

(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
2018年9月7日(07.09.2018)



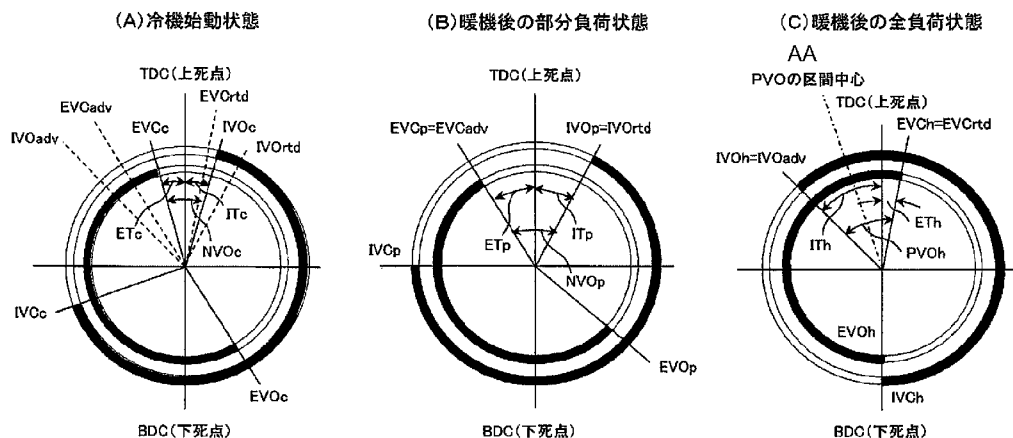
(10) 国際公開番号

WO 2018/159298 A1

- (51) 国際特許分類:
F02D 13/02 (2006.01) *F02D 41/06* (2006.01)
F02D 21/08 (2006.01) *F02M 26/01* (2016.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2018/005157
- (22) 国際出願日: 2018年2月15日(15.02.2018)
- (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 2017-035878 2017年2月28日(28.02.2017) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社(HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場2520番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 中村 信 (NAKAMURA, Makoto); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名4丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 小野 新次郎, 外(ONO, Shinjiro et al.); 〒1000004 東京都千代田区大手町二丁目2番1号 新大手町ビル206区 ユアサハラ法律特許事務所 Tokyo (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, DJ, DK, DM, DO,

(54) Title: VARIABLE VALVE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND VARIABLE VALVE MECHANISM CONTROL DEVICE

(54) 発明の名称: 内燃機関の可変動弁システム及び可変動弁機構のコントロール装置



BDC Bottom dead center
TDC Top dead center
(A) Cold start-up state
(B) Partial load state after warming-up
(C) Total load state after warming-up
AA Center of PVO period

(57) Abstract: During cold start-up of an internal combustion engine, an intake valve variable mechanism sets an intake valve opening timing (IVOc) to the retarded side of the exhaust top dead center by a predetermined angle (ITc) so as to be between the advanced side of the maximum retarded opening timing (IVOrtd) and the retarded side of the maximum advanced opening timing (IVOadv), and an exhaust valve variable mechanism sets an exhaust valve closing timing (EVCc) to the advanced side of the exhaust top dead center by a predetermined angle (ETc) so as to be between the retarded



DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, 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, 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))

side of the maximum advanced closing timing (EVCadv) and the advanced side of the maximum retarded closing timing (EVCrtd), thereby forming a "negative valve overlap" (NVOc) where the intake valve opening timing (IVOc) and the exhaust valve closing timing (EVCc) do not overlap with each other.

(57) 要約: 内燃機関の冷機始動時には、吸気バルブ可変動弁機構によって吸気バルブの開時期(IVOc)を、最遅角開時期(IVOrtd)より進角側で、しかも最進角開時期(IVOadv)より遅角側の間で、排気上死点よりも所定角度(ITc)だけ遅角側に設定すると共に、排気バルブ可変動弁機構によって排気バルブの閉時期(EVCc)を、最進角閉時期(EVCadv)より遅角側で、しかも最遅角閉時期(EVCrtd)より進角側の間で、排気上死点よりも所定角度(ETc)だけ進角側に設定して、吸気バルブの開時期(IVOc)と排気バルブの閉時期(EVCc)が重ならない「負のバルブオーバーラップ」(NVOc)を形成する。

明 細 書

発明の名称：

内燃機関の可変動弁システム及び可変動弁機構のコントロール装置

技術分野

[0001] 本発明は内燃機関の可変動弁システムに係り、特に吸気バルブ及び排気バルブの開閉位相を制御する可変動弁機構を備えた内燃機関の可変動弁システム及び可変動弁機構のコントロール装置に関するものである。

背景技術

[0002] 従来の内燃機関の吸気バルブや排気バルブの開閉位相を制御する可変動弁機構としては、例えば、以下の非特許文献１に記載されているものが知られている。この非特許文献１においては、吸気側に吸気バルブの開閉位相を制御する位相可変型の可変動弁機構（油圧式ＶＴＣ）を設け、内燃機関が停止された際に、吸気バルブが適度な「正のバルブオーバーラップ」（ＰＶＯ：吸気バルブの開時期と排気バルブの閉時期が重なる区間）を有する位置に機械的に安定するように制御して、内燃機関の始動初期の排気有害成分を低減する可変動弁システムが示されている。

[0003] この非特許文献１においては、始動初期に「正のバルブオーバーラップ」（ＰＶＯ）の期間内に、未燃ＨＣを含む高温残留ガスを吸気系に逆流させ、その後の次の吸気行程で未燃ＨＣガスを含む残留ガスを筒内に再導入して燃焼させることで、排気ガス中の排気有害成分を低減することを可能としているものである。

先行技術文献

非特許文献

[0004] 非特許文献１：SAE Paper 2012-01-0416 ; Development of a Hydraulic Variable Valve Timing Control System with an Optimum Angular Position Locking Mechanism

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0005] ところで、非特許文献１においては上述の通り、始動初期に「正のバルブオーバーラップ」(PVO)の期間内に、未燃HCを含む高温残留ガスを吸気系に逆流させ、その後の次の吸気行程で、未燃HCガスを含む残留ガスを筒内に再導入して、再燃焼させることで排気ガス中の排気有害成分の排出を低減するようにしている。
- [0006] しかしながら、内燃機関が冷機されている冷機始動においては、「正のバルブオーバーラップ」(PVO)の期間内に、未燃HCを含む残留ガスを吸気系に逆流させているので、高温残留ガスが吸気系に戻されることで冷却されてしまい、筒内に再吸入された時点ではその分温度の低いものとなる。したがって、筒内での燃焼の安定化の観点からすると、高温残留ガスによる混合気加熱効果がその分低下しているので冷機始動時に燃焼の悪化を惹起する恐れがあった。
- [0007] 本発明の主たる目的は、冷機始動時の燃焼の悪化を抑制して排気ガス中の排気有害成分を低減することができる新規な内燃機関の可変動弁システム及び可変動弁のコントロール装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

- [0008] 本発明の好ましい実施形態において、内燃機関の冷機始動時には、吸気バルブ可変動弁機構によって吸気バルブの開時期(IVO_c)を、最遅角開時期(IVO_{rt d})より進角側で、しかも最進角開時期(IVO_{a d v})より遅角側の間で、排気上死点(TDC)よりも所定角度(IT_c)だけ遅角側に設定すると共に、排気バルブ可変動弁機構によって排気バルブの閉時期(EVC_c)を、最進角閉時期(EVC_{a d v})より遅角側で、しかも最遅角時期(EVC_{rt d})より進角側の間で、排気上死点(TDC)よりも所定角度(ET_c)だけ進角側に設定して、吸気バルブの開時期(IVO_c)と排気バルブの閉時期(EVC_c)とが重ならない「負のバルブオーバーラップ」(NVO_c)を形成する。
- [0009] 本発明の好ましい実施形態によれば、内燃機関の冷機始動時において、排

気行程の末期から吸気行程の初期にかけて「負のバルブオーバーラップ」(NVOc)を形成することによって、高温燃焼ガス(高温EGRガス)を筒内に封じ込め、しかもピストンで加圧することにより、残留している筒内ガス及び機関本体が加熱されて、冷機始動時における燃焼の悪化を抑制して排気ガス中の排気有害成分を低減することができるようになる。

図面の簡単な説明

- [0010] [図1]内燃機関の可変動弁システムの要部の構成を説明する構成図である。
- [図2]排気バルブ可変動弁機構の要部を示す要部断面図である。
- [図3]本発明の実施形態を説明するバルブタイミング特性を示す特性図である。
- [図4]本発明の実施形態の暖機後の部分負荷時のバルブタイミング特性と従来の形態のバルブタイミング特性を比較したP-V線図である。
- [図5]本発明の実施形態の負荷とバルブオーバーラップの関係を示す特性図である。
- [図6]本発明の実施形態になる可変動弁機構を制御する停止移行時の制御フローを示すフローチャート図である。
- [図7]本発明の実施形態になる可変動弁機構を制御する運転時の制御フローを示すフローチャート図である。
- [図8]本発明の他の実施形態になるバルブタイミング特性を示す特性図である。

発明を実施するための形態

- [0011] 以下、本発明の実施形態について図面を用いて詳細に説明するが、本発明は以下の実施形態に限定されることなく、本発明の技術的な概念の中で種々の変形例や応用例をもその範囲に含むものである。

実施例 1

- [0012] 図1は内燃機関の可変動弁システムの要部の構成を示すものであり、排気カム軸10には気筒あたり2個の排気カム11が設けられている。この排気カム11は、排気バルブ12を開閉するものである。また、排気カム軸10

の一端には、スプロケット機構 13 と、これに固定された排気バルブ可変動弁機構(以下、排気 VTC と表記する) 14 が取り付けられており、排気カム軸 10 をスプロケット機構 13 に対して相対回転(位相変換)させて排気カム 11 の相対回転位置を制御している。

[0013] スプロケット機構 13 は、タイミングスプロケット 15 を備えており、図示しないタイミングベルトによってクランク軸によって回転されている。また、排気 VTC 14 は、ハウジング 16 と、このハウジング 16 の両端に固定されたフロントカバー 17 とリアカバー 18 によって形成された空間に油圧で駆動されるベーンが内蔵されている。タイミングスプロケット 15 とリアカバー 18 は相互に固定されており、またベーンは排気カム軸 10 に固定されている。したがって、油圧によってベーンの回転位置を調整することによって、排気カム軸 10 がこれに対応して排気バルブの開閉位相を調整するようになっている。

[0014] 同様に、吸気カム軸 20 には気筒あたり 2 個の吸気カム 21 が設けられている。この吸気カム 21 は、吸気バルブ 22 を開閉するものである。また、吸気カム軸 20 の一端には、スプロケット機構 23 と、これに固定された吸気バルブ可変動弁機構(以下、吸気 VTC と表記する) 24 が取り付けられており、吸気カム軸 20 をスプロケット機構 23 に対して相対回転(位相変換)させて吸気カム 21 の相対回転位置を制御している。

[0015] スプロケット機構 23 は、タイミングスプロケット 25 を備えており、図示しないタイミングベルトによってクランク軸によって回転されている。また、吸気 VTC 24 は、ハウジング 26 と、このハウジング 26 の両端に固定されたフロントカバー 27 とリアカバー 28 によって形成された空間に油圧で駆動されるベーンが内蔵されている。タイミングスプロケット 25 とリアカバー 28 は相互に固定されており、またベーンは吸気カム軸 20 に固定されている。したがって、油圧によってベーンの回転位置を調整することによって、吸気カム軸 20 がこれに対応して吸気バルブの開閉位相を調整するようになっている。

- [0016] 制御装置30は、内燃機関の各種の運転状態情報、排気VTC実位置信号、吸気VTC実位置信号等を入力とし、排気位相制御信号を排気電磁切換弁31に供給し、また吸気位相制御信号を吸気電磁切換弁32に供給することで、排気VTC14の排気位相制御油圧、及び吸気VTC24の吸気位相制御油圧を制御している。
- [0017] 次に、排気VTC14と吸気VTC24の構成について簡単に説明するが、排気VTC14と吸気VTC24の構成は実質的に同じ構成なので、以下では排気VTC14の構成について説明する。
- [0018] 図2に示すリアビュー断面図において、ハウジング35(16)は、円筒状のハウジング本体35aの前端開口が円板状のフロントカバー17(図1参照)によって閉塞されていると共に、後端開口が円盤状のリアカバー18(図1参照)によって閉塞されている。また、ハウジング本体35aの内周面の周方向の約90°位置には、4つの隔壁であるシュー35bが内方に向かって突設されている。
- [0019] リアカバー18は、タイミングプロケット13の中央位置に両者一体に設けられ、外周部が4本のボルト39によってハウジング本体35aとフロントカバー17に共締め固定されている。また、リアカバー18のほぼ中央には、ベーンロータ36の円筒部に外周に軸受される大径な軸受孔が軸方向に貫通形成されている。
- [0020] ベーンロータ36は、中央にボルト挿通孔を有する円筒状のロータ37と、ロータ37の外周面の周方向のほぼ90°位置に一体に設けられた4枚のベーン38、38aとを備えている。ロータ37は、前端側の小径筒部がフロントカバー17の中央支持孔に回転自在に支持されている一方、後端側の小径な円筒部がリアカバー18の軸受孔に回転自在に支持されている。
- [0021] また、ベーンロータ36は、ロータ37のボルト挿通孔に軸方向から挿通した固定ボルト40によって排気カム軸10の前端部に軸方向から固定されている。また、各ベーン38、38aは、各シュー35b間に配置されていると共に、各外面の軸方向に形成された細長い保持溝内に前記ハウジング本

体 3 5 a の内周面に摺接するシール部材及びこのシール部材をハウジング本体の内周面方向に押圧する板ばねがそれぞれ嵌着、保持されている。

[0022] また、この各ベーン 3 8、3 8 a の両側と各シュー 3 5 b の両側面との間に、それぞれ 4 つの遅角室 4 1 と進角室 4 2 がそれぞれ隔成されている。尚、ベーン 3 8 a は、進角側のストッパ機能と、遅角側のストッパ機能を備えている。

[0023] そして、排気電磁切換弁 3 1 の切り換え作動によって、夫々の遅角室 4 1 と夫々の進角室 4 2 に作動油を選択的に供給することによって、ベーンロータ 3 6 (排気カム軸 1 0) をクランクシャフトに対して相対回転位相を変更させるようになっている。また、各進角室 4 2 内には、ベーンロータ 3 6 を進角方向へ常時付勢する 4 本のコイルスプリング 4 3 が装着されている。

[0024] 同様に、吸気 V T C 2 4 も同じ構成となっているが、進角室及び遅角室が逆の関係となっており、ベーンロータ 3 6 を遅角方向へ常時付勢する 4 本のコイルスプリングが遅角室にそれぞれ装着されている。

[0025] 図 2 において、ベーン 3 8 a のストッパ面 4 4 が進角時期 (E m a x) と一致した状態で、ベーン 3 8 a の他方側面とシュー 3 5 b 側面が当接し最進角の位相となっている。また、ベーン 3 8 a のストッパ面 4 4 が遅角時期 (E m i n) と一致した状態でストッパ面 4 4 の当接により最遅角の位相となっている。ここで、進角室 4 2 に収納されたコイルスプリング 4 3 は、図 2 に示すようにベーン 3 8 a、3 8 を進角側に付勢している。

[0026] ここで、中間角時期 (E m i d) は、最進角時期 (E m a x) と最遅角時期 (E m i n) の間にあり、最進角時期 (E m a x) よりやや遅角側にある。そして、この中間角時期 (E m i d) と一致した位相 (デフォルト位相) では、ベーン 3 8 a に内蔵された締結ピン 4 5 とリアカバー 1 8 側の締結穴が一致し、デフォルト位置でベーン 3 8 a、3 8 が位置決めされるようになっている。

[0027] また、吸気 V T C 2 4 も図 2 に示す排気 V T C 1 4 と同様な構造となっているが、最進角時期 (I m a x) と最遅角磁気 (I m i n) の間で形成され

る変換位相角が排気VTC14より大きく設定されている。

[0028] そして、排気VTC14と同様に、最進角時期（Imax）と最遅角時期（Imin）の間に設定され、ベーン内の締結ピンとリアカバー側の締結穴が一致する中間角時期（Imid）であるデフォルト位置は、最進角時期（Imax）より大きく遅角側に設定され、最遅角時期（Imin）よりやや進角側に設定されている。

[0029] したがって、ベーンのストッパ面が、この中間角時期（Imid）と一致した位相では、排気VTC14と同様にベーン内の締結ピンとリアカバー28側の締結穴が一致し、デフォルト位置でベーンが位置決めされるようになっている。

[0030] 次に、本実施形態のバルブタイミング特性を説明するが、図3では「(A)冷機始動状態」と、「(B)暖機後の部分負荷状態」と、「(C)暖機後の全負荷状態」の夫々のバルブタイミング特性を示している。ここで、「(A)冷機始動状態」は、例えば内燃機関の本体温度が40℃以下の状態であり、また、「(B)暖機後の部分負荷状態」は、例えばアクセルペダルが中間付近程度まで踏み込まれた状態であり、更に、「(C)暖機後の全負荷状態」は、例えばアクセルペダルが最大付近程度まで踏み込まれた状態である。以下、夫々のバルブタイミング特性について説明する。《冷機始動状態》冷機始動時には、図3の「(A)冷機始動状態」に示すバルブタイミング特性となる。ここでは、排気VTC14は上述の中間角時期（EVCc=Emid）で、ベーン38aが締結ピン45を介してリアカバー18と締結されるので、デフォルト位置となる。同様に、吸気VTC24のベーンも上述の中間角時期（IVOc=Imid）で、ベーンが締結ピンを介してリアカバーと締結されるので、デフォルト位置となる。

[0031] この結果、排気VTC14と吸気VTC24の両方がデフォルト位置となるので、排気バルブと吸気バルブのバルブタイミングは、図3の「(A)冷機始動状態」に示すバルブタイミングとなる。

[0032] つまり、排気バルブの閉時期（EVC）が、排気バルブの最進角閉時期（

EVCA_{dv})より遅角側で、しかも最遅角閉時期(EVC_{rt d})より進角側の間で、排気上死点(TDC)よりも所定角度(ET_c)だけ進角側の排気バルブの閉時期(EVC_c)に設定されている。ここで、最進角閉時期(EVCA_{dv})は図2で示す最進角時期(E_{max})と同じであり、最遅角閉時期(EVC_{rt d})は図2で示す最遅角時期(E_{min})と同じである。

[0033] また、吸気バルブ開時期(IVO)は、吸気バルブの最遅角開時期(IVO_{rt d})より進角側で、しかも最進角開時期(IVO_{adv})より遅角側の間で、排気上死点(TDC)よりも所定角度(IT_c)だけ遅角側の吸気バルブの開時期(IVO_c)に設定されている。ここで、最進角開時期(IVO_{adv})は最進角時期(I_{max})と同じであり、最遅角開時期(IVO_{rt d})は最遅角時期(I_{min})と同じである。

[0034] この結果、冷間始動時においては、排気バルブの閉時期(EVC_c)と吸気バルブの開時期(IVO_c)の間には、所定角度(IT_c)と所定角度(ET_c)を足し合わせた「IT_c+ET_c」の角度からなる「負のバルブオーバーラップ」(NVO_c)が設定されることになる。これによって、排気行程の末期から吸気行程の初期にかけて、高温燃焼ガス(高温EGRガス)が筒内に封じ込められ、且つピストンで加圧されることになる。

[0035] ここで、所定角度(IT_c)と所定角度(ET_c)は略同じ角度に設定されている。尚、略同じ角度とは、排気VTC14、及び吸気VTC24の組立後の機構的な誤差や設計上の公差等を含む概念であり、必ずしも同じ角度を意味するものではない。

[0036] したがって、冷機始動時において、「負のバルブオーバーラップ」(NVO_c)の期間(排気行程の末期から吸気行程の初期にかけて)に、高温燃焼ガス(高温EGRガス)を筒内に封じ込め、しかもピストンで加圧することにより、圧縮上死点で残留している筒内ガスの温度を上昇させることができ、筒内ガス及びシリンダ本体が顕著に加熱されるようになる。

[0037] このため、次の吸気行程で新気を吸入した場合に形成される混合気の温度

を高めることによって冷機始動時における燃焼を安定化して、燃費の向上や排気有害成分の発生を抑制でき、更に内燃機関の暖機性能(機関本体温度の上昇)を向上できるので、オイル粘度低下によって機構系の摩擦抵抗を低減して燃費性能を向上でき、また、排気系に備えられた排気浄化用触媒の温度を早く高める効果も得られるので、更に排気有害成分の低減効果が得られるものとなる。

[0038] 尚、吸気バルブの閉時期(IVCc)を従来の閉時期(IVC)と同じに設定した場合、本実施形態では吸気バルブの開時期(IVOc)が遅角されているので、吸気バルブの開弁期間(吸気作動角)を狭く設定でき、これによって吸気バルブの動弁摩擦抵抗を減少して、内燃機関の駆動力が無駄に使用されるのを抑制することができる。

[0039] 同様の理由で、排気バルブ開時期(EVOc)を従来の開時期(EVO)と同じに設定した場合、本実施形態では排気バルブの閉時期(EVCc)が進角されているので、排気バルブの開弁期間(排気作動角)を狭く設定でき、これによって排気バルブの動弁摩擦抵抗を減少して、内燃機関の駆動力が無駄に使用されるのを抑制することができる。

[0040] このようなことから、燃費性能を向上することが可能となる。更には、排気バルブの開時期(EVO)を可及的に早めることで、燃焼ガス温度が低下しないうちに排気バルブを開き、温度が高い排気ガスを排気ガス浄化用触媒に供給することで、排気ガス浄化用触媒の温度を高めて冷機始動時の排気ガス有害成分を低減することが、動弁摩擦抵抗の増加を抑制しつつ可能となる。

[0041] ここで、従来の「正のバルブオーバーラップ」(PVO)によっても筒内にEGRガスを導入することができるが、このEGRガスの温度は原理的に本実施形態による「負のバルブオーバーラップ」(NVO)よりは低くなり、また、吸気バルブ及び排気バルブの開弁期間(吸排作動角)も大きく設定されるので、吸気バルブ及び排気バルブの動弁摩擦抵抗が増加する課題を有している。

[0042] また、吸気バルブの開時期（ IVO_c ）及び排気バルブの閉時期（ EVC_c ）が、それぞれの最進角時期（ IVO_{adv} 、 EVC_{adv} ）最遅角時期（ $IVO_{rt d}$ 、 $EVC_{rt d}$ ）の間にあるので、暖機運転の途中や暖機後において、「負のバルブオーバーラップ」（ NVO ）を拡大したり、逆に減少させたりすることができ、これにより暖機運転途中及び暖機後において、種々の性能向上を実現することが可能となる。《暖機後の部分負荷状態》 次に暖機後の部分負荷状態のバルブタイミングについて説明する。暖機後の部分負荷(低負荷)においては、図3の「(B)暖機後の部分負荷状態」に示すバルブタイミング特性となる。

[0043] すなわち、暖機後の部分負荷(低負荷)状態においては、吸気バルブの開時期（ IVO ）を、冷機始動状態の場合の吸気バルブの開時期（ IVO_c ）より更に遅角側で、しかも排気上死点（ TDC ）よりも所定角度（ ITp ）だけ遅角側の開時期（ IVO_p ）に変換する。ここで、開時期（ IVO_p ）は最遅角開時期（ $IVO_{rt d}$ ）と同じ開時期とされている。

[0044] また、これと同時に、吸気バルブの閉時期（ IVC ）を吸気下死点（ BDC ）と圧縮上死点（ TDC ）の中間位置付近まで遅角した吸気バルブの閉時期（ IVC_p ）に設定する。これは、例えば、吸気 VTC_{24} によってベーンを上述の吸気バルブの最遅角開時期（ $Imin$ ）まで位相変換すれば良いものである。

[0045] また、暖機後の部分負荷(低負荷)状態においては、排気バルブの閉時期（ EVC ）を、冷機始動状態の場合の排気バルブの閉時期（ EVC_c ）より更に進角側で、しかも排気上死点（ TDC ）よりも所定角度（ ETp ）だけ進角側の閉時期（ EVC_p ）に変換する。ここで、閉時期（ EVC_p ）は最進角閉時期（ EVC_{adv} ）と同じ閉時期とされている。

[0046] また、これと同時に、排気バルブの開時期（ EVO ）を排気下死点（ BDC ）と圧縮上死点（ TDC ）の中間位置の間の区間まで進角して排気バルブの開時期（ EVO_p ）に設定する。これは、例えば、排気 VTC_{14} によってベーン38a、38を上述の排気バルブの最進角時期（ E_{max} ）まで位

相変換すれば良いものである。

[0047] これによって、冷機始動状態の場合の「負のバルブオーバーラップ」(NV Oc)より更に長い、所定角度(ITp)と所定角度(ETp)を足し合わせた「ITp+ETp」の角度からなる「負のバルブオーバーラップ」(NV Op)が設定されることになる。したがって、排気行程の末期から吸気行程の初期にかけて、高温燃焼ガス(高温EGRガス)を筒内に封じ込め、しかもピストンで加圧することができる。

[0048] このため、内燃機関の暖機後の部分負荷(低負荷)における燃費効率を充分に向上することが可能となる。すなわち、暖機後の部分負荷(低負荷)においては、内燃機関の機構系の摩擦抵抗が冷機状態時より低減することもあり、吸入空気量を冷機状態時より低減することができるが、その場合にスロットルバルブを閉じて吸入空気量を低減すると、いわゆるポンプ損失が増加して燃費性能が悪化してしまう恐れがある。

[0049] そこで、吸気バルブの閉時期(IVC)を吸気下死点と圧縮上死点の間位置付近まで大きく遅角して、いわゆる「遅閉じアトキンソンサイクル」とすることで、スロットルバルブの開度を大開度に維持しつつ、吸入空気量を低減することが考えられる。

[0050] しかしながら、その場合には、吸気バルブの閉時期(IVC)が遅角されているので有効圧縮比が下がり、圧縮上死点でのガス温度が低下して燃焼の悪化が生じて所望の燃費低減効果が得られない恐れがある。

[0051] それに対し、本実施形態では、大きな「負のバルブオーバーラップ」(NV Op)によって圧縮上死点でのガス温度を上昇することができるので、このような燃焼の悪化が回避されて所望の燃費低減効果が得られるようになる。

[0052] また、大きな「負のバルブオーバーラップ」(NV Op)により、筒内における高温燃焼ガスが相対的に増えることによって新気の量が相対的に減少されるので、所定の部分負荷トルクを得るのに必要なスロットル開度をさらに拡大でき(図5に示すスロットル大開度 θ_p 域)、これによってポンプ損失を更に低減できて燃費効率を向上することができるようになる。

[0053] 尚、吸気バルブの閉時期（ IVC_p ）を従来の閉時期（ IVC ）と同じに設定した場合、本実施形態では吸気バルブの開時期（ IVO_p ）が遅角されているので、吸気バルブの開弁期間（吸気作動角）を狭く設定でき、これによって吸気バルブの動弁摩擦抵抗を減少して、内燃機関の駆動力が無駄に使用されるのを抑制することができ、結果として燃費性能を向上することが可能となる。

[0054] 同様の理由で、排気バルブ開時期（ EVO_p ）を従来の開時期（ EVO ）と同じに設定した場合、本実施形態では排気バルブの閉時期（ EVC_p ）が進角されているので、排気バルブの開弁期間（排気作動角）を狭く設定でき、これによって排気バルブの動弁摩擦抵抗を減少して、内燃機関の駆動力が無駄に使用されるのを抑制することができ、結果として燃費性能を向上することが可能となる。

[0055] ここで、本実施形態では、特に所定角度（ IT_p ）と所定角度（ ET_p ）が、略同じ角度になるように設定されている。これによれば、「負のバルブオーバーラップ」（ NVO_p ）の間に発生する、ポンプ損失を低減できるようになる。その理由について図4に示すPV線図を用いて説明する。

[0056] ここで、所定角度（ IT_p ）と所定角度（ ET_p ）は略同じ角度に設定されているが、上述の通り略同じ角度とは、排気 $VT C14$ 、及び吸気 $VT C24$ の組立後の機構的な誤差や設計上の公差等を含む概念であり、必ずしも同じ角度を意味するものではない。

[0057] 図4の(A)は、本実施形態(図3の(B)に示すバルブタイミング特性)のPV線図を示し、図4の(B)は、比較対象としての参考例1（ $ET_p \doteq 0 < IT_p$ ）でのPV線図を示し、図4の(C)は、同じく比較対象としての参考例2（ $ET_p > IT_p \doteq 0$ ）でのPV線図を示している。

[0058] 図4の(B)の参考例1においては、排気上死点（ TDC ）からピストンが下がっていく過程で、吸気バルブの開時期（ IVO_p ）までの区間（ IT_p ）は筒内負圧が発達する。そして、この筒内負圧はピストンの下降動作を抑制するように作用するので、PV線図に示すように吸入初期のポンプ損失（

下向き三角領域）が発生する。

[0059] また、図5の(C)の参考例2においては、排気上死点（TDC）前の排気バルブが閉じる閉時期（EVC_p）から排気上死点（TDC）に向けてピストンが上昇していく過程で、排気上死点（TDC）までの区間（ET_p）は筒内正圧が発達する。そして、この筒内正圧はピストンの上昇動作を抑制するように作用する。ここで、排気上死点（TDC）を越えると吸気バルブが開くので、この筒内の正圧ガスは吸気側に逆流してしまい、ピストンの下降動作を助長するためのエネルギーとして回収することができない。その結果、(C)のP-V線図に示すように、排気行程の末期のポンプ損失（上向き三角領域）が発生する。

[0060] このように、参考例1、2ともポンプ損失が大きくなるので部分負荷での燃費の悪化を生じるようになるものである。

[0061] これに対して、本実施形態においては、図4(A)のP-V線図に示すように、吸気行程の初期のポンプ損失、及び排気行程の末期のポンプ損失とも抑制することができる。

[0062] つまり、参考例2と同様に、排気バルブの閉時期（EVC_p）が排気上死点（TDC）前であり、排気バルブの閉時期（EVC_p）から排気上死点（TDC）にかけて、高温燃焼ガス（高温EGRガス）が所定角度（ET_p）分だけ圧縮されて、その時点ではピストンの上昇動作を抑止しようと作用する。

[0063] 一方、吸気バルブの開時期（IVO_p）が排気上死点（TDC）から同じ角度で、所定角度（IT_p）分だけ遅れているので、排気上死点（TDC）を越えてピストンが下降動作に移ると、先に圧縮された高温燃焼ガスの圧力が開放されてピストンの下降動作を助長するエネルギーとして回収されるようになる。その結果、図4(A)に示すように、三角形の面積の発生が抑制され、排気上死点（TDC）前後のポンプ損失が抑制されるのである。

[0064] したがって、所定角度（ET_p）＝所定角度（IT_p）の関係が最も好ましく、図4の(A)のP-V線図に示すように、排気行程の末期のポンプ損失と

吸気行程の初期のポンプ損失の両方を除去できるようになる。このように、図4の(A)に示す本実施形態の部分負荷状態でのバルブタイミング特性は、排気上死点(TDC)前後のポンプ損失を抑制するという観点でも、更に燃費性能を向上できるものである。《暖機後の全負荷状態》 次に暖機後の全負荷状態のバルブタイミングについて説明する。暖機後の全負荷においては、図3の「(C)暖機後の全負荷状態」に示すバルブタイミング特性となる。

[0065] すなわち、暖機後の全負荷状態においては、吸気VTC24のストッパ面は最進角時期(I_{max})まで最大限の進角変換が行われる。このため吸気バルブの開時期(IVO)は、冷機始動状態の場合の吸気バルブの開時期(IVO_c)より大幅に進角側に進角され、しかも排気上死点(TDC)よりも所定角度(IT_h)だけ進角側の開時期(IVO_h)に変換される。ここで、開時期(IVO_h)は最進角開時期(IVO_{adv})と同じ開時期とされている。

[0066] また、暖機後の全負荷状態においては、排気VTC14のストッパ面44は最遅角時期(E_{min})まで最大限の遅角変換が行われる。排気バルブの閉時期(EVC)を、冷機始動状態の場合の排気バルブの閉時期(EVC_c)より大幅に遅角側に遅角され、しかも排気上死点(TDC)よりも所定角度(ET_h)だけ遅角側の閉時期(EVC_h)に変換される。ここで、閉時期(EVC_h)は最進角閉時期(EVC_{rt d})と同じ閉時期とされている。

[0067] したがって、吸気バルブの開時期(IVO_h)が最大進角開時期(IVO_{adv})となり、排気バルブの閉時期(EVC_h)が最大遅角閉時期(EVC_{rt d})となるので、大きな「正のバルブオーバーラップ」(PVO_h)が設定される。また、吸気バルブの閉時期(IVC_h)は吸気下死点付近まで進角し、排気バルブの開時期(EVO_h)は膨張下死点付近まで遅角する。ここで、吸気VTC24の進角変換角は、排気VTC14の遅角変換角より大きく、その結果、上述の「正のバルブオーバーラップ」(PVO_h)の区間中心は、図3の(C)に示すように、排気上死点(TDC)より進角することになる。

[0068] そして、このようなバルブタイミング特性によれば、暖機後の全負荷状態における機関トルクを十分に高めることが可能となる。すなわち、排気バルブの開時期（EVOh）が膨張下死点（BDC）付近まで遅角されたので、排気脈動の負圧波が排気バルブ付近に到来するタイミングが、「正のバルブオーバーラップ」（PVOh）の近くまで遅れるようになる。

[0069] このため、負圧波によって開状態の排気バルブを介して筒内の高温燃焼ガスを吸い出し、そこに冷たい新気が、開状態の吸気バルブを介して筒内に導入される、という所謂掃気効果が得られる。これによって、全負荷状態での吸気充填効率が高まるだけでなく、筒内を新気により冷却するので、いわゆる耐ノッキング性も向上して、両者の効果により機関トルクの絶対値を高めることができるようになる。

[0070] さらに、「正のバルブオーバーラップ」（PVOh）の区間中心が、排気上死点（TDC）より進角しているので、排気脈動の負圧波が「正のバルブオーバーラップ」（PVOh）と同期しやすくなり、上記掃気効果を大きくすることができる。つまり、排気脈動の負圧波が排気バルブ付近に到来するタイミングを、「正のバルブオーバーラップ」（PVOh）の区間中心に近づけることができる。

[0071] また、本実施形態では内燃機関の筒内で燃焼される混合気は、冷機時や暖機後の部分負荷状態では、リーン状態の混合気としても良い。その場合、空燃比が理論空燃比よりリーン状態であるのでエンジン本体からの排気有害成分の発生が少ない、さらに燃費性能が向上する、といった長所があるが、燃焼の安定性に課題がある。ところが、本実施形態においては、前述のNVOの効果によって燃焼の安定性が向上できるので、リーン状態の混合気を使用する長所を十分に発揮することができるようになる。

[0072] 次に運転条件（状態）を変化させた場合のバルブオーバーラップの変化とスロットルバルブの開度変化を図5に基づき説明する。

[0073] 上述してきたように、冷機運転状態（冷機始動後のファーストアイドル等）では、中程度の「負のバルブオーバーラップ」（NVOc）により、冷機運

転時の燃焼の安定化や暖機性能の向上等により、燃費性能の向上や排気ガス有害成分を低減する。その際、冷機運転時だと、内燃機関の機構系の摩擦抵抗が大きいので、この摩擦抵抗に打ち勝つためにスロットルバルブの開度 θ_c は大開度として機関トルクを高めている。

[0074] また、暖機後のアイドルでは、冷機運転時のバルブタイミングが維持されている。つまり、例えば、暖機後アイドルの「負のバルブオーバーラップ」(NVO_i)は、冷機運転時の「負のバルブオーバーラップ」(NVO_c)と一致させている。ここで、暖機後は内燃機関の機構系の摩擦抵抗が小さくなっている所以、燃焼トルクを下げるために、スロットルバルブの開度を小開度 θ_i まで閉じている。

[0075] これによって、大きな吸気負圧が生じてポンプ損失は増加するが、暖機後のアイドルであるため、少吸入空気量（小燃焼トルク）であるが故の燃焼変動・回転変動をこの負圧による燃料霧化改善効果により高め、その結果、アイドルでの燃焼安定性、回転安定性、燃費性能等を向上することができる。

[0076] ここで、仮に通常の「正バルブオーバーラップ」(PVO)であると、スロットルバルブの開度を小さくしたことによって増加した吸気負圧が、開状態の吸気バルブを介して筒内の内部EGRを吸気系に吸い込んだり、さらにはこの吸気負圧が「正バルブオーバーラップ」(PVO)の区間に開状態の排気バルブを介して排気ポート側から排気ガスを筒内に再吸入してしまう。そして、吸気系に吸い出された内部EGRが次の吸気行程において再度筒内に導入され、さらに前述のような排気ポート側から筒内に導入される内部EGRも付加されて、最終的に筒内に導入される内部EGRが過大となり燃焼安定性が悪くなるという問題がある。

[0077] それに対し、本実施形態では「負のバルブオーバーラップ」(NVO_i)になっているので、吸気バルブと排気バルブが同時に開くことがなく、また排気上死点付近では吸気バルブ、排気バルブとも開いておらず、吸気負圧が高まった暖機後アイドルにおいても、前述の PVO の場合のように筒内に過大な内部EGRが導入されることはなく、安定した良好な燃焼状態を実現でき

るようになる。

- [0078] したがって、例えば、図5の「負のバルブオーバーラップ」(NVO_i)に示すように、バルブオーバーラップを「0」にしなくても良く、暖機後の部分負荷状態での「負のバルブオーバーラップ」(NVO_p)から暖機後のアイドル状態の「負のバルブオーバーラップ」(NVO_i)の変化幅を抑制できる。これによって、機関運転条件が両領域を行き交う運転状態の吸気VTC₂₄と排気VTC₁₄の変換応答遅れの問題を回避できる。
- [0079] また、暖機後の部分負荷状態では、大きな「負のバルブオーバーラップ」(NVO_p)による高温混合ガスにより燃焼を安定化できることに加え、アトキンソンサイクルの実施や、ポンプ損失の低減等により燃費性能を向上する。この場合、大きな「負のバルブオーバーラップ」(NVO_p)やアトキンソンサイクル(吸気バルブ遅閉じ)の実施により、スロットルバルブの開度を絞らずに充填効率(トルク)を抑制できるので、スロットルバルブの開度は大開度 θ_p となっている。
- [0080] また、暖機後の全負荷状態では、暖機後の全負荷状態における機関トルクを十分に高めることが可能となる。すなわち、排気バルブの開時期(EVO_h)が膨張下死点(BDC)付近まで遅角されたので、排気脈動の負圧波が排気バルブ付近に到来するタイミングが、「正のバルブオーバーラップ」(PVO_h)の近くまで遅れる。このため、負圧波によって開状態の排気バルブを介して筒内の高温燃焼ガスを吸い出し、そこに冷たい新気が、開状態の吸気バルブを介して筒内に導入される。これによって、全負荷状態での吸気充填効率が高まり、更に筒内を新気により冷却するので耐ノッキング性能も向上して、両者の効果により充分に機関トルクの絶対値を高めることができるようになる。
- [0081] 次に、上述した本実施形態になるバルブタイミング特性を実行するための制御フローについて説明する。尚、この制御フローは制御装置30によって実行されるものである。図6には、内燃機関を停止する停止移行時に、排気VTC₁₄と吸気VTC₂₄を「負のバルブオーバーラップ」(NVO_c)と

なるデフォルト位置に機械的に安定させる制御フローを示している。

[0082] 《ステップS 1 0》まず、ステップS 1 0においては、内燃機関を停止する機関停止情報や、内燃機関の運転条件情報を読み込む。内燃機関を停止する機関停止情報としては、代表的にはキーオフ信号があり、また、内燃機関の運転条件情報を示す信号としては数多くあるが、本実施形態では、内燃機関の回転数情報、吸気量情報、水温情報、要求負荷情報(アクセル開度)等があり、更に排気V T C 1 4や吸気V T C 2 4の実位置情報等がある。このステップS 1 0で各種情報を読み込むとステップS 1 1に移行する。

[0083] 《ステップS 1 1》ステップS 1 1においては、機関停止移行条件かどうかを判断する。この判断は、例えば、キーオフ信号を監視しておけばよく、キーオフ信号が入力されないとリターンに抜けて次の起動タイミングを待つことになる。一方、キーオフ信号が入力されると、機関停止移行条件と判断してステップS 1 2に移行する。

[0084] 《ステップS 1 2》ステップS 1 2においては、排気V T C 1 4、及び吸気V T C 2 4にデフォルト位置に移行するように、変換制御信号を排気V T C 1 4の排気電磁切換弁3 1、及び吸気V T C 2 4の吸気電磁切換弁3 2に出力する。つまり、次回の始動に対応するために、図3の「(A)冷機始動状態」のバルブタイミング特性になるように油圧を制御するものである。

[0085] したがって、排気バルブの閉時期(E V C)は、図3の「(A)冷機始動状態」の排気バルブの閉時期($E V C_c = E m i d$: 図2参照)に設定され、また、吸気バルブ開時期(I V O)は、吸気バルブの開時期($I V O_c = I m i d$: 同様図2参照)に設定されるものである。これによって「負のバルブオーバーラップ」($N V O_c$)が設定されることになる。変換制御信号を排気V T C 1 4の排気電磁切換弁3 1、及び吸気V T C 2 4の吸気電磁切換弁3 2に出力すると、ステップS 1 3に移行する。

[0086] 《ステップS 1 3》ステップ1 3においては、排気V T C 1 4及び吸気V T C 2 4の実位置情報から、排気V T C 1 4及び吸気V T C 2 4がデフォルト位置に移行したか、つまり、排気バルブの閉時期(E V C_c)に設定され

、また、吸気バルブの開時期（ IVO_c ）に設定されたかどうか判断される。そして、排気バルブの閉時期（ EVC_c ）、及び吸気バルブの開時期（ IVO_c ）に設定されていないと判断されると、再びステップS12に戻り、排気バルブの閉時期（ EVC_c ）、及び吸気バルブの開時期（ IVO_c ）に設定されたと判断されるとステップS14に移行する。

[0087] 《ステップS14》ステップS14においては、内燃機関を停止するため燃料噴射弁や点火装置への出力制御信号を停止する。これによって内燃機関の回転数 N_e が低下していき、これに伴って油圧ポンプの作動油の油圧が低下することになる。内燃機関が停止されると、排気 $VTC14$ 及び吸気 $VTC24$ は、以下の動作をその機構に基づいて実行する。この動作は、フローチャートでいう制御ステップではないが、便宜上制御ステップとして説明する。

[0088] 《ステップS15～ステップS17》内燃機関の回転数 N_e の低下に伴い、油圧ポンプからの作動油の吐出圧も下がるので、排気 $VTC14$ 、及び吸気 $VTC24$ のベーン内に保持されていた締結ピン45（図2参照）は、リターンスプリングによりリアカバー方向に移動する。一方、排気 $VTC14$ 、及び吸気 $VTC24$ の進角室、遅角室には作動油が充満されており、回転数 N_e が下がってもベーン位置はそのまま維持されている。

[0089] そして、リターンスプリングによって締結ピンが、リアカバー方向に更に移動して締結穴に締結することで、ベーンはハウジングに固定され、排気バルブの閉時期（ EVC_c ）、及び吸気バルブの開時期（ IVO_c ）のデフォルト位置に最終的に決定される。ここで、締結ピンの先端はテーパ形状に形成されており、ベーンの位相が多少ずれていても締結ピンを締結穴に係合させることができる。そして内燃機関は回転数 $N_e = 0$ となって機関停止となるものである。

[0090] このようにして、内燃機関を停止する停止移行時に、排気 $VTC14$ と吸気 $VTC24$ を、「負のバルブオーバーラップ（ NVO_c ）」が得られる、排気バルブの閉時期（ EVC_c ）と吸気バルブの開時期（ IVO_c ）のデフォ

ルト位置に機械的に安定させることができるようになるものである。

[0091] 次に、この状態から内燃機関の運転を再開する場合の制御フローを図 7 に基づき説明する。この制御フローも制御装置 30 によって実行されるものである。

[0092] 《ステップ S 20》まず、ステップ S 20 においては、内燃機関を始動する機関始動情報や、内燃機関の運転条件情報を読み込む。内燃機関を始動する機関始動情報としては、代表的にはキーオン信号、或いはスタータ起動信号があり、また、内燃機関の運転条件情報を示す信号としては数多くあるが、本実施形態では、内燃機関の回転数情報、吸気量情報、水温情報、要求負荷情報(アクセル開度)等があり、更に排気 V T C 14 や吸気 V T C 24 の実位置情報等がある。このステップ S 20 で各種情報を読み込むとステップ S 21 に移行する。

[0093] 《ステップ S 21》ステップ S 21 においては、機関始動条件かどうかを判断する。この判断は、例えば、スタータ起動信号を監視しておけばよく、スタータ起動信号が入力されないとリターンに抜けて次の起動タイミングを待つことになる。一方、スタータ起動信号が入力されると、機関始動条件と判断してステップ S 22 に移行する。

[0094] 《ステップ S 22》ステップ S 22 においては、スタータ起動信号を受けてスタータモータによる内燃機関のクランキングを開始する。そして、クランキングが開始されるや否やステップ S 23 に移行する。

[0095] 《ステップ S 23》ステップ S 23 においては、排気 V T C 14 及び吸気 V T C 24 にデフォルト位置に移行するように、変換制御信号を排気 V T C 14 の排気電磁切換弁 31、及び吸気 V T C 24 の吸気電磁切換弁 32 に出力する。これは、油圧ポンプの作動油の油圧が上昇した時に、何らかの原因で締結ピンが締結穴から抜けて締結状態が解除されても、排気 V T C 14 及び吸気 V T C 24 のベーンをデフォルト位置に維持しておくための制御である。そして、変換制御信号を排気 V T C 14 の排気電磁切換弁 31、及び吸気 V T C 24 の吸気電磁切換弁 32 に出力すると、ステップ S 24 に移行す

る。

- [0096] 《ステップS 2 4》ステップ2 4においては、排気V T C 1 4及び吸気V T C 2 4の実位置情報から、排気V T C 1 4及び吸気V T C 2 4がデフォルト位置に移行したか、つまり、排気バルブの閉時期（E V C c）に設定され、また、吸気バルブの開時期（I V O c）に設定されたかどうか判断される。そして、排気バルブの閉時期（E V C c）、及び吸気バルブの開時期（I V O c）に設定されていないと判断されると、再びステップS 2 3に戻り、排気バルブの閉時期（E V C c）、及び吸気バルブの開時期（I V O c）に設定されたと判断されるとステップS 2 5に移行する。
- [0097] 《ステップS 2 5》ステップS 2 5においては、スタータモータの回転に合わせて内燃機関を始動するため燃料噴射弁や点火装置へ出力制御信号を供給する。これによって内燃機関の回転数N eが増加していき、これに伴って油圧ポンプの作動油の油圧が上昇することになる。燃料噴射弁や点火装置へ出力制御信号を供給するとステップS 2 6に移行する。
- [0098] 《ステップS 2 6》ステップS 2 6においては、内燃機関の機関温度（冷却水温度）を検出して所定温度T 0を超えたかどうかを判断する。所定温度T 0を超えていなければ冷機状態と判断してリターンに抜けて次の起動タイミングを待つことになる。この状態は冷機始動状態となる。したがって、図3の「（A）冷機始動状態」の排気バルブの閉時期（E V C c）、及び吸気バルブの開時期（I V O c）によって「負のバルブオーバーラップ」（N V O c）が設定されて、始動されることになる。
- [0099] 一方、所定温度T 0を超えていれば冷機状態から暖機完了したと判断して、夫々の運転条件に応じて排気V T C 1 4、及び吸気V T C 2 4が制御マップに基づいて制御されることになる。したがって、所定温度T 0を超えて暖機が完了していればステップS 2 7に移行する。
- [0100] 《ステップS 2 7、ステップS 2 8》ステップS 2 7においては、スロットルバルブの開度、或いはアクセルペダルの開度からアイドル条件かどうかを判断する。アイドル条件と判断されると、ステップS 2 8に移行して、排

気VTC14、及び吸気VTC24によって、アイドル時の排気バルブの開時期（EVCi）、及び吸気バルブの開時期（IVOi）によってアイドル時の「負のバルブオーバーラップ」（NVOi）に制御するものである。一方、アイドル状態ではないと判断されるとステップS29に移行する。

[0101] 《ステップS29～ステップS30》ステップS29においては、スロットルバルブの開度、或いはアクセルペダルの開度から部分負荷条件かどうかを判断する。部分負荷条件と判断されると、ステップS30に移行して、排気VTC14、及び吸気VTC24によって、部分負荷時の排気バルブの開時期（EVCp）、及び吸気バルブの開時期（IVOp）によって、部分負荷時の「負のバルブオーバーラップ」（NVOp）に制御するものである。この部分負荷でのバルブタイミング特性は、図3の「（B）暖機後の部分負荷状態」に示すバルブタイミングである。一方、部分負荷状態ではないと判断されるとステップS31に移行する。

[0102] 《ステップS31～ステップS32》ステップS31においては、スロットルバルブの開度、或いはアクセルペダルの開度から全負荷条件かどうかを判断する。全負荷条件と判断されると、ステップS32に移行して、排気VTC14、及び吸気VTC24によって、全負荷時の排気バルブの開時期（EVC h）、及び吸気バルブの開時期（IVO h）によって、全負荷時の「正のバルブオーバーラップ」（PVO h）に制御するものである。この全負荷でのバルブタイミング特性は、図3の「（C）暖機後の全負荷状態」に示すバルブタイミングである。一方、全負荷状態ではないと判断されるとリターンに抜けて次の起動タイミングを待つことになる。

[0103] このようにして、本実施形態では、広い運転範囲で燃焼状態を安定な状態に管理できるバルブタイミング特性を得ることができ、排気有害成分の発生を抑制し、しかも燃費性能の向上を図ることができるようになる。

実施例 2

[0104] 次に、本発明の第2の実施形態について、図8を用いて説明する。第1の実施形態では、排気バルブと吸気バルブの作動角が一定で、バルブリフトが

不変の排気VTC14と吸気VTC24を使用した。これに対して、第2の実施形態は、排気側と吸気側の両方に、作動角と開閉時期を連続的に調整することが可能なバルブリフト可変動弁機構を用いた点で異なっている。

[0105] 本実施形態では、排気バルブリフト可変動弁機構(以下、排気VELと表記する)と、吸気バルブリフト可変動弁機構(以下、吸気VELと表記する)とを用いて、夫々のバルブの開時期、閉時期、及び作動角を調整するものである。

[0106] そして、冷機始動状態においては、吸気VELで作動角を縮小して、図8の「(A) 冷機始動状態」のようなバルブタイミング特性が設定される。第1の実施形態の図3の「(A) 冷機始動状態」として比較して分かるように、吸気バルブの閉時期(IVC)が、閉時期(IVC_{cl})というように下死点付近まで進角されている。これによって、第1の実施形態と比較して、有効圧縮比が高まるので燃焼状態が改善されて、排気ガス中の排気有害成分が更に低減できるという効果がある。

[0107] また、暖機後の部分負荷状態においては、吸気VELで作動角を拡大して、図8の「(B) 暖機後の部分負荷状態」のようなバルブタイミング特性が設定される。第1の実施形態の図3の「(B) 暖機後の部分負荷状態」として比較して分かるように、吸気バルブの閉時期(IVC)が、閉時期(IVC_{pl})というように上死点側まで遅角されている。これによって、第1の実施形態と比較して、アトキンソンサイクルの効果が高まるので、燃費性能を更に向上できるという効果がある。

[0108] 更に、暖機後の全負荷状態においては、排気VELで作動角を縮小して、図8の「(C) 暖機後の全負荷状態」のようなバルブタイミング特性が設定される。第1の実施形態の図3の「(C) 暖機後の全負荷状態」として比較して分かるように、排気バルブの閉時期(EVC)が、閉時期(EVC_{cl})というように上死点側まで進角されている。これは、第1の実施形態と比較して、「正のオーバーラップ」(PVO)における遅角側の一部が除去された形となっている。この付近では、排気脈動が負圧から正圧に戻りだしてお

り、この部分を除去すれば、この戻り正圧による掃気効果の目減りを抑えることができ、掃気効果を更に高めることができるという効果がある。

[0109] このように、排気V E L、及び吸気V E Lを採用することによって本発明の効果を更に高めることが可能となる。

[0110] 以上の第2の実施形態では、排気側と吸気側の両方に、作動角と開閉時期を連続的に調整することが可能なバルブリフト可変動弁機構を用いているが、一方をバルブリフト可変動弁機構とし、他方を作動角が一定で、バルブリフトが不変の位相可変動弁機構(上述のV T C)とすることも可能である。

[0111] 更に、可変動弁機構の形態として、油圧駆動式の位相可変機構(吸/排気V T C)を示したが、油圧駆動に限らず電動駆動式の位相可変機構でも使用することができる。また、可変動弁機構の形態として、作動角と開閉時期が連続変化する吸/排気V E Lの例を示したが、作動角を段階的に調整する吸/排気V V Lのようなものも使用することができる。要は、本発明の主旨を満足するものであれば、具体的な可変動弁機構の形態は限定されないものである。

[0112] 以上述べた通り、本発明によれば、内燃機関の冷機始動時には、吸気バルブリフト可変動弁機構によって吸気バルブの開時期(I V O c)を、最遅角開時期(I V O r t d)より進角側で、しかも最進角開時期(I V O a d v)より遅角側の間で、排気上死点(T D C)よりも所定角度(I T c)だけ遅角側に設定すると共に、排気バルブリフト可変動弁機構によって排気バルブの閉時期(E V C c)を、最進角閉時期(E V C a d v)より遅角側で、しかも最遅角時期(E V C r t d)より進角側の間で、排気上死点(T D C)よりも所定角度(E T c)だけ進角側に設定して、吸気バルブの開時期(I V O c)と排気バルブの閉時期(E V C c)とが重ならない「負のバルブオーバーラップ」(N V O c)を形成する構成とした。

[0113] これによれば、内燃機関の冷機始動時において、排気行程の末期から吸気行程の初期にかけて「負のバルブオーバーラップ」(N V O c)を形成することによって、高温燃焼ガス(高温E G Rガス)を筒内に封じ込め、しかも

ピストンで加圧することにより、残留している筒内ガス及び機関本体が加熱されて、冷機始動時における燃焼の悪化を抑制して排気ガス中の排気有害成分を低減することができるようになる。

[0114] 尚、本発明は上記した実施形態に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施形態は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施形態の構成の一部を他の実施形態の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施形態の構成に他の実施形態の構成を加えることも可能である。また、各実施形態の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

[0115] 本願は、2017年2月28日付願の日本国特許出願第2017-035878号に基づく優先権を主張する。2017年2月28日付願の日本国特許出願第2017-035878号の明細書、特許請求の範囲、図面、及び要約書を含む全開示内容は、参照により本願に全体として組み込まれる。

符号の説明

[0116] 10…排気カム軸、11…排気カム、12…排気バルブ、13…スプロケット機構、14…排気バルブ可変動弁機構（排気VTC）、15…タイミングスプロケット、16（35）…ハウジング、17…フロントカバー、18…リアカバー、20…吸気カム軸、21…吸気カム、22…吸気バルブ、23…スプロケット機構、24…吸気バルブ可変動弁機構（吸気VTC）、25…タイミングスプロケット、26…ハウジング、27…フロントカバー、28…リアカバー、30…制御装置、31…排気電磁切換弁、32…吸気電磁切換弁、IVOc…冷間始動時の吸気バルブの開時期、EVCc…冷間始動時の排気バルブの閉時期、IVOadv…吸気バルブの最進角時期、IVOretd…吸気バルブの最遅角時期、EVCadv…排気バルブの最進角時期、EVCretd…排気バルブの最遅角時期。

請求の範囲

- [請求項1] 動弁制御系を備えた内燃機関の可変動弁システムであって、
前記動弁制御系は、少なくとも、
吸気バルブの開閉時期を調整する吸気バルブ可変動弁機構と、
排気バルブの開閉時期を調整する排気バルブ可変動弁機構と、
前記吸気バルブ可変動弁機構、及び前記排気バルブ可変動弁機構を
制御する制御手段とを備えており、
前記動弁制御系は、内燃機関の冷機始動時においては、
前記吸気バルブ可変動弁機構によって、吸気バルブの開時期（I V O）を、最遅角開時期（I V O r t d）より進角側で、しかも最進角開時期（I V O a d v）より遅角側の間で、排気上死点（T D C）よりも所定角度（I T c）だけ遅角側の吸気バルブの開時期（I V O c）に設定し、
前記排気バルブ可変動弁機構によって、排気バルブの閉時期（E V C）を、最進角閉時期（E V C a d v）より遅角側で、しかも最遅角時期（E V C r t d）より進角側の間で、排気上死点（T D C）よりも所定角度（E T c）だけ進角側の排気バルブの閉時期（E V C c）に設定して、
前記吸気バルブの開時期（I V O c）と前記排気バルブの閉時期（E V C c）とが重ならない「負のバルブオーバーラップ」（N V O c）を形成することを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。
- [請求項2] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
前記所定角度（I T c）と前記所定角度（E T c）とは、略同じ角度であることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。
- [請求項3] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
前記動弁制御系は、前記内燃機関の暖機後の部分負荷時においては、
前記吸気バルブ可変動弁機構によって、前記吸気バルブの開時期（

I V O) を、前記吸気バルブの閉時期 (I V O c) より遅角側で、しかも前記排気上死点よりも所定角度 (I T p) だけ遅角側の吸気バルブの開時期 (I V O p) に設定すると共に、吸気バルブの閉時期 (I V C) を、吸気下死 (B D C) 点と圧縮上死点 (T D C) の中間位置付近の吸気バルブの閉時期 (I V C p) に設定し、

前記排気バルブ可変動弁機構によって、前記排気バルブの閉時期 (E V C) を、前記排気バルブの閉時期 (E V C c) より進角側で、しかも前記排気上死点 (T D C) よりも所定角度 (E T p) だけ進角側の排気バルブの閉時期 (E V C p) に設定することを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項4] 請求項3に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
前記所定角度 (I T p) と前記所定角度 (E T p) とは、略同じ角度であることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項5] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
前記動弁制御系は、前記内燃機関の暖機後の全負荷時においては、
前記吸気バルブ可変動弁機構によって、前記吸気バルブの開時期 (I V O) を、前記吸気バルブの開時期 (I V O p) より進角側の吸気バルブの開時期 (I V O h) に設定し、

前記排気バルブ可変動弁機構によって、前記排気バルブの閉時期 (E V C) を、前記排気バルブの閉時期 (E V C p) より遅角側の排気バルブの閉時期 (E V C h) に設定し、しかも排気バルブの開時期 (E V O) を、膨張下死点 (B D C) 付近の排気バルブの開時期 (E V O h) に設定して、

前記吸気バルブの開時期 (I V O h) と前記排気バルブの閉時期 (E V C h) とが重なる「正のバルブオーバーラップ」(P V O h) を形成することを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

[請求項6] 請求項5に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
前記「正のバルブオーバーラップ」(P V O h) の期間中心が、前

記排気上死点（TDC）より進角側に設定されていることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

- [請求項7] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
- 前記吸気バルブ可変動弁機構は吸気側機械的安定位置を定める機構を備えており、前記吸気バルブの開時期（IVOc）は、前記吸気側機械的安定位置によって決められ、
- 前記排気バルブ可変動弁機構は排気側機械的安定位置を定める機構を備えており、前記排気バルブの閉時期（EVCc）は、前記排気側機械的安定位置によって決められることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

- [請求項8] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
- 前記吸気バルブ可変動弁機構、及び前記排気バルブ可変動弁機構は、作動角が一定のまま前記開閉時期が変化する位相可変型の可変動弁機構であることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

- [請求項9] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
- 前記吸気バルブ可変動弁機構、及び前記排気バルブ可変動弁機構の少なくとも一方は、作動角が一定のまま前記開閉時期が変化する位相可変型の可変動弁機構であり、他方は前記作動角と前記開閉時期が共に変化するバルブリフト可変型の可変動弁機構であることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

- [請求項10] 請求項1に記載の内燃機関の可変動弁システムにおいて、
- 前記内燃機関に供給される混合気は、リーン状態の混合気であることを特徴とする内燃機関の可変動弁システム。

- [請求項11] 可変動弁機構のコントロール装置であって、
- 前記コントロール装置は、少なくとも、
- 吸気バルブの開閉時期を調整する吸気バルブ可変動弁機構と、排気バルブの開閉時期を調整する排気バルブ可変動弁機構とを制御する制御手段を備えており、

前記制御手段は、内燃機関の冷機始動時においては、

吸気バルブの開時期（ $I V O$ ）を、最遅角開時期（ $I V O r t d$ ）より進角側で、しかも最進角開時期（ $I V O a d v$ ）より遅角側の間で、排気上死点（ $T D C$ ）よりも所定角度（ $I T c$ ）だけ遅角側の吸気バルブの開時期（ $I V O c$ ）に設定するように前記吸気バルブ可変動弁機構を制御する第1の機能と、

排気バルブの閉時期（ $E V C$ ）を、最進角閉時期（ $E V C a d v$ ）より遅角側で、しかも最遅角時期（ $E V C r t d$ ）より進角側の間で、排気上死点（ $T D C$ ）よりも所定角度（ $E T c$ ）だけ進角側の排気バルブの閉時期（ $E V C c$ ）に設定するように前記排気バルブ可変動弁機構を制御する第2の機能を有し、

前記第1の機能と前記第2の機能を実行することによって、前記吸気バルブの開時期（ $I V O c$ ）と前記排気バルブの閉時期（ $E V C c$ ）とが重ならない「負のバルブオーバーラップ」（ $N V O c$ ）を形成することを特徴とする可変動弁機構のコントロール装置。

[請求項12]

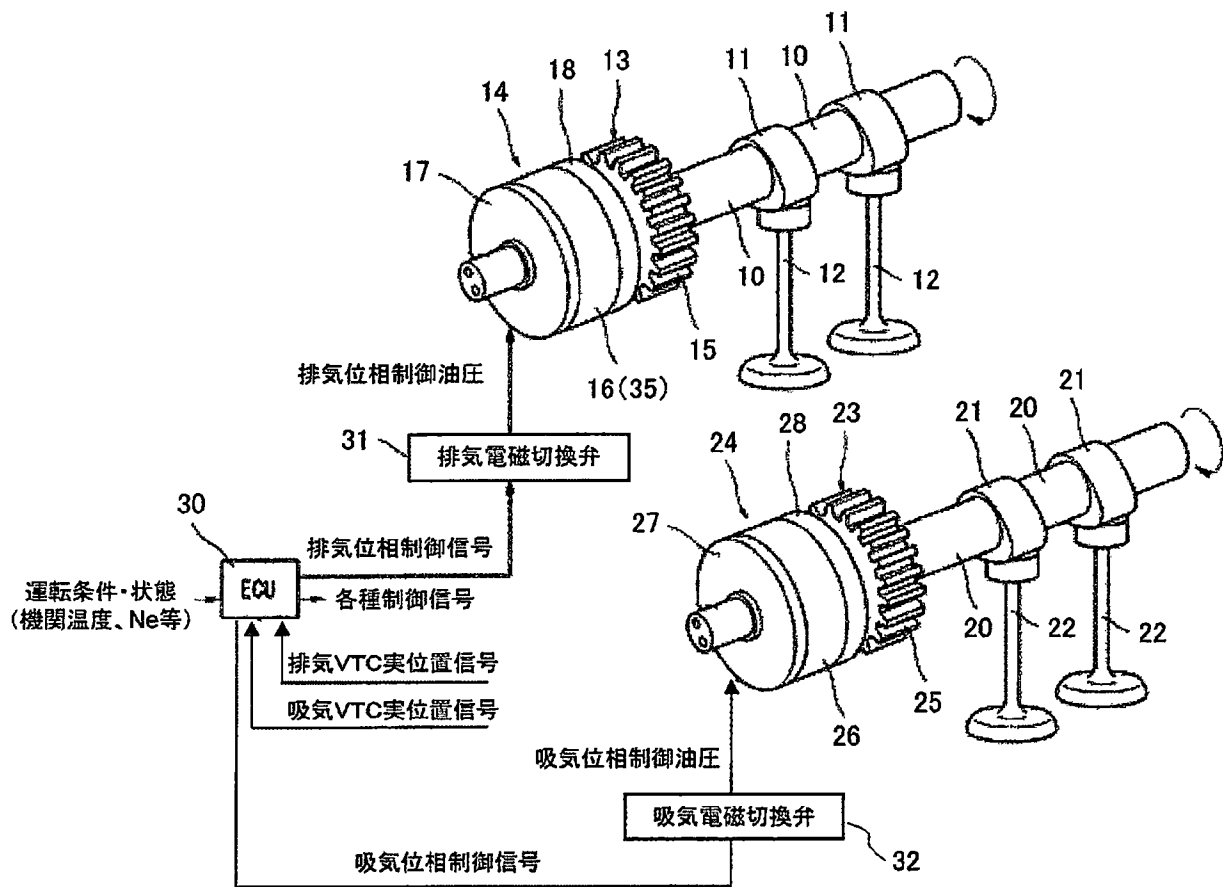
請求項11に記載の可変動弁機構のコントロール装置において、

前記制御手段は、前記内燃機関の暖機後の部分負荷時においては、前記吸気バルブの開時期（ $I V O$ ）を、前記吸気バルブの閉時期（ $I V O c$ ）より遅角側で、しかも前記排気上死点よりも所定角度（ $I T p$ ）だけ遅角側の吸気バルブの開時期（ $I V O p$ ）に設定すると共に、吸気バルブの閉時期（ $I V C$ ）を、吸気下死（ $B D C$ ）点と圧縮上死点（ $T D C$ ）の中間位置付近の吸気バルブの閉時期（ $I V C p$ ）に設定するように前記吸気バルブ可変動弁機構を制御する第3機能と、

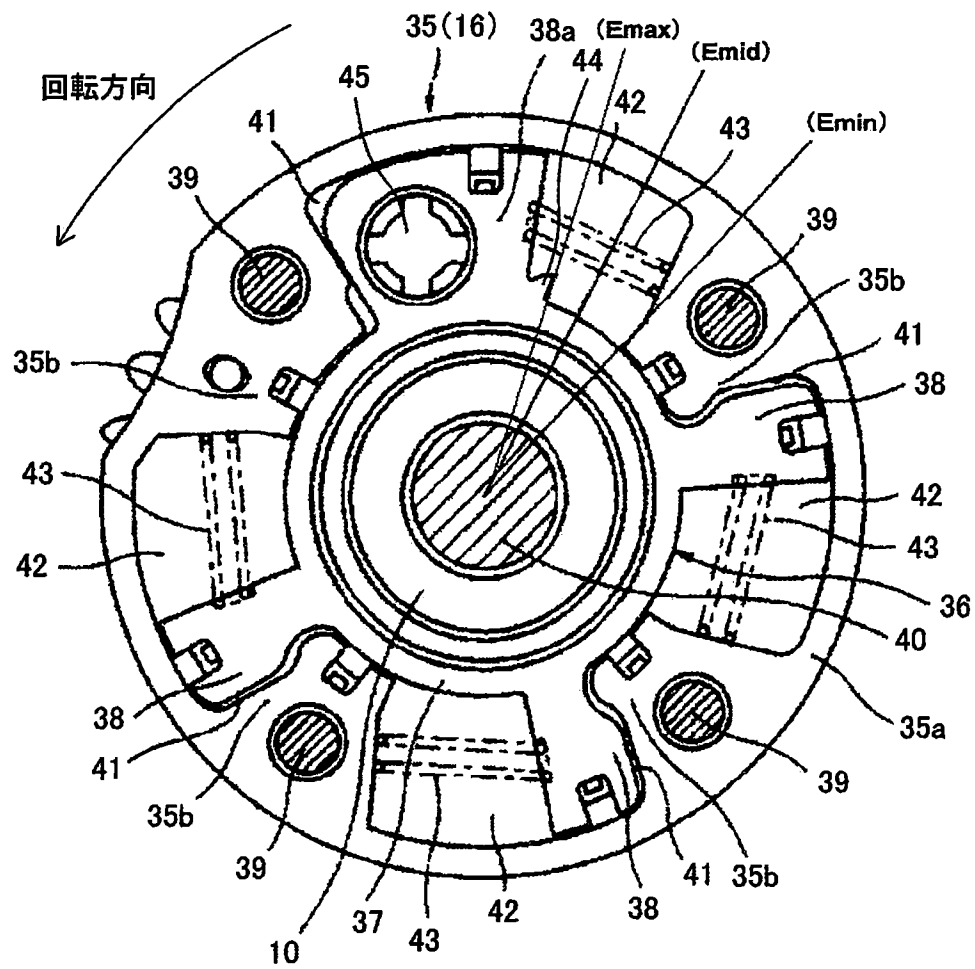
前記排気バルブの閉時期（ $E V C$ ）を、前記排気バルブの閉時期（ $E V C c$ ）より進角側で、しかも前記排気上死点（ $T D C$ ）よりも所定角度（ $E T p$ ）だけ進角側の排気バルブの閉時期（ $E V C p$ ）に設定するように前記排気バルブ可変動弁機構を制御する第4機能を有している、ことを特徴とする可変動弁機構のコントロール装置。

- [請求項13] 請求項11に記載の可変動弁機構のコントロール装置において、
前記制御手段は、前記内燃機関の暖機後の全負荷時においては、
前記吸気バルブの開時期（I V O）を、前記吸気バルブの開時期（I V O p）より進角側の吸気バルブの開時期（I V O h）に設定するように前記吸気バルブ可変動弁機構を制御する第5の機能と、
前記排気バルブの閉時期（E V C）を、前記排気バルブの閉時期（E V C p）より遅角側の排気バルブの閉時期（E V C h）に設定し、
しかも排気バルブの開時期（E V O）を、膨張下死点（B D C）付近の排気バルブの開時期（E V O h）に設定するように前記排気バルブ可変動弁機構を制御する第6の機能を有し、
前記第5の機能と前記第6の機能を実行することによって、前記吸気バルブの開時期（I V O h）と前記排気バルブの閉時期（E V C h）とが重なる「正のバルブオーバーラップ」（P V O h）を形成することを特徴とする可変動弁機構のコントロール装置。

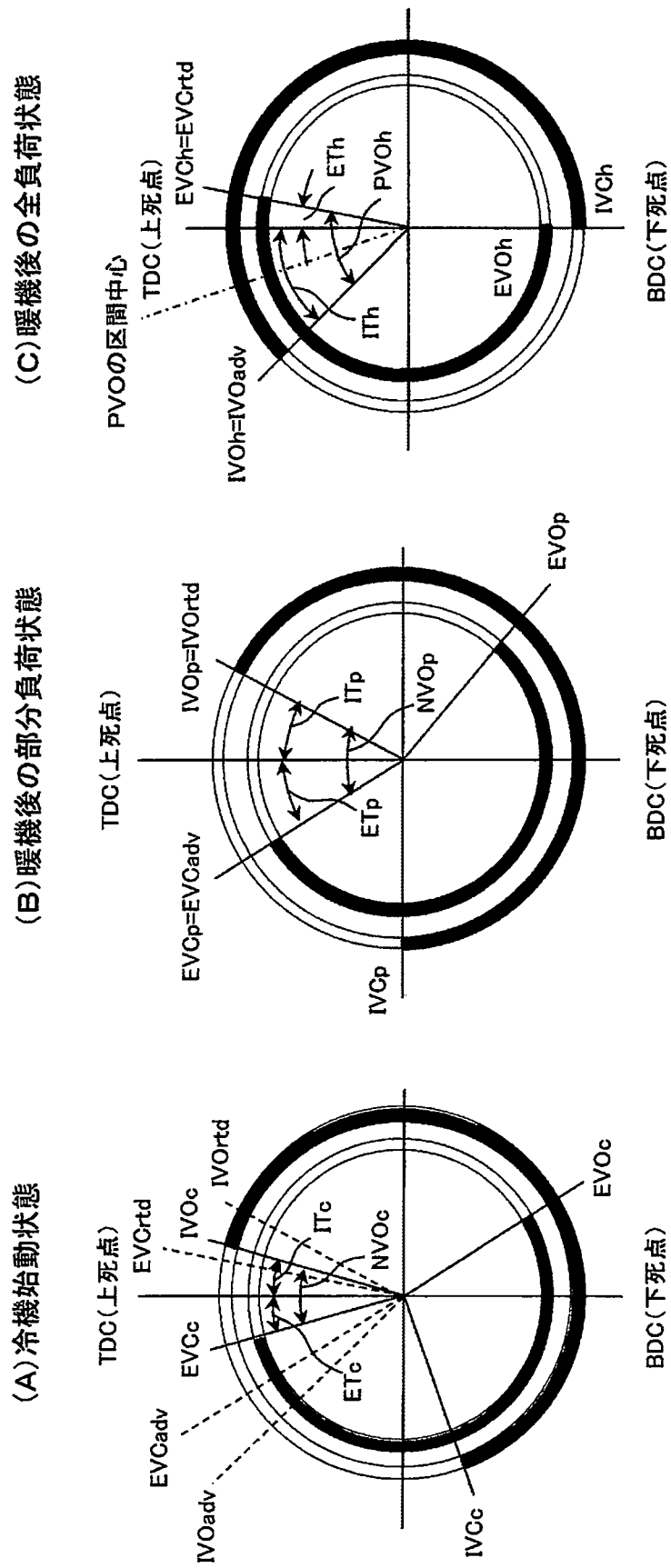
[図1]



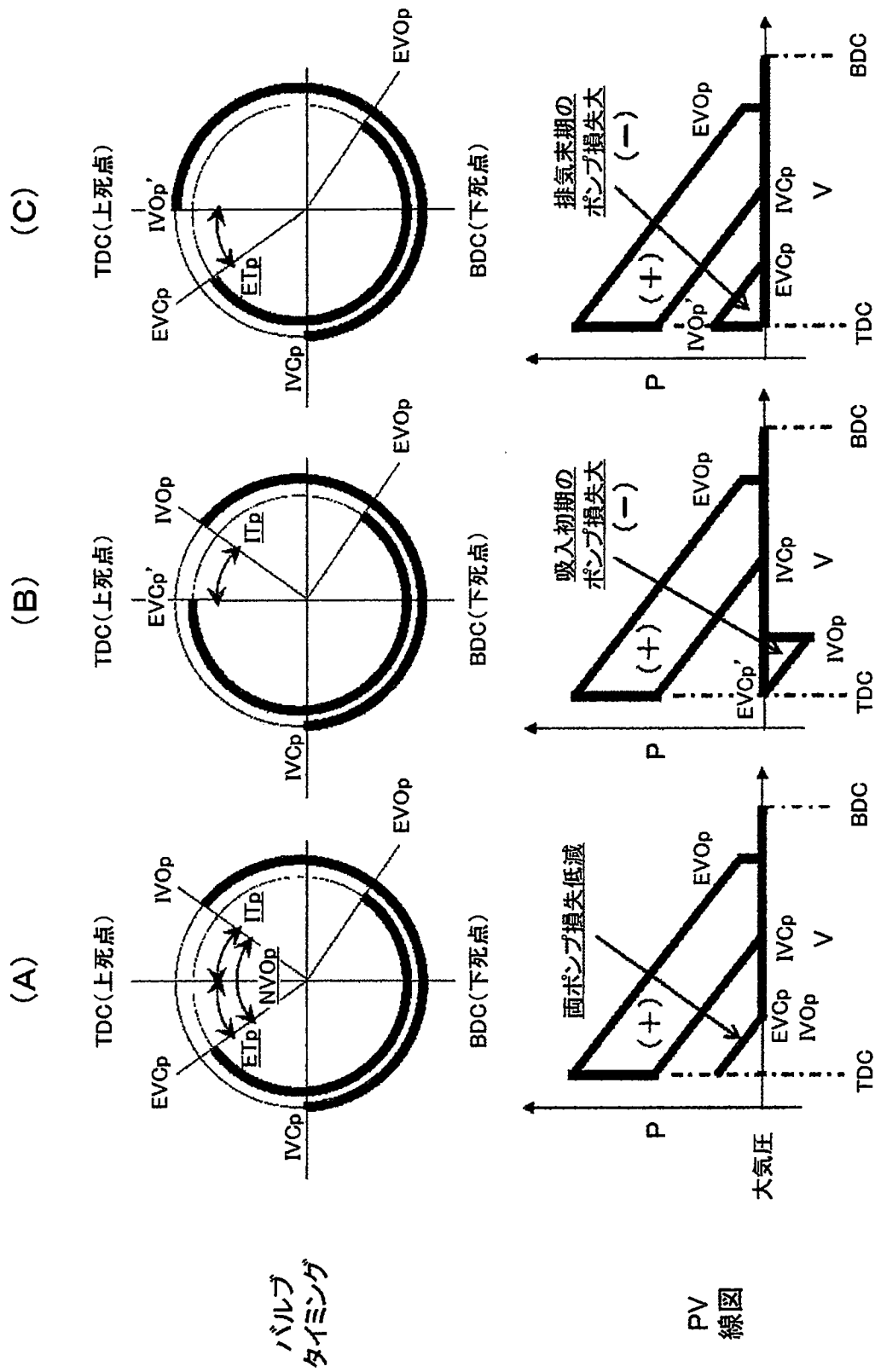
[図2]



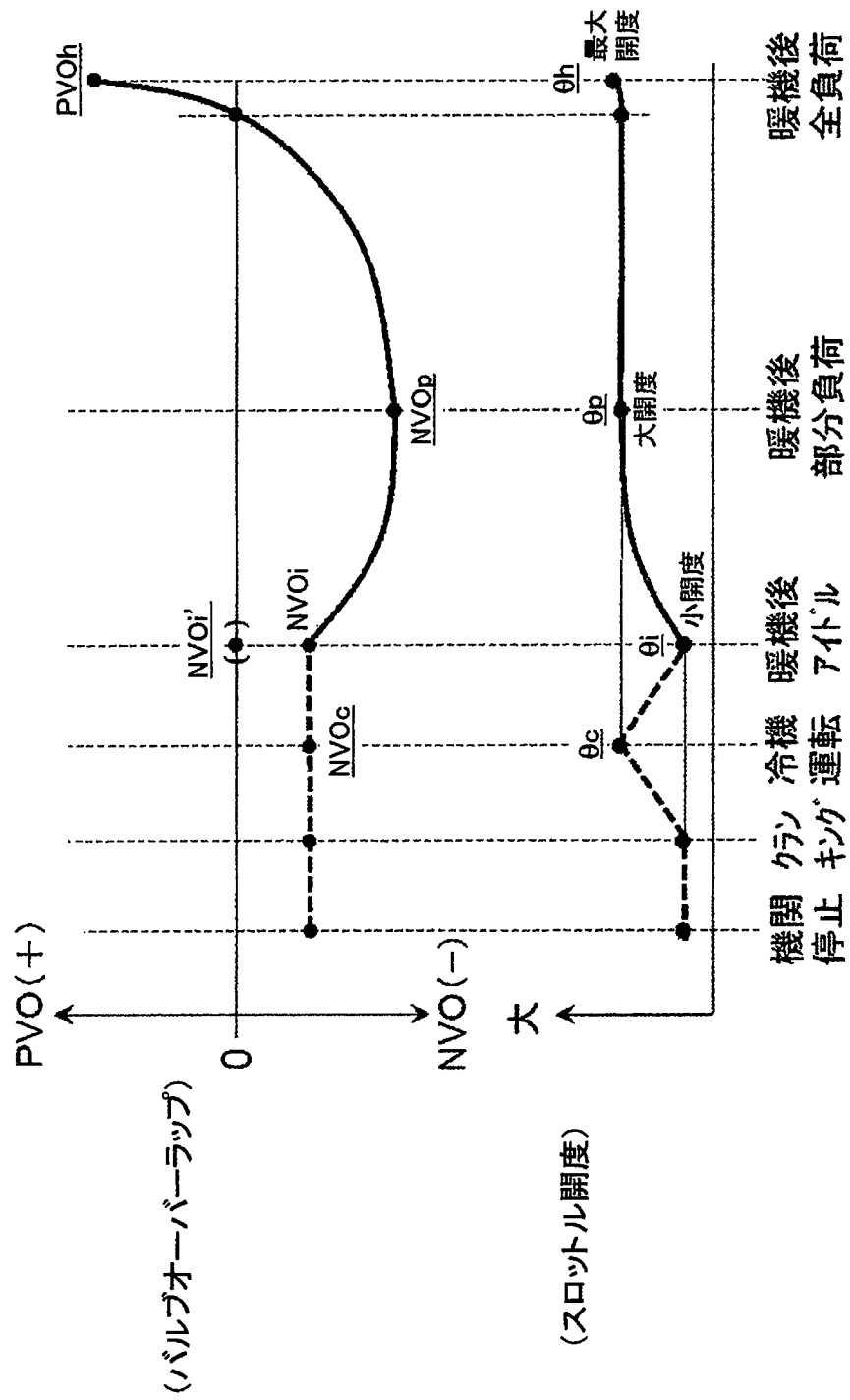
[図3]



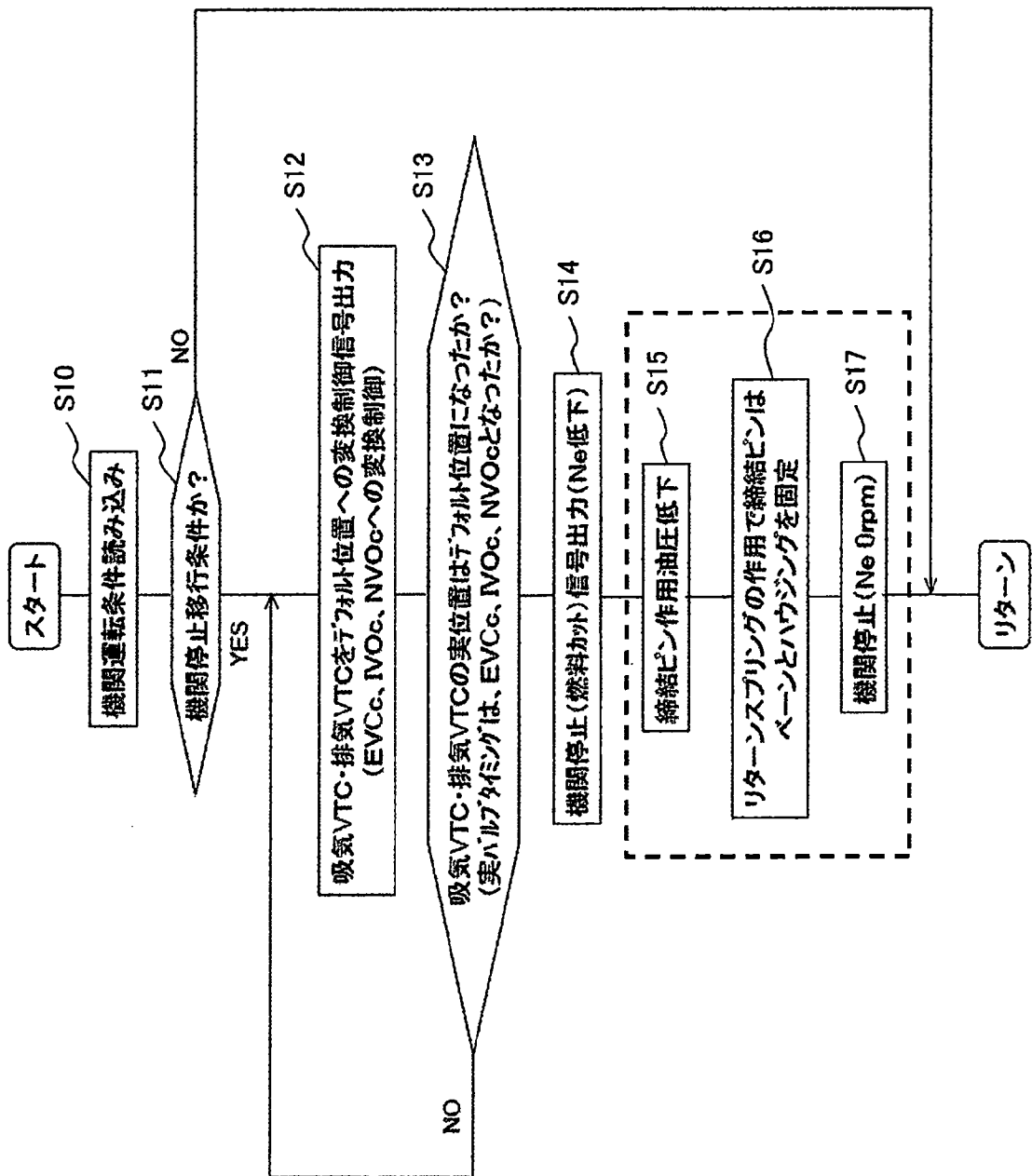
[図4]



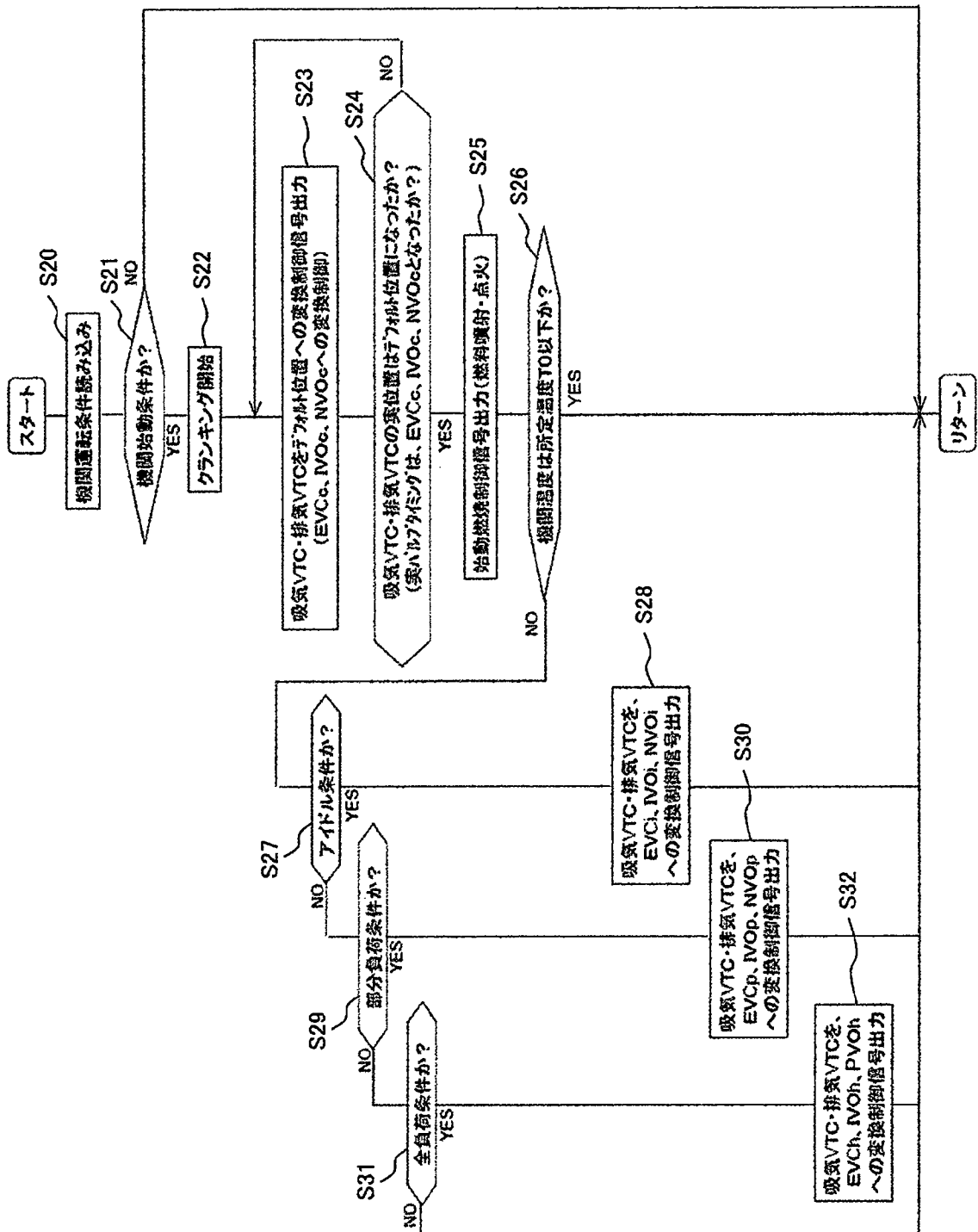
[図5]



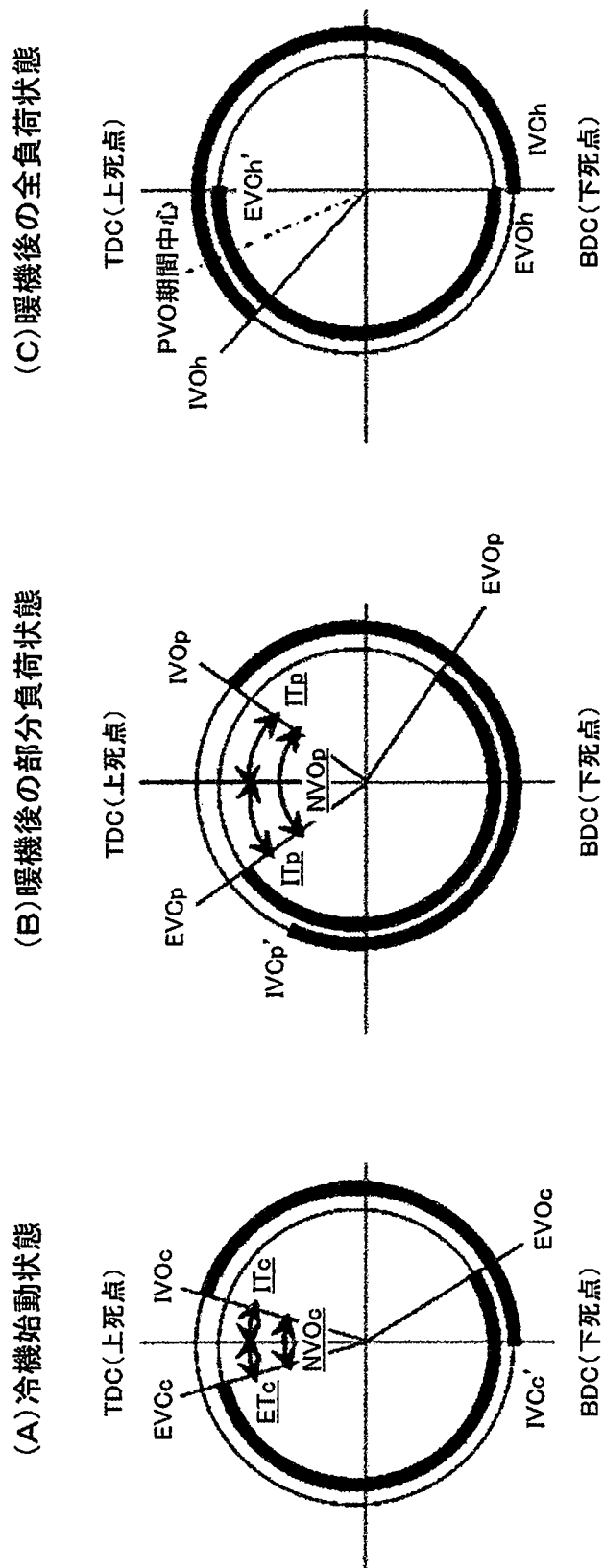
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/005157

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F02D13/02 (2006.01) i, F02D21/08 (2006.01) i, F02D41/06 (2006.01) i,
F02M26/01 (2016.01) 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)

Int.Cl. F02D13/02, F02D21/08, F02D41/06, F02M26/01

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2018
Registered utility model specifications of Japan	1996-2018
Published registered utility model applications of Japan	1994-2018

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 2009-156029 A (HITACHI, LTD.) 16 July 2009, paragraphs [0011]-[0141], fig. 1-15 & US 2009/0159027 A1, paragraphs [0024]-[0136], fig. 1-15	1, 3-4, 7, 9-12 2, 5-6, 8-9, 13
X Y	JP 2010-209859 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 24 September 2010, abstract, paragraphs [0014]-[0046], fig. 1-3 (Family: none)	1-2, 7-8, 11 2, 5-6, 8, 13
Y	JP 2001-355464 A (NISSAN MOTOR CO., LTD.) 26 December 2001, paragraphs [0065]-[0068], fig. 8-10 & US 2002/0108592 A1, paragraphs [0070]-[0073], fig. 8-10 & EP 1162350 A2	5-6, 13



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

"I" 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
18 April 2018 (18.04.2018)

Date of mailing of the international search report
01 May 2018 (01.05.2018)

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/JP2018/005157

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 2008-88874 A (MAZDA MOTOR CORP.) 17 April 2008, abstract, paragraphs [0083]-[0088], fig. 13 (Family: none)	5-6, 13
Y	JP 2008-88875 A (MAZDA MOTOR CORP.) 17 April 2008, abstract, paragraphs [0083]-[0087], fig. 13 (Family: none)	5-6, 13
Y	JP 2008-267300 A (HITACHI, LTD.) 06 November 2008, paragraphs [0045]-[0164], fig. 1, 4, 19-20 & US 2008/0257289 A1, paragraphs [0028]-[0125], fig. 1, 4, 19-20 & DE 102008018940 A1	8-9

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F02D13/02(2006.01)i, F02D21/08(2006.01)i, F02D41/06(2006.01)i, F02M26/01(2016.01)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（I P C））

Int.Cl. F02D13/02, F02D21/08, F02D41/06, F02M26/01

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	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018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 2009-156029 A（株式会社日立製作所）2009.07.16, 段落 0011-0141, 図 1-15 & US 2009/0159027 A1, 段落 0024-0136, 図 1-15	1, 3-4, 7, 9-12 2, 5-6, 8-9, 13
X Y	JP 2010-209859 A（トヨタ自動車株式会社）2010.09.24, 要約, 段落 0014-0046, 図 1-3（ファミリーなし）	1-2, 7-8, 11 2, 5-6, 8, 13
Y	JP 2001-355464 A（日産自動車株式会社）2001.12.26, 段落 0065-0068, 図 8-10 & US 2002/0108592 A1, 段落 0070-0073, 図 8-10 & EP 1162350 A2	5-6, 13

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

18.04.2018

国際調査報告の発送日

01.05.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / 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）

戸田 耕太郎

3Z

9329

電話番号 03-3581-1101 内線 3395

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
Y	JP 2008-88874 A (マツダ株式会社) 2008.04.17, 要約, 段落 0083-0088, 図 13 (ファミリーなし)	5-6, 13
Y	JP 2008-88875 A (マツダ株式会社) 2008.04.17, 要約, 段落 0083-0087, 図 13 (ファミリーなし)	5-6, 13
Y	JP 2008-267300 A (株式会社日立製作所) 2008.11.06, 段落 0045-0164, 図 1, 4, 19-20 & US 2008/0257289 A1, 段落 0028-0125, 図 1, 4, 19-20 & DE 102008018940 A1	8-9