(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2015 年 9 月 3 日(03.09.2015)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2015/129241 A1

(51) 国際特許分類:
F01L 1/356 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2015/000871

(22) 国際出願日: 2015 年 2 月 23 日(23.02.2015)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2014-038560 2014 年 2 月 28 日(28.02.2014) JP

(71) 出願人: マツダ株式会社(MAZDA MOTOR CORPORATION) [JP/JP]; 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地３番１号 Hiroshima (JP).

(72) 発明者: ▲高▼▲旗▼ 達也(TAKAHATA, Tatsuya); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地３番１号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP). 宮本 圭一(MIYAMOTO, Keiichi); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地３番１号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人前田特許事務所(MAEDA & PARTNERS); 〒5410053 大阪府大阪市中央区本町２丁目５番７号 大阪丸紅ビル５階 Osaka (JP).

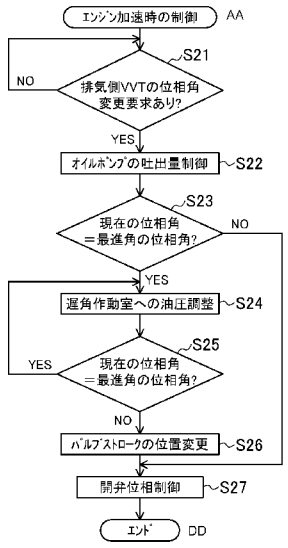
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC,

[続葉有]

(54) **Title**: DEVICE FOR CONTROLLING VALVE TIMING OF ENGINE

(54) 発明の名称 : エンジンのバルブタイミング制御装置



S21 Is there request to change phase angle of exhaust-side VVT?
S22 Oil pump discharge amount control
S23 Current phase angle = phase angle of farthest advanced angle?
S24 Adjust oil pressure to angle-lagging actuation chamber
S25 Current phase angle = phase angle of farthest advanced angle?
S26 Change position of valve stroke
S27 Valve-opening phase control
AA Control during engine acceleration
DD End

(57) **Abstract**: A device for controlling the valve timing of an engine is provided with a variable valve timing mechanism, an oil pump for supplying oil to a hydraulically actuated device including the variable valve timing mechanism, and an oil pressure control valve for controlling the supply of oil pressure to a lock mechanism (having a lock member for fixing the phase angle of a cam shaft relative to a crank shaft), angle-advancing actuation chamber, and angle-lagging actuation chamber of the variable valve timing mechanism; and when the oil pressure of an oil pressure passage as detected by an oil pressure sensor increases, a device for controlling an oil pressure control valve adjusts the opening degree of the oil pressure control valve in accordance with the detected oil pressure to reduce the supply of oil pressure to the angle-advancing actuation chamber or the angle-lagging actuation chamber for changing the phase angle when the lock of the lock member is released.

(57) 要約: 可変バルブタイミング機構と、該可変バルブタイミング機構を含む油圧作動装置へオイルを供給するオイルポンプと、上記可変バルブタイミング機構のロック機構（カム軸のクランク軸に対する位相角を固定するロック部材を有する）、進角作動室及び遅角作動室への供給油圧を制御する油圧制御弁とが設けられ、油圧制御弁制御装置が、油圧センサによる油圧経路の検出油圧が増大するときにおいて、上記ロック部材のロック解除動作時に、該検出油圧に応じて油圧制御弁の開度を調整して、上記位相角を変化させるための進角作動室又は遅角作動室への供給油圧を低下させる。

WO 2015/129241 A1

MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

明　細　書

発明の名称 ： エンジンのバルブタイミング制御装置

技術分野

[0001] 本発明は、油圧作動式の可変バルブタイミング機構によってエンジンにおける吸排気弁の開閉時期をエンジン運転状態に応じて制御する、エンジンのバルブタイミング制御装置に関する技術分野に属する。

背景技術

[0002] 従来より、油圧作動式の可変バルブタイミング機構はよく知られており、このものは、エンジンのクランク軸と連動して回転するハウジングと、カム軸と一体回転するベーン体とにより区画された進角作動室及び遅角作動室を有している。これら進角作動室及び遅角作動室への油圧供給により上記カム軸の上記クランク軸に対する位相角を変化させ、これにより弁の開閉時期を変化させる。

[0003] 特許文献１では、油圧作動式の可変バルブタイミング機構において、可変バルブタイミング機構の動作をロックするロック機構が設けられ、このロック機構は、ベーン体をハウジングに対して所定の回転角で固定するストッパピン（つまり、カム軸のクランク軸に対する位相角を固定するロックピン）を有している。そして、ストッパピンをロック状態から油圧によりロック解除して位相制御に移行する際に、進角作動室及び遅角作動室への供給油圧を調整する油圧調整弁の調整前後の油圧を算出して、この算出した調整前後の油圧に応じて、位相制御への移行時期を補正することによって、ストッパピンのロック解除中における進角作動室及び遅角作動室への圧力変化によるストッパピンのロック解除不良の発生を防止するようにしている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開２０１３－１０４３７６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、上記特許文献１では、ストッパピンのロック解除のための時間を確保するために、油圧調整弁の調整前後の油圧を算出して、この算出した調整前後の油圧に応じて位相制御への移行時期を遅らせるのであるが、ストッパピンが確実にロック解除されるように、位相制御への移行時期を長目に遅らせる必要があり、このため、エンジン回転速度やエンジン負荷が上昇するとき（エンジン加速時）に、刻々と変化するエンジン運転状態に適した開弁位相にすることが困難になる。

[0006] 本発明は、斯かる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、エンジン加速時に、可変バルブタイミング機構におけるロック機構のロック部材のロック解除を確実に行いつつ、早期に位相制御が行えるようにすることにある。

課題を解決するための手段

[0007] 上記の目的を達成するために、本発明では、エンジンのバルブタイミング制御装置として、上記エンジンのクランク軸と連動して回転するハウジングとカム軸と一体回転するベーン体とにより区画され、油圧の供給により上記カム軸の上記クランク軸に対する位相角を変化させるための進角作動室及び遅角作動室と、上記カム軸の上記クランク軸に対する位相角を固定するためのロック部材を、油圧の供給によりロック解除するロック機構とを有する油圧作動式の可変バルブタイミング機構と、上記エンジンにおける上記可変バルブタイミング機構を含む油圧作動装置へ油圧経路を介してオイルを供給するオイルポンプと、上記ロック機構、進角作動室及び遅角作動室への供給油圧を制御する油圧制御弁と、上記油圧経路の油圧を検出する油圧センサと、上記油圧制御弁の作動を制御する油圧制御弁制御装置とを備え、上記油圧制御弁制御装置は、上記油圧センサによる検出油圧が増大するときにおいて、上記ロック機構のロック部材のロック解除動作時に、該検出油圧に応じて上記油圧制御弁の開度を調整して、上記カム軸の上記クランク軸に対する位相角を変化させるための上記進角作動室又は上記遅角作動室への供給油圧を低

下させるように構成されている、という構成とした。

[0008] 上記の構成により、エンジン加速により油圧センサによる検出油圧が増大するときにおいて、ロック部材のロック解除を行うときには、上記検出油圧に応じて油圧制御弁の開度を調整して、カム軸のクランク軸に対する位相角を変化させるための進角作動室又は遅角作動室への供給油圧を低下させるので、エンジン加速により上記検出油圧が増大しても、ロック解除動作中は、油圧制御弁によって、進角作動室又は遅角作動室への供給油圧が低い油圧に維持される。このような低い油圧であっても、進角作動室への供給油圧と遅角作動室への供給油圧との間に油圧差があれば、カム軸（ベーン体）はクランク軸（ハウジング）に対して進角側又は遅角側に位相変化（回動）しようとするが、ロック部材のロックにより位相変化することができない。このようにカム軸（ベーン体）がクランク軸（ハウジング）に対して位相変化しようとしていても、進角作動室又は遅角作動室への供給油圧が低いので、ロック部材のロック解除動作は安定的に行うことができる。そして、ロック解除されれば、カム軸（ベーン体）がクランク軸（ハウジング）に対して即座に位相変化してロック位置から外れ、これにより、早期に位相制御を行うことができる。その位相変化を検出したときに、油圧制御弁によって、進角作動室又は遅角作動室への供給油圧を高くすれば、より一層早期に位相制御を行うことができる。よって、エンジン加速時に、ロック部材のロック解除を確実に行いつつ、早期に位相制御を行うことができる。

[0009] 上記エンジンのバルブタイミング制御装置において、上記油圧経路におけるオイルの温度を検出する油温センサを更に備え、上記油圧制御弁制御装置は、上記油温センサにより検出されたオイルの温度に応じて、上記油圧制御弁の開度の調整値を補正するように構成されている、ことが好ましい。

[0010] このことにより、オイルの粘度を考慮して、ロック解除動作中の、進角作動室又は遅角作動室への供給油圧を、ロック部材のロック解除動作を安定的に行うことが可能な、より適切な油圧に維持することができる。

[0011] 上記エンジンのバルブタイミング制御装置の一実施形態では、上記オイル

ポンプは、オイル吐出量を制御可能な可変オイルポンプであり、上記油圧センサによる検出油圧が、上記エンジンの運転状態に応じて設定された目標油圧になるように、上記オイルポンプの吐出量を制御するポンプ制御装置を更に備えている。

[0012] 特に可変容量型オイルポンプを用いた場合、エンジン加速時に応答良く高圧の目標油圧に制御されて、油圧センサによる検出油圧が急激に増大するが、このような場合でも、ロック部材のロック解除を安定的にかつ確実に行うことができるとともに、ロック解除後は即座に位相制御を行うことができる。また、エンジン運転状態に応じて、オイルポンプから適切な吐出量でもってオイルを吐出することができ、この結果、エンジンにかかるオイルポンプの駆動負荷を低減することができ、燃費の向上化を図ることができる。

発明の効果

[0013] 以上説明したように、本発明のエンジンのバルブタイミング制御装置によると、油圧センサによる検出油圧が増大するときにおいて、ロック機構のロック部材のロック解除動作時に、該検出油圧に応じて油圧制御弁の開度を調整して、カム軸のクランク軸に対する位相角を変化させるための進角作動室又は遅角作動室への供給油圧を低下させるようにしたことにより、エンジン加速時に、ロック部材のロック解除を確実に行いつつ、早期に位相制御を行うことができる。

図面の簡単な説明

[0014] [図1]本発明の実施形態に係るバルブタイミング制御装置における油圧作動式の可変バルブタイミング機構が設けられたエンジンの概略構成を示す断面図である。

[図2]吸気側の可変バルブタイミング機構において、ロック機構のロックピンによりベーン体（カム軸）がロックされた状態を示す、カム軸に垂直な平面に沿って切断した断面図である。

[図3]ロック機構のロックピンがロック解除されてベーン体がハウジングに対して進角側に回動した状態を示す図２相当図である。

[図4]図２のIV－IV線断面図である。

[図5]排気側の可変バルブタイミング機構において、ロック機構のロックピンによりベーン体（カム軸）がロックされた状態を示す、カム軸に垂直な平面に沿って切断した断面図である。

[図6]ロック機構のロックピンがロック解除されてベーン体がハウジングに対して遅角側に回動した状態を示す図５相当図である。

[図7]図５のVII－VII線断面図である。

[図8]オイル供給装置の概略構成を示す図である。

[図9]可変容量型オイルポンプの特性を示す図である。

[図10]（ａ）は、エンジン回転速度とエンジン負荷との関係でエンジンの減気筒運転領域を示す図であり、（ｂ）は、エンジン水温との関係でエンジンの減気筒運転領域を示す図である。

[図11]（ａ）は、エンジンの低負荷運転時において、ポンプの目標油圧の設定について説明するための図であり、（ｂ）は、エンジンの高負荷運転時において、ポンプの目標油圧の設定について説明するための図である。

[図12]（ａ）は、エンジンの高温時におけるエンジンの運転状態に対する目標油圧を示す油圧制御マップであり、（ｂ）は、エンジンの温間時におけるエンジンの運転状態に対する目標油圧を示す油圧制御マップであり、（ｃ）は、エンジンの冷間時におけるエンジンの運転状態に対する目標油圧を示す油圧制御マップである。

[図13]（ａ）は、エンジンの高温時におけるエンジンの運転状態に対するデューティ比を示すデューティ比マップであり、（ｂ）は、エンジンの温間時におけるエンジンの運転状態に対するデューティ比を示すデューティ比マップであり、（ｃ）は、エンジンの冷間時におけるエンジンの運転状態に対するデューティ比を示すデューティ比マップである。

[図14]コントローラによる、オイルポンプの流量（吐出量）制御の動作を示すフローチャートである。

[図15]コントローラによる、エンジンの気筒数制御の動作を示すフローチャ

ートである。

[図16]排気側第１方向切替弁のバルブストローク位置と、進角作動室及び遅角作動室へ供給するオイル流量との関係を示すグラフである。

[図17]コントローラによる、エンジン加速時の制御動作を示すフローチャートである。

発明を実施するための形態

[0015] 以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

[0016] 図１は、本発明の実施形態に係るバルブタイミング制御装置における油圧作動式の可変バルブタイミング機構が設けられたエンジン２を示す。このエンジン２は、第１気筒乃至第４気筒が順に図１の紙面に垂直な方向に直列に配置された直列４気筒ガソリンエンジンであって、自動車等の車両に搭載される。エンジン２において、カムキャップ３、シリンダヘッド４、シリンダブロック５、クランクケース（図示せず）及びオイルパン６（図８参照）が上下に連結され、シリンダブロック５に形成された４つのシリンダボア７内をそれぞれ摺動可能なピストン８と、上記クランクケースに回転自在に支持されたクランク軸９とがコネクティングロッド１０によって連結され、シリンダブロック５のシリンダボア７とピストン８とシリンダヘッド４とによって燃焼室１１が気筒毎に形成されている。

[0017] シリンダヘッド４には、燃焼室１１に開口する吸気ポート１２及び排気ポート１３が設けられ、吸気ポート１２及び排気ポート１３をそれぞれ開閉する吸気弁１４及び排気弁１５が、各ポート１２，１３にそれぞれ装備されている。これら吸気弁１４及び排気弁１５は、それぞれリターンスプリング１６，１７により閉方向（図１上方）に付勢されており、回転するカム軸１８，１９の外周に設けたカム部１８ａ，１９ａによって、スイングアーム２０，２１の略中央部に回転自在に設けられたカムフォロア２０ａ，２１ａが下方に押されて、スイングアーム２０，２１の一端側に設けられたピボット機構２５ａの頂部を支点にして該スイングアーム２０，２１が揺動することで、スイングアーム２０，２１の他端部で吸気弁１４及び排気弁１５がリター

ンスプリング１６，１７の付勢力に抗して下方に押されて開動するように構成されている。

[0018] エンジン２の気筒列方向中央部に位置する第２及び第３気筒のスイングアーム２０，２１のピボット機構（後述のＨＬＡ２５のピボット機構２５ａと同様の構成）として、油圧によりバルブクリアランスを自動的にゼロに調整する周知の油圧ラッシュアジャスタ２４（以下、Hydraulic Lash Adjusterの略記を用いてＨＬＡ２４という）が設けられている。尚、ＨＬＡ２４は、図８にのみ示す。

[0019] また、エンジン２の気筒列方向両端部に位置する第１及び第４気筒のスイングアーム２０、２１に対しては、ピボット機構２５ａを備える弁停止機構付きＨＬＡ２５が設けられている。この弁停止機構付きＨＬＡ２５は、ＨＬＡ２４と同様にバルブクリアランスを自動的にゼロに調整可能に構成されていることに加えて、エンジン２における全気筒の一部である第１及び第４気筒の作動を休止させる減気筒運転時に、第１及び第４気筒の吸排気弁１４，１５を作動停止（開閉動作を停止）させる一方、全気筒（４気筒）を作動させる全気筒運転時には、第１及び第４気筒の吸排気弁１４，１５を作動させる（開閉動作させる）ようにするものである。第２及び第３気筒の吸排気弁１４，１５は、減気筒運転時及び全気筒運転時共に作動している。このため、減気筒運転時には、エンジン２の全気筒のうち第１及び第４気筒のみの吸排気弁１４，１５が作動停止し、全気筒運転時には、全気筒の吸排気弁１４，１５が作動することになる。尚、減気筒運転及び全気筒運転は、後述の如く、エンジン２の運転状態に応じて切り替えられる。

[0020] シリンダヘッド４における第１及び第４気筒に対応する吸気側及び排気側の部分には、上記弁停止機構付きＨＬＡ２５の下端部を挿入して装着するための装着穴２６，２７がそれぞれ設けられている。また、シリンダヘッド４における第２及び第３気筒に対応する吸気側及び排気側の部分には、上記ＨＬＡ２４の下端部を挿入して装着するための、装着穴２６，２７と同様の装着穴が設けられている。さらに、シリンダヘッド４には、弁停止機構付きＨ

ＬＡ２５用の装着穴２６，２７にそれぞれ連通する２つの油路６１，６３；６２，６４が穿設されており、弁停止機構付きＨＬＡ２５が装着穴２６，２７に嵌合された状態で、油路６１，６２は、弁停止機構付きＨＬＡ２５における不図示の弁停止機構を作動させる油圧（作動圧）を供給し、油路６３，６４は、弁停止機構付きＨＬＡ２５のピボット機構２５ａがバルブクリアランスを自動的にゼロに調整するための油圧を供給するように構成されている。尚、ＨＬＡ２４用の装着穴には、油路６３，６４のみが連通している。上記油路６１～６４については、図８により後に詳述する。

[0021] シリンダブロック５には、シリンダボア７の排気側の側壁内を気筒列方向に延びるメインギャラリ５４が設けられている。このメインギャラリ５４の下側近傍には、このメインギャラリ５４と連通するピストン冷却用のオイルジェット２８（オイル噴射弁）が各ピストン８毎に設けられている。このオイルジェット２８は、ピストン８の下側に配置されたノズル部２８ａを有しており、このノズル部２８ａからピストン８の頂部の裏面に向けてエンジンオイル（以下、単にオイルという）を噴射するように構成されている。

[0022] 各カム軸１８，１９の上方には、パイプで形成されたオイルシャワー２９，３０が設けられており、該オイルシャワー２９，３０から潤滑用のオイルを、その下方に位置するカム軸１８，１９のカム部１８ａ，１９ａと、さらに下方に位置するスイングアーム２０，２１とカムフォロア２０ａ、２１ａとの接触部とに滴下するように構成されている。

[0023] ここで、油圧作動装置の一つである弁停止機構について説明する。この弁停止機構は、エンジン２における全気筒の一部である第１及び第４気筒の吸排気弁１４，１５のうち少なくとも一方の弁（本実施形態では、両方の弁）をエンジン２の運転状態に応じて油圧作動により作動停止させるものである。これにより、エンジン２の運転状態に応じて減気筒運転に切り替えられたときには、弁停止機構によって第１及び第４気筒の吸排気弁１４、１５の開閉動作が停止させられ、全気筒運転に切り替えられたときには、弁停止機構による弁作動停止がなされなくなり、第１及び第４気筒の吸排気弁１４、１

５の開閉動作が行われる。

[0024] 上記弁停止機構は、弁停止機構付きＨＬＡ２５に設けられている。これにより、弁停止機構付きＨＬＡ２５は、ピボット機構２５ａと弁停止機構とを備える。ピボット機構２５ａは、油圧によりバルブクリアランスを自動的にゼロに調整する、周知のＨＬＡ２４のピボット機構と実質的に同じ構成である。

[0025] 上記弁停止機構は、図示は省略するが、ピボット機構２５ａを軸方向に摺動自在に収納する有底の外筒の側周面において径方向に対向する２箇所に形成した貫通孔に対してそれぞれ出入り可能に設けられた一対のロックピンを備えている。これら一対のロックピンは、スプリングにより径方向外側へ付勢されている。外筒の内底部とピボット機構２５ａの底部との間には、ピボット機構２５ａを外筒の上方に押圧して付勢するロストモーションスプリングが設けられている。

[0026] 上記両ロックピンが上記外筒の貫通孔に嵌合しているときには、該両ロックピンの上方に位置するピボット機構２５ａが上方に突出した状態で固定される。このときには、ピボット機構２５ａの頂部がスイングアーム２０，２１の揺動の支点となるため、カム軸１８，１９の回転によりカム部１８ａ，１９ａがカムフォロア２０ａ，２１ａを下方に押すと、吸排気弁１４，１５がリターンスプリング１６，１７の付勢力に抗して下方に押されて開弁する。したがって、第１及び第４気筒について弁停止機構をロックピンが貫通孔に嵌合した状態にすることで、全気筒運転を行うことができる。

[0027] 一方、作動油圧により上記両ロックピンの外側端面を押圧すると、上記スプリングの圧縮力に抗して、両ロックピンが互いに接近するように外筒の径方向内側に後退して、外筒の貫通孔と嵌合しなくなり、これにより、ロックピンの上方に位置するピボット機構２５ａがロックピンと共に外筒の軸方向の下側に移動する。これにより、弁停止状態となる。すなわち、吸排気弁１４，１５を上方に付勢するリターンスプリング１６，１７の方がピボット機構２５ａを上方に付勢するロストモーションスプリングよりも付勢力が強く

なるように構成されているため、カム軸１８，１９の回転によりカム部１８ａ，１９ａがカムフォロア２０ａ，２１ａを下方に押すと、吸排気弁１４，１５の頂部がスイングアーム２０，２１の揺動の支点となり、吸排気弁１４，１５は閉弁されたまま、ピボット機構２５ａがロストモーションスプリングの付勢力に抗して下方に押される。したがって、作動油圧によりロックピンを貫通孔に対して非嵌合の状態にすることで、減気筒運転を行うことができる。

[0028] 次に、図２～図４を参照しながら、油圧作動装置の一つである吸気側の可変バルブタイミング機構３２（以下、ＶＶＴ３２という）について説明する。

[0029] ＶＶＴ３２は、略円環状のハウジング２０１と、該ハウジング２０１の内部に収容されたベーン体２０２とを有している。このハウジング２０１は、クランク軸９と同期して回転するカムプーリ２０３と一体回転可能に連結されていて、クランク軸９と連動して回転する。ベーン体２０２は、ボルト２０５（図４参照）により、吸気弁１４を開閉させるカム軸１８と一体回転可能に連結されている。

[0030] ハウジング２０１の内部には、ハウジング２０１の内周面とベーン体２０２の外周面に設けられたベーン２０２ａとで区画された進角作動室２０７及び遅角作動室２０８がそれぞれ複数形成されている。進角作動室２０７及び遅角作動室２０８は、それぞれ進角側油路２１１及び遅角側油路２１２を介して、油圧制御弁としての吸気側第１方向切替弁３４に接続されている（図８参照）。カム軸１８及びベーン体２０２には、これら進角側油路２１１及び遅角側油路２１２の一部を構成する進角側通路２１５及び遅角側通路２１６が形成されている。

[0031] 進角側通路２１５は、ベーン体２０２において中心部近傍から放射状に延びて各進角作動室２０７に接続され、遅角側通路２１６は、ベーン体２０２において中心部近傍から放射状に延びて各遅角作動室２０８に接続される。ベーン体２０２における中心部近傍から放射状に延びる複数の進角側通路２

１５のうちの１つは、ベーン体２０２の外周面におけるベーン２０２ａが形成されていない部分に形成されかつ後述のロックピン２３１（ロック部材）が嵌合する嵌合凹部２０２ｂの底面に接続されて、この嵌合凹部２０２ｂを介して、複数の進角作動室２０７のうちの１つに接続される。

[0032] ＶＶＴ３２には、該ＶＶＴ３２の動作をロックするロック機構２３０が設けられている。このロック機構２３０は、カム軸１８のクランク軸９に対する位相角を特定の位相角で固定するためのロックピン２３１を有している。本実施形態では、上記特定の位相角は最遅角の位相角であるが、これには限られず、どのような位相角であってもよい。

[0033] 上記ロックピン２３１は、ハウジング２０１の径方向に摺動可能に配設されている。ハウジング２０１におけるロックピン２３１に対するハウジング２０１の径方向外側の部分には、バネホルダ２３２が固定され、このバネホルダ２３２とロックピン２３１との間には、ロックピン２３１をハウジング２０１の径方向内側に付勢するロックピン付勢バネ２３３が設けられている。上記嵌合凹部２０２ｂがロックピン２３１と対向する位置に位置するとき、ロックピン付勢バネ２３３によって、ロックピン２３１が、嵌合凹部２０２ｂに嵌合してロック状態となり、これにより、ベーン体２０２がハウジング２０１に対して固定されて、カム軸１８のクランク軸９に対する位相角が固定されることになる。

[0034] 上記進角作動室２０７及び上記遅角作動室２０８は、それぞれ進角側油路２１１及び遅角側油路２１２を介して、吸気側第１方向切替弁３４に接続され、吸気側第１方向切替弁３４は、オイルを供給する可変オイルポンプとしての後述の可変容量型オイルポンプ３６（図８参照）に接続されている。吸気側第１方向切替弁３４の制御により、進角作動室２０７及び遅角作動室２０８へのオイル供給量を制御することができる。吸気側第１方向切替弁３４の制御により、遅角作動室２０８に進角作動室２０７よりも多くの供給量（高い油圧）でもってオイルを供給すると、カム軸１８（ベーン体２０２）がハウジング２０１（クランク軸９）に対してその回転方向（図２及び図３の

矢印の方向）とは逆向きに回動するため、吸気弁１４の開時期が遅くなり、カム軸１８の最遅角位置ではロックピン２３１が嵌合凹部２０２ｂに嵌合する（図２参照）。一方、吸気側第１方向切替弁３４の制御により、進角作動室２０７に遅角作動室２０８よりも多くの供給量（高い油圧）でもってオイルを供給すると、カム軸１８がその回転方向に回動して、吸気弁１４の開時期が早くなる（図３参照）。カム軸１８を最遅角位置から進角させる場合には、油圧により、ロックピン２３１をロックピン付勢バネ２３３に抗してハウジング２０１の径方向外側に押し出してロック解除する。このとき、嵌合凹部２０２ｂに連通する進角作動室２０７以外の進角作動室２０７には既にオイルが充填されており、このロック解除後直ぐに、吸気側第１方向切替弁３４の制御により、カム軸１８をその回転方向に回動させることで、吸気弁１４の開時期を早くすることができる。尚、ロックピン２３１のロック解除には、ロックピン付勢バネ２３３の付勢力に打ち勝つ油圧を進角作動室２０７に供給する必要があり、この油圧は、吸気側第１方向切替弁３４の制御により得られるとともに、可変容量型オイルポンプ３６の吐出量の制御によっても得られる。また、この油圧を進角作動室２０７に供給しながら、該油圧よりも低い油圧（基本的には、０に近い油圧）を遅角作動室２０８に供給することで、ロックピン２３１のロック解除後直ぐにカム軸１８がその回転方向に回動して、ロック位置から外れる。その後に、吸気側第１方向切替弁３４の制御により、吸気弁１４の開弁位相の制御を行う。

[0035] 図５～図７は、油圧作動装置の一つである排気側の可変バルブタイミング３３（以下、ＶＶＴ３３という）を示す。ＶＶＴ３３の構成は、ＶＶＴ３２の構成と同様であり、ＶＶＴ３２と同じ構成要素については、同じ符号を付してその詳細な説明は省略する。

[0036] ＶＶＴ３３のロック機構２３０も、ＶＶＴ３２と同様に、カム軸１９のクランク軸９に対する位相角を特定の位相角で固定するためのロックピン２３１を有しているが、本実施形態では、その特定の位相角は、ＶＶＴ３２とは異なり、最進角の位相角である。但し、これに限られるものではなく、どの

ような位相角であってもよい。そして、ベーン体２０２における中心部近傍から放射状に延びる複数の遅角側通路２１６のうちの１つが、ロックピン２３１が嵌合する嵌合凹部２０２ｂの底面に接続されて、この嵌合凹部２０２ｂを介して、複数の遅角作動室２０８のうちの１つに接続される。

[0037] ＶＶＴ３３の進角作動室２０７及び遅角作動室２０８は、それぞれ進角側油路２１１及び遅角側油路２１２を介して、油圧制御弁としての排気側第１方向切替弁３５に接続され、排気側第１方向切替弁３５は、可変容量型オイルポンプ３６に接続されている（図８参照）。排気側第１方向切替弁３５の制御により、ＶＶＴ３３の進角作動室２０７及び遅角作動室２０８へのオイル供給量を制御することができる。排気側第１方向切替弁３５の制御により、進角作動室２０７に遅角作動室２０８よりも多くの供給量（高い油圧）でもってオイルを供給すると、カム軸１９がその回転方向（図５及び図６の矢印の方向）に回動して、排気弁１５の開時期が早くなり、カム軸１９の最進角位置ではロックピン２３１が嵌合凹部２０２ｂに嵌合する（図５参照）。一方、排気側第１方向切替弁３５の制御により、遅角作動室２０８に進角作動室２０８よりも多くの供給量（高い油圧）でもってオイルを供給すると、カム軸１９がその回転方向とは逆向きに回動して、排気弁１５の開時期が遅くなる（図６参照）。カム軸１９の最進角位置から遅角させる場合には、油圧により、ロックピン２３１をロックピン付勢バネ２３３に抗してハウジング２０１の径方向外側に押し出してロック解除する。このとき、嵌合凹部２０２ｂに連通する遅角作動室２０８以外の遅角作動室２０８には既にオイルが充填されており、このロック解除後直ぐに、排気側第１方向切替弁３５により、カム軸１９をその回転方向とは逆向きに回動させることで、排気弁１５の開時期を遅くすることができる。尚、ＶＶＴ３３のロックピン２３１のロック解除には、ロックピン付勢バネ２３３の付勢力に打ち勝つ油圧を遅角作動室２０８に供給する必要があり、この油圧は、排気側第１方向切替弁３５の制御により得られるとともに、可変容量型オイルポンプ３６の吐出量の制御によっても得られる。また、この油圧を遅角作動室２０８に供給しなが

ら、該油圧よりも低い油圧（基本的には、０に近い油圧）を進角作動室２０７に供給することで、ロックピン２３１のロック解除後直ぐにカム軸１８がその回転方向とは逆向きに回動して、ロック位置から外れる。その後に、排気側第１方向切替弁３５の制御により、排気弁１５の開弁位相の制御を行う。

[0038] ＶＶＴ３２とは異なり、ＶＶＴ３３の各ベーン２０２ａと、ハウジング２０１における該ベーン２０２ａに対しカム軸１９の回転方向とは反対側に対向する部分との間（つまり進角作動室２０７）には、圧縮コイルバネ２４０が配設されている。この圧縮コイルバネ２４０は、ベーン体２０２を進角側に付勢して、ベーン体２０２の進角側への移動をアシストするものである。これは、カム軸１９には、後述の燃料ポンプ８１及びバキュームポンプ８２（図８参照）の負荷がかかるので、その負荷に打ち勝ってベーン体２０２を最進角位置にまで確実に移動させる（ロックピン２３１を嵌合凹部２０２ｂに確実に嵌合させる）ためである。

[0039] ＶＶＴ３２（及び／又はＶＶＴ３３）によって、吸気弁１４の開弁位相を進角方向に変更する（及び／又は、排気弁１５の開弁位相を遅角方向に変更する）と、排気弁１５の開弁期間と吸気弁１４の開弁期間とがオーバーラップする。特に吸気弁１４の開弁位相を進角方向に変更することにより吸気弁１４及び排気弁１５の開弁期間をオーバーラップさせることで、エンジン燃焼時の内部ＥＧＲ量を増加させることができるとともに、ポンピングロスを低減して燃費性能を向上することができる。また、燃焼温度を抑えることもできるため、ＮＯｘの発生を抑えて排気浄化を図れる。一方、ＶＶＴ３２（及び／又はＶＶＴ３３）によって、吸気弁１４の開弁位相を遅角方向に変更する（及び／又は、排気弁１５の開弁位相を進角方向に変更する）と、吸気弁１４の開弁期間と排気弁１５の開弁期間とのバルブオーバーラップ量が減少するために、アイドリング時等のようにエンジン負荷が所定値以下の低負荷時には、安定燃焼性を確保できる。本実施形態では、高負荷時にバルブオーバーラップ量を出来る限り大きくするために、上記低負荷時にも、吸気弁

１４及び排気弁１５の開弁期間をオーバーラップさせるようにしている。

[0040] 次に、図８を参照しながら、上述のエンジン２にオイルを供給するためのオイル供給装置１について詳細に説明する。図示するように、オイル供給装置１は、クランク軸９の回転によって駆動される可変容量型オイルポンプ３６（以下、オイルポンプ３６という。）と、オイルポンプ３６に接続され、オイルポンプ３６により昇圧されたオイルをエンジン２の潤滑部及び油圧作動装置に導く給油路５０（油圧経路）とを備えている。オイルポンプ３６は、エンジン２により駆動される補機である。

[0041] 上記給油路５０は、パイプや、シリンダヘッド４、シリンダブロック５等に穿設された通路からなる。給油路５０は、オイルポンプ３６に連通され、オイルポンプ３６（詳細には、後述の吐出口３６１ｂ）からシリンダブロック５内の分岐点５４ａまで延びる第１連通路５１と、シリンダブロック５内で気筒列方向に延びる上記メインギャラリ５４と、該メインギャラリ５４上の分岐点５４ｂからシリンダヘッド４まで延びる第２連通路５２と、シリンダヘッド４内で吸気側と排気側との間を略水平方向に延びる第３連通路５３と、シリンダヘッド４内で第３連通路５３から分岐する複数の油路６１～６９とを備えている。

[0042] 上記オイルポンプ３６は、該オイルポンプ３６の容量を変更してオイルポンプ３６のオイル吐出量を可変にする公知の可変容量型オイルポンプであって、一端側が開口するように形成されかつ内部が断面円形状の空間からなるポンプ収容室を有するポンプボディと該ポンプボディの上記一端開口を閉塞するカバー部材とからなるハウジング３６１と、該ハウジング３６１に回転自在に支持され、上記ポンプ収容室の略中心部を貫通しかつクランク軸９によって回転駆動される駆動軸３６２と、上記ポンプ収容室内に回転自在に収容されて中心部が駆動軸３６２に結合されたロータ３６３及び該ロータ３６３の外周部に放射状に切欠形成された複数のスリット内にそれぞれ出没自在に収容されたベーン３６４からなるポンプ要素と、該ポンプ要素の外周側にロータ３６３の回転中心に対して偏心可能に配置され、ロータ３６３及び相

隣接するベーン３６４と共に複数の作動油室であるポンプ室３６５を画成するカムリング３６６と、上記ポンプボディ内に収容され、ロータ３６３の回転中心に対するカムリング３６６の偏心量が増大する側へカムリング３６６を常時付勢する付勢部材であるスプリング３６７と、ロータ３６３の内周側の両側部に摺動自在に配置された、ロータ３６３よりも小径の一対のリング部材３６８とを備えている。ハウジング３６１は、内部のポンプ室３６５にオイルを供給する吸入口３６１ａと、ポンプ室３６５からオイルを吐出する吐出口３６１ｂとを備えている。ハウジング３６１の内部には、該ハウジング３６１の内周面とカムリング３６６の外周面により画成された圧力室３６９が形成されており、該圧力室３６９に開口する導入孔３６９ａが設けられている。オイルポンプ３６は、導入孔３６９ａから圧力室３６９にオイルを導入することで、カムリング３６６が支点３６１ｃに対して揺動して、ロータ３６３がカムリング３６６に対して相対的に偏心し、オイルポンプ３６の吐出容量が変化するように構成されている。

[0043] オイルポンプ３６の吸入口３６１ａには、オイルパン６に臨むオイルストレーナ３９が接続されている。オイルポンプ３６の吐出口３６１ｂに連通する第１連通路５１には、上流側から下流側に順に、オイルフィルタ３７及びオイルクーラ３８が配置されており、オイルパン６内に貯留されたオイルは、オイルストレーナ３９を通じてオイルポンプ３６によってくみ上げられた後、オイルフィルタ３７で濾過されかつオイルクーラ３８で冷却されてからシリンダブロック５内のメインギャラリ５４に導入される。

[0044] メインギャラリ５４は、４つのピストン８の背面側に冷却用オイルを噴射するための上記オイルジェット２８と、クランク軸９を回動自在に支持する５つのメインジャーナルに配置されたメタルベアリングのオイル供給部４１と、４つのコネクティングロッドを回転自在に連結する、クランク軸９のクランクピンに配置されたメタルベアリングのオイル供給部４２とに接続されており、このメインギャラリ５４にはオイルが常時供給される。

[0045] メインギャラリ５４上の分岐点５４ｃの下流側には、油圧式チェーンテン

ショナへオイルを供給するオイル供給部４３と、リニアソレノイドバルブ４９を介してオイルポンプ３６の圧力室３６９へ導入孔３６９ａからオイルを供給する油路４０とが接続されている。

[0046] 第３連通路５３の分岐点５３ａから分岐する油路６８は、排気側第１方向切替弁３５に接続されており、この排気側第１方向切替弁３５の制御により、進角側油路２１１及び遅角側油路２１２を介して、排気側のＶＶＴ３３の進角油圧室２０７及び遅角油圧室２０８にオイルがそれぞれ供給される。排気側第１方向切替弁３５は、オイルポンプ３６から上記油圧作動装置への油圧経路に配設されていて、排気側のＶＶＴ３３のロック機構２３０、進角作動室２０７及び遅角作動室２０８への供給油圧を制御する油圧制御弁である。また、分岐点５３ａから分岐する油路６４は、排気側のカム軸１９のカムジャーナルに配置されたメタルベアリングのオイル供給部４５（図８の白抜き三角△を参照）と、ＨＬＡ２４（図８の黒三角▲を参照）と、弁停止機構付きＨＬＡ２５（図８の白抜き楕円を参照）と、カム軸１９により駆動され、燃焼室１１に燃料を供給する燃料噴射弁に高圧の燃料を供給する燃料ポンプ８１と、カム軸１９により駆動され、ブレーキマスタシリンダの圧力を確保するためのバキュームポンプ８２とに接続されており、この油路６４にはオイルが常時供給される。さらに、油路６４の分岐点６４ａから分岐する油路６６は、排気側のスイングアーム２１に潤滑用オイルを供給するオイルシャワー３０に接続されており、この油路６６にはオイルが常時供給される。

[0047] 吸気側についても、排気側と同様であり、第３連通路５３の分岐点５３ｃから分岐する油路６７は、吸気側第１方向切替弁３４に接続されており、この吸気側第１方向切替弁３４の制御により、進角側油路２１１及び遅角側油路２１２を介して、吸気側のＶＶＴ３２の進角油圧室２０７及び遅角油圧室２０８にオイルがそれぞれ供給される。吸気側第１方向切替弁３４も、オイルポンプ３６から上記油圧作動装置への油圧経路に配設されていて、吸気気側のＶＶＴ３２のロック機構２３０、進角作動室２０７及び遅角作動室２０８への供給油圧を制御する油圧制御弁である。上記油路６７には、該油路６

７（吸気側のＶＶＴ３２のみへオイルを供給するための油圧経路）の油圧を検出する油圧センサ７０が配設されている。油圧センサ７０は、オイルポンプ３６から上記油圧作動装置への油圧経路における排気側第１方向切替弁３５及び吸気側第１方向切替弁３４よりもオイルポンプ３６側の油圧を検出する。また、分岐点５３ｄから分岐する油路６３は、吸気側のカム軸１８のカムジャーナルに配置されたメタルベアリングのオイル供給部４４（図８の白抜き三角△を参照）と、ＨＬＡ２４（図８の黒三角▲を参照）と、弁停止機構付きＨＬＡ２５（図８の白抜き楕円を参照）とに接続されている。さらに、油路６３の分岐点６３ａから分岐する油路６５は、吸気側のスイングアーム２０に潤滑用オイルを供給するオイルシャワー２９に接続されている。

[0048] また、第３連通路５３の分岐点５３ｃから分岐する油路６９には、オイルの流れる方向を上流側から下流側への一方向のみに規制する逆止弁４８が配設されている。この油路６９は、逆止弁４８の下流側の分岐点６９ａで、弁停止機構付きＨＬＡ２５用の装着穴２６，２７に連通する上記２つの油路６１，６２に分岐する。油路６１，６２は、吸気側第２方向切替弁４６及び排気側第２方向切替弁４７を介して、吸気側及び排気側の弁停止機構付きＨＬＡ２５の弁停止機構にそれぞれ接続されており、これら吸気側及び排気側第２方向切替弁４６，４７を制御することで各弁停止機構にオイルが供給されるように構成されている。

[0049] クランク軸９及びカム軸１８，１９を回転自在に支持するメタルベアリングや、ピストン８、カム軸１８，１９等に供給された潤滑用及び冷却用のオイルは、冷却や潤滑を終えた後、図示しないドレイン油路を通ってオイルパン６内に滴下し、オイルポンプ３６により再び環流される。

[0050] 上記エンジン２の作動は、コントローラ１００によって制御される。コントローラ１００には、エンジン２の運転状態を検出する各種センサからの検出情報が入力される。コントローラ１００は、例えば、クランク角センサ７１によりクランク軸９の回転角度を検出し、この検出信号に基づいてエンジン回転速度を検出する。また、スロットルポジションセンサ７２により、エ

ンジン２が搭載された車両の乗員によるアクセルペダルの踏み込み量（アクセル開度）を検出し、これに基づいてエンジン負荷を検出する。さらに、上記油圧センサ７０により上記油路６７の圧力を検出する。また、油圧センサ７０と略同じ位置に設けた油温センサ７３により、上記油路６７におけるオイルの温度を検出する。油圧センサ７０は、給油路５０のどこに配設してもよく、油温センサ７３も、給油路５０のどこに配設してもよい（油圧センサ７０とは異なる箇所であってもよい）。さらに、カム軸１８，１９の近傍に設けられたカム角センサ７４により、カム軸１８，１９の回転位相を検出し、このカム角に基づいてＶＶＴ３２，３３の位相角を検出する。また、水温センサ７５によって、エンジン２を冷却する冷却水の温度（以下、水温という）を検出する。

[0051] コントローラ１００は、周知のマイクロコンピュータをベースとする制御装置であって、各種センサ（油圧センサ７０、クランクポジションセンサ７１、スロットルポジションセンサ７２、油温センサ７３、カム角センサ７４、水温センサ７５等）からの検出信号を入力する信号入力部と、制御に係る演算処理を行う演算部と、制御対象となる装置（吸気側及び排気側第１方向切替弁３４，３５、吸気側及び排気側第２方向切替弁４６，４７、リニアソレノイドバルブ４９等）に制御信号を出力する信号出力部と、制御に必要なプログラムやデータ（後述する油圧制御マップやデューティ比マップ等）を記憶する記憶部とを備えている。

[0052] リニアソレノイドバルブ４９は、エンジン２の運転状態に応じてオイルポンプ３６の吐出量を制御するための流量（吐出量）制御弁である。リニアソレノイドバルブ４９の開弁時にオイルポンプ３６の圧力室３６９にオイルが供給されるようになっているが、リニアソレノイドバルブ４９自体の構成は周知であるため説明を省略する。尚、流量（吐出量）制御弁としては、リニアソレノイドバルブ４９に限らず、例えば電磁制御弁を用いてもよい。

[0053] コントローラ１００は、リニアソレノイドバルブ４９に対し、エンジン２の運転状態に応じたデューティ比の制御信号を送信して、リニアソレノイド

バルブ４９を介して、オイルポンプ３６の圧力室３６９へ供給する油圧を制御する。この圧力室３６９の油圧により、カムリング３６６の偏心量を制御してポンプ室３６５の内部容積の変化量を制御することで、オイルポンプ３６の流量（吐出量）を制御する。つまり、上記デューティ比によってオイルポンプ３６の容量が制御される。ここで、オイルポンプ３６は、エンジン２のクランク軸９で駆動されるため、図９に示すように、オイルポンプ３６の流量（吐出量）はエンジン回転速度（つまりポンプ回転数）に比例する。そして、デューティ比が、１サイクルの時間に対するリニアソレノイドバルブ４９への通電時間の割合を表す場合、図示するように、デューティ比が大きいほどオイルポンプ３６の圧力室３６９への油圧が増すため、エンジン回転速度に対するオイルポンプ３６の流量の傾きが減る。

[0054] 次に、図１０（ａ）及び（ｂ）を参照しながら、エンジン２の減気筒運転について説明する。エンジン２の減気筒運転又は全気筒運転は、エンジン２の運転状態に応じて切り替えられる。すなわち、エンジン回転速度、エンジン負荷及びエンジン２の水温から把握されるエンジン２の運転状態が、図示する減気筒運転領域内にあるときは減気筒運転が実行される。また、図示するように、この減気筒運転領域に隣接して減気筒運転準備領域が設けられており、エンジンの運転状態がこの減気筒運転準備領域内にあるときは減気筒運転を実行するための準備として、油圧を弁停止機構の要求油圧に向けて予め昇圧させておく。そして、エンジン２の運転状態がこれら減気筒運転領域及び減気筒運転準備領域の外にあるときは、全気筒運転を実行する。

[0055] 図１０（ａ）を参照すると、所定のエンジン負荷（Ｌ０以下）で加速して、エンジン回転速度が上昇する場合、エンジン回転速度が所定回転速度Ｖ１未満では、全気筒運転を行い、エンジン回転速度がＶ１以上かつＶ２（＞Ｖ１）未満になると、減気筒運転の準備に入り、エンジン回転速度がＶ２以上になると、減気筒運転を行う。また、例えば、所定のエンジン負荷（Ｌ０以下）で減速して、エンジン回転速度が下降する場合、エンジン回転速度がＶ４以上では、全気筒運転を行い、エンジン回転速度がＶ３（＜Ｖ４）以上か

つＶ４未満になると、減気筒運転の準備を行い、エンジン回転速度がＶ３以下になると、減気筒運転を行う。

[0056] 図１０（ｂ）を参照すると、所定のエンジン回転速度（Ｖ２以上Ｖ３以下）、所定のエンジン負荷（Ｌ０以下）で走行し、エンジン２が暖機して水温が上昇する場合、水温がＴ０未満では全気筒運転を行い、水温がＴ０以上かつＴ１未満になると減気筒運転の準備を行い、水温がＴ１以上になると減気筒運転を行う。

[0057] 仮に上記減気筒運転準備領域を設けなかった場合、全気筒運転から減気筒運転に切り替える際、エンジン２の運転状態が減気筒運転領域に入ってから油圧を弁停止機構の要求油圧まで昇圧させることになるが、油圧が要求油圧に達するまでの時間分、減気筒運転を行う時間が短くなるため、この減気筒運転を行う時間が短くなる分、エンジン２の燃費効率が下がってしまう。

[0058] そこで、本実施形態では、エンジン２の燃費効率を最大限上げるため、減気筒運転領域に隣接して減気筒運転準備領域が設けて、この減気筒運転準備領域において油圧を予め昇圧させておき、油圧が要求油圧に達するまでの時間分のロスをなくすように目標油圧（図１１（ａ）参照）を設定しておく。

[0059] 尚、図１０（ａ）に示すように、減気筒運転領域の高エンジン負荷側に隣接する、一点鎖線で示された領域を減気筒運転準備領域としてもよい。これにより、例えば、所定のエンジン回転速度（Ｖ２以上Ｖ３以下）においてエンジン負荷が下降する場合、エンジン負荷がＬ１（＞Ｌ０）以上では、全気筒運転を行い、エンジン負荷がＬ０以上かつＬ１未満になると、減気筒運転の準備に入り、エンジン負荷がＬ０以下になると、減気筒運転を行うようにしてもよい。

[0060] 次に、図１１を参照しながら、各油圧作動装置（ここでは、弁停止機構及びＶＶＴ３２，３３に加えて、オイルジェット２８や、クランク軸９のジャーナル等のメタルベアリングも油圧作動装置に含まれるものとする）の要求油圧と、オイルポンプ３６の目標油圧とについて説明する。本実施形態におけるオイル供給装置１は、１つのオイルポンプ３６によって複数の油圧作動

装置にオイルを供給しており、各油圧作動装置が必要とする要求油圧は、エンジン２の運転状態に応じて変化する。そのため、エンジン２の全ての運転状態において全ての油圧作動装置が必要な油圧を得るためには、当該オイルポンプ３６は、エンジン２の運転状態ごとに各油圧作動装置の要求油圧のうちで最も高い要求油圧以上の油圧を当該エンジン２の運転状態に応じた目標油圧に設定する必要がある。そのためには、本実施形態においては、全ての油圧作動装置のうちで要求油圧が比較的高い弁停止機構、オイルジェット２８、クランク軸９のジャーナル等のメタルベアリング及びＶＶＴ３２，３３の要求油圧を満たすように目標油圧を設定すればよい。なぜなら、このように目標油圧を設定すれば、要求油圧が比較的低い他の油圧作動装置は当然に要求油圧が満たされるからである。

[0061] 図１１（ａ）を参照すると、エンジン２の低負荷運転時において、要求油圧が比較的高い油圧作動装置は、ＶＶＴ３２，３３、メタルベアリング及び弁停止機構である。これら各油圧作動装置の要求油圧は、エンジン２の運転状態に応じて変化する。例えば、ＶＶＴ３２，３３の要求油圧（図１１では、「ＶＶＴ要求油圧」と記載）は、エンジン回転速度がＶ０（＜Ｖ１）以上で略一定である。メタルベアリングの要求油圧（図１１では、「メタル要求油圧」と記載）は、エンジン回転速度が大きくなるにつれて大きくなる。弁停止機構の要求油圧（図１１では、「弁停止要求油圧」と記載）は、所定範囲のエンジン回転速度（Ｖ２～Ｖ３）においてほぼ一定である。そして、これらの要求油圧をエンジン回転速度ごとに大小を比較すると、エンジン回転速度がＶ０よりも低いときにはメタル要求油圧しかなく、エンジン回転速度がＶ０～Ｖ２では、ＶＶＴ要求油圧が最も高く、エンジン回転速度がＶ２～Ｖ３では、弁停止要求油圧が最も高く、エンジン回転速度がＶ３～Ｖ６では、ＶＶＴ要求油圧が最も高く、エンジン回転速度がＶ６以上では、メタル要求油圧が最も高い。したがって、エンジン回転速度ごとに上述の最も高い要求油圧を基準目標油圧としてオイルポンプ３６の目標油圧に設定する必要がある。

[0062] ここで、減気筒運転を行うエンジン回転速度（Ｖ２～Ｖ３）の前後のエンジン回転速度（Ｖ１～Ｖ２、Ｖ３～Ｖ４）においては、減気筒運転の準備のために目標油圧が弁停止要求油圧に向けて予め昇圧するように基準目標油圧から補正して設定されている。これによれば、図１０において説明したように、エンジン回転速度が減気筒運転を行うエンジン回転速度になる際に油圧が弁停止要求油圧に達するまでの時間分のロスをなくして、エンジンの燃費効率を向上できる。この補正により設定されたオイルポンプ３６の目標油圧（図１１では、「オイルポンプ目標油圧」と記載）の一例が、図１１（ａ）の太線（Ｖ１～Ｖ２、Ｖ３～Ｖ４）で示されている。

[0063] さらに、オイルポンプ３６の応答遅れやオイルポンプ３６の過負荷等を考慮すると、前述の減気筒運転準備の補正を行った後の基準目標油圧について、エンジン回転速度に対して要求油圧が急激に変化するエンジン回転速度（例えば、Ｖ０、Ｖ１、Ｖ４）における油圧の変化が小さくなるように、要求油圧以上の油圧でエンジン回転速度に応じて漸次増加又は減少するように補正して目標油圧として設定するのがよい。この補正を行って設定されたオイルポンプ３６の目標油圧の一例が、図１１（ａ）に太線（Ｖ０以下、Ｖ０～Ｖ１、Ｖ４～Ｖ５）で示されている。

[0064] 図１１（ｂ）を参照すると、エンジン２の高負荷運転時において、要求油圧が比較的高い油圧作動装置は、ＶＶＴ３２，３３、メタルベアリング及びオイルジェット２８である。低負荷運転の場合と同様に、これら各油圧作動装置の要求油圧はエンジン２の運転状態に応じて変化し、例えば、ＶＶＴ要求油圧は、エンジン回転速度がＶ０′以上で略一定であり、メタル要求油圧は、エンジン回転速度が大きくなるにつれて大きくなる。また、オイルジェット２８の要求油圧は、エンジン回転速度がＶ２′未満では０であり、そこから或る回転速度まではエンジン回転速度に応じて高くなり、その回転速度以上では一定である。

[0065] 高負荷運転の場合も低負荷運転の場合と同様に、エンジン回転速度に対して要求油圧が急激に変化するエンジン回転速度（例えば、Ｖ０′、Ｖ２′）

において基準目標油圧を補正して目標油圧として設定するのがよく、適宜補正（特に、Ｖ０′以下、Ｖ１′～Ｖ２′で補正）を行って設定されたオイルポンプ３６の目標油圧の一例が、図１１（ｂ）に太線で示されている。

[0066] 尚、図示されているオイルポンプ３６の目標油圧は、折れ線状に変化するものであるが、曲線状に滑らかに変化するものであってもよい。また、本実施形態においては、要求油圧が比較的高い弁停止機構、オイルジェット２８、メタルベアリング及びＶＶＴ３２，３３の要求油圧に基づいて目標油圧を設定したが、目標油圧を設定するのに考慮する油圧作動装置はこれらに限るものではない。要求油圧が比較的高い油圧作動装置があればどのようなものであっても、その要求油圧を考慮して目標油圧を設定すればよい。

[0067] 次に、図１２を参照しながら、油圧制御マップについて説明する。図１１で示したオイルポンプ３６の目標油圧は、エンジン回転速度をパラメータとしたものであるが、さらに、エンジン負荷と油温もパラメータとして目標油圧を３次元グラフに表したのが、図１２に示した油圧制御マップである。すなわち、この油圧制御マップは、エンジン２の運転状態（ここでは、エンジン回転速度及びエンジン負荷に加えて、油温も含む）ごとに各油圧作動装置の要求油圧のうちで最も高い要求油圧に基づいて、当該運転状態に応じた目標油圧が予め設定されたものである。

[0068] 図１２（ａ）、図１２（ｂ）及び図１２（ｃ）は、エンジン２（油温）の高温時、温間時及び冷間時の油圧制御マップをそれぞれ示している。コントローラ１００は、オイルの油温に応じてこれらの油圧制御マップを使い分ける。すなわち、エンジン２を始動してエンジン２が冷間状態（油温がＴ１未満）にあるときは、コントローラ１００は、図１２（ｃ）に示す冷間時の油圧制御マップに基づいてエンジン２の運転状態（エンジン回転速度、エンジン負荷）に応じた目標油圧を読み取る。エンジン２が暖機してオイルが所定の油温Ｔ１以上になると、図１２（ｂ）に示す温間時の油圧制御マップに基づいて目標油圧を読み取り、エンジン２が完全に暖機してオイルが所定の油温Ｔ２（＞Ｔ１）以上になると、図１２（ａ）に示す高温時の油圧制御マッ

プに基づいて目標油圧を読み取る。

[0069] 尚、本実施形態では、油温を高温時、温間時及び冷間時の３つの温度範囲に分けて各温度範囲ごとに予め設定された油圧制御マップを用いて目標油圧を読み取ったが、油温を考慮しないで１つの油圧制御マップのみを用いて目標油圧を読み取るようにしてもよい。また、逆に、より細かく温度範囲を分けてより多くの油圧制御マップを用意してもよい。さらに、１つの油圧制御マップ（例えば、温間時の油圧制御マップ）が対象とする温度範囲内（Ｔ１≦ｔ＜Ｔ２）にある油温ｔはいずれも同じ値の目標油圧Ｐ１を読み取ったが、前後の温度範囲内（Ｔ２≦ｔ）の目標油圧（Ｐ２）を考慮して、油温ｔに応じて目標油圧ｐを比例換算（ｐ＝（ｔ－Ｔ１）×（Ｐ２－Ｐ１）／（Ｔ２－Ｔ１））により算出できるようにしてもよい。このように温度に応じた目標油圧をより高精度に読み取り、算出可能にすることで、より高精度なポンプ容量の制御が可能になる。

[0070] 次に、図１３を参照しながら、デューティ比マップについて説明する。ここでのデューティ比マップは、上述の油圧制御マップからエンジン２の運転状態（エンジン回転速度、エンジン負荷及び油温）ごとの目標油圧を読み取り、該読み取った目標油圧に基づいて油路の流路抵抗等を考慮してオイルポンプ３６から供給されるオイルの目標吐出量を設定し、該設定した目標吐出量に基づいてそのエンジン回転速度（オイルポンプ回転数）等を考慮して算出した当該運転状態に応じた目標デューティ比が予め設定されたものである。

[0071] 図１３（ａ）、図１３（ｂ）及び図１３（ｃ）は、エンジン２（油温）の高温時、温間時及び冷間時のデューティ比マップをそれぞれ示している。コントローラ１００は、オイルの油温に応じてこれらのデューティ比マップを使い分ける。すなわち、エンジン２の始動時は、エンジンが冷間状態であるため、コントローラ１００は、図１３（ｃ）に示す冷間時のデューティ比マップに基づいて、エンジン２の運転状態（エンジン回転速度、エンジン負荷）に応じたデューティ比を読み取る。エンジン２が暖機してオイルが所定の

油温Ｔ１以上になると、図１３（ｂ）に示す温間時のデューティ比マップに基づいて目標デューティ比を読み取り、エンジン２が完全に暖機してエンジンが所定の油温Ｔ２（＞Ｔ１）以上になると、図１３（ａ）に示す高温時のデューティ比マップに基づいて目標デューティ比を読み取る。

[0072] 尚、本実施形態では、油温を高温時、温間時及び冷間時の３つの温度範囲に分けて各温度範囲ごとに予め設定されたデューティ比マップを用いてデューティ比を読み取ったが、上述の油圧制御マップと同様に、１つのデューティ比マップのみを用意したり、より細かく温度範囲を分けてより多くのデューティ比マップを用意したり、油温に応じて目標デューティ比を比例換算により算出できるようにしてもよい。

[0073] また、本実施形態では、エンジン２の運転状態ごとの各油圧作動装置の要求油圧のうちで最も高い要求油圧に基づいて、当該運転状態に応じた目標油圧が予め設定された油圧制御マップから、エンジン２の運転状態ごとの目標油圧を読み取り、油圧センサ７０により検出される油圧がその目標油圧になるように、リニアソレノイドバルブ４９を作動させてオイルポンプ３６の吐出量を制御するようにしているが、これに代えて、エンジン２の運転状態に応じた各油圧作動装置ごとの要求油圧情報をコントローラ１００の記憶部に予め記憶しておき、エンジン２の運転状態ごとに各油圧作動装置の要求油圧情報を上記記憶部から読み取って、それらを比較演算して最も高い要求圧力を算出し、この最も高い要求圧力を目標油圧として設定して、油圧センサ７０により検出される油圧がその目標油圧になるように、リニアソレノイドバルブ４９を作動させてオイルポンプ３６の吐出量を制御するようにしてもよい。

[0074] 次に、図１４のフローチャートに従って、コントローラ１００によるオイルポンプ３６の流量（吐出量）制御動作について説明する。

[0075] まず、ステップＳ１で、エンジン２の運転状態を把握するために、各種センサより検出情報を読み込んで、エンジン負荷、エンジン回転速度、油温等を検出する。

[0076] 続いて、ステップＳ２で、コントローラ１００に予め記憶されているデューティ比マップを読み出し、ステップＳ１で読み込まれたエンジン負荷、エンジン回転速度及び油温に応じた目標デューティ比を読み取る。

[0077] 次のステップＳ３で、現在のデューティ比が、上記ステップＳ２で読み取られた目標デューティ比に一致しているか否かを判定する。このステップＳ３の判定がＹＥＳであるときには、ステップＳ５に進む。一方、ステップＳ３の判定がＮＯであるときには、ステップＳ４に進んで、目標デューティ比をリニアソレノイドバルブ４９（図１４のフローチャートでは、「流量制御弁」と記載）へ信号を出力し、しかる後にステップＳ５に進む。

[0078] ステップＳ５では、油圧センサ７０より現在の油圧を読み込み、次のステップＳ６で、予め記憶されている油圧制御マップを読み出し、この油圧制御マップから現在のエンジンの運転状態に応じた目標油圧を読み取る。

[0079] 次のステップＳ７では、現在の油圧が、上記ステップＳ６で読み取られた目標油圧に一致しているか否かを判定する。このステップＳ７の判定がＮＯであるときには、ステップＳ８に進んで、リニアソレノイドバルブ４９に対し目標デューティ比を所定割合変更した出力信号を出力し、しかる後に上記ステップＳ５に戻る。すなわち、油圧センサ７０により検出される油圧が、上記目標油圧になるように、オイルポンプ３６の吐出量を制御する。

[0080] 一方、ステップＳ７の判定がＹＥＳであるときには、ステップＳ９に進んで、エンジン負荷、エンジン回転速度及び油温を検出し、次のステップＳ１０で、エンジン負荷、エンジン回転速度及び油温が変わったか否かを判定する。

[0081] ステップＳ１０の判定がＹＥＳであるときには、上記ステップＳ２に戻る一方、ステップＳ１０の判定がＮＯであるときには、上記ステップＳ５に戻る。尚、上述の流量制御は、エンジン２が停止するまで継続される。

[0082] 上述のオイルポンプ３６の流量制御は、デューティ比のフィードフォワード制御と油圧のフィードバック制御とを組み合わせたものであり、この流量制御によれば、フィードフォワード制御による応答性の向上とフィードバッ

ク制御による精度の向上とを実現している。

[0083] 続いて、図１５のフローチャートに従って、コントローラ１００による気筒数制御の動作について説明する。

[0084] まず、ステップＳ１１で、エンジン２の運転状態を把握するために、各種センサより検出情報を読み込んで、エンジン負荷、エンジン回転速度、水温等を検出する。

[0085] 次のステップＳ１２で、その読み込んだエンジン負荷、エンジン回転速度及び水温に基づいて、現在のエンジン２の運転状態が弁停止作動条件を満たしているか（減気筒運転領域内にあるか）否かを判定する。

[0086] 上記ステップＳ１２の判定がＮＯであるときには、ステップＳ１３に進んで、４気筒運転（全気筒運転）を行う。その際、各気筒において、後述のステップＳ１４～Ｓ１６と同様の動作を行って、カム角センサ７４より読み込んだ現在のカム角に対応するＶＶＴ３２，３３の現在の位相角を、エンジン２の運転状態に応じて設定した目標の位相角になるように、吸気側及び排気側第１方向切替弁３４，３５を作動させる。

[0087] 一方、上記ステップＳ１２の判定がＹＥＳであるときには、ステップＳ１４に進んで、吸気側及び排気側第１方向切替弁３４，３５を作動させ、次のステップＳ１５で、カム角センサ７４から現在のカム角を読み込む。

[0088] 次のステップＳ１６では、上記読み込んだ現在のカム角に対応するＶＶＴ３２，３３の現在の位相角が、目標の位相角となっているか否かを判定する。

[0089] 上記ステップＳ１６の判定がＮＯであるときには、上記ステップＳ１５に戻る。すなわち、現在の位相角が目標の位相角になるまで、吸気側及び排気側第２方向切替弁４６，４７の作動を禁止する。

[0090] 上記ステップＳ１６の判定がＹＥＳであるときには、ステップＳ１７に進んで、吸気側及び排気側第２方向切替弁４６，４７を作動させて、２気筒運転（減気筒運転）を行う。

[0091] ここで、エンジン２が軽負荷の定常運転状態にあるとき（車両が定常走行

状態にあるとき）には、本実施形態では、排気側のＶＶＴ３３のロックピン２３１をロック状態にする（カム軸１９のクランク軸９に対する位相角を最進角の位相角にする）。

[0092] この状態からエンジン回転速度やエンジン負荷が上昇したとき（エンジン加速時）、ＶＶＴ３３において位相角変更要求があることになる。

[0093] このエンジン加速時に、オイルポンプ３６は、コントローラ１００によって、油圧センサ７０による検出油圧が、上昇するエンジン回転速度やエンジン負荷に応じた目標油圧になるように制御されて、オイルポンプ３６のオイル吐出量が増大する。

[0094] 排気側第１方向切替弁３５のバルブストローク位置によって、進角作動室２０７及び遅角作動室２０８へ供給するオイル流量（つまり供給油圧）が、図１６のように変化する。進角作動室２０７及び遅角作動室２０８へ供給するオイル流量は、オイルポンプ３６のオイル吐出量によっても変化し、オイルポンプ３６のオイル吐出量が多くなるほど、進角作動室２０７及び遅角作動室２０８へ供給するオイル流量も多くなる（二点鎖線で示すラインを参照）。

[0095] 排気側第１方向切替弁３５のバルブストローク位置がＡの位置にあるときには、進角作動室２０７への供給流量と遅角作動室２０８への供給流量とが同じになり、カム軸１９のクランク軸９に対する位相角は変化しない。また、Ａの位置では、ロックピン２３１のロック解除を行うこともできない。そして、バルブストローク位置が、例えば図１６の左側に移動すると、Ａの位置に比べて、遅角作動室２０８への供給流量が増大し、進角作動室２０７への供給流量は減少する（０に近い値になる）。こうして、遅角作動室２０８への供給流量が進角作動室２０７への供給流量よりも多くなり、遅角側に移動することになる。

[0096] 排気側第１方向切替弁３５のバルブストローク位置は、ロックピン２３１がロック状態にあるときには、図１６のＡの位置（進角作動室２０７への供給流量と遅角作動室２０８への供給流量とが同じになる位置）にあるが、ロ

ックピン２３１をロック解除してカム軸１９のクランク軸９に対する位相角を遅角側にするために、バルブストローク位置をＡの位置よりも図１６の左側に移動させる。この場合、エンジン２の非加速時では、バルブストローク位置を、オイルポンプ３６のオイル吐出量が少ない場合でも、ロックピン２３１をロック解除できるようにするために、その少ないオイル吐出量でロック解除可能なバルブストローク位置にする（ここでは、ロック解除可能なオイル流量Ｑ１が得られるＢの位置にする）。

[0097] しかし、上記のようにエンジン加速時に位相角変更要求があったときには、オイルポンプ３６のオイル吐出量が多くなるために、排気側第１方向切替弁３５のバルブストローク位置をＢの位置にしたのでは、ロックピン２３１のロック解除動作中に、遅角作動室２０８への供給圧力が高くなり過ぎて、ロックピン２３１を確実に解除できない可能性がある。

[0098] そこで、本実施形態では、コントローラ１００は、油圧センサ７０による検出油圧が増大するときにおいて、ロックピン２３１のロック解除動作時に、該検出油圧に応じて排気側第１方向切替弁３５のバルブストローク位置（つまり開度）を調整して、該バルブストローク位置（開度）の非調整時に比べて、カム軸１９のクランク軸９に対する位相角を遅角側に変化させるための遅角作動室２０８への供給油圧（ロックピン２３１をロック解除するための供給油圧）を低下させる。すなわち、上記検出油圧が増大した場合（つまり、オイルポンプ３６のオイル吐出量が多くなった場合）に、バルブストローク位置を調整しないでＢの位置にしたままでは、オイル流量がＱ２と高くなるところを、そのＢの位置から、オイルポンプ３６のオイル吐出量が少ない場合のＢの位置に対応するオイル流量Ｑ１と同じオイル流量が得られるＣの位置に変更する。このバルブストローク位置の調整により、該バルブストローク位置の非調整時に比べて、遅角作動室２０８への供給油圧が低下する（オイル流量が、バルブストローク位置の非調整時の値であるＱ２からＱ１に低下する）。本実施形態では、この低下した供給油圧は、ロックピン２３１のロック解除を行う必要があるので、ロック解除圧よりも高くしなければ

ならないが、出来る限り低くする観点から、ロック解除圧よりも高い油圧であって該ロック解除圧に近い油圧であることが好ましい。

[0099] したがって、エンジン加速により上記検出油圧が増大しても、ロック解除動作中は、排気側第１方向切替弁３５による開度の調整によって、遅角作動室２０８への供給油圧が低い油圧に維持される。このような低い油圧であっても、進角作動室２０７への供給油圧は、遅角作動室２０８への供給油圧よりも低い（図１６参照）ので、カム軸１９（ベーン体２０２）はクランク軸９（ハウジング２０１）に対して遅角側に回動しようとするが、ロックピン２３１のロック解除が完全に終了するまでは回動できない。このようにカム軸１９（ベーン体２０２）がクランク軸９（ハウジング２０１）に対して遅角側に回動しようとしているが、遅角作動室２０８への供給油圧が低いので、ロックピン２３１のロック解除動作は安定的に行うことができる。

[0100] 尚、バルブストローク位置を調整する際、油温センサ７３により検出されたオイルの温度に応じて、その調整値を補正することが好ましい。すなわち、オイルの温度によりオイルの粘度が変わり、その粘度によって遅角作動室２０８への供給流量が変わるので、そのようなオイルの粘度を考慮することで、遅角作動室２０８への供給油圧を、ロックピン２３１のロック解除動作を安定的に行うことが可能な、より適切な油圧に維持することができる。

[0101] そして、ロックピン２３１のロック解除が完了すると、カム軸１９（ベーン体２０２）がクランク軸９（ハウジング２０１）に対して即座に遅角側に回動してロック位置から外れる。このことは、カム角センサ７４によるＶＶＴ３３の位相角の検出により検出することができる。

[0102] コントローラ１００は、ロックピン２３１のロック解除が完了したこと（カム軸１９がロック位置から外れたこと）を検出したときには、排気側第１方向切替弁３５のバルブストロークの位置を、例えば上記バルブストローク位置の通常の位置（ここでは、上記非調整時の位置である図１６のＢの位置）に変更して、排気弁１５の開弁位相の制御を行う。ロックピン２３１のロック解除後は、進角作動室２０７への供給流量と遅角作動室２０８への供給

流量との差（進角作動室２０７及び遅角作動室２０８への供給圧力差）が大きいほど、排気弁１５の開弁位相の制御を素早く行うことができる。

[0103] 上記コントローラ１００による、エンジン加速時の制御動作を、図１７のフローチャートに基づいて説明する。

[0104] 最初のステップＳ２１で、エンジン加速により位相角変更要求が有るか否かを判定する。このステップＳ２１の判定がＮＯであるときには、当該ステップＳ２１の動作を繰り返す一方、ステップＳ２１の判定がＹＥＳであるときには、ステップＳ２２に進む。

[0105] ステップＳ２２では、油圧センサ７０による検出油圧が、上昇するエンジン回転速度やエンジン負荷に応じた目標油圧になるようにオイルポンプ３６の吐出量を制御する。エンジン２の加速時には、目標油圧の上昇により、上記検出油圧が上昇する。

[0106] 次のステップＳ２３では、カム角センサ７４から現在のカム角を読み込んで、その読み込んだ現在のカム角に対応するＶＶＴ３３の現在の位相角が、最進角の位相角となっているか否か、つまりロックピン２３１がロック状態にあるか否かを判定する。軽負荷定常運転状態からのエンジン２の加速時には、ロックピン２３１がロック状態にあるので、ステップＳ２３の判定は、通常、ＹＥＳとなる。

[0107] 上記ステップＳ２３の判定がＮＯであるときには、ステップＳ２７に進む。すなわち、ロックピン２３１がロック状態になければ、即座に排気弁１５の開弁位相の制御を行う。一方、ステップＳ２３の判定がＹＥＳであるときには、ステップＳ２４に進んで、排気側第１方向切替弁３５のバルブストロークの位置を調整して、遅角作動室２０８への供給油圧を、ロック解除圧よりも高い油圧であって該ロック解除圧に近い油圧に調整する。

[0108] 次のステップＳ２５では、再び、カム角センサ７４から現在のカム角を読み込んで、その読み込んだ現在のカム角に対応するＶＶＴ３３の現在の位相角が、最進角の位相角となっているか否かを判定する。このステップＳ２５の判定がＹＥＳであるときには、上記ステップＳ２４に戻る一方、ステップ

Ｓ２５の判定がＮＯであるときには、ステップＳ２６に進む。

[0109] 上記ステップＳ２６では、排気側第１方向切替弁３５のバルブストロークの位置を、上記通常の位置に変更し、次のステップＳ２７で、エンジン２の運転状態に応じて、排気側第１方向切替弁３５を制御して、排気弁１５の開弁位相の制御を行い、しかる後に、本制御動作を終了する。

[0110] 本実施形態では、コントローラ１００は、油圧センサ７０による検出油圧が、エンジン２の運転状態に応じて設定された目標油圧になるように、オイルポンプ３６の吐出量を制御するポンプ制御装置を構成するとともに、吸気側及び排気側第１方向切替弁３４，３５の作動を制御する油圧制御弁制御装置を構成する。

[0111] したがって、本実施形態では、油圧センサ７０による検出油圧が増大するときにおいて、ＶＶＴ３３のロックピン２３１のロック解除動作時に、該検出油圧に応じて排気側第１方向切替弁３５のバルブストローク位置（開度）を調整して、該バルブストローク位置の非調整時に比べて、カム軸１９のクランク軸９に対する位相角を変化させるための遅角作動室２０８へのオイル流量を低下させて油圧上昇を抑制し供給油圧を低下させるようにしたので、エンジン加速時に、ロックピン２３１のロック解除を確実に行いつつ、早期に排気弁１５の開弁位相の制御を行うことができる。

[0112] 本発明は、上記実施形態に限られるものではなく、請求の範囲の主旨を逸脱しない範囲で代用が可能である。

[0113] 例えば、上記実施形態では、本発明を、排気側のＶＶＴ３３のロック解除動作時に適用したが、エンジン２が軽負荷定常運転状態にあるときに、吸気側のＶＶＴ３２のロックピン２３１をロック状態にし、エンジン加速時に、ＶＶＴ３２において位相角変更要求がある場合には、本発明を、吸気側のＶＶＴ３２のロック解除動作時に適用することも可能である。すなわち、油圧センサ７０による検出油圧が増大するときにおいて、ＶＶＴ３２のロックピン２３１のロック解除動作時に、該検出油圧に応じて吸気側第１方向切替弁３４のバルブストローク位置（開度）を調整して、該バルブストローク位置

の非調整時に比べて、カム軸１８のクランク軸９に対する位相角を変化させるための進角作動室２０７への供給油圧を低下させるようにする。或いは、ＶＶＴ３２，３３の両方について、本発明を適用してもよい。

[0114] また、上記実施形態では、排気側第１方向切替弁３５から排気側のＶＶＴ３３のロック機構２３０への油圧経路を、排気側第１方向切替弁３５から遅角作動室２０８への油圧経路（遅角側油路２１２）と共用にして、排気側のＶＶＴ３３のロックピン２３１を、遅角作動室２０８への供給油圧によりロック解除するようにしたが、排気側第１方向切替弁３５から排気側のＶＶＴ３３のロック機構２３０への油圧経路を、遅角側油路２１２とは別に設けて、排気側第１方向切替弁３５から、その別の油圧経路を介して、ロック機構２３０に油圧を供給して、その油圧により、ＶＶＴ３３のロックピン２３１をロック解除するようにしてもよい。この場合、排気側第１方向切替弁３５は、ＶＶＴ３３のロック機構２３０、進角作動室２０７及び遅角作動室２０８への供給油圧をそれぞれ制御できるような弁とする。同様に、吸気側のＶＶＴ３２のロックピン２３１を、進角作動室２０７への供給油圧によりロック解除することに代えて、吸気側第１方向切替弁３４から、進角側油路２１１とは別の油圧経路を介して、ロック機構２３０に油圧を供給して、その油圧により、ＶＶＴ３２のロックピン２３１を解除するようにしてもよい。この場合、吸気側第１方向切替弁３４は、ＶＶＴ３２のロック機構２３０、進角作動室２０７及び遅角作動室２０８への供給油圧をそれぞれ制御できるような弁とする。

[0115] さらに、上記実施形態では、油圧作動装置へ油圧経路を介してオイルを供給するオイルポンプを、オイル吐出量を制御可能な可変容量型オイルポンプ（可変オイルポンプ）としたが、これには限られず、エンジン回転速度でしか吐出量を変更できない通常のオイルポンプであってもよい。さらに、モータ駆動により所定容量を吐出する電動オイルポンプ（可変オイルポンプ）の回転数を制御してオイル吐出量を制御するものであってもよい。

[0116] 上述の実施形態は単なる例示に過ぎず、本発明の範囲を限定的に解釈して

はならない。本発明の範囲は請求の範囲によって定義され、請求の範囲の均等範囲に属する変形や変更は、全て本発明の範囲内のものである。

産業上の利用可能性

[0117] 本発明は、油圧作動式の可変バルブタイミング機構によってエンジンにおける吸排気弁の開閉時期をエンジン運転状態に応じて制御する、エンジンのバルブタイミング制御装置に有用である。

符号の説明

[0118]

２	エンジン
９	クランク軸
１４	吸気弁
１５	排気弁
１８	吸気側のカム軸
１９	排気側のカム軸
３２	吸気側の可変バルブタイミング機構（油圧作動装置）
３３	排気側の可変バルブタイミング機構（油圧作動装置）
３４	吸気側第１方向切替弁（油圧制御弁）
３５	排気側第１方向切替弁（油圧制御弁）
３６	可変容量型オイルポンプ（可変オイルポンプ）
７０	油圧センサ
７３	油温センサ
１００	コントローラ（油圧制御弁制御装置）（ポンプ制御装置）
２３０	ロック機構
２３１	ロックピン（ロック部材）

請求の範囲

[請求項1] エンジンのバルブタイミング制御装置であって、

上記エンジンのクランク軸と連動して回転するハウジングとカム軸と一体回転するベーン体とにより区画され、油圧の供給により上記カム軸の上記クランク軸に対する位相角を変化させるための進角作動室及び遅角作動室と、上記カム軸の上記クランク軸に対する位相角を固定するためのロック部材を、油圧の供給によりロック解除するロック機構とを有する油圧作動式の可変バルブタイミング機構と、

上記エンジンにおける上記可変バルブタイミング機構を含む油圧作動装置へ油圧経路を介してオイルを供給するオイルポンプと、

上記ロック機構、進角作動室及び遅角作動室への供給油圧を制御する油圧制御弁と、

上記油圧経路の油圧を検出する油圧センサと、

上記油圧制御弁の作動を制御する油圧制御弁制御装置とを備え、

上記油圧制御弁制御装置は、上記油圧センサによる検出油圧が増大するときにおいて、上記ロック機構のロック部材のロック解除動作時に、該検出油圧に応じて上記油圧制御弁の開度を調整して、上記カム軸の上記クランク軸に対する位相角を変化させるための上記進角作動室又は上記遅角作動室への供給油圧を低下させるように構成されていることを特徴とするエンジンのバルブタイミング制御装置。

[請求項2] 請求項１記載のエンジンのバルブタイミング制御装置において、

上記油圧経路におけるオイルの温度を検出する油温センサを更に備え、

上記油圧制御弁制御装置は、上記油温センサにより検出されたオイルの温度に応じて、上記油圧制御弁の開度の調整値を補正するように構成されていることを特徴とするエンジンのバルブタイミング制御装置。

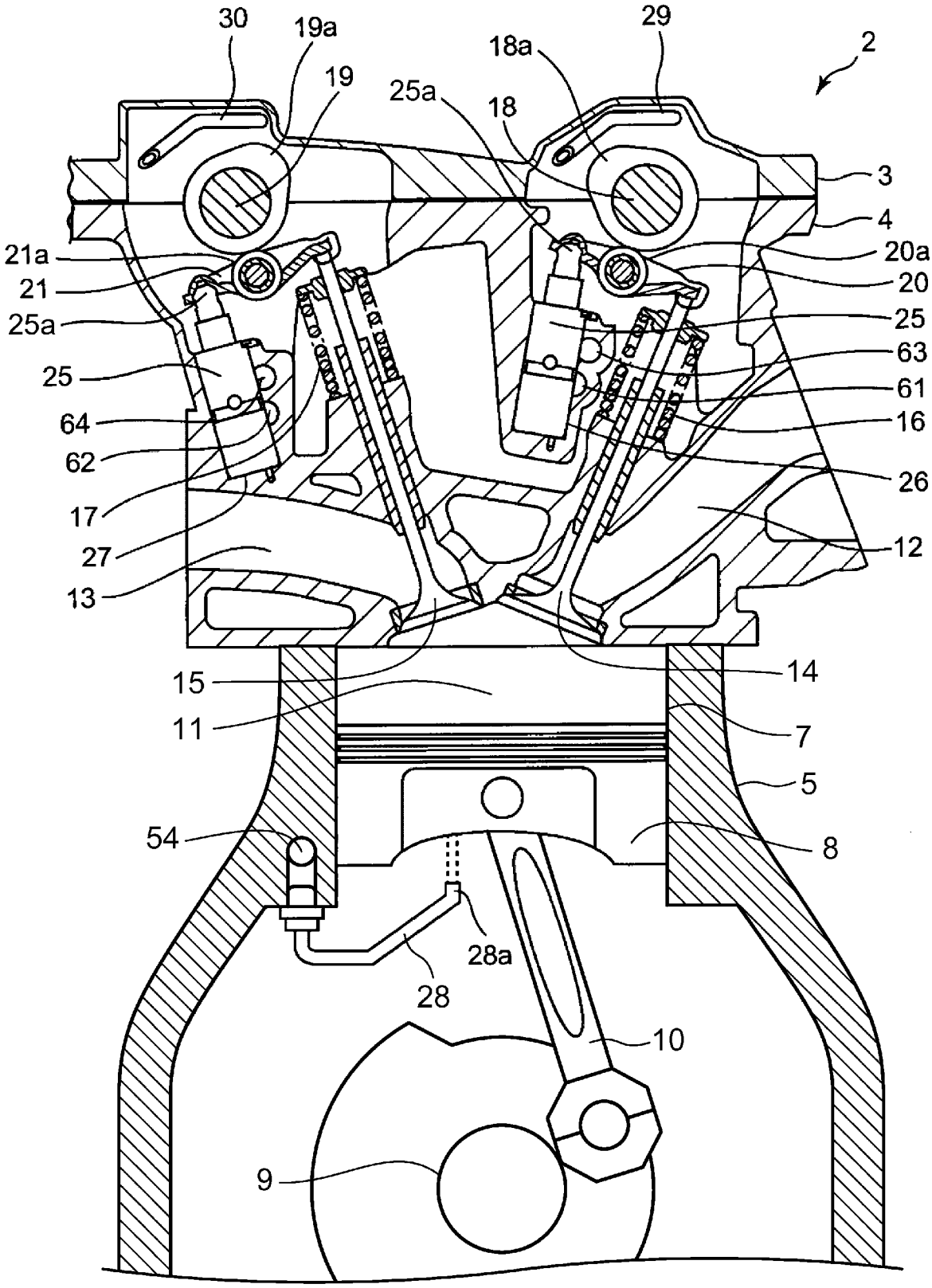
[請求項3] 請求項１又は２記載のエンジンのバルブタイミング制御装置におい

て、

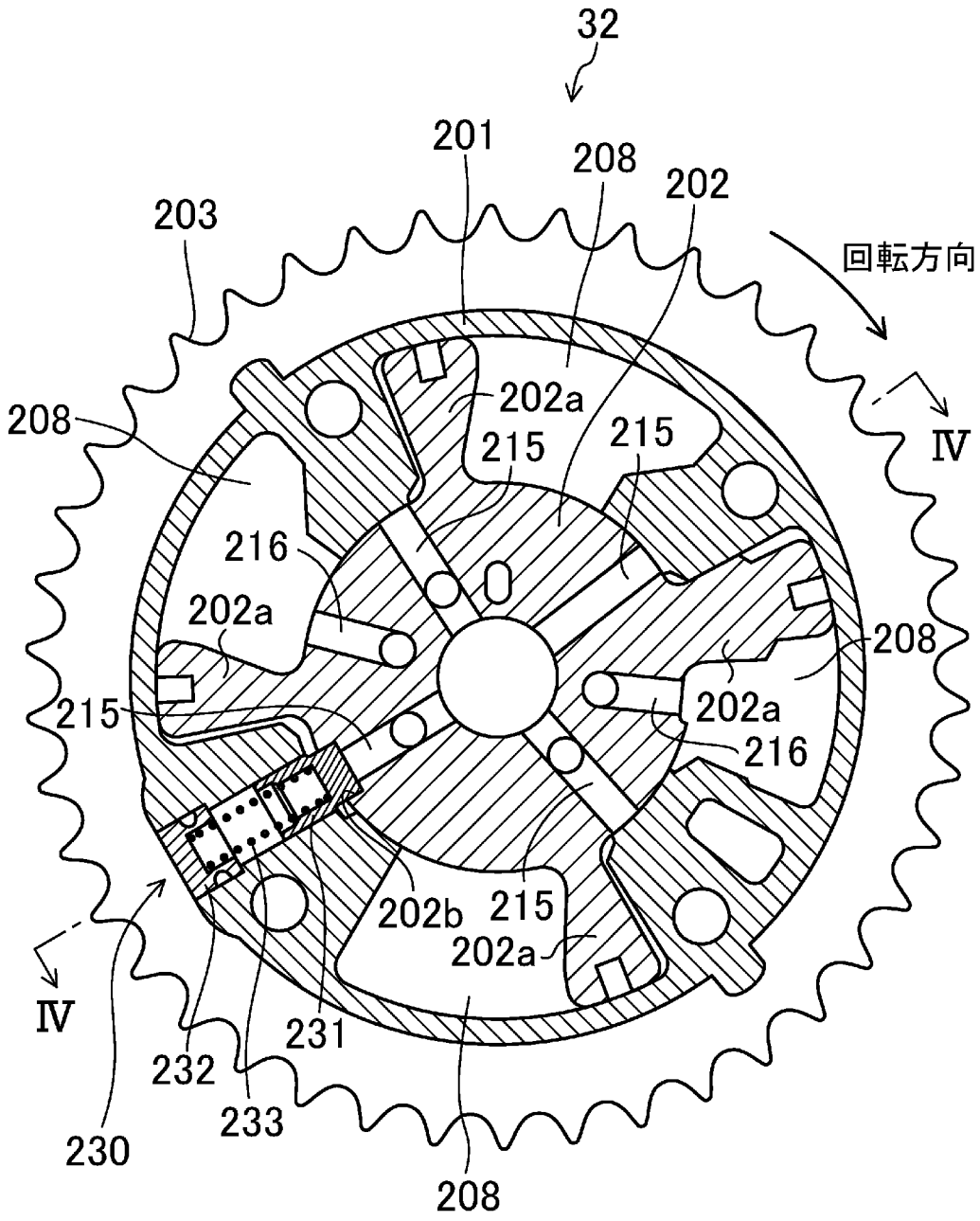
上記オイルポンプは、オイル吐出量を制御可能な可変オイルポンプであり、

上記油圧センサによる検出油圧が、上記エンジンの運転状態に応じて設定された目標油圧になるように、上記オイルポンプの吐出量を制御するポンプ制御装置を更に備えていることを特徴とするエンジンのバルブタイミング制御装置。

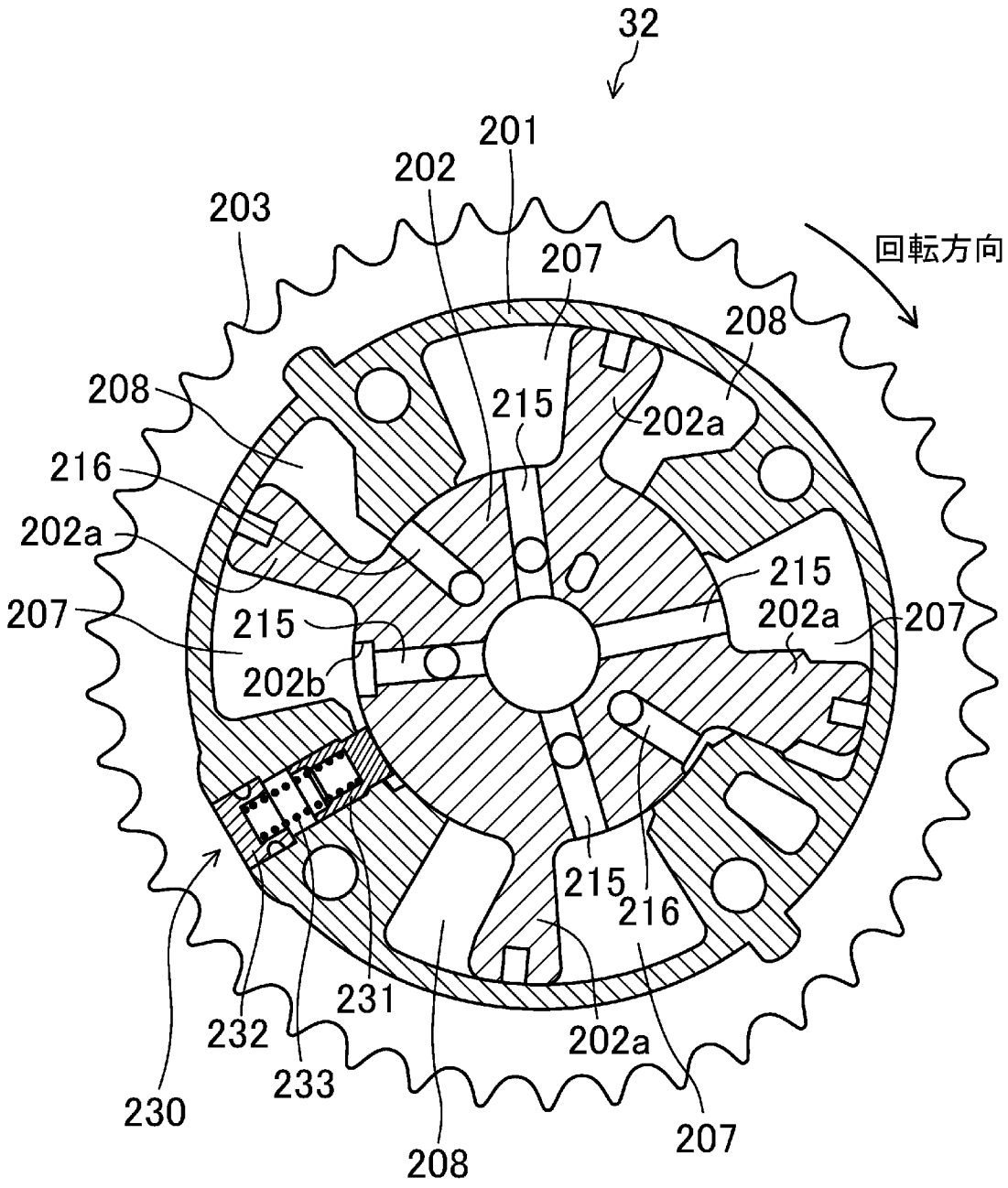
[図1]


30
19a
19
25a
18
18a
29
2
3
4
21a
21
25a
25
64
62
17
27
13
20a
20
25
63
61
16
26
12
15
11
14
7
5
54
8
28a
28
10
9

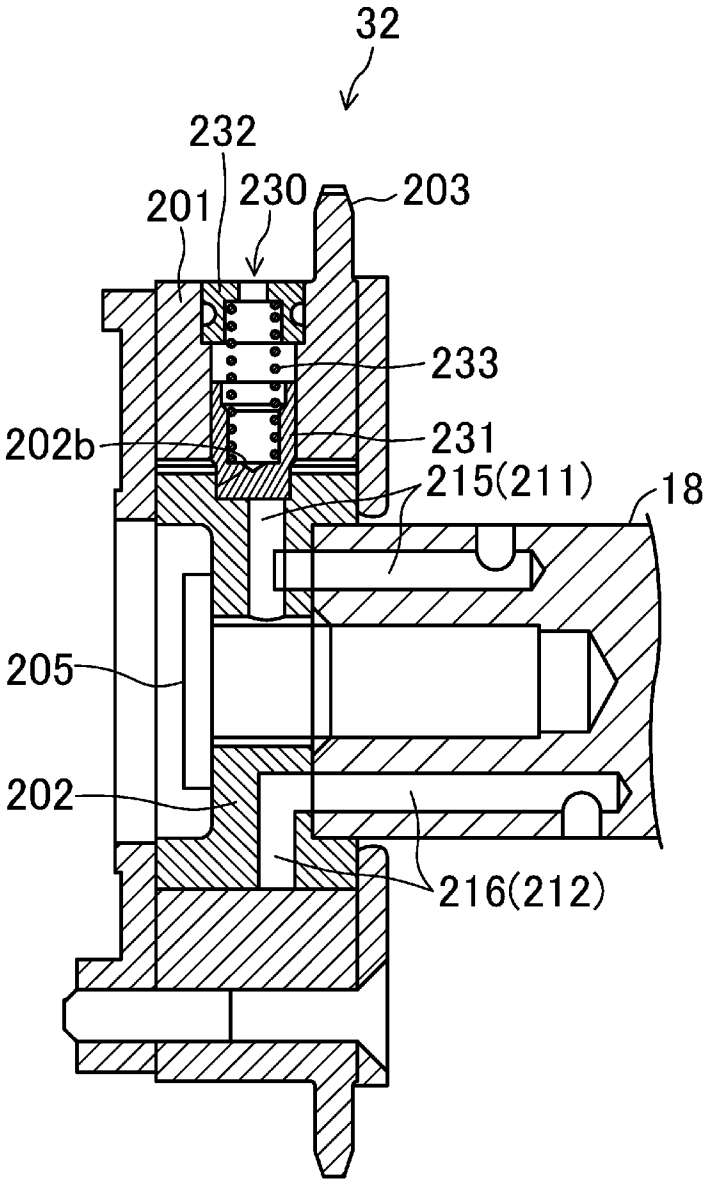
[図2]


32
201
208
202
203
回転方向
202a
215
215
208
Ⅳ
216
202a
208
215
202a
216
202b
215
202a
Ⅳ
231
232
233
230
208

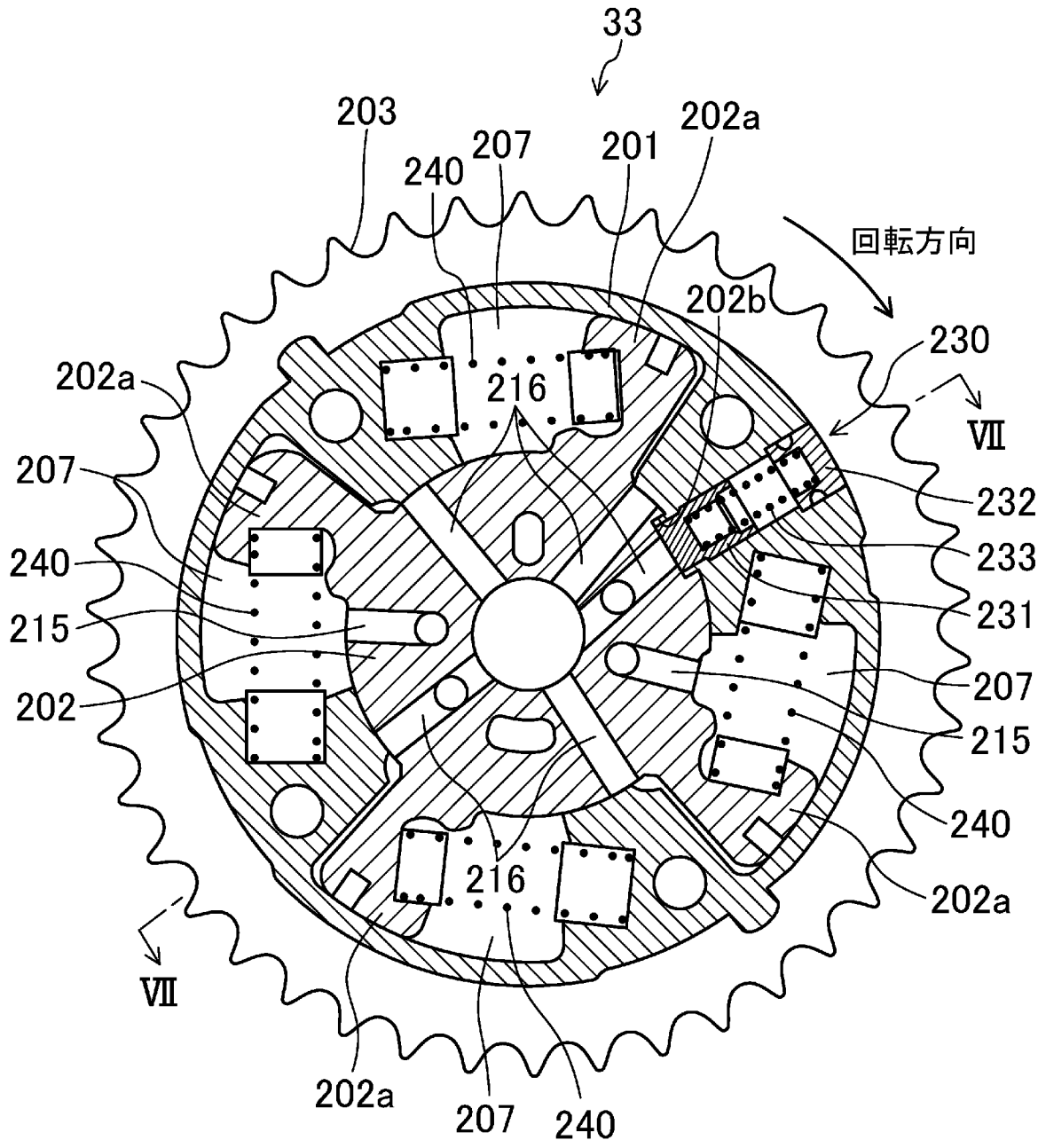
[図3]


32
201
202
203
207
回転方向
208
208
215
202a
216
202a
215
207
202a
207
215
202b
215
216
231
232
202a
233
230
208
207

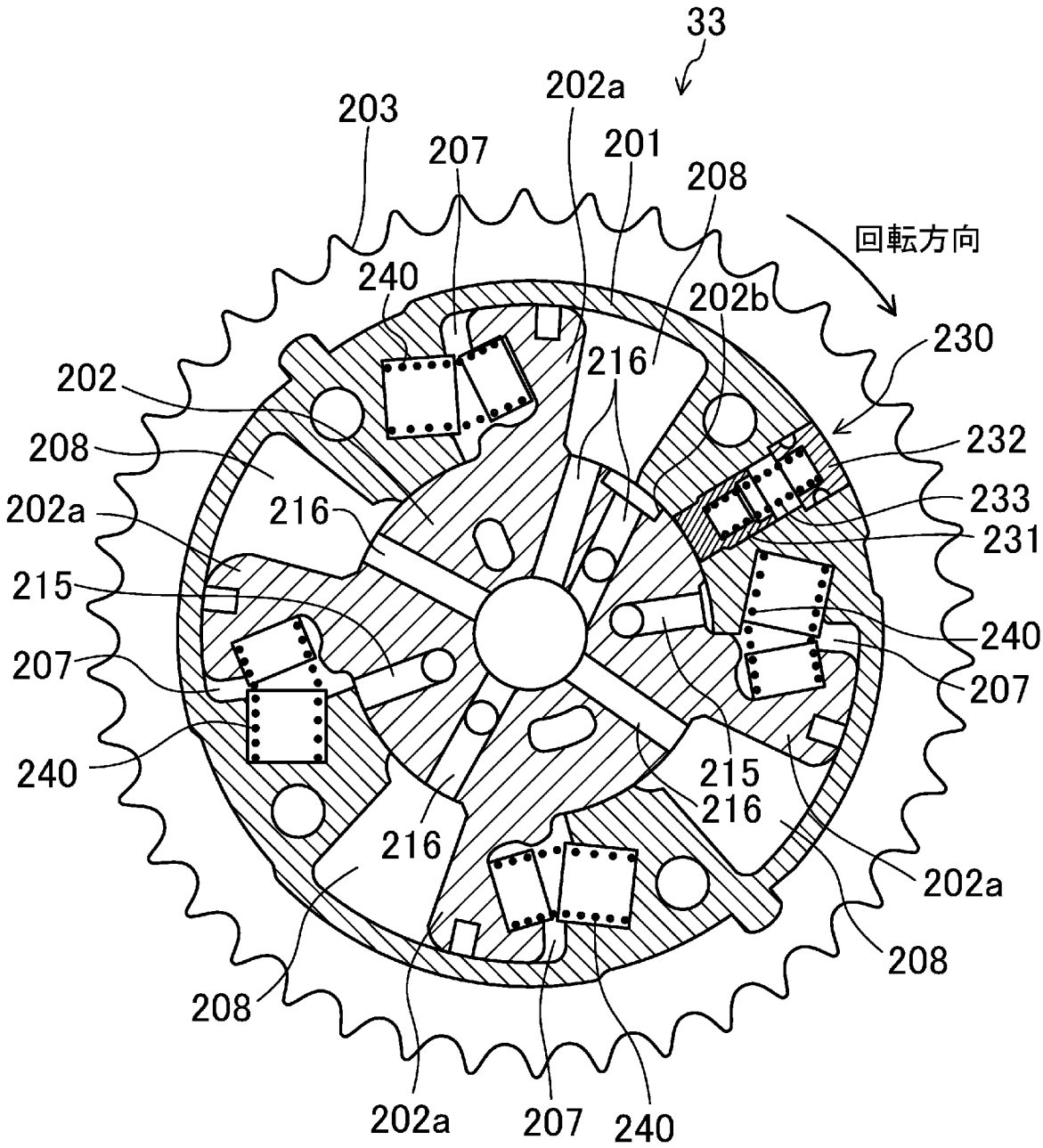
[図4]



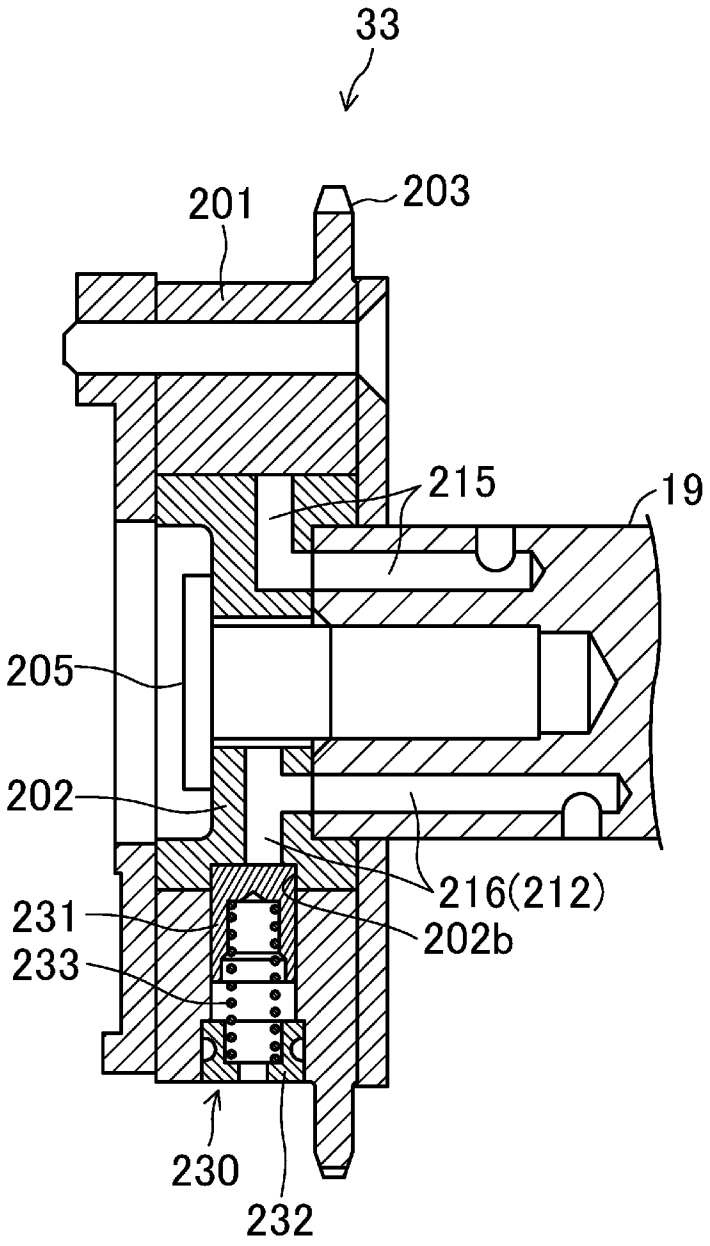
[図5]


33
203
240
207
201
202a
回転方向
202b
230
VII
202a
216
207
232
240
233
215
231
202
207
215
240
216
202a
VII
202a
207
240

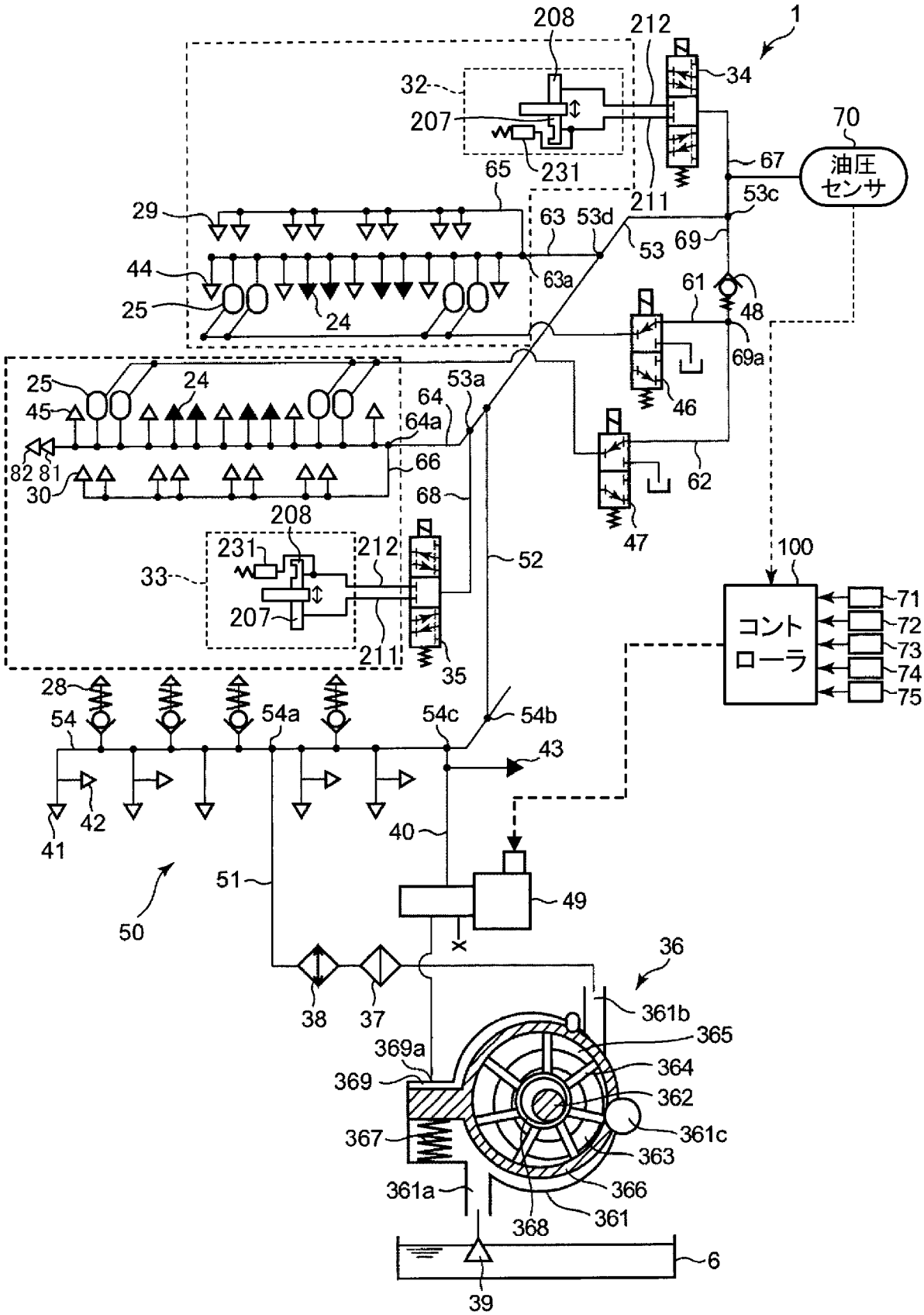
[図6]


33
203
202a
207
201
208
回転方向
240
202b
230
202
216
208
232
233
202a
216
231
215
240
207
207
240
215
216
216
202a
208
208
202a
207
240

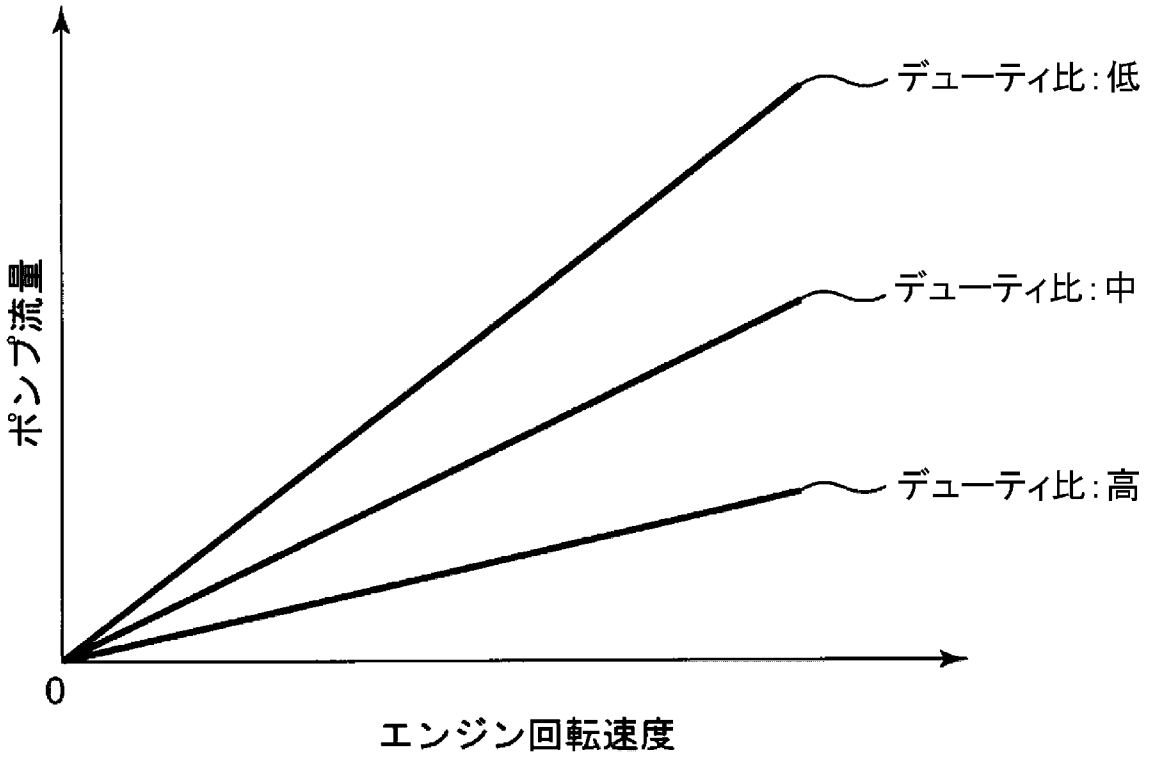
[図7]



[図8]

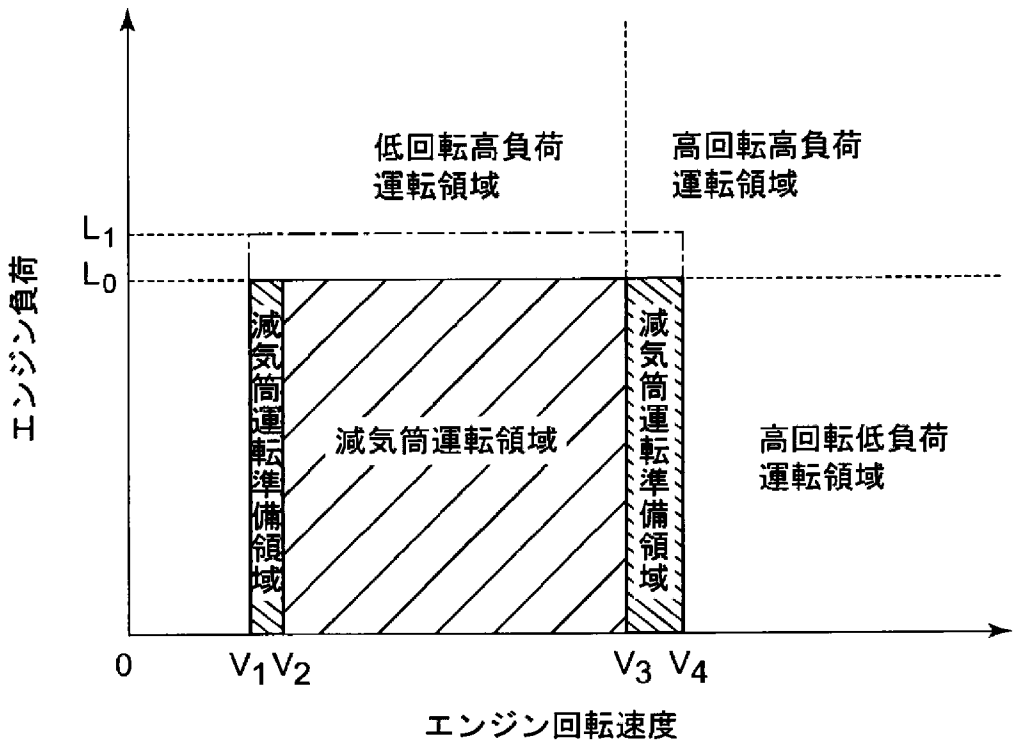

208
212
1
34
32
207
231
70
油圧センサ
67
65
211
53c
29
63
53d
53
69
44
63a
61
48
25
24
69a
46
25
24
64
53a
45
64a
82 81
66
62
30
68
208
47
231
212
100
52
33
207
211
35
コントローラ
71
72
73
74
75
28
54
54a
54c
54b
43
42
41
40
51
49
50
36
38
37
361b
365
369a
364
369
362
361c
367
363
361a
366
368
361
6
39

[図9]

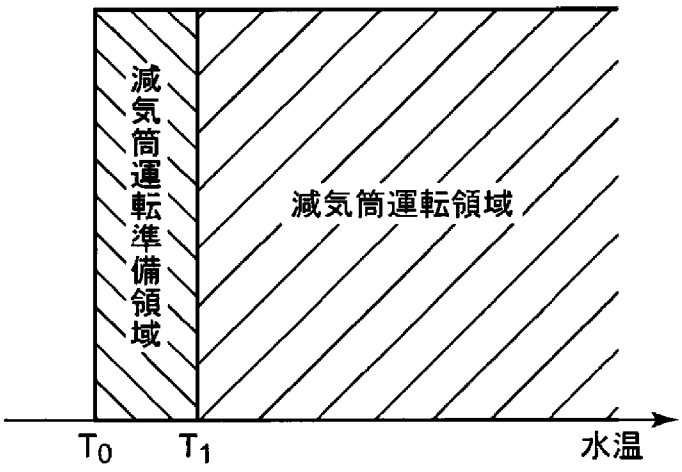


[図10]

(a)

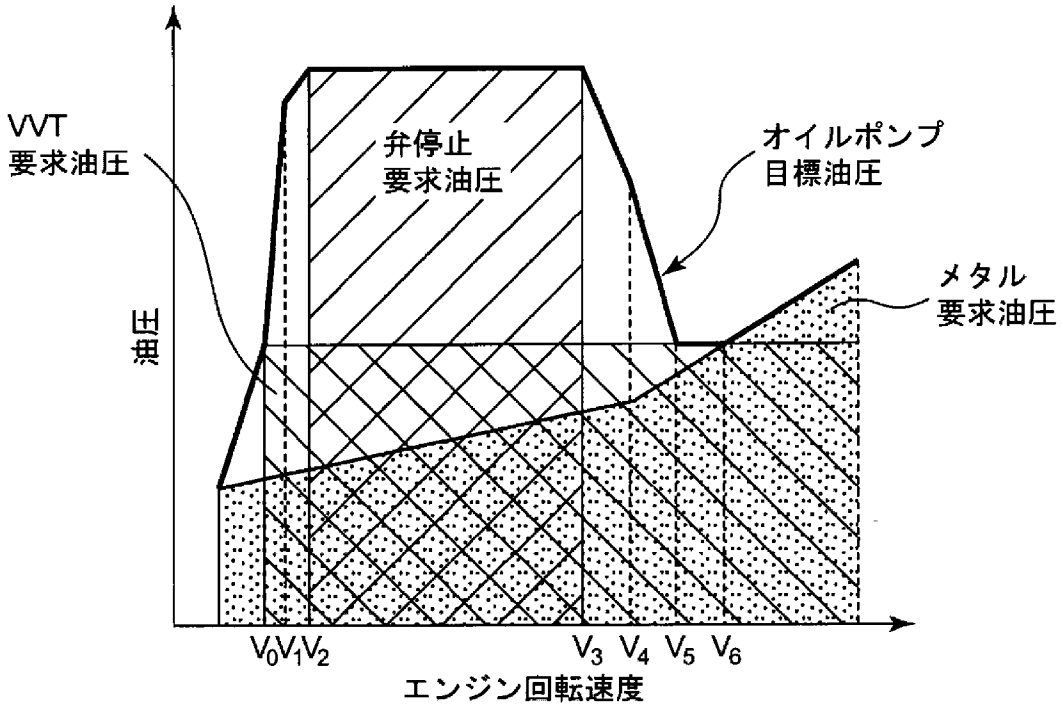

低回転高負荷
運転領域
高回転高負荷
運転領域
L1
L0
減気筒運転準備領域
減気筒運転領域
減気筒運転準備領域
高回転低負荷
運転領域
エンジン負荷
0
V1 V2
V3 V4
エンジン回転速度

(b)

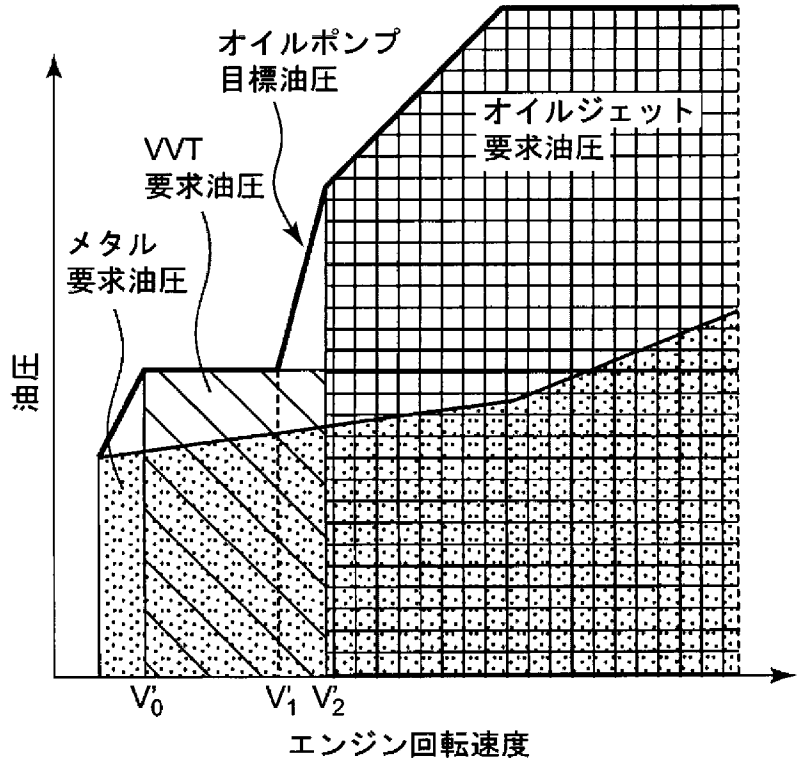

減気筒運転準備領域
減気筒運転領域
T0
T1
水温

[図11]

(a) 低負荷

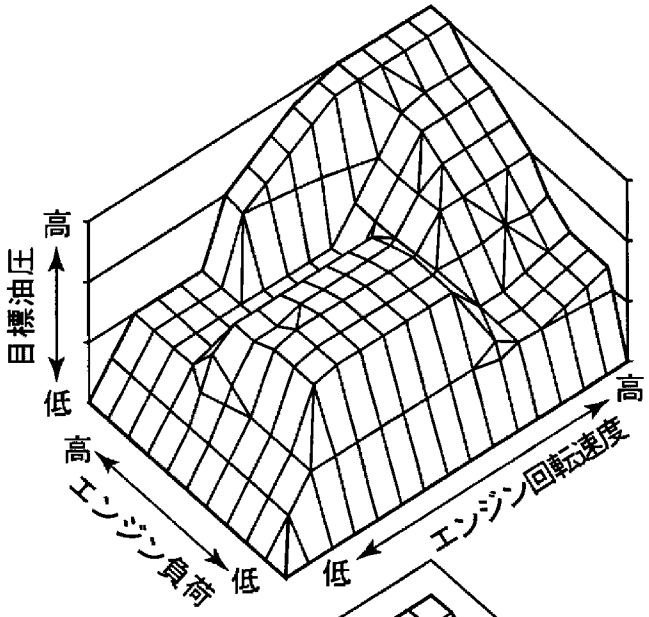


(b) 高負荷

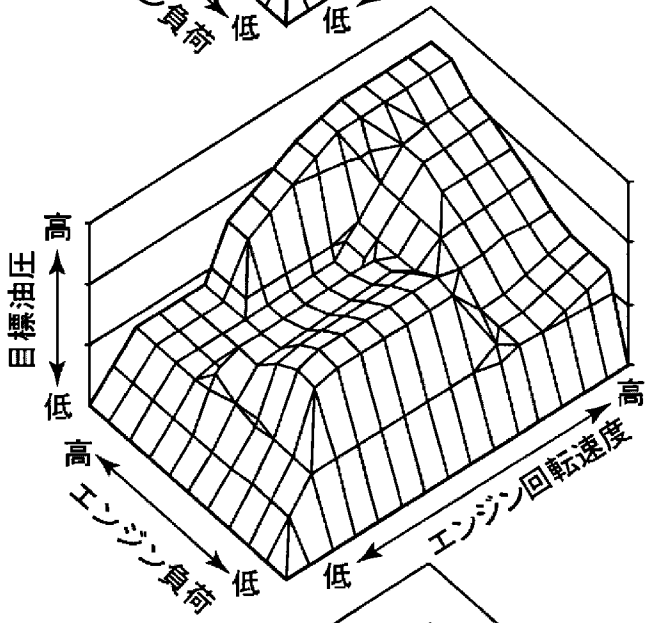


[図12]

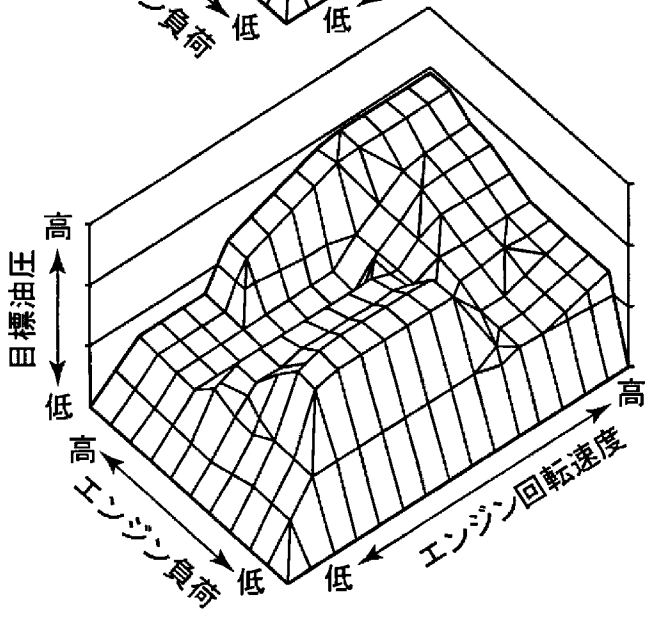
(a) 高温



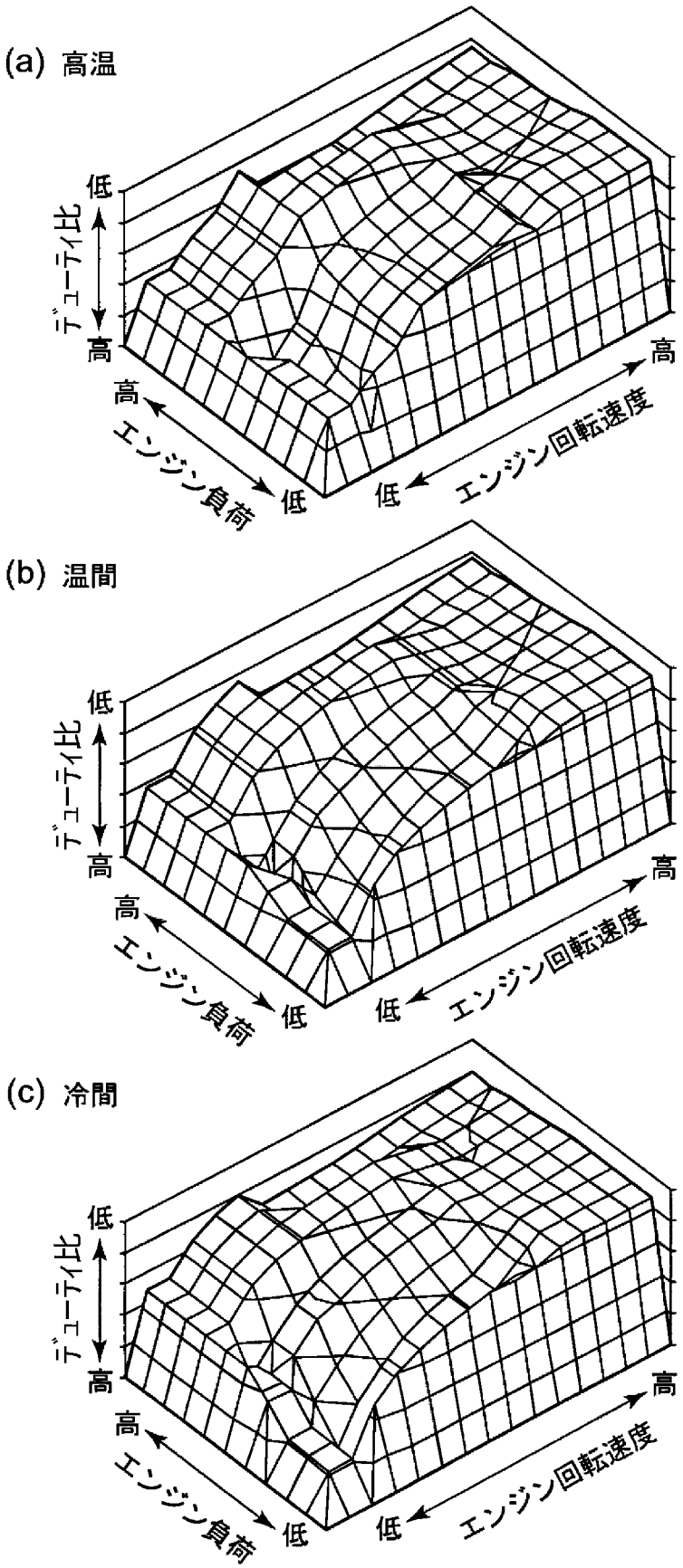
(b) 温間



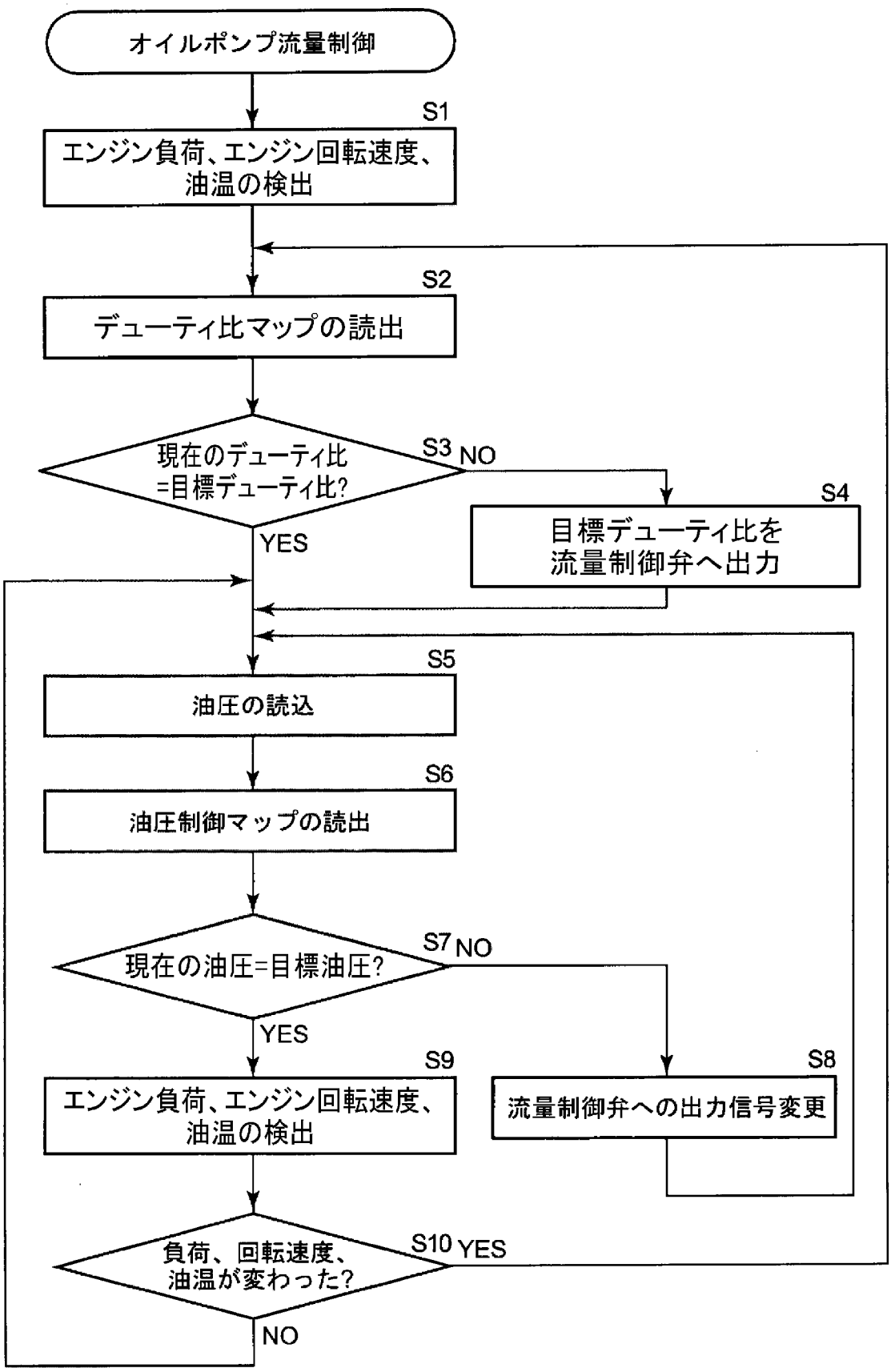
(c) 冷間



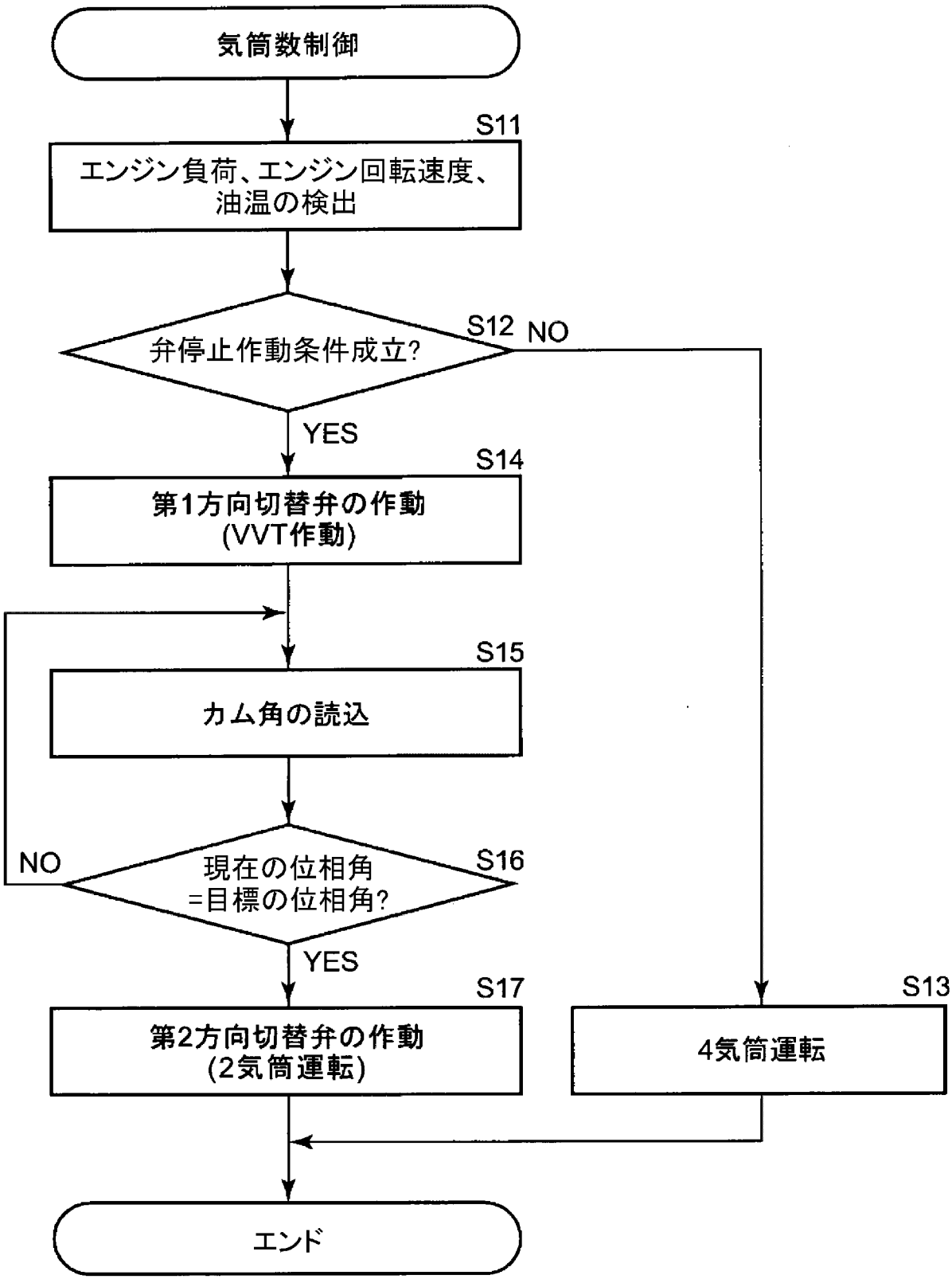
[図13]


(a) 高温
デューティ比
低
高
高
エンジン負荷
低
低
エンジン回転速度
高
(b) 温間
デューティ比
低
高
高
エンジン負荷
低
低
エンジン回転速度
高
(c) 冷間
デューティ比
低
高
高
エンジン負荷
低
低
エンジン回転速度
高

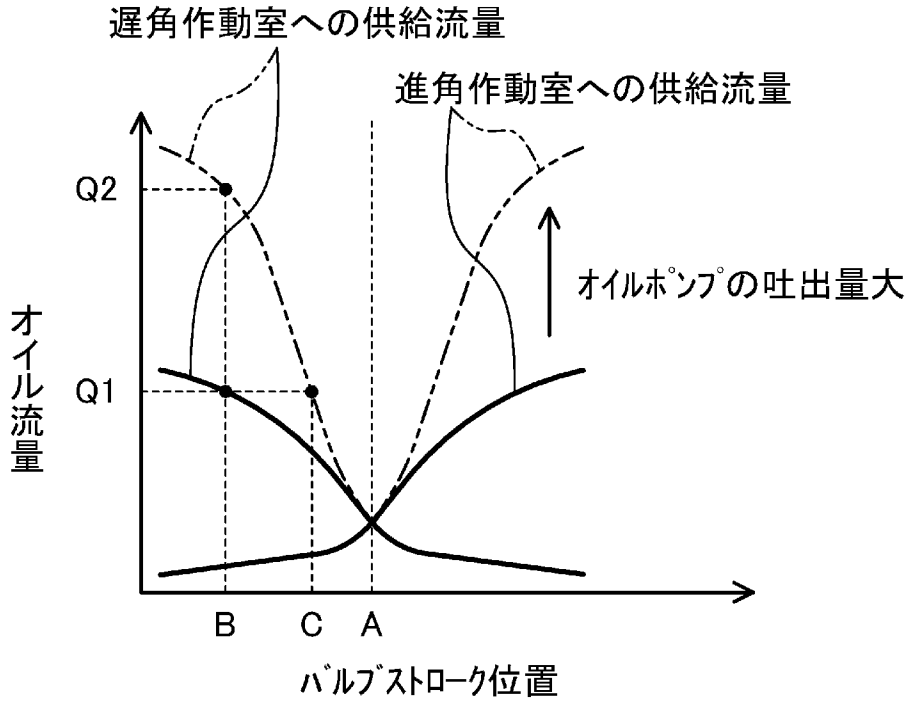
[図14]


オイルポンプ流量制御
S1
エンジン負荷、エンジン回転速度、油温の検出
S2
デューティ比マップの読出
S3
現在のデューティ比=目標デューティ比?
NO
YES
S4
目標デューティ比を流量制御弁へ出力
S5
油圧の読込
S6
油圧制御マップの読出
S7
現在の油圧=目標油圧?
NO
YES
S8
流量制御弁への出力信号変更
S9
エンジン負荷、エンジン回転速度、油温の検出
S10
負荷、回転速度、油温が変わった?
YES
NO

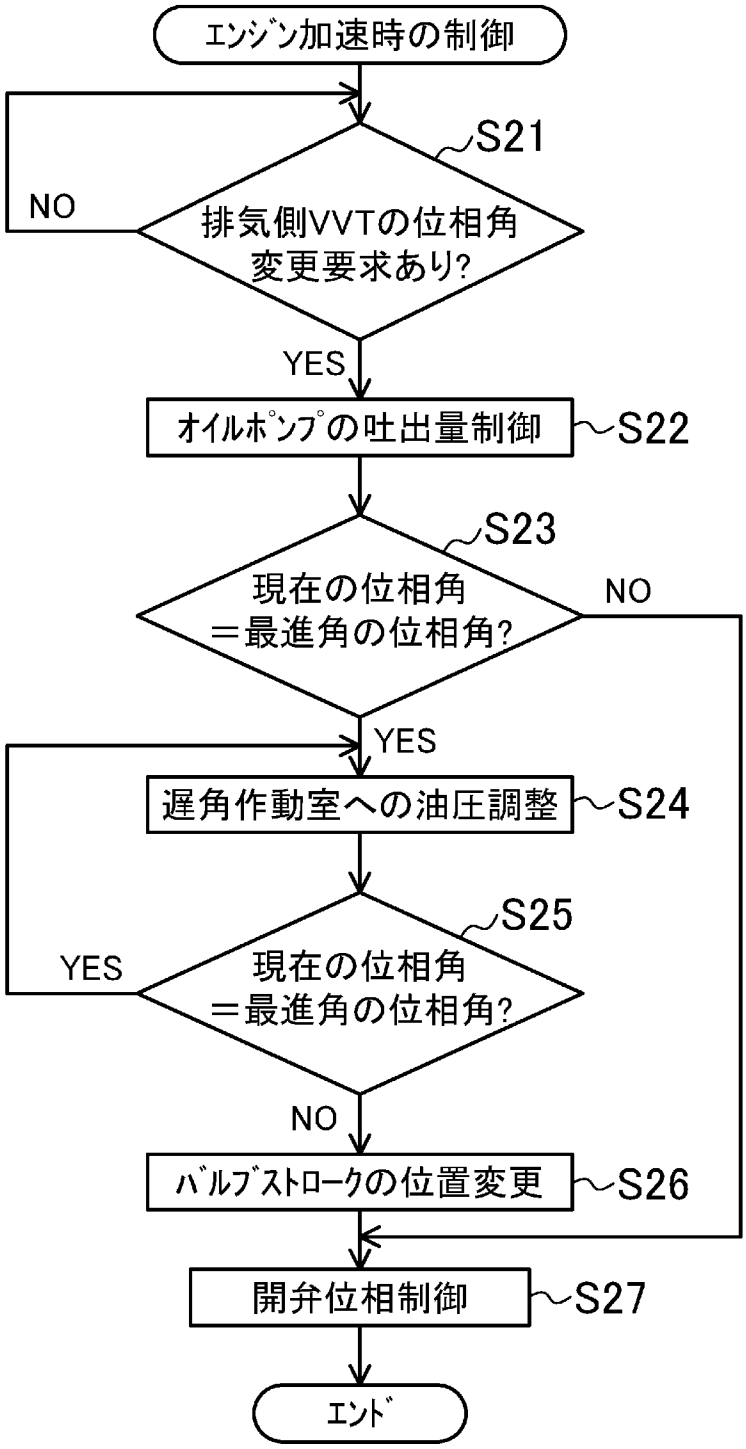
[図15]


気筒数制御
S11
エンジン負荷、エンジン回転速度、
油温の検出
S12
弁停止作動条件成立?
NO
YES
S14
第1方向切替弁の作動
(VVT作動)
S15
カム角の読込
NO
S16
現在の位相角
=目標の位相角?
YES
S17
第2方向切替弁の作動
(2気筒運転)
S13
4気筒運転
エンド

[図16]


遅角作動室への供給流量
進角作動室への供給流量
Q2
Q1
オイルポンプの吐出量大
オイル流量
B
C
A
バルブストローク位置

[図17]


エンジン加速時の制御
S21
排気側VVTの位相角
変更要求あり?
NO
YES
オイルポンプの吐出量制御
S22
S23
現在の位相角
＝最進角の位相角?
NO
YES
遅角作動室への油圧調整
S24
S25
現在の位相角
＝最進角の位相角?
YES
NO
バルブストロークの位置変更
S26
開弁位相制御
S27
エンド

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2015/000871

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F01L1/356(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F01L1/356

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2015 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2015

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2012-225171 A (Toyota Motor Corp.), 15 November 2012 (15.11.2012), paragraphs [0007] to [0012], [0029] to [0032], [0041] to [0065], [0078] to [0080]; all drawings (Family: none)	1-3
A	JP 2003-314311 A (Mitsubishi Electric Corp.), 06 November 2003 (06.11.2003), paragraphs [0007], [0021], [0036] to [0040], [0072] to [0073], [0077] to [0091]; fig. 1 to 3, 8 to 13 & US 2003/0200944 A1 & DE 10253896 A & KR 10-0495887 B1	1-3

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
07 May 2015 (07.05.15)	26 May 2015 (26.05.15)
Name and mailing address of the ISA/ Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2015/000871

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 7-91280 A (Toyota Motor Corp.), 04 April 1995 (04.04.1995), claim 2; paragraph [0040]; fig. 3, 10 (Family: none)	2-3

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１５／０００８７１

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F01L1/356(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F01L1/356

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１５年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１５年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１５年

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

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	JP 2012-225171 A（トヨタ自動車株式会社）2012.11.15, 【0007】-【0012】,【0029】-【0032】,【0041】-【0065】, 【0078】-【0080】, 全図（ファミリーなし）	１－３
A	JP 2003-314311 A（三菱電機株式会社）2003.11.06, 【0007】,【0021】,【0036】-【0040】,【0072】-【0073】、【0077】-【0091】, 図 1-3, 8-13 & US 2003/0200944 A1 & DE 10253896 A & KR 10-0495887 B1	１－３

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。

☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー

「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献

「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
０７．０５．２０１５	２６．０５．２０１５

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
郵便番号１００－８９１５
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｇ　９５２９
今関　雅子
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３５５

Ｃ（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
Ａ	JP 7-91280 A（トヨタ自動車株式会社）1995.04.04, 請求項2,【0040】, 図3, 10（ファミリーなし）	２－３