(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
2009 年2 月19 日 (19.02.2009)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2009/022734 A1

(51) 国際特許分類:
F01L 13/00 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2008/064618

(22) 国際出願日: 2008 年8 月8 日 (08.08.2008)

(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2007-209706	2007 年8 月10 日 (10.08.2007)	JP
特願2007-214529	2007 年8 月21 日 (21.08.2007)	JP
特願2008-043126	2008 年2 月25 日 (25.02.2008)	JP
特願2008-047918	2008 年2 月28 日 (28.02.2008)	JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日産自動車株式会社 (NISSAN MOTOR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒2210023 神奈川県横浜市神奈川区宝町２番地 Kanagawa (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 竹村信一 (TAKEMURA, Shinichi). 深見徹 (FUKAMI, Toru).

(74) 代理人: 後藤政喜 (GOTO, Masaki); 〒1000013 東京都千代田区霞が関３丁目３番１号 尚友会館 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, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, 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, IS, KE, KG, KM, 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, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG,

[続葉有]

(54) **Title:** VARIABLE VALVE CONTROL FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) **発明の名称:** 内燃機関の可変動弁制御

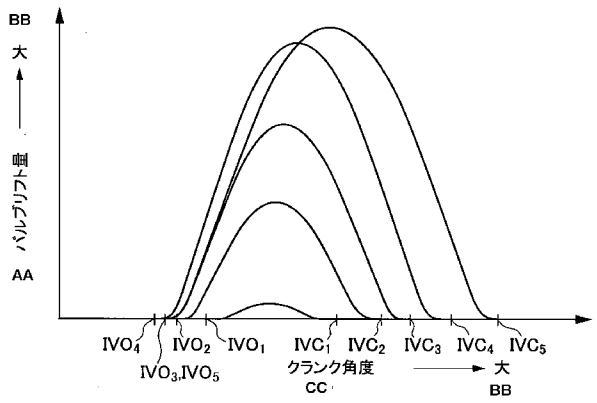

FIG.10

AA VALVE LIFT
BB INCREASE
CC CRANK ANGLE

(57) **Abstract:** A rocking shaft (216b) is so displaced with respect to a drive shaft (213), while the action angle or lift of an engine valve (211) is being changed within a predetermined action angle range or lift range, that the opening timing change of the engine valve (211) accompanying the angle change of a straight line joining the center of the drive shaft (213) and the center of the rocking shaft (216b) and the opening timing change of the engine valve (211) accompanying the change of the distance between the center of the drive shaft (216b) and the center of the rocking shaft (216b) may cancel each other, thereby to suppress the change of the opening timing of the engine valve (211).

(57) 要約: 機関弁（２１１）の作動角またはリフト量を所定の作動角範囲またはリフト量範囲で変更する間、駆動軸（２１３）の中心と揺動軸（２１６ｂ）の中心とを結ぶ直線の角度変化に伴う機関弁（２１１）の開時期変化量と、駆動軸（２１３）の中心と揺動軸（２１６ｂ）

[続葉有]

WO 2009/022734 A1

SK, SL, SM, ST, SV, SY, 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, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告書

の中心との間の距離の変化に伴う機関弁（２１１）の開時期変化量とが、互いに打ち消し合うように、揺動軸（２１６ｂ）を駆動軸（２１３）に対して変位させて、機関弁（２１１）の開時期の変化を抑制する。

明細書

内燃機関の可変動弁制御

技術分野

本発明は内燃機関の可変動弁制御に関する。

背景技術

日本国特許庁が２００２年に発行したＪＰ２００２－２５６９０５Ａは、吸気弁の作動角またはリフト量を連続的に拡大・縮小でき、かつ、リフト中心角を連続的に遅角・進角させることのできる可変動弁装置を開示している。

発明の開示

この従来の可変動弁装置は、吸気弁の作動角またはリフト量を拡大させると、それに伴って吸気弁の開時期が常に進角する構成であった。そのため、吸気弁の作動角またはリフト量を拡大したときに、上死点近傍で吸気弁とピストンとが干渉し易くなる。バルブとピストンとの干渉を回避するためには、ピストンにバルブリセスを設けるなどの対策が必要になる。

本発明の目的は、したがって、バルブとピストンとが干渉し易くなるのを可変動弁装置によって抑制することである。

上記目的を達成するため、本発明による可変動弁装置は、機関のクランクシャフトに同期して回転する駆動軸と、駆動軸に設けられた駆動カムと、駆動軸に揺動自在に支持される揺動カムと、揺動カムの揺動によって開閉駆動される機関弁と、駆動軸と平行な揺動軸と、揺動軸に揺動自在に支持されるロッカーアームと、ロッカーアームと駆動カムとを連

係する第１リンクと、ロッカーアームと揺動カムとを連係する第２リンクと、揺動軸の駆動軸に対する相対位置を変化させることで機関弁の作動角またはリフト量を変更する揺動軸位置変更手段と、を備える。可変動弁装置は、これらの部材を、機関弁の作動角またはリフト量の拡大に伴って機関弁の開時期が遅角するように構成される。

あるいは、可変動弁装置は、これらの部材を、機関弁の作動角またはリフト量を所定の作動角範囲またはリフト量範囲で変更する間、機関を正面から見たとき、駆動軸の中心と揺動軸の中心とを結ぶ直線の角度変化に伴う機関弁の開時期変化量と、駆動軸の中心と揺動軸の中心との間の距離の変化に伴う機関弁の開時期変化量とが、互いに打ち消し合うように、揺動軸が駆動軸に対して変位するように構成し、機関弁の開時期の変化を抑制する。

あるいは、可変動弁装置は、これらの部材を、機関弁の作動角またはリフト量が拡大するときに、リフト作動角中心は遅角側へ移動するとともに、作動角またはリフト量の拡大に対するリフト作動角中心の遅角側への移動量は、作動角またはリフト量が所定の作動角またはリフト量より小さい側の範囲に比べ、作動角またはリフト量が所定の作動角またはリフト量より大きい側の範囲で増大するように構成する。

この発明の詳細並びに他の特徴や利点は、明細書の以降の記載の中で説明されるとともに、添付された図面に示される。

図面の簡単な説明

ＦＩＧ.１は、この発明を適用する圧縮比可変エンジンの概略縦断面図である。

ＦＩＧｓ．２Ａ－２Ｃは、圧縮比可変エンジンの圧縮比変化を説明する図である。

ＦＩＧ．３は、圧縮比可変エンジンが備える吸気弁可変動弁装置の斜視図である。

ＦＩＧ．４は、吸気弁可変動弁装置の一部を構成するこの発明によるリフト・作動角可変機構の側面図である。

ＦＩＧｓ．５Ａ－５Ｄは、吸気弁の最大作動角及び最小作動角におけるこの発明による揺動カムの最小揺動位置及び最大揺動位置を示す図である。

ＦＩＧｓ．６Ａ－６Ｄは、ＦＩＧｓ．５Ａ－５Ｄの部材の位置関係を模式的に表した図である。

ＦＩＧ．７は、リフト・作動角可変機構の軸心Ｐ１～Ｐ７の位置関係を模式的に表した図である。

ＦＩＧｓ．８Ａと８Ｂは、最小作動角及び最大作動角における軸心Ｐ１～Ｐ７を模式的に表した図である。

ＦＩＧｓ．９Ａと９Ｂは、支点間距離Ｄが相違する２つの可変動弁装置の軸心Ｐ１～Ｐ７を模式的に表した図である。

ＦＩＧ．１０は、この発明による吸気弁可変動弁装置のバルブリフト特性を示した図である。

ＦＩＧ．１１は、この発明による吸気弁可変動弁装置の吸気弁開時期と吸気弁閉時期との関係を示した図である。

ＦＩＧ．１２は、この発明による吸気弁可変動弁装置の各運転状態における吸気弁開時期と吸気弁閉時期との関係を示した図である。

ＦＩＧ．１３は、この発明による吸気弁可変動弁装置の制御について説明する図である。

ＦＩＧ．１４は、この発明による吸気弁可変動弁装置の制御について説明する図である。

発明を実施するための最良の形態

ＦＩＧ．１を参照すると、内燃エンジン１００は、ピストン行程を変化させて圧縮比を連続的に変更する圧縮比可変機構を備える。圧縮比可変機構として、ＪＰ２００１－２２７３６７Ａに明示された複リンク式圧縮比可変機構を適用する。以下、この複リンク式圧縮比可変機構を備えた内燃エンジン１００を「圧縮比可変エンジン１００」という。

圧縮比可変エンジン１００において、ピストン１２２とクランクシャフト１２１とは、アッパリンク１１１とロアリンク１１２とを介して連結する。

アッパリンク１１１は、上端をピストンピン１２４を介してピストン１２２に連結し、下端を連結ピン１２５を介してロアリンク１１２の一端に連結する。ピストン１２２は、

シリンダブロック１２３に形成されたシリンダ１２０に摺動自在に嵌合し、燃焼圧力を受けてシリンダ１２０内を往復動する。

ロアリンク１１２は、一端を連結ピン１２５を介してアッパリンク１１１に連結し、他端を連結ピン１２６を介してコントロールリンク１１３の一端に連結する。また、ロアリンク１１２のほぼ中央に位置する連結孔を、クランクシャフト１２１のクランクピン１２１ｂが貫通し、ロアリンク１１２は、クランクピン１２１ｂを中心軸として揺動する。ロアリンク１１２は左右の２部材に分割可能である。クランクシャフト１２１は、軸方向に交互に配置された複数のジャーナル１２１ａとクランクピン１２１ｂとを備える。ジャーナル１２１ａは、シリンダブロック１２３及びラダーフレーム１２８によって回転自在に支持される。クランクピン１２１ｂは、ジャーナル１２１ａから所定量偏心した位置でジャーナル１２１ａに固定される。

コントロールリンク１１３の連結ピン１２６と反対側の端部は、連結ピン１２７を介してコントロールシャフト１１４に連結される。連結ピン１２７はコントロールシャフト１１４の中心から偏心した位置でコントロールリンク１１３をコントロールシャフト１１４に連結する。コントロールシャフト１１４にはギアが形成されており、そのギアが圧縮比変更アクチュエータ１３１の回転軸１３３に設けられたピニオン１３２に噛合する。圧縮比変更アクチュエータ１３１の回転に応じてコントロールシャフト１１４が回転変位し、連結ピン１２７の位置変化をもたらす。

次に、圧縮比可変エンジン１００の圧縮比変更方法を説明する。

ＦＩＧ．２Ａ－２Ｃを参照すると、連結ピン１２７を位置Ｐにすれば、ピストン１２２の上死点位置(Top Dead Center；ＴＤＣ)が高くなり圧縮比は大きくなる。

連結ピン１２７を位置Ｑにすれば、コントロールリンク１１３が上方へ押し上げられ、連結ピン１２６の位置が上がる。これによりロアリンク１１２はクランクピン１２１ｂを中心として反時計方向に回転し、連結ピン１２５が下がり、ピストン１２２の上死点位置が下降する。したがって圧縮比は小さくなる。

ＦＩＧ．３及びＦＩＧ．４を参照して、圧縮比可変エンジン１００が備える吸気弁可変動弁装置２００を説明する。

吸気弁可変動弁装置２００は、吸気弁２１１のリフト・作動角を変化させるリフト・作動角可変機構２１０と、吸気弁２１１のリフト中心角の位相を進角又は遅角させる位相可変機構２４０と、を備える。リフト中心角とは、吸気弁２１１が最大リフトを迎えるクランク角度をいう。ＦＩＧ．３では１つの気筒に対応する一対の吸気弁及びその関連部品のみを簡略的に図示している。

まず、リフト・作動角可変機構２１０の構成及び作用について説明する。

ＦＩＧ．３を参照すると、圧縮比可変エンジン１００の各気筒には、一対の吸気弁の上方に、クランクシャフトに平行に設けられ、気筒列方向に延びる中空の駆動軸２１３が、シリンダヘッドに支持される。

駆動軸２１３は、一端部に設けられたスプロケット２４２を介して、ベルトやチェーンでクランクシャフトと連係し、クランクシャフトに連動して回転する。

ＦＩＧ．４を参照すると、駆動軸２１３は、図中時計周りに回転するものとする。

駆動軸２１３には、気筒ごとに、一対の揺動カム２２０が駆動軸２１３に対して揺動自在に支持される。一対の揺動カム２２０が駆動軸２１３の周りを所定の回転範囲で揺動することによって、揺動カム２２０のカムノーズ２２３の下方に位置する吸気弁２１１のバルブリフタ２１９が押圧され、吸気弁２１１が下方にリフトする。一対の揺動カム２２０は、駆動軸２１３の外周を覆う円筒部を介して互いに一体化しており、同位相で揺動する。

駆動軸２１３には、駆動カム２１５が固定される。駆動カム２１５は、駆動軸２１３の軸心Ｐ３から所定量ずれた位置に中心Ｐ４を有する円形の偏心カムである。駆動カム２１５は、偏心した孔に駆動軸２１３を圧入することで駆動軸２１３の外周に固定される。

駆動カム２１５は、揺動カム２２０とは軸方向にずれた位置に設けられる。そして、駆動カム２１５の外周面には、駆動カム２１５をロッカーアーム２１７に連結する第１リンクとしてのリンクアーム２２５が回転自在に嵌合する。

リンクアーム２２５は、比較的大径な円環状の基部２２５ａと、基部２２５ａの一部に形成した突出部２２５ｂとを備える。突出部２２５ｂには、ピン孔２２５ｃが貫通する。

駆動軸２１３の斜め上方には、クランク形の制御軸２１６が、駆動軸２１３と平行に気筒列方向へ延びて、シリンダヘッドに回転自在に支持される。

再びＦＩＧ．３を参照すると、制御軸２１６は、シリンダヘッドに支持される主軸部２１６ａと、主軸部２１６ａから所定量偏心し、駆動軸２１３と平行に設けられて、ロッカーアーム２１７を揺動可能に支持する揺動軸２１６ｂと、主軸部２１６ａと揺動軸２１６ｂとを接続する接続部２１６ｃと、を備える。

揺動軸２１６ｂの外周面に回転自在に取り付けられるロッカーアーム２１７は、２個の分割された部材から成り、２本のボルト２１８によって揺動軸２１６ｂ周りに取り付けられる。ロッカーアーム２１７は、連結ピン部２１７ａと、連結部２１７ｂと、を有する。連結ピン部２１７ａ及び連結部２１７ｂは、圧縮比可変エンジン１００を正面から見たときに、駆動軸２１３の中心と揺動軸２１６ｂの中心とを結ぶ直線に対し、揺動カム２２０のカムノーズ２２３と同じ側に設けられる。連結部２１７ｂは、連結ピン部２１７ａよりも揺動軸２１６ｂの中心から遠い位置にある。

制御軸２１６の一端には、制御軸２１６の主軸部２１６ａを所定回転角度範囲内で回転させて、揺動軸２１６ｂを変位させる電動のリフト量変更アクチュエータ２５０が設けられる。

リフト量変更アクチュエータ２５０は、圧縮比可変エンジン１００の運転状態の検出結果に基づき圧縮比可変エンジン１００を制御するコントローラ３００からの制御信号に基づいて制御される。制御軸２１６が回転すると、揺動軸２１６ｂの中心Ｐ１が主軸部２１６ａの中心Ｐ２まわりに回転変位し、揺動軸２１６ｂに取り付けたロッカーアーム２１７の姿勢が変化する。ロッカーアーム２１７の姿勢の変化は、吸気弁２１１の作動角またはリフト量の変化をもたらす。リフト量変更アクチュエータ２５０は、揺動軸２１６ｂを変位させることで吸気弁２１１の作動角またはリフト量を変更する揺動軸位置変更手段に相

当する。

再びＦＩＧ．４を参照すると、揺動カム２２０には、基円面２２０ａと、基円面２２０ａからカムノーズ２２３に向けて円弧状に延びるカム面２２０ｂとが形成される。基円面２２０ａとカム面２２０ｂとが、揺動カム２２０の揺動位置に応じてバルブリフタ２１９に当接する。駆動軸２１３の中心と揺動軸２１６ｂの中心とを結ぶ直線に対し、カムノーズ２２３は、吸気弁２１１を開くときの揺動カム２２０の回転方向が駆動軸２１３の回転方向と同じになるような向きに設けられている。

揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１は、主軸部２１６ａの軸心Ｐ２から所定量偏心した位置にある。駆動カム２１５の中心Ｐ４は、駆動軸２１３の軸心Ｐ３から所定量偏心した位置にある。

ロッカーアーム２１７の連結ピン部２１７ａは、リンクアーム２２５の突出部２２５ｂに形成されたピン孔２２５ｃを貫通する。これにより、ロッカーアーム２１７とリンクアーム２２５とが連結される。リンクアーム２２５はロッカーアーム２１７と駆動カム２１５を連係する第１リンクに相当し、ロッカーアーム２１７とリンクアーム２２５とを連結する連結ピン部２１７ａの軸心Ｐ５は第１連結点に相当する。

ロッカーアーム２１７の連結部２１７ｂと揺動カム２２０とは、リンク部材２２６によって連結される。リンク部材２２６は、両端部に二股の第１軸受部２２６ａと第２軸受部２２６ｂとを備える。

第１軸受部２２６ａは、ロッカーアーム２１７の連結部２１７ｂとリンク部材２２６とを連結する連結ピン２３０を支持する。ロッカーアーム２１７の連結部２１７ｂは、二股状に形成されたリンク部材２２６の第１軸受部２２６ａの間に配置される。

第２軸受部２２６ｂは、揺動カム２２０とリンク部材２２６とを連結する連結ピン２３１を支持する。揺動カム２２０は、二股状に形成されたリンク部材２２６の第２軸受部２２６ｂの間に配置される。

各連結ピン２３０，２３１の一端には、リンク部材２２６の軸方向の移動を規制するス

ナップリングが設けられる。リンク部材２２６はロッカーアーム２１７と揺動カム２２０を連係する第２リンクに相当し、ロッカーアーム２１７とリンク部材２２６とを連結する連結ピン２３０の軸心Ｐ６は第２連結点に相当する。

以上から、圧縮比可変エンジン１００を正面から見たとき、つまり、ＦＩＧ．４と同じ方向から見たときに、ロッカーアーム２１７とリンクアーム２２５の連結点である軸心Ｐ５と、ロッカーアーム２１７とリンク部材２２６の連結点である軸心Ｐ６は、駆動軸２１３の軸心Ｐ３と揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１とを結ぶ直線に対して同じ側に位置し、かつ軸心Ｐ６は軸心Ｐ５よりも揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１から遠い位置にある。揺動カム２２０は、軸心Ｐ３と軸心Ｐ１とを結ぶ直線に対して軸心Ｐ５と軸心Ｐ６と同じ側にカムノーズ２２３を有する。カムノーズ２２３は、吸気弁２１１を開くときの揺動カム２２０の回転方向が駆動軸２１３の回転方向と同じになるような向きに設けられる。

続いて、再びＦＩＧ．３を参照して位相可変機構２４０の構成及び作用を説明する。

位相可変機構２４０は、位相角変更アクチュエータ２４１と油圧装置３０１とを備える。

位相角変更アクチュエータ２４１は、スプロケット２４２と駆動軸２１３とを所定の角度範囲内において相対的に回転させる。

油圧装置３０１は、圧縮比可変エンジン１００の運転状態の検出結果に基づき圧縮比可変エンジン１００を制御するコントローラ３００からの制御信号に基づいて、位相角変更アクチュエータ２４１を駆動する。

油圧装置３０１によって位相角変更アクチュエータ２４１への油圧が供給され、スプロケット２４２と駆動軸２１３とが相対的に回転し、吸気弁２１１のリフト中心角が進角又は遅角する。

次に、リフト・作動角可変機構２１０の作用についてＦＩＧ．５－ＦＩＧ．９を参照して詳しく説明する。

駆動軸２１３がクランクシャフト１２１に連動して回転すると、駆動カム２１５及びその外周に回転自在に嵌合しているリンクアーム２２５を介して、ロッカーアーム２１７が

揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１を中心として揺動する。ロッカーアーム２１７の揺動は、リンク部材２２６を介して揺動カム２２０へ伝達され、揺動カム２２０が所定角度範囲内で揺動する。この揺動カム２２０が揺動することで、バルブリフタ２１９が押圧され、吸気弁２１１が下方にリフトする。駆動軸２１３は各図の時計周りに回転するものとする。

リフト量変更アクチュエータ２５０によって、制御軸２１６を所定の回転角度範囲内で回転させると、ロッカーアーム２１７の揺動支点となる揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１の位置は、主軸部２１６ａの軸心Ｐ２を中心に回転変化する。その結果、シリンダブロック１２３に対するロッカーアーム２１７の支持位置が変化する。揺動カム２２０を最も引き上げたとき、すなわち、ロッカーアーム２１７が揺動軸２１６ｂの周りを反時計回りに最も回ったときに、バルブリフタ２１９と最も接近している基円面２２０ａの位置を揺動カム２２０の初期揺動位置とすると、揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１の位置の変化によって初期揺動位置が変化する。その結果、バルブリフタ２１９を押し下げるときの揺動カム２２０とバルブリフタ２１９との初期接触位置までの揺動カム２２０の揺動量が変化する。その結果、クランクシャフト一回転あたりの揺動カム２２０の揺動角は概ね常に一定であっても、押し下げ開始後の揺動カム２２０の揺動量が変化して、ＦＩＧｓ．５Ａ－５Ｄ及びＦＩＧｓ．６Ａ－６Ｄに示すように最大リフト量が変化する。

ＦＩＧ．５Ａ及びＦＩＧ．５Ｂは、吸気弁２１１の作動角が最大作動角に近い状態での、揺動カム２２０の最小揺動時及び最大揺動時の位置を示す。ＦＩＧ．５Ｃ及びＦＩＧ．５Ｄは、吸気弁２１１の作動角が最小作動角に近い状態での、揺動カム２２０の最小揺動時及び最大揺動時の位置を示す。

ＦＩＧｓ．６Ａ－６Ｄは、発明の理解を容易にするために、ＦＩＧｓ．５Ａ－５Ｄから軸心Ｐ１～Ｐ７と、各軸心を結ぶ直線と、を抜き出した図である。

揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１は、主軸部２１６ａの軸心Ｐ２の上方に位置する状態と左下方に位置する状態との間を、主軸部２１６ａの軸心Ｐ２の周りを回転するようにして連続的に移動する。ＦＩＧ．５Ａ及びＦＩＧ．５Ｂ又はＦＩＧ．６Ａ及びＦＩＧ．６Ｂに示す

ように、揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１が、主軸部２１６ａの軸心Ｐ２の上方に位置しているときは、ＦＩＧ．５Ｃ及びＦＩＧ．５Ｄ又はＦＩＧ．６Ｃ及びＦＩＧ．６Ｄに示す作動角が最小作動角付近にある状態よりも、ロッカーアーム２１７が駆動軸２１３に対して時計回りに移動し、リンク部材２２６も時計回りに移動した状態となる。

そのため、リンク部材２２６と連結する揺動カム２２０のカムノーズ２２３は、作動角が最小作動角付近にある状態と比べてより大きく下方へ押し下げられる。その結果、作動角が最小作動角付近にある状態よりも、カムノーズ２２３がバルブリフタ２１９に近付く方向に傾く。

そうすると、揺動カム２２０の初期揺動位置と初期接触位置の間隔が狭くなり、駆動軸２１３の回転に伴って揺動カム２２０が揺動した際に、基円面２２０ａからカム面２２０ｂへと直ちに移行するようになる。これにより、ＦＩＧ．５Ｂ又はＦＩＧ．６Ｂに示すように、作動角が最小作動角付近にある状態よりも吸気弁２１１の最大リフト量が大きくなる。その結果、吸気弁２１１の開時期から閉時期までのクランク角度区間、つまり吸気弁２１１の作動角も拡大する。

一方、ＦＩＧ．５Ｃ及びＦＩＧ．５Ｄ又はＦＩＧ．６Ｃ及びＦＩＧ．６Ｄに示すように、制御軸２１６を回転させて揺動軸２１６ｂの軸中心Ｐ１を主軸部２１６ａの軸中心Ｐ２の左下方に位置させると、ＦＩＧ．５Ａ及びＦＩＧ．５Ｂ又はＦＩＧ．６Ａ及びＦＩＧ．６Ｂに示す作動角が最大作動角付近にある状態よりも、ロッカーアーム２１７は全体として駆動軸の周りを反時計周りに回った側に移動し、それにより、リンク部材２２６も反時計周りに回った側に移動した状態となる。

そのため、リンク部材２２６と連結する揺動カム２２０のカムノーズ２２３は、作動角が最大作動角付近にある状態と比べて上方に引き上げられる。その結果、ＦＩＧ．５Ｃ又はＦＩＧ．６Ｃに示すように、作動角が最大作動角付近にある状態よりも、カム面２２０ｂがバルブリフタ２１９から離れる方向に傾く。

そうすると、揺動カム２２０の初期揺動位置と初期接触位置の間隔が大きくなり、駆動

軸２１３の回転に伴って揺動カム２２０が揺動した際に、基円面２２０ａが長くバルブリフタ２１９に近接し続け、カム面２２０ｂがバルブリフタに接触する期間が短くなる。これにより、ＦＩＧ．５Ｄ又はＦＩＧ．６Ｄに示すように、作動角が最大作動角付近にある状態よりも吸気弁２１１の最大リフト量が小さくなる。その結果、吸気弁２１１の作動角も縮小する。

ＦＩＧ．７は、リフト・作動角可変機構２１０の軸心Ｐ１～Ｐ７と各軸心を結ぶ直線とを示す。ＦＩＧ．７において、破線は作動角が最小作動角付近にある状態を示し、実線は作動角が最大作動角付近にある状態を示す。

以下では、揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１と、駆動軸２１３の軸心Ｐ３と、を結ぶ線分を「線分Ｐ１Ｐ３」という。また、軸心Ｐ１と、軸心Ｐ３と、の距離を「支点間距離Ｄ」という。さらに、線分Ｐ１Ｐ３と、図中に点線で示した軸心Ｐ３を通る仮想線Ｌと、がなす角を「支点間角度θ」という。

ＦＩＧ．７に示すように、作動角またはリフト量を最小作動角にある状態から最大作動角にある状態へと変化させるべく、制御軸２１６を所定の回転角度範囲内で回転させて、揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１を、主軸部２１６ａの軸心Ｐ２を中心とする円上を移動させると、支点間角度θが変化するとともに、支点間距離Ｄも変化する。

すなわち、本実施形態によるリフト・作動角可変機構２１０によれば、作動角またはリフト量を最小作動角から最大作動角へ変化させると、支点間角度θは徐々に増加してθｍｉｎからθｍａｘへと変化する。

一方で、支点間距離Ｄは、最小作動角から中間作動角までは徐々に増加していき、ＤｍｉｎからＤｍａｘへと変化する。そして、中間作動角から最大作動角までは徐々に減少していき、ＤｍａｘからＤｍｉｎへと変化して最小作動角時の支点間距離とほぼ同じ長さに戻る。

ＦＩＧ．８ＡとＦＩＧ．８Ｂを参照して、支点間距離Ｄを同じ長さに維持したまま支点間角度θを変化させることによって生じる作用を説明する。続いて、ＦＩＧ．９ＡとＦＩ

G．９Ｂとを参照して、支点間角度θを同じ角度に維持したまま支点間距離Ｄを変化させることによって生じる作用を説明する。

ＦＩＧ．８Ａは、最小作動角時を示す。ＦＩＧ．８Ｂは、最大作動角時を示す。

ＦＩＧ．８Ａ及びＦＩＧ．８Ｂに示すように、支点間距離Ｄを同じ長さに維持したまま支点間角度θをθｍｉｎからθｍａｘへと変化させると、軸心Ｐ１は、軸心Ｐ３を中心とする円周Ｃ１を時計回りに、下方から上方へと移動する。一方で、軸心Ｐ７は、軸心Ｐ３を中心とする円周Ｃ２を時計回りに、上方から下方へと移動する。つまり、揺動カム２２０のカムノーズに連結された連結ピン２３１の位置が下方に移動する。

その結果、揺動カム２２０のバルブリフタ２１９との初期接触位置と、初期揺動位置は、互いに近づき、吸気弁２１１の作動角が拡大する。

このように、支点間距離Ｄを同じ長さに維持したまま支点間角度θを大きくすると、吸気弁２１１の作動角は拡大する。

ＦＩＧ．９ＡとＦＩＧ．９Ｂは、支点間距離Ｄが相違するが、軸間距離などの他の各部寸法は同一の２つの可変動弁装置の軸心Ｐ１～Ｐ７と、各軸心を結ぶ直線とを、駆動軸２１３の回転角度位置をほぼ同一の状態で比較した図である。ＦＩＧ．９Ａ及びＦＩＧ．９Ｂの支点間角度θは同じであるが、ＦＩＧ．９Ａの支点間距離Ｄ１は、ＦＩＧ．９Ｂの支点間距離Ｄ２より短い。

ＦＩＧ．９Ａ及びＦＩＧ．９Ｂに示すように、支点間距離Ｄを長くすると、支点間距離Ｄが短いときよりも揺動軸２１６ｂの軸心Ｐ１は、駆動軸中心Ｐ３から離れて上方に位置する。そうすると、駆動軸の中心Ｐ３と駆動カムの中心Ｐ４の位置、および線分Ｐ１Ｐ５と線分Ｐ５Ｐ４の長さは、互いに等しいことから、線分Ｐ１Ｐ５と線分Ｐ５Ｐ４のなす角は支点間距離Ｄを長くした場合に大きくなる。従って支点間距離Ｄを長くすると、線分Ｐ１Ｐ５は時計回りに回転したのと同様の傾きの変化が生じる。このとき、軸心Ｐ５よりも、揺動軸中心Ｐ３から遠く離れた軸心Ｐ６は、てこの原理によって、軸心Ｐ５の位置が大きく変化しない中、軸心Ｐ１が上方に移動することから図内において下方へと移動すること

になる。

これにより、リンク部材２２６と揺動カム２２０のカムノーズとを連結する連結ピン２３１の軸心Ｐ７が相対的に下方に押し下げられるので、揺動カム２２０のバルブリフタ２１９との初期接触位置と、初期揺動位置とは、互いに近づくようになる。その結果、吸気弁２１１の作動角が拡大する。

このように、支点間角度θを同じ角度に維持したまま支点間距離Ｄを長くすると、吸気弁２１１の作動角は拡大する。

以上のように、リフト・作動角可変機構２１０は、支点間角度θと支点間距離Ｄとを変化させることによって、吸気弁２１１の作動角を変化させる。

次に、本実施形態によるリフト・作動角可変機構２１０の作用について説明する。

ＦＩＧ．１０は、リフト・作動角可変機構２１０によるバルブリフト特性を示す。ＦＩＧ．１１は、ＦＩＧ．１０に示した各バルブリフト特性の吸気弁開時期（Intake Valve Open；以下「ＩＶＯ」という）と、吸気弁閉時期（Intake Valve Close;以下「ＩＶＣ」という）との関係を示す。いずれの図も、位相可変機構２４０による吸気弁２１１のリフト中心角の変更は伴っておらず、リフト・作動角可変機構２１０のみによってバルブリフト特性を変化させた様子を示している。

ＦＩＧ．１０及びＦＩＧ．１１に示すように、作動角を最小作動角から最大作動角へと変化させていったときに、最小作動角から所定の作動角までは、従来通り作動角が大きくなるとともにＩＶＯが進角する。しかし、所定の作動角から最大作動角までは、作動角を大きくしつつ、ＩＶＯの進角方向の移動を抑制し、あるいはＩＶＯを遅角させることができる。

これは、作動角を最小作動角から最大作動角へと変化させたときに、支点間距離Ｄが、最小作動角から中間作動角までは徐々に増加していくが、中間作動角から最大作動角までは徐々に減少していくためである。

つまり、作動角を最小作動角から最大作動角へと変化させると、支点間角度θが増加す

ることによって作動角が拡大するため、ＩＶＯが進角する。また、最小作動角から中間作動角までは、支点間距離Ｄも長くなり、これによっても作動角が拡大するため、ＩＶＯが進角する。

このように、最小作動角から中間作動角までは、支点間角度θと支点間距離Ｄとが、共に増加していくため、作動角が大きくなるとともにＩＶＯが進角する。

しかし、中間作動角から最大作動角までは、支点間角度θは増加していくものの、支点間距離Ｄは短くなっていく。そのため、支点間角度θの増加によってＩＶＯが進角する一方で、支点間距離Ｄの減少によって作動角が小さくなって、その分ＩＶＯが遅角する。

したがって、中間作動角から最大作動角までは、作動角を大きくしつつ、ＩＶＯの進角方向の移動を抑制し、あるいはＩＶＯを遅角させることができる。そして、吸気弁２１１の作動角又はリフト量が拡大するときに、リフト作動角中心は遅角側へ移動するとともに、作動角又はリフト量の拡大に対するリフト作動角中心の遅角側への移動量は、作動角又はリフト量が所定の作動角又はリフト量より小さい側の範囲に比べ、作動角又はリフト量が所定の作動角又はリフト量より大きい側の範囲で拡大する。

このように、吸気弁可変動弁装置２００によれば、作動角が最大作動角付近で拡大する時に、ＩＶＯの進角方向の移動が抑制され、さらにＩＶＯが遅角するバルブ特性となっている。そのため、吸気弁２１１の作動角を最大作動角にし、かつリフト中心角を最進角させた状態でのバルブとピストンとの接近の度合いを低減することができる。一方、最小作動角の時はＩＶＯが中間作動角の時に比べて遅角する。すなわち、作動角範囲全体の進角が抑えられることになるので、ＩＶＣも遅角寄りに留まる。この結果、ＩＶＣを吸気行程のなるべく遅い時期に留めて、下死点からなるべく離れないようにできるため、特に始動時の十分な筒内流入空気量が確保されて始動性が向上する。

ピストンのバルブリセスは、一般に吸気弁可変動弁装置２００のフェイル時を考慮して、バルブとピストンとの干渉量が最も大きくなる状態を基準にして一定の余裕をもった深さで設けられる。この吸気弁可変動弁装置２００のように、吸気弁２１１の作動角を最大作

動角にし、かつリフト中心角を最進角させた状態でのバルブとピストンとの干渉の可能性が低減されれば、バルブリセスの表面積を減少させることができる。これにより、冷却損失を低減することができる。また、燃焼効率の増加による燃費の向上を図ることができる。

ＦＩＧ．１２－１４を参照して、吸気弁可変動弁装置２００の制御について説明する。

ＦＩＧ．１２は、運転状態に応じてＩＶＯとＩＶＣとを決定する制御マップである。このマップは予めコントローラ３００に格納される。

エンジン全負荷・低速時には、作動角が最小作動角と最大作動角との間の中間作動角に設定され、ＩＶＯが上死点後に設定される。エンジン全負荷・中速時、すなわち運転状態Ａのときには、リフト・作動角可変機構によって、エンジン全負荷・低速時よりも作動角が拡大され、かつ位相可変機構によって、ＩＶＯが上死点前に設定される。エンジン全負荷・高速時、すなわち運転状態Ｂのときには、リフト・作動角可変機構によって、作動角が最大作動角に設定され、かつ位相可変機構によって、ＩＶＯがエンジン全負荷・中速時よりもさらに進角側に設定される。

運転状態Ａから運転状態Ｂに移行するとき又は運転状態Ｂから運転状態Ａに移行するときに以下の制御が実行される。

運転状態Ａから運転状態Ｂに移行するとき、すなわち、車両が加速状態の場合であって、作動角が大きくなるとともにＩＶＯが進角するバルブタイミングになったときは、ＩＶＣが目標ＩＶＣに到達するまでの間、位相可変機構２４０の駆動を禁止し、リフト・作動角可変機構２１０のみを駆動する。そして、ＩＶＣが目標ＩＶＣに到達した後は、リフト・作動角可変機構２１０と、位相可変機構２４０とを同時に駆動する協調制御を実施して、吸気弁２１１のバルブタイミングを最適なバルブタイミングに制御する。

つまり、ＦＩＧ．１３に示すように、まずリフト・作動角可変機構２１０のみを駆動して、運転状態Ａから運転状態Ｃに移行してＩＶＣが目標ＩＶＣに到達した後に、リフト・作動角可変機構２１０と、位相可変機構２４０とを同時に駆動して運転状態Ｂに移行する。

リフト・作動角可変機構２１０は電動のリフト量変更アクチュエータ２５０によって駆

動されているため、油圧で駆動される位相可変機構２４０に比べて応答速度が速い。したがって、加速時には、まずリフト・作動角可変機構２１０を駆動させて、ＩＶＣを素早く目標ＩＶＣに到達させることで、ＩＶＣが過渡的に目標ＩＶＣよりも遅角した状態となることを防止できる。そのため、充填効率の低下を防止して、運転性能の悪化を防止できる。

一方で、運転状態Ｂから運転状態Ａに移行するとき、すなわち、車両が減速状態にある場合であって、作動角が小さくなるとともにＩＶＯが遅角するバルブタイミングのときは、ＩＶＯが目標ＩＶＯに到達するまでの間、リフト・作動角可変機構２１０の駆動を禁止し、位相可変機構２４０を優先的に駆動させる。そして、ＩＶＯが目標ＩＶＯに到達した後は、リフト・作動角可変機構２１０と、位相可変機構２４０とを協調制御して、吸気弁２１１のバルブタイミングを最適なバルブタイミングに制御する。

つまり、ＦＩＧ．１４に示すように、まず位相可変機構２４０のみを駆動して、運転状態Ｂから運転状態Ｄに移行してＩＶＯが目標ＩＶＯに到達した後に、リフト・作動角可変機構２１０と、位相可変機構２４０とを同時に駆動して運転状態Ａに移行する。

作動角が小さくなるとともにＩＶＯが進角するバルブタイミングのときに、リフト・作動角可変機構２１０を駆動させてしまうと、ＩＶＯが過度に進角してしまう。そうすると、バルブとピストンとの干渉を回避するためのバルブリセスを拡大する必要があるため、冷却性能等が悪化してしまう。

したがって、このような運転状態のときは、まず位相可変機構２４０を駆動させて、ＩＶＯを目標ＩＶＯに到達させたあとに、リフト・作動角可変機構２１０と、位相可変機構２４０とを協調制御することで、ＩＶＯが過度に進角してしまうことを防止できる。よって、冷却損失等の悪化を防止できる。

以上説明した本実施形態によれば、吸気弁のバルブリフト特性を、所定の作動角から最大作動角までは、作動角が大きくなるとともに吸気弁開時期の進角方向の移動を抑制し、あるいは吸気弁開時期が遅角するバルブリフト特性とした。

これにより、吸気弁２１１の作動角を最大作動角にし、かつリフト中心角を最進角させ

た状態でのバルブとピストンとの接近の度合いを低減することができる。そのため、バルブリセスの表面積を減少させることができ、冷却損失を低減することができる。また、燃焼効率の増加による燃費の向上を図ることができる。

また、車両が加速状態の場合であって、作動角が大きくなるとともにＩＶＯが遅角するバルブタイミングになったときは、ＩＶＣが目標ＩＶＣに到達するまでの間、位相可変機構２４０の駆動を禁止し、リフト・作動角可変機構２１０のみを駆動する。

これにより、加速時には、まず作動応答性の良いリフト・作動角可変機構２１０を駆動させて、ＩＶＣを素早く目標ＩＶＣに到達させることで、ＩＶＣが過渡的に目標ＩＶＣよりも遅角した状態となることを防止できる。そのため、充填効率の低下を防止して、運転性能の悪化を防止できる。

また、車両が減速状態にある場合であって、作動角が大きくなるとともにＩＶＯが遅角するバルブタイミング、すなわち作動角が小さくなるとともにＩＶＯが進角するバルブタイミングのときは、ＩＶＯが目標ＩＶＯに到達するまでの間、リフト・作動角可変機構２１０の駆動を禁止し、位相可変機構２４０を優先的に駆動させる。

これにより、ＩＶＯが過度に進角してしまうことを防止できる。よって、冷却損失等の悪化を防止できる。

さらに、圧縮比可変エンジンの場合、圧縮比を高圧縮比にするほど燃焼室容積と表面積との比（以下「Ｓ／Ｖ比」という）が大きくなって、冷却損失が大きくなる。しかし、本実施形態によるリフト・作動角可変機構２１０と組み合わせることで、バルブリセスの表面積を減少させて、表面積を小さくすることができる。これにより、高圧縮化に伴うＳ／Ｖ比の増加を抑えることができ、冷却損失を低減できる。

なお、本発明は上記の実施形態に限定されずに、その技術的な思想の範囲内において種々の変更がなしうることは明白である。

例えば、実施例に記載したものとは異なる動きを伴う位相可変機構と組合せた場合などに、作動角が大きくなるとともに吸気弁開時期の進角方向の移動を抑制しあるいは吸気弁

開時期が遅角させる作動角またはリフト量の範囲を、必要な条件に応じて最大作動角付近ではない範囲に設けることが可能である。また、本発明に係る可変動弁装置を排気弁に適用し、排気弁の閉時期変化を抑制することで、排気弁とピストンの接近を抑制するのに利用することも可能である。

以上の説明に関して２００７年８月１０日を出願日とする日本国における特願２００７－２０９７０６号の内容、２００７年８月２１日を出願日とする日本国における特願２００７－２１４５２９号の内容、２００８年２月２５日を出願日とする日本国における特願２００８－４３１２６号の内容及び２００８年２月２８日を出願日とする日本国における特願２００８－４７９１８号の内容をここに引用により組み込む。

産業上の利用可能性

以上のように、この発明は、運転条件の変化の大きい内燃機関への適用において特に好ましい効果をもたらす。

この発明の実施例が包含する排他的性質あるいは特長は以下のようにクレームされる。

請求の範囲

1．内燃機関（１００）のクランクシャフト（１２１）に同期して回転する駆動軸（２１３）と、

前記駆動軸（２１３）に設けられた駆動カム（２１５）と、

前記駆動軸（２１３）に揺動自在に支持される揺動カム（２２０）と、

前記揺動カム（２２０）の揺動によって開閉駆動される機関弁（２１１）と、

前記駆動軸（２１３）と平行な揺動軸（２１６）と、

前記揺動軸（２１６ｂ）に揺動自在に支持されるロッカーアーム（２１７）と、

前記ロッカーアーム（２１７）と前記駆動カム（２１５）とを連係する第１リンク（２２５）と、

前記ロッカーアーム（２１７）と前記揺動カム（２２０）とを連係する第２リンク（２２６）と、

前記揺動軸（２１６ｂ）の駆動軸（２１３）に対する相対位置を変化させることで前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量を変更する揺動軸位置変更手段（２５０）と、

を備え、

前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量の拡大に伴って、前記機関弁（２１１）の開時期が遅角することを特徴とする可変動弁装置。

2．請求項１に記載の可変動弁装置において、

前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量の拡大に伴って、前記駆動軸（２１３）の中心と前記揺動軸（２１６ｂ）の中心との間の距離を短くすることで、前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量の拡大に伴って、前記機関弁（２１１）の開時期が遅角することを特徴とする可変動弁装置。

3．請求項１または請求項２に記載の可変動弁装置において、

前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量を所定の作動角範囲またはリフト量範囲で変更する間、前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量の拡大に伴って前記機関弁（２１１）の開時期が遅角することを特徴とする可変動弁装置。

4．内燃機関（１００）のクランクシャフト（１２１）に同期して回転する駆動軸（２１３）と、

前記駆動軸（２１３）に設けられた駆動カム（２１５）と、

前記駆動軸（２１３）に揺動自在に支持される揺動カム（２２０）と、

前記揺動カム（２２０）の揺動によって開閉駆動される機関弁（２１１）と、

前記駆動軸（２１３）と平行な揺動軸（２１６ｂ）と、

前記揺動軸（２１６ｂ）に揺動自在に支持されるロッカーアーム（２１７）と、

前記ロッカーアーム（２１７）と前記駆動カム（２１５）とを連係する第１リンク（２２５）と、

前記ロッカーアーム（２１７）と前記揺動カム（２２０）とを連係する第２リンク（２２６）と、

前記揺動軸（２１６ｂ）の駆動軸（２１３）に対する相対位置を変化させることで前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量を変更する揺動軸位置変更手段（２５０）と、を備え、

前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量を所定の作動角範囲またはリフト量範囲で変更する間、前記機関（１００）を正面から見たとき、前記駆動軸（２１３）の中心と前記揺動軸（２１６）の中心とを結ぶ直線の角度変化に伴う前記機関弁（２１１）の開時期変化量と、前記駆動軸（２１３）の中心と前記揺動軸（２１６ｂ）の中心との間の距離の変化に伴う前記機関弁（２１１）の開時期変化量とが、互いに打ち消し合うように、前記揺動軸（２１６ｂ）が前記駆動軸（２１３）に対して変位することにより前記機関弁（２

１１）の開時期の変化が抑制されていることを特徴とする可変動弁装置。

５．請求項４に記載の可変動弁装置において、

前記機関（１００）を正面から見たときに、前記ロッカーアーム（２１７）と前記第１リンク（２２５）との連結部となる第１連結点と、前記ロッカーアーム（２１７）と前記第２リンク（２２６）との連結部となる第２連結点は、前記駆動軸（２１３）の中心と前記揺動軸（２１６ｂ）の中心とを結ぶ直線に対して同じ側、かつ前記第２連結点は前記第１連結点よりも前記揺動軸（２１６ｂ）の中心から遠い位置にあり、前記揺動カム（２２０）は前記直線に対して前記第１連結点と前記第２連結点と同じ側にカムノーズ（２２３）を有し、前記駆動軸（２１３）の回転方向は、前記機関弁（２１１）を開くときの前記揺動カム（２２０）の回転方向と同じであることを特徴とする可変動弁装置。

６．請求項５に記載の可変動弁装置において、

前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量を増大するときに、前記直線の角度変化は前記直線を前記駆動軸（２１３）の回転方向に回転させたのと同じ向きの角度変化であり、前記距離の変化は縮小であることにより、前記機関弁（２１１）の開時期の変化が抑制されていることを特徴とする可変動弁装置。

７．請求項５または請求項６に記載の可変動弁装置において、

前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量を増大するときに、前記直線の角度変化に伴う前記機関弁（２１１）の開時期変化が進角となり、前記距離の変化に伴う前記機関弁（２１１）の開時期変化は遅角となって、互いに打ち消し合うことにより、前記機関弁（２１１）の開時期の変化が抑制されていることを特徴とする可変動弁装置。

８．請求項７に記載の可変動弁装置において、

前記所定の作動角範囲またはリフト量範囲の一部において、前記距離の変化に伴う前記機関弁（２１１）の開時期の遅角量が、前記直線の角度変化に伴う前記機関弁（２１１）の開時期の進角量を上回り、前記機関弁（２１１）の開時期は、前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量の拡大に伴って遅角することを特徴とする可変動弁装置。

９．請求項３から請求項８のいずれか１つに記載した可変動弁装置において、

前記所定の作動角範囲またはリフト量範囲は、所定の作動角またはリフト量から最大作動角または最大リフト量までの範囲であることを特徴とする可変動弁装置。

１０．機関（１００）のクランクシャフト（１２１）に同期して回転する駆動軸（２１３）と、

前記駆動軸（２１３）に設けられた駆動カム（２１５）と、

前記駆動軸（２１３）に揺動自在に支持される揺動カム（２２０）と、

前記揺動カム（２２０）の揺動によって開閉駆動される機関弁（２１１）と、

前記駆動軸（２１３）と平行な揺動軸（２１６）と、

前記揺動軸（２１６ｂ）に揺動自在に支持されるロッカーアーム（２１７）と、

前記ロッカーアーム（２１７）と前記駆動カム（２１５）とを連係する第１リンク（２２５）と、

前記ロッカーアーム（２１７）と前記揺動カム（２２０）とを連係する第２リンク（２２６）と、

前記揺動軸（２１６ｂ）の駆動軸（２１３）に対する相対位置を変化させることで前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量を変更する揺動軸位置変更手段（２５０）と、

を備え、

前記機関弁（２１１）の作動角またはリフト量が拡大するときに、リフト作動角中心は

遅角側へ移動するとともに、作動角またはリフト量の拡大に対するリフト作動角中心の遅角側への移動量は、作動角またはリフト量が所定の作動角またはリフト量より小さい側の範囲に比べ、作動角またはリフト量が所定の作動角またはリフト量より大きい側の範囲で増大することを特徴とする可変動弁装置。

１１．請求項１から１０のいずれか１つに記載した可変動弁装置（２００）を備えた内燃機関であって、

前記可変動弁装置（２００）は、前記機関弁（２１１）の作動角の中心位相を連続的に変更させる位相変更手段（２４１）を含み、

前記機関弁（２１１）は吸気弁であり、

車両加速時に、吸気弁閉時期が目標吸気弁閉時期に到達するまでの間、前記揺動軸位置変更手段（２５０）を駆動し、位相変更手段（２４１）の駆動を禁止するコントローラ（３００）を備えることを特徴とする内燃機関。

１２．請求項１１に記載した内燃機関において、

前記コントローラ（３００）は、車両加速時に吸気弁閉時期が目標吸気弁閉時期に到達した後は、前記揺動軸位置変更手段（２５０）と前記位相変更手段（２４１）とを同時に駆動して、吸気弁閉時期をその目標吸気弁閉時期に固定したまま、作動角を目標作動角に制御することを特徴とする内燃機関。

１３．請求項１１又は１２に記載した内燃機関において、

前記コントローラ（３００）は、車両減速時に、吸気弁開時期が目標吸気弁開時期に到達するまでの間、前記位相変更手段（２４１）を駆動し、前記揺動軸位置変更手段（２５０）の駆動を禁止することを特徴とする内燃機関。

１４．請求項１３に記載した内燃機関において、

前記コントローラ（３００）は、車両減速時に吸気弁開時期が目標吸気弁開時期に到達した後は、前記揺動軸位置変更手段（２５０）と前記位相変更手段（２４１）とを同時に駆動して、吸気弁開時期をその目標吸気弁開時期に固定したまま、作動角を目標作動角に制御することを特徴とする内燃機関。

１５．請求項１１から１４までのいずれか１つに記載した内燃機関において、

前記コントローラ（３００）は、前記揺動軸位置変更手段（２５０）と前記位相変更手段（２４１）のうちいずれか一方の駆動を禁止する制御を、前記目標作動角が所定の作動角から最大作動角までの間の値に設定されているときに実施することを特徴とする内燃機関。

１６．請求項１１から１４までのいずれか１つに記載した内燃機関において、

前記コントローラ（３００）は、前記揺動軸位置変更手段（２５０）と前記位相変更手段（２４１）のうちいずれか一方の駆動を禁止する制御を、エンジン全負荷時に実施することを特徴とする内燃機関。

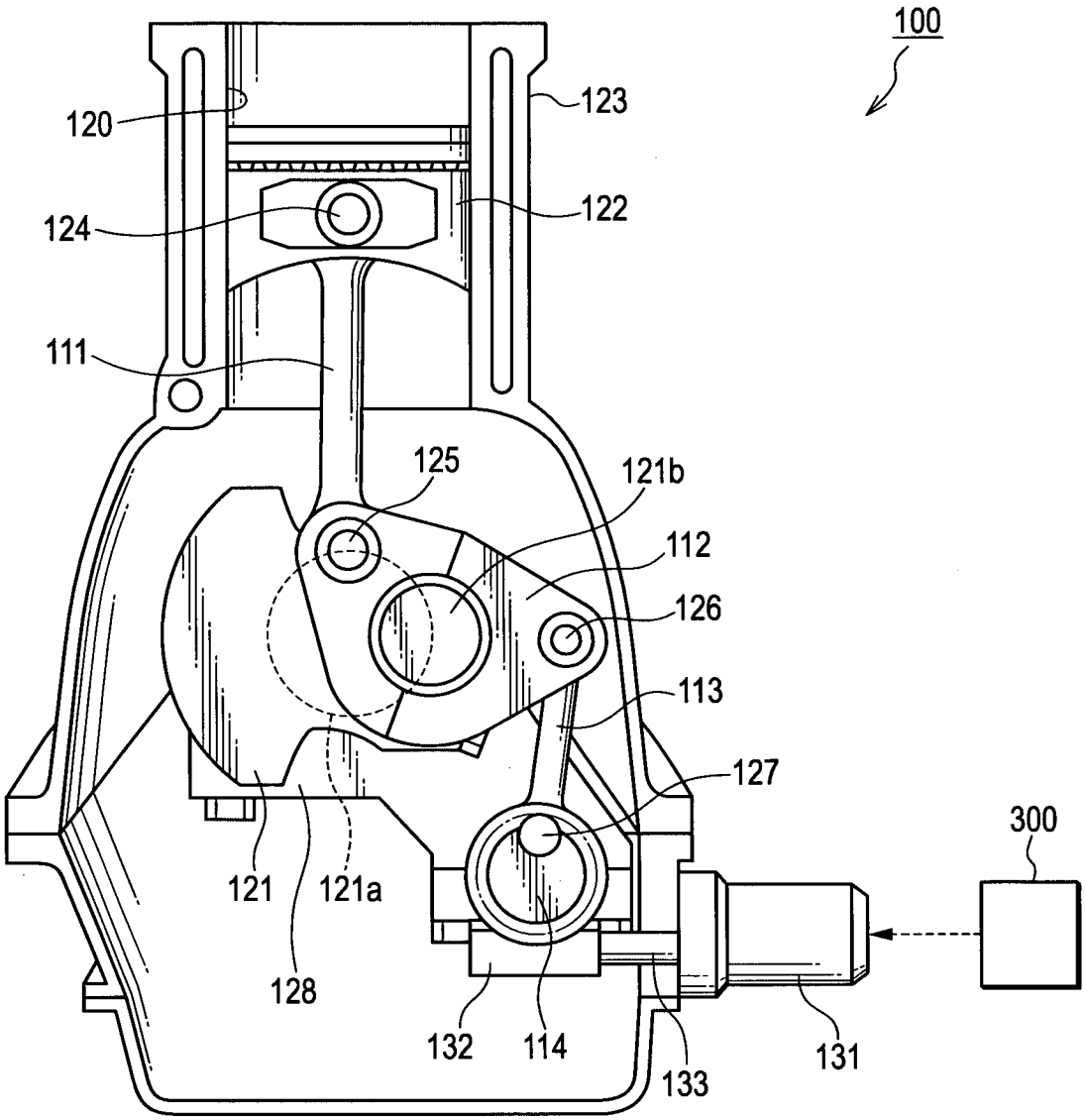
100
120
123
124
122
111
125
121b
112
126
113
127
300
121
121a
128
132
114
133
131

FIG.1

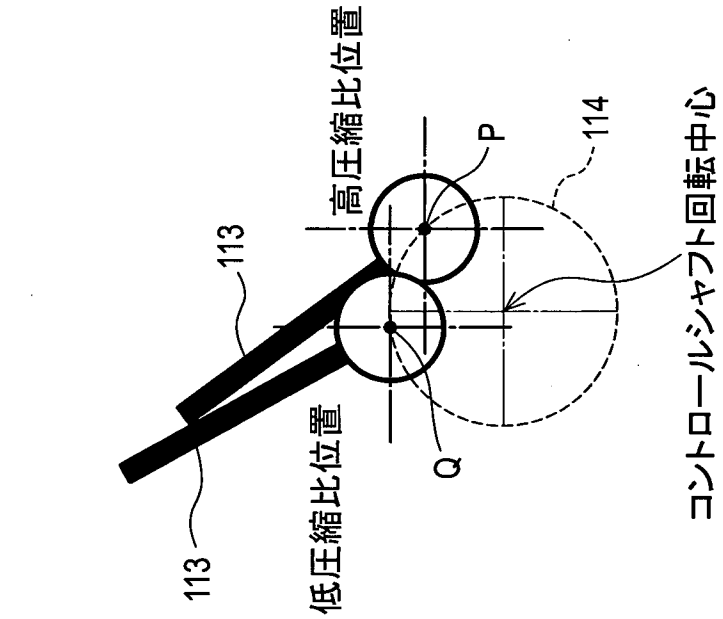

FIG.2C

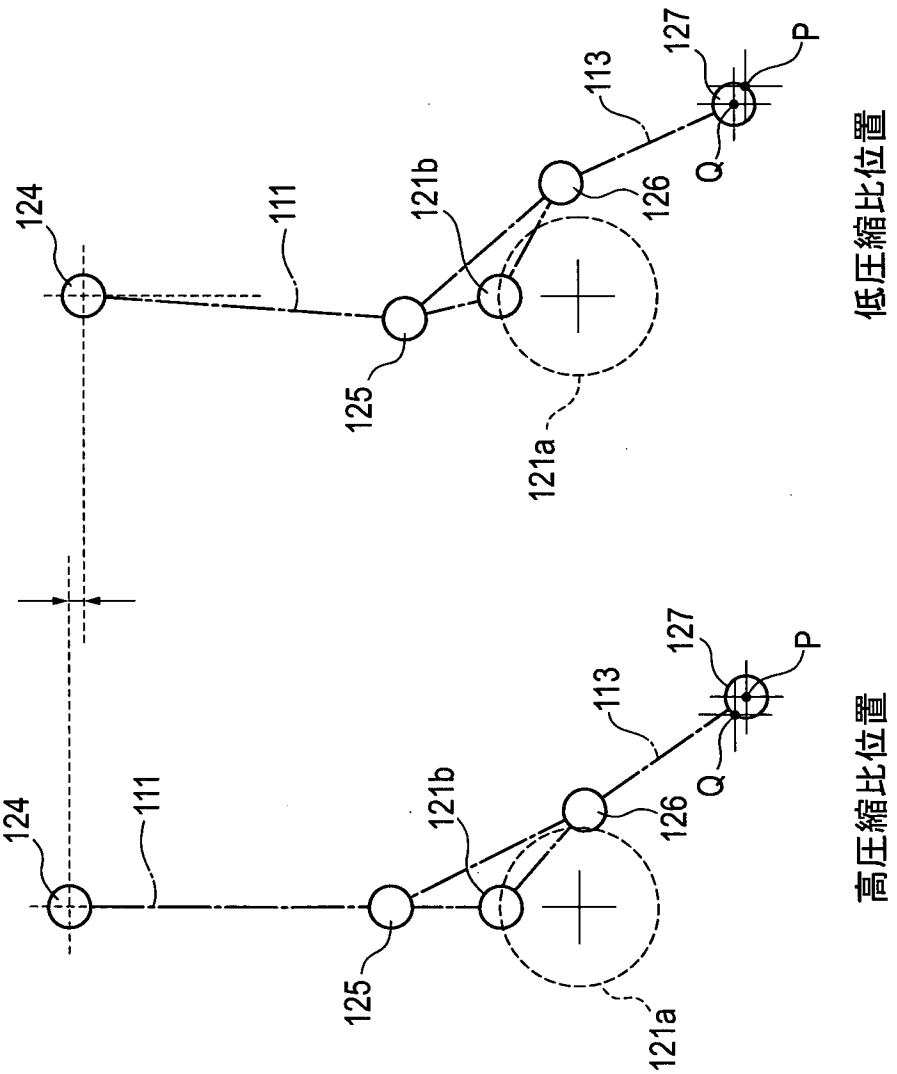

FIG.2B

FIG.2A

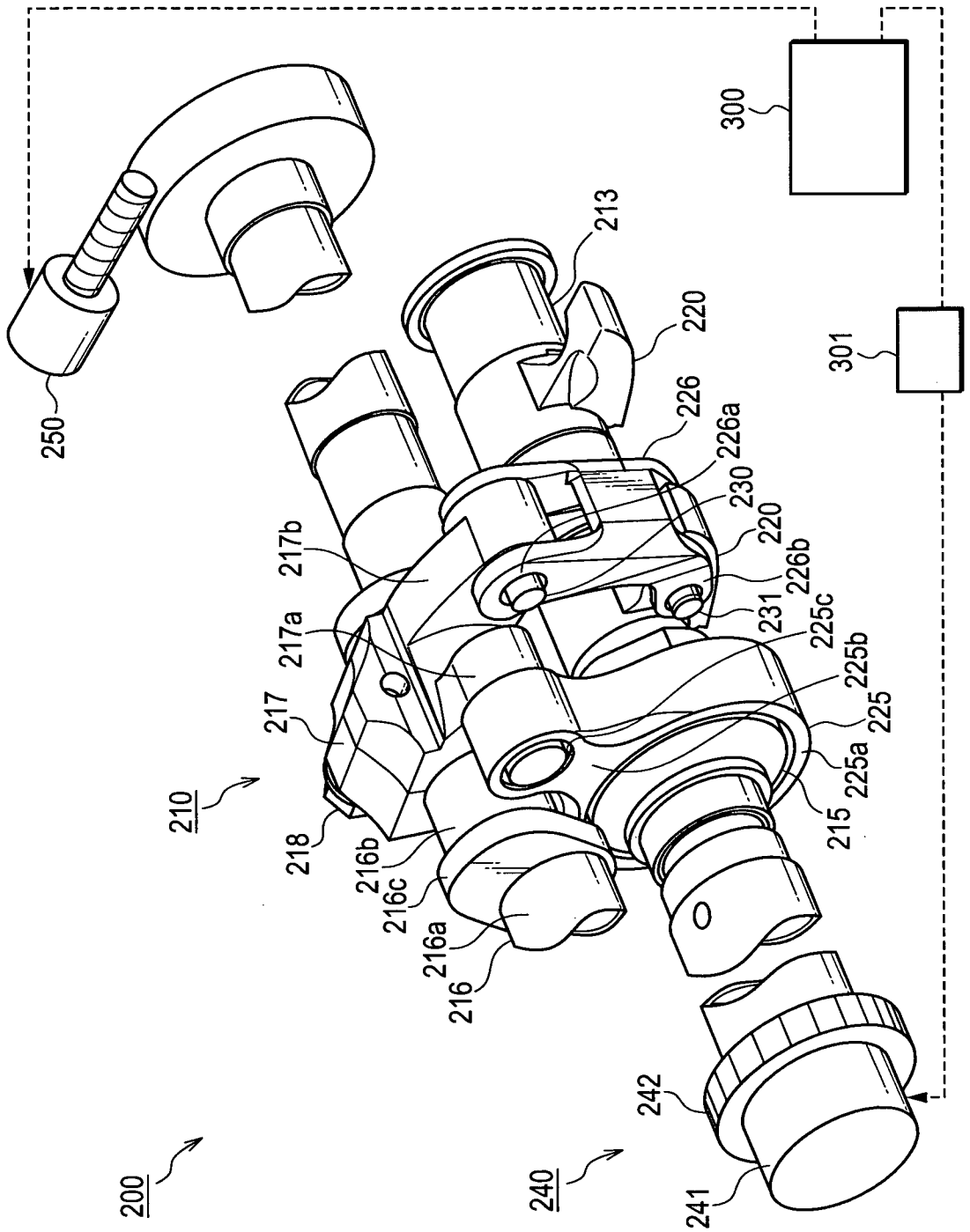
300
301
213
220
250
226
226a
230
220
217b
226b
231
217a
225c
225b
217
225
225a
215
210
218
216b
216c
216a
216
242
241
200
240

FIG.3

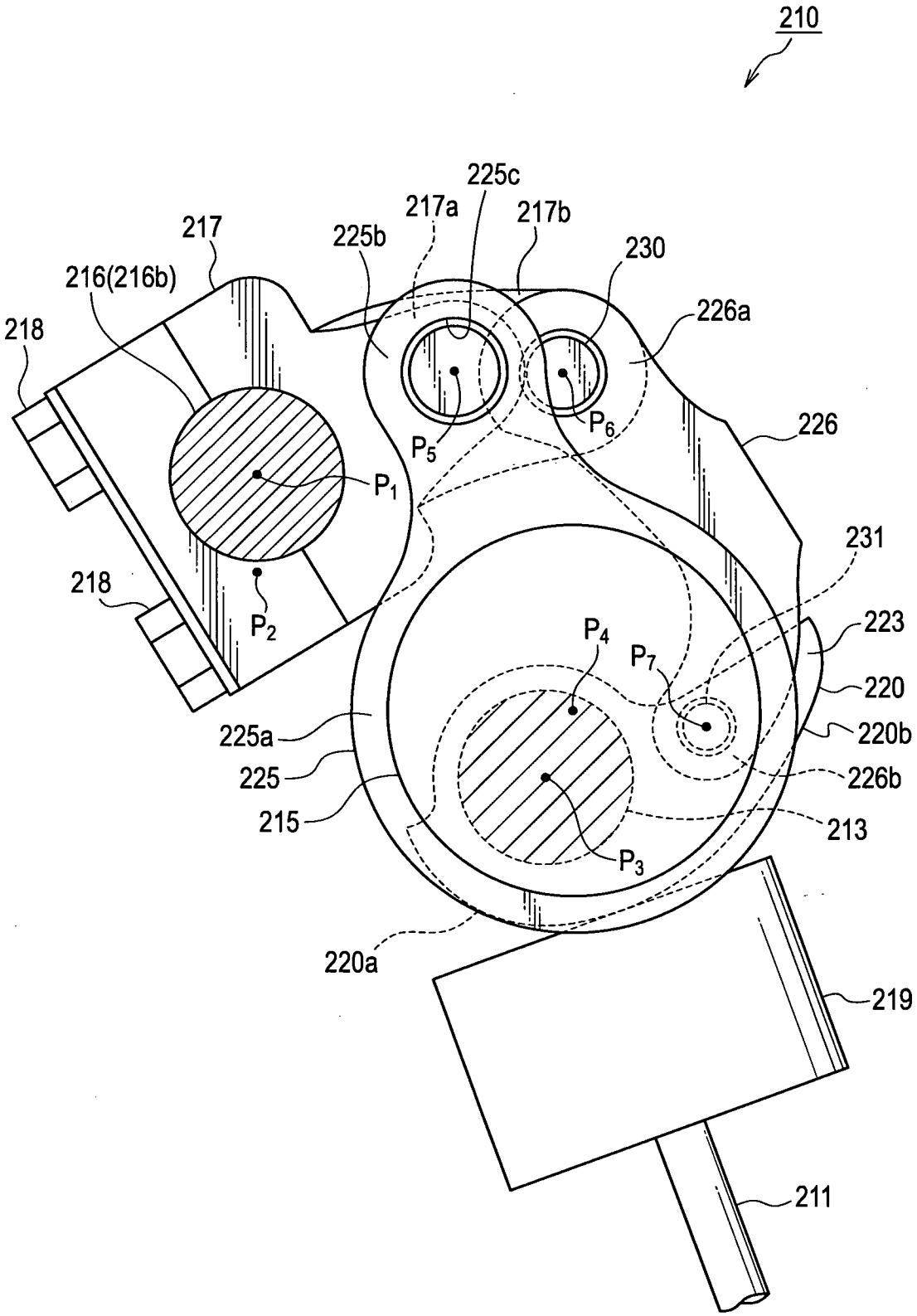
210
225c
217a
217b
217
225b
230
216(216b)
226a
218
P6
P5
226
P1
231
218
P2
223
P4
P7
220
225a
220b
225
226b
215
213
P3
220a
219
211

FIG.4

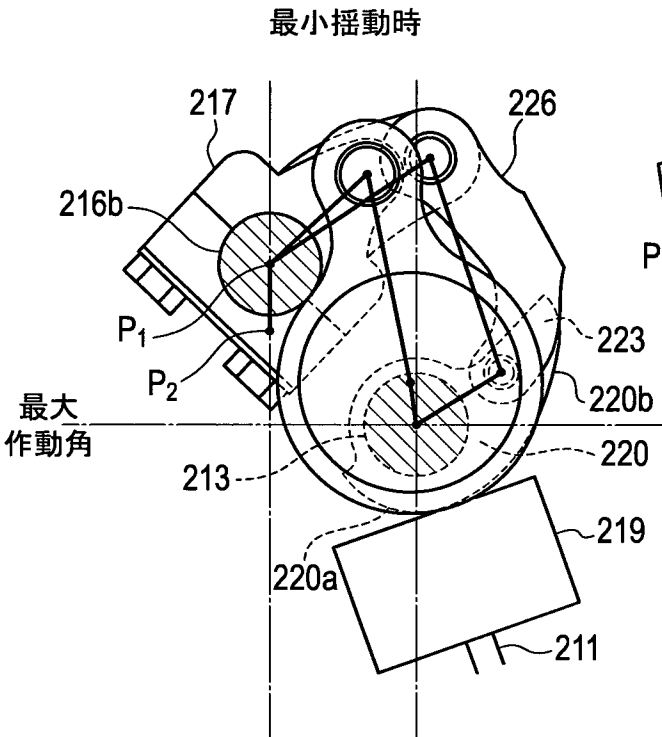

FIG.5A

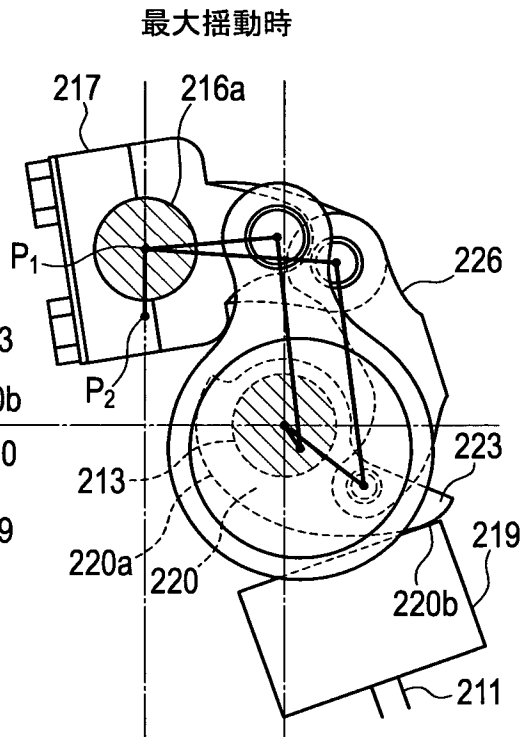

FIG.5B

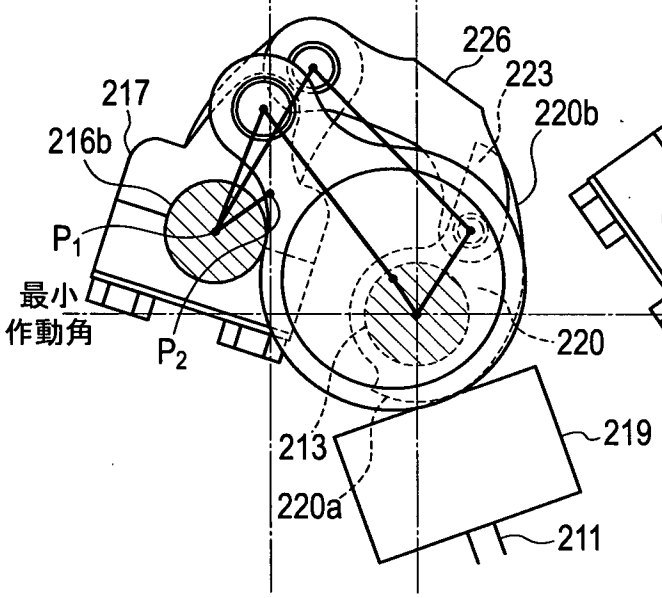

FIG.5C

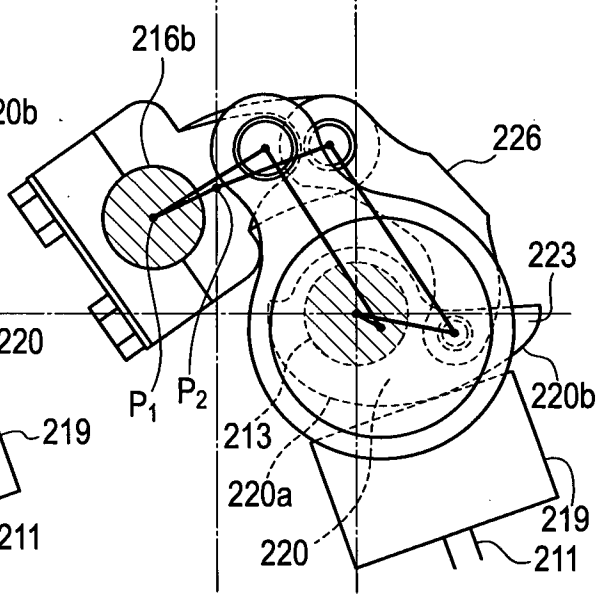

FIG.5D

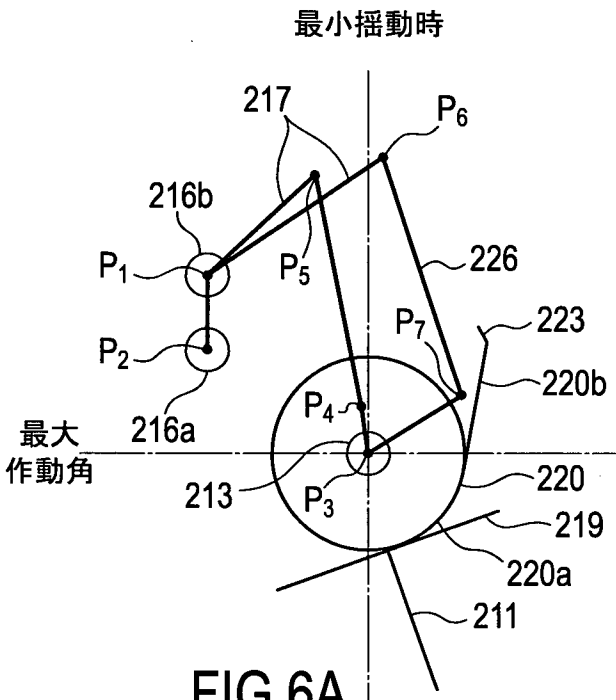

FIG.6A

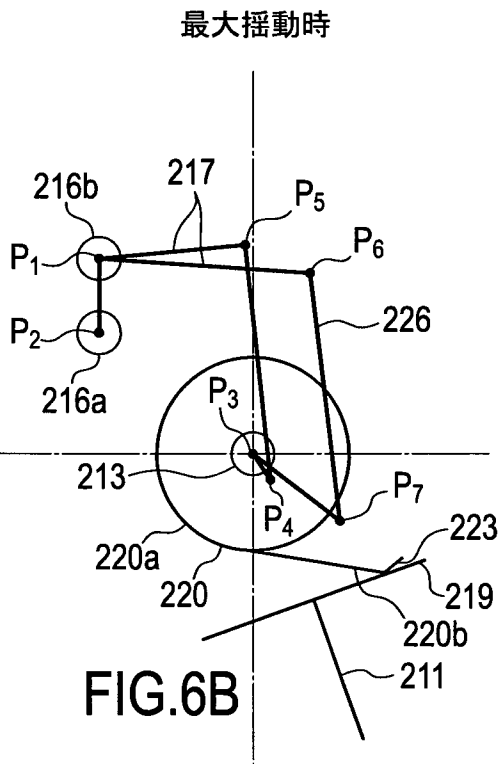

FIG.6B

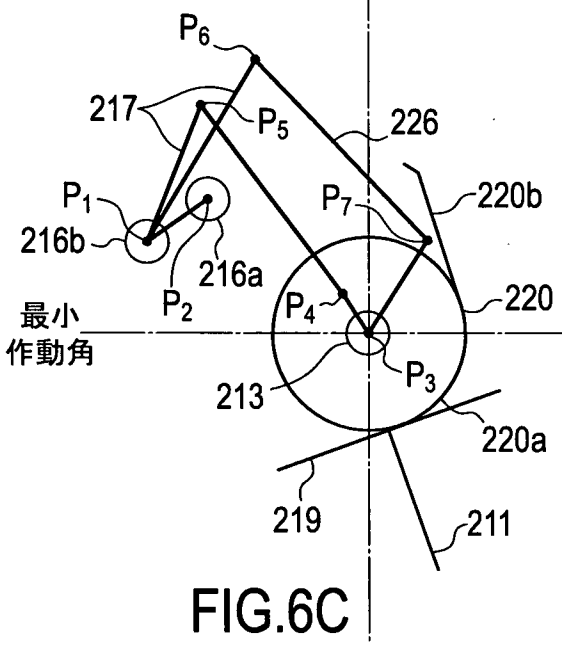

FIG.6C

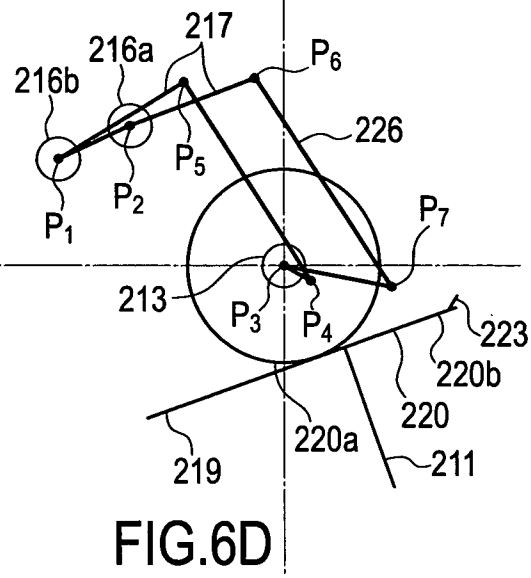

FIG.6D

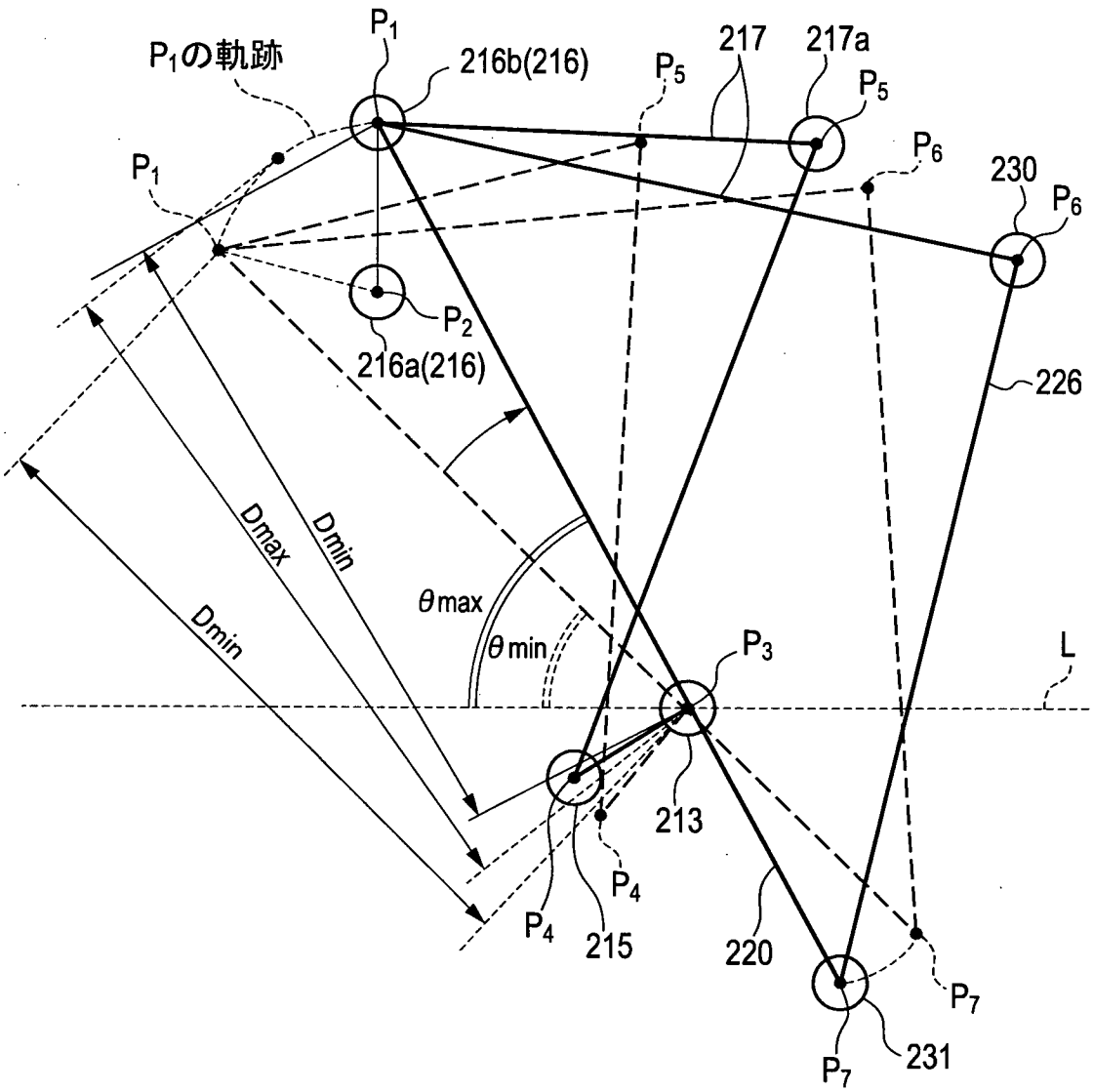
P1の軌跡
P1
216b(216)
P5
217
217a
P5
P6
230
P6
P1
P2
216a(216)
226
Dmax
Dmin
Dmin
θmax
θmin
P3
L
213
P4
P4
215
220
P7
P7
231

FIG.7

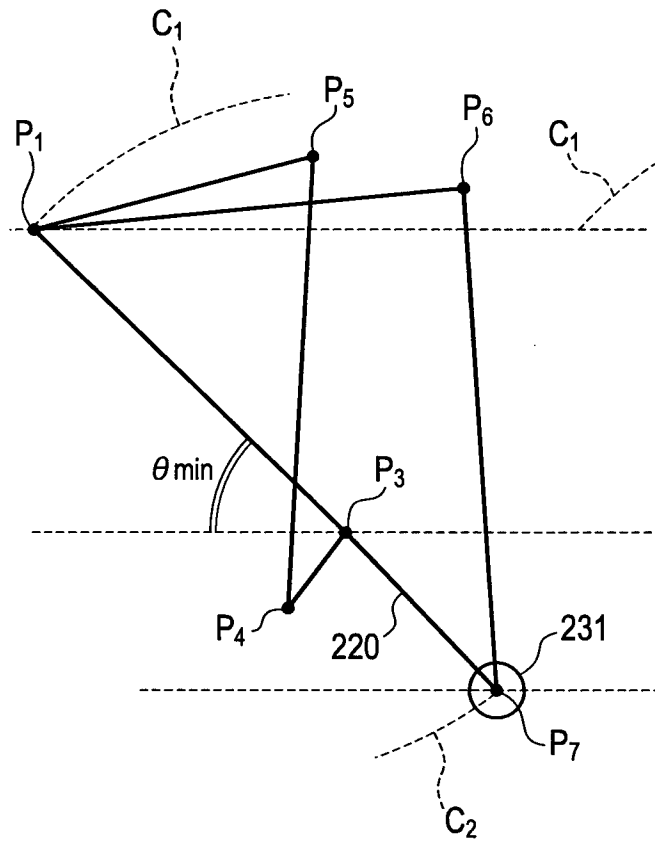
C1
P1
P5
P6
θmin
P3
P4
220
231
P7
C2

FIG.8A

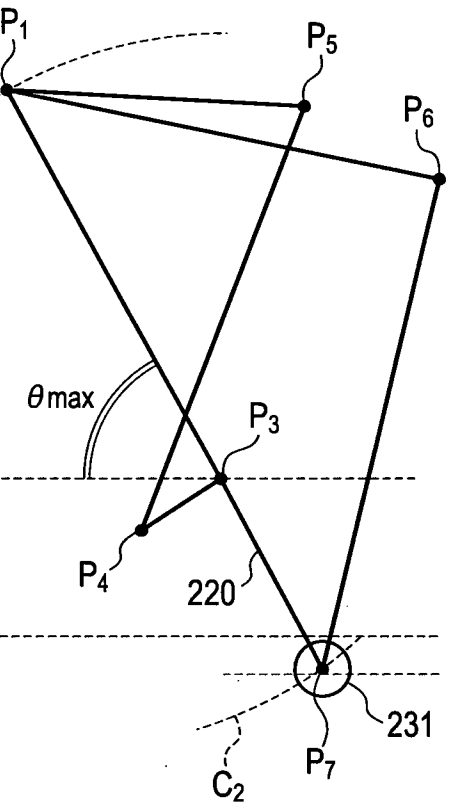
P1
C1
P5
P6
θmax
P3
P4
220
231
P7
C2

FIG.8B

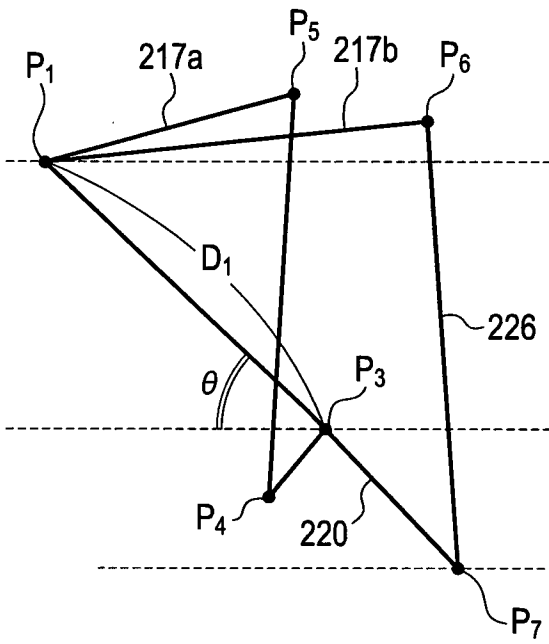
P1
217a
P5
217b
P6
D1
226
θ
P3
P4
220
P7

FIG.9A

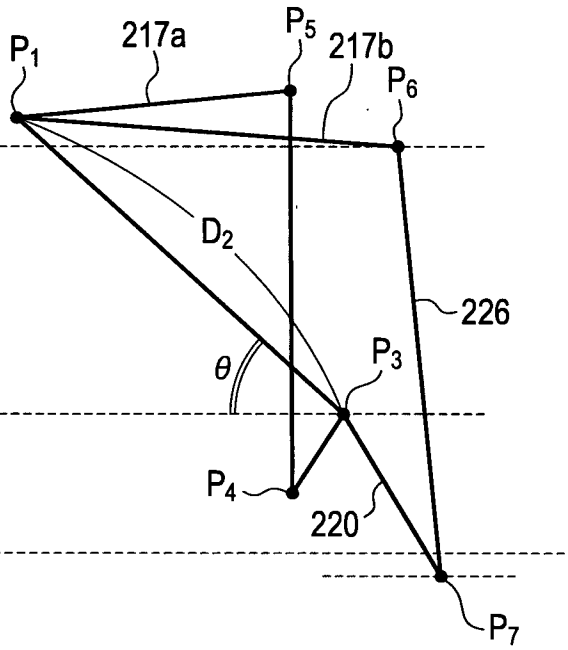
P1
217a
P5
217b
P6
D2
226
θ
P3
P4
220
P7

FIG.9B

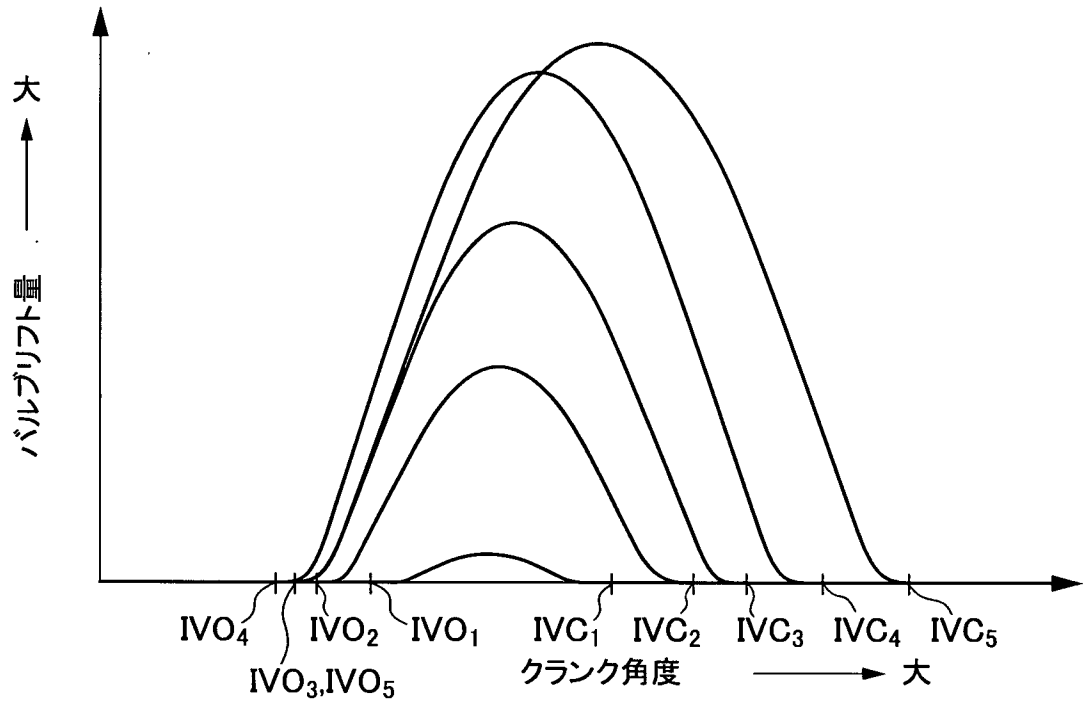
大
バルブリフト量
IVO4
IVO3,IVO5
IVO2
IVO1
IVC1
IVC2
IVC3
IVC4
IVC5
クランク角度
大

FIG.10

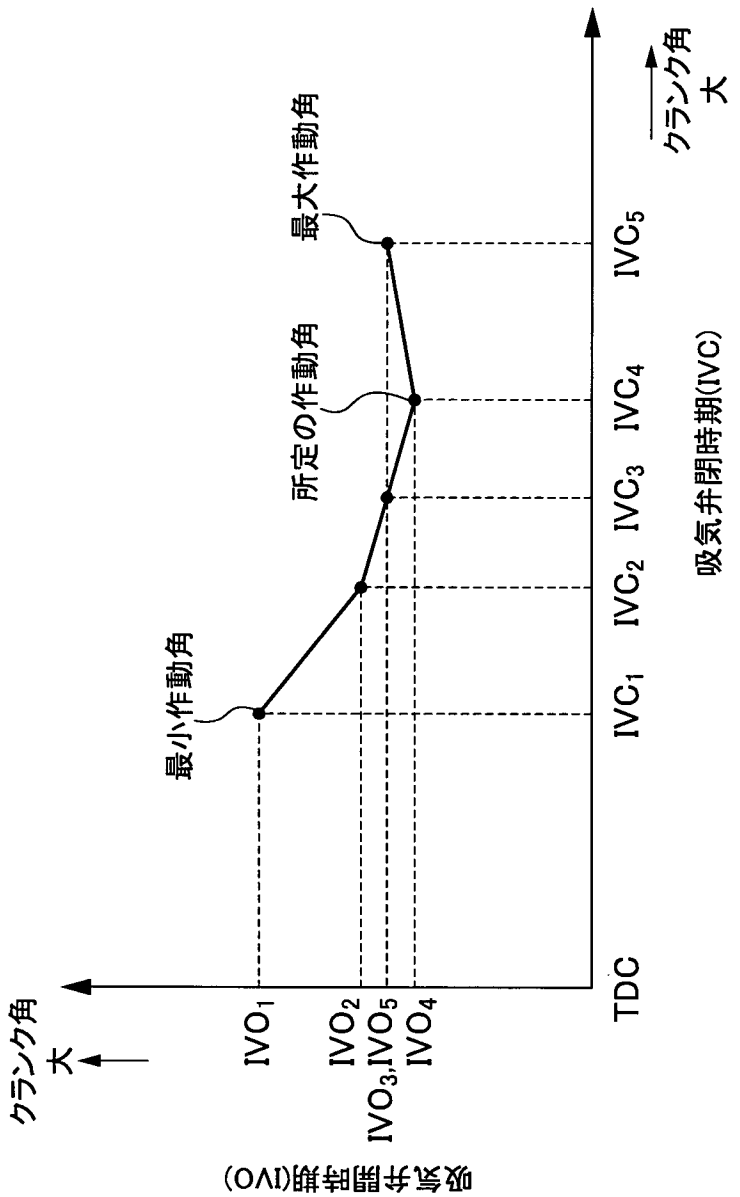
クランク角
大
吸気弁開時期(IVO)
IVO1
IVO2
IVO3,IVO5
IVO4
TDC
IVC1
IVC2
IVC3
IVC4
IVC5
吸気弁閉時期(IVC)
クランク角
大
最小作動角
所定の作動角
最大作動角

FIG.11

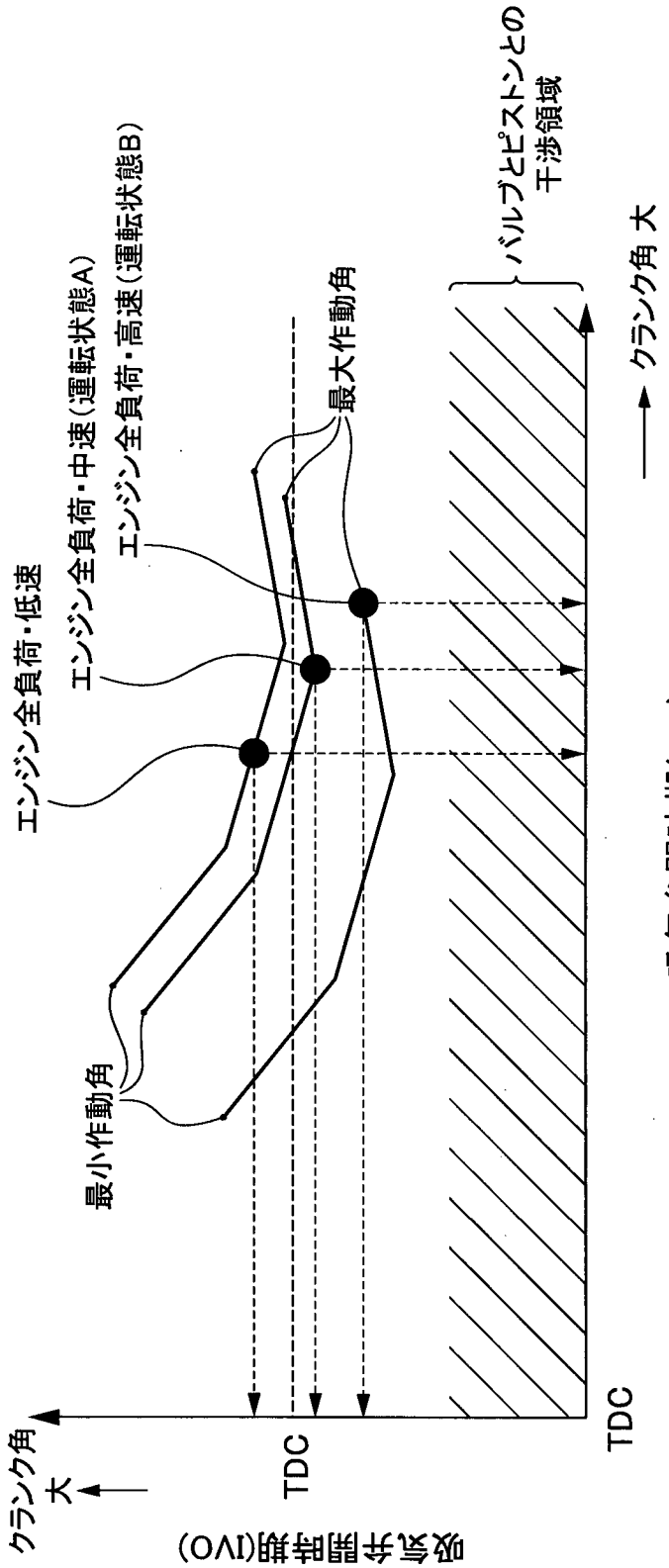
エンジン全負荷・低速
エンジン全負荷・中速(運転状態A)
エンジン全負荷・高速(運転状態B)
最小作動角
最大作動角
バルブとピストンとの
干渉領域
クランク角 大
吸気弁閉時期(IVC)
TDC
クランク角
大
吸気弁開時期(IVO)
TDC

FIG.12

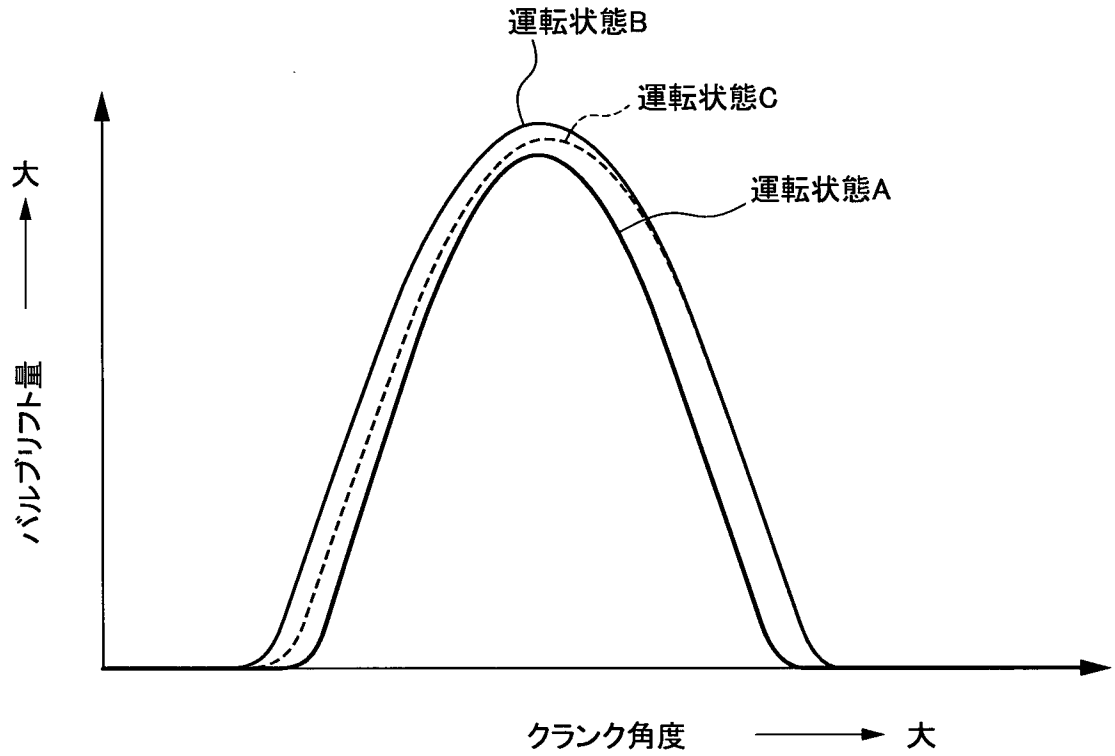

FIG.13

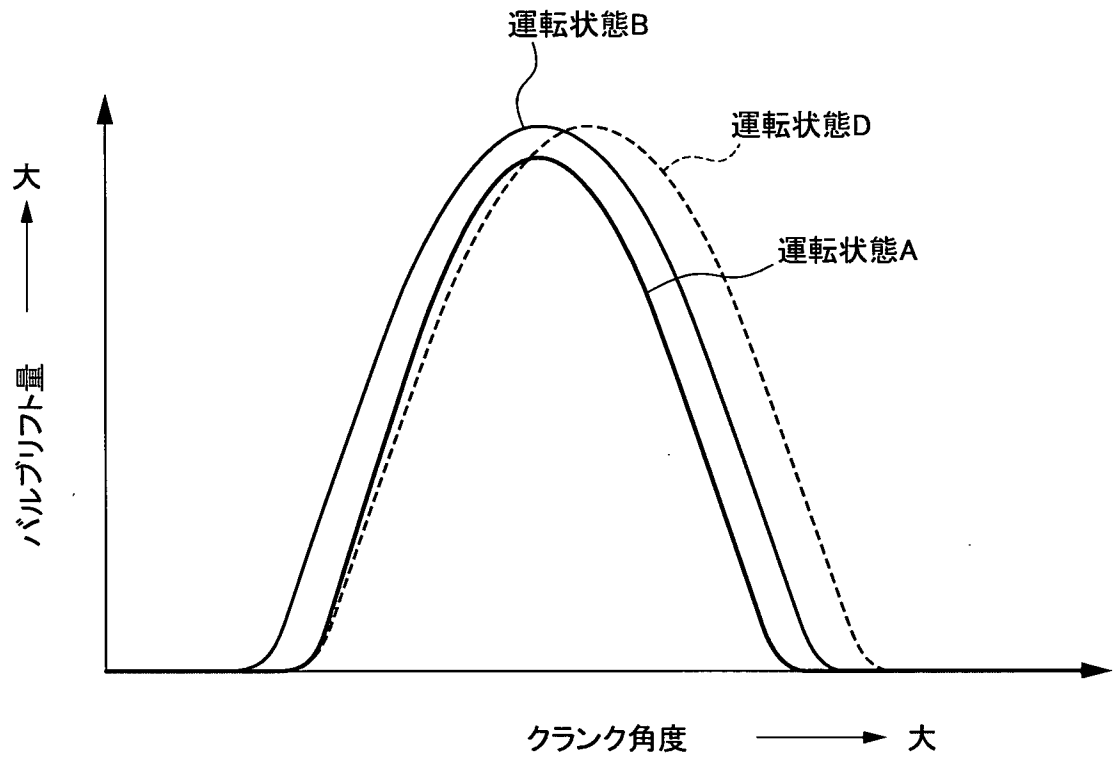

FIG.14

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2008/064618

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F01L13/00(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)
F01L13/00, F01L1/34

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 1996-2008
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2008 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2008

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 A	JP 2001-329871 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 30 November, 2001 (30.11.01), Claims 1, 3; Par. No. [0058]; Figs. 1 to 4, 7, 15 (Family: none)	1,3,9 2,4,5-8, 10-16
X A	JP 2002-89341 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 27 March, 2002 (27.03.02), Claims 7, 11; Fig. 15 (Family: none)	1,3,9 2,4.5-8, 10-16
A	JP 2002-38913 A (Unisia Jecs Corp.), 06 February, 2002 (06.02.02), Par. Nos. [0018] to [0045]; Figs. 1 to 5 & US 2002-0007809 A1 & DE 10135201 A	5

☒ 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
17 November, 2008 (17.11.08)	25 November, 2008 (25.11.08)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2008/064618

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 2007-162706 A (Hitachi, Ltd.), 28 June, 2007 (28.06.07), Par. Nos. [0023] to [0050]; Figs. 1 to 5 (Family: none)	5

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２００８／０６４６１８

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F01L13/00(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.　F01L13/00, F01L1/34

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	１９７１－２００８年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２００８年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２００８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	関連する請求の範囲の番号
X A	JP 2001-329871 A（日産自動車株式会社）2001.11.30, 請求項１，３、【００５８】、図１～図４、図７、図１５（ファミリーなし）	1,3,9 2,4,5-8,10-16
X A	JP 2002-89341 A（日産自動車株式会社）2002.03.27, 請求項７、１１，図１５（ファミリーなし）	1,3,9 2,4.5-8,10-16
A	JP 2002-38913 A（株式会社ユニシアジェックス）2002.02.06, 【００１８】～【００４５】、図１～図５ & US 2002-0007809 A1 & DE 10135201 A	5

☑　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 １７．１１．２００８	国際調査報告の発送日 ２５．１１．２００８
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　８８１７ 藤井　昇 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	関連する請求の範囲の番号
Ａ	JP 2007-162706 A（株式会社日立製作所）2007.06.28,　【００２３】～【００５０】、図１～図５（ファミリーなし）	5