

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4155131号
(P4155131)

(45) 発行日 平成20年9月24日(2008.9.24)

(24) 登録日 平成20年7月18日(2008.7.18)

(51) Int. Cl.	F 1	
FO2D 21/08 (2006.01)	FO2D 21/08	3O1D
FO2B 37/12 (2006.01)	FO2D 21/08	311B
FO2B 37/24 (2006.01)	FO2B 37/12	3O2E
FO2M 25/07 (2006.01)	FO2B 37/12	3O1Q
	FO2M 25/07	55OG
請求項の数 8 (全 33 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号	特願2003-197337 (P2003-197337)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成15年7月15日(2003.7.15)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2005-36655 (P2005-36655A)	(74) 代理人	100100549 弁理士 川口 嘉之
(43) 公開日	平成17年2月10日(2005.2.10)	(74) 代理人	100090516 弁理士 松倉 秀実
審査請求日	平成17年11月10日(2005.11.10)	(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】 予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

吸気行程中および/または圧縮行程中に、気筒内に燃料と吸気との予混合気形成され、該予混合気が燃焼に供される予混合圧縮着火燃焼内燃機関において、

前記気筒内から排出された排気の一部を比較的溫度高い状態で燃焼室に直接供給する高温排気供給路と、

前記気筒内から排出された排気の一部を比較的溫度の低い状態で前記燃焼室に供給する低温排気供給路と、

前記高温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する高温排気供給制御弁と

前記低温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する低温排気供給制御弁と

前記高温排気供給制御弁および前記低温排気供給制御弁の開閉時期および開度をそれぞれ調整する排気供給制御弁調整手段と、

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、を備え、

前記排気供給制御弁調整手段によって、前記排気供給制御弁の少なくとも一方を吸気行程において開弁状態とすると共に、前記高温排気供給制御弁および前記低温排気供給制御弁の開度をそれぞれ調整することで、前記運転状態検出手段によって検出された前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の負荷が高い程、前記燃焼室に供給される排気の全体量を増加さ

せ、且つ該排気全体における温度の低い方の排気の割合を増加させることで前記燃焼室に供給される排気の全体としての温度を低下させ、且つ、

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態が、前記気筒内の排気のを増加させる過渡運転となったときには、前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の負荷に応じて、前記高温排気供給制御弁および前記低温排気供給制御弁のうち少なくともいずれか一方の開度を、第一の所定期間、同負荷での定常運転時の開度より大きくし、

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態が、前記気筒内の排気のを減少させる過渡運転となったときには、前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の負荷に応じて、前記高温排気供給制御弁および前記低温排気供給制御弁のうち少なくともいずれか一方の開度を、第二の所定期間、同負荷での定常運転時の開度より小さくすることを特徴とする予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システム。

10

【請求項 2】

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態が、低負荷運転領域にあり、且つ前記気筒内の排気のを増加させる過渡運転となったときには、前記第一の所定期間、前記高温排気供給制御弁の開度を定常運転時の開度より大きくし、

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態が、中負荷または高負荷運転領域にあり、且つ前記気筒内の排気のを増加させる過渡運転となったときには、前記第一の所定期間、前記低温排気供給制御弁の開度を、同負荷での定常運転時の開度より大きくすることを特徴とする請求項 1 記載の予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システム。

【請求項 3】

20

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態が、低負荷運転領域にあり、且つ前記気筒内の排気のを減少させる過渡運転となったときには、前記第二の所定期間、前記低温排気供給制御弁の開度を、同負荷での定常運転時の開度より小さくし、

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態が、中負荷または高負荷運転領域にあり、且つ前記気筒内の排気のを減少させる過渡運転となったときには、前記第二の所定期間、前記高温排気供給制御弁の開度を、同負荷での定常運転時の開度より小さくすることを特徴とする請求項 1 記載の予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システム。

【請求項 4】

排気通路に設けられたタービン側に開閉駆動可能なノズルベーンを有し、該ノズルベーンの開度を変化させることで過給圧を可変とする可変容量型ターボチャージャと、

30

前記ノズルベーンの開度を調整するノズルベーン開度調整手段と、
をさらに備え、

前記排気供給路は、前記タービンより上流側の排気の一部を燃焼室に供給し、

前記ノズルベーン開度調整手段は、前記運転状態検出手段によって検出された前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の負荷が高い程、前記ノズルベーンの開度を小さくすることを特徴とする請求項 1 記載の予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システム。

【請求項 5】

吸気行程中および/または圧縮行程中に、気筒内に燃料と吸気との予混合気が形成され、該予混合気が燃焼に供される予混合圧縮着火燃焼内燃機関において、

前記気筒内から排出された排気の一部をそれぞれ温度の異なる状態で燃焼室に直接供給する少なくとも 2 つの排気供給路と、

40

前記各排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給をそれぞれ制御する排気供給制御弁と、

前記各排気供給制御弁の開閉時期をそれぞれ調整する開閉時期調整手段と、

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、
を備え、

前記排気供給路のうち、温度の高い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路は、該排気供給路から供給される排気が前記気筒内の側壁面付近に供給されるように形成され、

前記運転状態検出手段によって検出された前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にあるときは、前記開閉時期調整手段によって前記各排気供給制御弁の

50

開閉時期をそれぞれ調整することで、前記気筒内の側壁面付近の温度およびピストン頂面付近の温度を前記気筒内のシリンダヘッド側壁面付近の温度よりも高くすることを特徴とする予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システム。

【請求項 6】

前記排気供給路のうち、温度の高い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路を高温排気供給路とし、温度の低い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路を低温排気供給路とし、

前記排気供給制御弁のうち、前記高温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する排気供給制御弁を高温排気供給制御弁とし、前記低温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する排気供給制御弁を低温排気供給制御弁とし、

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にあるときは、吸気行程初期では前記高温排気供給制御弁のみ開弁状態とすると共に、吸気行程後期に前記低温排気供給制御弁を開弁状態とすることを特徴とする請求項 5 記載の予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システム。

【請求項 7】

吸気行程中および / または圧縮行程中に、気筒内に燃料と吸気との予混合気形成され、該予混合気が燃焼に供される予混合圧縮着火燃焼内燃機関において、

前記気筒内から排出された排気の一部をそれぞれ温度の異なる状態で燃焼室に直接供給する少なくとも 2 つの排気供給路と、

前記各排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給をそれぞれ制御する排気供給制御弁と、

前記各排気供給制御弁の開閉時期をそれぞれ調整する開閉時期調整手段と、

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、
を備え、

前記排気供給路のうち、温度の低い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路は、該排気供給路から供給される排気が前記気筒内の側壁面付近に供給されるように形成され、

前記運転状態検出手段によって検出された前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態が高負荷運転領域にあるときは、前記開閉時期調整手段によって前記各排気供給制御弁の開閉時期をそれぞれ調整することで、温度の低い方の排気をより多量に前記気筒内に供給すると共に、前記気筒内のシリンダヘッド側壁面付近の温度を前記気筒内の側壁面付近の温度およびピストン頂面付近の温度よりも高くすることを特徴とする予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システム。

【請求項 8】

前記排気供給路のうち、温度の高い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路を高温排気供給路とし、温度の低い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路を低温排気供給路とし、

前記排気供給制御弁のうち、前記高温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する排気供給制御弁を高温排気供給制御弁とし、前記低温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する排気供給制御弁を低温排気供給制御弁とし、

前記予混合圧縮着火燃焼内燃機関の運転状態が高負荷運転領域にあるときは、吸気行程初期では前記低温排気供給制御弁のみ開弁状態とすると共に、吸気行程後期では前記高温排気供給制御弁を開弁状態とすることを特徴とする請求項 7 記載の予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、気筒内に燃料と吸気との予混合気形成され、該予混合気が燃焼に供される予混合圧縮着火燃焼内燃機関に関する。

【0002】

【従来の技術】

10

20

30

40

50

従来、内燃機関において、吸気行程中および/または圧縮行程中に気筒内へ燃料を噴射することで、該燃料と吸気との予混合気を形成し、該予混合気を燃焼に供することによって、NO_xや煙の排出が抑制される予混合圧縮着火燃焼内燃機関の開発が進められている。

【0003】

このような予混合圧縮着火燃焼内燃機関においては、気筒内の温度上昇に伴って予混合気の温度も上昇するため、圧縮行程上死点近傍となる前に該予混合気が着火燃焼する、いわゆる過早着火が発生する虞がある。そこで、予混合圧縮着火燃焼内燃機関では、気筒内に排気（EGRガスや内部EGRガス含む）を供給し、この排気の供給量を制御することで着火時期を制御している。気筒内の排気が増加すると酸素濃度が低下し、予混合気の着火性が低下するため、過早着火の発生を抑制することが出来る。

10

【0004】

このような予混合圧縮着火燃焼内燃機関としては、吸気弁および排気弁の閉弁時期を制御し、気筒内の内部EGRガス量および予混合気の実圧縮比を制御するものが知られている（例えば、特許文献1参照）。

【0005】

【特許文献1】

特開2001-120457号公報

【特許文献2】

特開2001-214741号公報

【特許文献3】

特開2001-263067号公報

【特許文献4】

特開2000-97017号公報

20

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

予混合圧縮着火燃焼内燃機関では、該内燃機関の運転状態が高負荷運転領域にあるときは、気筒内の温度が高くなるため過早着火が発生し易くなる。一方、該内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にあるときや該内燃機関の暖機前は、気筒内、特に気筒内の側壁面付近やピストン頂面付近の温度が低いため失火が発生したり未燃成分の排出量が増加したりする虞がある。

30

【0007】

本発明は、上記したような問題に鑑みてなされたものであり、予混合圧縮着火燃焼内燃機関において、より広い運転領域でより好適な予混合圧縮着火燃焼を行うことが可能な技術を提供することを課題とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】

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、予混合圧縮着火燃焼内燃機関において、気筒内から排出された排気の一部をそれぞれ温度の異なる状態で燃焼室に直接供給するものであって、内燃機関の負荷が高い程、燃焼室に供給される排気の全体量を増加させ、且つ該排気における温度の低い方の排気の割合を増加させるものである。

40

【0009】

より詳しくは、本発明に係る予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システムは、吸気行程中および/または圧縮行程中に、気筒内に燃料と吸気との予混合気が形成され、該予混合気が燃焼に供される予混合圧縮着火燃焼内燃機関において、前記気筒内から排出された排気の一部をそれぞれ温度の異なる状態で燃焼室に直接供給する少なくとも2つの排気供給路と、前記各排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給をそれぞれ制御する排気供給制御弁と、前記各排気供給制御弁の開閉時期および開度をそれぞれ調整する排気供給制御弁調整手段と、前記内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、を備えており、前記排気供給制御弁調整手段によって、前記排気供給制御弁の少なくとも一方を吸気行程

50

において開弁状態とすると共に、前記各排気供給制御弁の開度をそれぞれ調整することで、前記運転状態検出手段によって検出された前記内燃機関の負荷が高い程、前記燃焼室に供給される排気の全体量を増加させ、且つ該排気全体における温度の低い方の排気の割合を増加させることで前記燃焼室に供給される排気の全体としての温度を低下させることを特徴とする。

【0010】

本発明においては、排気供給路によって、排気が燃焼室に直接供給されることで気筒内に排気が供給される。また、本発明における吸気とは、内燃機関の吸気系から気筒内に供給される新気（空気）と排気供給路から気筒内に供給される排気とを含んでいる。

【0011】

ここで、排気供給路は、内燃機関の排気系と燃焼室とを連通する少なくとも2つの排気再循環通路（EGR通路）を含む構成としても良い。この場合、少なくとも一方の排気再循環通路にクーラーを備えたりすることによって各排気再循環通路内を流通する排気（EGRガス）の温度をそれぞれ異なる状態にして燃焼室に供給する。また、排気供給路のうち、一方を排気ポートを含む構成とし、他方を途中にクーラーを備えた排気再循環通路を含む構成としても良い。この場合、排気ポート内を通して排気を逆流させて温度の高い方の排気を燃焼室に供給し、一方、排気再循環通路内を流通する排気をクーラーによって冷却して温度の低い方の排気を燃焼室に供給する。

【0012】

本発明によれば、排気供給制御弁の少なくとも一方を吸気行程において開弁状態とすることによって排気が気筒内に供給される。そして、内燃機関の負荷が高くなる程、気筒内の排気が増加するため、予混合気の排気率（予混合気中の排気量の割合）が高くなる。さらに、内燃機関の負荷が高くなる程、気筒内に供給される排気の全体としての温度は低下するため、予混合気の温度が過剰に高くなることを抑制することが出来る。従って、予混合気の着火性が抑えられ過早着火の発生を抑制することが可能となる。

【0013】

一方、内燃機関の負荷が低い程、気筒内の排気量が減少するため、予混合気の排気率が低くなる。さらに、内燃機関の負荷が低くなる程、気筒内に供給される排気の全体としての温度は上昇するため、予混合気の温度が過剰に低くなることを抑制することが出来る。従って、予混合気の着火性が確保され失火の発生を抑制することが可能となる。また、未燃成分の排出も抑制することが可能となる。

【0014】

本発明では、排気を吸気系にて空気と混合させることなく燃焼室へ直接供給するため、燃焼室に供給される空気量と排気量の両方を同時に増加させることが出来る。そのため、内燃機関の運転状態がより高負荷となったときでも、気筒内により多量の排気を供給することが出来る。従って、予混合圧縮着火燃焼を、過早着火の発生を抑制しつつ、より高負荷の運転領域で行うことが可能となる。

【0015】

また、燃焼室に直接供給される排気の供給量や供給時期を制御するため、吸気系に排気を供給することで排気と空気とを混合し、この混合気の気筒内への供給を制御する場合に比べて、気筒内への排気の供給量や供給時期の制御の応答遅れを小さくすることが出来る。

【0016】

本発明においては、排気供給制御弁は各排気供給路の燃焼室への開口部に設けられ、該開口部を開閉するよう形成されることが好ましい。このような構成では、排気供給制御弁を排気供給路の途中に設けた場合に比べて、気筒内への排気の供給量や供給時期の制御の応答遅れを小さくすることが出来る。

【0017】

尚、本発明においては、排気供給路は気筒に対して接線方向に設置されても良い。このような構成によれば、排気供給路から供給された排気は、気筒内において、壁面に沿って横旋回流を生起するように流れるため、該排気によって気筒内における空気と燃料との混合

10

20

30

40

50

度合いが悪化することを抑制することが出来る。

【0018】

本発明においては、前記排気供給路のうち、温度の高い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路を高温排気供給路とし、温度の低い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路を低温排気供給路とし、また、前記排気供給制御弁のうち、前記高温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する排気供給制御弁を高温排気供給制御弁とし、前記低温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する排気供給制御弁を低温排気供給制御弁とした場合、前記内燃機関の運転状態が、前記気筒内の排気のを増加させる過渡運転となったときには、前記内燃機関の負荷に応じて、前記高温排気供給制御弁および前記低温排気供給制御弁のうち少なくともいずれか一方の開度を、第一の所定期間、同負荷での定常運転時の開度より大きくしても良い。

10

【0019】

ここで、過渡運転とは、気筒内の排気のを定常運転時の排気の量の変化よりも大きく変化させる運転状態のことである。気筒内の排気のを増加させる過渡運転としては、内燃機関を備えた車両が加速している時の内燃機関の運転状態が例示出来る。

【0020】

本発明においては、高温排気供給制御弁および/または低温排気供給制御弁の開度を内燃機関の負荷に基づいて定めることで、気筒内への排気の供給量を内燃機関の負荷に応じた量に調整している。ここで、上記のような制御によれば、内燃機関の運転状態が、気筒内の排気のを増加させる過渡運転となったときは、高温排気供給制御弁および低温排気供給制御弁のうち少なくともいずれか一方の開度を、内燃機関の負荷が同じときの定常運転時の開度よりも、第一の所定期間、大きくする。そのため、燃焼室内に供給される排気の量をより速やかに増加させることが出来る。即ち、気筒内の排気の量がより速やかに増加する。従って、過渡運転時における気筒内の排気の量の応答遅れを抑制することが出来る。

20

【0021】

尚、ここでの第一の所定期間とは、内燃機関の運転状態が、気筒内の排気のを増加させる過渡運転となってから、高温排気供給制御弁および低温排気供給制御弁のうち少なくともいずれか一方の開度を定常運転時よりも大きくすることによって、気筒内の排気の量が要求排気の量となるまでの期間のことである。この要求排気の量とは、気筒内の排気の量が該要求排気の量となった場合、燃焼室での燃焼状態がより良好となる、即ち、過早着火や失火の発生、未燃成分の排出が抑制されることとなる排気の量である。高温排気供給制御弁および前記低温排気供給制御弁のうち少なくともいずれか一方の開度を定常運転時よりも大きくした後、この所定期間が経過したときは、これらの開度制御を定常運転時と同様の制御に戻す。

30

【0022】

上記のような制御において、前記内燃機関の運転状態が、低負荷運転領域にあり、且つ前記気筒内の排気のを増加させる過渡運転となったときには、前記第一の所定期間、前記高温排気供給制御弁の開度を定常運転時の開度より大きくしても良い。一方、前記内燃機関の運転状態が、中負荷または高負荷運転領域にあり、且つ前記気筒内の排気のを増加させる過渡運転となったときには、前記第一の所定期間、前記低温排気供給制御弁の開度を、同負荷での定常運転時の開度より大きくしても良い。

40

【0023】

このような制御によれば、内燃機関の運転状態が、気筒内の温度が比較的低い低負荷運転領域にあるときに、気筒内の排気のを増加させる過渡運転となった場合、温度の高い方の排気の燃焼室への供給量がより速やかに増加する。従って、気筒内の温度が過剰に低くなることを抑制しつつ気筒内の排気のをより速やかに増加させることが出来る。一方、内燃機関の運転状態が、気筒内の温度が比較的高い中負荷または高負荷運転領域にあるときに、気筒内の排気のを増加させる過渡運転となった場合、温度の低い方の排気の燃焼室への供給量がより速やかに増加する。従って、気筒内の温度が過剰に上昇することを抑

50

制しつつ気筒内の排気量をより速やかに増加させること出来る。

【0024】

一方、本発明において、前記内燃機関の運転状態が、前記気筒内の排気量を減少させる過渡運転となったときには、前記内燃機関の負荷に応じて、前記高温排気供給制御弁および前記低温排気供給制御弁のうち少なくともいずれか一方の開度を、第二の所定期間、同負荷での定常運転時の開度より小さくしても良い。

【0025】

ここで、気筒内の排気量を減少させる過渡運転としては、内燃機関を備えた車両が減速しているときの内燃機関の運転状態が例示出来る。

【0026】

上記のような制御によれば、内燃機関の運転状態が気筒内の排気量を減少させる過渡運転となったときは、高温排気供給制御弁および低温排気供給制御弁のうち少なくともいずれか一方の開度を、内燃機関の負荷が同じときの定常運転時の開度よりも、第二の所定期間、小さくする。そのため、燃焼室に供給される排気量をより速やかに減少させることが出来る。即ち、気筒内の排気量がより速やかに減少する。従って、過渡運転時における気筒内の排気量の応答遅れを抑制することが出来る。

【0027】

尚、ここでの第二の所定期間とは、内燃機関の運転状態が、気筒内の排気量を減少させる過渡運転となってから、高温排気供給制御弁および前記低温排気供給制御弁のうち少なくともいずれか一方の開度を定常運転時よりも小さくすることによって、気筒内の排気量が前記要求排気量となるまでの期間のことである。高温排気供給制御弁および前記低温排気供給制御弁のうち少なくともいずれか一方の開度を定常運転時よりも小さくした後、この第二の所定期間が経過したときは、これらの開度制御を定常運転時と同様の制御に戻す。

【0028】

上記のような制御において、前記内燃機関の運転状態が、低負荷運転領域にあり、且つ前記気筒内の排気量を減少させる過渡運転となったときには、前記第二の所定期間、前記低温排気供給制御弁の開度を、同負荷での定常運転時の開度より小さくしても良い。一方、前記内燃機関の運転状態が、中負荷または高負荷運転領域にあり、且つ前記気筒内の排気量を減少させる過渡運転となったときには、前記第二の所定期間、前記高温排気供給制御弁の開度を、同負荷での定常運転時の開度より小さくしても良い。

【0029】

このような制御によれば、内燃機関の運転状態が、気筒内の温度が比較的低い低負荷運転領域にあるときに、気筒内の排気量を減少させる過渡運転となった場合、温度の低い方の排気の燃焼室への供給量がより速やかに減少する。従って、気筒内の温度が過剰に低下することを抑制しつつ気筒内の排気をより速やかに減少させることが出来る。一方、内燃機関の運転状態が、気筒内の温度が比較的高い中負荷または高負荷運転領域にあるときに、気筒内の排気量を減少させる過渡運転となった場合、温度の高い方の排気の燃焼室への供給量がより速やかに減少する。従って、気筒内の温度が過剰に高くなることを抑制しつつ気筒内の排気をより速やかに減少させることが出来る。

【0030】

本発明において、前記内燃機関が、排気通路に設けられたタービン側に開閉駆動可能なノズルベーンを有しており、該ノズルベーンの開度を変化させることで過給圧を可変とする可変容量型ターボチャージャと、前記ノズルベーンの開度を調整するノズルベーン開度調整手段と、をさらに備えており、前記排気供給路は、前記タービンより上流側で排気の一部を燃焼室に供給するものであった場合、前記ノズルベーン開度調整手段は、前記運転状態検出手段によって検出された前記内燃機関の負荷が高い程、前記ノズルベーンの開度を小さくしても良い。

【0031】

このようなノズルベーンの制御によれば、内燃機関の負荷が高くなる程、過給圧が高くな

10

20

30

40

50

るため、気筒内に供給される空気が多くなる。また、内燃機関の負荷が高くなる程、タービンより上流側の圧力も高くなるため、気筒内に供給される排気も多くなる。一方、内燃機関の負荷が低くなる程、過給圧が低くなるため、気筒内に供給される空気量が少なくなる。また、内燃機関の負荷が低くなる程、タービンより上流側の圧力も低くなるため、燃焼室に供給される排気も少なくなる。

【 0 0 3 2 】

このように、各排気供給制御弁の開度調整に加えて、ノズルベーンの開度を調整することによって気筒内の排気量をより正確に制御することが出来る。

【 0 0 3 3 】

本発明においては、上記課題を解決するために以下の手段を採用しても良い。即ち、本発明は、予混合圧縮着火燃焼内燃機関において、気筒内から排出された排気の一部をそれぞれ温度の異なる状態で燃焼室に直接供給するものであって、内燃機関の負荷に応じて、気筒内の予混合気の温度分布を制御するものである。

【 0 0 3 4 】

より詳しくは、本発明に係る予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システムは、吸気行程中および/または圧縮行程中に、気筒内に燃料と吸気との予混合気が形成され、該予混合気が燃焼に供される予混合圧縮着火燃焼内燃機関において、前記気筒内から排出された排気の一部をそれぞれ温度の異なる状態で燃焼室に直接供給する少なくとも2つの排気供給路と、前記各排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給をそれぞれ制御する排気供給制御弁と、前記各排気供給制御弁の開閉時期をそれぞれ調整する開閉時期調整手段と、前記内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、を備え、前記排気供給路のうち、温度の高い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路は、該排気供給路から供給される排気が前記気筒内の側壁面付近に供給されるように形成されており、前記運転状態検出手段によって検出された前記内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にあるときは、前記開閉時期調整手段によって前記各排気供給制御弁の開閉時期をそれぞれ調整することで、前記気筒内の側壁面付近の温度およびピストン頂面（気筒内における下壁面）付近の温度を前記気筒内のシリンダヘッド側壁面（気筒内における上壁面）付近の温度よりも高くしても良い。

【 0 0 3 5 】

本発明においても、前記と同様、排気供給路によって、排気が燃焼室に直接供給されることで気筒内に排気が供給される。また、本発明においても、吸気とは、内燃機関の吸気系から気筒内に供給される新気（空気）と排気供給路から気筒内に供給される排気とを含んでいる。

【 0 0 3 6 】

内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にあるときは、特に、気筒内の側壁面付近やピストン頂面付近の温度が低いため、この気筒内の側壁面付近やピストン頂面付近の予混合気の温度が低くなり、失火が発生したり未燃成分が生成されたりする虞がある。

【 0 0 3 7 】

本発明によれば、内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にあるときに、気筒内の側壁面付近やピストン頂面付近の予混合気の温度が過剰に低くなることを抑制することが出来る。そのため、失火の発生や未燃成分の生成を抑制することが出来る。

【 0 0 3 8 】

本発明において、前記排気供給路のうち、温度の高い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路を高温排気供給路とし、温度の低い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路を低温排気供給路とし、また、前記排気供給制御弁のうち、前記高温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する排気供給制御弁を高温排気供給制御弁とし、前記低温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する排気供給制御弁を低温排気供給制御弁とした場合、前記内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にあるときは、吸気行程初期では前記高温排気供給制御弁のみ開弁状態とすると共に、吸気行程後期に前記低温排気供給制御弁を開弁状態としても良い。

【 0 0 3 9 】

本発明においては、高温排気供給路が、排気を気筒内の側壁面付近に供給するように形成されており、さらに上記ような制御によれば、吸気行程初期には温度の高い方の排気のみ気筒内に供給される。そのため、温度の高い方の排気が気筒内の側壁面付近およびピストン頂面付近に分布し易い。また、温度の低い方の排気は吸気行程後期に気筒内に供給されるため、該排気は気筒内のシリンダヘッド側壁面付近に分布し易い。従って、気筒内の側壁面付近の温度およびピストン頂面付近の温度を気筒内のシリンダヘッド側壁面付近の温度よりも高くすることが出来る。

【 0 0 4 0 】

また、本発明によれば、気筒内において、側壁面付近およびピストン頂面付近の温度とシリンダヘッド側壁面付近とは温度が異なることになるため、混合気の着火遅れも不均一となる。そのため、混合気の急激な燃焼が抑制され、以て燃焼騒音の悪化を抑制することが可能となる。

10

【 0 0 4 1 】

また、本発明に係る予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システムは、吸気行程中および/または圧縮行程中に、気筒内に燃料と吸気との予混合気形成され、該予混合気が燃焼に供される予混合圧縮着火燃焼内燃機関において、前記気筒内から排出された排気の一部をそれぞれ温度の異なる状態で燃焼室に直接供給する少なくとも2つの排気供給路と、前記各排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給をそれぞれ制御する排気供給制御弁と、前記各排気供給制御弁の開閉時期をそれぞれ調整する開閉時期調整手段と、前記内燃機関の運転状態を検出する運転状態検出手段と、を備え、前記排気供給路のうち、温度の低い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路は、該排気供給路から供給される排気が前記気筒内の側壁面付近に供給されるように形成されており、前記運転状態検出手段によって検出された前記内燃機関の運転状態が高負荷運転領域にあるときは、前記開閉時期調整手段によって前記各排気供給制御弁の開閉時期をそれぞれ調整することで、温度の低い方の排気をより多量に前記燃焼室に供給すると共に、前記気筒内のシリンダヘッド側壁面付近の温度を前記気筒内の側壁面付近の温度およびピストン頂面付近の温度よりも高くしても良い。

20

【 0 0 4 2 】

内燃機関の運転状態が高負荷運転領域にあるときは、気筒内の温度が高くなり過早着火が発生し易くなる。

30

【 0 0 4 3 】

本発明によれば、内燃機関の運転状態が高負荷運転領域にあるときには、温度の低い方の排気がより多量に気筒内に供給されるため、気筒内の温度が過剰に高くなることを抑制することが出来る。そのため、過早着火の発生を抑制することが出来る。一方、温度の低い方の排気がより多量に気筒内に供給された場合であっても、気筒内のシリンダヘッド側壁面付近の温度を気筒内の側壁面付近の温度およびピストン頂面付近の温度よりも高くすることで、圧縮行程上死点近傍で燃焼室に噴射される燃料の霧化が促進されるため、着火性を確保することが出来る。

【 0 0 4 4 】

本発明において、前記排気供給路のうち、温度の高い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路を高温排気供給路とし、温度の低い方の排気を前記燃焼室に供給する排気供給路を低温排気供給路とし、また、前記排気供給制御弁のうち、前記高温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する排気供給制御弁を高温排気供給制御弁とし、前記低温排気供給路からの前記燃焼室への排気の供給を制御する排気供給制御弁を低温排気供給制御弁とした場合、前記内燃機関の運転状態が高負荷運転領域にあるときは、吸気行程初期では前記低温排気供給制御弁のみ開弁状態とすると共に、吸気行程後期では前記高温排気供給制御弁を開弁状態としても良い。

40

【 0 0 4 5 】

本発明においては、吸気行程初期には温度の低い方の排気のみ気筒内に供給される。吸気

50

行程初期は吸気行程後期に比べて吸入効率が高いため、温度の低い方の排気をより多量に気筒内へ供給することが出来る。

さらに、低温排気供給路が、排気を気筒内の側壁面付近に供給するように形成されており、さらに上記のような制御によれば、吸気行程初期には、温度の低い方の排気のみ気筒内に供給される。そのため、温度の低い方の排気が気筒内の側壁面およびピストン頂面付近に分布し易い。また、温度の高い方の排気は吸気行程後期に気筒内に供給されるため、該排気は気筒内のシリンダヘッド側壁面付近に分布し易い。従って、気筒内のシリンダヘッド側壁面付近の温度を気筒内の側壁面付近の温度およびピストン頂面付近の温度よりも高くすることが出来る。

【0046】

また、本発明によれば、前記と同様、気筒内において、側壁面付近およびピストン頂面付近の温度とシリンダヘッド側壁面付近とは温度が異なることになるため、ため混合気の着火遅れも不均一となる。そのため、混合気の急激な燃焼が抑制され、以て燃焼騒音の悪化を抑制することが可能となる。

【0047】

尚、本発明では、気筒内のシリンダヘッド側壁面付近の温度を高くすることで、圧縮行程上死点近傍で燃焼室に噴射される燃料の霧化を促進させる。そこで、燃料がより霧化し易いように、該燃料は直接燃焼室へ噴射されることが好ましい。

【0048】

以上説明した構成は可能な限り組み合わせることが出来る。

【0049】

【発明の実施の形態】

以下、本発明に係る予混合圧縮着火燃焼内燃機関の燃焼制御システム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。

【0050】

< 第1の実施の形態 >

図1, 2は本実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す図である。

図1に示す内燃機関1は、4つの気筒2(1つの気筒のみ図示)を有する多気筒ディーゼル機関である。気筒2の略中心部には燃焼室に直接燃料を噴射する燃料噴射弁3が備えられている。また、気筒2には、2つの吸気ポート4と2つの排気ポート5とが接続されている。これらの吸気ポート4と排気ポート5との気筒2への開口部は燃焼室に開口している。

【0051】

吸気ポート4の燃焼室への開口部には、該開口部を開閉するように吸気弁6が設けられている。一方、排気ポート5の燃焼室への開口部にも同様に、該開口部を開閉するように排気弁7が設けられている。これら吸気弁6および排気弁7には、図2に示すように、それぞれのリフト量および開閉時期を制御する可変動弁機構25が設けられている。可変動弁機構としては電磁駆動弁等が例示出来る。

【0052】

2つの吸気ポート4はインテークマニホルド9に接続されており、インテークマニホルド9は吸気通路8に接続されている。吸気通路8の途中には、遠心過給器(ターボチャージャ)24のコンプレッサハウジング24aが設置されている。コンプレッサハウジング24aより下流側の吸気通路8には、コンプレッサハウジング24a内で圧縮されて高温となった新気(空気)を冷却するインタークーラ10が取り付けられている。

【0053】

一方、2つの排気ポート5はエキゾーストマニホルド12に接続されており、エキゾーストマニホルド12は排気通路11に接続されている。排気通路11の途中には、ターボチャージャ24のタービンハウジング24bが設置されている。排気通路11は、タービンハウジング24bより下流側で図示しないマフラーに接続されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 4 】

また、内燃機関 1 には、気筒 2 から排出された排気の一部を気筒 2 内へ再循環させる排気再循環装置 1 5 が備えられている。排気再循環装置 1 5 は、一端がエキゾーストマニホールド 1 2 に接続されている第 1 E G R 通路 1 7 と、該第 1 E G R 通路 1 7 の他端に接続されている E G R 用インテークマニホールド 1 6 と、該 E G R 用インテークマニホールド 1 6 とインタークーラ 1 0 より下流側の吸気通路 8 とを連通する第 2 E G R 通路 1 8 と、E G R 用インテークマニホールド 1 6 と気筒 2 の燃焼室とを連通する E G R ポート 2 2 と、を備えている。

【 0 0 5 5 】

第 1 E G R 通路 1 7 と第 2 E G R 通路 1 8 とには、電磁弁等からなり印加電圧の大きさに応じて、第 1 E G R 通路 1 7 もしくは第 2 E G R 通路 1 8 内を流れる排気 (E G R ガス) の流量を調整する第 1 E G R 流量調整弁 1 9 と第 2 E G R 流量調整弁 2 0 とがそれぞれ設けられている。E G R ポート 2 2 の燃焼室への開口部には、吸気弁 6 および排気弁 7 と略同様に構成された E G R 弁 2 3 が該開口部を開閉するように設けられている。この E G R 弁 2 3 にも、図 2 に示すように、吸気弁 6 および排気弁 7 と同様、リフト量および開閉時期を制御する可変動弁機構 2 5 が設けられている。第 1 E G R 流量調整弁 1 9 より下流側の第 1 E G R 通路 1 7 には、該第 1 E G R 通路 1 7 を流通する排気を冷却する E G R クーラー 2 1 が設置されている。

【 0 0 5 6 】

このように構成された排気再循環装置 1 5 では、第 1 E G R 流量調整弁 1 9 が開弁されると、気筒 2 から排出された排気の一部がエキゾーストマニホールド 1 2 を介して第 1 E G R 通路 1 7 へ流入する。第 1 E G R 流量調整弁 1 9 より下流側通路の流入した排気は E G R クーラー 2 1 によって冷却され、E G R 用インテークマニホールド 1 6 に流入する。そして、E G R 用インテークマニホールド 1 6 に流入した排気は、E G R 弁 2 3 が開弁されると燃焼室へ直接流入し、気筒 2 内に供給される。また、第 2 E G R 流量調整弁 2 0 が開弁されると、E G R 用インテークマニホールド 1 6 に流入した排気は、第 2 E G R 通路 1 8 を介して吸気通路 8 へ流入し、この吸気通路 8 を流通する空気と混合される。この排気と空気との混合気はインテークマニホールド 9 と吸気ポート 4 とを介して燃焼室へ流入し、気筒 2 内へ供給される。

【 0 0 5 7 】

以上述べたように構成された内燃機関 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 (E C U : Electronic Control Unit) 3 0 が併設されている。この E C U 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 の運転状態を制御するユニットである。

【 0 0 5 8 】

E C U 3 0 は、内燃機関 1 の出力軸の回転角に応じた信号を出力するクランクポジションセンサ 1 3 や、アクセル開度に応じた信号を出力するアクセル開度センサ 1 4 等の各種センサと電氣的に接続されており、これらセンサの出力信号が E C U 3 0 に入力される。

【 0 0 5 9 】

一方、E C U 3 0 は、吸気弁 6 および排気弁 7 および E G R 弁 2 3 それぞれに設けられた各可変動弁機構 2 5、燃料噴射弁 3、第 1 E G R 流量調整弁 1 9、第 2 E G R 流量調整弁 2 0 等と電氣的に接続されており、上記各部が E C U 3 0 によって制御される。

【 0 0 6 0 】

E C U 3 0 は、C P U、R O M、R A M等を備えており、例えば、クランクポジションセンサ 1 3 がパルス信号を出力する時間的な間隔等に基づき内燃機関 1 の機関回転数を算出し、アクセル開度センサ 1 4 の出力信号等に基づき内燃機関 1 の負荷を算出する。

【 0 0 6 1 】

また、本実施の形態に係る内燃機関 1 は、E C U 3 0 からの指令によって吸気行程中または圧縮行程中に燃料噴射弁 3 から気筒 2 内へ燃料を噴射することで、気筒 2 内において燃料と吸気との予混合気形成され、該予混合気が燃焼に供される、いわゆる予混合圧縮着

10

20

30

40

50

火燃焼を行う内燃機関である。ここでの吸気とは、吸気ポート4を介して気筒2内に供給される新気（空気）と、排気ポート5またはEGRポート22を介して気筒2内に供給される排気とを含むものである。

【0062】

予混合圧縮着火燃焼内燃機関では、着火時期を制御するために、気筒2内に排気を供給し、その供給量を制御する必要がある。そこで、本実施の形態に係る内燃機関1では、ECU30は、排気弁7とEGR弁23との開閉時期とリフト量とを、それぞれの可変動弁機構25を制御することによって調整する。そして、そのことによって、気筒2内に排気を供給すると共に、内燃機関1の運転状態に応じて、その供給量を制御している。即ち、吸気行程中に排気弁7を開弁状態とすると、気筒2から一旦排出された排気が排気ポート5内を逆流することになり、この排気が燃焼室へ供給され気筒2内へ供給される。また、吸気行程中にEGR弁23を開弁状態とすると、EGR用インテークマニホールド16からEGRポート22を介して燃焼室へ排気が供給され気筒2内へ供給される。

10

【0063】

吸気行程において排気弁7を開弁状態とする場合、排気行程において開弁状態にある排気弁7の閉弁時期を排気行程上死点近傍よりも遅角しても良く、また、排気行程上死点近傍で一旦閉じた排気弁7を吸気行程において再度開弁しても良い。

【0064】

排気ポート5を介して気筒2内に供給される排気は、気筒2から一旦排出された排気と略同等の状態であるため温度が高い。以下、この排気を高温排気と称する。一方、EGRポート22を介して気筒2内に供給される排気は、EGRクーラー21にて冷却された排気であるため温度が低い。以下、この排気を低温排気と称する。

20

【0065】

本発明に係る排気供給路のうち、温度の高い方の排気を燃焼室に供給する排気供給路は排気ポート5を含んで構成され、温度の低い方の排気を燃焼室に供給する排気供給路は、第1EGR通路17と、EGR用インテークマニホールド16と、EGRポート22とを含んで構成される。また、本発明に係る排気供給制御弁は、排気弁7とEGR弁23とを含んで構成される。また、本発明に係る排気供給制御弁調整手段は、可変動弁機構25とECU30とを含んで構成される。

【0066】

次に、本実施の形態に係る排気弁7とEGR弁23との吸気行程におけるリフト量制御について説明する。図3は、本実施の形態に係る吸気弁6と排気弁7とEGR弁23とのバルブプロフィールを示す図である。図3における矢印は排気弁7またはEGR弁23のリフト量を大きくすること、または小さくすることを示す。

30

尚、本実施の形態においては、吸気行程における排気弁7とEGR弁23との開閉時期は吸気弁6の開閉時期と略同様とする。

【0067】

内燃機関1の運転状態が低負荷運転領域にある場合は、図3の(a)に示すように、内燃機関1の負荷が高くなる程、排気弁7とEGR弁23との吸気行程中でのリフト量を双方とも大きくする。このとき、高温排気の方が低温排気に比べてより多く燃焼室に供給され、且つ、内燃機関1の負荷が高くなる程、燃焼室に供給される排気全体における低温排気の割合が増加するように、排気弁7とEGR弁23とのリフト量を調整する。

40

【0068】

内燃機関1の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にある場合は、図3の(b)、(c)に示すように、内燃機関1の負荷が高くなる程、吸気行程中での、排気弁7のリフト量を小さくすると共に、EGR弁23のリフト量を大きくする。また、このとき、燃焼室に供給される排気の全体量は、内燃機関1の負荷が高くなる程、増加するように、排気弁7とEGR弁23とのリフト量を調整する。

【0069】

尚、排気弁7とEGR弁23とのリフト量の調整量は、内燃機関1の負荷や機関回転数等

50

に基づくMAPから算出して良い。

【0070】

上記のような排気弁7とEGR弁23とのリフト量制御によれば、内燃機関1の負荷が高くなる程、気筒2内の排気が増加するため、気筒2内に形成される予混合気の排気率（予混合気中の排気量の割合）が高くなる。さらに、内燃機関1の負荷が高くなる程、気筒2内に供給される排気の全体としての温度は低下するため、予混合気の温度が過剰に高くなることを抑制することが出来る。従って、予混合気の着火性が抑えられ過早着火の発生を抑制することが可能となる。

【0071】

一方、内燃機関1の負荷が低い程、気筒2内の排気量が減少するため、予混合気の排気率が低くなる。さらに、内燃機関1の負荷が低くなる程、気筒2内に供給される排気の全体としての温度は上昇するため、予混合気の温度が過剰に低くなることを抑制することが出来る。従って、予混合気の着火性が確保され失火の発生を抑制することが可能となる。また、未燃成分の排出も抑制することが可能となる。

【0072】

本実施の形態に係る内燃機関の燃焼制御システムでは、排気を吸気系にて空気と混合させることなく燃焼室へ直接供給するため、燃焼室に供給される空気量と排気量との両方を同時に増加させることが出来る。そのため、内燃機関1の運転状態がより高負荷となったときでも、より多量の排気を気筒2内に供給することが出来る。従って、予混合圧縮着火燃焼を過早着火の発生を抑制しつつ、より高負荷領域で行うことが可能となる。

【0073】

また、燃焼室に直接供給される排気の供給量や供給時期を制御するため、吸気系に排気を供給することで排気と空気とを混合し、この混合気の気筒2内への供給を制御する場合に比べて、気筒2内への排気の供給量や供給時期の制御の応答遅れを小さくすることが出来る。

【0074】

また、排気ポート5とEGRポート22との燃焼室への開口部に設けられた排気弁7とEGR弁23とによって気筒2内へ排気の供給量や供給時期を制御するため、応答遅れを小さくすることが出来る。

【0075】

本実施の形態に係る内燃機関の燃焼制御システムにおいては、内燃機関1の運転状態が低負荷運転状態にある場合は、吸気行程においてEGR弁23を閉弁状態としても良い。この場合、高温排気のみが気筒2内に供給されるため、予混合気の温度が過剰に低くなることをより確実に抑制することが出来る。上記したように、内燃機関1の運転状態が低負荷運転状態にあるときは、気筒2内の温度は比較的低位のため、高温排気のみを気筒2内に供給した場合であっても過早着火は発生しにくい。

【0076】

また、内燃機関1の運転状態が高負荷運転状態にある場合は、吸気行程において排気弁7を閉弁状態としても良い。この場合、低温排気のみが気筒2内に供給されるため、予混合気の温度が過剰に高くなることをより確実に抑制することが出来る。上記したように、内燃機関1の運転状態が高負荷運転状態にあるときは、気筒2内の温度は比較的高いため、低温排気のみを気筒2内に供給した場合であっても失火は発生しにくい。

【0077】

尚、本実施の形態に係る内燃機関の燃焼制御システムでは、内燃機関1の運転状態がいずれの負荷領域にあるかにかかわらず、内燃機関1の負荷が高い程、吸気行程において、排気弁7のリフト量を小さくすると共に、EGR弁23のリフト量を大きくしても良い。このような制御によっても、予混合気の温度が過剰に低くなること、または高くなることを抑制することが出来る。また、この場合でも、気筒2内に供給される排気の全体量は、内燃機関1の負荷が高い程、多くなるように排気弁7およびEGR弁23のリフト量を調整する。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 8 】

冷間始動直後のように内燃機関 1 の温度が低いときは、気筒 2 内の温度も低いため、排気弁 7 と E G R 弁 2 3 とを上記した内燃機関 1 の運転状態が低負荷運転領域にあるときと同様に制御しても良い。

【 0 0 7 9 】

排気ポート 5 および / または E G R ポート 2 2 は、これらのポートを介して供給される排気によって気筒 2 内の側壁面に沿った横旋回流が生起されるように、気筒に対して接線方向に設置されても良い (以下、このような構成のポートをタンジェンシャルポートと称する)。このような構成によれば、排気ポート 5 または E G R ポート 2 2 を介して供給された排気によって気筒 2 内における空気と燃料との混合度合いが悪化することを抑制することが出来る。

10

【 0 0 8 0 】

また、排気再循環装置 1 5 を少なくとも 2 つ設け、一方の排気再循環装置 1 5 の第 1 E G R 通路 1 7 には E G R クーラー 2 1 を設置しない構成としても良い。このような構成によれば、吸気行程中に排気弁 7 を開弁状態とすることなく、一方の排気再循環装置 1 5 によって高温排気を燃焼室に供給することが出来、他方の排気再循環装置 1 5 によって低温排気を燃焼室に供給することが出来る。

【 0 0 8 1 】

次に、本実施の形態に係る内燃機関 1 の運転状態が過渡運転となったときの吸気行程における排気弁 7 および E G R 弁 2 3 のリフト量の制御について図 4 から図 9 に基づいて説明する。

20

図 4 から図 9 において、燃料噴射量は燃焼室への燃料噴射量を示し、筒内排気量は気筒 2 内の排気量を示し、供給排気温度は気筒 2 内に供給される排気の全体としての温度を示す。また、矢印は吸気弁 6 または排気弁 7 または E G R 弁 2 3 のリフト量を大きくすること、または小さくすることを示す。

【 0 0 8 2 】

図 4 は、内燃機関 1 の運転状態が低負荷運転領域にあるときに内燃機関 1 を備えた車両が加速したとき、即ち気筒 2 内の排気量を増加させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁 6 と排気弁 7 と E G R 弁 2 3 とのリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒 2 内の排気量と、気筒 2 内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示すタイムチャート図である。

30

【 0 0 8 3 】

車両が加速したとき、即ち燃焼室への燃料噴射量が増加したときは、気筒 2 内への空気の供給量を増加させるために、吸気弁 6 のリフト量を大きくする。また、気筒 2 内の排気の供給量を増加させるために、排気弁 7 と E G R 弁 2 3 とのリフト量も大きくする。このとき、図 4 に示すように、燃料噴射量の増加が開始されてから、即ち車両の加速が開始されてから、所定期間、排気弁 7 のリフト量を、同じ燃料噴射量で定常運転を行う場合の排気弁 7 のリフト量より大きくする。所定期間経過後、排気弁 7 のリフト量は定常運転時のリフト量と同様のリフト量に戻される。

【 0 0 8 4 】

図 4 において、気筒 2 内の排気量を示す線および予混合気の着火時期を示す線の内、実線は、上記のような排気弁 7 のリフト量の制御を行った場合を示すものであり、破線は、排気弁 7 のリフト量を定常運転時と同様のリフト量とした場合を示すものである。

40

【 0 0 8 5 】

上記のような排気弁 7 および E G R 弁 2 3 のリフト量の制御によれば、内燃機関 1 の運転状態が、低負荷運転領域にあるときに気筒 2 内の排気量を増加させる過渡運転となったときは、排気弁 7 のリフト量を一時的に定常運転時より大きくすることによって、図 4 に示すように、気筒 2 内の排気量がより速やかに増加する。そのため、気筒 2 内の実際の排気量が応答遅れによって要求排気量より少なくなることを抑制することが出来る。従って、過早着火の発生を抑制することが可能となる。

50

【 0 0 8 6 】

また、図 4 に示すように、内燃機関 1 の負荷が高くなる程、気筒 2 内に供給される排気全体での温度を低下させるために、上記のような過渡運転後の定常運転時に気筒 2 内に供給される排気全体における低温排気の割合が過渡運転前の定常運転時よりも増加するように排気弁 7 と E G R 弁 2 3 とのリフト量は調整される。しかしながら、上記のような過渡運転となったときは、高温排気の方の供給量がより速やかに増加する。そのため、気筒 2 内に供給される排気全体での温度を低下させる場合であっても、気筒 2 内の温度が過剰に低くなることを抑制することが出来る。従って、失火の発生や未燃成分の生成を抑制することが出来る。

【 0 0 8 7 】

尚、所定期間とは、内燃機関 1 の運転状態が過渡運転となってから、排気弁 7 と E G R 弁 2 3 とを内燃機関 1 の負荷に応じて制御することで、気筒 2 内の実際の排気量が要求排気量となるまでの期間である。

【 0 0 8 8 】

図 5 は、内燃機関 1 の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にあるときに内燃機関 1 を備えた車両が加速したとき、即ち気筒 2 内の排気量を増加させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁 6 と排気弁 7 と E G R 弁 2 3 のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒 2 内の排気量と、気筒 2 内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示すタイムチャート図である。

【 0 0 8 9 】

車両が加速したときは、即ち燃焼室への燃料噴射量が増加したときは、前記と同様、気筒 2 内への空気の供給量を増加させるために、吸気弁 6 のリフト量を大きくする。また、気筒 2 内への排気の供給量を増加させつつ、この排気全体の温度を低下させるために、E G R 弁 2 3 のリフト量を大きくすると共に、排気弁 7 のリフト量を小さくする。即ち、低温排気の供給量を増加させると共に、高温排気の供給量を減少させる。このとき、図 5 に示すように、燃料噴射量の増加が開始されてから、即ち車両の加速が開始されてから、所定期間、E G R 弁 2 3 のリフト量を、同じ燃料噴射量で定常運転を行う場合の E G R 弁 2 3 のリフト量より大きくする。所定期間経過後、E G R 弁 2 3 のリフト量は定常運転時のリフト量と同様のリフト量に戻される。

【 0 0 9 0 】

図 5 において、気筒 2 内の排気量を示す線および予混合気の着火時期を示す線の内、実線は、上記のような排気弁 7 および E G R 弁 2 3 のリフト量の制御を行った場合を示すものであり、破線は、排気弁 7 および E G R 弁のリフト量を定常運転時と同様のリフト量とした場合を示すものである。

【 0 0 9 1 】

上記のような排気弁 7 および E G R 弁 2 3 のリフト量の制御によれば、内燃機関 1 の運転状態が、中負荷または高負荷運転領域にあるときに気筒 2 内の排気量を増加させる過渡運転となったときは、E G R 弁 2 3 のリフト量を一時的に定常運転時より大きくすることによって、図 5 に示すように、気筒 2 内の排気全体の量もより速やかに増加する。そのため、気筒 2 内の実際の排気量が応答遅れによって要求排気量より少なくなることを抑制することが出来る。従って、過早着火の発生を抑制することが可能となる。

【 0 0 9 2 】

また、上記のような過渡運転となったときは、低温排気の気筒 2 内への供給量がより速やかに増加し、高温排気の気筒 2 内への供給量は減少する。即ち、気筒 2 内へ供給する排気全体における低温排気の割合が増加する。そのため、気筒 2 内の温度が過剰に高くなることを抑制することが出来る。従って、過早着火の発生をより確実に抑制することが可能となる。

【 0 0 9 3 】

また、内燃機関 1 の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にあるときに、気筒 2 内の排気量を増加させる過渡運転となったときは、排気弁 7 と E G R 弁 2 3 とのリフト量を図

10

20

30

40

50

6に示すように制御しても良い。図6は、図5と同様、内燃機関1の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にあるときに、気筒2内の排気量を増加させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁6と排気弁7とEGR弁23のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒2内の排気量と、気筒2内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示すタイムチャート図である。

【0094】

図6に示すような制御では、内燃機関1の運転状態が過渡運転となったとき、排気弁7のリフト量は変化させずに、EGR弁23のリフト量を、同じ燃料噴射量で定常運転を行う場合のEGR弁23のリフト量と同程度に大きくする。そして、過渡運転終了後、排気弁7のリフト量を小さくする。

10

【0095】

このような制御によれば、内燃機関1の運転状態が過渡運転となったときのEGR弁23のリフト量は、図5に示した制御を行ったときよりも小さいが、排気弁7のリフト量を小さくしないため、気筒2内の排気全体の量は、図5に示した制御を行った場合と同様、より速やかに増加する。また、低温排気の気筒2内への供給量のみが増加するため、図5に示した制御を行った場合と同様、気筒2内へ供給する排気全体における低温排気の割合が増加する。従って、上記した図5に示した制御を行った場合とほぼ同様の効果を得ることが出来る。

【0096】

図7は、内燃機関1の運転状態が低負荷運転領域にあるときに内燃機関1を備えた車両が減速したとき、即ち気筒2内の排気量を減少させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁6と排気弁7とEGR弁23のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒2内の排気量と、気筒2内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示すタイムチャート図である。

20

【0097】

車両が減速したとき、即ち燃焼室への燃料噴射量が減少したときは、気筒2内への空気の供給量を減少させるために、吸気弁6のリフト量を小さくする。また、気筒2内の排気供給量を減少させるために、排気弁7とEGR弁23とのリフト量も小さくする。このとき、図7に示すように、燃料噴射量の減少が開始されてから、即ち車両の減速が開始されてから、所定期間、排気弁7のリフト量を、同じ燃料噴射量で定常運転を行う場合の排気弁7のリフト量より小さくする。所定期間経過後、排気弁7のリフト量は定常運転時のリフト量と同様のリフト量に戻される。

30

【0098】

図7において、気筒2内の排気量を示す線および予混合気の着火時期を示す線の内、実線は、上記のような排気弁7のリフト量の制御を行った場合を示すものであり、破線は、排気弁7のリフト量を定常運転時と同様のリフト量とした場合を示すものである。

【0099】

上記のような排気弁7およびEGR弁23のリフト量の制御によれば、内燃機関1の運転状態が、低負荷運転領域にあるときに気筒2内の排気量を減少させる過渡運転となったときは、排気弁7のリフト量を一時的に定常運転時より小さくすることによって、図7に示すように、気筒2内の排気量がより速やかに減少する。そのため、気筒2内の実際の排気量が応答遅れによって要求排気量より多くなることを抑制することが出来る。従って、失火の発生や未燃成分の生成を抑制することが可能となる。

40

【0100】

また、図7に示すように、内燃機関1の負荷が低くなる程、気筒2内に供給される排気全体での温度を上昇させるために、上記のような過渡運転後の定常運転時に気筒2内に供給される排気全体における高温排気の割合が過渡運転前の定常運転時よりも増加するように排気弁7とEGR弁23とのリフト量は調整される。しかしながら、上記のような過渡運転となったときは、高温排気の方の供給量がより速やかに減少する。そのため、気筒2内に供給される排気全体での温度を上昇させる場合であっても、気筒2内の温度が過剰に高

50

くなることを抑制することが出来る。従って、過早着火の発生を抑制することが可能となる。

【 0 1 0 1 】

図 8 は、内燃機関 1 の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にあるときに、内燃機関 1 を備えた車両が減速したとき、即ち気筒 2 内の排気の量を減少させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁 6 と排気弁 7 と E G R 弁 2 3 のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒 2 内の排気の量と、気筒 2 内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示すタイムチャート図である。

【 0 1 0 2 】

車両が減速したとき、即ち燃焼室への燃料噴射量が減少したときは、前記と同様、気筒 2 内への空気の供給量を減少させるために、吸気弁 6 のリフト量を小さくする。また、気筒 2 内の排気の供給量を減少させつつ、この排気の全体としての温度を上昇させるために、E G R 弁 2 3 のリフト量を小さくすると共に、排気弁 7 のリフト量を大きくする。即ち、低温排気の供給量を減少させると共に、高温排気の供給量を増加させる。このとき、図 8 に示すように、車両の減速が開始されてから、即ち燃料噴射量の減少が開始されてから、所定期間、E G R 弁 2 3 のリフト量を、同じ燃料噴射量で定常運転を行う場合の E G R 弁 2 3 のリフト量より小さくする。所定期間経過後、E G R 弁 2 3 のリフト量は定常運転時のリフト量と同様のリフト量に戻される。

【 0 1 0 3 】

図 8 において、気筒 2 内の排気の量を示す線および予混合気の着火時期を示す線の内、実線は、上記のような排気弁 7 および E G R 弁 2 3 のリフト量の制御を行った場合を示すものであり、破線は、排気弁 7 および E G R 弁 2 3 のリフト量を定常運転時と同様のリフト量とした場合を示すものである。

【 0 1 0 4 】

上記のような排気弁 7 および E G R 弁 2 3 のリフト量の制御によれば、内燃機関 1 の運転状態が、中負荷または高負荷運転領域にあるときに気筒 2 内の排気の量を減少させる過渡運転となったときは、E G R 弁 2 3 のリフト量を一時的に定常運転時より小さくすることによって、図 8 に示すように、気筒 2 内の排気の全体量もより速やかに減少する。そのため、気筒 2 内の実際の排気の量が応答遅れによって要求排気の量より多くなることを抑制することが出来る。従って、失火の発生や未燃成分の生成を抑制することが可能となる。

【 0 1 0 5 】

また、上記のよう過渡運転となったときは、低温排気の気筒 2 内への供給量がより速やかに減少し、高温排気の気筒 2 内への供給量は増加する。即ち、気筒 2 内へ供給する排気全体における高温排気の割合が増加する。そのため、気筒 2 内の温度が過剰に低くなることを抑制することが出来る。従って、失火の発生や未燃成分の生成をより確実に抑制することが可能となる。

【 0 1 0 6 】

また、内燃機関 1 の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にあるときに、気筒 2 内の排気の量を減少させる過渡運転となったときは、排気弁 7 と E G R 弁 2 3 とのリフト量を図 9 に示すように制御しても良い。図 9 は、図 8 と同様、内燃機関 1 の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にあるときに、気筒 2 内の排気の量を減少させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁 6 と排気弁 7 と E G R 弁 2 3 のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒 2 内の排気の量と、気筒 2 内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示すタイムチャート図である。

【 0 1 0 7 】

図 9 に示すような制御では、内燃機関 1 の運転状態が過渡運転となったとき、排気弁 7 のリフト量は変化させずに、E G R 弁 2 3 のリフト量を、同じ燃料噴射量で定常運転を行う場合の E G R 弁 2 3 のリフト量と同程度に小さくする。そして、過渡運転終了後、排気弁 7 のリフト量を大きくする。

【 0 1 0 8 】

10

20

30

40

50

このような制御によれば、内燃機関 1 の運転状態が過渡運転となったときの E G R 弁 2 3 のリフト量は、図 8 に示した制御を行ったときよりも大きい。排気弁 7 のリフト量を大きくしないため、気筒 2 内の排気の全体量は、図 8 に示した制御を行った場合と同様、より速やかに減少する。また、低温排気の気筒 2 内への供給量のみが減少するため、図 8 に示した制御を行った場合と同様、気筒 2 内へ供給する排気全体における高温排気の割合が増加する。従って、上記した図 8 に示した制御を行った場合とほぼ同様の効果を得ることが出来る。

【 0 1 0 9 】

尚、上記に説明したように、内燃機関 1 の運転状態が過渡運転となったときに、排気弁 7 または E G R 弁 2 3 のリフト量を一時的に増加または減少させる場合、その増加分または減少分は、そのときの内燃機関 1 の負荷や機関回転数等に基づく M A P から算出しても良い。

10

【 0 1 1 0 】

< 第 2 の実施の形態 >

図 1 0 は本実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す図である。本実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成は、後述するように、上記に説明したような図 1 , 2 に示す第 1 の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの構成と排気ポート 5 の構成のみが異なり、その他は同様である。そのため、上記第 1 の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムと同様の構成には同様の符号を付し、その説明を割愛する。

20

【 0 1 1 1 】

図 1 0 に示すように、本実施の形態に係る排気ポート 5 は、タンジェンシャルポートである。このような構成によって、排気ポート 5 を介して供給される高温排気は気筒 2 内の側壁面付近に導入される。尚、本実施の形態においては、排気ポート 5 のうち、いずれか一方のみがタンジェンシャルポートである構成でも良い。

【 0 1 1 2 】

次に、本実施の形態に係る燃焼制御システムにおいて、内燃機関 1 の運転状態が低負荷運転領域にあるときの吸気行程における吸気弁 6 と排気弁 7 と E G R 弁 2 3 との制御について説明する。図 1 1 は、本実施の形態に係る吸気弁 6 と排気弁 7 と E G R 弁 2 3 とのバルブプロフィールを示す図である。図 1 1 における矢印は吸気弁 6 または排気弁 7 または E G R 弁 2 3 の開弁時期または閉弁時期を、遅角すること、または進角することを示す。

30

【 0 1 1 3 】

図 1 1 の (a) に示すように、内燃機関 1 の運転状態が低負荷運転領域にある場合は、吸気弁 6 の開弁時期を吸気行程上死点近傍よりも遅角する。そして、排気弁 7 は吸気行程上死点近傍で開弁し、E G R 弁 2 3 は吸気行程後期に開弁する。即ち、吸気行程初期では排気弁 7 のみ開弁状態とする。

【 0 1 1 4 】

本実施の形態においては、上述したように、高温排気は気筒 2 内の側壁面付近に供給される。そして、上記制御によれば、吸気行程初期には高温排気のみ気筒 2 内に供給される。そのため、高温排気が気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面（気筒 2 内における下壁面）付近に分布し易い。一方、低温排気は吸気行程後期に気筒 2 内に供給されるため、該排気は気筒 2 内のシリンダヘッド側壁面（気筒 2 内における上壁面）付近に分布し易い。従って、図 1 2 に示すように、気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面付近の温度を気筒 2 内のシリンダヘッド側壁面付近の温度よりも高くすることが出来る。

40

【 0 1 1 5 】

そのため、内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にあるときに、気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面付近の予混合気の温度が過剰に低くなることを抑制することが出来る。以て、失火の発生や未燃成分の生成を抑制することが出来る。

【 0 1 1 6 】

また、気筒 2 内において、側壁面付近およびピストン頂面付近とシリンダヘッド側壁面付

50

近とでは温度が異なるため混合気の着火遅れも不均一となる。そのため、混合気の急激な燃焼が抑制され、以て燃焼騒音の悪化を抑制することが可能となる。

【 0 1 1 7 】

尚、本実施の形態においては、図 1 1 の (b) に示すように、排気弁 7 を吸気行程の途中で閉弁しても良い。この場合、吸気行程後期では低温排気のみ気筒 2 内に供給されるため、気筒 2 内の温度分布をより不均一とし易い。

【 0 1 1 8 】

また、図 1 1 の (c) に示すように、排気行程圧縮上死点近傍において排気弁 7 を閉弁せずに閉弁時期を遅角することで、吸気行程初期に該排気弁 7 を開弁状態としても良い。

【 0 1 1 9 】

また、本実施の形態においては、内燃機関 1 の運転状態が低負荷運転領域にあるときには、吸気行程においては E G R 弁を開弁しない、即ち閉弁状態としても良い。この場合でも、気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面付近の温度が過剰に低くなることを抑制することが出来る。

【 0 1 2 0 】

本実施の形態においては、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とに応じて、吸気行程における排気弁 7 と E G R 弁 2 3 と吸気弁 6 とのそれぞれのリフト量を図 1 3 に示すように制御しても良い。

【 0 1 2 1 】

即ち、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが低くなる程、図 1 3 の (a) に示すように排気弁 7 のリフト量を大きくし、図 1 3 の (b) および (c) に示すように E G R 弁 2 3 と吸気弁 6 とのリフト量を小さくしても良い。このとき、E G R 弁 2 3 は、内燃機関 1 の運転状態が低負荷低回転領域にある場合、図 1 3 の (b) に示すように、閉弁状態としても良い。

【 0 1 2 2 】

このような制御によれば、内燃機関 1 の負荷が低い程、気筒 2 内に供給される排気全体における高温排気の割合が増加し、より多量の高温排気を気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面付近に供給することが出来る。そのため、気筒 2 内の温度、特に気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面付近の温度が過剰に低くなることをより確実に抑制することが出来る。従って、失火の発生や未燃成分の生成をより確実に抑制することが出来る。一方、内燃機関 1 の負荷が高い程、気筒 2 内に供給される排気全体における低温排気の割合が増加する。そのため、気筒 2 内の温度が過剰に高くなることを抑制することが出来る。従って、過早着火の発生を抑制することが出来る。

【 0 1 2 3 】

また、本実施の形態においては、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とに応じて、吸気行程における排気弁 7 と E G R 弁 2 3 と吸気弁 6 とのそれぞれの開弁時期および開弁時間を図 1 4 に示すように制御しても良い。

【 0 1 2 4 】

即ち、図 1 4 の (a) に示すように、排気弁 7 の開弁時期を、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが低くなるほど上死点に近い時期とし、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが高くなるほど遅角しても良い。そして、図 1 4 の (d) に示すように、排気弁 7 の開弁時間を、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが低くなるほど長くする。また、図 1 4 の (b) に示すように、E G R 弁 2 3 の開弁時期を、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが低くなるほど遅角し、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが高くなるほど上死点に近い時期としても良い。そして、図 1 4 の (e) に示すように、E G R 弁 2 3 の開弁時間を、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが低くなるほど短くする。また、図 1 4 (c) に示すように、吸気弁 6 の開弁時期を、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが低くなるほど遅角し、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが高くなるほど上死点に近い時期としても良い。そして、図 1 4 の (f) に示すように、吸気弁 6 の開弁時間を、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが低くなるほど短くする。このとき、内燃機関 1 を中負荷以上で運転するためには、ある程度以上の空気を

10

20

30

40

50

気筒 2 内に供給する必要があるため、図 1 4 の (c) に示すように、内燃機関 1 の運転状態が中負荷中回転領域にあるときには、吸気弁 6 の開弁時期は上死点近傍とする。

【 0 1 2 5 】

このような制御によれば、内燃機関 1 の負荷が低い程、吸気行程におけるより早い時期に高温排気が気筒 2 内に供給されるため、高温排気が気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面付近により分布し易くなる。従って、気筒 2 内の温度、特に気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面付近の温度が過剰に低くなることをより確実に抑制することが出来る。

【 0 1 2 6 】

また、このような各弁の開弁時期と開弁時間との制御によっても、上記した各弁のリフト量の制御と同様、内燃機関 1 の負荷が低い程、気筒 2 内に供給される排気全体における高温排気の割合が増加し、より多量の高温排気を気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面付近壁面付近に供給することが出来る。一方、内燃機関 1 の負荷が大きくなる程、気筒 2 内に供給される排気における低温排気の割合が増加する。

【 0 1 2 7 】

< 第 3 の実施の形態 >

図 1 5 は本実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す図である。本実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成は、後述するように、上記に説明したような図 1 , 2 に示す第 1 の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの構成と E G R ポート 2 2 の構成のみが異なり、その他は同様である。そのため、上記第 1 の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムと同様の構成には同様の符号を付し、その説明を割愛する。

【 0 1 2 8 】

図 1 5 に示すように、本実施の形態に係る E G R ポート 2 2 は、タンジェンシャルポートである。このような構成によって、E G R ポート 2 2 を介して供給される低温排気は気筒 2 内の側壁面付近に導入される。尚、本実施の形態においては、E G R ポート 2 2 のうち、いずれか一方のみがタンジェンシャルポートである構成でも良い。

【 0 1 2 9 】

次に、本実施の形態に係る燃焼制御システムにおいて、内燃機関 1 の運転状態が高負荷運転領域にあるときの吸気行程における吸気弁 6 と排気弁 7 と E G R 弁 2 3 との制御について説明する。図 1 6 は、本実施の形態に係る吸気弁 6 と排気弁 7 と E G R 弁 2 3 とのバルブプロフィールを示す図である。図 1 6 における矢印は吸気弁 6 または排気弁 7 または E G R 弁 2 3 の開弁時期または閉弁時期を遅角すること、または進角することを示す。

【 0 1 3 0 】

図 1 6 の (a) に示すように、内燃機関 1 の運転状態が高負荷運転領域にある場合は、E G R 弁 2 3 は吸気行程上死点近傍で開弁し、排気弁 7 は吸気行程後期で開弁する。即ち、吸気行程初期では E G R 弁 2 3 のみ開弁状態とする。

【 0 1 3 1 】

このような制御によれば、吸気行程初期には低温排気のみ気筒 2 内に供給される。吸気行程初期は吸気行程後期に比べて吸入効率が高いため、低温排気をより多量に気筒 2 内に供給することが出来る。そのため、気筒 2 内の温度が過剰に高くなることを抑制することが出来る。従って、過早着火の発生を抑制することが出来る。

【 0 1 3 2 】

また、本実施の形態においては、上述したように、低温排気は気筒 2 内の側壁面付近に供給される。そして、上記制御によれば、吸気行程初期には低温排気のみ気筒 2 内に供給される。そのため、低温排気が気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面（気筒 2 内における下壁面）付近に分布し易い。一方、高温排気は吸気行程後期に気筒 2 内に供給されるため、気筒 2 内のシリンダヘッド側壁面（気筒 2 内における上壁面）付近に分布し易い。従って、図 1 7 に示すように、気筒 2 内のシリンダヘッド側壁面付近の温度を気筒 2 内の側壁面付近およびピストン頂面付近の温度よりも高くすることが出来る。従って、低温排気により多量に気筒 2 内に供給された場合であっても、圧縮行程上死点近傍で燃焼室に噴射

10

20

30

40

50

される燃料の霧化がシリンダヘッド側壁面付近において促進されるため、着火性を確保することが出来る。

【0133】

また、上記第2の実施の形態と同様、気筒2内において、側壁面付近およびピストン頂面付近とシリンダヘッド側壁面付近とでは温度が異なるため混合気の着火遅れも不均一となる。そのため、混合気の急激な燃焼が抑制され、以て燃焼騒音の悪化を抑制することが可能となる。

【0134】

尚、本実施の形態においては、図16の(b)に示すように、EGR弁23を吸気行程の途中で閉弁しても良い。この場合、吸気行程後期では高温排気のみ気筒2内に供給されるため、気筒2内の温度分布をより不均一とし易い。

10

【0135】

本実施の形態においては、内燃機関1の負荷と機関回転数とに応じて、吸気行程における排気弁7とEGR弁23と吸気弁6とのそれぞれのリフト量を図18に示すように制御しても良い。

【0136】

即ち、図18の(a)に示すように、排気弁7のリフト量を、内燃機関1の運転状態が中負荷中回転領域にあるときには小さくし、内燃機関1の負荷と機関回転数とが低くなるほど、または、内燃機関1の負荷と機関回転数とが高くなるほど大きくしても良い。そして、EGR弁23と吸気弁6とのリフト量を、内燃図18の(b)と(c)とに示すようにEGR弁23と吸気弁6とのリフト量を、内燃機関1の負荷と機関回転数とが低くなるほど小さくしても良い。このとき、EGR弁23は、内燃機関1の運転状態が低負荷低回転領域にある場合、図18の(b)に示すように、閉弁状態としても良い。

20

【0137】

このような制御によれば、内燃機関1の運転状態が低負荷低回転領域にあるときは、該内燃機関1の負荷が低い程、気筒2内に供給される排気全体における高温排気の割合が増加する。そのため、気筒2内の温度が過剰に低くなることを抑制することが出来る。従って、失火の発生や未燃成分の生成をより確実に抑制することが出来る。また、内燃機関1の運転状態が中負荷中回転領域にあるときは、該内燃機関1の負荷が高くなる程、気筒2内に供給される排気全体における低温排気の割合が増加する。そのため、気筒2内の温度が過剰に高くなることを抑制することが出来る。従って、過早着火の発生を抑制することが出来る。また、内燃機関1の運転状態が高負荷高回転領域にあるときは、該内燃機関1の負荷が高くなる程、気筒2内に供給される高温排気と低温排気とが共に増加する。そのため、気筒2のシリンダヘッド側壁面付近において着火性を確保しつつ過早着火の発生を抑制することが出来る。

30

【0138】

また、本実施の形態においては、上記第2の実施の形態と同様、内燃機関1の負荷と機関回転数とに応じて、吸気行程における排気弁7とEGR弁23と吸気弁6とのそれぞれの開弁時期と開弁時間を図14に示すように制御しても良い。

【0139】

このような制御によれば、内燃機関1の負荷が高い程、吸気行程におけるより早い時期に低温排気が気筒2内に供給されるため、より多量の低温排気が気筒2内に供給される。従って、過早着火の発生を抑制することが出来る。

40

【0140】

<第4の実施の形態>

図19は本実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す図である。本実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成は、後述するように、上記に説明したような図1, 2に示す第1の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの構成とは排気弁ポート5(5a, 5b)とEGRポート22(22a, 22b)との構成のみが異なり、その他は同様である。そのため、上記第1の実施の形態に係る内

50

燃機関とその燃焼制御システムと同様の構成には同様の符号を付し、その説明を割愛する。

【0141】

図19に示すように、本実施の形態に係る排気再循環装置15は、EGR用インテークマニホールド16と気筒2の燃焼室とを連通するEGRポート22(22a、22b)を2つ備えている。このEGRポート22のうち、一方のEGRポート22aはタンジェンシャルポートである。以下、この一方のEGRポート22aを第1EGRポート22aと称し、他方のEGRポート22bを第2EGRポート22bと称する。

【0142】

また、本実施の形態に係る排気ポート5(5a、5b)のうち、一方の排気ポート5aはタンジェンシャルポートである。以下、この一方の排気ポート5aを第1排気ポート5aと称し、他方の排気ポート5bを第2排気ポート5bと称する。

【0143】

このような構成によって、第1EGRポート22aまたは第1排気ポート5aを介して供給される排気は気筒2内の側壁面付近に導入される。

【0144】

また、第1排気ポート5aと第2排気ポート5bとのそれぞれに設けられた排気弁7(7a、7b)をそれぞれ第1排気弁7a、第2排気弁7bと称する。第1EGRポート22aと第2EGRポート22bとのそれぞれに設けられたEGR弁23(23a、23b)をそれぞれ第1EGR弁23a、第2EGR弁23bと称する。第1排気弁7aと第2排気弁7bと第1EGR弁23aと第2EGR弁23bとは、第1の実施の形態における各弁と同様、図2に示すように、それぞれ可変動弁機構25が設けられている。

【0145】

本実施の形態においては、内燃機関1の運転状態が低負荷運転領域にあるときは、吸気行程において第1EGR弁23aを閉弁状態とする。そして、第1排気弁7aおよび第2排気弁7bと、第2EGR弁23bとのリフト量および開閉時期を、それぞれ上記第2の実施の形態において説明した排気弁7とEGR弁23とのリフト量および開閉時期の制御と同様に制御する。一方、内燃機関1の運転状態が高負荷運転領域にあるときは、吸気行程において第1排気弁7aを閉弁状態とする。そして、第2排気弁7bと、第1EGR弁および第2EGR弁23bとのリフト量および開閉時期を、それぞれ上記第3の実施の形態において説明した排気弁7とEGR弁23とのリフト量および開閉時期の制御と同様に制御する。

【0146】

本実施の形態によれば、内燃機関1の運転状態が、低負荷運転領域にあるときは上記第2の実施の形態と略同様の効果を得ることが出来、高負荷運転領域にあるときは上記第3の実施の形態と略同様の効果を得ることが出来る。

【0147】

<第5の実施の形態>

図20は本実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す図である。本実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成は、後述するように、ターボチャージャ24を本発明に係る可変容量型ターボチャージャとした点のみが、上記に説明したような図1、2に示す第1の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの構成と異なり、その他は同様である。そのため、上記第1の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムと同様の構成には同様の符号を付し、その説明を割愛する。

【0148】

以下、本実施の形態に係るターボチャージャ24の概略構成について図面に基づいて説明する。

図21は、本実施の形態に係るターボチャージャ24の概略構成を示す断面図である。

【0149】

ターボチャージャ 24 は、吸気通路 8 の途中に配置されたコンプレッサハウジング 24 a と、排気通路 11 の途中に配置されたタービンハウジング 24 b と、該コンプレッサハウジング 24 a と該タービンハウジング 24 b との間に設けられたセンタハウジング 24 c と、を備えている。センタハウジング 24 c にはロータシャフト 54 がその軸心を中心に回転可能な状態で支持されており、該ロータシャフト 54 の一端は、コンプレッサハウジング 24 a 内に配置されたコンプレッサホイール 52 に取り付けられており、また、該ロータシャフト 54 の他端は、タービンハウジング 24 b 内に配置されたタービンホイール 53 に取り付けられている。

【0150】

このような構成のターボチャージャ 24 においては、排気が吹き付けられることによってタービンホイール 53 が回転し、該タービンホイール 53 が回転することによってコンプレッサホイール 52 も回転する。そして、該コンプレッサホイール 52 の回転によって、該コンプレッサホイール 52 より下流の吸気通路 8 に送り込まれる空気量を増加させる、いわゆる過給が行われる。

10

【0151】

さらに、タービンハウジング 24 b 内においては、図 22 に示すように、羽形状のノズルベーン 55 がタービンホイール 53 の円周方向に複数取り付けられている。ここで、図 22 は、ノズルベーン 55 の概略配置を示すタービンハウジング 24 b の側面断面図である。また、タービンハウジング 24 b には、図 21 に示すように、該ノズルベーン 55 を開閉駆動させるノズルベーン用アクチュエータ 50 が設けられている。該ノズルベーン用アクチュエータ 50 によりノズルベーン 55 が開閉駆動されることによって、隣り合うノズルベーン 55 間の隙間の大きさが変化し、タービンホイール 53 に吹き付けられる排気の流速が変化することになる。その結果、タービンホイール 53 およびコンプレッサホイール 52 の回転速度やトルクも変化するため、コンプレッサホイール 52 より下流の吸気通路 8 への過給圧を調整することが可能となる。

20

【0152】

本実施の形態において、ノズルベーン用アクチュエータ 50 は ECU 30 と電氣的に接続されており、ノズルベーン 55 の開度は該 ECU 30 によって制御される。

【0153】

次に、本実施の形態に係るノズルベーン 55 の開度制御について図 23 に基づいて説明する。図 23 は、本実施の形態に係る、内燃機関 1 の負荷と機関回転数と、ノズルベーン 55 の開度との関係を示す図である。

30

【0154】

図 23 に示すとおり、内燃機関 1 の負荷と機関回転数とが高くなる程、ノズルベーン 55 の開度を小さくする。

【0155】

このような制御によれば、内燃機関 1 の負荷が高くなる程、過給圧が高くなるため、気筒 2 内に供給される空気が多くなる。また、内燃機関 1 の負荷が高くなる程、タービンハウジング 24 b より上流側の圧力も高くなるため、気筒 2 内に供給される排気も多くなる。一方、内燃機関の負荷が低くなる程、過給圧が低くなるため、気筒 2 内に供給される空気量が少なくなる。また、内燃機関 1 の負荷が低くなる程、タービンより上流側の圧力も低くなるため、気筒 2 内に供給される排気も少なくなる。

40

【0156】

本実施の形態によれば、上記第 1 の実施の形態において説明したように排気弁 7 および EGR 弁 23 の開度を調整することに加えて、上記のようにノズルベーン 55 の開度を調整することによって気筒 2 内の排気量をより正確に制御することが出来る。

【0157】

次に、本実施の形態に係る内燃機関 1 の運転状態が過渡運転となったときのノズルベーン 55 の開度制御について図 24, 25 に基づいて説明する。

図 24, 25 において、燃料噴射量は燃焼室への燃料噴射量を示し、筒内排気量は気筒 2

50

内の排気量を示す。

【0158】

図24は、内燃機関1を備えた車両が加速したとき、即ち内燃機関1の運転状態が、気筒2内の排気量を増加させる過渡運転となったときの、ノズルベーン55の開度と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒2内の排気量と、着火時期との関係を示すタイムチャート図である。

【0159】

車両が加速したとき、即ち燃焼室への燃料噴射量が増加したときは、ノズルベーン55の開度を、同じ燃料噴射量で定常運転を行う場合のノズルベーン55の開度より小さくする。過渡運転終了後、ノズルベーン55の開度は定常運転時の開度に戻される。

10

【0160】

図24において、気筒2内の排気量を示す線および予混合気の着火時期を示す線の内、実線は、上記のようなノズルベーン55の開度制御を行った場合を示すものであり、破線は、ノズルベーン55の開度を定常運転時と同様の開度とした場合を示すものである。

【0161】

上記のようなノズルベーン55の開度制御によれば、内燃機関1の運転状態が、気筒2内の排気量を増加させる過渡運転となったときは、気筒2内への排気の供給量がより速やかに増加する。そのため、気筒2内の実際の排気量が応答遅れによって要求排気量より少なくなることを抑制することが出来る。従って、過早着火の発生を抑制することが可能となる。また、同時に、気筒2内への空気の供給量もより速やかに増加させることが出来るため、車両の加速性を向上させることが出来る。

20

【0162】

図25は、内燃機関1を備えた車両が減速したとき、即ち内燃機関1の運転状態が、気筒2内の排気量を減少させる過渡運転となったときの、ノズルベーン55の開度と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒2内の排気量と、着火時期との関係を示すタイムチャート図である。

【0163】

車両が減速したとき、即ち燃焼室への燃料噴射量が減少したときは、ノズルベーン55の開度を、同じ燃料噴射量で定常運転を行う場合のノズルベーン55の開度より大きくする。過渡運転終了後、ノズルベーン55の開度は定常運転時の開度に戻される。

30

【0164】

図25において、気筒2内の排気量を示す線および予混合気の着火時期を示す線の内、実線は、上記のようなノズルベーン55の開度制御を行った場合を示すものであり、破線は、ノズルベーン55の開度を定常運転時と同様の開度とした場合を示すものである。

【0165】

上記のようなノズルベーン55の開度制御によれば、内燃機関1の運転状態が排気量を減少させる過渡運転となったときは、気筒2内への排気の供給量がより速やかに減少する。そのため、気筒2内の実際の排気量が応答遅れによって要求排気量より多くなることを抑制することが出来る。従って、失火の発生や未燃成分の生成を抑制することが可能となる。また、同時に、気筒2内への空気の供給量もより速やかに減少させることが出来るため、車両の減速性を向上させることが出来る。

40

【0166】

尚、上記に説明したように内燃機関1の運転状態が過渡運転となったときに、ノズルベーン55の開度を増加または減少させる場合、その増加分または減少分は、そのときの内燃機関1の負荷や機関回転数等のMAPから算出しても良い。

【0167】

【発明の効果】

本発明に係る予混合圧縮着火内燃機関の燃焼制御システムによれば、過早着火または失火の発生等を抑制し、より広い運転領域でより好適な予混合圧縮着火燃焼を行うことが出来る。

50

【図面の簡単な説明】

【図 1】 第 1 の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す第 1 の図。

【図 2】 第 1 の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す第 2 の図。

【図 3】 (a) は、内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にある場合の吸気弁と排気弁と E G R 弁とのバルブプロフィールを示す図。(b) は、内燃機関の運転状態が中負荷運転領域にある場合の吸気弁と排気弁と E G R 弁とのバルブプロフィールを示す図。(c) は、内燃機関の運転状態が高負荷運転領域にある場合の吸気弁と排気弁と E G R 弁とのバルブプロフィールを示す図。

10

【図 4】 内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にあるときに、気筒内の排気量を増加させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁と排気弁と E G R 弁のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒内の排気量と、気筒内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示すタイムチャート図。

【図 5】 内燃機関の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にあるときに、気筒内の排気量を増加させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁と排気弁と E G R 弁のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒内の排気量と、気筒内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示す第 1 のタイムチャート図。

【図 6】 内燃機関の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にあるときに、気筒内の排気量を増加させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁と排気弁と E G R 弁のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒内の排気量と、気筒内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示す第 2 のタイムチャート図。

20

【図 7】 内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にあるときに、気筒内の排気量を減少させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁と排気弁と E G R 弁のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒内の排気量と、気筒内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示すタイムチャート図。

【図 8】 内燃機関の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にあるときに、気筒内の排気量を減少させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁と排気弁と E G R 弁のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒内の排気量と、気筒内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示す第 1 のタイムチャート図。

30

【図 9】 内燃機関の運転状態が中負荷または高負荷運転領域にあるときに、気筒内の排気量を減少させる過渡運転となったときの、吸気行程における吸気弁と排気弁と E G R 弁のリフト量と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒内の排気量と、気筒内に供給される排気全体の温度と、着火時期との関係を示す第 2 のタイムチャート図。

【図 10】 第 2 の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す図。

【図 11】 (a) は、内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にある場合の吸気弁と排気弁と E G R 弁とのバルブプロフィールを示す図。(b) は、内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にある場合の吸気弁と排気弁と E G R 弁とのバルブプロフィールを示す図。(c) は、内燃機関の運転状態が低負荷運転領域にある場合の吸気弁と排気弁と E G R 弁とのバルブプロフィールを示す図。

40

【図 12】 第 2 の実施の形態に係る気筒内の温度分布を示す図。

【図 13】 (a) は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程における排気弁のリフト量との関係を示す図。(b) は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程における E G R 弁のリフト量との関係を示す図。(c) は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程における吸気弁のリフト量との関係を示す図。

【図 14】 (a) は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程における排気弁の開弁時期との関係を示す図。(b) は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程における E G R 弁の開弁時期との関係を示す図。(c) は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程における吸気弁の開弁時期との関係を示す図。(d) は、内燃機関の負荷と機関回転数

50

と、吸気行程における排気弁の開弁時間との関係を示す図。(b)は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程におけるEGR弁の開弁時間との関係を示す図。(c)は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程における吸気弁の開弁時間との関係を示す図。

【図15】 第3の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す図。

【図16】 (a)は、内燃機関の運転状態が高負荷運転領域にある場合の吸気弁と排気弁とEGR弁とのバルブプロフィールを示す図。(b)は、内燃機関の運転状態が高負荷運転領域にある場合の吸気弁と排気弁とEGR弁とのバルブプロフィールを示す図。

【図17】 第3の実施の形態に係る気筒内の温度分布を示す図。

【図18】 (a)は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程における排気弁の開弁時期との関係を示す図。(b)は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程におけるEGR弁の開弁時期との関係を示す図。(c)は、内燃機関の負荷と機関回転数と、吸気行程における吸気弁の開弁時期との関係を示す図。

10

【図19】 第4の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す図。

【図20】 第5の実施の形態に係る内燃機関とその燃焼制御システムの概略構成を示す図。

【図21】 ターボチャージャの概略構成を示す断面図。

【図22】 ノズルベーンの概略配置を示すタービンハウジングの側面断面図。

【図23】 内燃機関の負荷と機関回転数と、ノズルベーンの開度との関係を示す図。

20

【図24】 内燃機関の運転状態が、気筒内の排気量を増加させる過渡運転となったときの、ノズルベーンの開度と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒内の排気量と、着火時期との関係を示すタイムチャート図。

【図25】 内燃機関の運転状態が、気筒内の排気量を減少させる過渡運転となったときの、ノズルベーンの開度と、燃焼室への燃料噴射量と、気筒内の排気量と、着火時期との関係を示すタイムチャート図。

【符号の説明】

1・・・内燃機関

2・・・気筒

3・・・燃料噴射弁

30

4・・・吸気ポート

5・・・排気ポート

5a・・・第1排気ポート

5b・・・第2排気ポート

6・・・吸気弁

7・・・排気弁

7a・・・第1排気弁

7b・・・第2排気弁

8・・・吸気通路

9・・・インテークマニホールド

40

10・・・インタークーラ

11・・・排気通路

12・・・エキゾーストマニホールド

13・・・クランクポジションセンサ

14・・・アクセル開度センサ

15・・・排気再循環装置

16・・・EGR用インテークマニホールド

17・・・第1EGR通路

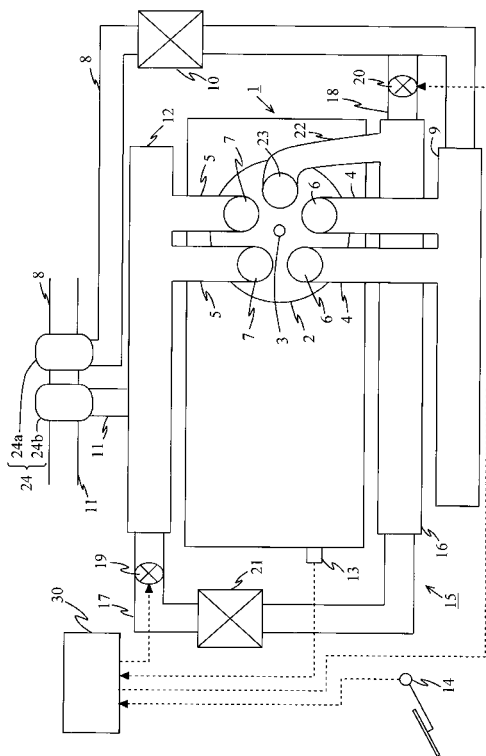
18・・・第2EGR通路

19・・・第1EGR流量調整弁

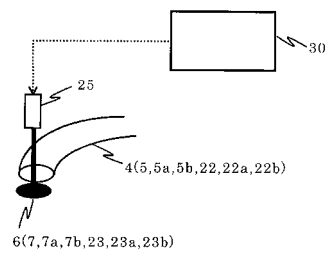
50

- 20・・・第2 EGR流量調整弁
- 21・・・EGRクーラー
- 22・・・EGRポート
- 22a・・・第1 EGRポート
- 22b・・・第2 EGRポート
- 23・・・EGR弁
- 23a・・・第1 EGR弁
- 23b・・・第2 EGR弁
- 24・・・遠心過給器(ターボチャージャ)
- 24a・・・コンプレッサハウジング
- 24b・・・タービンハウジング
- 24c・・・センタハウジング
- 25・・・可変動弁機構
- 30・・・ECU
- 50・・・ノズルベーン用アクチュエータ
- 52・・・コンプレッサホイール
- 53・・・タービンホイール
- 54・・・ロータシャフト
- 55・・・ノズルベーン

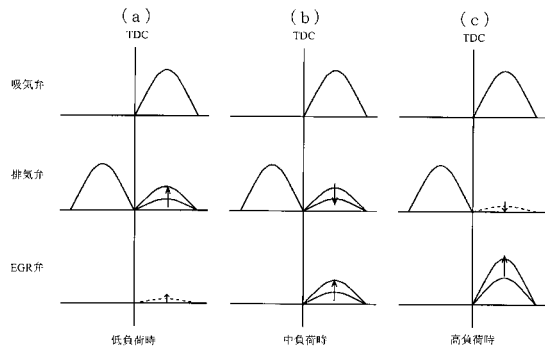
【図1】



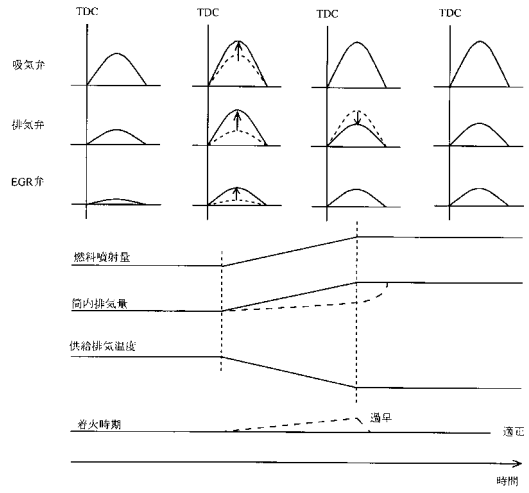
【図2】



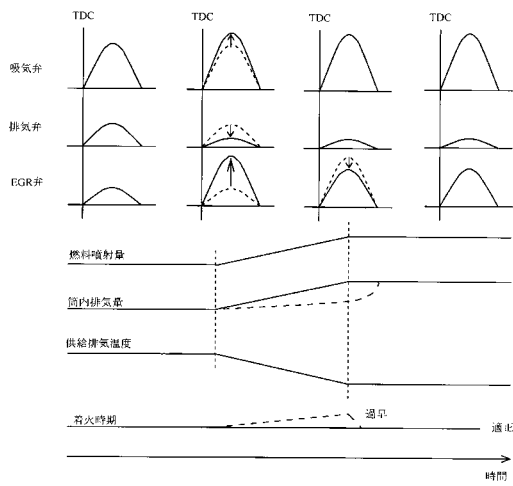
【圖 3】



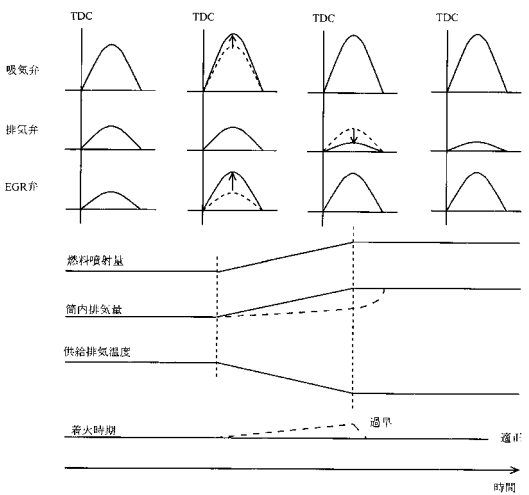
【圖 4】



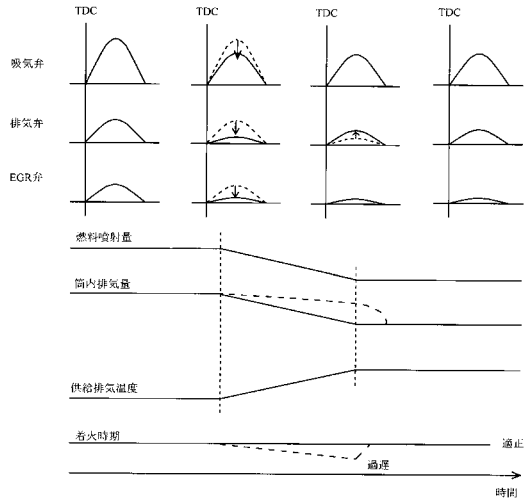
【圖 5】



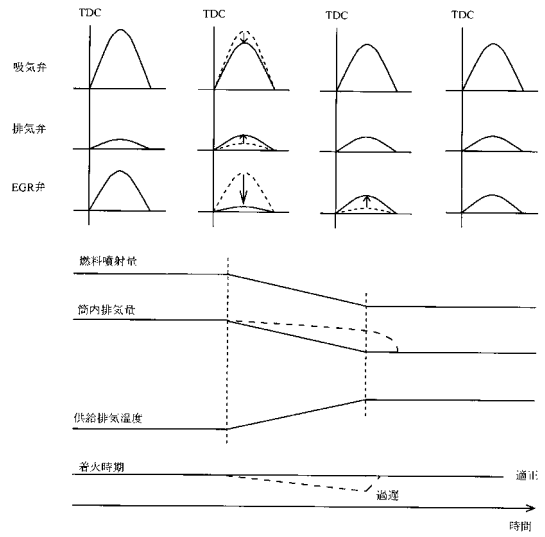
【圖 6】



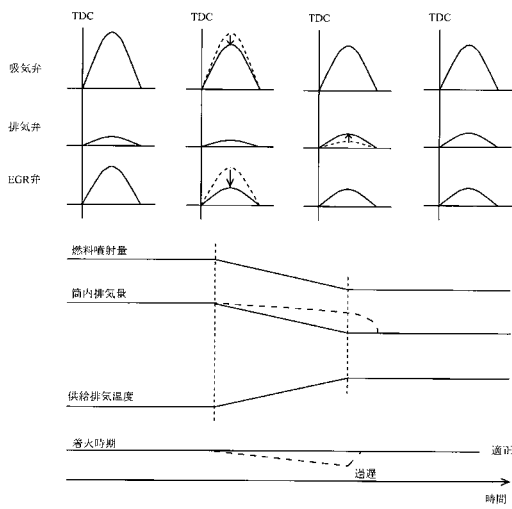
【 図 7 】



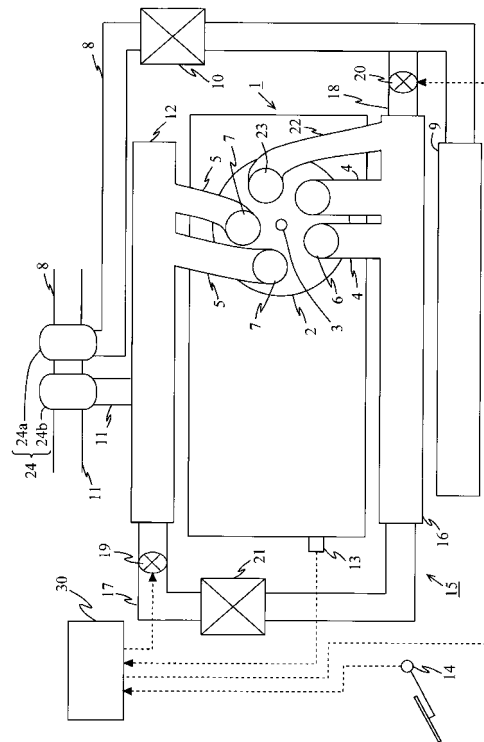
【 図 8 】



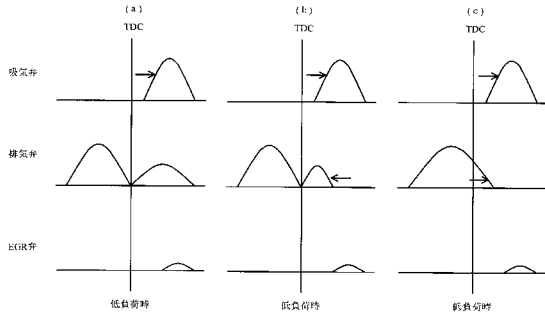
【 図 9 】



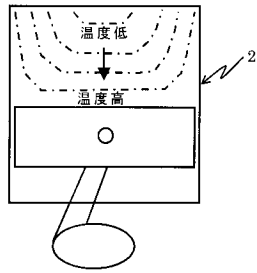
【 図 10 】



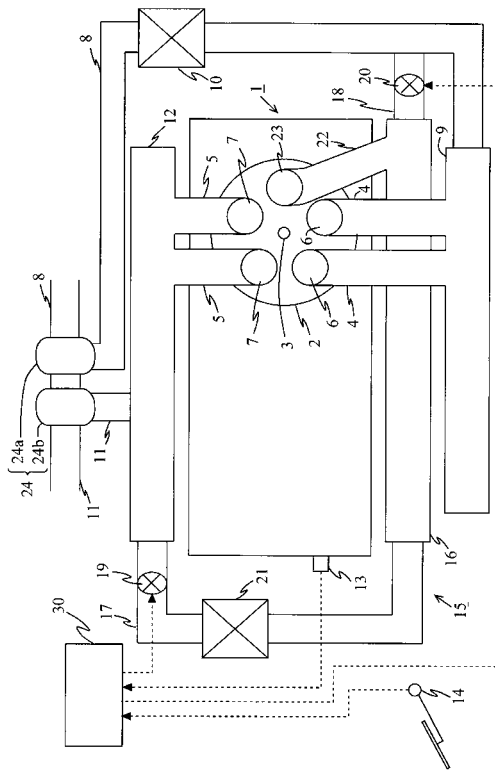
【図 1 1】



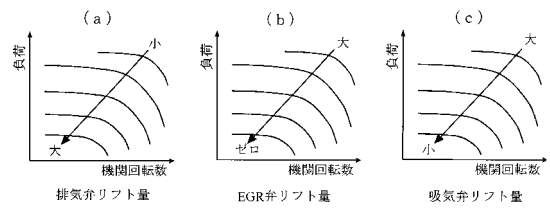
【図 1 2】



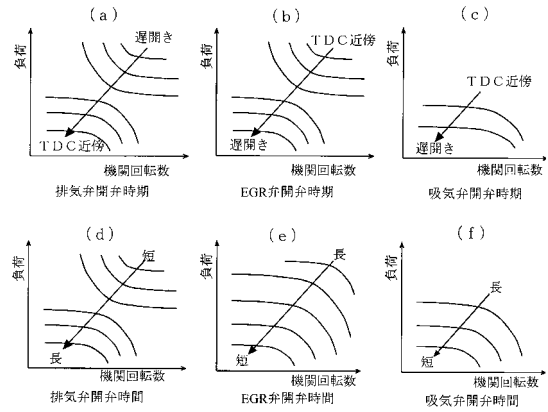
【図 1 5】



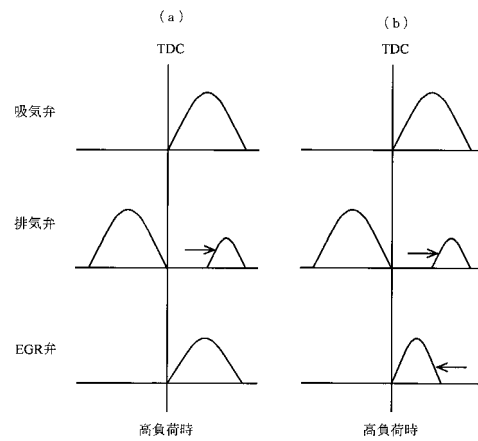
【図 1 3】



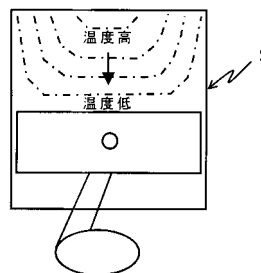
【図 1 4】



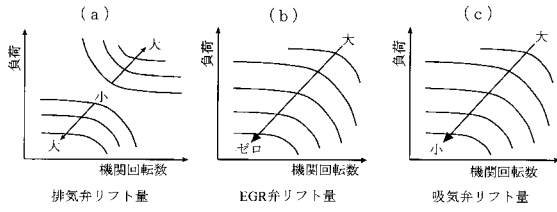
【図 1 6】



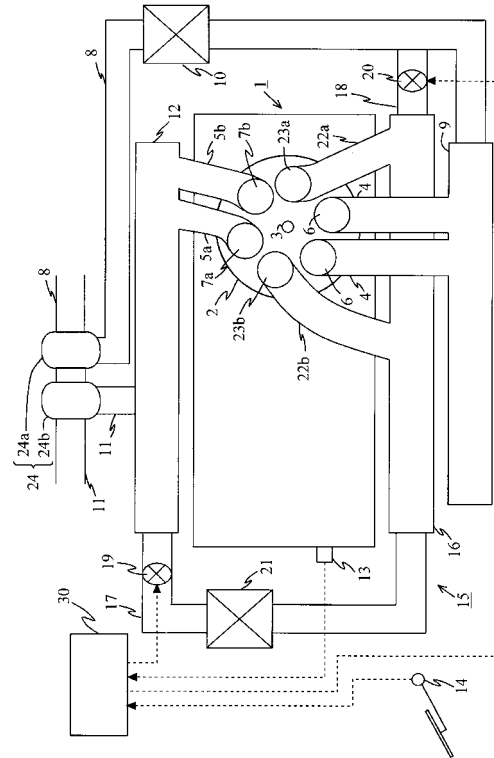
【図 1 7】



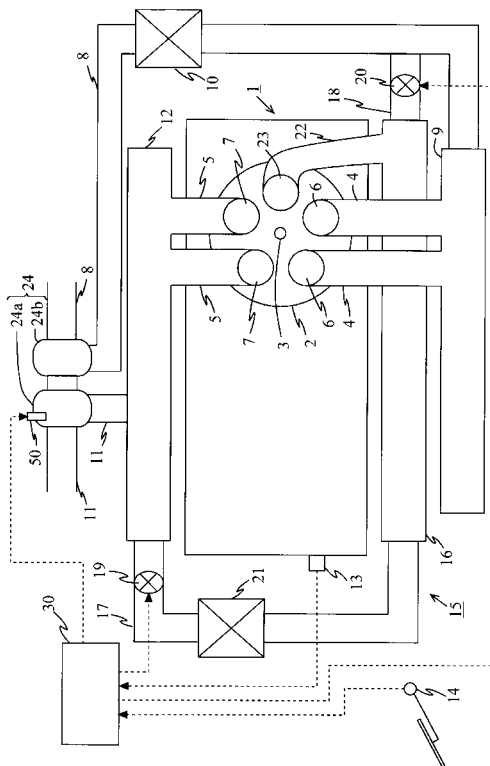
【図18】



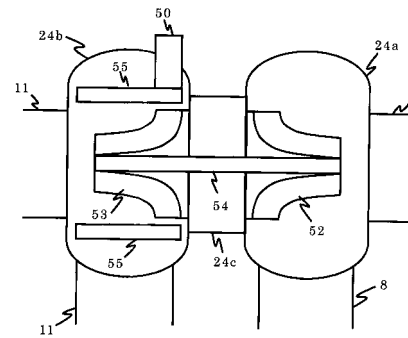
【図19】



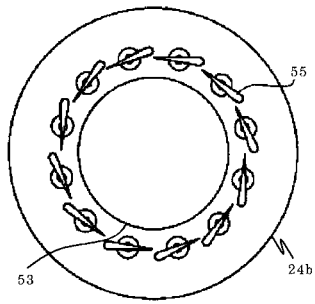
【図20】



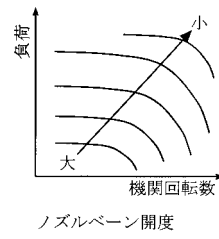
【図21】



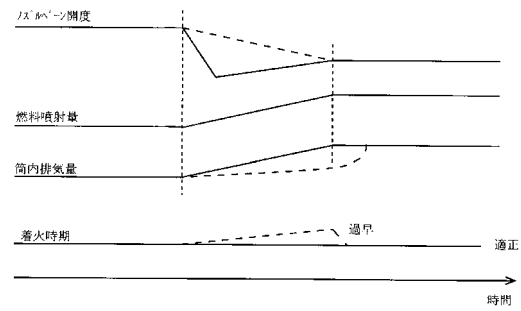
【図 2 2】



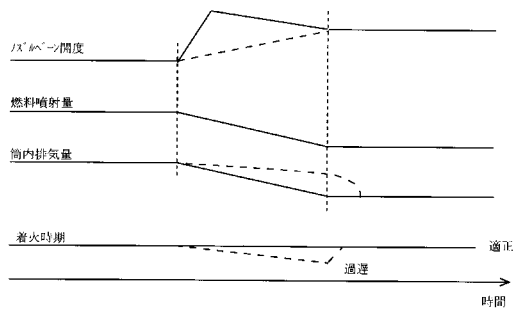
【図 2 3】



【図 2 4】



【図 2 5】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 2 M 25/07 5 8 0 C

(72)発明者 板橋 秀
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 鹿角 剛二

(56)参考文献 特開平04 - 175449 (JP, A)
特開平03 - 085362 (JP, A)
特開2002 - 188468 (JP, A)
特開2003 - 074386 (JP, A)
特開2000 - 329009 (JP, A)
特開2000 - 073875 (JP, A)
特開平06 - 147023 (JP, A)
特開平11 - 343887 (JP, A)
特開2001 - 214741 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02D 21/08
F02B 37/12
F02B 37/24
F02M 25/07