

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6666232号  
(P6666232)

(45) 発行日 令和2年3月13日(2020.3.13)

(24) 登録日 令和2年2月25日(2020.2.25)

(51) Int.Cl.	F I				
<b>FO2D 15/02</b>	<b>(2006.01)</b>	FO2D 15/02			C
<b>FO2D 13/02</b>	<b>(2006.01)</b>	FO2D 13/02			H
<b>FO2D 23/00</b>	<b>(2006.01)</b>	FO2D 13/02			J
<b>FO1L 1/356</b>	<b>(2006.01)</b>	FO2D 23/00			F
<b>FO1L 13/00</b>	<b>(2006.01)</b>	FO2D 23/00			L

請求項の数 16 (全 25 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2016-222180 (P2016-222180)	(73) 特許権者	509186579
(22) 出願日	平成28年11月15日(2016.11.15)		日立オートモティブシステムズ株式会社
(65) 公開番号	特開2018-80605 (P2018-80605A)		茨城県ひたちなか市高場2520番地
(43) 公開日	平成30年5月24日(2018.5.24)	(74) 代理人	110000350
審査請求日	平成31年3月1日(2019.3.1)		ポレール特許業務法人
		(72) 発明者	中村 信
			神奈川県厚木市恩名四丁目7番1号 日立 オートモティブシステムズ株式会社内
		審査官	平井 功

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の可変システム及びその制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

吸気バルブの閉時期を調整する可変動弁機構、及び機械圧縮比と機械膨張比を調整する可変圧縮比機構を制御する制御手段を備えた内燃機関の可変システムであって、

前記制御手段は、

機関トルクが最大機関トルク付近では、前記可変動弁機構によって前記吸気バルブの前記閉時期を吸気下死点より進角側、或いは遅角側に移行させる吸気バルブ閉時期制御手段と、前記機関トルクの増加に伴って前記可変圧縮比機構によって前記機械膨張比を増大する機械膨張比制御手段とを備えていることを特徴とする内燃機関の可変システム。

【請求項2】

請求項1に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記可変動弁機構は、前記吸気バルブのバルブ特性の中心位相角を制御する位相角可変機構であり、

前記可変圧縮比機構は、ピストンストロークを制御して前記機械圧縮比と前記機械膨張比を同じ値に調整するピストンストローク可変機構であることを特徴とする内燃機関の可変システム。

【請求項3】

請求項2に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記可変動弁機構は、前記位相角可変機構と、前記吸気バルブのリフト及び作動角を制御するリフト・作動角可変機構とから構成されている

ことを特徴とする内燃機関の可変システム。

【請求項 4】

請求項 3 に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記リフト・作動角可変機構と前記位相角可変機構は、前記吸気バルブの前記リフト及び前記作動角を変更すると共に前記吸気バルブの閉時期を変更するものであり、

前記吸気バルブ閉時期制御手段は、前記機関トルクが低機関トルクの状態から前記最大機関トルクの状態に増大するにしたがって、前記吸気バルブの前記リフト及び前記作動角を大きくすると共に、前記吸気バルブの前記閉時期を前記吸気下死点より進角側から前記吸気下死点より遅角側に設定する

ことを特徴とする内燃機関の可変システム。

10

【請求項 5】

請求項 4 に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記機械膨張比制御手段は、

前記機関トルクが前記低機関トルクの状態と前記最大機関トルクの状態では前記機械圧縮比と前記機械膨張比を第 1 の値に設定し、

前記機関トルクが前記低機関トルクと前記最大機関トルクの間状態では、前記機械圧縮比と前記機械膨張比を前記第 1 の値より小さい第 2 の値に設定する

ことを特徴とする内燃機関の可変システム。

【請求項 6】

請求項 2 に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記位相角可変機構は、前記吸気バルブの前記バルブ特性を変更しないで前記吸気バルブの前記閉時期を変更するものであり、

前記吸気バルブ閉時期制御手段は、

前記機関トルクが低機関トルクの状態と前記最大機関トルクの状態では、前記吸気バルブの前記閉時期を前記吸気下死点より遅角側に設定し、

前記機関トルクが前記低機関トルクと前記最大機関トルクの間状態では、前記吸気バルブの前記閉時期を前記低機関トルクと前記最大機関トルクの閉時期の間に設定する

ことを特徴とする内燃機関の可変システム。

20

【請求項 7】

請求項 6 に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記機械膨張比制御手段は、

前記機関トルクが前記低機関トルクの状態と前記最大機関トルクの状態では、前記機械圧縮比と前記機械膨張比を第 1 の値に設定し、

前記機関トルクが前記低機関トルクと前記最大機関トルクの間状態では、前記機械圧縮比と前記機械膨張比を前記第 1 の値より小さい第 2 の値に設定する

ことを特徴とする内燃機関の可変システム。

30

【請求項 8】

請求項 1 に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記可変動弁機構は、前記吸気バルブのバルブ特性の中心位相角を制御する位相角可変機構と、前記吸気バルブのリフト及び作動角を制御するリフト・作動角可変機構とから構成されており、

前記可変圧縮比機構は、ピストンストロークを可変制御して前記機械圧縮比と前記機械膨張比を異なった値に調整するピストンストローク可変機構である

ことを特徴とする内燃機関の可変システム。

40

【請求項 9】

請求項 8 に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記リフト・作動角可変機構と前記位相角可変機構は、前記吸気バルブの前記リフト及び前記作動角を変更すると共に前記吸気バルブの閉時期を変更するものであり、

前記吸気バルブ閉時期制御手段は、前記機関トルクが低機関トルクの状態から前記最大機関トルクの状態に増大するにしたがって、前記吸気バルブの前記リフト及び前記作動角

50

を大きくすると共に、前記吸気バルブの前記閉時期を前記吸気下死点より進角側から前記吸気下死点より遅角側に設定し、

前記機械膨張比制御手段は、前記最大機関トルクの状態では前記機械圧縮比に比べて前記機械膨張比の方を大きく設定することを特徴とする内燃機関の可変システム。

【請求項 10】

請求項 9 に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記機械膨張比制御手段は、

前記機関トルクの大きさに拘わらず前記機械圧縮比に比べて前記機械膨張比を大きく設定し、

10

前記機関トルクが前記低機関トルクの状態と前記最大機関トルクの状態では前記機械圧縮比を第 1 の値に設定すると共に、前記機関トルクが前記低機関トルクと前記最大機関トルクの間では、前記機械圧縮比を前記第 1 の値より大きい第 2 の値に設定し、

前記機関トルクが前記低機関トルクの状態と前記最大機関トルクの状態では前記機械膨張比を第 3 の値に設定すると共に、前記機関トルクが前記低機関トルクと前記最大機関トルクの間では、前記機械膨張比を前記第 3 の値より小さい第 4 の値に設定することを特徴とする内燃機関の可変システム。

【請求項 11】

請求項 1 に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記内燃機関は過給機が備えられていることを特徴とする内燃機関の可変システム。

20

【請求項 12】

請求項 11 の内燃機関の可変システムにおいて、

前記過給機はウエストゲート弁を備えるターボチャージャである

ことを特徴とする内燃機関の可変システム。

【請求項 13】

請求項 11 の内燃機関の可変システムにおいて、

前記過給機はウエストゲート弁を備えていないターボチャージャである

ことを特徴とする内燃機関の可変システム。

【請求項 14】

請求項 1 に記載の内燃機関の可変システムにおいて、

前記制御手段は、スロットルバルブをほぼ全開の状態に設定することによって、前記機関トルクを前記最大機関トルクに設定する

ことを特徴とする内燃機関の可変システム。

30

【請求項 15】

ウエストゲート弁を備えた過給機、吸気バルブの閉時期を制御する可変動弁機構、及び機械圧縮比と機械膨張比を制御する可変圧縮比機構を備えた内燃機関に使用され、前記ウエストゲート弁、前記可変動弁機構、及び可変圧縮比機構を制御する制御手段を備えた内燃機関の可変システムであって、

前記制御手段は、少なくとも、機関トルクが中程度の領域と、機関トルクが前記中程度の領域より大きい領域とで、前記可変動弁機構と前記可変圧縮比機構を制御するものであり、更に前記制御手段は、

40

前記機関トルクが中程度の領域では、前記機関トルクの増加に対応して前記機械膨張比を所定の機械膨張比まで減少させると共に、前記機関トルクの増加に対応して前記吸気バルブの前記閉時期を吸気下死点の進角側から遅角側に設定し、

前記機関トルクが前記中程度の領域より大きい領域では、前記機関トルクの増加に対応して前記所定の機械膨張比を増加して前記ウエストゲート弁を開き制御すると共に、前記機関トルクの増加に対応して前記吸気バルブの閉時期を前記吸気下死点から進角側に設定することを特徴とする内燃機関の可変システム。

【請求項 16】

吸気バルブの閉時期を制御する可変動弁機構、及び機械圧縮比と機械膨張比を制御する

50

可変圧縮比機構を制御する制御手段を備えた内燃機関の可変システムの制御方法であって、

機関トルクが小さい第1領域では、前記機械膨張比を第1機械膨張比に維持すると共に前記吸気バルブの閉時期を吸気下死点より進角側に設定し、

前記機関トルクが中程度の第2領域では、前記機関トルクの増加に対応して前記第1機械膨張比を第2機械膨張比まで減少させると共に、前記機関トルクの増加に対応して前記吸気バルブの前記閉時期を前記吸気下死点の進角側から遅角側に設定し、

前記機関トルクが大きい第3領域では、前記機関トルクの増加に対応して前記第2機械膨張比を第3機械膨張比まで増加させると共に、前記機関トルクの増加に対応して前記吸気バルブの閉時期を前記第2領域の場合の遅角側よりも更に遅角側に設定する

ことを特徴とする内燃機関の可変システムの制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は内燃機関の可変システムに係り、特に4サイクル方式の内燃機関で機械圧縮比を制御する可変圧縮比機構、及びバルブタイミングを制御する可変動弁機構を備えた内燃機関の可変システム及びその制御方法に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来の内燃機関においては、内燃機関の幾何学的な圧縮比、つまり機械圧縮比を可変制御する可変圧縮比機構と、実圧縮比を左右する吸気バルブ、排気バルブの開閉時期を可変制御する可変動弁機構との組み合わせによって、内燃機関の動作性能を改善することが提案されている。例えば、特開2002 276446号公報（特許文献1）に記載の内燃機関においては、内燃機関の吸気バルブの閉時期を可変制御する可変動弁機構と、負荷の上昇に伴って機械圧縮比が低下するようにピストン位置の変更によって内燃機関の機械圧縮比を可変制御する可変圧縮比機構とが設けられている。

【0003】

そして、例えば機関起動時に、機械圧縮比をアイドル時相当の高圧縮比に維持したまま、可変動弁機構によりクランクの吸気バルブの閉時期を吸気下死点から離れた時期に設定し、クランク開始後に吸気バルブの閉時期を吸気下死点に近づけることによって、機械圧縮比を高めてあっても実圧縮比を低下することで、クランク中のコンプレッションを低下させるデコンプ作用が得られるようにしている。そのため、クランク回転数が上昇し、更に、クランク開始後に吸気バルブの閉時期を吸気下死点に近づければ、実圧縮比が上昇し、混合気温度の上昇が図れるようになる。

【0004】

この他にも、吸気バルブの閉時期を可変制御する可変動弁機構と、機械圧縮比を可変制御する可変圧縮比機構とを用いて、内燃機関の動作性能を向上する試みがなされているが、ここではこれ以上の説明は省略する。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2002 276446号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

ところで、特許文献1とは別に可変圧縮比機構を用いて、高機関トルクになるほど機械圧縮比を低下させる制御が提案されている。これは、機械圧縮比を低下して耐ノック性を向上させた上で、点火時期を進角させて最大機関トルクを高めるようにすることを狙っているためである。これによって、燃料を増加（気化潜熱の増加）しないで耐ノック性を向上できるので、燃費を改善できる効果が期待できるものである。

10

20

30

40

50

## 【0007】

しかしながら、この方法だと耐ノック性は向上できるが、一方で機械圧縮比が低下すると付随して機械膨張比も低下するので、熱効率が低下して燃費が悪化するだけでなく、排気ガスの温度も高くなるので、最大機関トルク（負荷）付近において、排気系部品（排気管や排気ガス浄化触媒等）の熱害が発生し易くなるといった課題が新たに生じるおそれがある。

## 【0008】

本発明の目的は、機関トルクが最大機関トルク付近まで増加した際に、燃費の悪化を抑制し、しかも排気系部品の熱害を抑制することができる新規な内燃機関の可変システム及びその制御方法を提供することにある。

10

## 【課題を解決するための手段】

## 【0009】

本発明の特徴は、機関トルクが最大機関トルク付近まで増加した際に、可変動弁機構によって吸気バルブの閉時期を吸気下死点より離間させた閉時期に設定すると共に、可変圧縮比機構によって機械膨張比を増大する、ところにある。ここで「離間」とは、吸気バルブの閉時期を吸気下死点に対して遅角側、或いは進角側に移動させることを意味している。

## 【発明の効果】

## 【0010】

本発明によれば、最大機関トルク付近で、吸気バルブの閉時期を吸気下死点より離間させることによって有効圧縮比を低減して耐ノック性を高め、しかも機械膨張比を増大することによって、熱効率の向上（＝燃費の向上）が図れると共に、排気ガスの温度を低下して排気系部品の熱害を抑制することができるようになる。

20

## 【図面の簡単な説明】

## 【0011】

【図1】本発明に係る内燃機関の可変システムの全体概略図である。

【図2】本発明に使用される可変動弁機構の全体斜視図である。

【図3】可変動弁機構による吸気バルブのリフト特性を説明する説明図である。

【図4A】本発明に使用される可変圧縮比機構の構成を示し、最小機械圧縮比に制御されている状態を示す構成図である。

30

【図4B】本発明に使用される可変圧縮比機構の構成を示し、最大機械圧縮比に制御されている状態を示す構成図である。

【図5】本発明の第1の実施形態になる可変システムの制御特性を説明する説明図である。

【図6】図5に示す制御特性を更に詳細に説明するための特性図である。

【図7】図6に示す制御特性を更に説明するためのバルブ特性図である。

【図8】第1の実施形態になる可変システムの制御を実行する制御フローチャートである。

【図9】本発明の第2の実施形態になる可変システムの制御を実行する制御フローチャートである。

40

【図10】本発明の第3の実施形態になる可変システムの制御特性を説明するためのバルブ特性図である。

【図11】本発明の第4の実施形態になる可変システムで使用される可変圧縮比機構の構成を説明する構成図である。

【図12】第4の実施形態になる可変システムの制御特性を説明するための特性図である。

## 【発明を実施するための形態】

## 【0012】

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

50

範囲に含むものである。

【実施例 1】

【0013】

本発明の第1の実施形態になる内燃機関の可変システムについて説明するが、図1は本発明が適用される内燃機関の可変システムの全体の構成を示している。

【0014】

まず、内燃機関の可変システムの基本構成を、図1に基づいて説明すると、シリンダブロックSB内に形成されたシリンダボア内を燃焼圧力などによって上下摺動自在に設けられたピストン01と、シリンダヘッドSHの内部にそれぞれ形成された吸気ポートIP及び排気ポートEPと、シリンダヘッドSHに摺動自在に設けられて吸、排気ポートIP、EPの開口端を開閉する一気筒当たりそれぞれ一対の吸気バルブ4及び排気バルブ5とを備えている。

10

【0015】

ピストン01は、クランクシャフト02に後述するロアリンク42とアッパリンク43とからなるコンロッド03を介して連結されていると共に、冠面とシリンダヘッドSHの下面との間に燃焼室04を形成している。また、シリンダヘッドSHのほぼ中央には、点火栓05が設けられている。

【0016】

吸気ポートIPは図示しないエアクリーナと接続されており、過給機であるターボチャージャ70のコンプレッサ71から、電制スロットルバルブ72を介して吸入空気が供給されている。電制スロットルバルブ72は、コントローラ22によって制御されており、基本的にはアクセルペダルの踏込量に対応してその開度が制御されるものである。

20

【0017】

また、排気ポートEPは、ターボチャージャ70のタービン73を介して排気ガス浄化触媒74、マフラ75を介して排気ガスを大気に放出している。ここで、タービン73の上流と下流は排気バイパス通路76によって接続されており、排気バイパス通路76の途中に電制ウエイストゲート弁77が配置されている。この電制ウエイストゲート弁77は、タービン73に流入する排気ガスの量を調整するものであり、これによってコンプレッサ71の過給圧が調整されるものである。

【0018】

更に、この内燃機関には、図1及び図2に示すように、吸気バルブ4のバルブリフト及び作動角（開期間）を制御する「リフト・作動角可変機構」としての第1可変動弁機構（吸気VEL）1と、吸気バルブ4のバルブリフトの中心位相角を制御する「位相角可変機構」である第2可変動弁機構（吸気VTC）2と、筒内の機械圧縮比C（機械膨張比Eと同じ）を制御する「ピストンストローク可変機構」である可変圧縮比機構（VCR）3とが設けられている。

30

【0019】

第1可変動弁機構1は、吸気バルブ4のバルブリフト及び作動角（開期間）を制御することによって吸気バルブ4の閉時期を変更して有効圧縮比を変化させる吸気バルブ閉時期可変機構として構成されており、具体的構造としては、本出願人が先に出願した例えば「特開2003-172112号公報」などに記載されたものと同様である。

40

【0020】

図2に基づきその概略を説明すると、シリンダヘッドSHの上部の軸受に回転自在に支持された中空状の駆動軸6と、駆動軸6の外周面に圧入等により固設された偏心回転カムである駆動カム7と、駆動軸6の外周面に揺動自在に支持されて、吸気バルブ4の上端部に配設されたバルブリフター8の上面に摺接して吸気バルブ4を開作動させる2つの揺動カム9と、駆動カム7と揺動カム9との間に介装されて、駆動カム7の回転力を揺動運動に変換して揺動カム9に揺動力として伝達する伝達機構とを備えている。

【0021】

駆動軸6は、一端部に設けられたタイミングスプロケット30を介してクランクシャフ

50

ト 0 2 から図示しないタイミングチェーンによって回転力が伝達されており、この回転方向は図 2 中、矢印 R d 方向に設定されている。駆動カム 7 は、ほぼリング状を呈し、内部軸方向に形成された駆動軸挿通孔を介して駆動軸 6 に貫通固定されていると共に、カム本体の軸心が駆動軸 6 の軸心から径方向へ所定量だけオフセットしている。

**【 0 0 2 2 】**

揺動カム 9 は、図 2 に示すように、同一形状のほぼ雨滴状を呈し、円環状のカムシャフト 1 0 の両端部に一体的に設けられていると共に、カムシャフト 1 0 が内周面を介して駆動軸 6 に回転自在に支持されている。また、下面にカム面が形成され、カムシャフト 1 0 の軸側の基円面と、この基円面からカムノーズ部側に円弧状に延びるランプ面と、このランプ面からカムノーズ部の先端側に有する最大リフトの頂面に連なるリフト面が形成されており、基円面とランプ面及びリフト面が、揺動カム 9 の揺動位置に応じて各バルブリフター 8 の上面の所定位置に当接するようになっている。

10

**【 0 0 2 3 】**

伝達機構は、駆動軸 6 の上方に配置されたロッカアーム 1 1 と、ロッカアーム 1 1 の一端部 1 1 a と駆動カム 7 とを連係するリンクアーム 1 2 と、ロッカアーム 1 1 の他端部 1 1 b と揺動カム 9 とを連係するリンクロッド 1 3 とを備えている。ロッカアーム 1 1 は、中央に有する筒状の基部が支持孔を介して後述する制御カムに回転自在に支持されていると共に、一端部 1 1 a がピン 1 4 によってリンクアーム 1 2 に回転自在に連結されている一方、他端部 1 1 b がリンクロッド 1 3 の一端部にピン 1 5 を介して回転自在に連結されている。

20

**【 0 0 2 4 】**

リンクアーム 1 2 は、比較的大径な円環状の基部 1 2 a の中央位置に駆動カム 7 のカム本体が回転自在に嵌合する嵌合孔が形成されている一方、突出端 1 2 b がピン 1 4 によってロッカアーム一端部 1 1 a に連結されている。リンクロッド 1 3 は、他端部がピン 1 6 を介して揺動カム 9 のカムノーズ部に回転自在に連結されている。また、駆動軸 6 の上方位置に同じ軸受部材に制御軸 1 7 が回転自在に支持されていると共に、制御軸 1 7 の外周にロッカアーム 1 1 の支持孔に摺動自在に嵌入されて、ロッカアーム 1 1 の揺動支点となる制御カム 1 8 が固定されている。

**【 0 0 2 5 】**

制御軸 1 7 は、駆動軸 6 と並行に機関前後方向に配設されていると共に、駆動機構 1 9 によって回転制御されている。一方、制御カム 1 8 は、円筒状を呈し、軸心位置が制御軸 1 7 の軸心から所定分だけ偏倚している。駆動機構 1 9 は、図示しないハウジングの一端部に固定された電動モータ 2 0 と、ハウジングの内部に設けられて電動モータ 2 0 の回転駆動力を制御軸 1 7 に伝達する伝達手段 2 1 とから構成されている。電動モータ 2 0 は、比例型の DC モータによって構成され、機関運転状態を検出するエンジンコントロールユニットとしてのコントローラ 2 2 からの制御信号によって駆動するようになっている。

30

**【 0 0 2 6 】**

伝達手段 2 1 は、電動モータ 2 0 の駆動シャフトとほぼ同軸上に配置されたボール螺子軸 2 3 と、ボール螺子軸 2 3 の外周に螺合する移動部材であるボールナット 2 4 と、制御軸 1 7 の一端部に直径方向に沿って連結された連係アーム 2 5 と、連係アーム 2 5 とボールナット 2 4 とを連係するリンク部材 2 6 とから主として構成されている。ボール螺子軸 2 3 は、両端部を除く外周面全体に所定幅のボール循環溝が螺旋状に連続して形成されていると共に、一端部に結合された電動モータ 2 0 の駆動シャフトの回転駆動力が伝達されるようになっている。

40

**【 0 0 2 7 】**

ボールナット 2 4 は、内周面にボール循環溝と共同して複数のボールを転動自在に保持するガイド溝が螺旋状に連続して形成され、各ボールを介してボール螺子軸 2 3 の回転運動をボールナット 2 4 に直線運動に変換しつつ軸方向の移動力が付与されるようになっている。また、駆動軸 6 の回転角度を検出する駆動軸角度センサ 2 8 と、制御軸 1 7 の回転角度を検出する回転角度センサ 2 9 が設けられている。

50

## 【0028】

次に、第2可変動弁機構2は、図2に示すように、駆動軸6の前端部に設けられたスプロケット30と、このスプロケット30と駆動軸6とを、所定の角度範囲内において相対的に回転させる位相制御用油圧アクチュエータ32と、から構成されている。スプロケット30は、図示せぬタイミングチェーンもしくはタイミングベルトを介して、クランクシャフトに連動している。

## 【0029】

位相制御用油圧アクチュエータ32への油圧供給は、同じコントローラ22からの制御信号に基づき、図示しない第2油圧制御部によって制御されている。この位相制御用油圧アクチュエータ32への油圧制御によって、スプロケット30と駆動軸6とが相対的に回転し、リフト特性の中心位相が遅角、或いは進角する。つまり、リフト特性の曲線自体は変わらずに、全体が進角もしくは遅角する。また、この変化も、連続的に得ることができる。第2可変動弁機構2としては、油圧式のものに限られず、電動モータや電磁式アクチュエータを利用したものなど、種々の構成が可能である。これらの構成も良く知られたものであるので、これ以上の説明は省略する。

## 【0030】

更に図1及び図2にある通り、コントローラ(=制御手段)22は、現在の内燃機関の回転数N(rpm)をクランク角から検出するクランク角センサからの出力信号や、エアフローメータからの吸入空気量(負荷)、その他、アクセル開度センサ、車速センサ、ギア位置センサ、機関本体の温度を検出する機関冷却水温センサ31、さらには大気湿度センサから吸気管内の湿度などの各種情報信号から現在の機関状態を検出している。

## 【0031】

また、駆動軸6の回転角度を検出する駆動軸角度センサ28や制御軸17の回転角度センサ29からの検出信号を入力するようになっており、クランク角センサと駆動軸角度センサ28からの信号によって後述するスプロケット30と駆動軸6との相対回転位置、つまり位相可変機構2の位置を検出するようになっている。また、制御軸17の回転角度センサ29からの情報信号によって第1可変動弁機構1の位置を検出するようになっている。

## 【0032】

図3には、第1可変動弁機構1と第2可変動弁機構2のリフト・作動角の変化状態を示している。第1可変動弁機構1によれば、吸気バルブリフトは最小リフトL1から、第1中間リフトL2、第2中間リフトL3、及び最大リフトL4まで変化することができ、これに対応して開弁期間である作動角は、最小作動角D1から、第1中間作動角D2、第2中間作動角D3、及び最大作動角D4まで変化することができるものである。

## 【0033】

また、これとは別に第2可変動弁機構2は、夫々のリフト特性(L1~L4)を維持したまま作動角を変更しないで、リフト特性を全体的に進角側、或いは遅角側に移動して、中心位相角を調整することができるものである。

## 【0034】

次に、可変圧縮比機構3について図1及び図4A及び図4Bを用いて説明する。尚、図4Aは、最小機械圧縮比での圧縮上死点のピストン位置を示し、図4Bは、最大機械圧縮比での圧縮上死点のピストン位置を示している。また、排気上死点の位置についても、最小機械圧縮比、及び最大機械圧縮比の両方とも、排気上死点のピストン位置は図4A、図4Bに示す圧縮上死点のピストン位置と一致している。

## 【0035】

この可変圧縮比機構3は、クランク角360°で1サイクルとなる機構なので、原理的に圧縮上死点のピストン位置と排気上死点のピストン位置とは一致するようになっている。また、同様の理由で、吸気下死点のピストン位置と膨張下死点のピストン位置も一致する。これは、吸気下死点のピストン位置から圧縮上死点のピストン位置に至る間の圧縮ストロークと、圧縮上死点のピストン位置から膨張下死点のピストン位置に至る間の膨張ス

10

20

30

40

50

トロークも常に一致することを意味する。したがって、機械圧縮比  $C$  と機械膨張比  $E$  も原理的に一致するものである。

【0036】

可変圧縮比機構3は、先に従来技術として述べた特許文献1に記載されたものと同様な構成である。その構造を簡単に説明すると、クランクシャフト02は、複数のジャーナル部40とクランクピン部41とを備えており、シリンダブロックSBの主軸受に、ジャーナル部40が回転自在に支持されている。クランクピン部41は、ジャーナル部40から所定量偏心しており、ここに第2リンクとなるロアリンク42が回転自在に連結されている。ロアリンク42は、左右の2部材に分割可能に構成されるとともに、略中央の連結孔に前記クランクピン部41が嵌合している。

10

【0037】

第1リンクとなるアッパリンク43は、下端側が連結ピン44によりロアリンク42の一端に回動可能に連結され、上端側がピストンピン45によりピストン01に回動可能に連結されている。第3リンクとなるコントロールリンク46は、上端側が連結ピン47によりロアリンク42の他端に回動可能に連結され、下端側が制御シャフト48を介して機関本体の一部となるシリンダブロックSBの下部に回動可能に連結されている。

【0038】

制御シャフト48は、回転可能に機関本体に支持されていると共に、その回転中心から偏心している偏心カム部48aを有し、この偏心カム部48aにコントロールリンク46下端部が回転可能に嵌合している。制御シャフト48は、コントローラ22からの制御信号に基づき、電動モータを用いた圧縮比制御アクチュエータ49によって回動位置が制御される。

20

【0039】

このような複リンク式ピストン-クランク機構を用いた可変圧縮比機構3においては、制御シャフト48が圧縮比制御アクチュエータ49によって回動されると、偏心カム部48aの中心位置、特に、機関本体に対する相対位置が変化する。これにより、コントロールリンク46の下端の揺動支持位置が変化する。そして、コントロールリンク46の揺動支持位置が変化する、ピストン01のストロークが変化し、図4A、図4Bに示すように、ピストン上死点におけるピストン01の位置が高くなったり低くなったりする。これにより、機械圧縮比  $C$  を変えることが可能となる。

30

【0040】

この機械圧縮比  $C$  は、ピストン01のストロークによる燃焼室の容積変化のみで決まる幾何学的な圧縮比であって、ピストン01の吸気行程下死点における筒内容積とピストン01の圧縮行程上死点における筒内容積の比である。図4Aは最小機械圧縮比の状態を示し、図4Bは最大機械圧縮比の状態をそれぞれ示しているが、これらの中で圧縮比を連続的に変化させることができる。

【0041】

ここで、ピストン圧縮上死点における筒内容積を  $V_0$ 、行程容積を  $V$  としたとき、ピストン下死点における筒内容積は  $(V_0 + V)$  となるので、機械圧縮比  $C$  は、 $C = (V_0 + V) / V_0 = V / V_0 + 1$  と表せる。この考え方から、図4Aに示す最小機械圧縮比  $M_{in} C$  (= 最小機械膨張比  $M_{in} E$ ) は、 $M_{in} C = V_1 / V_0 + 1$  (例えば、 $M_{in} C = 9$ ) となり、図4Bに示す最大機械圧縮比  $M_{ax} C$  (= 最大機械膨張比  $M_{ax} E$ ) は、 $M_{ax} C = V_2 / V_0 + 1$  (例えば、 $M_{ax} C = 15$ ) となる。

40

【0042】

ところで、上述した「発明が解決しようとする課題」にあるように、可変圧縮比機構3を備えた内燃機関においては、高機関トルクになるほど機械圧縮比  $C$  を低下させる制御が提案されている。これは、機械圧縮比  $C$  を低下して耐ノック性を向上させた上で、点火時期を進角させて最大トルクを高めるようにすることを狙っているためである。これによって、燃料を増加(気化潜熱の増加)しないで耐ノック性を向上できるので燃費を改善できる効果が期待できるものである。

50

## 【 0 0 4 3 】

しかしながら、機械圧縮比  $C$  が低下すると付随して機械膨張比  $E$  も低下するようになるので、その結果、熱効率が低下して燃費が悪化するだけでなく、排気ガスの温度も高くなるので、最大機関トルク（負荷）付近において、排気系部品の熱害が発生し易くなるといった課題が新たに生じるようになる。

## 【 0 0 4 4 】

このような課題を解決するため、本実施形態では以下に説明する制御方式を提案するものである。次に、このような第1可変動弁機構1、第2可変動弁機構2、及び可変圧縮比機構3を有する内燃機関であって、運転領域（機関トルク）が変化した場合の第1可変動弁機構1、第2可変動弁機構2、及び可変圧縮比機構3の制御動作について説明する。

10

## 【 0 0 4 5 】

図5は機関トルクと回転数  $N$  による運転領域の区分を示しており、低機関トルクの低負荷領域 ( $T a \sim T b$ )、中機関トルクの中負荷領域 ( $T b \sim T c$ )、高機関トルクの高負荷領域 ( $T c \sim T d$ ) に区分されている。尚、この区分は便宜的に3領域に分割したものであるが、これ以上の領域に分割することも可能であり、また、回転数  $N$  を複数の領域毎に設定することも可能である。

## 【 0 0 4 6 】

ここで、本実施形態では、機関トルクはアクセルペダルの踏込量と相関しているので、アクセルペダルの踏込量から機関トルクを推定するようにしている。また、回転数  $N$  はアイドル回転状態などを想定した  $N_{min}$  から、最大出力状態などを想定した  $N_{max}$  まで変化するように設定されている。したがって、検出された回転数  $N$  とアクセルペダルの踏込量（機関トルク）によって、現在の運転状態がどの領域に属しているかが判断できる。

20

## 【 0 0 4 7 】

図5にあるように、低負荷領域 ( $T a \sim T b$ ) では機械圧縮比  $C$ 、及び機械膨張比  $E$  は高い値に設定され、中負荷領域 ( $T b \sim T c$ ) では機械圧縮比  $C$ 、及び機械膨張比  $E$  は負荷の上昇に伴って減少する値に設定され、高負荷領域 ( $T c \sim T d$ ) では機械圧縮比  $C$ 、及び機械膨張比  $E$  は急増する値に設定されている。これらについては、図6の (b)、(c) に詳しく記載されているので、図6で詳しく説明する。

## 【 0 0 4 8 】

尚、低負荷領域と中負荷領域との間の境界部分、及び中負荷領域と高負荷領域との間の境界部分は、境界トルク値 ( $T b$ 、 $T c$ ) が回転数  $N$  によって変化しないように図示しているが、回転数  $N$  に応じて異なるトルクに設定しても差し支えないものである。また、駆動系などの耐久性保証のために設定された最大トルク値 ( $T d$ ) も、回転数  $N$  によって変化しないように図示しているが、回転数  $N$  に応じて異なるトルク値に設定しても差し支えないものである。

30

## 【 0 0 4 9 】

そして、図6には、本実施形態によって制御される機関トルク領域毎の制御パラメータの制御特性を示している。本実施形態ではこの制御パラメータの制御特性が得られるように、第1可変動弁機構1、第2可変動弁機構2、及び可変圧縮比機構3を制御するものである。ここで、機関トルクの大きさ ( $T a \sim T d$ ) に対応して、(a) は過給圧の変化を示し、(b) は機械圧縮比  $C$  の変化を示し、(c) は機械膨張比  $E$  の変化を示し、(d) は吸気バルブの開時期の変化を示し、(e) は吸気バルブの開時期の変化を示している。

40

## 【 0 0 5 0 】

尚、ここで本実施形態では、低負荷領域では、機械圧縮比  $C$  を「1.5」、機械膨張比  $E$  を「1.5」とする制御特性を採用し、中負荷領域では、機関トルクの増加に対応して機械圧縮比  $C$  を「1.5」「0.9」、機械膨張比  $E$  を「1.5」「0.9」のように減少する制御特性を採用し、高負荷領域では機関トルクの増加に対応して機械圧縮比  $C$  を「0.9」「1.5」、機械膨張比  $E$  を「0.9」「1.5」のように増加する制御特性を採用している。以下、夫々の負荷領域毎の制御特性について説明する。

## 【 0 0 5 1 】

50

### 低負荷領域 $T_a \sim T_b$

先ず、アクセル開度 (= アクセルペダル踏込量) の小さい低負荷領域 ( $T_a \sim T_b$ ) では、過給圧は  $P_a$  から  $P_b$  の間に維持されている。そして、可変圧縮比機構 3 は、図 6 の (b) に示す最大機械圧縮比  $M_{ax} C$ 、及び (c) に示す最大機械膨張比  $M_{ax} E$  になるように制御される。図 6 に示すように、これらの最大機械圧縮比  $M_{ax} C$ 、及び最大機械膨張比  $M_{ax} E$  の値は、例えば「15」程度の一定の機械圧縮比  $C$  と機械膨張比  $E$  に制御されるものである。

#### 【0052】

また、低負荷領域 ( $T_a \sim T_b$ ) では、図 6 の (d) に示すように、吸気バルブの開時期  $IVC$  は、 $IVC_a \sim IVC_b$  のように吸気下死点  $BDC$  前の早い時期に制御される。更に、図 6 の (e) に示すように、吸気バルブの開時期  $IVO$  は、 $IVO_a \sim IVO_b$  のように略上死点  $TDC$  付近に制御される。

#### 【0053】

このような、バルブタイミングは図 7 の (a) に示すように、第 1 可変動弁機構 1 と第 2 可変動弁機構 2 の組み合わせにより実現することができる。すなわち、機関トルク  $T_a$  においては、第 1 可変動弁機構 1 によって最小リフト  $L_1$  / 作動角  $D_1$  とし、第 2 可変動弁機構 2 によって中心位相角  $\theta$  を最進角  $\alpha$  に制御することで、吸気バルブの開時期  $IVO$  は上死点  $TDC$  付近の開時期  $IVO_a$  とされ、吸気バルブの開時期  $IVC$  は吸気下死点  $BDC$  より充分進角した閉時期  $IVC_a$  となる。

#### 【0054】

このように吸気バルブを開時期  $IVC_a$  のように早く閉じることより、スロットルバルブを大きく開いて小さな機関トルク  $T_a$  とすることで、ポンプ損失を低減して燃費を向上できる効果を得ることができる。

#### 【0055】

次に、アクセルペダルを踏み込んで、機関トルクが機関トルク  $T_b$  に増加すると、図 7 の (b) に示すように、第 1 可変動弁機構 1 によって最小リフト  $L_1$  よりやや大きい第 1 中間リフト  $L_2$  / 作動角  $D_2$  とし、更に第 2 可変動弁機構 2 によって最進角  $\alpha$  よりやや遅角した中心位相角  $\theta$  に制御する。これによって、吸気バルブの開時期  $IVO$  は上死点  $TDC$  付近の開時期  $IVO_b$  ( $IVO_a$ ) とされ、閉時期  $IVC$  は吸気下死点  $BDC$  よりやや進角した閉時期  $IVC_b$  とされる。このように吸気バルブを開時期  $IVC_b$  のように早く閉じることより、スロットルバルブを大きく開いて小さな機関トルク  $T_b$  とすることで、低機関トルク  $T_a$  の場合と同様に、ポンプ損失を低減し燃費を向上できる。

#### 【0056】

ここで、低負荷領域 ( $T_a \sim T_b$ ) においては、吸気バルブの開時期  $IVO$  は  $IVO_a$  と  $IVO_b$  に示すようにほぼ変化がないため、オーバーラップ期間中に取り込まれる内部  $EGR$  量が安定するので、低負荷領域 ( $T_a \sim T_b$ ) の間で過渡的な変化があったとしても、内部  $EGR$  量が変動しなくなっているため、安定した燃焼を実現できるようになる。

#### 【0057】

更に重要なことは、低負荷領域 ( $T_a \sim T_b$ ) の間において、機械圧縮比  $C$  が「15」といった大きな値に制御されているので、吸気バルブを早く閉じるように吸気バルブの開時期  $IVC$  を早くすることによる圧縮上死点での温度 (有効圧縮比) の低下が相殺でき、これによって一層良好な燃焼を実現できるようになる。加えて、機械膨張比  $E$  も「15」といった大きな値となっているので、膨張仕事が増加して理論熱効率も向上するので、低負荷領域 ( $T_a \sim T_b$ ) の燃費を著しく向上できるようになる。

#### 【0058】

### 中負荷領域 $T_b \sim T_c$

次に、アクセルペダルが更に踏み込まれた中負荷領域 ( $T_b \sim T_c$ ) では、吸気バルブの開時期  $IVC$  を閉時期  $IVC_b$  から吸気下死点  $BDC$  に近づけていくと、充填効率が高まり機関トルク  $T_b$  を越えて更に機関トルクが増加していく。ここで、吸気バルブの開時期  $IVO$  は上死点  $TDC$  付近の開時期  $IVO$  に設定されているので、開時期  $IVO_b \sim$  開時期

10

20

30

40

50

I V O c のようにほぼ一定とされているため、内部 E G R 量の変化は抑制されて燃焼の安定性が確保されている。

【 0 0 5 9 】

次に、アクセルペダルを踏み込んで、機関トルクが機関トルク  $T_c$  に増加すると、図 7 の (c) に示すように、第 1 可変動弁機構 1 によって第 1 中間リフト  $L_2$  より大きい第 2 中間リフト  $L_3$  / 作動角  $D_3$  とし、更に第 2 可変動弁機構 2 によって中心位相角  $b$  より遅角した中心位相角  $c$  に制御する。これによって、吸気バルブの開時期 I V O は上死点  $T_{DC}$  付近の開時期 I V O c ( I V O a、I V O b ) とされ、閉時期 I V C は吸気下死点  $B_{DC}$  よりやや遅角した閉時期 I V C c とされる。

【 0 0 6 0 】

そして、機関トルクが増加することにより、排気ガス量が増加してターボチャージャ 70 のタービン 73 の回転数が高まり、これによってコンプレッサ 71 による吸気管圧 ( 過給圧 ) が上昇し始める。ここで、機械圧縮比  $C$  が大きいままだと、ノッキングの発生が懸念されるので、図 6 の (b) に示すように、中負荷領域 (  $T_b \sim T_c$  ) では機械圧縮比  $C$  を「 1.5 」から「 9 」に次第に低下させていくように制御する。更に、これに付随して図 6 の (c) に示すように、中負荷領域 (  $T_b \sim T_c$  ) では機械圧縮比  $C$  の低下に伴って機械膨張比  $E$  も「 1.5 」から「 9 」に次第に低下されていくようになる。

【 0 0 6 1 】

そして、図 6 の (d) にある中負荷領域 (  $T_b \sim T_c$  ) に示すように、機関トルクの増加に合わせて吸気バルブの閉時期 I V C を次第に遅角していき、閉時期 I V C が吸気下死点  $B_{DC}$  を少し超えた閉時期 I V C c に達すると、充填効率はかなり高まり過給圧も高くなる。この状態ではノッキングが発生し易いので、ここでは、機械圧縮比  $C$  (= 機械膨張比  $E$ ) を「 9 」付近まで大きく低下させることで、ノッキングを防止するようにしている。

【 0 0 6 2 】

高負荷領域  $T_c \sim T_d$

次に、アクセルペダルが更に踏み込まれた高負荷領域 (  $T_c \sim T_d$  ) では、スロットルバルブが大きな開度 (例えば、80% 開度相当) から全開となると、充填効率は更に上昇すると共に、排気ガス量が増加するので、タ - チャージャ 70 のコンプレッサ 71 の回転が上昇して過給圧が増加して駆動系の耐久性保証などのために設定された最大機関トルク  $T_d$  に達し、更にはこの最大機関トルク  $T_d$  を越えてしまう恐れも出てくる。

【 0 0 6 3 】

この場合、通常の一一般的な制御においては、ウエイストゲート弁 77 を大きく開き、かなりの排気ガスがタ - ボチャージャに流れないようにバイパスさせることで、タ - ボチャージャ 70 による過給圧の上昇を抑制している。これによって最大機関トルク  $T_d$  を超えないように制御することができるが、この場合は、機械膨張比  $E$  が大きく低下しているので、熱効率が低下し燃費が悪化するだけでなく、排気ガスの温度が高まることで機関最大トルク  $T_d$  付近において排気系部品の熱害が発生しやすくなる、といった問題が惹き起こされる恐れがある。ここで、ウエイストゲート弁 77 を開いていると、熱容量があり冷却効果を持つターボチャージャ 70 を経ずに、高温排気ガスが直接的に排気系部品に作用することを意味し、一層熱害が顕著になる恐れがあるのである。

【 0 0 6 4 】

この場合の機関最大トルク付近とは、例えばスロットルバルブの開度が 80% 以上の場合を指すものである。

【 0 0 6 5 】

一方、排気ガスの温度を下げるために混合気濃度を濃くする (燃料冷却) ことも考えられるが、この場合は燃費が悪化するという課題が発生する。あるいは、最大機関トルク  $T_d$  に抑えるために、点火時期を遅角することも可能であるが、この場合は燃焼位相が遅れるので排気ガス温度が更に上昇して排気系部品に高温の排気ガスが流れるので、熱害が一層悪化するという課題が発生する。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 6 6 】

これに対して、本実施形態では、機関トルクが駆動系の耐久性保証のために設定された最大機関トルク  $T_d$  に達する場合には、ウエイストゲ - ト弁 73 は開放せず（或いはウエイストゲ - ト弁 73 を設けず）、図 6 の (d) に示すように、吸気バルブの閉時期  $IVC$  を閉時期  $IVC_d$  まで急激に大きく遅角させて、吸気充填効率を低下させると共に、機械圧縮比  $C$ （= 機械膨張比  $E$ ）を、例えば「15」まで増加させるように制御している。

## 【 0 0 6 7 】

つまり、アクセルペダルを踏み込んでスロットルバルブが全開付近まで開かれ、機関トルクが最大機関トルク  $T_d$  に増加すると、図 7 の (d) に示すように、第 1 可変動弁機構 1 によって第 2 中間リフト  $L_3$  より大きい最大リフト  $L_4$  / 作動角  $D_4$  とし、更に第 2 可変動弁機構 2 によって中心位相角  $c$  より大きく遅角した中心位相角  $d$  に制御する。これによって、吸気バルブの開時期  $IVO$  は上死点  $TDC$  付近の開時期  $IVO_d$ （ $IVO_a$ 、 $IVO_b$ 、 $IVO_c$ ）とされ、閉時期  $IVC$  は吸気下死点  $BDC$  より大きく遅角した閉時期  $IVC_d$  とされて吸気充填効率を低下させることができる。

## 【 0 0 6 8 】

これにより、ウエイストゲ - ト弁 73 を開放せずとも機関トルクを最大機関トルク  $T_d$  付近に抑制でき、また、吸気バルブの閉時期  $IVC$  を吸気下死点  $BDC$  より大きく遅角された閉時期  $IVC_d$  とすることによって、有効圧縮比（実圧縮比）を低減して耐ノック性を高めることができるようになる。また、大きな機械膨張比  $E_d$ （= 15）とすることにより、熱効率（= 燃費）を向上することができ、更には排気ガス温度を低下させることができるようになる。これによって、最大機関トルク  $T_d$  付近で、排気系部品の熱害を抑制しつつ、良好な燃費を得ることができるようになる。

## 【 0 0 6 9 】

したがって、機関トルクの低減あるいは耐ノック性を高めるための過度な点火時期の遅角化による排気ガス温度の上昇や燃費の悪化を招くことがなく、また、排気ガス温度を低下するために燃料リッチ化による燃費の悪化を招くことがないものである。更に、吸気バルブの閉時期  $IVC$  を吸気下死点  $BDC$  より大きく遅らせた閉時期  $IVC_d$  としたことにより、充填効率は低下するものの、耐ノック性の向上によるトルク増加に加え、大きな機械膨張比  $E_d$  によるトルク増加（燃焼仕事の増加）が得られるので、最大トルク値の低下（例えば、意図せぬトルクの落ち込み）を抑制し、目標の最大機関トルク  $T_d$  を確保できるという複合効果を得ることもできる。

## 【 0 0 7 0 】

以上のように、本実施形態では、機関トルクの増加に対応して、吸気バルブの開時期  $IVO$  は、上死点  $TDC$  付近でほぼ一定に設定している。これに対して、吸気バルブの閉時期  $IVC$  は、所定の第 1 領域（低負荷領域）、及び第 2 領域（中負荷領域）までは吸気下死点  $BDC$  より進角した位相角から吸気下死点  $BDC$  より遅角した位相角まで次第に遅角され、所定の第 3 領域（高負荷領域）では、第 2 領域に比べて吸気下死点  $BDC$  より更に大きく位相角が遅角される特性となっている。

## 【 0 0 7 1 】

この時、機械圧縮比  $C$ （= 機械膨張比  $E$ ）は、第 1 領域ではほぼ一定の大きな値に設定され、第 2 領域では機関トルクの増加に合わせて次第に小さく制御されていき、第 3 領域では、機関トルクの増加に合わせて急激に大きく制御するようにその特性が設定されている。このように制御することによって、最大機関トルク付近で、吸気バルブの閉時期を吸気下死点  $BDC$  より遅角させることによって、有効圧縮比を低減して耐ノック性を高め、しかも機械膨張比  $E$  を増大することによって、熱効率の向上（= 燃費の向上）が図れると共に、排気ガス温度を低下して排気系部品の熱害を抑制することができるようになるものである。

## 【 0 0 7 2 】

次に、本実施形態による第 1 可変動弁機構 1、第 2 可変動弁機構 2、及び可変圧縮比機構 3 の制御フローを図 8 に基づき簡単に説明する。図 8 は所定時間毎に到来する起動タイ

ミングによって起動が行われ、所定の全制御ステップが実行されると、再び次の起動タイミングの到来によって起動される制御フローである。

【 0 0 7 3 】

図 8 において、ステップ S 1 0 においては、目標機関トルクを推定する為、内燃機関の回転数  $N$  やアクセル開度を読み込むものである。尚、機関トルクの推定には、これらの運転情報以外の運転情報を用いることができるので、必要に合わせて適宜使用すれば良いものである。回転数  $N$  やアクセル開度の読み込みが完了するとステップ S 1 1 に移行する。

【 0 0 7 4 】

ステップ S 1 1 では、読み込んだ回転数  $N$  やアクセル開度に基づいて、所定の演算式やマップを利用して目標トルク  $T$  を演算する。この目標トルク  $T$  は、図 5 に示す運転領域を判断するものであり、しかも図 6 に示す機関トルクに対応して第 1 可変動弁機構 1、第 2 可変動弁機構 2、及び可変圧縮比機構 3 の制御量の演算に使用されるものである。目標機関トルク  $T$  が求まるとステップ S 1 2 に移行する。

【 0 0 7 5 】

ステップ S 1 2 では、第 1 可変動弁機構 1 の制御量を図 6 の特性に合わせて演算する。この場合は基本的には吸気バルブのリフト特性を決めるものである。図 7 にあるように機関トルクの大きさによってバルブリフトが決定されるものである。これらの制御特性は、機関トルクをパラメータとするマップに記憶されており、適合作業(マッチング)によって適切な値が設定されている。また、以下に説明する第 2 可変動弁機構 2、可変圧縮比機構 3 の制御特性も、同様な手法でマップに記憶されている。バルブリフトが決定されるとステップ S 1 3 に移行する。

【 0 0 7 6 】

ステップ S 1 3 では、第 2 可変動弁機構 2 の制御量を図 6 の特性に合わせて演算する。この場合は基本的には吸気バルブの中心位相角を決めるものである。図 7 にあるように機関トルクの大きさによって中心位相角が決定されるものである。この場合、第 1 可変動弁機構 1 と協調して図 7 に示す吸気バルブの開時期  $IV O$  と閉時期  $IV C$  が得られるように中心位相角が決定される。中心位相角が決定されるとステップ S 1 4 に移行する。

【 0 0 7 7 】

ステップ S 1 4 では、可変圧縮比機構 3 の制御量を図 6 の特性に合わせて演算する。この場合は図 4 A、図 4 B に示すように基本的にはピストンストローク特性を決めるものである。ピストンストローク特性が決定されるとステップ S 1 5 に移行する。

【 0 0 7 8 】

ステップ S 1 5 では、ステップ S 1 2、S 1 3、S 1 4 で求められた第 1 可変動弁機構 1、第 2 可変動弁機構 2、及び可変圧縮比機構 3 の制御量に基づき、図 6 及び図 7 に示す制御特性になるように、第 1 可変動弁機構 1、第 2 可変動弁機構 2、及び可変圧縮比機構 3 を駆動制御するものである。この駆動制御が終了するとリターンに抜けて再び起動タイミングが到来するまで待機状態となるものである。

【 0 0 7 9 】

尚、図 5、図 6 において、機関トルク  $T c$  と機関トルク  $T d$  をほぼ一致させ、すなわち高負荷領域を特に設けず、僅かな時間差をもって、機械膨張比  $E c$  から機械膨張比  $E d$  へ移行し、同様に閉時期  $IV C c$  から閉時期  $IV C d$  へと移行させることも可能である。

【 実施例 2 】

【 0 0 8 0 】

次に本発明の第 2 の実施形態について図 9 を用いて説明する。上述した実施形態では、機関トルクが駆動系の耐久性保証のために設定された最大機関トルク  $T d$  に達する場合には、ウエイストゲ - ト弁 7 3 を閉じ制御する方法を提案したが、本実施形態では、最大機関トルク  $T d$  付近でウエイストゲ - ト弁 7 7 を開き制御する点で異なっている。更に、最大機関トルク  $T d$  での吸気バルブの閉時期  $IV C$  は、遅角側の閉時期  $IV C d$  ではなくて

10

20

30

40

50

進角側の閉時期  $I V C d a d$  となっている点で異なっている。尚、閉時期  $I V C d a d$  は、低負荷領域の閉時期  $I V C a$  とほぼ同一の特性となっている。

【0081】

ここで、最大機関トルク  $T d$  での吸気バルブの閉時期  $I V C$  は、吸気下死点  $B D C$  を基準にして、第1の実施形態にあるように遅角側に設定する場合と、本実施形態にあるように進角側に設定する場合がある。このため、本発明では遅角側に設定した閉時期  $I V C d$  と進角側に設定した閉時期  $I V C d a d$  を合せて、「吸気下死点  $B D C$  から離間した閉時期  $I V C$ 」と上位概念で表すことができる。

【0082】

次に図9において、本実施形態の詳細な制御フローを説明する。尚、図8と同じ参照番号は同じ制御ステップを表しているので、説明は省略する。

10

【0083】

ステップ  $S 10$ 、 $S 11$  の処理を完了すると、ステップ  $S 16$  ではステップ  $S 11$  で求めた目標となる機関トルク  $T$  が最大機関トルク  $T d$  に達したかどうかを判定している。機関トルク  $T$  が最大機関トルク演算  $T d$  に達していなければステップ  $S 12$  に移行して、図8に示す制御を実行するが、この時の制御は図8で説明しているので省略する。一方、機関トルク  $T$  が最大機関トルク演算  $T d$  に達していると判定されると、ステップ  $S 17$  に移行する。

【0084】

ステップ  $S 17$  では、第1可変動弁機構1及び第2可変動弁機構2によって、図6の(d)及び図7の(d)の破線で示すリフト特性  $L 1$  に制御される。つまり、吸気バルブの閉時期  $I V C$  は、閉時期  $I V C d a d$  のように吸気下死点  $B D C$  前の早い時期に制御される。更に、図6の(e)及び図7の(d)に示すように、吸気バルブの開時期  $I V O$  は、 $I V O d$  のように略上死点  $T D C$  付近に制御される。尚、可変圧縮比機構3は上述した通りの制御特性であるので説明は省略する。

20

【0085】

このように、バルブリフトが低リフト特性  $L 1$  に設定されることで、排気ガス量(吸入空気量と対応する)の絶対量が低減され、ウエイスゲ-ト弁77で逃がす排気ガスの絶対量を少なくでき、高機械膨張比  $E$  による排気ガス温度の低減効果との相乗効果で、後流の排気系部品の熱害を更に抑制することができる。第1可変動弁機構1、第2可変動弁機構2及び可変圧縮比機構3の駆動制御が終了するとステップ  $S 18$  に移行する。

30

【0086】

ステップ  $S 18$  ではターボチャージャ70の過給作用による過給圧(吸気管圧)を検出する。この過給圧が求まるとステップ  $S 19$  に移行する。

【0087】

ステップ  $S 19$  ではウエイスゲ-ト弁77が全閉されていると仮定した場合の予測機関トルク  $T p$  を推定する。ステップ  $S 16$  で目標機関トルク  $T$  が最大機関トルク  $T d$  に達していると判定されており、吸気管圧(過給圧)を検出し、ウエイスゲ-ト弁77が全閉されていると仮定した場合の予測機関トルク  $T p$  を推定演算する。予測機関トルク  $T p$  が推定されるとステップ  $S 20$  に移行する。

40

【0088】

ステップ  $S 20$  では予測機関トルク  $T p$  と目標機関トルク  $T (= T d)$  を比較して、予測機関トルク  $T p$  が目標機関トルク  $T$  より小さいと判定されると、ウエイスゲ-ト弁77を開く必要がないとしてステップ  $S 18$  に戻り、同じ制御ステップを繰り返すものである。一方、予測機関トルク  $T p$  が目標機関トルク  $T$  より大きいと判定されると、ステップ  $S 21$  に移行する。

【0089】

ステップ  $S 21$  では、予測機関トルク  $T p$  が目標機関トルク  $T$  より大きいので、この予測機関トルク  $T p$  を最大機関トルク  $T d$  まで下げるためのウエイスゲ-ト目標開弁量  $w$  を演算し、ステップ  $S 22$  でウエイスゲ-ト弁77を目標開弁量  $w$  に駆動制御する

50

。ウエイストゲ - ト弁 77 の制御が完了するとステップ S 23 に移行する。

【0090】

ステップ 23、ステップ 24 では、吸気管圧（過給圧）を再検出し、これに基づき実機関トルク  $T_{ac}$  を演算する。実機関トルク  $T_{ac}$  の演算が終了するとステップ S 25 に移行する。

【0091】

ステップ S 25 では、実機関トルク  $T_{ac}$  が最大機関トルク  $T_d$  と一致（所定の範囲内）したかどうかが判定される。この判定で実機関トルク  $T_{ac}$  が最大機関トルク  $T_d$  と一致したと判定された場合は、実機関トルク  $T_{ac}$  が最大機関トルク  $T_d$  になったとしてリターンに抜ける。一方、実機関トルク  $T_{ac}$  が最大機関トルク  $T_d$  と一致しなかった場合（差がある程度あった場合）は、再度ステップ S 18 に戻り、同様の制御ステップを実行する。

10

【0092】

本実施形態では、ウエイストゲ - ト弁 77 を用いるものの、ウエイストゲ - ト弁 77 を開いて所定の最大機関トルクに抑制する際も、高機械膨張比  $E_d$  と吸気下死点  $BDC$  より進角した吸気バルブの閉時期  $IVCd$  により、熱効率の向上（＝燃費の向上）が図れると共に、排気ガス温度を低下して排気系部品の熱害を抑制することができるようになる。

【0093】

更に、吸気バルブのリフト特性が低リフト特性  $L_1$  であるため、排気ガス量の絶対量が少なくなり、ウエイストゲ - ト弁 77 を通過させる排気ガスの絶対量を少なくでき、高機械膨張比  $E_d$  による排気ガス温度の低減効果との相乗効果で、後流の排気系部品の熱害を更に抑制することができる。

20

【実施例 3】

【0094】

第 2 の実施形態では、低負荷領域での吸気バルブの閉時期  $IVCa \sim IVCb$  は、閉時期  $IVC$  を吸気下死点  $BDC$  から進角することでポンプ損失を低減する、いわゆる「早閉じミラ - サイクル」の例を提案している。

【0095】

これに対して、第 3 の実施形態では、低負荷領域においても、第 1 の実施形態と同様に、閉時期  $IVC$  を閉時期  $IVCd$  に示すように吸気下死点  $BDC$  から遅角させることでポンプ損失を低減する、いわゆる「遅閉じミラ - サイクル」の例で、第 1 の実施形態とは異なった可変動弁形態の例を提案するものである。図 10 を用いて、この「遅閉じミラ - サイクル」の本実施形態について説明する。

30

【0096】

第 1 の実施形態では第 1 可変動弁機構 1 を利用してリフト特性を制御しているが、本実施形態では、吸気バルブのリフト量特性は、最大リフト特性  $L_4$  だけであり、第 1 可変動弁機構 1（吸気  $VEL$ ）は用いられず、第 2 可変動弁機構 2（吸気  $VT C$ ）で制御されるものである。尚、本実施形態では排気側にも第 2 可変動弁機構 2 と同じ機構の第 3 可変動弁機構（排気  $VT C$ ）が用いられている。

40

【0097】

ここで、最大機関トルク  $T_d$  におけるリフト特性は図 10 の (d) に示すように、第 1 の実施形態の図 7 の (d) に示すリフト特性と同じであり、具体的には、吸気バルブのリフト特性は最大リフト特性  $L_4$ 、中心位相角は位相角  $d$ 、吸気バルブの閉時期  $IVCd$  となっている。同様に排気側のリフト特性、開閉時期、中心位相角も、第 1 の実施形態の図 7 の (d) に示す排気バルブのバルブ特性と同じである。従って、第 1 の実施形態と同様に、最大機関トルク  $T_d$  付近で熱効率の向上（＝燃費の向上）が図れると共に、排気ガス温度を低下して排気系部品の熱害を抑制することができるようになる。

【0098】

次に、低負荷領域の機関トルク  $T_a$  でのバルブリフト特性について説明する。図 10 の

50

(a)にあるように、吸気バルブ及び排気バルブのバルブ特性は、図10の(d)にある最大機関トルク $T_d$ におけるバルブ特性とほぼ一致している。すなわち、図10の(a)の吸気バルブの閉時期 $IVC_{am}$ は、図10の(d)の閉時期 $IVC_d$ とほぼ一致しており、前述のように「遅閉じミラーサイクル」とし、低い機関トルク $T_a$ に抑えると共に、ポンプ損失を低減して燃費を低減しているものである。また、バルブオーバーラップもほぼ「0」であり、残留ガスによる燃焼の不安定を抑制できるものである。

#### 【0099】

次に、機関トルクが機関トルク $T_b$ まで上昇すると、図10の(b)に示すように、やや遅閉じの閉時期 $IVC_{bm}$ まで進角して、機関トルク $T_b$ を確保しながらポンプ損失を低減して燃費を可及的に低減するようにしている。ここで、排気バルブの中心位相角は、第3可変動弁によって、機関トルク $T_a$ の時に比べて差分 だけ進角方向に制御されている。

10

#### 【0100】

この差分 は、「 $am - bm$ 」、すなわち、「 $IVC_{am} - IVC_{bm}$ 」となっており、バルブオーバーラップはほぼ「0」に維持されている。したがって、機関トルク $T_a$ の場合と同様に、筒内の残留ガス量を低減して燃焼変動や燃焼の不安定化を抑制できるようになる。

#### 【0101】

更に、アクセルペダルを踏み込んでいくと、図10の(c)に示しているように、吸気バルブの閉時期 $IVC$ を、閉時期 $IVC_{cm}$ まで進角して吸気下死点 $BDC$ 側に近づけ、充填効率を高めていく。この閉時期 $IVC_{cm}$ は、第1の実施形態の図7の(c)の $IVC_c$ とほぼ一致しており、充填効率が高められる閉時期 $IVC$ となっている。一方、図10の(b)に比べて、排気バルブは だけ逆に遅角側に移動して元の位置に戻るよう制御されている。ここで、図10の(c)に示しているように、バルブオーバーラップが大きくなるので、筒内に残留ガスが多く残ってしまい、燃焼状態が不安定になることが考えられるが、以下のようにして燃焼状態を改善することができる。

20

#### 【0102】

すなわち、排気バルブの開時期は遅角し、バルブオーバーラップの中心位相は進角する。したがって、排気バルブが開いてから比較的短時間のうちに、バルブオーバーラップ時期を迎えることになる。つまり、排気バルブが開いて、排気バルブ付近の排気管の圧力が高まり、その高い圧力波は、後流に移動し排気管端部で反射して、再び排気バルブ付近に戻ってくる。この圧力波が戻ってくる前にオーバーラップ時期を迎えるので、高圧の排気ガスが排気バルブを介して筒内に残留ガスとして導入されるのが抑制され、これによって燃焼が不安定になるのを抑制できるようになる。

30

#### 【0103】

更に、アクセルペダルを最大限に踏み込むと、スロットルバルブが全開となり、充填効率がさらに上昇し、更に排気ガス量も増加するので、タ-ボチャージャの過給圧(吸気管圧)が大きく増加しようとするが、図10の(d)に示すように、閉時期 $IVC$ が閉時期 $IVC_d$ まで遅角され、また、高機械膨張比  $E_d$ に制御されるので、機関トルクを最大機関トルク $T_d$ に抑制しつつ、第1の実施形態と同様に、熱効率の向上(=燃費の向上)が図れると共に、排気ガス温度を低下して排気系部品の熱害を抑制することができるようになるものである。

40

#### 【実施例4】

#### 【0104】

第1~3の実施形態に使用した可変圧縮比機構3は、クランク角 $360^\circ$ で1サイクルとなる機構となっており、原理的に圧縮上死点のピストン位置と排気上死点のピストン位置とは一致するようになっている。また、同様の理由で、吸気下死点のピストン位置と膨張下死点のピストン位置も一致する。したがって、機械圧縮比  $C$ と機械膨張比  $E$ も原理的に一致するものである。

#### 【0105】

50

これに対して、第4の実施形態に使用する可変圧縮比機構3は、クランク角720°で1サイクルとなる機構となっており、このため機械圧縮比Cと機械膨張比Eを互いに異なるように制御することができる。この異なった形態の可変圧縮比機構3の概略の構成を図11を用いて簡単に説明する。尚、詳細な説明は本出願人が先に出願した「特開2016-017489号公報」に記載されているので参照されたい。

【0106】

内燃機関51は、シリンダブロック52内に形成されたシリンダボア53に沿って上下方向へ往復運動するピストン54と、ピストン54の上下運動によって、ピストンピン55やピストン位置変更機構56のリンク機構57を介して回転駆動するクランクシャフト58と、を備えている。ピストン54の冠面と、この冠面上方に一点鎖線で示す燃焼室境界線との間に隔成された空間は気筒内容積（燃焼室容積）である。

10

【0107】

ピストン位置変更機構56は、複数のリンクからなるリンク機構57や、リンク機構57の姿勢を変化させるリンク姿勢変更機構59などから構成されている。リンク機構57は、ピストン54にピストンピン55を介して連結されたアップリンク60と、アップリンク7に第1連結ピン61を介して揺動可能に連結されると共に、クランクシャフト58のクランクピン62に回転可能に連結されたロアリンク63と、ロアリンク63に第2連結ピン64を介して揺動可能に連結されると共に、コントロールシャフト65の偏心カム部66に回転可能に連結されたコントロールリンク67と、から構成されている。

【0108】

20

また、クランクシャフト58の前端部には、駆動回転体である小径な第1歯車68が固定されている一方、コントロールシャフト65の前端部側に従動回転体である大径な第2歯車69が設けられ、第1歯車68と第2歯車69が噛み合ってクランクシャフト58の回転力がリンク姿勢変更機構59を介してコントロールシャフト65に伝達されるようになっている。

【0109】

第1歯車68は、外径が第2歯車69の外径の約半分の大きさになっており、したがって、クランクシャフト58の回転速度は、第1歯車68と第2歯車69の外径差によってコントロールシャフト65に半分の角速度に減速して伝達されるようになっている。コントロールシャフト65は、リンク姿勢変更機構59によって、第2歯車69に対する位相が変化し、つまりクランクシャフト58に対して相対回転位相が変更されるようになっている。

30

【0110】

クランクシャフト58とコントロールシャフト65は、シリンダブロックに設けられた共通の前後2つの軸受部材によって各々回転自在に支持されている。また、偏心カム部66は、コントロールリンク67の下端部に形成された大径部にニードルベアリング70を介して回転自在に連結されている。

【0111】

このような可変圧縮比機構3においては、上述した「特開2016-017489号公報」に記載されているように、機械圧縮比Cと機械膨張比Eを互いに異なるように制御することができるものであり、本実施形態においては、この特性を利用して、最大機関トルク付近で、機械膨張比Eを増大することによって、熱効率の向上を図る共に、排気ガス温度を低下して排気系部品の熱害を抑制するものである。

40

【0112】

次に第1可変動弁機構1、第2可変動弁機構2、及び図11に示した可変圧縮比機構3の具体的な制御特性について説明する。

【0113】

図12には、第1の実施形態である図6と同様の機関トルク領域毎の制御パラメータの制御特性を示している。本実施形態ではこの制御パラメータの制御特性が得られるように、第1可変動弁機構1、第2可変動弁機構2、及び可変圧縮比機構3を制御するものであ

50

る。ここで、過給圧、吸気バルブの閉時期 IVC、及び吸気バルブの開時期 IVO の制御特性は第 1 の実施形態と同様であるので、説明は省略する。

【0114】

尚、本実施形態では図 12 にあるように、低負荷領域では、機械圧縮比 C を「11」、機械膨張比 E を「15」とする制御特性を採用し、中負荷領域では、機関トルクの増加に対応して、機械圧縮比 C を「11」「12」のように増大すると共に、機械膨張比 E を「15」「12」のように減少する制御特性を採用し、高負荷領域では、機関トルクの増加に対応して、機械圧縮比 C を「12」「11」のように減少すると共に、機械膨張比 E を「12」「15」のように増大する制御特性を採用している。

【0115】

低負荷領域では、機械圧縮比 C、及び機械膨張比 E は、機関トルクが増加してもほぼ一定の制御特性に設定されている。すなわち、機械膨張比 E は「15」と大きく、機械圧縮比 C は「11」と小さく設定される。これによって、機械膨張比 E を「15」と大きい値に設定することにより燃焼仕事が増加し、また、機械圧縮比 C を「11」とやや抑えた値とすることにより、圧縮上死点でのガス温度を抑えることで冷却損失を抑え、これによって熱効率を高めて燃費を更に向上することができるものとしている。

【0116】

更に、アクセルペダルが踏み込まれて中負荷領域に入ると、低負荷領域の制御特性から中負荷領域の制御特性に変更されていき、機関トルク Tc において機械膨張比 E は「15」から「12」に変更され、機械圧縮比 C は「11」から「12」に変更される。第 1 の実施形態では、機関トルク Tc において機械膨張比 E、及び機械圧縮比 C は「9」に設定されているが、本実施形態では機械膨張比 E、及び機械圧縮比 C は「12」に設定されるので、吸入比（吸入ストローク）も増加して機関トルクの増加が得やすくなる特性となっている。

【0117】

そして、更にアクセルペダルが踏み込まれて高負荷領域に入ると、中負荷領域の制御特性から高負荷領域の制御特性に変更されていき、駆動系などの耐久性保証のために設定された最大機関トルク Td 付近になると、機械膨張比 E は「12」から「15」に変更、設定され、機械圧縮比 C は「12」から「11」に変更、設定される。この制御特性は、第 1 の実施形態と同様に大きな機械膨張比 E = 「15」に設定されているので、排気

【0118】

その一方で、機械圧縮比 C の値は、「12」から「11」へと低下すると共に、機械膨張比 E = 「15」に対して機械圧縮比 C = 11 と小さくなっている。このように機械圧縮比 C が、第 1 の実施形態で設定された機械圧縮比 C = 15 より小さくなっている。つまり、これは有効圧縮比（実圧縮比）が低下することになるので、最大機関トルク Td におけるノックを回避のために吸気バルブの閉時期 IVC を吸気下死点 BDC から遅角、或いは進角させる量、すなわち閉時期 IVC による有効圧縮比の低減量が減少することを意味している。

【0119】

したがって、図 12 示すように、「○」印で示す第 1 の実施形態の閉時期 IVCd に比べて、本実施形態の閉時期 IVCd の遅角量を小さくすることができる。同様に「○」印で示す第 2 の実施形態の閉時期 IVCda に比べて、本実施形態の閉時期 IVCda の進角量を小さくすることができる。

【0120】

尚、上述した第 1 の実施形態～第 4 の実施形態では、駆動系や内燃機関などの耐久性保証のために設定された最大機関トルク Td は回転数の変化に拘わらずほぼ一定としているが、回転数の変化に対応して最大機関トルク Td を変更するように設定しても差し支えないものである。また、駆動系の耐久性保証のためでなく、内燃機関におけるピストンのような機関構成要素そのものの耐久性や内燃機関の振動限界などから最大機関トルク Td を

10

20

30

40

50

設定しても差し支えないものである。

【0121】

更に可変動弁機構は、吸気バルブのバルブリフト及び作動角を制御するリフト・作動角可変機構、吸気バルブのリフト中心位相角を制御する位相可変機構を併設する例を示したが、吸気バルブの閉時期IVCを変化できるものであれば、どのような方式のものでも差し支えないものである。同様に筒内の機械圧縮比C、機械膨張比Eを制御する可変圧縮比機構は2つの方式を示したが、機械膨張比Eを変えられるものであればどのような方式のものでも差し支えないものである。

【0122】

以上説明したように本発明によれば、機関トルクが最大機関トルク付近まで増加した際に、可変動弁機構によって吸気バルブの閉時期を吸気下死点より離間させると共に、可変圧縮比機構によって機械膨張比を増大させる、構成とした。

10

【0123】

これによれば、最大機関トルク付近で、吸気バルブの閉時期を吸気下死点より離間させることによって有効圧縮比を低減して耐ノック性を高め、しかも機械膨張比を増大することによって、熱効率の向上(=燃費の向上)が図れると共に、排気ガス温度を低下して排気系部品の熱害を抑制することができる。

【0124】

更に、以上に説明した実施形態から把握しうる技術思想について、以下に記載する。

【0125】

吸気バルブの閉時期を制御する可変動弁機構、及び機械圧縮比と機械膨張比を制御する可変圧縮比機構を制御する制御手段を備えた内燃機関の可変システムは、前記制御手段は、少なくとも、機関トルクが小さい第1領域と、機関トルクが中程度の第2領域と、機関トルクが大きい第3領域とで、前記可変動弁機構と前記可変圧縮比機構を制御するものであり、更に前記制御手段は、前記第1領域では、前記機械膨張比を第1機械膨張比に維持すると共に、前記吸気バルブの閉時期を吸気下死点より進角側に設定し、前記第2領域では、前記機関トルクの増加に対応して前記第1機械膨張比を第2機械膨張比まで減少させると共に、前記機関トルクの増加に対応して前記吸気バルブの前記閉時期を前記吸気下死点の進角側から遅角側に設定し、前記第3領域では、前記機関トルクの増加に対応して前記第2機械膨張比を第3機械膨張比まで増加させると共に、前記機関トルクの増加に対応して前記吸気バルブの閉時期を前記第2領域の場合の遅角側よりも更に遅角側に設定する。

20

30

【0126】

また、他の観点から、吸気バルブの閉時期を制御する可変動弁機構、及び機械圧縮比と機械膨張比を制御する可変圧縮比機構を制御する制御手段を備えた内燃機関の可変システムの制御方法であって、機関トルクが低機関トルクの状態では、前記吸気バルブの前記閉時期を吸気下死点より進角側に設定し、また、最大機関トルクの状態では前記吸気バルブの前記閉時期を前記吸気下死点より遅角側に設定すると共に、前記機械圧縮比と前記機械膨張比を第1の値に設定し、前記機関トルクが前記低機関トルクと前記最大機関トルクの間では、前記吸気バルブの前記閉時期を前記低機関トルクと前記最大機関トルクの間の前記閉時期に設定すると共に、前記機械圧縮比と前記機械膨張比を前記第1の値より小さい第2の値に設定する。

40

【0127】

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。

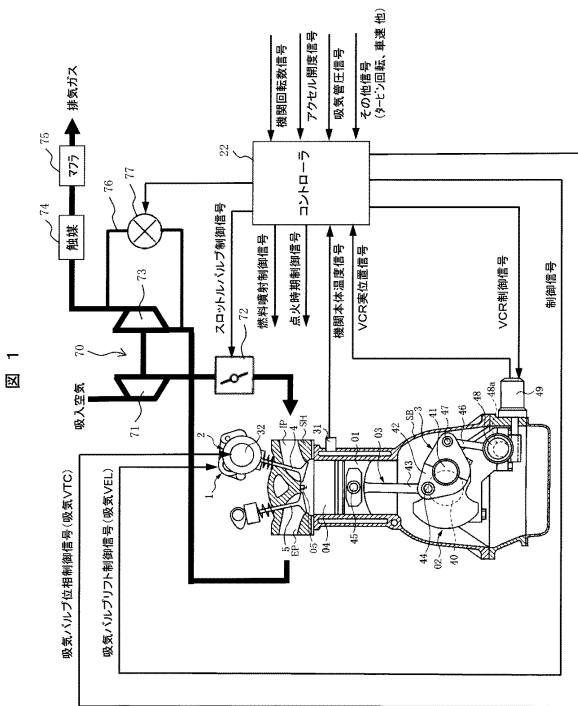
【符号の説明】

50

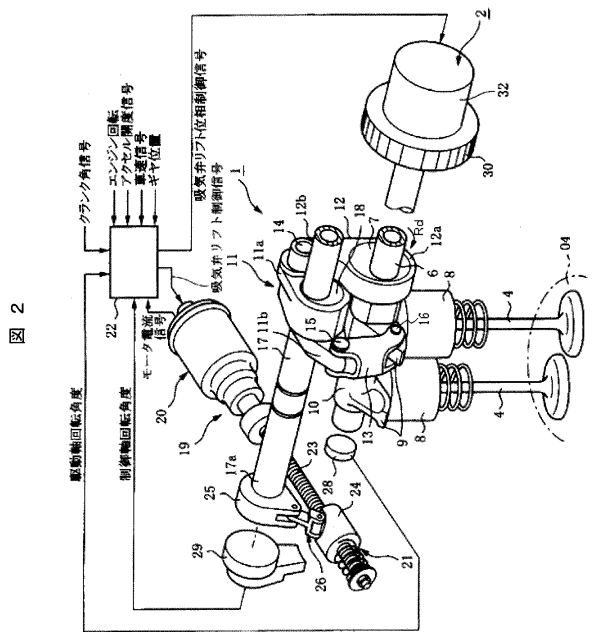
【 0 1 2 8 】

0 1 ... ピストン、0 2 ... クランクシャフト、0 3 ... コンロッド、0 4 ... 燃焼室、0 5 ... 点火栓、1 ... 第1可変動弁機構、2 ... 第2可変動弁機構、3 ... 可変圧縮比機構、7 0 ... ターボチャージャ、7 1 ... コンプレッサ、7 3 ... タービン、7 7 ... ウェイストゲ-ト弁。

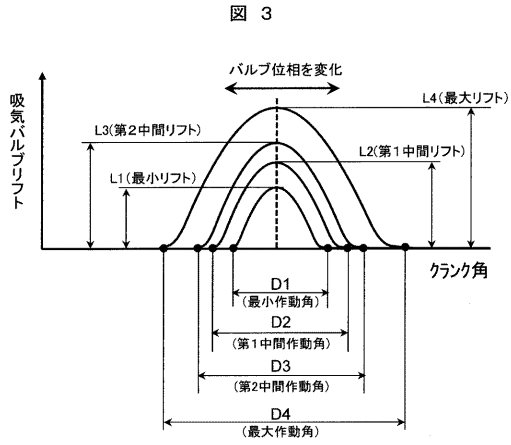
【 図 1 】



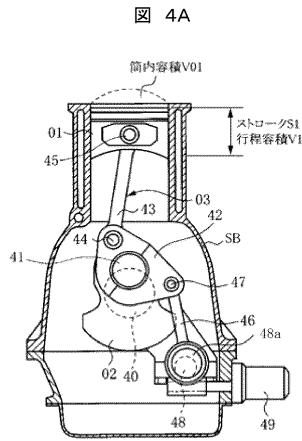
【 図 2 】



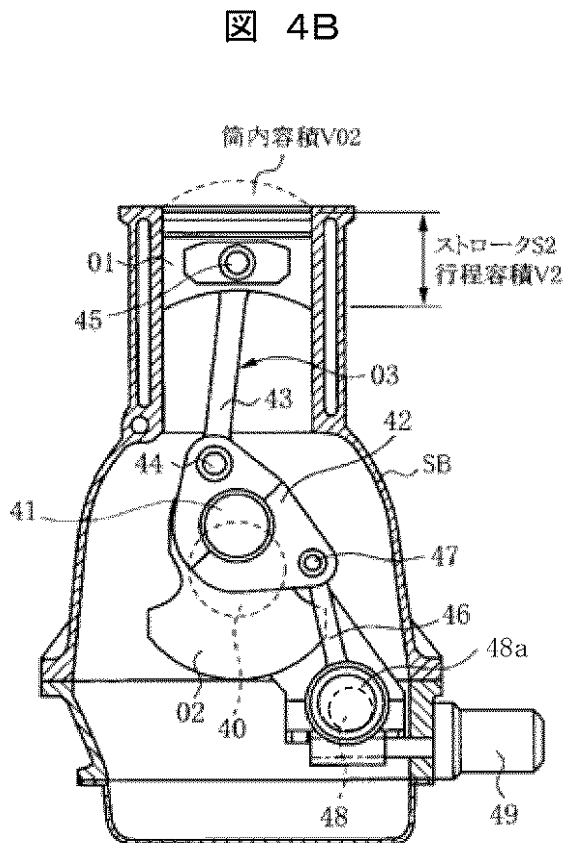
【図3】



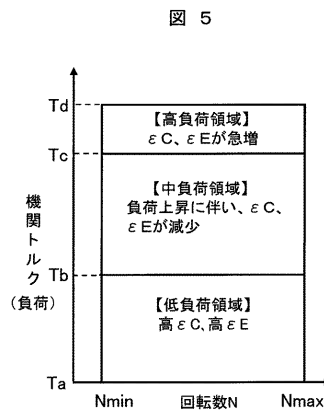
【図4A】



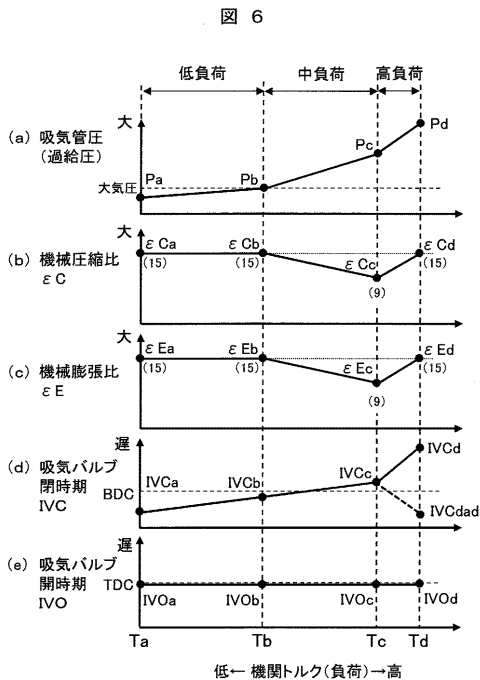
【図4B】



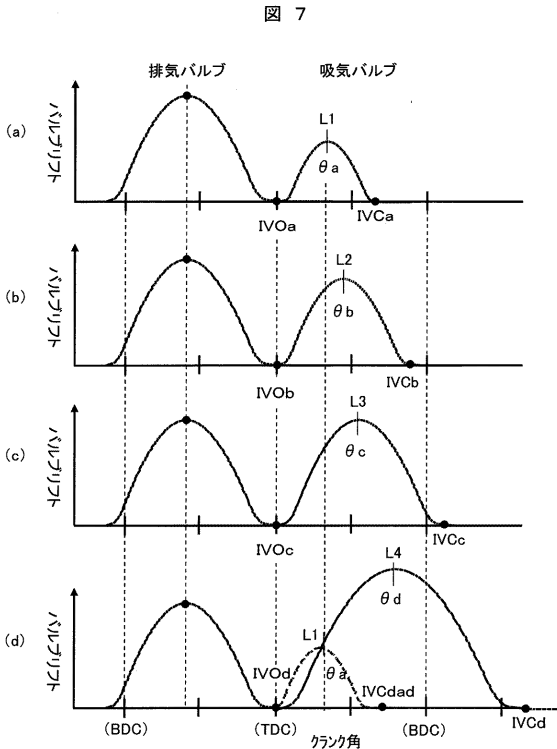
【図5】



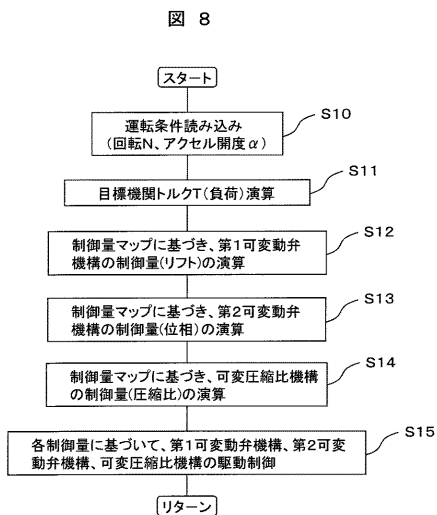
【図6】



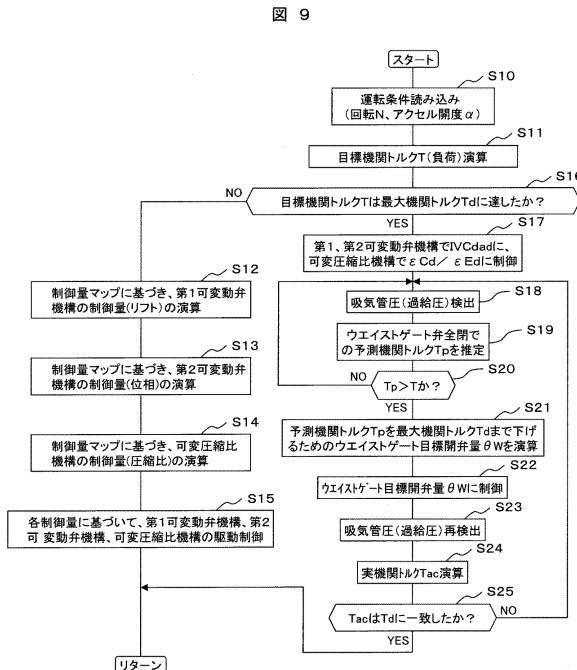
【図7】



【図8】

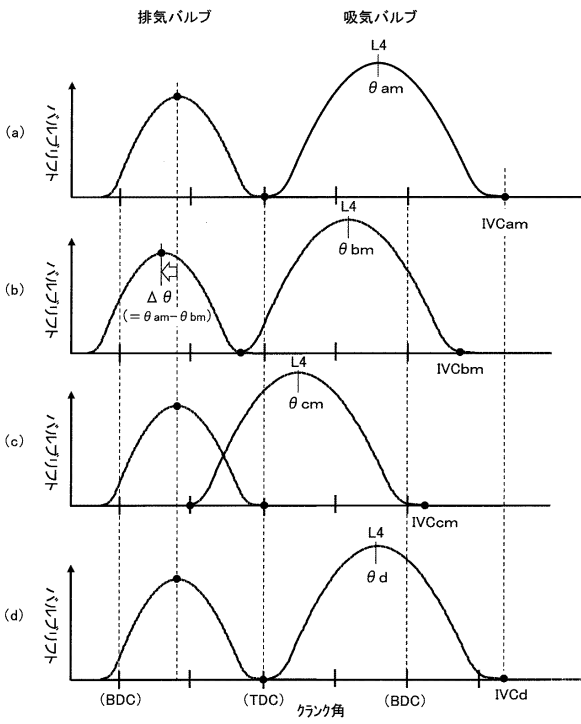


【図9】



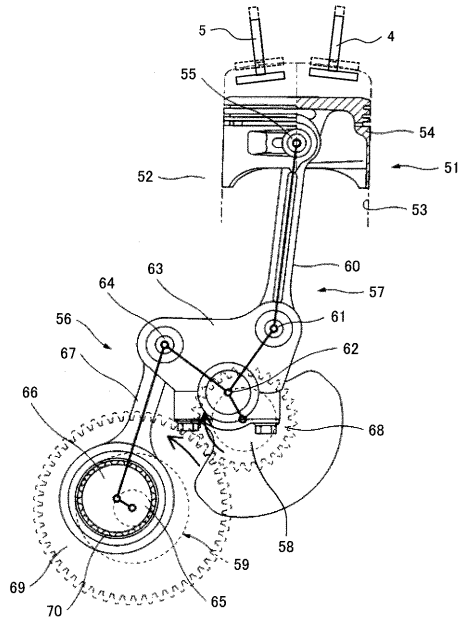
【図10】

図10



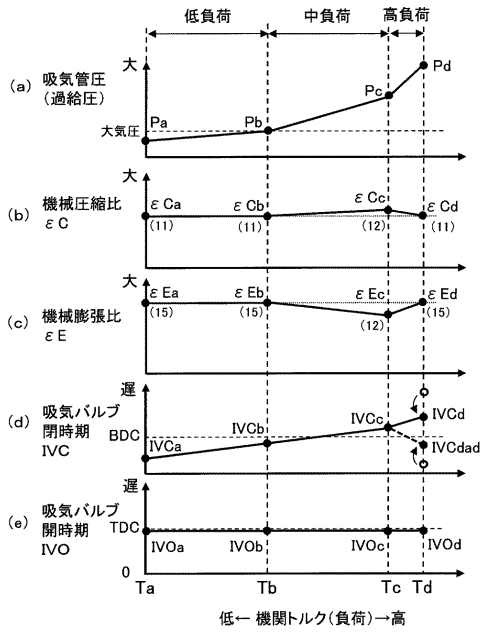
【図11】

図11



【図12】

図12



## フロントページの続き

(51) Int.Cl.		F I		
<i>F 0 2 B</i> 37/00	(2006.01)	<i>F 0 2 D</i> 23/00		K
<i>F 0 2 B</i> 37/18	(2006.01)	<i>F 0 2 D</i> 23/00		P
<i>F 0 2 D</i> 9/02	(2006.01)	<i>F 0 1 L</i> 1/356		E
<i>F 0 2 D</i> 41/04	(2006.01)	<i>F 0 1 L</i> 13/00	3 0 1 K	
<i>F 0 2 D</i> 41/02	(2006.01)	<i>F 0 2 B</i> 37/00	3 0 2 A	
<i>F 0 2 D</i> 43/00	(2006.01)	<i>F 0 2 B</i> 37/18		A
<i>F 0 2 D</i> 45/00	(2006.01)	<i>F 0 2 D</i> 9/02		C
		<i>F 0 2 D</i> 9/02		Q
		<i>F 0 2 D</i> 41/04		
		<i>F 0 2 D</i> 41/02		
		<i>F 0 2 D</i> 43/00	3 0 1 K	
		<i>F 0 2 D</i> 43/00	3 0 1 R	
		<i>F 0 2 D</i> 43/00	3 0 1 S	
		<i>F 0 2 D</i> 45/00		

- (56) 参考文献 特開 2 0 1 6 - 1 7 4 8 9 ( J P , A )  
 国際公開第 2 0 1 6 / 1 6 7 1 8 6 ( W O , A 1 )  
 特開 2 0 1 4 - 1 8 5 5 6 9 ( J P , A )  
 特開 2 0 1 3 - 1 6 0 1 8 5 ( J P , A )  
 特開 2 0 0 6 - 9 7 6 5 7 ( J P , A )  
 特開 2 0 0 8 - 1 9 6 4 0 7 ( J P , A )  
 特開 2 0 1 6 - 1 4 2 2 5 5 ( J P , A )

## (58) 調査した分野(Int.Cl., DB名)

*F 0 2 D* 9 / 0 0 - 1 1 / 1 0  
*F 0 2 D* 1 3 / 0 0 - 2 8 / 0 0  
*F 0 2 D* 4 1 / 0 0 - 4 5 / 0 0  
*F 0 1 L* 1 / 3 4 - 1 / 3 5 6  
*F 0 1 L* 9 / 0 0 - 9 / 0 4  
*F 0 1 L* 1 3 / 0 0 - 1 3 / 0 8  
*F 0 2 B* 3 3 / 0 0 - 4 1 / 1 0