

(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2005-90299

(P2005-90299A)

(43) 公開日 平成17年4月7日(2005.4.7)

(51) Int. Cl. ⁷	F I	テーマコード (参考)
FO2D 13/02	FO2D 13/02 J	3G018
FO1L 13/00	FO1L 13/00 3O1Y	3G023
FO2B 23/00	FO2B 23/00 P	3G092
FO2B 75/04	FO2B 75/04	3J062
FO2D 15/00	FO2D 15/00 D	
審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 12 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号 特願2003-322908 (P2003-322908)
 (22) 出願日 平成15年9月16日 (2003.9.16)

(71) 出願人 000003207
 トヨタ自動車株式会社
 愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (74) 代理人 100100549
 弁理士 川口 嘉之
 (74) 代理人 100090516
 弁理士 松倉 秀実
 (74) 代理人 100098268
 弁理士 永田 豊
 (74) 代理人 100085006
 弁理士 世良 和信
 (74) 代理人 100089244
 弁理士 遠山 勉

最終頁に続く

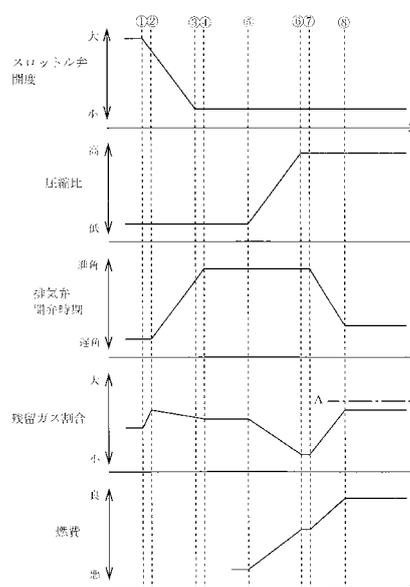
(54) 【発明の名称】 可変圧縮比機構を備えた内燃機関

(57) 【要約】

【課題】 本発明は、可変圧縮比を備えた内燃機関において、排気効率の低下を抑制しつつ、排気損失を減少させることが可能な技術を提供することを課題とする。

【解決手段】 燃烧室の容積を変化させることによって圧縮比を変更する可変圧縮比機構を備えた内燃機関において、可変圧縮比機構により圧縮比が高められたときは、排気弁の開弁時期を排気行程上死点以降とし、排気弁の開弁時期を遅角させて排気行程下死点により近い時期とする。

【選択図】 図4



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

燃焼室の容積を変化させることによって圧縮比を変更する可変圧縮比機構を備えた内燃機関であって、

前記可変圧縮比機構により圧縮比が高められるときは、排気弁の閉弁時期が排気行程上死点以降に設定されるとともに、排気弁の開弁時期が遅角されることを特徴とする可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項 2】

前記可変圧縮比機構により圧縮比が高められたときは、前記排気弁の開弁時期は排気行程下死点近傍まで遅角されることを特徴とする請求項 1 記載の可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

10

【請求項 3】

前記内燃機関の運転状態が低負荷運転であるときにおいて前記可変圧縮比機構により圧縮比が高められるときは、前記排気弁の開弁時期が排気行程上死点以降に設定されるとともに、前記排気弁の開弁時期が遅角されることを特徴とする請求項 1 または 2 記載の可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項 4】

前記排気弁の開弁時期が排気行程上死点近傍に維持されつつ、前記排気弁の開弁時期が遅角されることを特徴とする請求項 3 記載の可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【発明の詳細な説明】

20

【技術分野】

【0001】

本発明は、燃焼室の容積を変化させることによって圧縮比を変更する可変圧縮比機構を備えた内燃機関に関する。

【背景技術】

【0002】

近年、内燃機関の燃費性能や出力性能などを向上させることを目的として、内燃機関の圧縮比を変更する可変圧縮比機構が開発されている。例えば、特許文献 1 には、シリンダブロックとクランクケースとを相対移動可能に連結するとともにその連結部分にカム軸を設けた可変圧縮比機構が開示されている。この可変圧縮比機構では、カム軸を回動させてシリンダブロックとクランクケースとを接近又は離反させることによって燃焼室の容積を変化させることで圧縮比を変更する。

30

【0003】

また、可変圧縮比機構を備えた内燃機関においては、低負荷時の熱効率を向上させると共に、高負荷時のノッキングの発生を回避するために、低回転低負荷時には圧縮比を高くし、機関回転数・機関負荷の増加に伴って、圧縮比を連続的に低くする技術が知られている（例えば、特許文献 2 参照。）。

【0004】

【特許文献 1】特開 2003 - 206771 号公報

【特許文献 2】特開 2002 - 115571 号公報

40

【特許文献 3】特開平 11 - 62648 号公報

【特許文献 4】特開 2001 - 140666 号公報

【特許文献 5】特開 2000 - 73804 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

内燃機関においては、一般に、排気効率の低下を抑制するために、排気弁の開弁時期は排気行程下死点より前に設定されている。これは、排気効率が低下して、気筒内に残留する既燃ガス（以下、残留ガスと称する）が多くなると、次の吸気行程にて気筒内に吸入される新気に対する残留ガスの割合（以下、残留ガス割合と称する）が増加し、燃焼が不

50

安定となるためである。

【0006】

しかしながら、排気弁の開弁時期が排気行程下死点よりも前に設定されると、膨張行程の途中で排気弁が開弁されることになるため、混合気の燃焼熱が排気とともに内燃機関から排出される、所謂排気損失が増加する虞がある。

【0007】

ここで、上述したような可変圧縮比機構を備えた内燃機関においては、排気損失が増加すると、圧縮比を変更することによる効果が低下してしまうという問題が生じる。

【0008】

本発明は、上記問題に鑑みてなされたものであって、可変圧縮比機構を備えた内燃機関において、排気効率の低下を抑制しつつ、排気損失を減少させることが可能な技術を提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0009】

本発明は、上記課題を解決するために以下の手段を採用した。

即ち、本発明は、可変圧縮比機構を備えた内燃機関において、可変圧縮比機構により圧縮比が高められたときは、排気弁の開弁時期を遅角させ、排気行程下死点により近い時期とするものである。

【0010】

より詳しくは、本発明に係る可変圧縮比機構を備えた内燃機関は、燃焼室の容積を変化させることによって圧縮比を変更する可変圧縮比機構を備えた内燃機関であって、

前記可変圧縮比機構により圧縮比が高められるときは、排気弁の開弁時期が排気行程上死点以降に設定されるとともに、排気弁の開弁時期が遅角されることを特徴とする。

【0011】

可変圧縮比機構によって圧縮比が高められると、燃焼室容積が減少する。燃焼室の容積が減少した場合に、排気弁の開弁時期が排気行程上死点以降に設定されていると、ピストンが排気上死点に達したときに燃焼室から排出される既燃ガス量が増加する。そのため、残留ガス量が減少する。

【0012】

即ち、可変圧縮比機構によって圧縮比を高めるべく燃焼室容積を減少させたときに、排気弁の開弁時期が排気行程上死点以降に設定されていれば、内燃機関の排気効率は高くなる。

【0013】

従って、可変圧縮比機構によって圧縮比を高めるべく燃焼室容積を減少させたときには、排気弁の開弁時期が排気行程上死点以降に設定されていれば、排気弁の開弁時期を遅角させ、排気行程下死点により近い時期とした場合であっても、排気効率の低下は抑制される。その結果、排気効率の低下を抑制しつつ、排気損失を減少させることが出来る。

【0014】

尚、本発明において、排気弁の開弁時期を遅角する場合、圧縮比が高くなるにつれて、徐々に遅角しても良く、また、段階的に遅角しても良い。

【0015】

また、本発明において、可変圧縮比機構により圧縮比が高められたときは、前記排気弁の開弁時期は排気行程下死点近傍まで遅角されても良い。

【0016】

この場合、排気損失をより減少させることが出来る。

【0017】

内燃機関の運転状態が高負荷運転となると、排気弁の開弁時期が進角されなくても排気効率は高くなる。そのため、内燃機関においては、圧縮比に関わらず、その運転状態が高負荷運転であるときには排気弁の開弁時期が排気行程下死点側に遅角されるものがある。

10

20

30

40

50

【0018】

このような内燃機関では、その運転状態が低負荷運転であるときに可変圧縮比機構により圧縮比が高められた場合、排気弁の開弁時期を遅角させるとすれば、前記と同様、排気効率の悪化を抑制しつつ、排気損失を減少させるという効果を得ることが出来る。

【0019】

また、内燃機関の運転状態が低負荷運転である場合は、排気弁の閉弁時期が排気行程上死点近傍にあるときに、排気効率が最も高くなる。

【0020】

そこで、本発明においては、内燃機関の運転状態が低負荷運転であるときにおいて、可変圧縮比機構により圧縮比が高められる場合は、排気弁の閉弁時期を排気行程上死点近傍に維持しつつ排気弁の開弁時期を遅角させることが好ましい。

10

【0021】

このように排気弁の開閉時期を制御することによって、排気効率の低下をより抑制することが出来る。

【発明の効果】

【0022】

本発明に係る可変圧縮比内燃機関によれば、排気効率の低下を抑制しつつ、排気損失を減少させることが出来る。そのため、安定した燃焼を確保しつつ、熱効率を向上させることが可能となる。また、その結果、燃費を向上させることが出来る。

【発明を実施するための最良の形態】

20

【0023】

以下、本発明に係る可変圧縮比機構を備えた内燃機関の具体的な実施の形態について図面に基づいて説明する。

【実施例1】

【0024】

図1は、本実施例に係る内燃機関機関および可変圧縮比機構の概略構成を示す断面図であり、図2は、本実施例に係る内燃機関機関および可変圧縮比機構の概略構成を示す外観図である。

【0025】

内燃機関1は、シリンダ2を有するシリンダブロック3、および、シリンダブロック3の上部に設けられたシリンダヘッド20を、ピストン21が連結されたロアケース4に対して、シリンダ2の軸方向に移動させることによって燃焼室の容積を変化させ、圧縮比を変更するものである。

30

【0026】

図2に示すように、シリンダブロック3の両側下部には複数のカム収納部6が形成されている。また、ロアケース4の両側上部には、カム収納部6の間に位置するように、複数の軸受収納部7が形成されている。

【0027】

シリンダブロック3のカム収納部6とロアケース4の軸受収納部7とはそれぞれカム収納孔5と軸受収納孔8とが形成されている。シリンダ2の両側に平行に並ぶと共に、それぞれの列において交互に配置されたカム収納孔5と軸受収納孔8とは、カム軸9が挿通されている。

40

【0028】

ここで、図1に基づき、カム収納孔5と軸受収納孔8とに挿通されたカム軸9について説明する。カム軸9は、軸部9aと、軸部9aの中心軸に対して偏心された状態で軸部9aに固定された正円形のカムプロフィールを有するカム部9bと、カム部9bと同一外形を有し軸部9aに対して回転可能に取り付けられた可動軸受部9cとが交互に配置されている。そして、カム部9bはカム収納孔5内に収納され、可動軸受部9cは軸受収納孔8内に収納されている。また、可動軸受部9cも、軸部9aに対して偏心されておりその偏心量はカム部9bと同一である。また、複数のカム部9bの偏心方向は同一である。また

50

、可動軸受部 9 c の外形は、カム部 9 b と同一正円であるので、可動軸受部 9 c を回転させることで、カム部 9 b の外表面と可動軸受部 9 c の外側面とを一致させることができる（図 1 の状態）。一对のカム軸 9 は鏡像の関係を有している。

【 0 0 2 9 】

図 2 に示すように、各カム軸 9 の一端にはウォームホイール 1 0 が取り付けられている。ウォームホイール 1 0 の中心とカム部 9 b の中心とは一致している。ウォームホイール 1 0 には、ウォーム 1 1 a、1 1 b がそれぞれかみ合っている。ウォーム 1 1 a、1 1 b は単一のモータ 1 2 の出力軸に取り付けられている。ウォーム 1 1 a、1 1 b は、互いに逆方向に回転する螺旋溝を有している。このため、モータ 1 2 を駆動させると、一对のカム軸 9 は、ウォームホイール 1 0 の回転に伴って、互いに逆方向（図 1 に矢印で示す方向）に回転する。モータ 1 2 は、シリンダブロック 3 に固定されており、シリンダブロック 3 と一体的に移動する。

10

【 0 0 3 0 】

また、シリンダヘッド 2 0 もシリンダブロック 3 と一体的に移動する。このシリンダヘッド 2 0 には、燃焼室に開口するように形成された吸気ポート 2 2 と排気ポート 2 3 とが設けられている。吸気ポート 2 2 は吸気通路 2 8 と接続されており、吸気通路 2 8 にはスロットル弁 3 4 が設けられている。一方、排気ポート 2 3 は排気通路 2 9 と接続されている。

【 0 0 3 1 】

吸気ポート 2 2 と排気ポート 2 3 との燃焼室への開口部は、それぞれ吸気弁 2 4 と排気弁 2 5 とによって開閉される。また、吸気弁 2 4 と排気弁 2 5 とには、それぞれ可変動弁機構 2 6、2 7 が設けられている。

20

【 0 0 3 2 】

さらに、内燃機関 1 には、燃焼室での燃焼圧を検出する圧力センサ 3 1 や、カム軸 9 の回転角を検出する回転角センサ 3 2、アクセル開度を検出するアクセル開度センサ 3 3 等の各種センサが設けられている。

【 0 0 3 3 】

内燃機関 1 には、該内燃機関 1 を制御するための電子制御ユニット（ECU）3 0 が併設されている。この ECU 3 0 は、内燃機関 1 の運転条件や運転者の要求に応じて内燃機関 1 の運転状態等を制御するユニットである。ECU 3 0 には、圧力センサ 3 1 や回転角センサ 3 2、アクセル開度センサ 3 3 等の各種センサが電気配線を介して接続されており、これらの出力信号が ECU 3 0 に入力されるようになっている。また、ECU 3 0 には、モータ 1 2 や、可変動弁機構 2 6、2 7、スロットル弁 3 4 等が電氣的に接続されており、これらを制御することが可能となっている。例えば、ECU 3 0 によって可変動弁機構 2 7 を制御することで、排気弁 2 5 の開弁時期と閉弁時期とをそれぞれ変更することが出来る。また、後述するように、ECU 3 0 によってモータ 1 2 を駆動し、カム軸 9 の回転角を制御することで、圧縮比を変更することが出来る。

30

【 0 0 3 4 】

次に、上述した構成の内燃機関 1 において圧縮比を制御する方法について説明する。図 3（a）から図 3（c）は、シリンダブロック 3 と、ロアケース 4 と、これら両者の間に構築されたカム軸 9 との関係を示した断面図である。図 3（a）から図 3（c）において、軸部 9 a の中心軸を a、カム部 9 b の中心を b、可動軸受部 9 c の中心を c として示す。図 3（a）は、軸部 9 a の延長線上から見てカム部 9 b 及び可動軸受部 9 c の外周が一致した状態である。このとき、一对の軸部 9 a は、カム収納孔 5 及び軸受収納孔 8 の中でそれぞれ外側に位置している。

40

【 0 0 3 5 】

図 3（a）の状態から、モータ 1 2 を駆動してカム軸 9 を矢印方向に回転させると、図 3（b）の状態となる。このとき、軸部 9 a に対して、カム部 9 b と可動軸受部 9 c の偏心方向にずれが生じるので、ロアケース 4 に対してシリンダブロック 3 が上死点側にスライドされる。そして、そのスライド量は、図 3（c）のように、a と b と c とがシリンダ 2 の軸

50

方向に一直線に並んだ状態となるまでカム軸 9 を回転させたときが最大となり、カム部 9 b や可動軸受部 9 c の偏心量の 2 倍となる。カム部 9 b 及び可動軸受部 9 c は、それぞれカム収納孔 5 及び軸受収納孔 8 の内部で回転し、それぞれカム収納孔 5 及び軸受収納孔 8 の内部で軸部 9 a の位置が移動するのを許容している。

【0036】

上述したような機構を用いることによって、シリンダブロック 3 およびシリンダヘッド 20 をロアケース 4 に対して、シリンダ 2 の軸線方向に相対移動させることが可能となり、燃焼室の容積を変化させて圧縮比を変更することができる。

【0037】

次に、本実施例における、スロットル弁開度と、圧縮比と、排気弁開弁時期と、残留ガス割合と、燃費との関係について説明する。図 4 は、スロットル弁開度と、圧縮比と、排気弁開弁時期と、残留ガス割合と、燃費との関係を示すタイムチャート図である。図 4 において、スロットル弁開度とはスロットル弁 34 の開度を示し、排気弁開弁時期とは排気弁 25 の開弁時期を示す。尚、図 4 は、スロットル弁開度と、圧縮比と、排気弁開弁時期と、残留ガス割合と、燃費との関係について説明するための図であって、スロットル弁 34 の開度と圧縮比と排気弁 25 の開弁時期との実際の制御は、このタイムチャート図の順番に限られるものではない。

10

【0038】

また、本実施例においては、排気弁 25 の開弁時期は排気行程下死点以前であって、排気弁 25 の開弁時期を遅角するとは排気行程下死点により近い時期とするということである。排気弁 25 の閉弁時期は、その開弁時期によらず、排気行程上死点以降に設定されている。

20

【0039】

内燃機関 1 が高負荷で運転されているとき、即ちスロットル弁 34 の開度が大きいときは、排気弁 25 の開弁時期を排気行程下死点からそれほど進角させなくても、吸気行程において吸入される新気量が多く、また、排気効率が高いため、残留ガス割合は大きくなりやすい。そのため、排気弁 25 の開弁時期は遅い時期（排気行程下死点近傍の時期）となっている。

【0040】

内燃機関 1 の運転状態が高負荷から低負荷へ移行すると、(1) から (3) の期間でスロットル弁 34 の開度が絞られる。内燃機関 1 の運転状態が高負荷から低負荷へ移行すると、残留ガス割合が増加し易くなるため、(2) から (4) の期間で排気弁 25 の開弁時期を進角する。排気弁 25 の開弁時期を進角すると、排気効率が高くなるため残留ガス割合は減少する。

30

【0041】

内燃機関 1 の運転状態を低負荷へ移行した後、(5) から (6) の期間で、燃焼室の容積を小さくして圧縮比を高くする。本実施例においては、排気弁 25 の閉弁時期は排気行程上死点以降に設定されているため、燃焼室の容積を小さくして圧縮比を高くすると、ピストン 21 が排気行程上死点に達したときに燃焼室から排出される既燃ガス量が増加する。従って、残留ガス割合はさらに減少する。また、圧縮比が高くなると燃焼効率が上昇するため燃費が向上する。

40

【0042】

圧縮比を高くした後、(7) から (8) の期間で、排気弁 25 の開弁時期を遅角する。排気弁 25 の開弁時期を遅角すると排気効率が低下するため残留ガス割合は増加する。しかしながら、上述したように、圧縮比が高いときは、既燃ガスは燃焼室から排出され易いため、排気効率の低下は抑制される。従って、残留ガス割合を、燃焼悪化を招く値（図 4 に一点鎖線 A で示す値）よりも小さい値に抑えつつ、排気弁 25 の開弁時期を遅角させることが出来る。圧縮比が高い状態で排気弁 25 の開弁時期を遅角すると、排気損失が抑制されるため燃焼効率がさらに上昇する。そのため、燃費がさらに向上する。

【0043】

50

以上説明したような圧縮比と排気弁の開弁時期の制御によれば、圧縮比を高くしたときに排気弁の開弁時期を排気行程上死点側に遅角することによって、排気効率の低下を抑制しつつ排気損失を減少させることが出来る。

【 0 0 4 4 】

次に、本実施例における圧縮比および排気弁 2 5 の開弁時期の制御について説明する。図 5 は、本実施例における圧縮比および排気弁 2 5 の開弁時期の制御ルーチンを示すフローチャート図である。本ルーチンは、ECU 3 0 に予め記憶されており、内燃機関 1 の運転中に所定時間毎に実行されるルーチンである。

【 0 0 4 5 】

本ルーチンでは、まず、ECU 3 0 は、S 1 0 1 において、内燃機関 1 の運転状態が低負荷であるか否かを判別する。S 1 0 1 において、内燃機関 1 の運転状態が低負荷でないと判定された場合、ECU 3 0 は本ルーチンの実行を一旦終了する。一方、S 1 0 1 において、内燃機関 1 の運転状態が低負荷であると判定された場合、ECU 3 0 は S 1 0 2 に進む。

10

【 0 0 4 6 】

S 1 0 2 において、ECU 3 0 は圧縮比を高くする。このとき、圧縮比は、内燃機関 1 の機関負荷や機関回転数等に基づくMAPから算出される。そして、ECU 3 0 は、内燃機関 1 の圧縮比が該MAPから算出された圧縮比となるように、モータ 1 2 を駆動してカム軸 9 を回転させる。

【 0 0 4 7 】

次に、ECU 3 0 は、S 1 0 3 に進み、アクセル開度センサ 3 3 の出力値からアクセル開度を検出する。さらに、回転角センサ 3 2 の出力値から圧縮比を検出する。

20

【 0 0 4 8 】

次に、ECU 3 0 は、S 1 0 4 に進み、前記 S 1 0 3 にて検出されたアクセル開度と圧縮比、さらに内燃機関 1 の機関回転数に基づき目標排気弁開弁時期を算出する。ここで、目標排気弁開弁時期は、図 6 に示すようなMAPから算出される。該MAPにおいて、縦軸はアクセル開度を表しており、横軸は圧縮比を表している。このようなMAPが、内燃機関 1 の機関回転数に応じて複数設けられており、ECU 3 0 に予め記憶されている。

【 0 0 4 9 】

前記MAPでは、目標排気弁開弁時期は、残留ガス割合が燃焼悪化を招く値よりも小さい値となる時期であり、且つ、出来るだけ遅い時期となるように設定されている。そのため、目標排気弁開弁時期は、図 6 に示すように、アクセル開度が大きい程、即ち内燃機関 1 の機関負荷が高い程、また、圧縮比が高い程、遅角される。尚、目標排気弁開弁時期は常に排気行程下死点以前の時期である。

30

【 0 0 5 0 】

次に、ECU 3 0 は、S 1 0 5 に進み、可変動弁機構 2 7 を制御することによって、排気弁 2 5 の開弁時期を目標排気弁開弁時期に調整する。

【 0 0 5 1 】

次に、ECU 3 0 は、S 1 0 6 に進み、圧力センサ 3 1 の出力値から燃焼サイクル間における燃焼圧変動量を算出する。目標排気弁開弁時期は、残留ガスによる燃焼悪化を招かないような時期に設定されているが、残留ガス量や、吸気行程において吸入される新気量には、ばらつきがあるため、残留ガス割合が増加し燃焼が不安定となって、燃焼圧変動が大きくなる場合がある。燃焼圧変動が大きいと内燃機関 1 の回転変動も大きくなる。

40

【 0 0 5 2 】

S 1 0 6 において燃焼圧変動量を算出したECU 3 0 は、S 1 0 7 に進み、算出された燃焼圧変動量が規定量以下か否かを判別する。ここでの規定量とは、内燃機関 1 の回転変動が許容可能な範囲内となる閾値であり、予め定められた固定値である。

【 0 0 5 3 】

S 1 0 7 において、燃焼圧変動量が規定値より大きいと判定された場合、ECU 3 0 は S 1 0 8 に進む。S 1 0 8 において、ECU 3 0 は、排気弁 2 5 の開弁時期を 1 ステップ

50

進角させる。ここで、1ステップ進角させるとは、予め定められた固定角度分進角させるということであって、例えば、1ステップは0.5~1°としても良い。排気弁25の開弁時期を進角させると既燃ガスが排出されやすくなり残留ガス割合が減少する。その結果、燃焼圧変動量を小さくすることが出来る。S108において、排気弁25の開弁時期を1ステップ進角させたECU30は、S106に戻る。

【0054】

一方、S107において、燃焼圧変動量が規定量以下と判定された場合、ECU30は、本ルーチンの実行を一旦終了する。

【0055】

以上説明したような制御によれば、圧縮比を高くしたときに、排気弁25の開弁時期を目標開弁時期に遅角することで、残留ガス量を抑えて安定した燃焼を確保しつつ、排気損失を抑制することが出来る。

10

【0056】

尚、本実施例において、排気弁25の開弁時期を排気行程上死点側に遅角する場合、圧縮比が高くなるにつれて、徐々に遅角しても良く、また、段階的に遅角しても良い。

【0057】

また、圧縮比が高いときは、排気弁25の開弁時期を排気行程下死点近傍まで遅角しても良い。この場合、排気損失をより抑制することが出来る。

【0058】

本実施例において、内燃機関1の運転状態が低負荷運転であるときにおいて、圧縮比が高められ、排気弁25の開弁時期が遅角される場合は、排気弁25の開弁時期は排気行程上死点近傍に固定されていることが好ましい。このようにすることによって、排気弁25の開弁時期が遅角されることによる排気効率の低下をより抑制することが出来る。また、排気弁25のリフト量もその開弁時期によらず規定のリフト量に固定されていることが好ましい。

20

【0059】

また、本実施例においては、上記説明した図5の制御ルーチンに示すように、内燃機関1の運転状態が低負荷に移行した後、圧縮比を高くし、さらに、圧縮比を高くした後、排気弁25の開弁時期を遅角しているが、内燃機関1の運転状態の低負荷への移行とともに、圧縮比と排気弁25の開弁時期とを変化させても良い。

30

【0060】

上記説明した実施例では、内燃機関1の運転状態が低負荷である場合にのみ、圧縮比を高くしたときは排気弁25の開弁時期を遅角させる例について述べたが、内燃機関1の運転状態が高負荷である場合でも、圧縮比を高くしたときは排気弁25の開弁時期を遅角させても良い。

【図面の簡単な説明】

【0061】

【図1】本発明に係る内燃機関および可変圧縮比機構の概略構成を示す断面図。

【図2】本発明に係る内燃機関および可変圧縮比機構の概略構成を示す外観図。

【図3】シリンダブロックと、ロアケースと、カム軸との関係を示した断面図。図3(a)は軸部の延長線上から見て全てのカム部及び可動軸受部の外周が一致した状態を示す図。同図(b)は同図(a)の状態から軸部を矢印方向に回転させた状態を示す図。同図(c)はシリンダブロックの移動量が最大となる状態を示す図。

40

【図4】スロットル弁開度と、圧縮比と、排気弁開弁時期と、残留ガス割合と、燃費との関係を示すタイムチャート図。

【図5】圧縮比および排気弁の開弁時期の制御ルーチンを示すフローチャート図。

【図6】アクセル開度と圧縮比と目標排気弁開弁時期との関係を示すMAP。

【符号の説明】

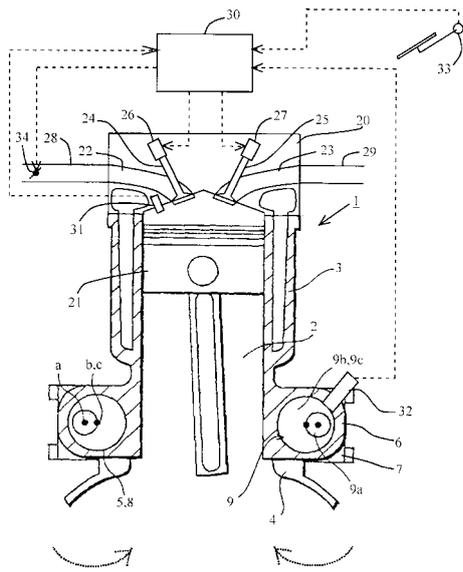
【0062】

1・・・内燃機関

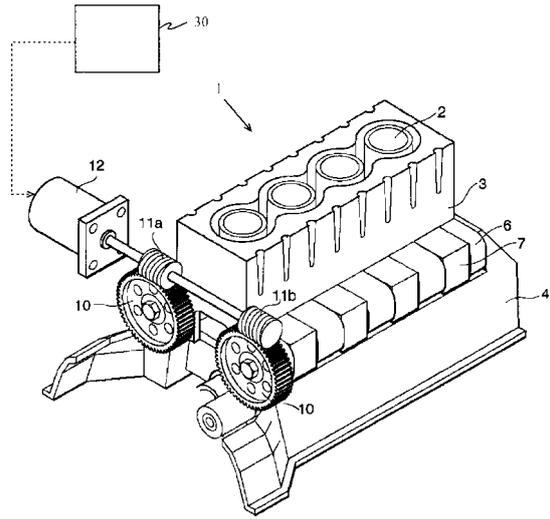
50

2 . . . シリンダ	
3 . . . シリンダブロック	
4 . . . ロアケース	
5 . . . カム収納孔	
6 . . . カム収納部	
7 . . . 軸受収納部	
8 . . . 軸受収納孔	
9 . . . カム軸	
9 a . . . 軸部	
9 b . . . カム部	10
9 c . . . 可動軸受部	
10 . . . ウォームホイール	
11 a . . . ウォーム	
11 b . . . ウォーム	
12 . . . モータ	
20 . . . シリンダヘッド	
21 . . . ピストン	
22 . . . 吸気ポート	
23 . . . 排気ポート	
24 . . . 吸気弁	20
25 . . . 排気弁	
26 . . . 可変動弁機構	
27 . . . 可変動弁機構	
28 . . . 吸気通路	
29 . . . 排気通路	
30 . . . ECU	
31 . . . 圧力センサ	
32 . . . 回転角センサ	
33 . . . アクセル開度センサ	
34 . . . スロットル弁	30

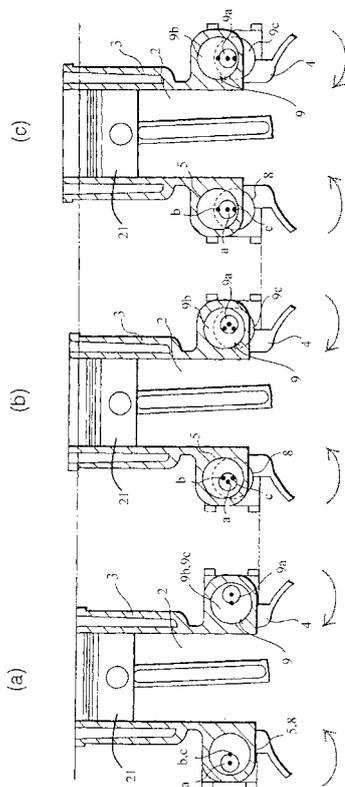
【図1】



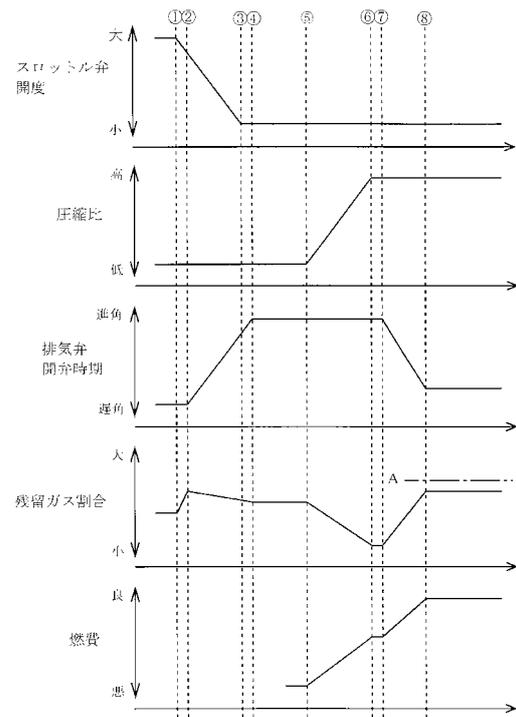
【図2】



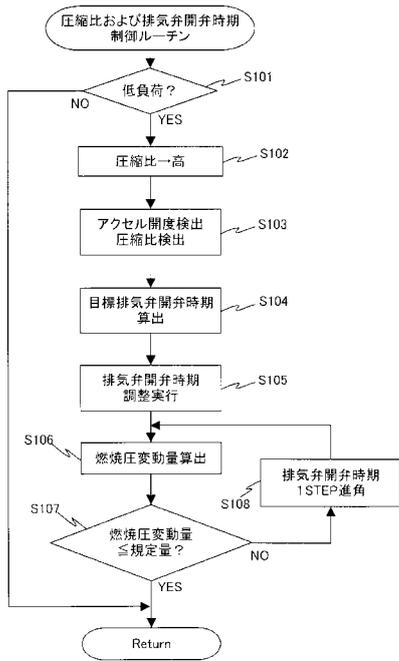
【図3】



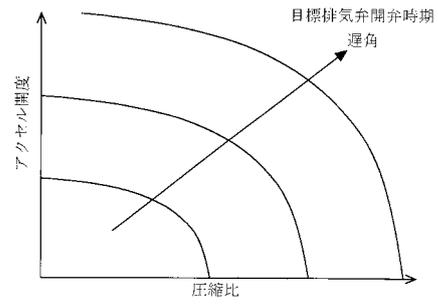
【図4】



【 図 5 】



【 図 6 】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. ⁷	F I	テーマコード(参考)
F 0 2 D 15/04	F 0 2 D 15/04	D
F 1 6 H 25/14	F 1 6 H 25/14	

(72)発明者 秋久 大輔

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 神山 栄一

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

Fターム(参考) 3G018 AA05 AA06 AB02 AB16 CA01 CA11 DA70 EA13 EA32 FA01
 FA07 FA08 FA26 FA27 GA03 GA07
 3G023 AA02 AC01 AD05 AF01
 3G092 AA01 AA11 AA12 AB02 BA01 CB03 DA02 DA03 DA08 DA12
 DD01 DD03 DD07 DD10 DE10S DF02 EA02 EA04 EA11 FA11
 FA25 GA05 HA01Z HA11Z HA13Z HA14Z HB01Z HC10Z HD10Z HE01Z
 3J062 AA43 AB02 AB31 AC07 CC13 CC33