

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2017-166351

(P2017-166351A)

(43) 公開日 平成29年9月21日 (2017.9.21)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
FO2D 13/02 (2006.01)	FO2D 13/02 H	3G018
FO1L 13/00 (2006.01)	FO1L 13/00 3O1M	3G092

審査請求 有 請求項の数 6 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2016-50045 (P2016-50045)	(71) 出願人	000003137
(22) 出願日	平成28年3月14日 (2016.3.14)		マツダ株式会社
			広島県安芸郡府中町新地3番1号
		(74) 代理人	100086771
			弁理士 西島 孝喜
		(74) 代理人	100059959
			弁理士 中村 稔
		(74) 代理人	100067013
			弁理士 大塚 文昭
		(74) 代理人	100088694
			弁理士 弟子丸 健
		(74) 代理人	100162824
			弁理士 石崎 亮

最終頁に続く

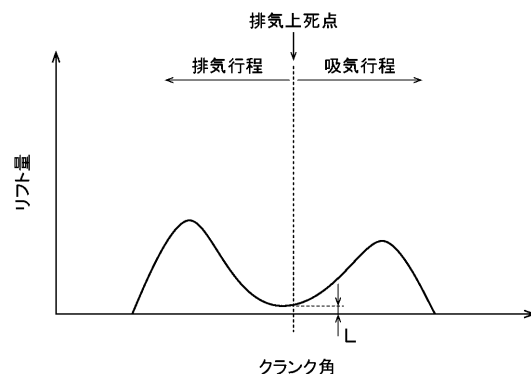
(54) 【発明の名称】 エンジンの制御装置

(57) 【要約】

【課題】 排気弁に可変動弁機構を適用したエンジンにおいて、排気弁の排気上死点におけるリフト量を確保して、排気による損失を適切に抑制する。

【解決手段】 エンジンの制御装置は、排気弁22の開閉時期を変化させる排気側可変動弁機構72と、排気弁22の開閉時期を変化させるように排気側可変動弁機構72を制御するPCM10とを有し、排気側可変動弁機構72は、排気弁22の開閉時期を遅角させていくとリフト量が小さくなるように構成され、PCM10は、排気弁22の排気上死点におけるリフト量に基づき、排気行程での排気弁22の開弁時期を排気側可変動弁機構72によって最大に遅角させる時期である最大遅角開弁時期を設定し、この最大遅角開弁時期よりも進角側の時期において排気弁22を開弁させるように排気側可変動弁機構72を制御する。

【選択図】 図8



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

吸気を筒内に導入するための吸気弁及び排気を筒内から排出するための排気弁が設けられた気筒を備えるエンジンの制御装置であって、

排気弁の開閉時期を変化させて、この排気弁を動作させる可変動弁機構と、

上記排気弁の開閉時期を変化させるように上記可変動弁機構を制御する制御手段と、
を有し、

上記可変動弁機構は、上記排気弁の開弁時期を所定の基準時期から遅角させていくとリフト量が小さくなるように構成され、

上記制御手段は、上記排気弁の排気上死点におけるリフト量に基づき、排気行程での上記排気弁の開弁時期を上記可変動弁機構によって最大に遅角させる時期である最大遅角開弁時期を設定し、この最大遅角開弁時期よりも進角側の時期において上記排気弁を開弁させるように上記可変動弁機構を制御する、ことを特徴とするエンジンの制御装置。

10

【請求項 2】

上記制御手段は、上記排気弁の排気上死点におけるリフト量が 0 にならないように、上記最大遅角開弁時期を設定する、請求項 1 に記載のエンジンの制御装置。

【請求項 3】

上記制御手段は、上記排気弁の排気上死点におけるリフト量が所定量以上になるように、上記最大遅角開弁時期を設定する、請求項 1 に記載のエンジンの制御装置。

【請求項 4】

上記制御手段は、エンジン回転数が高くなるほど、上記最大遅角開弁時期を進角側に設定する、請求項 1 乃至 3 のいずれか一項に記載のエンジンの制御装置。

20

【請求項 5】

上記制御手段は、エンジン回転数が高くなるほど、上記排気弁の開弁時期を進角させ、エンジン回転数が低くなるほど、上記排気弁の開弁時期を遅角させるように、上記可変動弁機構を制御する、請求項 1 乃至 4 のいずれか一項に記載のエンジンの制御装置。

【請求項 6】

上記可変動弁機構は、

クランクシャフトの回転に同期して回転するカムと、

内部にエンジンオイルが充填され、上記カムの動作によってエンジンオイルの油圧が変化する圧力室と、

30

上記圧力室に接続されており、開閉することにより上記排気弁に作用させる油圧を制御する油圧バルブと、

を有し、

上記制御手段は、上記カムが上記圧力室内の油圧を上昇させるよう動作しているときに、上記油圧バルブの開閉を切り替える制御を行って、上記圧力室内の油圧を上記排気弁に作用させて上記排気弁を開弁させ、上記油圧バルブの開閉を切り替えるタイミングを制御して、上記排気弁の開閉時期を変化させる、請求項 1 乃至 5 のいずれか一項に記載のエンジンの制御装置。

【発明の詳細な説明】

40

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンの制御装置に係わり、特に、吸気を筒内に導入するための吸気弁及び排気を筒内から排出するための排気弁が設けられた気筒を備えるエンジンの制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来から、気筒に設けられた排気弁や吸気弁の開閉時期及び／又はリフト量を変化させる可変動弁機構（換言すると可変バルブ機構）が知られている。例えば、特許文献 1 には、排気弁の開閉時期を変化させる可変動弁機構を備えるエンジンシステムに関して、エン

50

ジン回転数が低いほど、可変動弁機構によって排気弁の開弁時期を遅角させることで、低回転時において排気通路へ供給した空気が筒内へ逆流することを抑制する技術が記載されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2010-185301号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

10

ところで、エンジンの高回転時には、可変動弁機構によって排気弁の開弁時期を排気下死点に対して進角させると、所謂ポンピングロスを低減することができるものと考えられる。一方で、エンジンの低回転時には、可変動弁機構によって排気弁の開弁時期を排気下死点付近まで遅角させると、筒内の膨張比を向上させることができるものと考えられる。

【0005】

ここで、従来から、排気弁の開弁時期を遅角させていくとリフト量が小さくなるような特性を有する可変動弁機構が知られている。そのような可変動弁機構を排気弁に適用した場合、エンジンの低回転時に膨張比を向上させるために排気弁の開弁時期を遅角させ過ぎると、排気上死点での排気弁のリフト量（このリフト量は排気弁の開口面積を規定する）がかなり小さくなってしまふ。最悪のケースでは、排気上死点において排気弁のリフト量が0になってしまう、つまり排気弁が全閉状態になってしまう。このように排気上死点での排気弁のリフト量がかなり小さくなると、排気が筒内から適切に排出されずに筒内圧が上昇し、排気による損失（ポンピングロス）が生じてしまふ。

20

【0006】

本発明は、上述した従来技術の問題点を解決するためになされたものであり、排気弁に可変動弁機構を適用したエンジンにおいて、排気弁の排気上死点におけるリフト量を確保して、排気による損失を適切に抑制することができる、エンジンの制御装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

30

上記の目的を達成するために、本発明は、吸気を筒内に導入するための吸気弁及び排気を筒内から排出するための排気弁が設けられた気筒を備えるエンジンの制御装置であって、排気弁の開閉時期を変化させて、この排気弁を動作させる可変動弁機構と、排気弁の開閉時期を変化させるように可変動弁機構を制御する制御手段と、を有し、可変動弁機構は、排気弁の開弁時期を所定の基準時期から遅角させていくとリフト量が小さくなるように構成され、制御手段は、排気弁の排気上死点におけるリフト量に基づき、排気行程での排気弁の開弁時期を可変動弁機構によって最大に遅角させる時期である最大遅角開弁時期を設定し、この最大遅角開弁時期よりも進角側の時期において排気弁を開弁させるように可変動弁機構を制御する、ことを特徴とする。

【0008】

40

このように構成された本発明によれば、排気上死点での排気弁のリフト量に基づき、排気弁の最大遅角開弁時期を設定し、この最大遅角開弁時期よりも進角側の時期において排気弁を開弁させるように可変動弁機構を制御するので、排気上死点での排気弁のリフト量を適切に確保して、排気による損失（ポンピングロス）を抑制することができる。これにより、エンジン回転数が低い場合に、適切な最大遅角開弁時期を限度として排気弁の開弁時期を遅角させることができ、排気上死点での排気弁のリフト量を確保して排気による損失を抑制しつつ、膨張比を改善できるようになる。

【0009】

本発明において、好ましくは、制御手段は、排気弁の排気上死点におけるリフト量が0にならないように、最大遅角開弁時期を設定する。

50

このように構成された本発明によれば、排気上死点において排気弁が少なくとも開弁状態となっているように最大遅角開弁時期を設定するので、排気上死点での排気弁のリフト量を確実に確保することができる。

【0010】

本発明において、好ましくは、制御手段は、排気弁の排気上死点におけるリフト量が所定量以上になるように、最大遅角開弁時期を設定する。

このように構成された本発明によれば、排気上死点での排気弁のリフト量を所望の量以上に確保して、排気による損失を効果的に抑制することができる。

【0011】

本発明において、好ましくは、制御手段は、エンジン回転数が高くなるほど、最大遅角開弁時期を進角側に設定する。

このように構成された本発明によれば、エンジン回転数が高くなるほど、排気弁の最大遅角開弁時期を進角側に設定して、排気上死点での排気弁のリフト量を大きくするので、エンジン回転数が高くなるほど増加する排気を排気弁から適切に排出して、排気による損失を抑制することができる。

【0012】

本発明において、好ましくは、制御手段は、エンジン回転数が高くなるほど、排気弁の開弁時期を進角させ、エンジン回転数が低くなるほど、排気弁の開弁時期を遅角させるように、可変動弁機構を制御する。

このように構成された本発明によれば、低回転時には膨張比を適切に向上させることができ、高回転時にはポンピングロスを適切に低減することができ、それにより、エンジンの低回転域から高回転域に渡って燃費を向上させることが可能となる。

【0013】

本発明において、好ましくは、可変動弁機構は、クランクシャフトの回転に同期して回転するカムと、内部にエンジンオイルが充填され、カムの動作によってエンジンオイルの油圧が変化する圧力室と、圧力室に接続されており、開閉することにより排気弁に作用させる油圧を制御する油圧バルブと、を有し、制御手段は、カムが圧力室内の油圧を上昇させるよう動作しているときに、油圧バルブの開閉を切り替える制御を行って、圧力室内の油圧を排気弁に作用させて排気弁を開弁させ、油圧バルブの開閉を切り替えるタイミングを制御して、排気弁の開閉時期を変化させる。

このように構成された本発明によれば、クランクシャフトの回転に同期して回転するカムを用いて圧力室内のエンジンオイルの油圧を変化させ、油圧バルブの制御によって圧力室内の油圧を排気弁に作用させて、排気弁を開弁させるよう構成された可変動弁機構を適用するので、簡易な構成にて排気弁の開閉時期を変化させることが可能となる。

【発明の効果】

【0014】

本発明のエンジンの制御装置によれば、排気弁に可変動弁機構を適用したエンジンにおいて、排気弁の排気上死点におけるリフト量を確保して、排気による損失を適切に抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【0015】

【図1】本発明の実施形態によるエンジンの制御装置が適用されたエンジンの概略構成図である。

【図2】本発明の実施形態によるエンジンの排気弁に適用される排気側可変動弁機構の概略側面図である。

【図3】本発明の実施形態によるエンジンの制御装置に関する電氣的構成を示すブロック図である。

【図4】本発明の実施形態によるエンジンの運転領域の説明図である。

【図5】本発明の実施形態による第1の運転領域での吸気弁及び排気弁の基本動作の説明図である。

10

20

30

40

50

【図 6】本発明の実施形態による排気側可変動弁機構の特性についての説明図である。

【図 7】排気側可変動弁機構によって排気弁の開弁時期を遅角させたときの排気上死点での排気弁のリフト量の変化についての説明図である。

【図 8】本発明の実施形態において設定する排気弁の最大遅角開弁時期についての説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0016】

以下、添付図面を参照して、本発明の実施形態によるエンジンの制御装置について説明する。

【0017】

〔エンジンの構成〕

まず、図 1 乃至図 3 を参照して、本発明の実施形態によるエンジンの制御装置が適用されたエンジンの構成について説明する。図 1 は、本発明の実施形態によるエンジンの制御装置が適用されたエンジンの概略構成図であり、図 2 は、本発明の実施形態によるエンジンにおける排気弁に適用される排気側可変動弁機構の概略側面図（部分的に断面図を示している）であり、図 3 は、本発明の実施形態によるエンジンの制御装置に関する電氣的構成を示すブロック図である。

【0018】

図 1 に示すように、エンジン 1 は、車両に搭載されると共に、少なくともガソリンを含有する燃料が供給されるガソリンエンジンである。エンジン 1 は、複数の気筒 18 が設けられたシリンダブロック 11（なお、図 1 では、1 つの気筒のみを図示するが、例えば 4 つの気筒が直列に設けられる）と、このシリンダブロック 11 上に配設されたシリンダヘッド 12 と、シリンダブロック 11 の下側に配設され、潤滑油が貯留されたオイルパン 13 とを有している。各気筒 18 内には、コンロッド 142 を介してクランクシャフト 15 と連結されているピストン 14 が往復動可能に嵌挿されている。ピストン 14 の頂面には、ディーゼルエンジンでのリエントラント型のようなキャビティ 141 が形成されている。キャビティ 141 は、ピストン 14 が圧縮上死点付近に位置するときには、後述するインジェクタ 67 に相対する。シリンダヘッド 12 と、気筒 18 と、キャビティ 141 を有するピストン 14 とは、燃焼室 19 を画定する。なお、燃焼室 19 の形状は、図示する形状に限定されるものではない。例えばキャビティ 141 の形状、ピストン 14 の頂面形状、及び、燃焼室 19 の天井部の形状等は、適宜変更することが可能である。

【0019】

このエンジン 1 は、理論熱効率の向上や、後述する圧縮着火燃焼の安定化等を目的として、15 以上の比較的高い幾何学的圧縮比に設定されている。なお、幾何学的圧縮比は 15 以上 20 以下程度の範囲で、適宜設定すればよい。

【0020】

シリンダヘッド 12 には、気筒 18 毎に、吸気ポート 16 及び排気ポート 17 が形成されていると共に、これら吸気ポート 16 及び排気ポート 17 には、燃焼室 19 側の開口を開閉する吸気弁 21 及び排気弁 22 がそれぞれ配設されている。また、図 3 に示すように、吸気弁 21 は、吸気側可変動弁機構 71 によって開弁時期及び／又はリフト量に変化され、排気弁 22 は、排気側可変動弁機構 72 によって開弁時期に変化される。なお、一般的に、排気弁 22 は、気筒 18 毎に 2 つ設けられるが、これら 2 つの排気弁 22 の両方に排気側可変動弁機構 72 を適用することに限定はされず、一方の排気弁 22 にのみ排気側可変動弁機構 72 を適用し、他方の排気弁 22 には開弁時期及びリフト量が一定となるメカニカル動弁機構を適用してもよい。吸気弁 21 についても同様である。

【0021】

図 2 に示すように、排気弁 22 に適用される排気側可変動弁機構 72 は、外部から供給されたエンジンオイルが通過するオイル供給路 72a と、オイル供給路 72a 上に設けられた三方弁としてのソレノイドバルブ 72b（油圧バルブに相当する）と、オイル供給路 72a からソレノイドバルブ 72b を介して供給されたエンジンオイルが充填される圧力

室 7 2 c と、を有する。この場合、ソレノイドバルブ 7 2 b が開弁しているときに、オイル供給路 7 2 a と圧力室 7 2 c とが流体連通されて、オイル供給路 7 2 a から圧力室 7 2 c へとエンジンオイルが供給される（図 2 中の矢印 A 1 1 参照）。ソレノイドバルブ 7 2 b は、通電されていない状態では開弁しており、通電されると閉弁する。より詳しくは、ソレノイドバルブ 7 2 b は、通電され続けることにより、閉弁状態が維持される。なお、ソレノイドバルブ 7 2 b の上流側のオイル供給路 7 2 a 上には、図示しない逆止弁などが設けられている。

【0022】

また、排気側可変動弁機構 7 2 は、タイミングベルトなどを介してクランクシャフト 1 5 の回転が伝達される排気カムシャフト 2 3 上に設けられたカム 7 2 d と、カム 7 2 d から伝達された力により揺動するローラーフィンガーフォロア 7 2 e と、圧力室 7 2 c に連結されており、ローラーフィンガーフォロア 7 2 e によって動作されて、圧力室 7 2 c 内のエンジンオイルの圧力（油圧）を上昇させるポンプユニット 7 2 f と、を有する。加えて、排気側可変動弁機構 7 2 は、ソレノイドバルブ 7 2 b を介して圧力室 7 2 c に連結され、圧力室 7 2 c 内の油圧によって排気弁 2 2 を開弁させるように動作するブレーキユニット 7 2 g と、ブレーキユニット 7 2 g が動作していないときに排気弁 2 2 の閉状態を維持するための力を付与するバルブスプリング 7 2 h と、を有する。この場合、ソレノイドバルブ 7 2 b が閉弁しているときに、オイル供給路 7 2 a と圧力室 7 2 c との流体連通が遮断されて、圧力室 7 2 c とブレーキユニット 7 2 g とが流体連通されることで、圧力室 7 2 c 内の油圧がブレーキユニット 7 2 g に作用する（図 2 中の矢印 A 1 2 参照）。

【0023】

排気側可変動弁機構 7 2 が排気弁 2 2 を開弁させる動作について具体的に説明する。カム 7 2 d が排気カムシャフト 2 3 と同期して回転している最中において、カム 7 2 d に形成されたカム山（換言するとカムロブ）がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に接触すると、このカム山がローラーフィンガーフォロア 7 2 e を押し込む。これにより、ローラーフィンガーフォロア 7 2 e がポンプユニット 7 2 f を付勢して、ポンプユニット 7 2 f が圧力室 7 2 c 内のエンジンオイルを圧縮するよう動作する。このときに、ソレノイドバルブ 7 2 b を閉弁すると、オイル供給路 7 2 a と圧力室 7 2 c との流体連通が遮断されて、圧力室 7 2 c とブレーキユニット 7 2 g とが流体連通されることで、圧力室 7 2 c とブレーキユニット 7 2 g とによってほぼ密閉空間が形成されて、この空間内のエンジンオイルの油圧がポンプユニット 7 2 f の動作によって上昇する。そして、上昇された油圧によってブレーキユニット 7 2 g が動作して排気弁 2 2 を付勢することで、排気弁 2 2 がリフトする、つまり排気弁 2 2 が開弁する。他方で、上記のような状況においてソレノイドバルブ 7 2 b を開状態に維持した場合には、オイル供給路 7 2 a と圧力室 7 2 c とが流体連通しているので、ポンプユニット 7 2 f の動作によって圧力室 7 2 c 内のエンジンオイルがオイル供給路 7 2 a へと押し出される（当然、ソレノイドバルブ 7 2 b が閉弁しているときには、圧力室 7 2 c とブレーキユニット 7 2 g との流体連通が遮断されているため、圧力室 7 2 c 内の油圧はブレーキユニット 7 2 g に作用しない）。

【0024】

基本的には、カム 7 2 d に形成されたカム山がローラーフィンガーフォロア 7 2 e に作用している間の何処かのタイミングでソレノイドバルブ 7 2 b を閉弁すると、排気弁 2 2 を開弁させることができる。したがって、ソレノイドバルブ 7 2 b を開状態から閉状態に切り替えるタイミングを変えることで、排気弁 2 2 の開弁時期を変化させることができる。本実施形態では、排気行程において排気弁 2 2 を開弁できるように、カム 7 2 d 上の所定位置にカム山が形成されていると共に、排気行程に加えて吸気行程においても排気弁 2 2 を開弁できるように、つまり排気の二度開きが行えるように、別のカム山がカム 7 2 d 上の所定位置に形成されている。本実施形態では、このような 2 つのカム山のそれぞれがローラーフィンガーフォロア 7 2 e に作用している間に、ソレノイドバルブ 7 2 b の開閉を切り替える制御を行って、排気弁 2 2 の開閉時期を変化させるようにする。また、排気の二度開きは、排気ポート 1 7 から燃焼室 1 9 へ既燃ガス（内部 E G R ガス）を逆流させ

て再導入する場合に実行される。

【0025】

図1を再度参照すると、シリンダヘッド12には、気筒18毎に、気筒18内に燃料を直接噴射する（直噴）インジェクタ67が取り付けられている。インジェクタ67は、その噴口が燃焼室19の天井面の中央部分から、その燃焼室19内に臨むように配設されている。インジェクタ67は、エンジン1の運転状態に応じて設定された噴射タイミングでかつ、エンジン1の運転状態に応じた量の燃料を、燃焼室19内に直接噴射する。この例において、インジェクタ67は、詳細な図示は省略するが、複数の噴口を有する多噴口型のインジェクタである。これによって、インジェクタ67は、燃料噴霧が、燃焼室19の中心位置から放射状に広がるように、燃料を噴射する。ピストン14が圧縮上死点付近に位置するタイミングで、燃焼室19の中央部分から放射状に広がるように噴射された燃料噴霧は、ピストン頂面に形成されたキャビティ141の壁面に沿って流動する。キャビティ141は、ピストン14が圧縮上死点付近に位置するタイミングで噴射された燃料噴霧を、その内部に収めるように形成されている、と言い換えることが可能である。この多噴口型のインジェクタ67とキャビティ141との組み合わせは、燃料の噴射後、混合気形成期間を短くすると共に、燃焼期間を短くする上で有利な構成である。なお、インジェクタ67は、多噴口型のインジェクタに限定されず、外開弁タイプのインジェクタを採用してもよい。

10

【0026】

図外の燃料タンクとインジェクタ67との間は、燃料供給経路によって互いに連結されている。この燃料供給経路上には、燃料ポンプ63とコモンレール64とを含みかつ、インジェクタ67に、比較的高い燃料圧力で燃料を供給することが可能な燃料供給システム62が介設されている。燃料ポンプ63は、燃料タンクからコモンレール64に燃料を圧送し、コモンレール64は圧送された燃料を、比較的高い燃料圧力で蓄えることが可能である。インジェクタ67が開弁することによって、コモンレール64に蓄えられている燃料がインジェクタ67の噴口から噴射される。ここで、燃料ポンプ63は、図示は省略するが、プランジャー式のポンプであり、エンジン1によって駆動される。このエンジン駆動のポンプを含む構成の燃料供給システム62は、30MPa以上の高い燃料圧力の燃料を、インジェクタ67に供給することを可能にする。燃料圧力は、最高で120MPa程度に設定してもよい。インジェクタ67に供給される燃料の圧力は、エンジン1の運転状態に応じて変更される。なお、燃料供給システム62は、この構成に限定されるものではない。

20

30

【0027】

シリンダヘッド12にはまた、燃焼室19内の混合気に強制点火（具体的には火花点火）する点火プラグ25が取り付けられている。点火プラグ25は、この例では、エンジン1の排気側から斜め下向きに延びるように、シリンダヘッド12内を貫通して配置されている。点火プラグ25の先端は、圧縮上死点に位置するピストン14のキャビティ141内に臨んで配置される。

【0028】

エンジン1の一側面には、図1に示すように、各気筒18の吸気ポート16に連通するように吸気通路30が接続されている。一方、エンジン1の他側面には、各気筒18の燃焼室19からの既燃ガス（排気ガス）を排出する排気通路40が接続されている。

40

【0029】

吸気通路30の上流端部には、吸入空気を濾過するエアクリーナ31が配設され、その下流側には、各気筒18への吸入空気量を調節するスロットル弁36が配設されている。また、吸気通路30における下流端近傍には、サージタンク33が配設されている。このサージタンク33よりも下流側の吸気通路30は、気筒18毎に分岐する独立通路とされ、これら各独立通路の下流端が各気筒18の吸気ポート16にそれぞれ接続されている。

【0030】

排気通路40の上流側の部分は、気筒18毎に分岐して排気ポート17の外側端に接続

50

された独立通路と該各独立通路が集合する集合部とを有する排気マニホールドによって構成されている。この排気通路40における排気マニホールドよりも下流側には、排気ガス中の有害成分を浄化する排気浄化装置として、直キャタリスト41とアンダーフットキャタリスト42とがそれぞれ接続されている。直キャタリスト41及びアンダーフットキャタリスト42はそれぞれ、筒状ケースと、そのケース内の流路に配置した、例えば三元触媒とを備えて構成されている。

【0031】

吸気通路30におけるサージタンク33とスロットル弁36との間の部分と、排気通路40における直キャタリスト41よりも上流側の部分とは、排気ガスの一部を吸気通路30に還流するためのEGR通路50を介して接続されている。このEGR通路50は、排気ガスをエンジン冷却水によって冷却するためのEGRクーラ52が配設された主通路51を含んで構成されている。主通路51には、排気ガスの吸気通路30への還流量を調整するためのEGR弁511が配設されている。

【0032】

エンジン1は、制御手段としてのパワートレイン・コントロール・モジュール（以下では「PCM」と呼ぶ。）10によって制御される。PCM10は、CPU、メモリ、カウンタタイマ群、インターフェース及びこれらのユニットを接続するバスを有するマイクロプロセッサで構成されている。このPCM10が制御器を構成する。

【0033】

PCM10には、図1及び図3に示すように、各種のセンサSW1、SW2、SW4～SW18の検出信号が入力される。具体的には、PCM10には、エアクリーナ31の下流側で、新気の流量を検出するエアフローセンサSW1の検出信号と、新気の温度を検出する吸気温度センサSW2の検出信号と、EGR通路50における吸気通路30との接続部近傍に配置されかつ、外部EGRガスの温度を検出するEGRガス温センサSW4の検出信号と、吸気ポート16に取り付けられかつ、気筒18内に流入する直前の吸気の温度を検出する吸気ポート温度センサSW5の検出信号と、シリンダヘッド12に取り付けられかつ、気筒18内の圧力を検出する筒内圧センサSW6の検出信号と、排気通路40におけるEGR通路50の接続部近傍に配置されかつ、それぞれ排気温度及び排気圧を検出する排気温センサSW7及び排気圧センサSW8の検出信号と、直キャタリスト41の上流側に配置されかつ、排気中の酸素濃度を検出するリニアO₂センサSW9の検出信号と、直キャタリスト41とアンダーフットキャタリスト42との間に配置されかつ、排気中の酸素濃度を検出するラムダO₂センサSW10の検出信号と、エンジン冷却水の温度を検出する水温センサSW11の検出信号と、クランクシャフト15の回転角を検出するクランク角センサSW12の検出信号と、車両のアクセルペダル（図示省略）の操作量に対応したアクセル開度を検出するアクセル開度センサSW13の検出信号と、吸気側及び排気側のカム角センサSW14、SW15の検出信号と、燃料供給システム62のコモンレール64に取り付けられかつ、インジェクタ67に供給する燃料圧を検出する燃圧センサSW16の検出信号と、エンジン1の油圧を検出する油圧センサSW17の検出信号と、エンジン1の油温を検出する油温センサSW18の検出信号と、が入力される。

【0034】

PCM10は、これらの検出信号に基づいて種々の演算を行うことによってエンジン1や車両の状態を判定し、これに応じて、（直噴）インジェクタ67、点火プラグ25、吸気側可変動弁機構71、排気側可変動弁機構72、燃料供給システム62、及び、各種の弁（スロットル弁36、EGR弁511）のアクチュエータに対して制御信号を出力する。こうしてPCM10は、エンジン1を運転する。特に、本実施形態では、PCM10は、排気側可変動弁機構72のソレノイドバルブ72bに対して制御信号を出力して（詳しくはソレノイドバルブ72bに対して電圧又は電流を供給する）、ソレノイドバルブ72bの開閉を切り替えることで、排気弁22の開閉時期を変化させる制御を実行する。

【0035】

[運転領域]

10

20

30

40

50

次に、図 4 を参照して、本発明の実施形態によるエンジン 1 の運転領域について説明する。図 4 は、エンジン 1 の運転制御マップの一例を示している。このエンジン 1 は、燃費の向上や排気エミッション性能の向上を目的として、エンジン負荷が相対的に低い低負荷域である第 1 の運転領域 R 1 1 では、点火プラグ 2 5 による点火を行わずに、圧縮自己着火による圧縮着火燃焼を行う。しかしながら、エンジン 1 の負荷が高くなるに従って、この圧縮着火燃焼では、燃焼が急峻になりすぎてしまい、燃焼騒音が発生したり、着火時期の制御が困難になったりする（失火などが発生する傾向にある）。そのため、このエンジン 1 では、エンジン負荷が相対的に高い高負荷域である第 2 の運転領域 R 1 2 では、圧縮着火燃焼の代わりに、点火プラグ 2 5 を利用した強制点火燃焼（ここでは火花点火燃焼）を行うようにする。このように、このエンジン 1 は、エンジン 1 の運転状態、特にエンジン 1 の負荷に応じて、圧縮着火燃焼による運転を実行する C I（Compression Ignition）運転と、火花点火燃焼による運転を実行する S I（Spark Ignition）運転とを切り替えるように構成されている。

10

【0036】

ここで、図 5 を参照して、C I 運転を行う第 1 の運転領域 R 1 1 での吸気弁 2 1 及び排気弁 2 2 の基本動作について説明する。図 5 は、横軸にクランク角を示し、縦軸に弁のリフト量を示している。また、実線のグラフ G 1 1 は、クランク角に応じた排気弁 2 2 の動作（リフトカーブ）を示し、破線のグラフ G 1 2 は、クランク角に応じた吸気弁 2 1 の動作（リフトカーブ）を示している。グラフ G 1 1 に示すように、C I 運転を行う第 1 の運転領域 R 1 1 では、排気側可変動弁機構 7 2 によって排気弁 2 2 を排気行程中に開弁させると共に吸気行程中にも開弁させる排気の二度開きを実行して、相対的に温度の高い内部 E G R ガスを気筒 1 8 内に導入する。こうすることで、C I 運転時に、気筒 1 8 内の圧縮端温度を高めて、圧縮着火燃焼の着火性及び安定性を高めるようにしている。

20

【0037】

〔排気弁に対する制御〕

次に、本発明の実施形態による排気弁に対する制御内容について具体的に説明する。

【0038】

まず、図 6 を参照して、排気弁 2 2 を動作させる排気側可変動弁機構 7 2 の特性について説明する。ここでは、説明を簡単にするために、排気側可変動弁機構 7 2 によって排気弁 2 2 を 1 回だけ開弁させる場合を例に挙げる（実際には排気弁 2 2 は二度開きする）。

30

【0039】

図 6（a）の上には、排気側可変動弁機構 7 2 によって排気弁 2 2 を比較的早い時期 t_{11} にて開弁させたときの排気弁 2 2 の動作（リフトカーブ）を示しており、図 6（a）の下には、このように排気弁 2 2 を動作させたときの排気側可変動弁機構 7 2 のソレノイドバルブ 7 2 b の開閉状態を示している。例えば、開弁時期 t_{11} は、排気側可変動弁機構 7 2 によって排気弁 2 2 の開弁時期を最大に進角させたときの開弁時期（以下では適宜「最大進角開弁時期」と呼ぶ。）である。一方、図 6（b）の上には、比較的遅い時期 t_{12} に、具体的には図 6（a）に示した開弁時期 t_{11} から遅角させた時期 t_{12} に（矢印 A 2 1 参照）、排気側可変動弁機構 7 2 によって排気弁 2 2 を開弁させたときの排気弁 2 2 の動作（リフトカーブ）を示しており、図 6（b）の下には、このように排気弁 2 2 を動作させたときの排気側可変動弁機構 7 2 のソレノイドバルブ 7 2 b の開閉状態を示している。また、図 6（b）の上には、比較のために、図 6（a）の上に示したリフトカーブを破線にて重ねて示してある。

40

【0040】

図 6（a）と図 6（b）とを比較すると、排気弁 2 2 の開弁時期を遅角させると、排気弁 2 2 のリフト量が小さくなることがわかる（矢印 A 2 2 参照）。また、符号 $A_r 2$ で示す面積に対応する、排気弁 2 2 のリフト量積分値（開弁期間においてクランク角度に応じて変化する排気弁 2 2 のリフト量を積分した値であり、排気弁 2 2 を通って流れるガス量は、高回転では概ねこのリフト量積分値に応じた量となり、低回転では同じ通過ガス量に対してポンプ損失がリフト量積分値低下に伴い概ね増加する）が、符号 $A_r 1$ で示す面積

50

に対応する、排気弁 22 のリフト量積分値よりも小さいことがわかる。このように排気弁 22 の開弁時期を遅角させるとリフト量及びリフト量積分値が小さくなる理由は、以下の通りである。

【0041】

上述したように、排気側可変動弁機構 72 においては、カム 72 d に形成されたカム山がローラーフィンガーフォロア 72 e に接触しているときに、このカム山がローラーフィンガーフォロア 72 e を押し込むことで、ポンプユニット 72 f が圧力室 72 c 内のエンジンオイルを圧縮するよう動作する。このときに、ソレノイドバルブ 72 b を閉弁すると、圧力室 72 c とブレーキユニット 72 g とによってほぼ密閉空間が形成されて、この空間内のエンジンオイルの油圧が上昇して、上昇された油圧によってブレーキユニット 72 g が動作して排気弁 22 を付勢することで、排気弁 22 が開弁する。

【0042】

ここで、圧力室 72 c 内の油圧は、カム 72 d のカム山がローラーフィンガーフォロア 72 e に作用し始めると上昇していくが、ある程度まで上昇した後に低下していく。したがって、カム 72 d のカム山がローラーフィンガーフォロア 72 e に作用し始めた初期の所定のタイミングにおいてソレノイドバルブ 72 b を閉弁すると、相対的に早い時期から高圧室の圧力は上昇するため、排気弁 22 の開弁は早くなり、その後もカム山によって押し込まれるポンプユニット 72 f の動きに合わせてリフトするため、リフト量及びリフト量積分値は最も大きくなる（図 6（a）参照）。この場合、排気弁 22 のリフト量及びリフト量積分値が最も大きくなるような排気弁 22 の開弁時期が、排気弁 22 の最大進角開弁時期として規定される。他方で、そのような最大進角開弁時期からソレノイドバルブ 72 b の閉弁時期を遅角させていくと、高圧室の圧力上昇は相対的に遅くなり、排気弁 22 の開弁は遅くなるため、その後カム山によって押し込まれるポンプユニットの動きに合わせてリフトするリフト量およびリフト量積分値も小さくなるのである（図 6（b）参照）。

なお、上述してきた通り、排気側可変動弁機構 72 は排気弁 22 の開閉時期を変化させることができるが、図 6 に示したように、排気側可変動弁機構 72 によって排気弁 22 の開閉時期を変化させると排気弁 22 のリフト量も変化するので、このことから、排気側可変動弁機構 72 は排気弁 22 の開閉時期に加えてリフト量も変化させることができると言える。

【0043】

ところで、エンジン 1 の高回転時には、排気側可変動弁機構 72 によって排気弁 22 の開弁時期を排気下死点（TDC）に対して進角させると、ポンピングロス低減することができるものと考えられる。例えば、排気弁 22 の開弁時期を最大進角開弁時期に設定すると、ポンピングロスを効果的に低減することができる。一方で、エンジン 1 の低回転時には、排気側可変動弁機構 72 によって排気弁 22 の開弁時期を排気下死点付近まで遅角させると、膨張比を向上させることができるものと考えられる。そのため、本実施形態では、PCM10 は、エンジン回転数に応じて、排気側可変動弁機構 72 によって排気弁 22 の開弁時期を変化させる。具体的には、PCM10 は、ポンピングロスの観点から、エンジン回転数が高いほど、排気側可変動弁機構 72 によって排気弁 22 の開弁時期を進角させ（詳しくは最大進角開弁時期を限度として排気弁 22 の開弁時期を進角させる）、また、膨張比の観点から、エンジン回転数が低いほど、排気側可変動弁機構 72 によって排気弁 22 の開弁時期を遅角させる。

【0044】

しかしながら、上記したような排気側可変動弁機構 72 の特性から（図 6（b）参照）、エンジン 1 の低回転時に膨張比を向上させるために排気弁 22 の開弁時期を遅角させ過ぎると、所望のリフト量などが確保できずに、筒内から排気をスムーズに排出できなくなる。特に、排気弁 22 の開弁時期を遅角させ過ぎると、排気上死点での排気弁 22 のリフト量がかなり小さくなり、排気による損失（ポンピングロス）が生じてしまう。これについて、図 7 を参照して具体的に説明する。

【0045】

図7は、排気側可変動弁機構72によって排気弁22の開弁時期を遅角させたときの排気上死点での排気弁22のリフト量の変化についての説明図である。図7は、横軸にクランク角を示し、縦軸に排気弁22のリフト量を示している。グラフG21～G24は、基本的には排気の二度開き（図5参照）を行うように排気弁22を動作させることとし、そのときの排気行程における排気弁22の開弁時期を遅角させていった場合の排気弁22のリフトカーブの具体例を示している。

【0046】

図7に示すように、排気弁22の開弁時期を遅角させる度合いを大きくすると（矢印A31参照）、排気上死点での排気弁22のリフト量が小さくなっていくことがわかる（矢印A32参照）。特に、グラフG24に示すように、排気弁22の開弁時期を遅角させる度合いをかなり大きくすると、排気上死点での排気弁22のリフト量が0になること、つまり排気上死点において排気弁22が全閉状態になることがわかる。このように、排気弁22の開弁時期を遅角させることで排気上死点での排気弁22のリフト量が確保されなくなると、排気が筒内から適切に排出されずに筒内圧が上昇し、排気による損失が生じてしまう。

【0047】

したがって、本実施形態では、排気上死点での排気弁22のリフト量を考慮して、排気行程での排気弁22の開弁時期を排気側可変動弁機構72によって最大に遅角させる時期である最大遅角開弁時期を設定し、この最大遅角開弁時期よりも進角側の時期において排気弁22を開弁させるように排気側可変動弁機構72を制御する。具体的には、PCM10は、エンジン回転数が低い場合に、最大遅角開弁時期を限度として排気弁22の開弁時期を遅角させることで、排気上死点での排気弁22のリフト量を確保して排気による損失を抑制しつつ、膨張比を改善するようにする。

【0048】

次に、図8を参照して、本発明の実施形態において設定する排気弁22の最大遅角開弁時期について具体的に説明する。図8は、排気の二度開きを行うように排気弁22を動作させた場合の排気弁22のリフトカーブの一例を示している。図8中の符号Lは、排気上死点での排気弁22のリフト量を示している。

【0049】

本実施形態では、PCM10は、排気上死点での排気弁22のリフト量Lが0にならないように、つまり排気上死点において排気弁22が少なくとも開弁状態となっているように、排気側可変動弁機構72による排気弁22の最大遅角開弁時期を設定する。好適には、PCM10は、排気上死点での排気弁22のリフト量Lが所定量以上になるように、排気側可変動弁機構72による排気弁22の最大遅角開弁時期を設定する。この場合に用いる所定量には、例えば、看過できない損失（ポンピングロス）が生じるような排気弁22のリフト量Lよりも少なくとも大きな量が適用される、換言すると、許容できる範囲内の損失（ポンピングロス）が生じるような排気弁22のリフト量Lが適用される。この所定量は、排気量や排気弁22の開口面積などにに基づき設定される。

なお、リフト量Lが少なくとも0よりも大きくなるような最大遅角開弁時期や、リフト量Lが所定量以上になるような最大遅角開弁時期は、例えば、事前に実験やシミュレーションなどを行って求めることができる。PCM10は、そのようにして求められた最大遅角開弁時期を用いて、最大遅角開弁時期よりも進角側の時期において排気弁22を開弁させるように排気側可変動弁機構72を制御する。

【0050】

他方で、エンジン回転数が高くなるほど、気筒18において生成される排気の量が増加するため、排気上死点において確保すべき排気弁22のリフト量Lをより大きくするのが望ましい。したがって、本実施形態では、PCM10は、エンジン回転数が高くなるほど、排気側可変動弁機構72による排気弁22の最大遅角開弁時期を進角側に設定して、排気上死点での排気弁22のリフト量が大きくなるようにする。例えば、実験やシミュレー

10

20

30

40

50

ションなどによってエンジン回転数に応じて設定すべき最大遅角開弁時期を求めて、エンジン回転数に応じて設定すべき最大遅角開弁時期をマップに規定しておき、PCM 10は、そのようなマップを参照して、エンジン回転数に応じた最大遅角開弁時期を設定する。

【0051】

[作用効果]

次に、本発明の実施形態によるエンジンの制御装置の作用効果について述べる。

【0052】

本実施形態によれば、排気上死点での排気弁22のリフト量に基づき、排気弁22の最大遅角開弁時期を設定し、この最大遅角開弁時期よりも進角側の時期において排気弁22を開弁させるように排気側可変動弁機構72を制御するので、排気上死点での排気弁22のリフト量を適切に確保して、排気による損失を抑制することができる。これにより、エンジン回転数が低い場合に、適切な最大遅角開弁時期を限度として排気弁22の開弁時期を遅角させることができ、排気上死点での排気弁22のリフト量を確保して排気による損失を抑制しつつ、膨張比を改善できるようになる。

10

【0053】

特に、本実施形態では、排気上死点での排気弁22のリフト量が0にならないように、排気弁22の最大遅角開弁時期を設定するので、排気上死点での排気弁22のリフト量を確実に確保することができる。また、排気上死点での排気弁22のリフト量が所定量以上になるように、排気弁22の最大遅角開弁時期を設定すれば、排気上死点での排気弁22のリフト量をより確実に確保して、排気による損失を効果的に抑制することができる。

20

【0054】

更に、本実施形態によれば、エンジン回転数が高くなるほど、排気弁22の最大遅角開弁時期を進角側に設定して、排気上死点での排気弁22のリフト量を大きくするので、エンジン回転数が高くなるほど増加する排気を排気弁22から適切に排出して、排気による損失を抑制することができる。

【0055】

[変形例]

上記した実施形態では、本発明をCI運転とSI運転とを切り替えて運転するガソリンエンジンに対して適用した例を示したが、本発明の適用はこれに限定されない。本発明は、通常ガソリンエンジン（つまりSI運転のみを実行するエンジン）や、ディーゼルエンジンにも適用可能である。

30

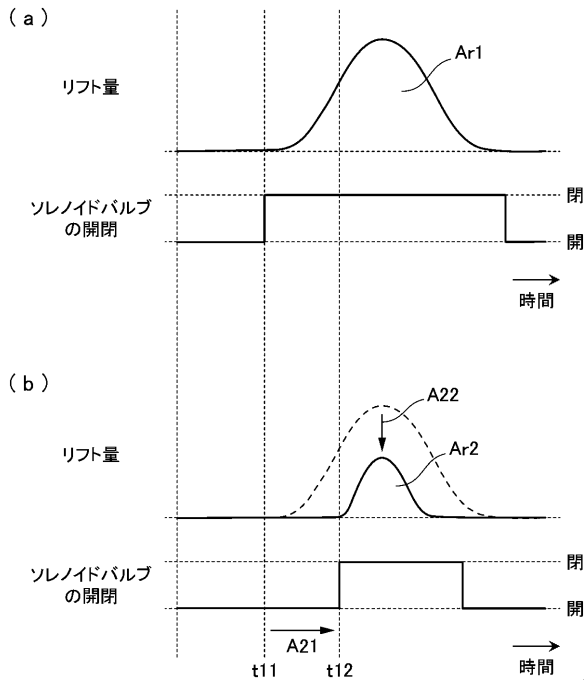
【符号の説明】

【0056】

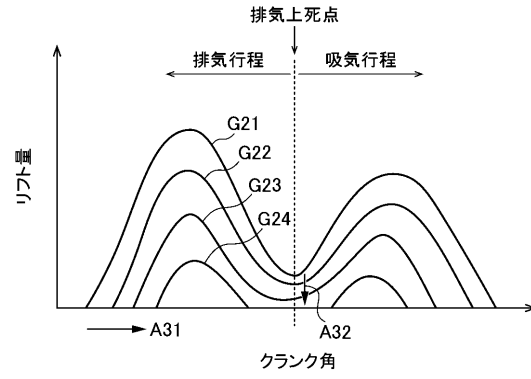
- 1 エンジン
- 10 PCM
- 18 気筒
- 21 吸気弁
- 22 排気弁
- 25 点火プラグ
- 67 インジェクタ
- 71 吸気側可変動弁機構
- 72 排気側可変動弁機構
- 72b ソレノイドバルブ
- 72c 圧力室
- 72d カム

40

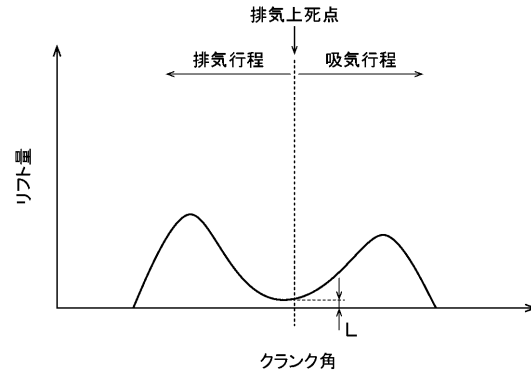
【図 6】



【図 7】



【図 8】



フロントページの続き

(72)発明者 末岡 賢也

広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

(72)発明者 ▲高▼橋 敏彰

広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

(72)発明者 日高 匡聡

広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

(72)発明者 橋口 匡

広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

F ターム(参考) 3G018 AB16 BA01 BA22 DA54 EA03 EA04 GA06

3G092 AA01 AA06 AA11 DA02 DA03 DE03 EA03 EA04 EA09 EA11

FA01 GA17 GA18 HA11Z HA13Z HE01Z