばねが 2 本に増えた分、ばね定数が増加した作用をするだけとなる。さらに機関回転数が上昇し、油圧上昇によるカムリング 5 の揺動は続くが、ばね定数の増加によって図 20 の (イ) 領域よりも揺動しにくくなる。油圧の上昇は図 20 の (ウ) 領域の状態、図 20 の (イ) 領域よりも油圧の上昇代が若干大きいまま最高回転に達する。

【0087】

なお、本参考例の各コイルばね 33, 34 の変位やカムリング 5 の揺動角とばねセット荷重の関係は、図 21 に示すように第 1 コイルばね 33 の圧縮変形後に第 2 コイルばね 34 の圧縮変形が始まる時点で段階的な立ち上がり特性となる。

【0088】

したがって、この参考例も前記各参考例と同様な作用効果が得られると共に、第 2 コイルばね 34 を突部 36 に予め圧入して保持するようになっていることから、組付性が良好になる。

〔第 2 参考例〕

10

20

30

40

50

図 2 2 は第 2 参考例を示し、付勢手段のコイルばね 3 7 やプランジャ 3 8 をそれぞれ単一で構成されている。前記コイルばね 3 7 は、不等ピッチのコイルばねによって形成されていると共に、下端部 3 7 a がプラグ蓋部 1 9 a の上面に弾接している一方、上端部 3 7 b が前記プランジャ 3 8 の下面外周部に弾接しており、圧縮変位するに伴ってばね定数が増加するように設定されている。

【 0 0 8 9 】

前記プランジャ 3 8 は、第 1 参考例のものと同じくほぼ円柱状に形成されて、下面中央に前記コイルばね 3 7 の上端部 3 7 a が圧入嵌合して該コイルばね 3 7 を垂下状態に保持する突部 3 8 a が一体に設けられている。他の構成は前記第 1 参考例と同様である。

【 0 0 9 0 】

したがって、この参考例も基本的には第 1 参考例と同様の作用になり、吐出油圧の特性は図 2 0 とほぼ同じになる。

【 0 0 9 1 】

すなわち、機関回転数の上昇に伴い吐出油圧が上昇して図 2 0 の P 2 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 に作用するコイルばね 3 7 を圧縮変形しはじめて、ピボット部 5 a を支点として反時計方向へ偏心揺動する。これにより、ポンプ容量が減少するため、吐出油圧の上昇も図 2 0 の (イ) の領域の示すように小さくなる。さらに機関回転数が上昇して吐出油圧の上昇によってカムリング 5 の揺動は続くが、ばねの圧縮変形によりばね定数が増加するので、図 2 0 の (イ) 領域よりも揺動しにくくなる。油圧上昇は、図 2 0 (ウ) の領域状態で、図 2 0 の (イ) 領域より油圧の上昇代が若干大きいまま最高回転に達する。

【 0 0 9 2 】

したがって、この参考例も前記第 1 参考例と同様な作用効果が得られると共に、特に、コイルばね 3 7 やプランジャ 3 8 を単一としたことから、他の参考例に比較して製造コストの低減化が図れると共に、装置の径方向の大きさを十分小さくすることが可能になる。

〔 第 3 参考例 〕

図 2 3 は第 3 参考例を示し、コイルばね 3 9 を小径な上端部 3 9 a から下端部 3 9 b にかけて漸次拡径状となるテーパ状としたもので、このコイルばね 3 9 は、単一に設定されて上端部 3 9 a がプランジャ 4 0 の下面外周部に弾接していると共に、プランジャ 4 0 の下面中央に一体に有する突起部 4 0 a に圧入嵌合されている一方、下端部 3 9 b がプラグ蓋部 1 9 a の上面に弾接している。また、このコイルばね 3 9 は、テーパ形状の特性からそのばねセット荷重が圧縮変位するにしたがって増加するようになっている。他の構成は第 1 実施例と同様である。

【 0 0 9 3 】

したがって、この参考例も第 2 参考例と同様に製造コストの低減化と装置の径方向の小型化が図れる。

〔 第 4 実施例 〕

図 2 4 は第 4 実施例を示し、可変容量形ポンプとしてトロコイド型ポンプに適用したものであるが、付勢手段は前記第 1 実施例の構造と同じである。

【 0 0 9 4 】

具体的に説明すれば、このトロコイド型ポンプは、一端開口が図外のカバーによって閉塞されたポンプハウジング 4 1 と、該ポンプハウジング 4 1 のほぼ中心部を貫通し、機関のクランク軸から回転力が伝達される駆動軸 4 3 と、前記ポンプハウジング 4 1 の内部に形成された収容凹部 4 2 内に回転自在に収納されたインナロータ 4 4 及びアウトロータ 4 5 と、前記収容凹部 4 2 の内部に回転移動自在に収容され、内周面で前記アウトロータ 4 5 の外周面を回転摺動自在に支持する調整リング 4 6 と、を備えている。

【 0 0 9 5 】

前記ポンプハウジング 4 1 は、アルミ合金材によって一体に形成され、ほぼ中央位置には駆動軸 4 3 を回転自在に支持する挿通孔が形成されていると共に、内部にほぼ異形楕円状の前記収容凹部 4 2 が形成されている。また、前端部に前記カバーが 6 本のボルトによ

10

20

30

40

50

って固定されていると共に、図 2 4 の右側部に前記調整リング 4 6 を図中時計方向へ付勢する調整機構 4 7 が設けられている。

【 0 0 9 6 】

前記駆動軸 4 3 は、一端部に設けられた図外のプーリを介してクランクシャフトからの回転駆動力が伝達されて、図中矢印方向（時計方向）へ回転駆動されるようになっている。

【 0 0 9 7 】

前記インナロータ 4 4 は、その中央部が駆動軸 4 3 に結合されていると共に、外周にトロコイド曲線で形成された 6 つの外歯 4 a が形成されている。前記アウトロータ 4 5 は、その中心がインナロータ 4 4 の中心から所定量 e だけ偏心していると共に、内周には前記外歯 4 4 a ... と噛合するトロコイド曲線で形成された 7 つの内歯 4 5 a が形成されている。したがって、各ロータ 4 4 , 4 5 の歯先接点と歯底で囲われる空間のポンプ室 5 0 が形成されており、このポンプ室 5 0 の容積が各ロータ 4 4 , 4 5 の回転に伴い変化するようになっている。

10

【 0 0 9 8 】

また、ポンプハウジング 4 1 の図 1 中の下部位置には、略円弧状の吸入室 4 8 が設けられている一方、これと反対の上部位置には、吐出室 4 9 が設けられており、上下端には、前記吸入室 4 8 と吐出室 4 9 とにそれぞれ連通する吸入ポート 4 8 a と吐出ポート 4 9 a が設けられている。前記吸入ポート 4 8 a は、吸入口に接続された図外の吸入通路を介して機関本体の下端部に設けられたオイルパン内部とストレーナに連通している一方、吐出ポート 4 9 a は、吐出口に接続された図外の吐出通路を介して機関のオイルメインギャラリーに接続されている。

20

【 0 0 9 9 】

また、前記ポンプハウジング 4 1 の前記吸入室 4 8 と吐出室 4 9 の対向する両端部位置には、前記ポンプ室 5 0 の容積がほぼ最大となる部位に第 1 シールランド部 5 1 a が形成されていると共に、これと反対側のほぼ最小となる部位に第 2 シールランド部 5 1 b がそれぞれ形成されている。本実施例では、最大容積側の第 1 シールランド部 5 1 a は、最大容積のポンプ室 5 0 の形状とほぼ同じ形状に形成されている。

【 0 1 0 0 】

前記収容凹部 4 2 は、その内周面の円周方向のほぼ 120° の角度位置、つまり前記ポンプ室 5 0 の最大容積部位にほぼ対応する第 1 曲面部位 4 2 a と、この第 1 曲面部位 4 2 a から円周方向のほぼ 120° に位置する第 2、第 3 曲面部位 4 2 b、4 2 c がそれぞれトロコイド曲線によって形成されている。

30

【 0 1 0 1 】

この第 1 ~ 第 3 曲面部位 4 2 a ~ 4 2 c は、その形成手順を図 2 5、図 2 6 に基づいて具体的に説明すれば、前記インナーロータ 4 の中心 O から任意の長さの半径 R を設定し、この半径 R に対して半径 $2R/3$ の基円 Γ を描き、この基円 Γ 上を転動する半径 $R/3$ の仮想転円 Γ' を設定し、前記基円 Γ の中心 O と前記仮想転円 Γ' の中心 O' を結ぶ線を基準線 J とする。この基準線 J は、前記第 1 シールランド部 5 1 a の中心を通るように設定されており、この上方位置に前記吐出室 4 9 及び吐出ポート 4 9 a が位置し、下方位置に前記吸入室 4 8 及び吸入ポート 4 8 a が位置している。

40

【 0 1 0 2 】

この基準線 J の延長線上に、前記仮想転円 Γ' の中心 O' から前記基円 Γ の中心 O と反対方向へ前記インナーロータ 4 4 に対するアウトロータ 4 5 の径方向の偏心量 e の距離分の定点 E を設定する。

【 0 1 0 3 】

前記仮想転円 Γ' を、前記基円 Γ 上を滑ることなく転動させた際における前記定点 E 、 E' の軌跡で表される曲線がトロコイド曲線 Γ'' となる。

【 0 1 0 4 】

前記仮想転円 Γ' が基円 Γ 上の P の位置まで滑ることなく転がると、転円 Γ' は 2 だけ自

50

転するので定点 E は基準線 J に対しては 3 だけ回転したことになる。

【 0 1 0 5 】

このことは、図 2 6 に示すように書き換えられる。つまり、インナーロータ 4 4 の中心 O から偏心量 e だけ離れた点 E を取り、さらに半径 R だけ延長した位置に点 T を取り、前記中心点 O と点 E と点 T を直線で結ぶ方向に基準線 J を取る。点 E が中心点 O 回りに 3 回転した点 E' より、基準線 J に対して だけ傾き距離 R の点 T' の軌跡が前記トロコイド曲線 となる。したがって、点 T が点 T' へ角度 だけ回転移動したとき、点 E は点 E' へ角度 3 回転移動したことになる。

つまり、前記調整リング 4 6 が角度 だけ回転移動したとき、調整リング 4 6 の中心 X が 3 回転移動することを表す。

【 0 1 0 6 】

そして、前記トロコイド曲線 上の点 T' を中心とする半径 r の円で創成されるトロコイド曲線状の創成曲線を '、言い換えれば、点 T' より法線上外側に半径長さ r だけ離れた点の軌跡で表されるトロコイド曲線上の曲線 ' として収容凹部 4 2 の各曲面部位 4 2 a ~ 4 2 c の壁面形状としたものである。

【 0 1 0 7 】

また、前記吐出室 4 9 側に位置する一つの曲面部位 4 2 c のポンプ回転方向側の位置には、ほぼ逆 L 字形状に折曲されたストッパ面 5 2 が連続して形成されている。

【 0 1 0 8 】

一方、前記調整リング 4 6 は、図 2 7 に示すように、リング本体 4 6 a がほぼ円環状に形成され、このリング本体 4 6 a の内周面 4 8 b で前記アウトロータ 4 5 の外周面を回転摺接自在に支持していると共に、外周に前記収容凹部 4 2 の各曲面部位 4 2 a ~ 4 2 c に各先端面が摺接する 3 つの摺接部位 5 3 ~ 5 5 が径方向外側に一体に突設されている。

【 0 1 0 9 】

この第 1 ~ 第 3 摺接部位 5 3 ~ 5 5 は、前記第 1 ~ 第 3 曲面部位 4 2 a ~ 4 2 c に対応したリング本体 4 6 a の円周方向のほぼ 1 2 0 ° 位置に設けられ、内周面 4 6 b の中心 X から前記 R の距離を中心として半径 r の半円状に各先端面 5 3 a ~ 5 5 a が形成されている。

【 0 1 1 0 】

すなわち、前記第 1 摺接部位 5 3 の先端面 5 3 a までの長さは、前記内周面 4 6 b の中心 X から半径 R a の距離の位置に中心 T a が設定されて、この中心 T a から半径 r a の半円弧状に形成され、第 2 摺接部位 5 4 の先端面 5 4 a までの長さは、前記中心 X から半径 R b の距離の位置に中心 T b が設定されて、この中心 T b から半径 r b の半円弧状に形成されている。また、第 3 摺接部位 5 5 の先端面 2 1 a までの長さは、前記中心 X から半径 R c の距離の位置に中心 T c が設定されて、この中心 T c から半径 r c の半円弧状に形成されている。

【 0 1 1 1 】

そして、前記最大容積となるポンプ室 5 0 側に位置する第 1 摺接部位 5 3 が半径 R a の最大突出量に形成され、前記吸入側に位置する第 2 摺接部位 5 4 が半径 R b の中程度の突出量に形成され、吐出側に位置する第 3 摺接部位 5 5 が半径 R c の最小突出量にそれぞれ形成されている。

【 0 1 1 2 】

したがって、吐出ポート 1 4 から吐出されたポンプ油圧に対する受圧面積は、前記第 3 摺接部位 5 5 の一側面 5 4 b よりも前記第 1 摺接部位 5 4 の一側面 5 3 b の方が大きくなっている。

【 0 1 1 3 】

また、前記第 3 摺接部位 5 5 の回転方向の側部には、調整リング 4 6 が図 2 4 中、時計方向へ回転移動した際に、前記ポンプハウジング 4 1 のストッパ面 5 2 に側面が当接してそれ以上の回転移動を規制する規制突部 5 6 がリング本体 4 6 a と一体に設けられている。

。

10

20

30

40

50

【0114】

また、前述した収容凹部42の第1曲面部位42aの円周方向の範囲は、前記e、R_a、r_aを用いて、前記θ = 0°を中心とした両方向の所定角度(θ₁、θ₂)に設定され、第2曲面部位42bの円周方向の範囲は、前記e、R_b、r_bを用いて反時計回りにθ = 120°から両方向の所定角度に設定され、さらに、第3曲面部位42cの円周方向の範囲は、前記e、R_c、r_cを用いてθ = -120°から両方向の所定角度に設定されている。

【0115】

これによって、各摺接部位53~55の先端面53a~55aが、各曲面部位42a~42cにそれぞれ微小クリアランスを介して摺接可能になっている。

10

【0116】

さらに、前記第2摺接部位54の調整リング46の回転方向側の位置には前記調整機構47の後述するプランジャが当接して調整リング46を反時計方向に回転させる円弧状の当接部57が一体に設けられている。

【0117】

前記調整機構47は、図24に示すように、ポンプハウジング41の側部から傾斜状に突設された円筒状のシリンダボディ58と、シリンダボディ58の開口端を閉塞するプラグ59と、シリンダボディ58の内部に並列に収容配置された内外2重の圧縮ばね部材である内側の第1コイルばね60及び外側の第2コイルばね61と、前記第1コイルばね60の先端部と当接部57との間に配置された第1プランジャ62と、前記第2コイルばね61の先端部側に配置されて、前記シリンダボディ58の内周面に摺動案内される当接部材である第2プランジャ63とから主として構成されている。

20

【0118】

なお、前記シリンダボディ58とプラグ59、第1コイルばね60、第2コイルばね61、第1プランジャ62、第2プランジャ63の具体的構成は、前記第1実施例のものと同一構成であるから具体的な説明は省略し、主たる構成のみを説明する。

【0119】

前記第1コイルばね60は、所定のばねセット荷重W₁に設定されており、このばねセット荷重W₁は、油圧が可変動弁装置の必要油圧P₁のときに調整リング46が図24中、反時計方向へ回転する荷重である。

30

【0120】

前記第1プランジャ62は、中実な円柱状に形成されて、その平坦な上面が前記当接部57に常時当接していると共に、下面中央位置には、第1コイルばね60の先端部が圧入嵌合する突部62aが一体に設けられている。

【0121】

前記第2コイルばね61は、後端部が同じく蓋部59aの内面に弾接している一方、先端部が前記第2プランジャ63の上壁の下面外周部に弾接しており、所定のセット荷重W₂に設定されている。前記所定のセット荷重W₂とは、油圧がクランク軸の最高回転時に必要油圧P₂のときに調整リング46が動き出す荷重である。

40

【0122】

また、前記第1コイルばね60と第2コイルばね61とは、その巻き方向が互いに逆方向になっている。したがって、両者60、61の圧縮・伸長変形時において互いが噛み合うことがなくなり、常時スムーズな変形が得られるようになっている。

【0123】

前記第2プランジャ63は、円形状の上壁と、該上壁の外周下端縁から垂下した筒状部とから構成され、前記上壁の中央に貫通形成された挿通孔に前記第2コイルばね61が挿通していると共に、その内径が第1コイルばね61の圧縮・変形に支障を来さない大きさに設定されている。

【0124】

そして、前記第1コイルばね60のばね力によって調整リング46の第1摺接部位53

50

は基準線 J 上の位置となり、リング内周面 4 6 b の中心 X も基準線 J 上となり、アウターロータ 4 5 の中心も基準線 J 上となる。すなわち、インナーロータ 4 4 に対するアウターロータ 4 5 の偏心方向は、基準線 J 方向の角度 $= 0^\circ$ であり、前記第 1 シールランド部 5 1 a も基準線 J にある。これによって、第 1 シールランド部 5 1 a と最大容積ポンプ室 5 0 の位置が一致して、ポンプ吐出量が最大となるように設定されている。

【 0 1 2 5 】

以下、本実施例におけるポンプ吐出圧と調整リング 4 6 の回転作動との関係を図 2 4 及び図 2 8 に基づいて説明する。

【 0 1 2 6 】

調整リング 4 6 の第 1、第 3 摺接部位 5 3、5 5 の先端面 5 3 a、5 5 a と収容凹部 4 2 の第 1、第 3 曲面部位 4 2 a、4 2 c との当接点 Q 1、Q 2 で囲まれる空間は、吐出ポート 4 9 a と連通していることから、斯かる空間に位置する調整リング 4 6 の図中上側外周部には、ポンプ吐出圧が作用し、このポンプ吐出圧は前記当接点 Q 1、Q 2 を結ぶ直線に垂直に作用する面圧 P (矢印) となり、前記当接点 Q 1、Q 2 の中央部に合力 F として作用する。前記調整リング 4 6 は、その中心 X がアウターロータ 4 5 の中心点 E と同じであるからインナーロータ 4 の中心 O とは偏心量 e 分だけずれており、したがって、前記合力 F は調整リング 4 6 をインナーロータ 4 4 の中心 O に対して図中反時計方向に回転させる力として作用する。

10

【 0 1 2 7 】

このとき、調整リング 4 6 の第 1、第 3 摺接部位 5 3、5 5 の長さは、 $(R_a + r_a) > (R_c + r_c)$ であって、第 1 摺動部位 5 3 の方が長いから、前記合力 F の作用する位置がインナーロータ 4 4 の中心 O から離れるため、調整リング 4 6 にはより大きな反時計方向の回転力が付与される。さらに、図 2 4 に示すように、受圧面積が第 3 摺接部位 5 5 の一側面 5 5 b よりも第 1 摺接部位 5 3 の一側面 5 3 b の方が大きいことから、調整リング 4 6 に対して反時計方向への回転力が大きくなるのである。

20

【 0 1 2 8 】

このように、3 つの摺接部位 5 3 ~ 5 5 の $R + r$ の値を異ならせることによって、調整リング 4 6 に作用するポンプ吐出圧で発生する回転力の大きさを制御することができる。

【 0 1 2 9 】

次に、機関運転時 (ポンプ運転時) における作用について説明する。

30

【 0 1 3 0 】

まず、機関始動後 (ポンプ始動後) には、駆動軸 4 3 の回転に伴ってインナーロータ 4 4 とアウターロータ 4 5 が互いの各内外歯 4 4 a、4 5 a を噛み合わせながら回転すると、前記ポンプ室 5 0 が吸入室 4 8 側で膨張し、第 1 シールランド部 5 1 a を通過した後に吐出室 4 9 側で収縮し、かかる容積を変化させることによってポンプ作用が行なわれる。

【 0 1 3 1 】

そして、ポンプ始動前あるいは始動直後のポンプ吐出圧がゼロあるいは極めて低い場合には、図 2 4 に示すように、調整リング 4 6 は、調整機構 4 7 の第 1 コイルばね 6 0 のばね力によって第 1 プランジャ 6 2 が当接部 5 7 を押圧付勢していることから、時計方向に回転付勢されている。この状態では前記規制突部 5 6 がストッパ面 5 2 に当接して調整リング 4 6 のそれ以上の時計方向の回転が規制されている。

40

【 0 1 3 2 】

この状態では、調整リング 4 6 を介してインナーロータ 4 4 に対するアウターロータ 4 5 の偏心方向は、基準線 J 方向で前記第 1 シールランド部 5 1 a と一致しているので、吸入室 4 8 側から吐出室 4 9 側へポンプ室 5 0 の容積が最大で第 1 シールランド部 5 1 a を通過する一方、吐出室 4 9 側から吸入室 4 8 側へのポンプ室 5 0 の容積が最小となって、第 2 シールランド部 5 1 b を通過することからポンプ吐出量が最大となる。このため、ポンプ低回転時には、ポンプ吐出圧は、図 7 の (ア) に示すように急激な立ち上がる特性となる。

【 0 1 3 3 】

50

続いて、ポンプ回転数の増加に伴いポンプ吐出圧が上昇すると、前述のように、ポンプ吐出圧が吐出ポート49aから調整リング46に作用して、該調整リング46は、図29に示すように、ストッパ面52から離れつつ各摺接部位53～55を介して、前記第1コイルばね60のばね力に抗して例えば約15°の角度をもって反時計方向へ回転する。そして、調整リング46は、第1コイルばね60が圧縮変形して第1プランジャ62が第2プランジャ63に当接すると、第2コイルばね61のばね荷重W2が作用して前記ポンプ吐出圧と釣り合った位置で回転が停止される。

【0134】

前述のように、調整リング46の回転角度 に対し、内周面46aの中心点X、すなわち、アウターロータ45の中心点Eはインナーロータ44の中心点O回りに角度3 回転 10
するので、この状態では、偏心方向が45°となる。そのため、第1シールランド部51aを通過するポンプ室50の容積が若干減少する一方、第2シールランド部51bを通過するポンプ室50の容積が若干増加するので、吸入室48側から吐出室49側へ流動するオイル量が減少し、つまり、ポンプ吐出量が減少してポンプ吐出圧は、図7の(イ)～(ウ)に示すように、なだらかに立ち上がるものの急激な立ち上がりが抑制される。

【0135】

また、調整リング46は、前記各摺接部位53～55の先端面53a～55aがそれぞれ円弧面に形成されていることから、各曲面部位42a～42cに対して滑らかに摺接回転する。

【0136】

さらに、ポンプ回転数が上昇すると、調整リング46に作用するポンプ吐出圧がさらに大きくなることから、前記調整リング46は、図30に示すように、今度は第1、第2コイルばね60、61の両方のセット荷重W1、W2に抗してさらに反時計方向へ回転して約30°の角度まで回転する。このため、アウターロータ45は、その中心点Eが約90°移動したことになり、インナーロータ44との偏心方向がほぼ90°角度位置になる。このため、ポンプ室50は、吸入室48から吐出室49へ第1シールランド部51aを通過する際の容積と、吐出室49から吸入室48へ第2シールランド部51bを通過する際の容積がほぼ等しくなり、ポンプ吐出量が最小になる。

【0137】

このように、ポンプ吐出圧によって調整リング46を回転させることにより、インナー 30
ロータ44とアウターロータ45の偏心方向をポンプハウジング41に対して可変とすることによって、ポンプ吐出量を可変として不要な流体仕事を削減することができる。この結果、前記第1～第3実施例と同じく図7に示すような動力損失の低減化が図れる。

【0138】

さらに、調整リング46は、ポンプ吐出圧に応じて調整機構47の各コイルばね60、61のばね力に抗して回転移動するため、所定の吐出圧を超えるとポンプ容量を減少させ、無駄に油圧を上昇させてフリクションの上昇を十分抑制することが可能になる。

【0139】

前記各摺接部位53～55を調整リング46の円周方向のほぼ120°の間隔位置に3 40
つ設けたことから、調整リング46が、ポンプハウジング41の各曲面部位42a～42cを3点で摺接しつつ回転移動するため、安定した回転移動が得られる。

【0140】

しかも、調整リング46の回転方向における第1摺接部位53と第3摺接部位55の各受圧面積に差をもたせたため、ポンプ吐出圧を効率的に自由な倍率によって調整リング46の回転力へと変換させることが可能になる。これによって、調整機構47の各コイルばね60、61のばねセット荷重W1、W2を自由に設定することができる。

【0141】

なお、前記各曲面部位42a～42cの表面、あるいは各摺接部位53～55の先端面53a～55aに低摩擦材を形成することも可能であり、これによってシール性を向上させつつ調整リング46のより滑らかな回転を得ることができる。 50

〔第5実施例〕

図31は第5実施例を示し、可変容量形ポンプとして外接ギア式ポンプに適用したものであるが、この実施例も付勢手段の基本構造は前記各実施例と同じである。なお、この外接型ポンプの基本構造は一般的なものである。

【0142】

すなわち、両端開口がカバー71a、71bによって閉塞されたポンプハウジング71と、該ポンプハウジング71のほぼ上端部を軸方向に貫通して、機関のクランク軸によって回転駆動される駆動軸72と、前記ポンプハウジング71の内部に回転自在に収容され、前記駆動軸72に結合されたドライブギア73と、ポンプハウジング71の内部下側に支軸74を介して回転自在に収容されたドリブンギア75と、を備えている。

10

【0143】

前記ドライブギア73は、外周に複数の歯部73aが形成されていると共に、軸方向への移動が規制されている。

【0144】

前記ドリブンギア75は、外周に形成された複数の歯部75aが前記ドライブギア73の各歯部73aに噛合して、この各歯部73a、75aの回転によって吸入、吐出のポンプ作用が行われるようになっている。また、このドリブンギア75は、前記支軸74の前端部に結合された受圧部材76と、後端部に結合された第1プランジャ77とを介して前後摺動自在に設けられていると共に、前記前端側カバー71aと受圧部材76の前端面との間に形成された制御油室82に供給されるポンプ吐出油圧によって図中右方向へ摺動するようになっており、この摺動位置、つまり各歯部73a、75aの噛み合い幅に応じてポンプ吐出量を変化させるようになっている。また、前記ドリブンギア75の後端側には、該ドリブンギア75を最大前方位位置に付勢して最大吐出量（最大吐出油圧）とさせる付勢手段が設けられている。

20

【0145】

この付勢手段は、アルミ合金材のポンプハウジング71と一体に設けられ、後端開口が前記後端側カバー71bによって閉塞されたシリンダボディ78と、シリンダボディ78の内部に並列に収容配置された内外2重の圧縮ばね部材である内側の第1コイルばね79及び外側の第2コイルばね80と、前記第1プランジャ77と、前記第2コイルばね80の先端部側に配置されて、前記シリンダボディ78の内周面78aに摺動案内される第2

30

【0146】

前記第1コイルばね79は、そのコイル径が第2コイルばね80よりも小さく形成されて内側に配置されていると共に、その軸方向の長さが第2コイルばね80よりも長く形成されて、前端部79aが第1プランジャ77の後端面に弾接し、他端部79bが前記後端側カバー71bの内面に弾接していると共に、そのセット荷重がW1に設定されている。このばねセット荷重W1は、油圧が可変動弁装置の必要油圧P1のときにドリブンギア75が図中右方向へ動き出す荷重である。

【0147】

なお、前記第1コイルばね79は、前端部79aが前記第1プランジャ77の後端面ほぼ中央に一体に設けられた円筒状の突起部77aに圧入嵌合して保持されている。

40

【0148】

前記第2コイルばね80は、後端部80bが同じくカバー71bの内面に弾接している一方、前端部80aが前記第2プランジャ81の上壁の下面外周部に弾接しており、所定のセット荷重W2に設定されている。この所定のセット荷重W2とは、油圧がクランク軸の最高回転時に必要油圧P2のときにドリブンギア75が動き出す荷重である。

【0149】

前記第2プランジャ81は、シリンダボディ78の内周面78aを摺動案内されながら左右に摺動するが、その最大左方向への移動が端壁81aの外周縁が前記内周面78aの前端側に形成されたストッパ突部78bに当接して規制されるようになっている。

50

【0150】

したがって、この実施例も前記各実施例と同様な作用となり、簡単に説明すると、ポンプ回転（機関回転）の低回転域から上昇するに伴って、制御油室82内の吐出油圧が上昇して図7のP1に達すると、制御油室16内の導入油圧が高くなって、ドリブンギア75が第1コイルばね79を圧縮変形しはじめて、ドリブンギア75が右方向に移動する。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32に示すように、第1プランジャ77が第2プランジャ81の端壁81aの外周部に当接するまでドリブンギア75が右方向へ移動する。

【0151】

この図32に示す状態では、第1プランジャ77が第2プランジャ81に当接しているが、この時点から第1コイルばね79のセット荷重W1に加えて、第2コイルばね80のセット荷重W2が付与されることから、吐出油圧がP2（制御油室16内の油圧P2）に達しセット荷重W2に打ち勝つまでドリブンギア75は右方向へ移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、ドリブンギア75の噛み合い幅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（ア）に示すような急激な立ち上がり特性にはならない。

10

【0152】

さらに機関回転数が上昇して吐出油圧がP2以上になると、ドリブンギア75は、図33に示すように、第2コイルばね80のセット荷重W2のばね力に抗して第1、第2コイルばね79、80の両方を圧縮変形させながらさらに右方向へ移動する。かかるドリブンギア75の移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

【0153】

したがって、ポンプの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とから、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。

【0154】

以上のように、本発明の各実施例によれば、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。

【0155】

また、前記第1実施例などでは、第1、第2の2つのコイルばねを用いたため、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、吐出油圧に最適なばね力をセットすることが可能になる。

30

【0156】

各コイルばねの先端部には、第1、第2プランジャを設けたため、組付作業が容易になると共に、各コイルばねが擦れを生じずスムーズに変位させることができる。したがって、各プランジャの移動量やアームの揺動量が小さい場合は、第1コイルばねの上端を直接アームの下面に当接することも可能である。

【0157】

さらに、前記アームの下面を円弧曲面状に形成したことから、カムリングの揺動により第1プランジャの上面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コイルばねの変位を安定化させることが可能になる。

40

【0158】

また、各コイルばねを直列に配置した場合には、装置の径方向の大きさを十分に小さくすることが可能になる。

【0159】

さらに、第2実施例などでプランジャの上端部及び下端部の各外周部に各コイルばねの端部を被嵌状態に保持する突出部を設けたことによって変位時における各コイルばねの倒れや擦れを防止できる。

【0160】

50

また、前記吐出口を介して吐出ポート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、初期の吐出油圧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が向上する。

【0161】

前記第1コイルばねと第2コイルばねのコイル巻き方向を互いに逆向きに形成したことから、圧縮・伸長変位時に両者の噛み合いなどを防止することが可能になる。

【0162】

本発明は、前記実施例の構成に限定されるものではなく、例えば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】

【0163】

【図1】本発明にかかる可変容量形ポンプの第1実施例を一部断面して示す正面図である。

【図2】本実施例の分解斜視図である。

【図3】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実施例を一部断面して示す正面図である。

【図10】同じく第2実施例の作用説明図である。

【図11】同じく第2実施例の作用説明図である。

【図12】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13】第3実施例を一部断面して示す正面図である。

【図14】Aは本実施例に供される第1、第2プランジャを分解して示す正面図、Bは同断面図である。

【図15】同実施例の作用説明図である。

【図16】同実施例の作用説明図である。

【図17】第1参考例を一部断面して示す正面図である。

【図18】同参考例の作用説明図である。

【図19】同参考例の作用説明図である。

【図20】本参考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21】本参考例における第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22】第2参考例を一部断面して示す正面図である。

【図23】第3参考例を一部断面して示す正面図である。

【図24】第4実施例を一部断面して示す正面図である。

【図25】本実施例における収容凹部の各曲面部位を形成する手順説明図である。

【図26】同じく各曲面部位を形成する手順説明図である。

【図27】本実施例に供される調整リングの正面図である。

【図28】前記調整リングに作用するポンプ吐出油圧の作用説明図である。

【図29】同実施例の作用説明図である。

【図30】同実施例の作用説明図である。

【図31】第5実施例を示す縦断面図である。

【図32】同実施例の作用説明図である。

【図33】同実施例の作用説明図である。

10

20

30

40

50

【符号の説明】

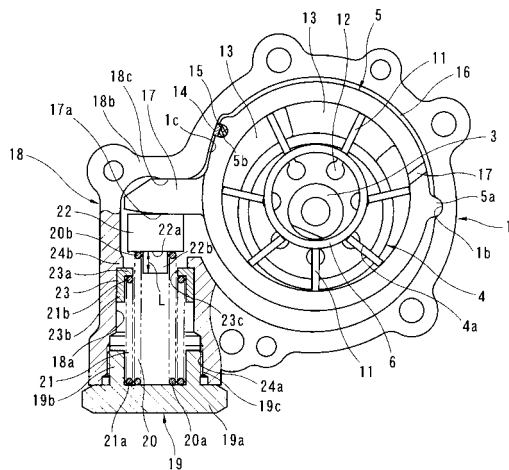
【 0 1 6 4 】

- 1 ... ポンプハウジング
- 3 ... 駆動軸
- 4 ... ロータ
- 5 ... カムリング
- 6 ... ベーンリング
- 7 ... 吸入口
- 8 ... 吐出口
- 11 ... ベーン
- 13 ... ポンプ室
- 16 ... 制御油室
- 17 ... アーム
- 17 a ... 下面
- 18 ... シリンダボディ
- 18 a ... 内周面
- 19 ... プラグ
- 20 ... 第1 コイルばね
- 21 ... 第2 コイルばね
- 22 ... 第1 プランジャ
- 22 b ... 突起部
- 23 ... 第2 プランジャ
- 23 a ... 上壁
- 23 b ... 筒状部

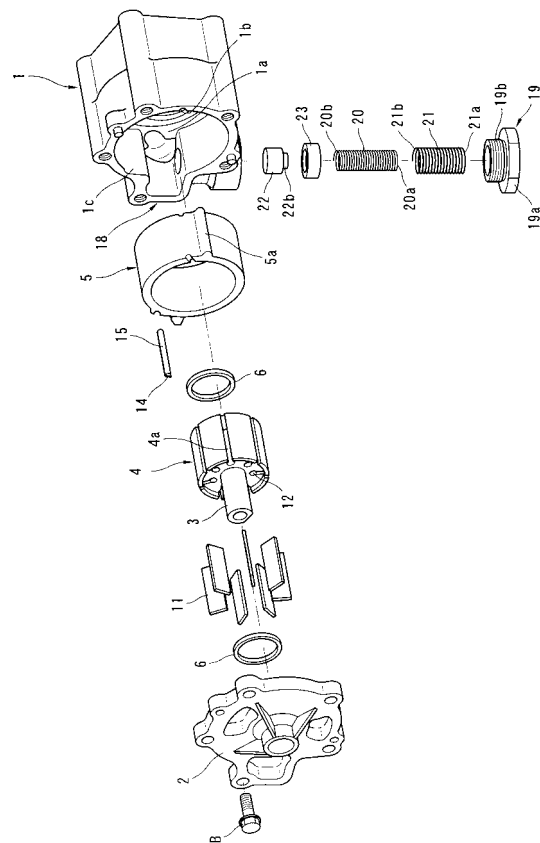
10

20

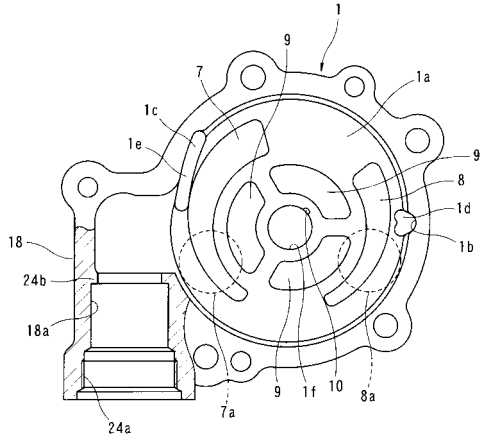
【図1】



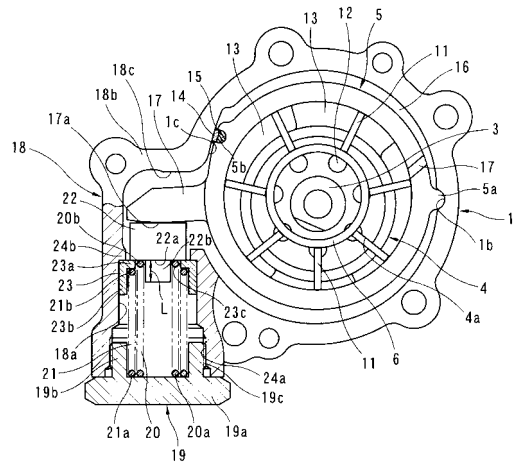
【図2】



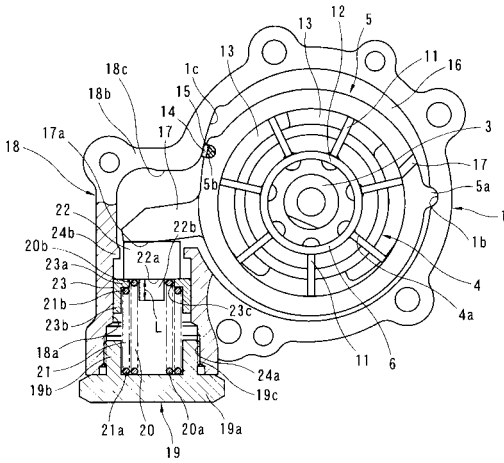
【図3】



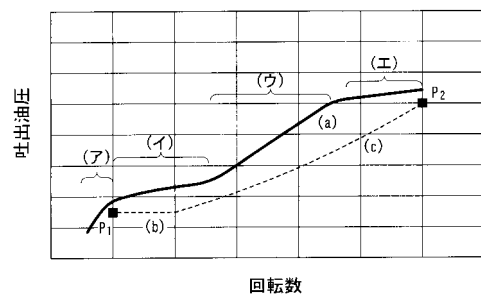
【図4】



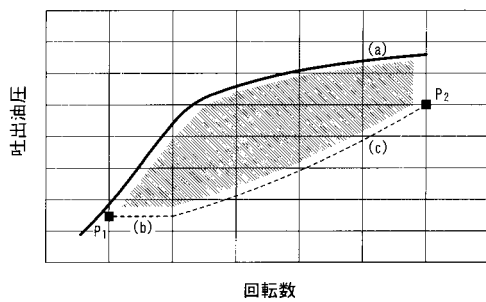
【図5】



【図7】



【図6】



【図8】

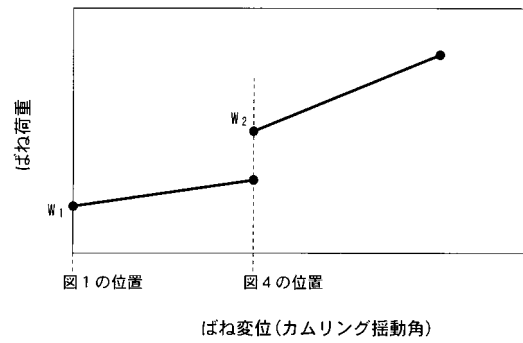
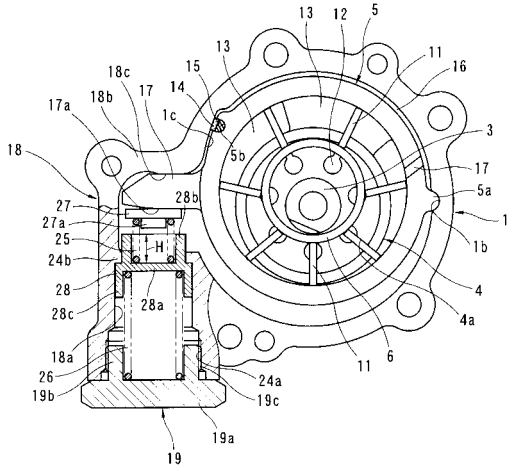


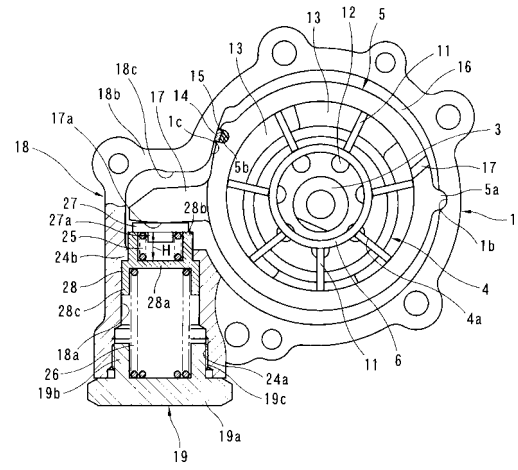
図1の位置 図4の位置

ばね変位(カムリング揺動角)

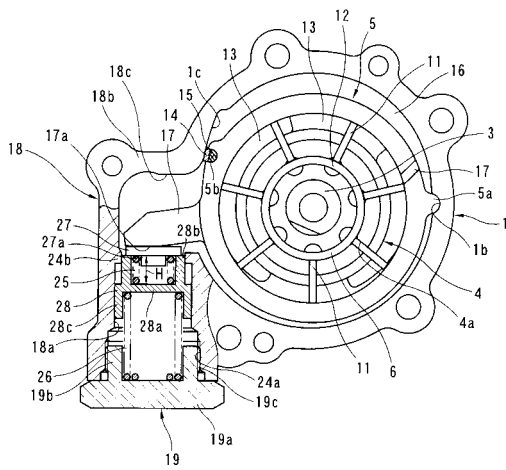
【図9】



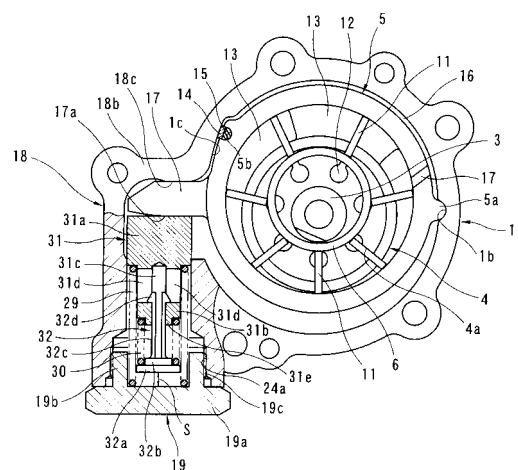
【図10】



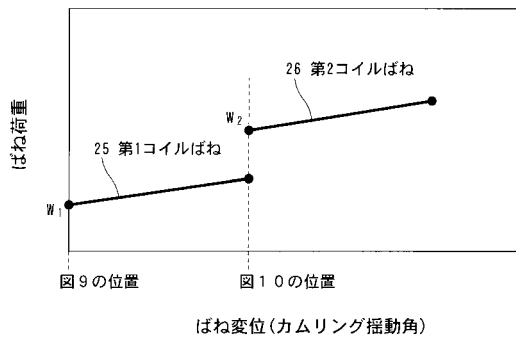
【図11】



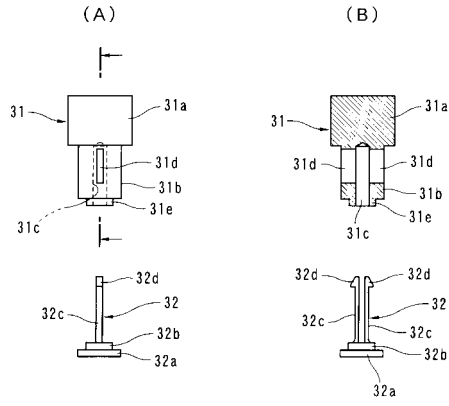
【図13】



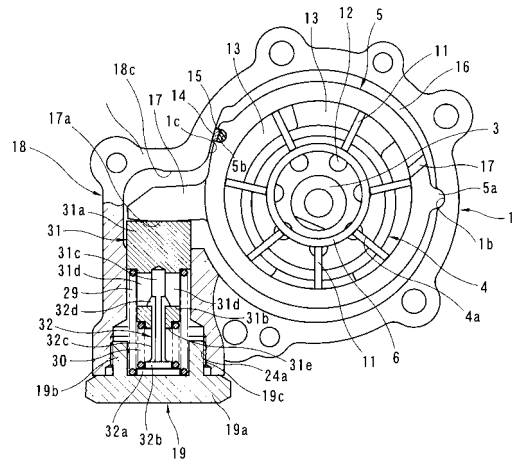
【図12】



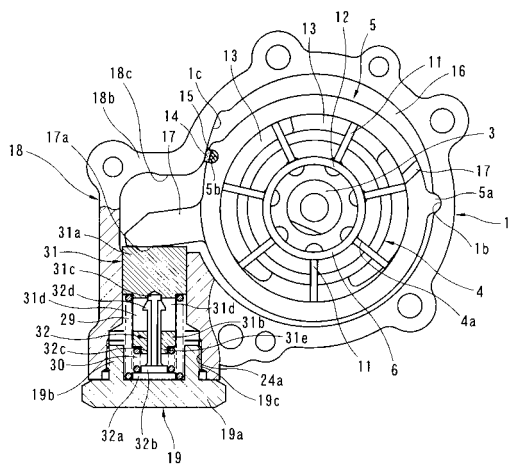
【図14】



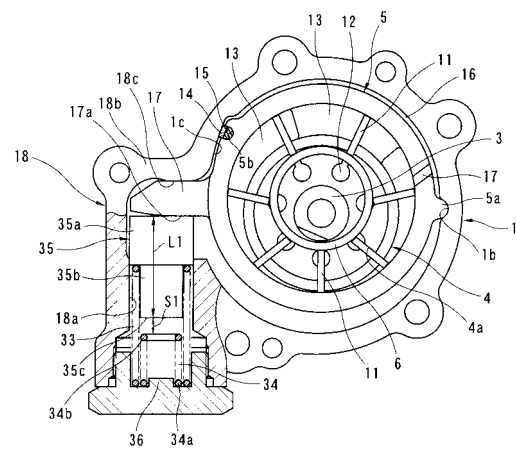
【図15】



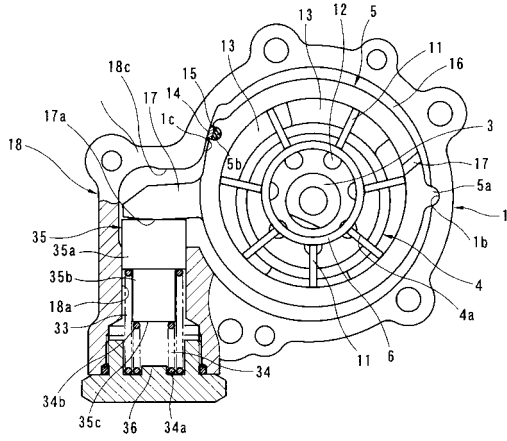
【図16】



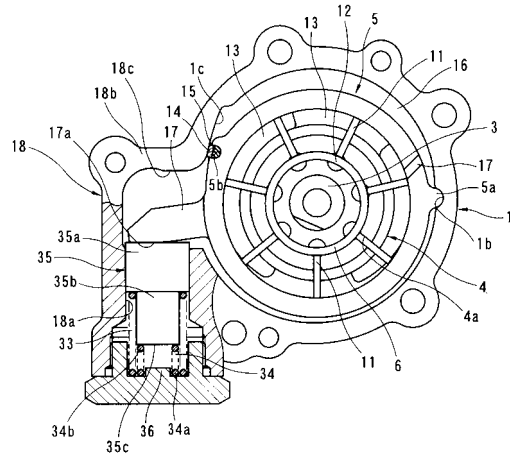
【図17】



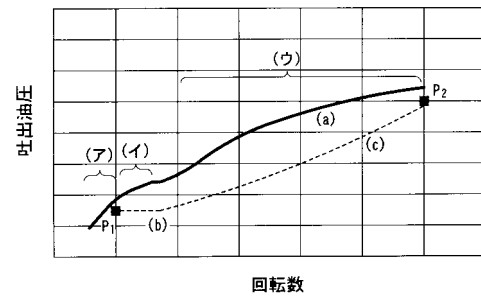
【図18】



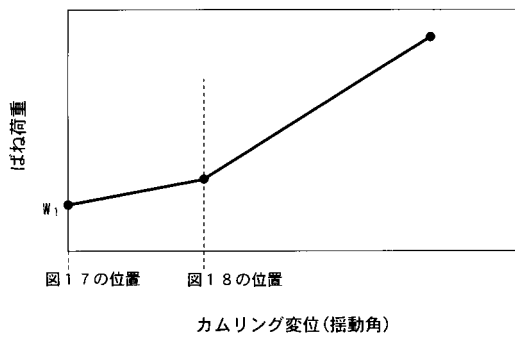
【図19】



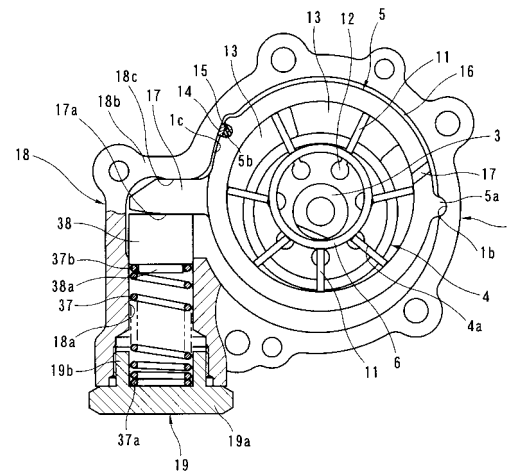
【図20】



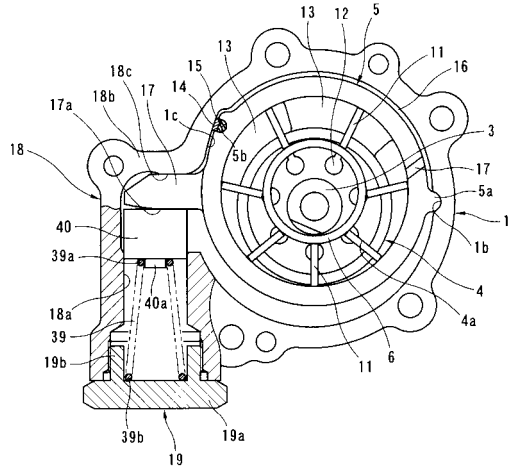
【図21】



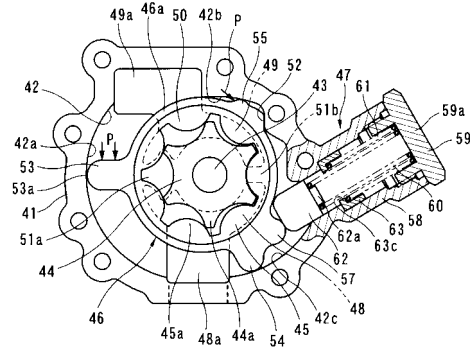
【図22】



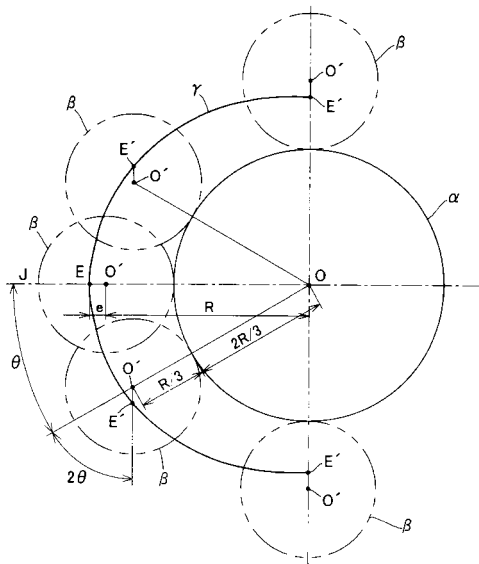
【 2 3 】



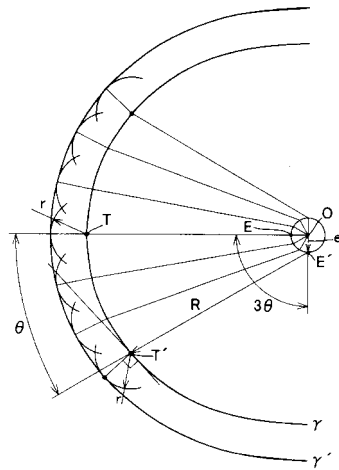
【 2 4 】



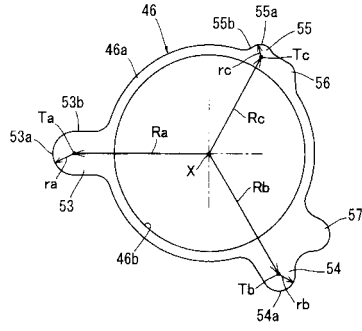
【 2 5 】



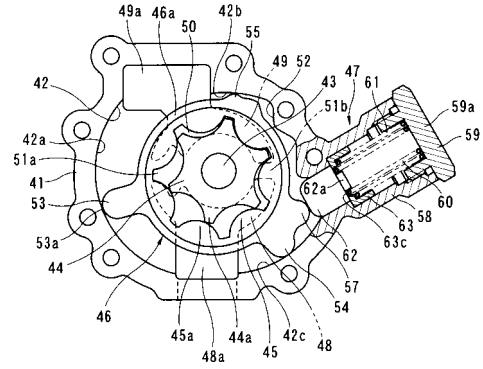
【 2 6 】



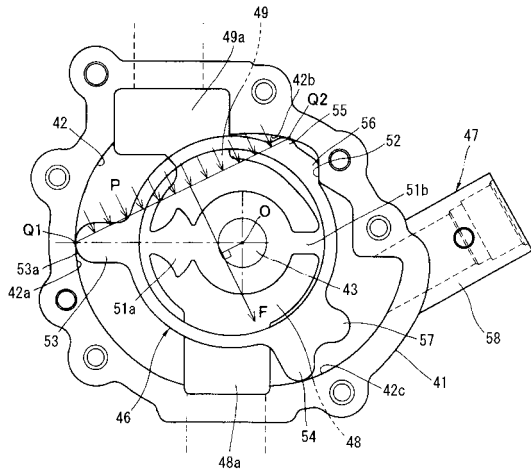
【図27】



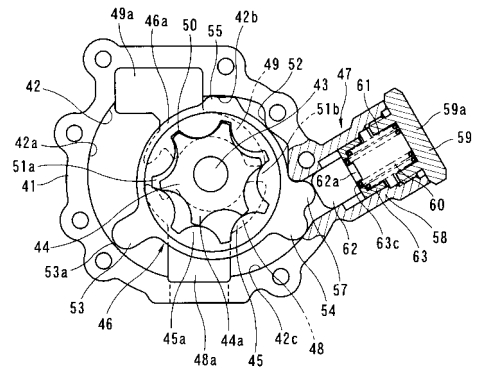
【図29】



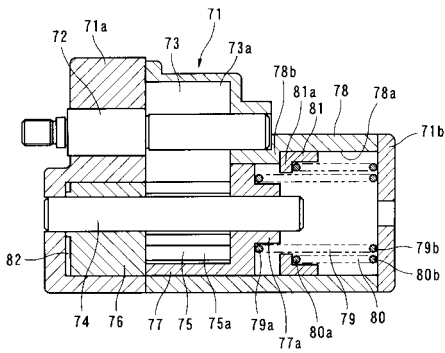
【図28】



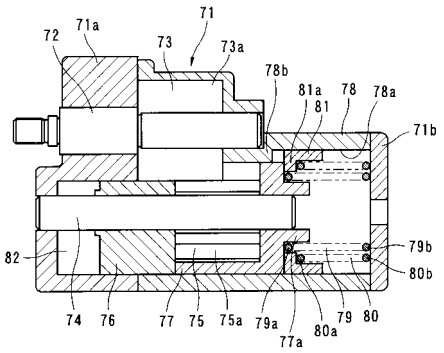
【図30】



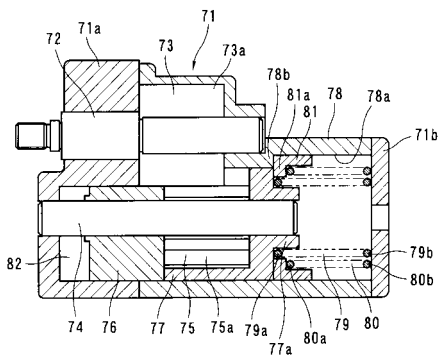
【図31】



【図33】



【図32】



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)
実開平05 - 075492 (JP, U)
特開平05 - 052188 (JP, A)
特開平11 - 277479 (JP, A)
特開昭59 - 147890 (JP, A)
特開2002 - 070756 (JP, A)
特開昭63 - 055388 (JP, A)
特開平05 - 079469 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 14/22

F04C 2/10

F04C 15/00