

(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
2014年10月2日(02.10.2014)

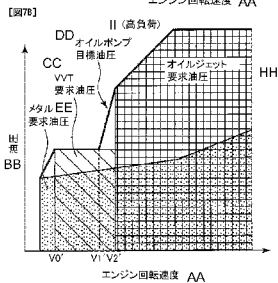
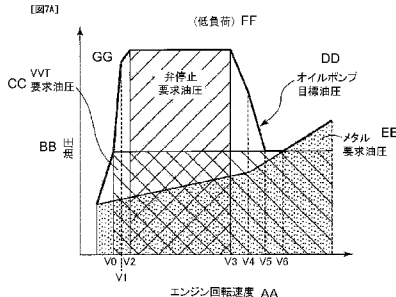


(10) 国際公開番号
WO 2014/155967 A1

- (51) 国際特許分類:
F01M 1/16 (2006.01) F02D 17/02 (2006.01)
F01M 1/08 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2014/001027
- (22) 国際出願日: 2014年2月26日(26.02.2014)
- (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 2013-073911 2013年3月29日(29.03.2013) 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: 橋本 真憲(HASHIMOTO, Masanori); 〒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). 岡澤 寿史(OKAZAWA, Hisashi); 〒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: 小谷 悦司, 外(KOTANI, Etsuji et al.); 〒5300005 大阪府大阪市北区中之島2丁目2番2号 大阪中之島ビル2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, LT, 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, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT,

[続葉有]

(54) Title: OIL SUPPLY DEVICE FOR ENGINE
(54) 発明の名称: エンジンのオイル供給装置



- AA Engine speed
- BB Hydraulic pressure
- CC Required hydraulic pressure for VVT
- DD Oil pump target hydraulic pressure
- EE Required hydraulic pressure for metal bearings
- FF Low load
- GG Required hydraulic pressure for stopping valve
- HH Require hydraulic pressure for oil jets
- II High load

(57) Abstract: This oil supply device for an engine is provided with: a variable capacity oil pump; a plurality of hydraulically actuated devices that are connected to the pump via oil passages; a pump control unit that modifies the capacity of the pump and controls the amount of oil discharged; a hydraulic pressure detection unit that detects the hydraulic pressure of the oil passages that changes in response to the amount of oil discharged; and a storage unit that stores a hydraulic pressure control map, in which a target hydraulic pressure which should be set in response to the operational state of the engine is determined, on the basis of the highest required hydraulic pressure, which is defined for each operational state of the engine, among the hydraulic pressures required by the hydraulically actuated devices. The pump control unit reads the current target hydraulic pressure from the stored hydraulic pressure control map, modifies the capacity of the pump and controls the amount of oil discharged so that the hydraulic pressure detected by the hydraulic pressure detection unit matches the target hydraulic pressure that was read.

(57) 要約: エンジンのオイル供給装置は、可変容量型のオイルポンプと、前記ポンプと油路を介して接続された複数の油圧作動装置と、前記ポンプの容量を変更してオイルの吐出量を制御するポンプ制御部と、前記吐出量に応じて変わる前記油路の油圧を検出する油圧検出部と、エンジンの運転状態ごとに特定される前記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、エンジンの運転状態に応じて設定すべき目標油圧を定めた油圧制御マップを記憶する記憶部と、を備える。前記ポンプ制御部は、前記記憶された油圧制御マップから現時点の目標油圧を読み取り、前記油圧検出部で検出された油圧が前記読み取った目標油圧に一致するように前記ポンプの容量を変更して前記吐出量を制御する。

WO 2014/155967 A1

NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI 添付公開書類:
(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, — 國際調查報告 (條約第 21 條(3))
MR, NE, SN, TD, TG).

明 細 書

発明の名称： エンジンのオイル供給装置

技術分野

[0001] 本発明は、自動車用等のエンジンの各部位へオイルポンプからエンジンオイルを供給するオイル供給装置に関し、特にオイルポンプの制御技術の分野に属する。

背景技術

[0002] 従来、自動車用等のエンジンにおいて、例えば、軸受部や摺動部の潤滑用、ピストンの冷却用または各種機器の作動圧用として、エンジンの各部位へオイルポンプからエンジンオイルを供給する技術が採用されている。

[0003] ここで、一般にエンジンオイルの要求油圧は、エンジンの運転状態（回転速度、負荷、油温等）に応じて異なる。例えば、油温が高いと軸受部等からのリーク量が増大して油圧が上がりにくくなるため、油温の上昇に応じて油圧を高めにする必要がある。また、ピストン冷却用のエンジンオイルは、エンジンの回転数が上昇すれば必要油量も増えるため油圧を高くする必要がある。更に、可変バルブタイミング機構（Variable Valve Timing、略称VVT）や減気筒運転のための弁停止機構等は運転状態に応じて作動／停止を切り替えるため、この切り替え毎に油圧を変更する必要がある。

[0004] もっとも、必要以上の油量、油圧のエンジンオイルを供給すると、オイルポンプでの駆動ロスを増大させ、エンジンの燃費性能を悪化させる。したがって、更なる燃費向上のためには、エンジンの運転状態に応じて供給する油量、油圧を適切に制御する技術が求められる。

[0005] 例えば、特許文献1には、オイルポンプの吐出通路に油圧制御弁（デュエリニアソレノイドバルブ）を設け、エンジンの運転状態に応じて各部に供給するエンジンオイルの油圧を制御する技術が開示されている。

[0006] しかし、特許文献1に記載された上述の技術では、オイルポンプは定容量型であり、要求油圧（油量）が少ないときはオイルポンプによって吐出され

たエンジンオイルが油圧制御弁によってオイルタンクへ戻されるため、結果的に、この戻される分のエンジンオイルを吐出した際のオイルポンプの仕事が無駄になり、燃費向上の効果は低い。

[0007] また、例えば、特許文献2には、吸排気弁の可変リフト機構を作動させる作動圧を供給するオイルポンプとして可変容量型オイルポンプを用い、バルブの要求リフト特性とするための要求吐出量を、エンジン回転速度、エンジン負荷及び油温により決定し、トータル要求吐出量に基づいてオイルポンプの吐出量を制御する技術が開示されている。

[0008] しかし、特許文献2に記載された上述の技術は、各油圧作動装置からの要求油圧を同時に満足するものではない。また、当該技術は、油圧を検出値に基づいてフィードバック制御するものではないため、オイルポンプの容量制御の精度が低い。したがって、燃費向上の効果が不十分である。

先行技術文献

特許文献

[0009] 特許文献1：特許3084641号

特許文献2：特開2002-309916号公報

発明の概要

[0010] そこで、本発明は、各油圧作動装置の要求油圧を確保しながら可変容量型オイルポンプの容量を適切に制御することで、エンジンの燃費を更に向上することを課題とする。

[0011] 前記課題を解決するため、本発明に係るエンジンのオイル供給装置は、可変容量型のオイルポンプと、前記ポンプと油路を介して接続された複数の油圧作動装置と、前記ポンプの容量を変更してオイルの吐出量を制御するポンプ制御部と、前記吐出量に応じて変わる前記油路の油圧を検出する油圧検出部と、エンジンの運転状態ごとに特定される前記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、エンジンの運転状態に応じて設定すべき目標油圧を定めた油圧制御マップを記憶する記憶部と、を備える。前記ポンプ制御部は、前記記憶された油圧制御マップから現時点の目標油圧を讀

み取り、前記油圧検出部で検出された油圧が前記読み取った目標油圧に一致するように前記ポンプの容量を変更して前記吐出量を制御する。

図面の簡単な説明

- [0012] [図1]本発明の一実施形態であるエンジンの概略構成を示す図である。
- [図2]弁停止機能付きH L Aの概略構成を示す断面図である。
- [図3A]V V Tの概略構成を示す側面断面図である。
- [図3B]V V Tの動作を説明するための図である。
- [図4]オイル供給装置の概略構成を示す図である。
- [図5]可変容量型オイルポンプの特性を示す図である。
- [図6A]エンジンの減気筒運転領域をエンジン負荷および回転速度との関係で示す概念図である。
- [図6B]エンジンの減気筒運転領域をエンジン水温との関係で示す概念図である。
- [図7A]エンジンの低負荷運転時におけるポンプの目標油圧の設定について説明する図である。
- [図7B]エンジンの高負荷運転時におけるポンプの目標油圧の設定について説明する図である。
- [図8A]エンジンの高温時に使用される油圧制御マップを示す図である。
- [図8B]エンジンの温間時に使用される油圧制御マップを示す図である。
- [図8C]エンジンの冷間時に使用される油圧制御マップを示す図である。
- [図9A]エンジンの高温時に使用されるデューティ比マップを示す図である。
- [図9B]エンジンの温間時に使用されるデューティ比マップを示す図である。
- [図9C]エンジンの冷間時に使用されるデューティ比マップを示す図である。
- [図10]ポンプの流量制御方法を示すフローチャートである。
- [図11]エンジンの気筒数制御方法を示すフローチャートである。
- [図12]減気筒運転への切替時の制御を示すタイムチャートである。
- [図13]図4のオイル供給装置の下流部分の構成を示す拡大図である。

発明を実施するための形態

[0013] 以下、本発明に係るエンジンのオイル供給装置 1 の実施形態について、図 1 から図 1 3 を参照しながら説明する。

[0014] まず、図 1 を参照しながら、オイル供給装置 1 が適用されるエンジン 2 について説明する。図示するように、エンジン 2 は、第 1 気筒から第 4 気筒が順に（紙面に直交する方向に）直列に配置された直列 4 気筒ガソリンエンジンであり、上下方向に互いに連結されたカムキャップ 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 4 参照）を備えている。シリンダブロック 5 には 4 つのシリンダボア 7 が形成されている。各シリンダボア 7 の内部には、それぞれピストン 8 が摺動可能に設けられている。ピストン 8 は、クランクケースに回転自在に支持されたクランクシャフト（図示せず）とコネクティングロッド 10 によって連結されている。シリンダブロック 5 の上部には、シリンダボア 7 とピストン 8 とによって区画された燃焼室 11 が気筒毎に形成されている。

[0015] 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 を開閉する吸気弁 14 及び排気弁 15 が各ポート 12、13 に装備されている。これら吸排気弁 14、15 は、リターンスプリング 16、17 により閉方向（図 1 の上方）に付勢されており、回転するカムシャフト 18、19 の外周に設けられたカム部 18a、19a と、その下方に設けられたスイングアーム 20、21 とにより開閉駆動される。すなわち、カムシャフト 18、19 の回転に伴い、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 がカム部 18a、19a により下方に押される。すると、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スイングアーム 20、21 が揺動するとともに、このスイングアーム 20、21 の他端部が、リターンスプリング 16、17 の付勢力に抗して吸排気弁 14、15 を下方に押し、これによって吸排気弁 14、15 が開弁する。

[0016] エンジン中央にある第 2、第 3 気筒のスイングアーム 20、21 のピボッ

ト機構 25 a として、油圧により自動的にバルブクリアランスをゼロに調整する公知の油圧ラッシュアジャスタ 24（以降、Hydraulic Lash Adjusterの頭文字をとって「HLA」という）が設けられている。

[0017] また、エンジン両端にある第1、第4気筒のスイングアーム 20、21のピボット機構 25 a として、吸排気弁 14、15の開閉動作を停止させる弁停止機能が付加されたHLA 25（図1、図2参照）が設けられている。この弁停止機能付きHLA 25は、HLA 24と同様に自動的にバルブクリアランスをゼロに調整する機能に加えて、エンジン2の減気筒運転か全気筒運転かに応じて第1、第4気筒の吸排気弁 14、15を開閉動作させるか停止させるかを切り替える機能をも有している。すなわち、HLA 25は、エンジン2の全気筒運転時には第1、第4気筒の吸排気弁 14、15を開閉動作させる一方、エンジン2の減気筒運転時には、第1、第4気筒の吸排気弁 14、15の開閉動作を停止させる。このため、HLA 25は、吸排気弁 14、15の開閉動作を停止させるための機構として、弁停止機構 25 b（図2）を有している。なお、弁停止機構 25 bは、請求項にいう「弁停止装置」に相当するものである。

[0018] シリンダヘッド4には、HLA 24及び弁停止機能付きHLA 25の下端部を挿入して装着するための装着穴 26、27が設けられている。また、シリンダヘッド4には、弁停止機能付きHLA 25用の装着穴 26、27に連通する油路 61、62、63、64が穿設されている。HLA 25が装着穴 26、27に嵌合された状態で、油路 61、62は、HLA 25の弁停止機構 25 b を作動させる油圧（作動圧）を供給し、油路 63、64はHLA 25のピボット機構 25 a が自動的にバルブクリアランスをゼロに調整するための油圧を供給する。

[0019] 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。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。なお、オイルジェット28は、請求項にいう「オイル噴射弁」に相当する。

[0020] 各カムシャフト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が設けられている。該オイルシャワー29、30から供給される潤滑用のオイルは、オイルシャワー29、30の下方にあるカムシャフト18、19のカム部18a、19aと、さらに下方にあるスイングアーム20、21とカムフォロア20a、21aとの接触部とに滴下される。

[0021] 次に、図2を参照しながら、油圧作動装置の一つである弁停止機構25bについて説明する。弁停止機構25bは、エンジン2の運転状態に応じて第1、第4気筒の吸排気弁14、15の開閉動作を停止させる減気筒運転と、全てのHLA24、25を通常動作させることで全気筒の吸排気弁14、15に開閉動作をさせる全気筒運転とに切り替えるための機構である。

[0022] 上述したように、弁停止機能付きHLA25は、ピボット機構25aと弁停止機構25bとを備えている。ピボット機構25aは、油圧により自動的にバルブクリアランスをゼロに調整するもので、第2、3気筒に用いられている周知のHLA24と実質的に同じ構成であるため説明を省略する。弁停止機構25bは、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251と、該外筒251の側周面において互いに対向するように設けられた2つの貫通孔251aを出入り可能で、かつ上方にある軸方向に摺動自在なピボット機構25aをロック状態またはロック解除状態に切替可能な一対のロックピン252と、これらロックピン252を径方向外側へ付勢するロックスプリング253と、外筒251の内底部とピボット機構25aの底部との間に設けられ、ピボット機構25aを外筒251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254とを備えている。

[0023] 図2の(a)に示すように、ロックピン252が外筒251の貫通孔251aに嵌合しているときは、ピボット機構25aが上方に突出して固定され

たロック状態にある。このロック状態では、図1に示すように、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、カムシャフト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。これにより、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、第4気筒について弁停止機構25bをロック状態にすることで、全気筒運転を行うことができる。

[0024] 図2の(b)に示すように、作動油圧により両ロックピン252の外側端面を押圧すると、ロックスプリング253の引張力に抗して、両ロックピン252は互いに接近するように外筒251の内径方向に後退する。これにより、ロックピン252と外筒251の貫通孔251aとの嵌合が解除され、上方にあるピボット機構25aが軸方向に移動可能なロック解除状態となる。

[0025] このロック解除状態への変化に伴い、ピボット機構25aがロストモーションスプリング254の付勢力に抗して下方に押圧されると、図2の(c)に示すような弁停止状態となる。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254よりも強い付勢力を有しているため、ロック解除状態では、カムシャフト18、19の回転によりカム部18a、19aがカムフォロア20a、21aを下方に押したとき、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、ピボット機構25aがロストモーションスプリング254の付勢力に抗して下方に押される。つまり、吸排気弁14、15は閉弁されたままとなる。したがって、弁停止機構25bをロック解除状態にすることで、減気筒運転を行うことができる。

[0026] シリンダヘッド4には、図3Aに示す油圧作動式の変バルブタイミング機構32、33（以下、単に「VVT」という。）が設けられている。VVT32は吸気弁14の開閉時期を変更するものであり、VVT33は排気弁

15の開閉時期を変更するものである。これら吸気弁14用のVVT32と排気弁15用のVVT35とは、ともに同一の構造を有している。すなわち、VVT32(33)は、略円環状のハウジング321(331)と、該ハウジング321(331)の内部に收容されたロータ322(332)とを有している。ハウジング321(331)は、クランクシャフトと同期して回転するカムプーリ323(333)と一体回転可能に連結されており、ロータ322(332)は、吸気弁14(排気弁15)を開閉させるカムシャフト18(19)と一体回転可能に連結されている。ハウジング321(331)の内部には、ロータ322(332)に設けられたベーン324(334)とハウジング321(331)の内周面とで区画された遅角油圧室325(335)及び進角油圧室326(336)が複数形成されている。なお、VVT32、33は、請求項にいう「弁特性制御装置」に相当するものである。

[0027] 図4に示すように、VVT32の各油圧室325、326には、ポンプ(オイルポンプ)36から第1方向切替弁34を介して供給されるオイルが導入される。同様に、VVT33の各油圧室335、336には、ポンプ36から第1方向切替弁35を介して供給されるオイルが導入される。第1方向切替弁34(35)の制御により遅角油圧室325(335)にオイルを導くと、油圧によりカムシャフト18(19)が回転方向とは逆向きに動くため、吸気弁14(排気弁15)の開閉時期が遅くなる。一方、進角油圧室326(336)にオイルを導くと、油圧によりカムシャフト18(19)は回転方向に動くため、吸気弁14(排気弁15)の開閉時期が早くなる。

[0028] 図3Bは、吸気弁14と排気弁15のリフトカーブを示すとともに、吸気弁14の開閉時期をVVT32によって変化させた場合を例示している。この図3Bから理解されるように、VVT32によって吸気弁14の開閉時期を進角方向(矢印を参照)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(一点鎖線を参照)とがオーバーラップする。このように吸気弁14と排気弁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、ポンピングロスを低減して燃費性能を向上できる。また、燃焼温度を抑えることもできるため、NO_xの発生を抑えて排気浄化を図れる。一方、VVT32によって吸気弁14の開閉時期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（実線を参照）とがオーバーラップしなくなり、アイドル運転時には安定燃焼を確保でき、高回転運転時にはエンジン出力を向上できる。

[0029] 次に、図4を参照しながら、本発明の実施形態に係るオイル供給装置1について詳細に説明する。図示するように、本実施形態のオイル供給装置1は、上述のエンジン2にオイルを供給するための装置であり、上述したポンプ36と、ポンプ36に連結され、昇圧されたオイルをエンジン各部に導く給油路50とを備えている。

[0030] 給油路50は、パイプや、シリンダブロック5及びシリンダヘッド4等に穿設された通路からなる。給油路50は、ポンプ36に連通され、オイルパン6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メインギャラリ54と、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。

[0031] ポンプ36は、公知の変容量型のオイルポンプであって、図示しないクランクシャフトの回転によって駆動される。ポンプ36は、一端側が開口するように形成されかつ内部に円柱状の空間からなるポンプ収容室を有する断面コ字形状のポンプボディと該ポンプボディの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、ポンプ収容室のほぼ中心部を貫通してクランクシャフトによって回転駆動される駆動軸362と、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ペーン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、ポンプボディ内に收容され、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方向へカムリング 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かつロータ 363 よりも小径な一对のリング部材 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 361 a と、ポンプ室 365 からオイルを吐出する吐出口 361 b 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 の外周面と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 369 a が設けられている。ポンプ 36 は、導入孔 369 a 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 361 c 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、ポンプ 36 の吐出容量が増えるように構成されている。

[0032] ポンプ 36 の吸入口 361 a には、オイルパン 6 に臨むオイルストレーナ 39 が連結されている。ポンプ 36 の吐出口 361 b 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, 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 を通じてポンプ 36 によってくみ上げられ、オイルフィルタ 37 で濾過され、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。

[0033] 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オイルジェット 28 と、クランクシャフト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にオイルを供給するオイル供給部 41 と、4 つのコネクティングロッドを回動自在に連結するクランクシャフトのクランクピンに配置されたメタルベアリングにオイルを供給するオイル供給部 42 とそれぞれ連通しており、このメインギャラリ 54

にはオイルが常時供給される。

- [0034] メインギャラリ54上の分岐点54cの下流には、順に、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とが設けられている。
- [0035] 第3連通路53の分岐点53aから分岐する油路68は、排気側の第1方向切替弁35を介して、排気弁15の開閉時期を変更するためのVVT33の進角油圧室336及び遅角油圧室335と連通しており、第1方向切替弁35を操作することで進角油圧室336及び遅角油圧室335のいずれかにオイルが供給される。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と連通しており、この油路66にはオイルが常時供給される。油路64は、排気側のカムシャフト19のカムジャーナルに配置されたメタルベアリングにオイルを供給するオイル供給部45（図4の白三角を参照）と、HLA24（図4の黒三角を参照）と、弁停止機能付きHLA25（図4の白楕円を参照）とそれぞれ連通しており、この油路64にはオイルが常時供給される。
- [0036] 吸気側の構造も同様である。すなわち、第3連通路53の分岐点53cから分岐する油路67は、吸気側の第1方向切替弁34を介して、吸気弁14の開閉時期を変更するためのVVT32の進角油圧室326及び遅角油圧室325と連通している。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と連通している。第3連通路53の分岐点53dから分岐する油路63は、吸気側のカムシャフト18のカムジャーナルに配置されたメタルベアリングにオイルを供給するオイル供給部44（図4の白三角を参照）と、HLA24（図4の黒三角を参照）と、弁停止機能付きHLA25（図4の白楕円を参照）とそれぞれ連通している。
- [0037] 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が設

けられている。油路69は、逆止弁48の下流側の分岐点69aで分岐して、排気側及び吸気側の第2方向切替弁46、47及び油路61、62を介して排気側及び吸気側のHLA25の弁停止機構25bとそれぞれ連通しており、第2方向切替弁46、47を操作することで各弁停止機構25bにオイルが供給される。さらに、油路69上の逆止弁48と分岐点53cの間には、油圧を検知する油圧センサ70が設けられている。なお、油圧センサ70は、請求項にいう「油圧検出部」に相当する。

[0038] クランクシャフトとカムシャフト18、19を回転自在に支持するメタルベアリング、オイルジェット28、オイルシャワー29、30等に供給された潤滑用及び冷却用オイルは、冷却や潤滑を終えた後、図示しないドレイン油路を通してオイルパン6内に滴下して環流される。

[0039] エンジンの運転状態は各種センサによって検出される。例えば、クランクポジションセンサ71によりクランクシャフトの回転角度が検出され、その検出信号に基づいてエンジン回転速度が算出される。スロットルポジションセンサ72によりスロットルバルブの開度が検出され、その検出信号に基づいてエンジン負荷が算出される。油温センサ73及び油圧センサ70によりエンジンオイルの温度及び圧力がそれぞれ検出される。カムシャフト18、19の近傍に設けられたカム角センサ74によりカムシャフト18、19の回転位相が検出され、その検出信号に基づいてVVT32、33の作動角が検出される。また、エンジン2を冷却する冷却水の水温が、水温センサ75によって検出される。

[0040] コントローラ100は、マイクロコンピュータ等からなり、各種センサ（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、油圧センサ70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（第1方向切替弁34、35、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。

[0041] リニアソレノイドバルブ49は、エンジンの運転状態に応じてポンプ36からの吐出量を制御するためのバルブである。このリニアソレノイドバルブ49の開弁時にポンプ36の圧力室369にオイルが供給される。コントローラ100は、リニアソレノイドバルブ49を駆動することによりポンプ36の吐出量（流量）を制御する。すなわち、コントローラ100は、請求項にいう「ポンプ制御部」としての機能を有する。なお、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、これ以上の詳細な説明は省略する。

[0042] 具体的には、エンジン2の運転状態に基づいてコントローラ100から送られてきたデューティ比の制御信号に応じてリニアソレノイドバルブ49が駆動され、ポンプ36の圧力室369に供給される油圧が制御される。この圧力室369の油圧により、カムリング366の偏心量が制御されてポンプ室365の内部容積の変化量が調整されることで、ポンプ36の吐出量（流量）が制御される。つまり、デューティ比によってポンプ36の容量が制御される。ここで、ポンプ36はエンジン2のクランクシャフトで駆動されるため、図5に示すように、ポンプ36の流量（吐出量）はエンジン回転速度と比例する。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ポンプ36の流量の傾きが減る。

[0043] また、コントローラ100は、第1方向切替弁34、35を駆動することによりVV T 32、33を制御するとともに、第2方向切替弁46、47を駆動することにより弁停止機能付きHL A 25（弁停止機構25b）を制御する。

[0044] 次に、図6A、Bを参照しながら、エンジンの減気筒運転について説明する。エンジンの減気筒運転または全気筒運転は、エンジン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の冷却水の水温から把握されるエンジンの運転状態が、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。

[0045] 図6Aを参照すると、例えば、所定のエンジン負荷で加速して、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V2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以上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。

[0046] 図6Bを参照すると、例えば、所定のエンジン回転速度、所定のエンジン負荷での運転により、エンジンが暖機されて冷却水の温度が上昇する場合、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。

[0047] もし、この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。しかしながら、このようにすると、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、減気筒運転を行う時間が短くなり、エンジンの燃費効率が下がってしまう。

[0048] そこで、本実施形態では、エンジン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マップ（図7A参照）を設定しておく。

[0049] なお、図6Aに示すように、減気筒運転領域に対しエンジン高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においてエンジン負荷が下降する場合に、エンジン負荷が $L_1 (>L_0)$ 以上では全気筒運転を行い、エンジン負荷が L_0 以上 L_1 未満になると減気筒運転の準備に入り、エンジン負荷が L_0 以下になると減気筒運転を行う。

[0050] 次に、図7A, Bを参照しながら、各油圧作動装置の要求油圧とポンプ36の目標油圧について説明する。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、エンジンの運転状態に応じて変化する。そのため、全てのエンジン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、当該ポンプ36は、エンジンの運転状態ごとに、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目標油圧に設定する必要がある。そのために、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25b、オイルジェット28、クランクシャフトのジャーナル等のメタルベアリング、及びVVT32、33の各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。

[0051] 図7Aを参照すると、エンジン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25bである。これら各油圧作動装置の要求油圧は、エンジンの運転状態に応じて変化する。例えば、VVT32、33の要求油圧（以下、VVT要求油圧という）は、所定のエンジン回転速度（ V_0 ）以上ではほぼ一定である。メタルベアリングの要求油圧（以下、メタル要求油圧という）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25bの要求油圧（以下、弁停止要求油圧という）は、所定範囲のエンジン回転速度（ $V_2 \sim V_3$ ）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以下ではメタル要求油圧しかなく、エンジン回転速度がV0からV2では、VVT要求油圧が最も高く、エンジン回転速度がV2から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から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ポンプ36の目標油圧に設定する必要がある。

[0052] ここで、減気筒運転を行うエンジン回転速度（V2からV3）の前後のエンジン回転速度（V1からV2、V3からV4）においては、減気筒運転の準備のために、目標油圧を弁停止要求油圧に向けて予め昇圧させる必要がある。このため、当該回転速度（V1からV2、V3からV4）では、目標油圧が、基準目標油圧よりも高くなるように補正されている。これによれば、図6Aを用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。図7Aにおいて、エンジン回転速度がV1からV2の範囲の太線と、V3からV4の範囲の太線とは、前記の補正により増大設定されたオイルポンプの目標油圧（補正油圧）を示している。

[0053] さらに、ポンプ36の応答遅れやポンプ36の過負荷等を考慮すると、エンジン回転速度に対する目標油圧の変化は小さい方が望ましい。そのため、本実施形態では、減気筒運転の準備をするエンジン回転速度（V1からV2、V3からV4）に隣接する回転速度についても、目標油圧が基準目標油圧よりも高くなるように補正されている。具体的に、本実施形態では、エンジン回転速度に対して要求油圧が急激に変化しがちなエンジン回転速度（例えば、V0、V1、V4）において油圧の変化が小さくなるように（つまりエンジン回転速度に応じて漸次油圧が増加または減少するように）、エンジン回転速度がV0以下、V0からV1、V4からV5のときのそれぞれの目標油圧が、基準目標油圧よりも高くなるように補正されている。図7Aにおい

て、エンジン回転速度がV0以下の範囲の太線と、V0からV1の範囲の太線と、V4からV5のときの太線とは、前記の補正により増大設定されたオイルポンプの目標油圧を示している。

[0054] 図7Bを参照すると、エンジン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の運転状態に応じて変化し、例えば、VVT要求油圧は、所定のエンジン回転速度（V0'）以上ではほぼ一定であり、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は、所定のエンジン回転速度まではエンジン回転速度に応じて高くなり、その所定のエンジン回転速度以上では一定である。

[0055] 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しがちなエンジン回転速度（例えば、V0'、V2'）の近傍において目標油圧を基準目標油圧よりも高く補正するのがよい。図7Bにおいて、エンジン回転速度がV0'以下の範囲の太線と、V1'からV2'の範囲の太線とは、前記の補正により増大設定されたオイルポンプの目標油圧を示している。

[0056] なお、図示されているオイルポンプ目標油圧は、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25b、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。

[0057] 次に、図8A～Cを参照しながら、油圧制御マップについて説明する。図7A、Bで示したオイルポンプ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オイルポンプ目標油圧を3次元グラフに示したのが、図8A～C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目標油圧が予め設定されたものである。

[0058] 図8A、図8B及び図8Cは、エンジン（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、エンジンを始動してエンジンが冷間状態（油温がT1未満）にあるときは、コントローラ100は、図8Cに示す冷間時の油圧制御マップに基づいて、エンジンの運転状態（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。エンジンが暖機されてオイルが所定の油温T1以上になると、図8B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る。さらに、エンジンが完全に暖機されてオイルが所定の油温T2（>T1）以上になると、図8A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。

[0059] なお、この実施形態では、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、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よい。また、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（ $T1 \leq t < T2$ ）に油温tが含まれているときは、いずれも同じ値の目標油圧を読み取ったが、これを温度に応じて変化させてもよい。例えば、油温T1のときの目標油圧をP1、油温T2のときの目標油圧をP2、油温t（tはT1とT2の間の値）のときの目標油圧をpとしたときに、目標油圧pを、 $p = P1 + (t - T1) \times (P2 - P1) / (T2 - T1)$ の比例換算式により算出す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精緻に設定することで、より高精度なポンプ容量の制御が可能になる。

[0060] 次に、図9A～Cを参照しながら、デューティ比マップについて説明する。デューティ比マップとは、エンジンの運転状態ごとに目標デューティ比を

設定したものである。目標デューティ比は、前述の油圧制御マップからエンジンの運転状態（エンジン回転速度、エンジン負荷、油温）ごとの目標油圧を読み取り、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ポンプ36から供給されるオイルの目標吐出量を設定し、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）等を考慮して算出される。

[0061] 図9A、図9B及び図9Cは、エンジン（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9C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。エンジンが暖機されてオイルが所定の油温 T_1 以上になると、図9B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る。さらに、エンジンが完全に暖機されてエンジンが所定の油温 T_2 ($> T_1$)以上になると、図9A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。

[0062] なお、この実施形態では、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、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。これによれば、より高精度なポンプ容量の制御が可能になる。

[0063] 次に、図10のフローチャートに従って、コントローラ100によるポンプ36の流量（吐出量）制御方法について以下に説明する。

[0064] エンジン2の始動後、まず、エンジン2の運転状態を把握するため、各種センサからエンジン負荷、エンジン回転速度及び油温を読み込む（ステップS1）。

- [0065] 次に、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（ステップS2）。
- [0066] ステップS2で読み取られた目標デューティ比と現在のデューティ比とを比較する（ステップS3）。
- [0067] ステップS3で、現在のデューティ比が目標デューティ比に達していると判定されると次のステップS5へ進む。
- [0068] ステップS3で、現在のデューティ比が目標デューティ比に達していないと判定されると、目標デューティ比に一致させるための制御信号をリニアソレノイドバルブ49に出力し（ステップS4）、次のステップS5へ進む。
- [0069] 次に、油圧センサ70から現在の油圧を読み込む（ステップS5）。
- [0070] 次に、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（ステップS6）。
- [0071] ステップS6で読み取られた目標油圧と現在の油圧とを比較する（ステップS7）。
- [0072] ステップS7で、現在の油圧が目標油圧に達していないと判定されると、リニアソレノイドバルブ49の目標デューティ比を所定割合変更する制御信号を出して（ステップS8）、ステップS5に戻る。
- [0073] ステップS7で、現在の油圧が目標油圧に達していると判定されると、エンジン負荷、エンジン回転速度及び油温を読み込む（ステップS9）。
- [0074] 最後に、エンジン負荷、エンジン回転数及び油温が変わったか判定して（ステップS10）、変わったと判定されると、ステップS2に戻り、変わっていないと判定されるとステップS5に戻る。なお、上述の制御は、エンジン2が停止するまで継続される。
- [0075] 上述のポンプ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両立させることができる。

- [0076] 次に、図 1 1 のフローチャートに従って、コントローラ 1 0 0 による気筒数制御方法について以下に説明する。
- [0077] エンジン 2 の始動後、まず、エンジンの運転状態を把握するため各種センサからエンジン負荷、エンジン回転速度及び水温を読み込む（ステップ S 1 1）。
- [0078] 次に、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）判定する（ステップ S 1 2）。
- [0079] ステップ S 1 2 で、弁停止作動条件を満たしていない（減気筒運転領域内にはない）と判定されると、4 気筒運転を行う（ステップ S 1 3）。
- [0080] ステップ S 1 2 で、弁停止作動条件を満たしていると判定されると、V V T 3 2、3 3 につながる第 1 方向切替弁 3 4、3 5 を作動する（ステップ S 1 4）。
- [0081] 次に、カム角センサ 7 4 から現在のカム角を読み込む（ステップ S 1 5）。
- [0082] 次に、読み込んだ現在のカム角に基づいて V V T 3 2、3 3 の現在の作動角を算出し、この現在の作動角が目標の作動角となっているか判定する（ステップ S 1 6）。
- [0083] ステップ S 1 6 で、V V T 3 2、3 3 の現在の作動角が目標の作動角（ $\theta 1$ ）になっていないと判定されると、ステップ S 1 5 に戻る。すなわち、目標の作動角になるまで第 2 方向切替弁 4 6、4 7 の作動（後述するステップ S 1 7 の制御）を禁止する。
- [0084] S 1 6 で目標の作動角になったと判定されると、弁停止機能付き H L A 2 5 につながる第 2 方向切替弁 4 6、4 7 を作動させて、2 気筒運転を行う（ステップ S 1 7）。
- [0085] 次に、図 1 2 を参照しながら、エンジンの運転状態が減気筒運転領域内に入る減気筒運転要求時において V V T 3 2、3 3 が作動している場合に、図

11に示した気筒数制御方法を実行した具体例について説明する。

[0086] 時刻 t_1 において、VVT32、33の第1方向切替弁34、35が作動される。これにより、VVT32、33の進角油圧室326、336へのオイルの供給が開始され、VVT32、33の作動角が変化する(θ_2 から θ_1)。これにより、油圧が弁停止要求油圧 P_1 よりも低下する。

[0087] ここで、現在のエンジンの運転状態が減気筒運転領域内に入り弁停止作動条件を満たした場合、VVT32、33の作動を継続させてVVT32、33の作動角が目標の作動角 θ_1 に達するまで、すなわち、油圧が弁停止要求油圧 P_1 よりも低下している間は、弁停止機構25bを作動させない。

[0088] 時刻 t_2 において、VVT32、33の作動角が目標の作動角 θ_1 になり、VVT32、33の作動が完了すると、VVT32、33の進角油圧室326、336へのオイルの供給が終了するため、油圧が弁停止要求油圧 P_1 まで戻る。

[0089] 油圧が弁停止要求油圧 P_1 に戻った時刻 t_2 以降の時刻 t_3 において、第2方向切替弁46、47が作動されて弁停止機構25bに油圧が供給され、エンジンは4気筒運転から2気筒運転に切り替わる。上記のように、VVT32、33の進角制御を実行した後に減気筒(2気筒)運転に移行することは、吸排気弁14、15の進角制御により吸気充填量を高めた状態で、2気筒で負荷を受け持つ減気筒運転に移行することを意味する。このことは、エンジンの回転変動を抑制することにつながる。

[0090] 図13は、図4のオイル供給装置1の下流側の構成を拡大して、吸気側と排気側をまとめて簡略化して示した図である。図示するように、ポンプ36からオイルが吐出されるメインギャラリ54に通じる第3連通路53から油路67、68、69が分岐している。油路67、68は、第1方向切替弁34、35を介して進角油圧室326、336と遅角油圧室325、335とにそれぞれ連通している。また、油路69は、逆止弁48及び第2方向切替弁46、47を介してHLA25の弁停止機構25bと連通している。

[0091] 逆止弁48は、第3連通路53における油圧が、弁停止機構25bの要求

油圧以上になると開弁するようにスプリングで付勢され、上流側から下流側への一方向のみにオイル流れを規制する。また、この逆止弁48は、VVT32、33の要求油圧より大きい油圧で開弁するものである。

[0092] ここで、弁停止機構25bを作動させる減気筒運転中にVVT32、33が作動すると、第3連通路53の油圧が低下するが、油路69に設けられた逆止弁48によって、弁停止機構25bから油路69上で逆止弁48の上流にある第3連通路53へのオイルの流れが遮蔽されるため、油路69上で逆止弁48の下流側にある弁停止機構25bでの要求油圧が確保される。

[0093] 以上説明したように、本実施形態では、VVT32、33、弁停止機構25b及びオイルジェット28等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がエンジンの運転状態ごとに特定され、この最も高い要求油圧（基準目標油圧）に基づいて、エンジンの運転状態に応じた目標油圧が予め設定されて油圧制御マップとして記憶されており、この油圧制御マップから現時点の目標油圧が設定されている。このような構成によれば、油路の油圧を目標油圧に一致させることで、各油圧作動装置の作動油圧及びオイル噴射圧等の要求油圧を確保することができる。また、この目標油圧を実現するように油路の油圧を検出値に基づいてフィードバック制御するため、ポンプ36の容量を精度良く制御できる。したがって、エンジンの更なる燃費向上を実現できる。

[0094] また、弁停止機構25bが作動するエンジンの運転領域（減気筒運転領域）の隣接領域（減気筒運転準備領域）では、油圧制御マップによる目標油圧として、前記最も高い要求油圧よりも高い補正油圧が設定されているため、この油圧制御マップに基づいてポンプ36を制御することで、弁停止機構25bの作動応答性を高めて減気筒運転への移行を促進でき、燃費低減効果を高めることができる。

[0095] さらに、VVT32、33を作動させると、特に、エンジン2が低速回転しているためにポンプ36からのオイル吐出量が少ないときに吸気側と排気側のVVT32、33を同時に作動させると、VVT32、33と通じる第

3連通路53の油圧が低下するが、本実施形態によれば、減気筒運転中にVV T 3 2、33が作動している間は、油路に設けられた逆止弁48により第3連通路53と弁停止機構25bとの間のオイルの流れが遮蔽されるため、VV T 3 2、33の作動により油路の油圧が一時的に低下することが防止される。これにより、弁停止機構25bに供給されるオイルの油圧が低下して弁停止機構25bが誤作動し、吸気弁14と排気弁15とを停止状態に保持する減気筒運転ができなくなるのを防止できる。したがって、減気筒運転中に弁特性を変更することで、エンジンの燃費性能を更に向上することが可能である。

[0096] また、第3連通路53の油圧が弁停止機構25bの要求油圧以上のときは、この逆止弁48が開弁するため油路69の油圧が第3連通路53の油圧と同じになり、弁停止機構25bに要求油圧以上の油圧を供給できる。一方で、第3連通路53の油圧が弁停止機構25bの要求油圧未満のときは、逆止弁48が閉弁するため、油路69の油圧は、第3連通路53の油圧の影響を受けず、弁停止機構25bの要求油圧が維持される。従って、特段の制御を行わなくとも、油路69にスプリング付勢の逆止弁48を設けるという簡単な構成の追加のみで、弁停止機構25bの誤作動を防止できる。

[0097] さらに、本実施形態によれば、減気筒運転要求時において、VV T 3 2、33が作動しているときは、VV T 3 2、33の作動完了後、弁停止機構25bが作動するため、VV T 3 2、33の作動により低下した油圧が再び上昇した後に弁停止機構25bが作動することとなり、油圧不足により弁停止機構25bが誤作動するのを防止できる。したがって、VV T 3 2、33と弁停止機構25bとの双方を適切に作動できる。

[0098] なお、本発明は例示された実施形態に限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲において、種々の改良及び設計上の変更が可能であることは言うまでもない。

[0099] 例えば、本実施形態では、直列4気筒ガソリンエンジンに適用したが、本発明の気筒数は何気筒であっても良く、また、ディーゼルエンジンに適用し

ても良い。また、本実施形態では、ポンプ36を制御するためにリニアソレノイドバルブを用いたが、これに限るものではなく、電磁制御弁を用いても良い。

[0100] また、本実施形態では、弁停止機構25bにつながる油路に逆止弁48を設け、該逆止弁48として、弁停止機構25bの要求油圧以上で開弁し、かつ、VVT32、33の要求油圧より大きい油圧で開弁するものを用いたが、弁停止機構25bとVVT32、33との作動期間が重なるような減気筒要求と弁特性制御要求とがあったときに弁停止機構25bの誤動作を防止することのみを目的とする場合には、逆止弁48としてVVT32、33の要求油圧より大きい油圧で開弁するものを用いれば、この目的を達することができる。なお、このような逆止弁48の代わりに、VVT32、33の作動角に基づいて所望のタイミングで開閉の制御ができる公知の電磁制御弁を用いてもよい。

[0101] さらに、弁停止機構25bが作動する減気筒運転中にVVT32、33による弁特性制御を行うときの弁停止機構25bの誤動作の防止のみを目的とする場合には、逆止弁48として弁停止機構25bの要求油圧以上で開弁するものを用いれば、この目的を達することができる。なお、このような逆止弁48の代わりに、メインギャラリ54の油圧に基づいて所望のタイミングで開閉の制御ができる公知の電磁制御弁を用いてもよい。

[0102] 最後に、前記実施形態の中で開示された特徴的な構成及びそれに基づく作用効果についてまとめて説明する。

[0103] 前記実施形態のエンジンのオイル供給装置は、可変容量型のオイルポンプと、前記ポンプと油路を介して接続された複数の油圧作動装置と、前記ポンプの容量を変更してオイルの吐出量を制御するポンプ制御部と、前記吐出量に応じて変わる前記油路の油圧を検出する油圧検出部と、エンジンの運転状態ごとに特定される前記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、エンジンの運転状態に応じて設定すべき目標油圧を定めた油圧制御マップを記憶する記憶部と、を備える。前記ポンプ制御部は、前記記

憶された油圧制御マップから現時点の目標油圧を読み取り、前記油圧検出部で検出された油圧が前記読み取った目標油圧に一致するように前記ポンプの容量を変更して前記吐出量を制御する。

- [0104] この構成によれば、各油圧作動装置の要求油圧のうちで最も高い要求油圧がエンジンの運転状態ごとに特定され、この最も高い要求油圧に基づいて、エンジンの運転状態に応じた目標油圧が予め設定されて油圧制御マップとして記憶されており、この油圧制御マップから現時点の目標油圧が設定されるので、油路の油圧をこの目標油圧に一致させることで、各油圧作動装置の要求油圧を確保することができる。また、この目標油圧を実現するように油路の油圧を検出値に基づいてフィードバック制御するため、ポンプの容量を精度良く制御できる。したがって、エンジンの更なる燃費向上を実現できる。
- [0105] 前記エンジンが複数の気筒を有する多気筒エンジンである場合、前記オイル供給装置は、好ましくは、前記複数の油圧作動装置として、前記エンジンの運転状態に応じて吸気弁と排気弁のうち少なくとも一方の弁の特性を変更する油圧作動式の弁特性制御装置と、前記エンジンの減気筒運転時に吸気弁と排気弁のうち少なくとも一方の弁を停止する油圧作動式の弁停止装置と、前記エンジンの各ピストンにオイルを噴射するオイル噴射弁と、を備える。
- [0106] この構成によれば、油圧作動装置として弁特性制御装置、弁停止装置及びオイル噴射弁を備えるため、これらの作動油圧及びオイル噴射圧を確保しながら、可変容量型オイルポンプの容量を適切に制御できる。
- [0107] 前記構成において、より好ましくは、前記油圧制御マップは、前記エンジンの運転状態を示すパラメータとして、エンジン回転速度、エンジン負荷及び油温を含み、前記各パラメータから特定されるエンジンの運転領域が、前記弁停止装置が作動する運転領域の隣接領域である場合には、前記目標油圧として、前記最も高い要求油圧よりも高い補正油圧が設定される。
- [0108] この構成によれば、弁停止装置が作動する（減気筒運転が行われる）エンジンの運転領域の隣接領域では、油圧制御マップによる目標油圧として、前記最も高い要求油圧よりも高い補正油圧が設定されているため、この油圧制

御マップに基づいてポンプを制御することで、弁停止装置の作動応答性を高めて減気筒運転への移行を促進でき、燃費低減効果を高めることができる。

産業上の利用可能性

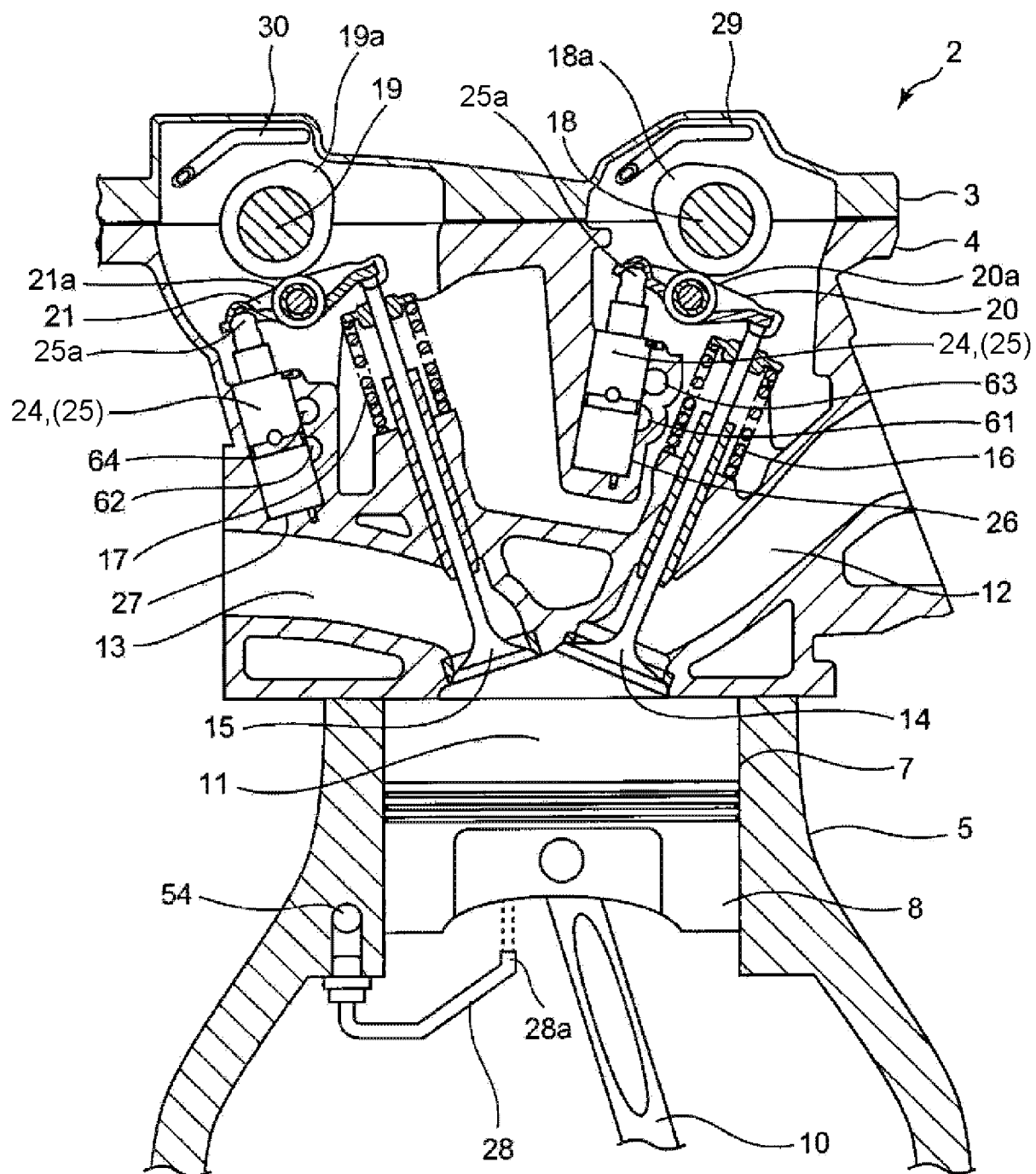
[0109] 以上のように、本発明によれば、自動車用等のエンジンにおいて、各油圧作動装置の要求油圧を確保しながら、可変容量型オイルポンプの容量を適切に制御することにより、エンジンの燃費を更に向上できるため、この種のエンジンの製造産業分野において好適に利用される。

請求の範囲

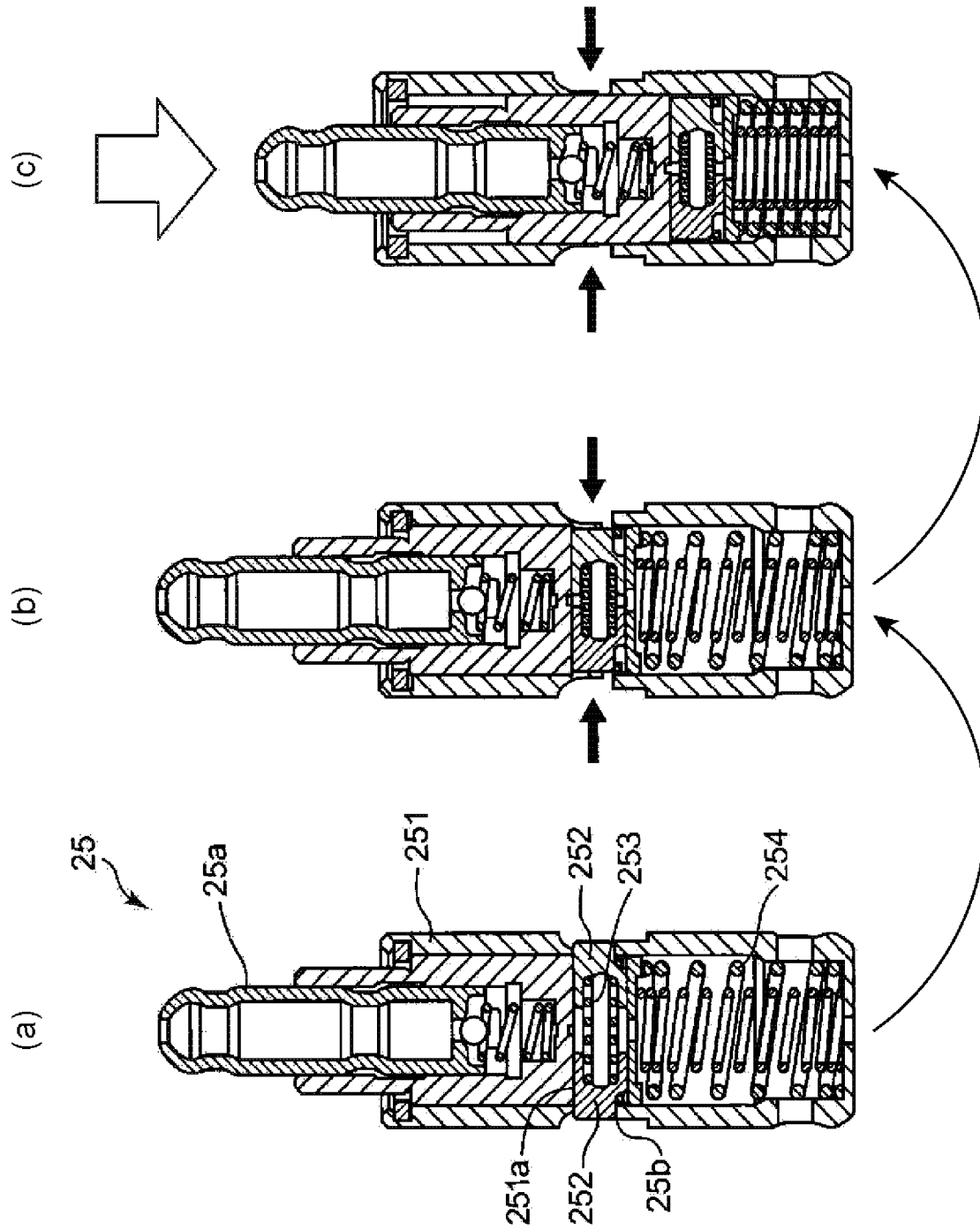
- [請求項1] 可変容量型のオイルポンプと、
前記ポンプと油路を介して接続された複数の油圧作動装置と、
前記ポンプの容量を変更してオイルの吐出量を制御するポンプ制御部と、
前記吐出量に応じて変わる前記油路の油圧を検出する油圧検出部と、
、
エンジンの運転状態ごとに特定される前記各油圧作動装置の要求油圧のうちで最も高い要求油圧に基づいて、エンジンの運転状態に応じて設定すべき目標油圧を定めた油圧制御マップを記憶する記憶部と、
を備え、
前記ポンプ制御部は、前記記憶された油圧制御マップから現時点の目標油圧を読み取り、前記油圧検出部で検出された油圧が前記読み取った目標油圧に一致するように前記ポンプの容量を変更して前記吐出量を制御する
ことを特徴とするエンジンのオイル供給装置。
- [請求項2] 前記エンジンは、複数の気筒を有する多気筒エンジンであり、
前記複数の油圧作動装置として、前記エンジンの運転状態に応じて吸気弁と排気弁のうち少なくとも一方の弁の特性を変更する油圧作動式の弁特性制御装置と、前記エンジンの減気筒運転時に吸気弁と排気弁のうち少なくとも一方の弁を停止する油圧作動式の弁停止装置と、
前記エンジンの各ピストンにオイルを噴射するオイル噴射弁と、を備える
ことを特徴とする請求項1に記載のエンジンのオイル供給装置。
- [請求項3] 前記油圧制御マップは、前記エンジンの運転状態を示すパラメータとして、エンジン回転速度、エンジン負荷及び油温を含み、
前記各パラメータから特定されるエンジンの運転領域が、前記弁停止装置が作動する運転領域の隣接領域である場合には、前記目標油圧

として、前記最も高い要求油圧よりも高い補正油圧が設定されることを特徴とする請求項2に記載のエンジンのオイル供給装置。

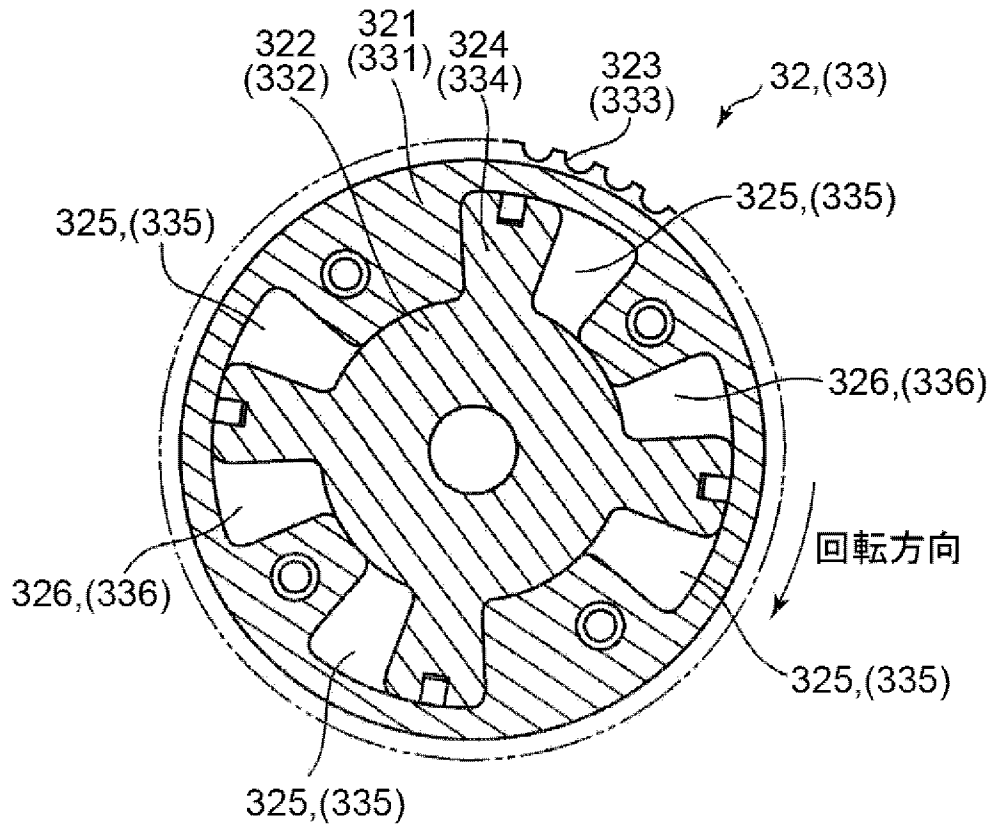
[図1]



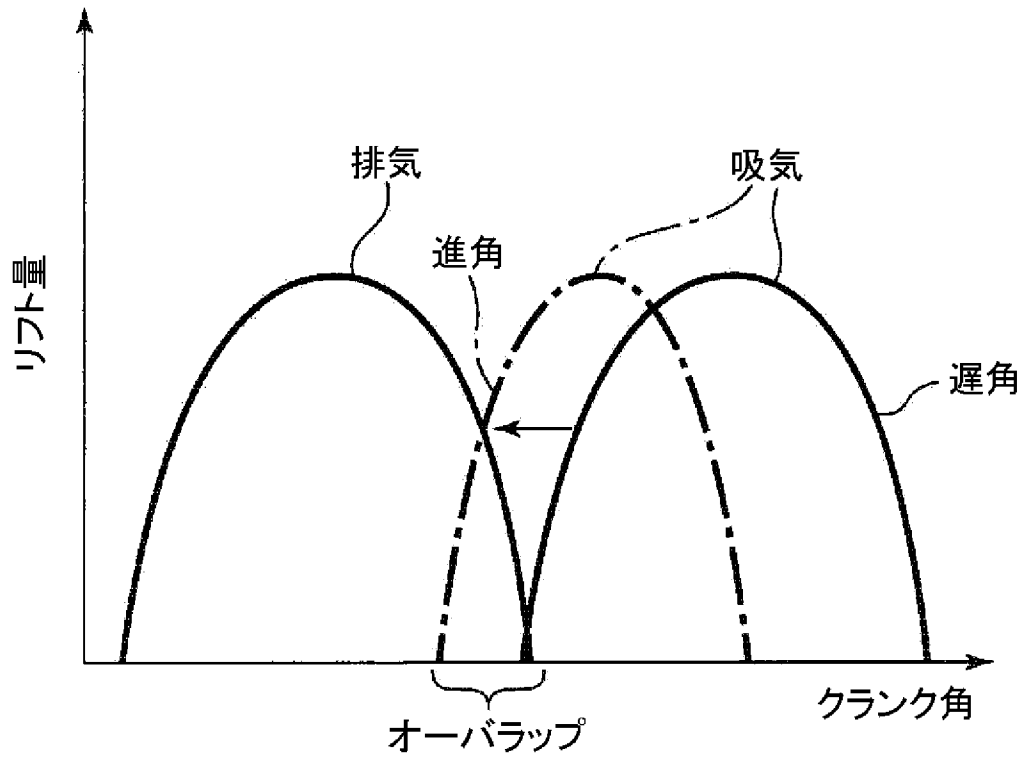
[図2]



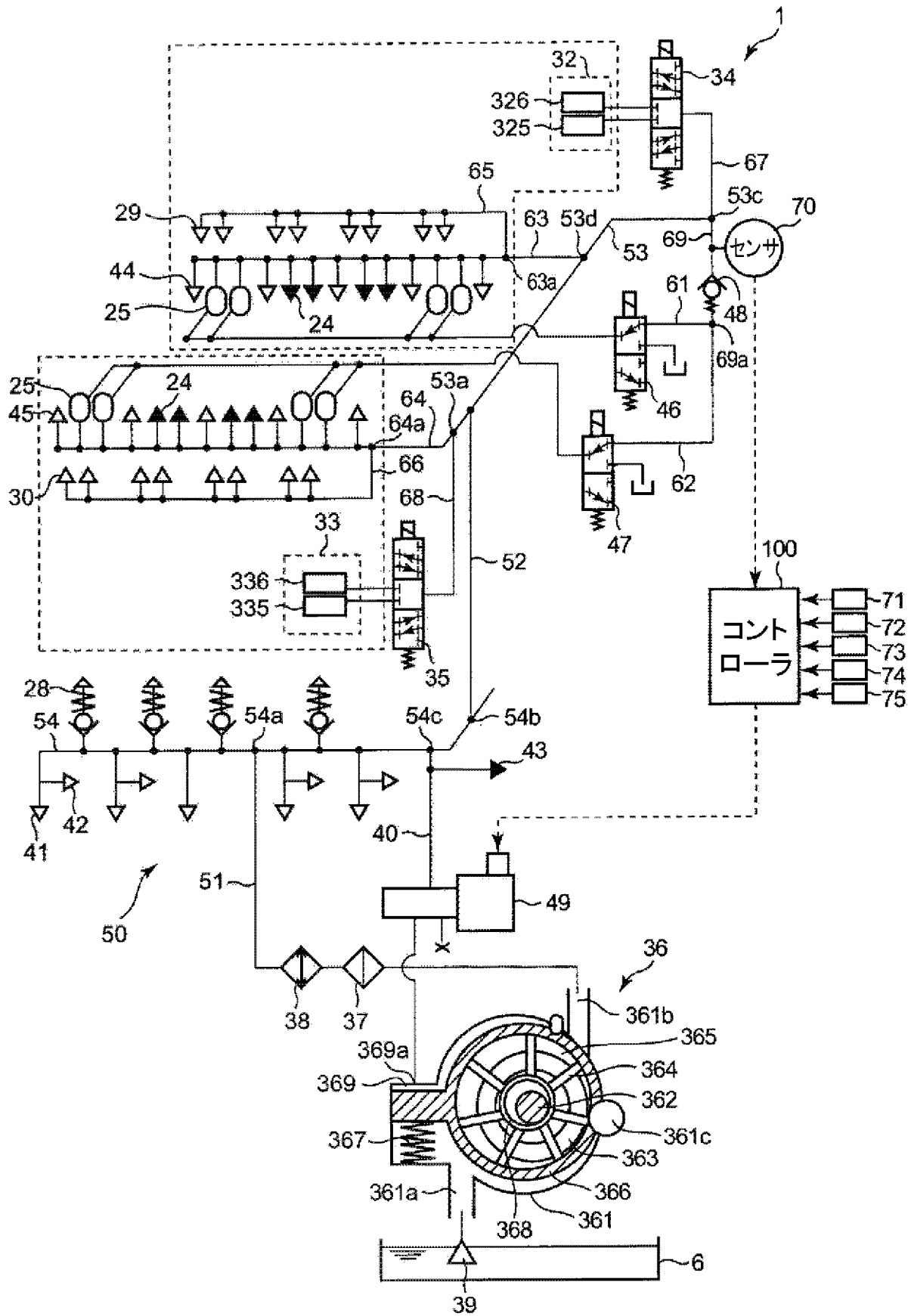
[図3A]



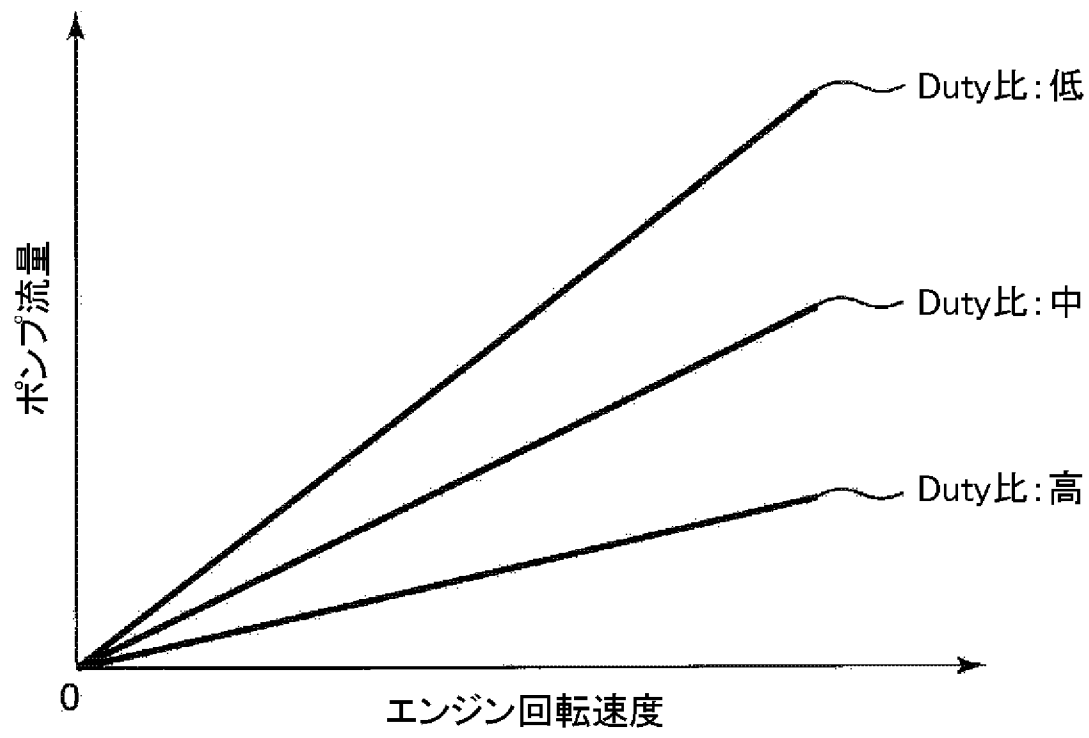
[図3B]



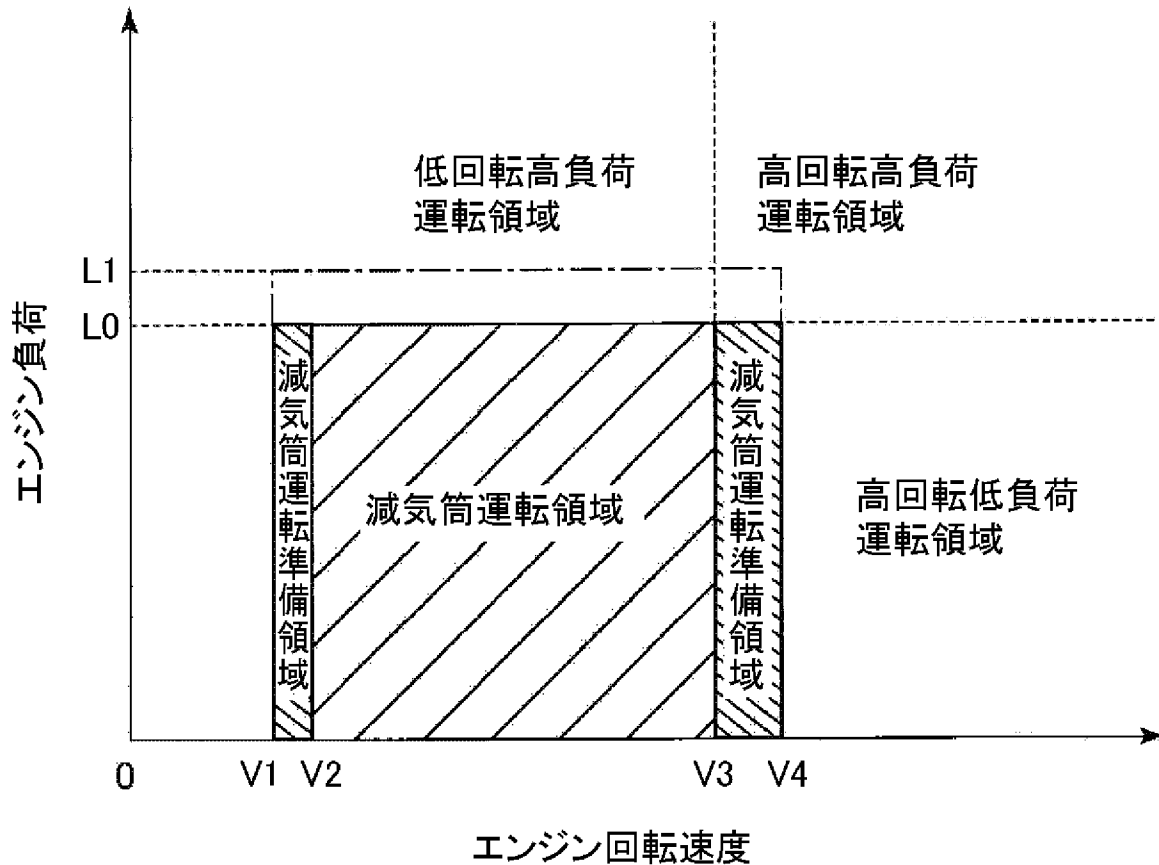
[図4]



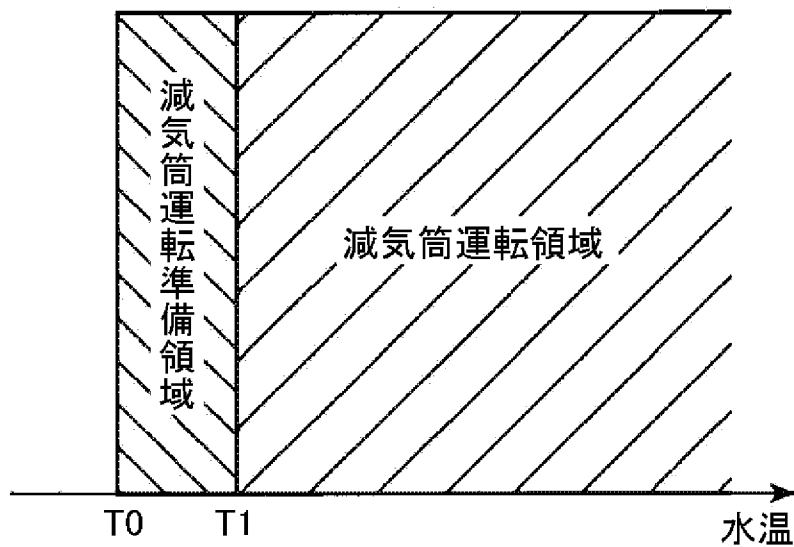
[図5]



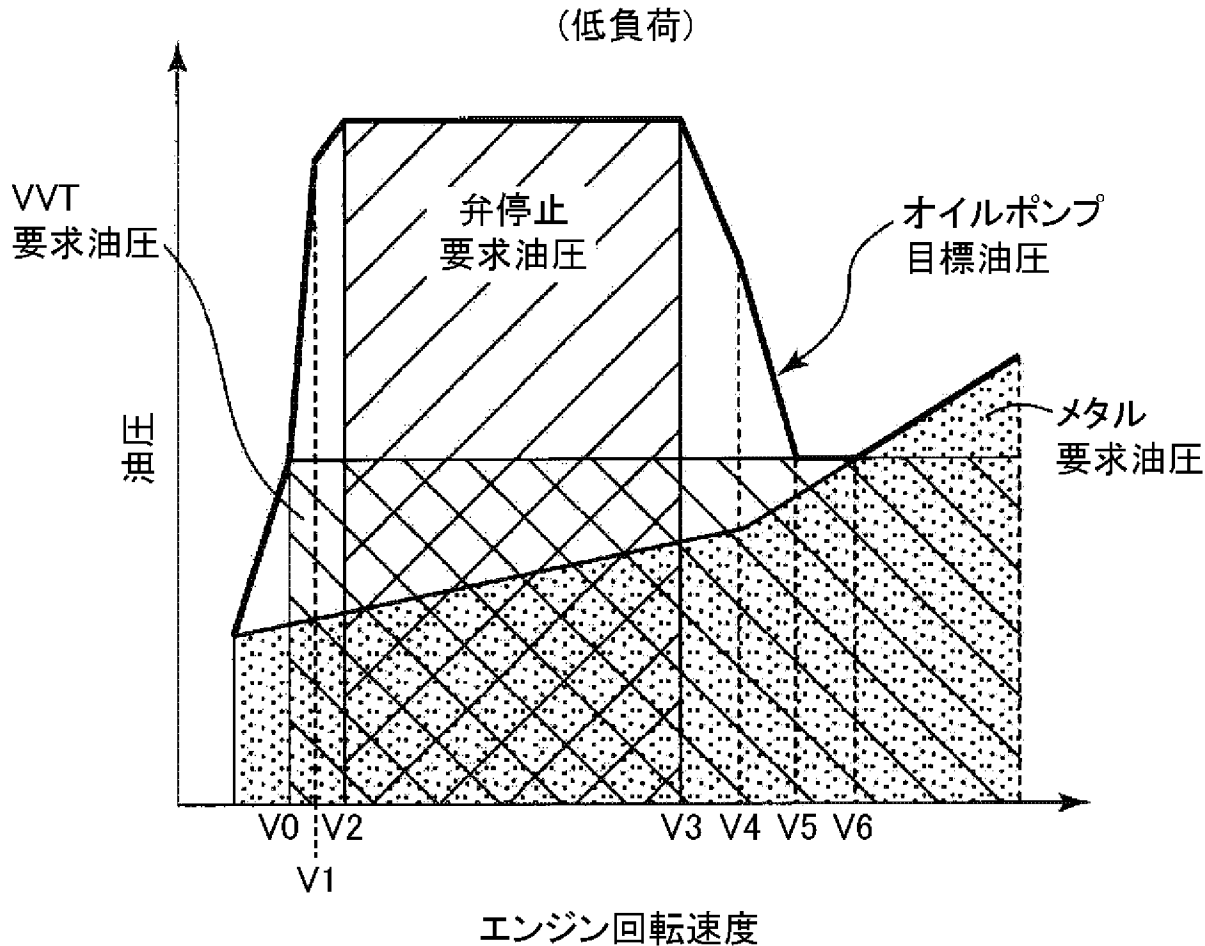
[図6A]



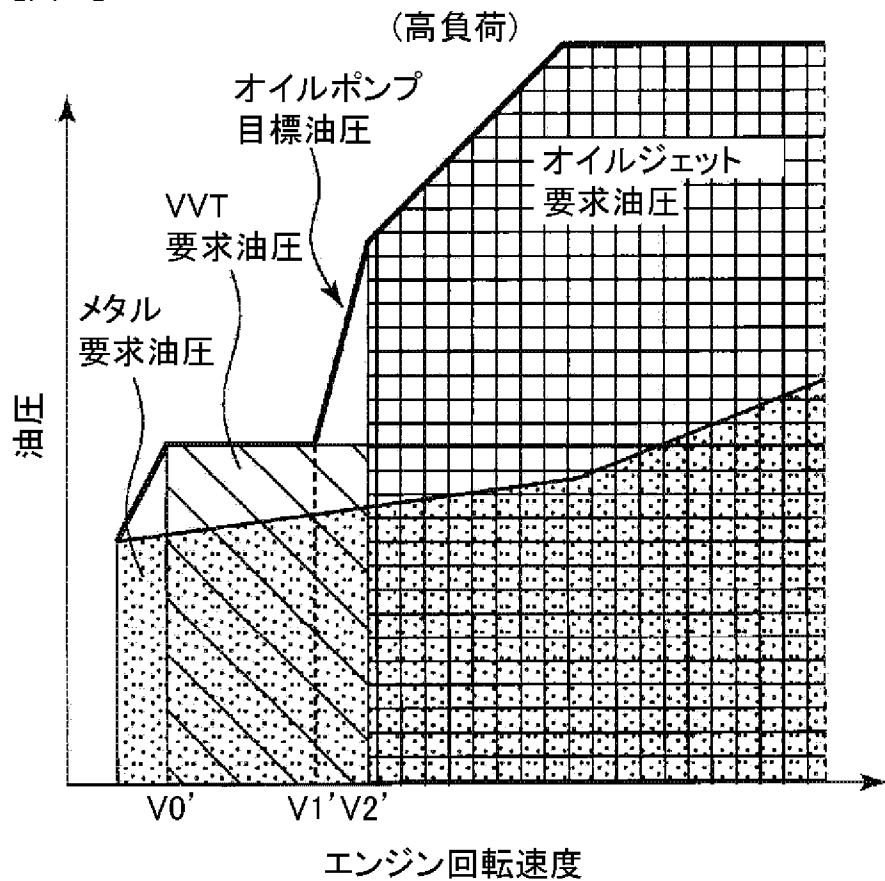
[図6B]



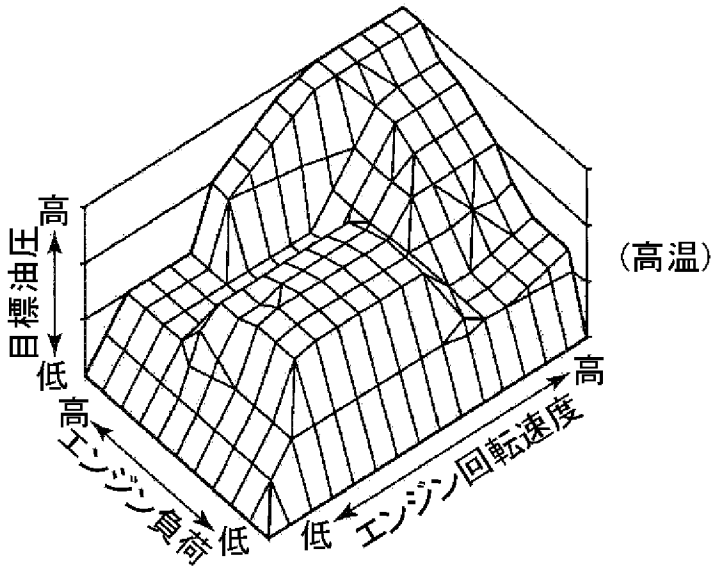
[図7A]



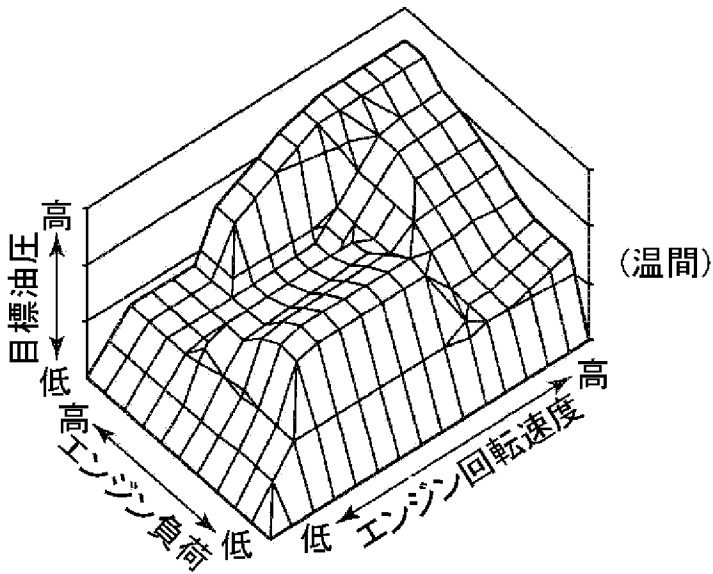
[図7B]



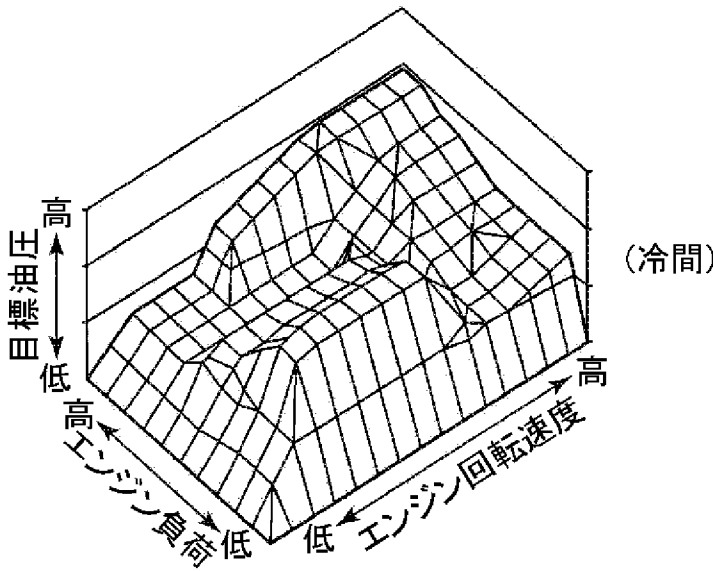
[図8A]



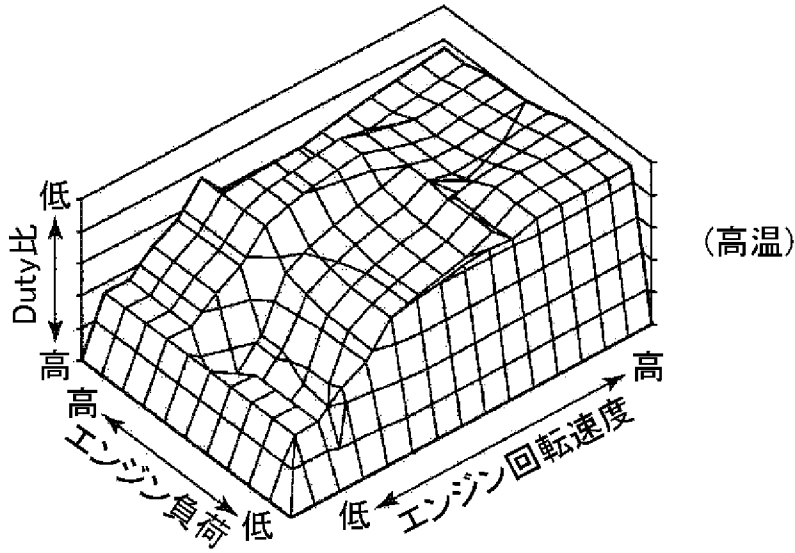
[図8B]



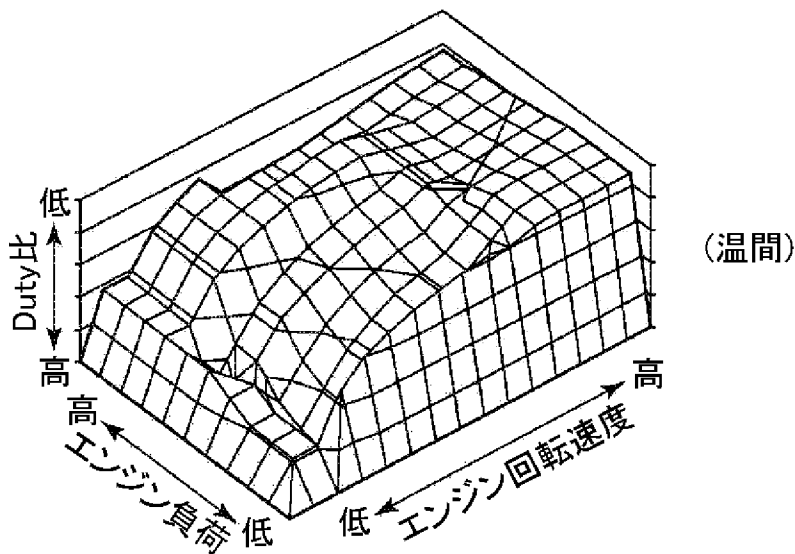
[図8C]



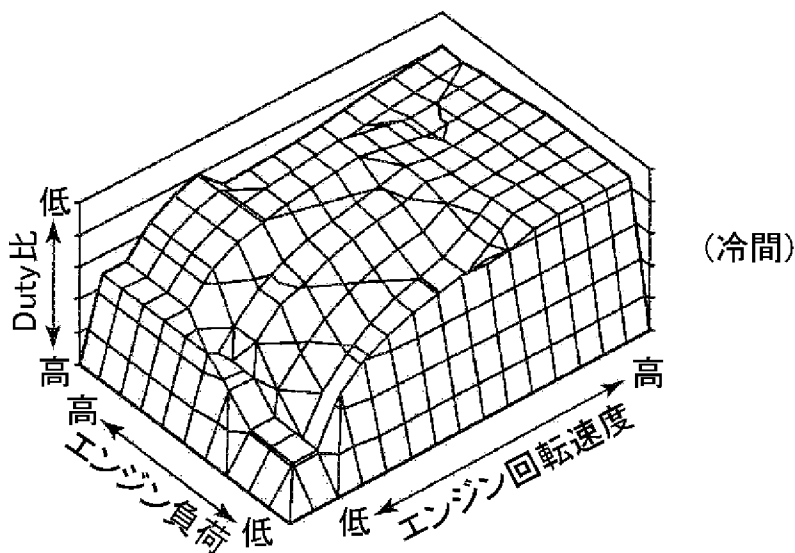
[図9A]



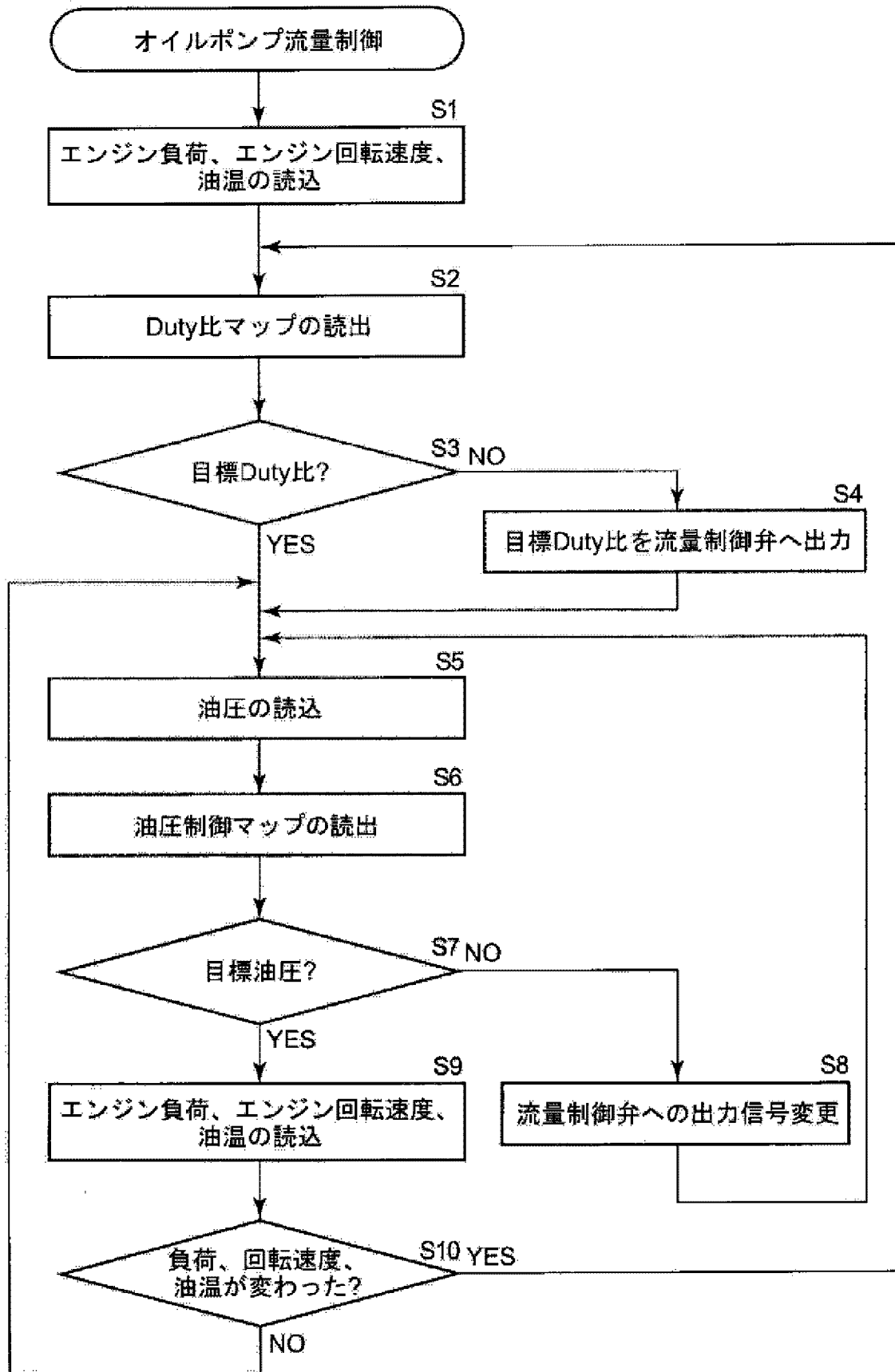
[図9B]



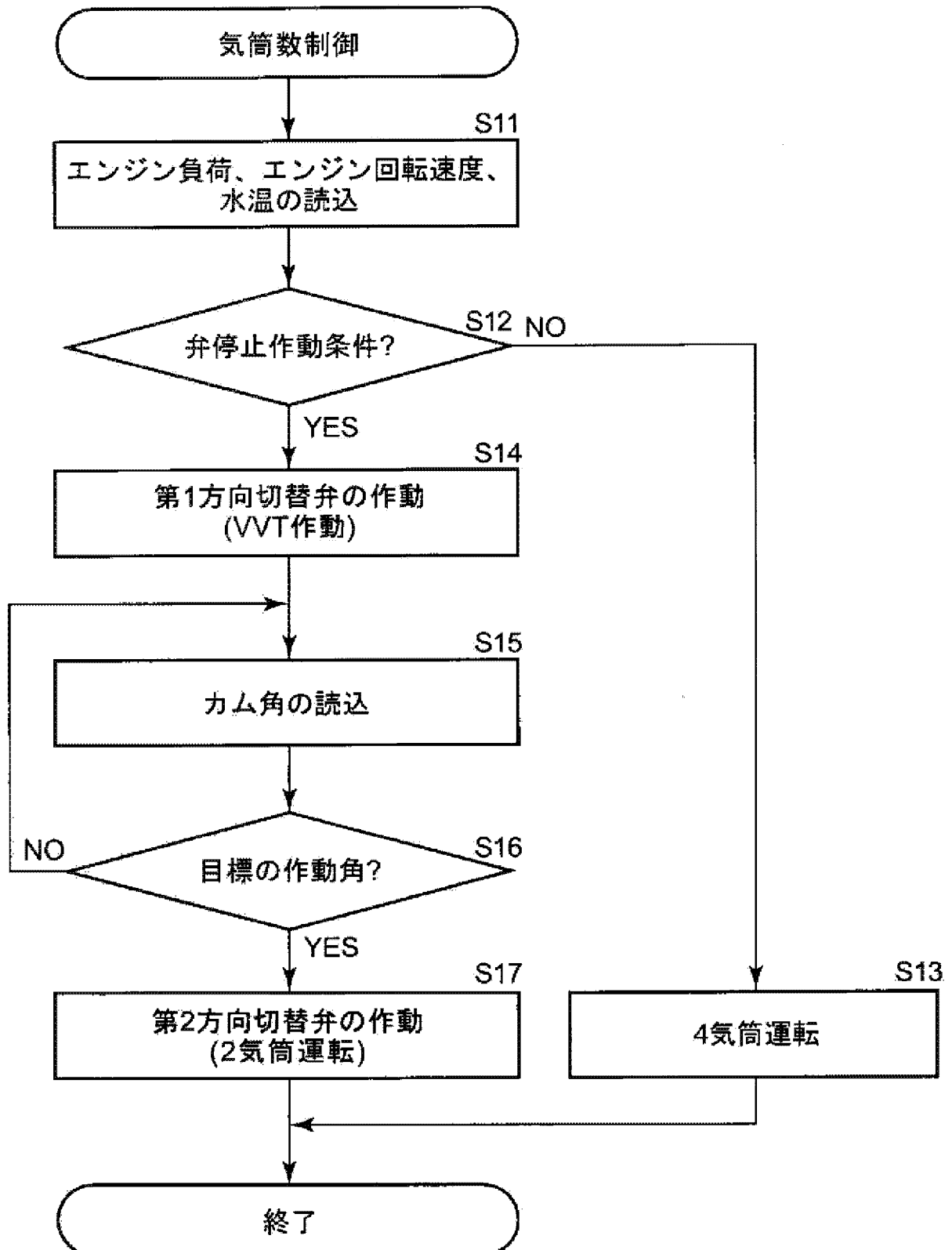
[図9C]



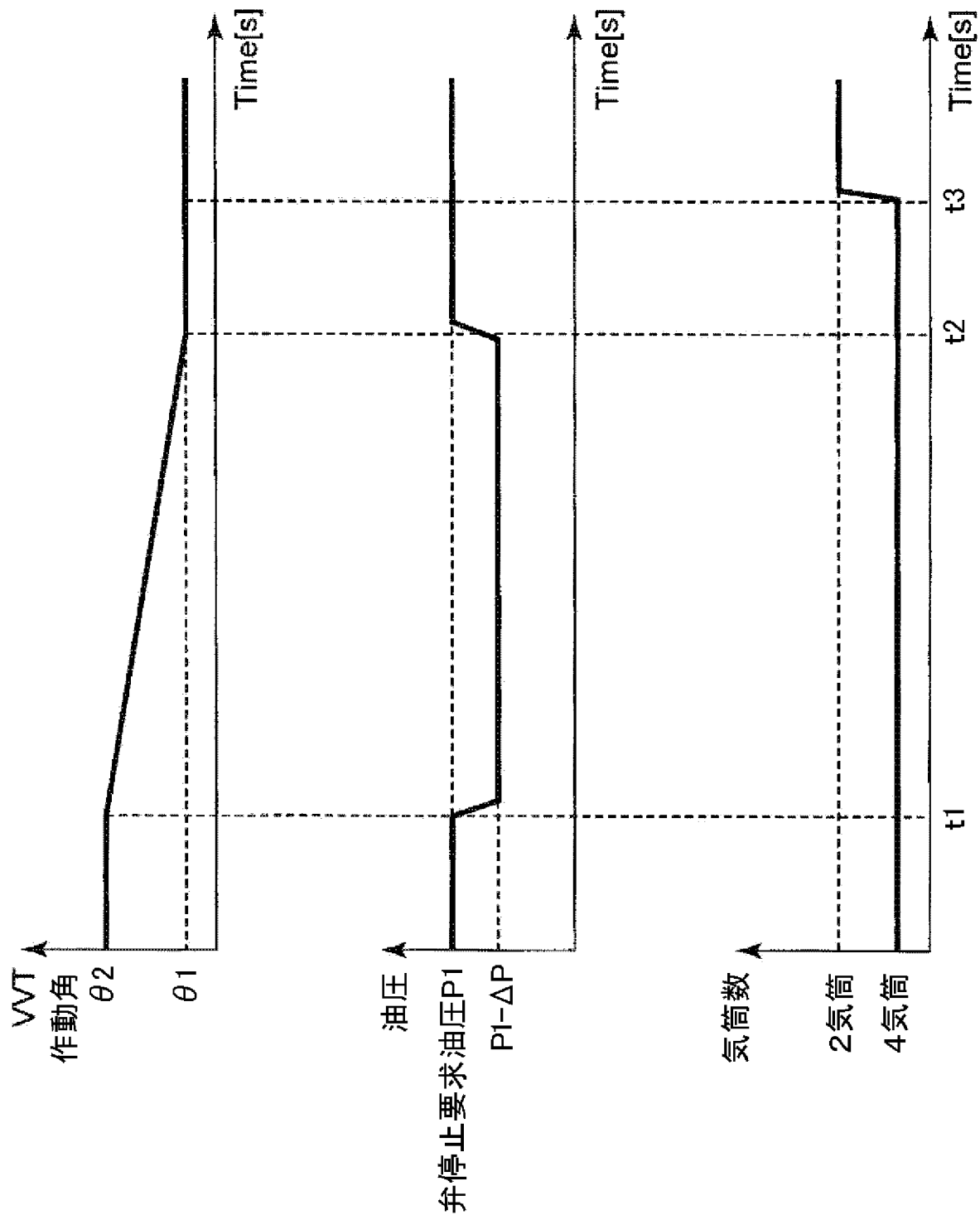
[図10]



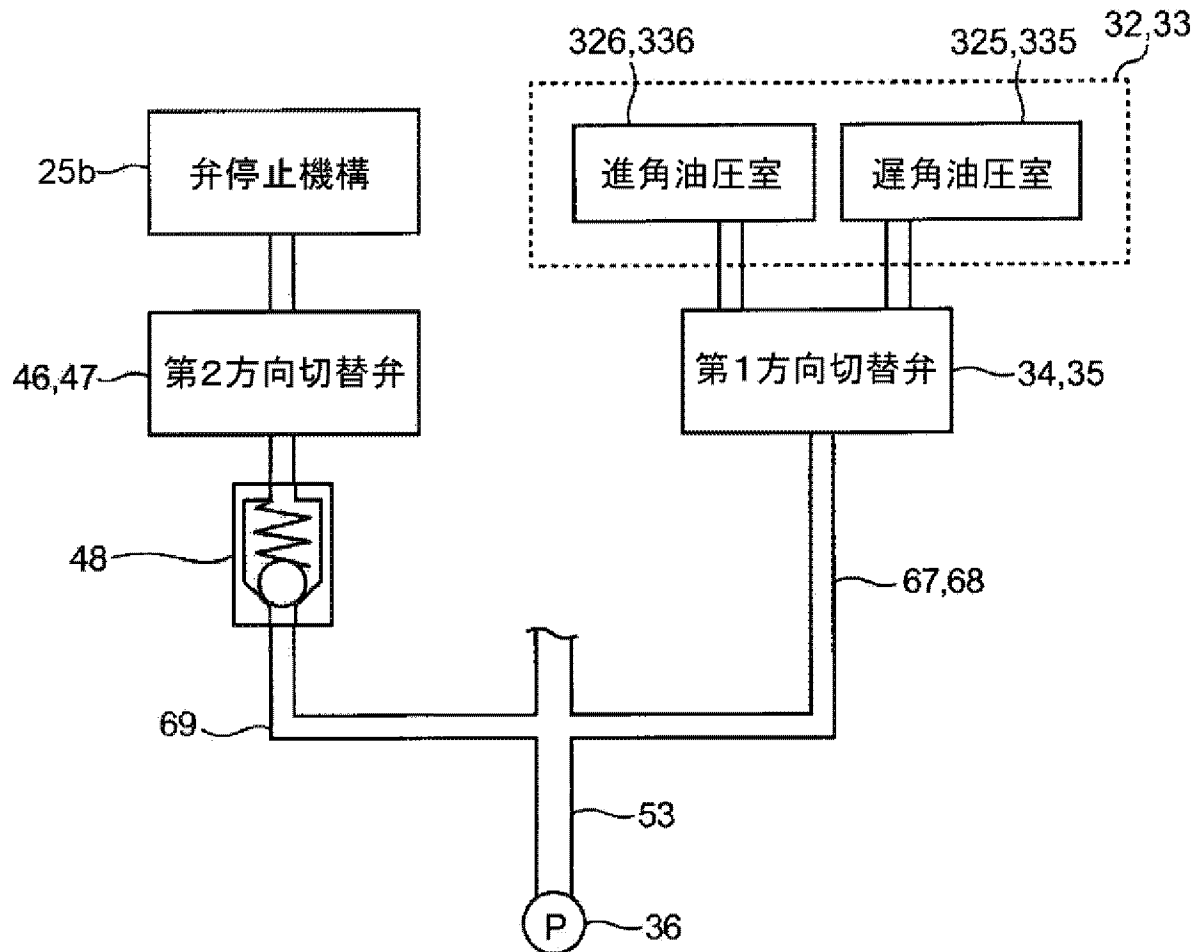
[図11]



[図12]



[図13]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/001027

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01M1/16(2006.01)i, F01M1/08(2006.01)i, F02D17/02(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)

F01M1/16, F01M1/08, F02D17/02

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	1996-2014
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2014	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2014

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.
X Y	JP 10-82308 A (Honda Motor Co., Ltd.), 31 March 1998 (31.03.1998), paragraphs [0019] to [0029]; fig. 2 to 5 (Family: none)	1 2-3
X A	JP 11-189073 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 13 July 1999 (13.07.1999), paragraphs [0032] to [0050]; fig. 1 to 8 & US 6253137 B1 & EP 926401 A2	1 2-3
Y	JP 2008-286063 A (Toyota Motor Corp.), 27 November 2008 (27.11.2008), paragraphs [0031] to [0033]; fig. 7 (Family: none)	2-3

 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

21 May, 2014 (21.05.14)

Date of mailing of the international search report

03 June, 2014 (03.06.14)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/001027

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2-245408 A (Mazda Motor Corp.), 01 October 1990 (01.10.1990), page 6, upper right column, line 6 to lower left column, line 8; fig. 10 (Family: none)	3

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） Int.Cl. F01M1/16(2006.01)i, F01M1/08(2006.01)i, F02D17/02(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. F01M1/16, F01M1/08, F02D17/02		
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 1971-2014年 日本国実用新案登録公報 1996-2014年 日本国登録実用新案公報 1994-2014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
X Y	JP 10-82308 A（本田技研工業株式会社）1998.03.31, 段落【0019】 - 【0029】, 第2-5図（ファミリーなし）	1 2-3
X A	JP 11-189073 A（日産自動車株式会社）1999.07.13, 段落【0032】 - 【0050】, 第1-8図 & US 6253137 B1 & EP 926401 A2	1 2-3
Y	JP 2008-286063 A（トヨタ自動車株式会社）2008.11.27, 段落【0031】 - 【0033】, 第7図（ファミリーなし）	2-3
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> 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 21.05.2014	国際調査報告の発送日 03.06.2014	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ISA/J P） 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） 川口 真一 電話番号 03-3581-1101 内線 3355	3G 9822

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	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
Y	JP 2-245408 A (マツダ株式会社) 1990. 10. 01, 第 6 ページ右上欄第 6 行-左下欄第 8 行, 第 10 図 (ファミリーなし)	3