

(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2012-172665

(P2012-172665A)

(43) 公開日 平成24年9月10日 (2012.9.10)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO2D 41/02 (2006.01)	FO2D 41/02 351	3G092
FO2D 43/00 (2006.01)	FO2D 43/00 301N	3G301
FO2D 21/08 (2006.01)	FO2D 43/00 301E	3G384
	FO2D 43/00 301J	
	FO2D 41/02 360	
審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 30 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号 特願2011-38810 (P2011-38810)
(22) 出願日 平成23年2月24日 (2011.2.24)

(71) 出願人 000003137
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 100077931
弁理士 前田 弘
(74) 代理人 100110939
弁理士 竹内 宏
(74) 代理人 100110940
弁理士 嶋田 高久
(74) 代理人 100113262
弁理士 竹内 祐二
(74) 代理人 100115059
弁理士 今江 克実
(74) 代理人 100117581
弁理士 二宮 克也

最終頁に続く

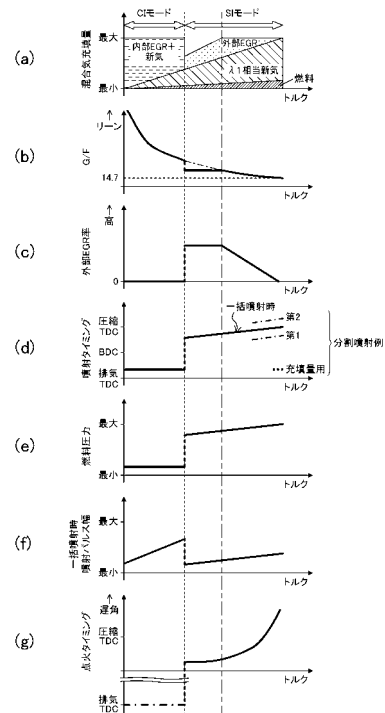
(54) 【発明の名称】 火花点火式ガソリンエンジンの制御装置

(57) 【要約】

【課題】 圧縮着火燃焼を実行する圧縮着火モードと、火花点火燃焼を実行する火花点火モードとの間でモードの切り替えを行う火花点火式ガソリンエンジン1において、火花点火モードにおける燃焼安定性を高めることによって、吸気充填量の低減が必要となる負荷領域を可及的に縮小する。

【解決手段】 制御器 (PCM10) は、低負荷域では圧縮着火モードとし、高負荷域では、燃料圧力を高めると共に、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内で燃料噴射を行う火花点火モードとする。火花点火モードでは、外部 EGR 制御を実行する。制御器はさらに、火花点火モードにおける所定負荷以下の領域では、EGR 率を所定負荷よりも高い領域での EGR 率よりも高く設定すると共に、吸気充填量を圧縮着火モード時よりも低下させる充填量制御を実行する。

【選択図】 図 14



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

幾何学的圧縮比が 1.4 以上に設定された気筒を有しかつ、少なくともガソリンを含有する燃料が供給されるように構成されたエンジン本体と、

前記気筒内に前記燃料を噴射するように構成された燃料噴射弁と、

前記気筒内に臨んで配設されかつ、当該気筒内の混合気に点火をするように構成された点火プラグと、

前記燃料噴射弁が噴射する燃料の圧力を変更するように構成された燃圧可変機構と、

少なくとも前記燃料噴射弁、前記点火プラグ及び前記燃圧可変機構を制御することによって、前記エンジン本体を運転するように構成された制御器と、を備え、

10

前記制御器は、

前記エンジン本体の運転状態が所定の低負荷域にあるときには、圧縮着火燃焼を実行する圧縮着火モードとし、

前記圧縮着火モードよりも負荷の高い高負荷域では、前記圧縮着火モードにおける少なくとも低負荷側の燃料圧力よりも高くなるように、前記燃圧可変機構を制御すると共に、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内で行う燃料噴射を少なくとも含むように、前記燃料噴射弁を駆動しかつ、前記リタード期間内における前記燃料の噴射後に点火するように、前記点火プラグを駆動する火花点火モードとし、

前記制御器はまた、前記火花点火モードにおける所定負荷よりも負荷の高い領域においては、既燃ガスの一部を EGR 通路を通じて吸気に還流させる外部 EGR 制御を実行すると共に、前記エンジン本体の負荷が低いときには EGR 率が相対的に高くなるようにし、

20

前記制御器はさらに、前記火花点火モードにおける前記所定負荷以下の領域においては、前記 EGR 率を前記所定負荷よりも高い領域での EGR 率よりも高く設定して外部 EGR 制御を実行すると共に、吸気充填量を前記圧縮着火モード時よりも低下させる充填量制御を実行する火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の火花点火式ガソリンエンジンの制御装置において、

前記制御器は、前記火花点火モードにおいては、前記エンジン本体を空燃比 $\lambda = 1$ で運転する火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

【請求項 3】

30

請求項 1 又は 2 に記載の火花点火式ガソリンエンジンの制御装置において、

前記燃圧可変機構は、前記火花点火モードにおいては、前記燃料圧力を 4.0 MPa 以上に設定する火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

【請求項 4】

請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 項に記載の火花点火式ガソリンエンジンの制御装置において、

前記制御器は、前記火花点火モードにおける所定負荷以下の領域においては、前記 EGR 率を 30% 以上に設定する火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

【請求項 5】

請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載の火花点火式ガソリンエンジンの制御装置において

40

前記制御器は、前記火花点火モードにおいては、複数回の燃料噴射を実行するように前記燃料噴射弁を駆動すると共に、前記複数回の燃料噴射の内の最後の燃料噴射のタイミングを前記リタード期間内に設定する火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

【請求項 6】

請求項 1 ~ 5 のいずれか 1 項に記載の火花点火式ガソリンエンジンの制御装置において、

前記制御器は、前記火花点火モードにおける所定負荷以下の領域においては、吸気通路上に介設されたスロットル弁の絞り制御を行うことによって、前記 EGR 率の調整を行う火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

50

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

ここに開示する技術は、火花点火式ガソリンエンジンの制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

例えば特許文献1に記載されているように、排気エミッションの向上と熱効率の向上とを両立させる技術として、リーンな混合気を圧縮着火させるHCCIエンジンが知られている。ところが、エンジン負荷が高くなるにつれて、圧縮着火燃焼は、圧力上昇の激しい過早着火の燃焼となってしまう。そのため、燃焼騒音の増大やノッキング等の異常燃焼の発生を招くと共に、高い燃焼温度に起因するRaw NOxの増大を招く。そこで、こうしたHCCIエンジンにおいては、圧縮着火燃焼は、低負荷側の運転領域のみに限定し、高負荷側の運転領域では、点火プラグの駆動による火花点火燃焼を行うことが一般的である。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2009-91994号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

20

【0004】

ところで、圧縮着火燃焼においては理論空燃比よりもリーンで運転される一方、火花点火燃焼においては理論空燃比で運転される。このため、火花点火燃焼時には、エンジン負荷相当の燃料量に対する新気量が決定されるため、例えばスロットル弁の絞り制御によって吸気充填量を減らす必要がある。しかしながら、こうした絞り制御はポンプ損失を増大させるため、できるだけ少なくしたい。これについて、外部EGRガスを気筒内に導入することは、吸気充填量を減らさずとも新気量を減らすことを可能にする。従って、火花点火燃焼時に外部EGR制御を併用することは、ポンプ損失の低下に有利になる。また、外部EGRガスの導入は、冷却損失の低減にも有利であると共に、過早着火やノッキングといった異常燃焼の回避や、Raw NOxの生成を抑制するという利点もある。

30

【0005】

ところが、燃焼安定性の観点から、気筒内に導入可能な外部EGRガスの量は、比較的少量に制限されてしまう。このため、エンジン負荷が高く、燃料量及び新気量が比較的多いときには、外部EGRガスの導入によって吸気充填量を減らす必要がなくなるものの、例えば圧縮着火燃焼を実行する負荷領域と火花点火燃焼を実行する負荷領域との境界付近のような、エンジン負荷が中負荷程度で燃料量が比較的少ないときには、外部EGRガスを最大限に導入したとしても、絞り制御によって新気量を減らさなければならなくなり、ポンプ損失はあまり改善しないという問題がある。

【0006】

ここに開示する技術は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、圧縮着火燃焼を実行する圧縮着火モードと、火花点火燃焼を実行する火花点火モードとの間でモードの切り替えを行う火花点火式ガソリンエンジンにおいて、火花点火モードにおける燃焼安定性を高めることによって、吸気充填量の低減が必要となる負荷領域を可及的に縮小することにある。

40

【課題を解決するための手段】

【0007】

本願発明者らは、圧縮上死点付近のタイミングで、比較的高い燃料圧力でもって気筒内に燃料を噴射するという特徴的な燃料噴射形態が、燃焼期間を短縮させ、それによって、燃焼安定性が高まることを見出した。このことにより、大量のEGRガスを気筒内に導入することを可能にして、ここに開示する技術を完成するに至ったものである。

50

【 0 0 0 8 】

具体的に、ここに開示する火花点火式ガソリンエンジンの制御装置は、幾何学的圧縮比が 1.4 以上に設定された気筒を有しかつ、少なくともガソリンを含有する燃料が供給されるように構成されたエンジン本体と、前記気筒内に前記燃料を噴射するように構成された燃料噴射弁と、前記気筒内に臨んで配設されかつ、当該気筒内の混合気に点火をするように構成された点火プラグと、前記燃料噴射弁が噴射する燃料の圧力を変更するように構成された燃圧可変機構と、少なくとも前記燃料噴射弁、前記点火プラグ及び前記燃圧可変機構を制御することによって、前記エンジン本体を運転するように構成された制御器と、を備える。

【 0 0 0 9 】

10

そして、前記制御器は、

前記エンジン本体の運転状態が所定の低負荷域にあるときには、圧縮着火燃焼を実行する圧縮着火モードとし、

前記圧縮着火モードよりも負荷の高い高負荷域では、前記圧縮着火モードにおける少なくとも低負荷側の燃料圧力よりも高くなるように、前記燃圧可変機構を制御すると共に、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内で行う燃料噴射を少なくとも含むように、前記燃料噴射弁を駆動しかつ、前記リタード期間内における前記燃料の噴射後に点火するように、前記点火プラグを駆動する火花点火モードとする。

【 0 0 1 0 】

20

前記制御器はまた、前記火花点火モードにおける所定負荷よりも負荷の高い領域においては、既燃ガスの一部を EGR 通路を通じて吸気に還流させる外部 EGR 制御を実行すると共に、前記エンジン本体の負荷が低いときには EGR 率が相対的に高くなるようにし、前記制御器はさらに、前記火花点火モードにおける所定負荷以下の領域においては、前記 EGR 率を前記所定負荷よりも高い領域での EGR 率よりも高く設定して外部 EGR 制御を実行すると共に、吸気充填量を前記圧縮着火モード時よりも低下させる充填量制御を実行する。

【 0 0 1 1 】

ここで、エンジン本体の幾何学的圧縮比は、1.4 以上でかつ、例えば 2.0 以下に設定してもよい。

【 0 0 1 2 】

30

また、「低負荷域」及び「高負荷域」はそれぞれ、エンジン本体の運転領域を、負荷の高低について二つの領域に区分した場合の、低負荷側の領域、及び高負荷側の領域としてもよい。

【 0 0 1 3 】

「低速域」は、エンジン本体の運転領域を、速度の高低について二つの領域に区分した場合の、低速側の領域としてもよいし、又は、エンジン本体の運転領域を、低速、中速、高速の 3 つの領域に区分した場合の、低速の領域としてもよい。

【 0 0 1 4 】

「圧縮行程後期」は、圧縮行程を、初期、中期、及び後期の 3 つの期間に区分した場合の後期としてもよく、同様に、「膨張行程初期」は、膨張行程を、初期、中期、及び後期の 3 つの期間に区分した場合の初期としてもよい。

40

【 0 0 1 5 】

先ず、エンジン本体の運転状態が、所定の低負荷域にあるときには、圧縮着火燃焼を実行する圧縮着火モードとする。圧縮着火燃焼は、排気エミッションの向上と熱効率の向上との両立に有利である。特にこのエンジン本体は、幾何学的圧縮比が 1.4 以上に設定されることで、気筒内の圧縮端温度及び圧縮端圧力が高くなるから、圧縮着火燃焼の安定化に有利である。尚、圧縮着火モードでは、理論空燃比よりもリーンで、エンジン本体を運転すればよい。また、圧縮着火モードでは、圧縮着火燃焼を安定化させるために、内部 EGR 制御の実行によって圧縮端温度を高めるようにしてもよい。

【 0 0 1 6 】

50

これに対し、エンジン本体の運転領域が、圧縮着火モードよりも高負荷域にあるときには、火花点火モードとする。また、火花点火モードでは、圧縮着火モードにおける少なくとも低負荷側の燃料圧力よりも、燃料圧力を高める。高い燃料圧力で気筒内に燃料を噴射することに伴い気筒内の乱れが強くなり、気筒内の乱れエネルギーが高まる。また、その燃料噴射は、少なくとも圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内で行う。この高い燃料圧力と、比較的遅いタイミングの燃料噴射との組み合わせは、その燃料噴射後の点火によって開始される燃焼の燃焼期間を短縮する。

【 0 0 1 7 】

つまり、気筒内の乱れエネルギーは、高い方が燃焼期間の短縮に有利である。前述の通り高い燃料圧力での燃料噴射は、気筒内の乱れエネルギーを高めるとしても、仮にその噴射タイミングが吸気行程中であれば、点火タイミングまでの時間が長いことや、吸気行程後の圧縮行程において気筒内が圧縮されることに起因して乱れが減衰し、燃焼期間内における気筒内の乱れエネルギーは、比較的低くなってしまふ。すなわち、高い燃料圧力で気筒内に燃料を噴射するとしても、噴射タイミングが吸気行程中である以上は、燃焼期間の短縮には大きく寄与しない。

10

【 0 0 1 8 】

これに対し、前記の構成のように、リタード期間内のタイミング、つまり、比較的遅いタイミングでかつ、高い燃料圧力で気筒内に燃料を噴射することは、気筒内の乱れの減衰を抑制しつつ、燃焼を開始することを可能にする。このことから、燃焼期間内における気筒内の乱れエネルギーが高くなる。これによって、燃焼期間は短くなり、燃焼の安定化が図られる。

20

【 0 0 1 9 】

また、高い燃料圧力は、単位時間当たりに噴射される燃料量を相対的に多くする。このため、同一の燃料噴射量で比較した場合に、高い燃料圧力は、気筒内に燃料を噴射する期間、つまり噴射期間を、低い燃料圧力のときよりも短縮する。

【 0 0 2 0 】

さらに、高い燃料圧力は、気筒内に噴射する燃料噴霧の微粒化に有利になると共に、燃料噴霧の飛翔距離を、より長くする。このことから、高い燃料圧力は、燃料の噴射完了後、点火プラグ周りに可燃混合気が形成されるまでの期間（混合気形成期間）を短縮する。

30

【 0 0 2 1 】

従って、前述した噴射期間の短縮及び混合気形成期間の短縮は、燃料の噴射タイミング（より正確には、噴射開始タイミング）を、比較的遅いタイミングにすることを可能にする。つまり、高い燃料圧力は、リタード期間内における燃料噴射を可能にする。

【 0 0 2 2 】

こうして火花点火モードにおいては、高い燃料圧力でかつ、リタード期間内に気筒内に燃料噴射を実行することによって、燃焼期間の短い急速燃焼が実現し、それによって燃焼が安定化する。

【 0 0 2 3 】

一方で、火花点火モードにおいては、外部 E G R 制御を実行する。つまり、所定負荷よりも高い領域においては、エンジン本体の負荷が相対的に低いときには E G R 率を相対的に高く設定することによって、負荷が低いときには気筒内への新気の導入量を減らす負荷制御を行う。ここで、前述したように、火花点火モードにおいては、高い燃焼安定性が得られるため、従来よりも大量の E G R ガスを気筒内に導入することが可能である。このことは、従来よりも低負荷の領域まで、吸気充填量の低減を行わなくても外部 E G R 制御のみでの負荷制御を可能にする。

40

【 0 0 2 4 】

そうして、エンジンの負荷がさらに低下した領域、言い換えると火花点火モードにおける所定負荷以下の領域では、外部 E G R 制御と共に、吸気充填量を、圧縮着火モード時よりも低下させる充填量制御を行う。前述したように、従来よりも低負荷の領域まで外部 E G R 制御のみでの負荷制御が可能であるから、充填量の低減が必要となる負荷領域（つま

50

り、所定負荷以下の領域)は、従来よりも縮小する。また、従来よりも大量の外部 EGR ガスが気筒内に導入されるため、EGR ガスの分だけ吸気充填量の低下量も小さくなる。その結果、ポンプ損失が抑制されて燃費が向上する。また、外部 EGR 制御は、冷却損失の低減、異常燃焼の回避及び Raw NOx の生成抑制にそれぞれ有効であるため、EGR 率を従来よりも高めることは、これら全ての効果を、より一層高めることになる。

【0025】

前記制御器は、前記火花点火モードにおいては、前記エンジン本体を空燃比 $\lambda = 1$ で運転する、としてもよい。

【0026】

理論空燃比での運転は、リーン運転と比較して、燃焼期間を短縮する。従って、火花点火モードにおける燃焼の安定化に有利になる。また、エンジン本体を理論空燃比で運転することは、三元触媒の利用を可能にする。このことから、 $\lambda = 1$ 運転は、火花点火モードにおけるエミッション性能の向上に有利になる。

【0027】

前記燃圧可変機構は、前記火花点火モードにおいては、前記燃料圧力を 40 MPa 以上に設定する、としてもよい。

【0028】

40 MPa 以上の燃料圧力は、燃焼期間の短縮を有効に実現する。それと共に、噴射期間及び混合気形成期間の短縮にも有効である。尚、燃料圧力の最大値は、燃料の性状に応じて設定すればよい。一例として、但しこれに限定されないが、燃料圧力の最大値を 120 MPa 程度に設定してもよい。

【0029】

前記制御器は、前記火花点火モードにおける所定負荷以下の領域においては、前記 EGR 率を 30 % 以上に設定する、としてもよい。ここで EGR 率 (%) は、 $\text{EGR 率 (\%)} = \text{EGR ガス質量 (g)} / (\text{新気の質量 (g)} + \text{EGR ガス質量 (g)})$ で定義され、これは、 $(\text{吸気通路内の CO}_2 \text{ 濃度 (\%)} - \text{大気中の CO}_2 \text{ 濃度 (\%)}) / (\text{排気中の CO}_2 \text{ 濃度 (\%)} - \text{大気中の CO}_2 \text{ 濃度 (\%)})$ によって算出可能である。

【0030】

EGR 率が 30 % 以上となるような、大量の EGR ガスを気筒内に導入することによって、前述した充填量制御が必要な負荷領域が十分に縮小する。尚、EGR 率は、例えば 30 % 以上 50 % 以下程度の範囲で、適宜、設定すればよい。

【0031】

前記制御器は、前記火花点火モードにおいては、複数回の燃料噴射を実行するように前記燃料噴射弁を駆動すると共に、前記複数回の燃料噴射の内の最後の燃料噴射のタイミングを前記リタード期間内に設定する、としてもよい。

【0032】

分割して実行する複数回の燃料噴射の内、相対的に早いタイミングで実行される燃料噴射は、長い混合気形成期間を確保することができるため、燃料の気化霧化に有利になる。そのように十分な混合気形成期間が確保されるため、相対的に遅いタイミングで実行される燃料噴射は、より一層遅角したタイミングで実行することが可能になる。このことは、気筒内の乱れエネルギーの向上に有利になり、燃焼期間がより一層短縮化される。つまり、燃焼の安定化に有利になる。

【0033】

前記制御器は、前記火花点火モードにおける所定負荷以下の領域においては、吸気通路上に介設されたスロットル弁の絞り制御を行うことによって、前記 EGR 率の調整を行う、としてもよい。

【0034】

スロットル弁の絞り制御によって、吸気通路におけるスロットル弁よりも下流側の負圧が高まる。その結果、吸気に還流される EGR ガス量が増大する。つまり、スロットル弁の絞り制御を、吸気充填量の低減に利用するのではなく、EGR 率の調整に利用すること

10

20

30

40

50

によって、ポンプ損失の低減乃至回避する上で有利になる。

【発明の効果】

【0035】

以上説明したように、この火花点火式ガソリンエンジンの制御装置は、火花点火モードにおいては、高い燃料圧力でもって、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内のタイミングで燃料噴射を行って、火花点火燃焼を行う。このことにより、燃焼期間が短縮するため、燃焼が安定化し、大量のEGRガスを気筒内に導入することが可能になる。その結果、火花点火モードにおいて吸気充填量の低減が必要となる負荷領域を縮小することが可能になり、燃費の向上に有利になる。

【図面の簡単な説明】

10

【0036】

【図1】火花点火式ガソリンエンジンの構成を示す概略図である。

【図2】火花点火式ガソリンエンジンの制御に係るブロック図である。

【図3】燃焼室を拡大して示す断面図である。

【図4】エンジンの運転領域を例示する図である。

【図5】高圧リタード噴射によるSI燃焼の状態と、従来のSI燃焼の状態とを比較する図である。

【図6】未燃混合気反応可能時間と、燃焼終了時期における未燃混合気反応進行度との関係において、高圧リタード噴射によるSI燃焼と従来のSI燃焼との相違を示す図（上段の図）、及び、燃料圧力と、未燃混合気反応可能時間に関する各パラメータとの関係を示す図（中段及び下段の各図）である。

20

【図7】点火タイミングと、燃焼終了時期における未燃混合気反応進行度との関係において、高圧リタード噴射によるSI燃焼と従来のSI燃焼との相違を示す図である。

【図8】点火タイミングと、熱効率及びトルクとの関係において、高圧リタード噴射によるSI燃焼と従来のSI燃焼との相違を示す図である。

【図9】高圧リタード噴射によるSI燃焼とCI燃焼との、（a）熱発生率（ $dQ/d\theta$ ）の相違、（b）筒内圧力上昇率（ $dP/d\theta$ ）の相違を示す図である。

【図10】従来のSI燃焼と、高圧リタード噴射によるSI燃焼との、EGR率に対する燃焼安定性の相違を示す図である。

【図11】エンジンの負荷の相違に対する、吸気弁及び排気弁の動作の相違と、点火タイミング及び噴射タイミングの相違とを示すタイミングチャートである。

30

【図12】低負荷域において吸気弁の制御により内部EGR量の制御を行う場合の、（a）混合気充填量、（b）スロットル弁開度、（c）EGR弁開度、（d）排気弁の二度開きの閉弁タイミング、（e）吸気弁の開弁タイミング、（f）吸気弁の閉弁タイミング、（g）吸気弁のリフト量、の変化の一例をそれぞれ示す図である。

【図13】低負荷域においてスロットル弁の制御により内部EGR量の制御を行う場合の、図12対応図である。

【図14】エンジンの負荷の変化に対する（a）混合気充填量、（b） G/F 、（c）外部EGR率、（d）噴射タイミング、（e）燃料圧力、（f）噴射パルス幅、（g）点火タイミングの変化の一例をそれぞれ示す図である。

40

【図15】PCMが実行するエンジン制御のフローチャートである。

【図16】図15のフローに含まれるステップにおいて算出するパラメータの特性図である。

【発明を実施するための形態】

【0037】

以下、火花点火式ガソリンエンジンの制御装置の実施形態を図面に基づいて説明する。以下の好ましい実施形態の説明は、例示である。図1, 2は、エンジン（エンジン本体）1の概略構成を示す。このエンジン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火花点火式ガソリンエンジンである。エンジン1は、複数の気筒18（一つのみ図示）が設けられたシリンダブロック11と、このシリンダブロック

50

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、潤滑油が貯溜されたオイルパン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、図３に拡大して示すように、リエントラント形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、後述する直噴インジェクタ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を区画する。尚、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。

10

【００３８】

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、１４以上の比較的高い幾何学的圧縮比に設定されている。尚、幾何学的圧縮比は１４以上２０以下程度の範囲で、適宜設定すればよい。

【００３９】

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。

【００４０】

吸気弁２１及び排気弁２２をそれぞれ駆動する動弁系の内、排気側には、排気弁２２の作動モードを通常モードと特殊モードとに切り替える、例えば油圧作動式の可変機構（図２参照。以下、ＶＶＬ（Variable Valve Lift）と称する）７１が設けられている。ＶＶＬ７１は、その構成の詳細な図示は省略するが、カム山を一つ有する第１カムとカム山を二つ有する第２カムとの、カムプロファイルの異なる２種類のカム、及び、その第１及び第２カムのいずれか一方のカムの作動状態を選択的に排気弁に伝達するロストモーション機構を含んで構成されている。第１カムの作動状態を排気弁２２に伝達しているときには、排気弁２２は、排気行程中において一度だけ開弁される通常モードで作動する（図１０（ｃ）（ｄ）参照）のに対し、第２カムの作動状態を排気弁２２に伝達しているときには、排気弁２２が、排気行程中において開弁すると共に、吸気行程中においても開弁するような、いわゆる排気の二度開きを行う特殊モードで作動する（図１０（ａ）（ｂ）参照）。ＶＶＬ７１の通常モードと特殊モードとは、エンジンの運転状態に応じて切り替えられる。具体的に、特殊モードは、内部ＥＧＲに係る制御の際に利用される。尚、こうした通常モードと特殊モードとの切り替えを可能にする上で、排気弁２２を電磁アクチュエータによって駆動する電磁駆動式の動弁系を採用してもよい。また、内部ＥＧＲの実行は、排気の二度開きのみによって実現されるのではない。例えば吸気弁２１を二回開く、吸気の二度開きによって内部ＥＧＲ制御を行ってもよいし、排気行程乃至吸気行程において吸気弁２１及び排気弁２２の双方を閉じるネガティブオーバーラップ期間を設けて既燃ガスを気筒１８内に残留させる内部ＥＧＲ制御を行ってもよい。

20

30

【００４１】

ＶＶＬ７１を備えた排気側の動弁系に対し、吸気側には、図２に示すように、クランクシャフト１５に対する吸気カムシャフトの回転位相を変更することが可能な位相可変機構（以下、ＶＶＴ（Variable Valve Timing）と称する）７２と、吸気弁２１のリフト量を連続的に変更することが可能なリフト量可変機構（以下、ＣＶＶＬ（Continuously Variable Valve Lift）と称する）７３とが設けられている。ＶＶＴ７２は、液圧式、電磁式又は機械式の公知の構造を適宜採用すればよく、その詳細な構造についての図示は省略する。また、ＣＶＶＬ７３も、公知の種々の構造を適宜採用することが可能であり、その詳細な構造についての図示は省略する。ＶＶＴ７２及びＣＶＶＬ７３によって、吸気弁２１は、図１０（ａ）～（ｄ）に示すように、その開弁タイミング及び閉弁タイミング、並びに、リフト量をそれぞれ変更することが可能である。

40

【００４２】

50

シリンダヘッド 12 にはまた、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 と、吸気ポート 16 内に燃料を噴射するポートインジェクタ 68 とがそれぞれ取り付けられている。

【0043】

直噴インジェクタ 67 は、図 3 に拡大して示すように、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。直噴インジェクタ 67 は、エンジン 1 の運転状態に応じ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、直噴インジェクタ 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、直噴インジェクタ 67 は、燃料噴霧が放射状に広がるように、燃料を噴射する。図 3 に矢印で示すように、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ことにより、後述する点火プラグ 25 の周囲に到達するようになる。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、点火プラグ 25 の周りに燃料噴霧が到達するまでの時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。尚、直噴インジェクタ 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、直噴インジェクタに採用してもよい。

【0044】

ポートインジェクタ 68 は、図 1 に示すように、吸気ポート 16 乃至吸気ポート 16 に連通する独立通路に臨んで配置されかつ、吸気ポート 16 内に燃料を噴射する。ポートインジェクタ 68 は、一つの気筒 18 に対して一つ設けてもよいし、一つの気筒 18 に対し二つの吸気ポート 16 が設けられているのであれば、二つの吸気ポート 16 のそれぞれに設けてもよい。ポートインジェクタ 68 の形式は特定の形式の限定されるものではなく、種々の形式のインジェクタを、適宜採用することが可能である。

【0045】

図外の燃料タンクと直噴インジェクタ 67 との間は、高圧燃料供給経路によって互いに連結されている。この高圧燃料供給経路上には、高圧燃料ポンプ 63 とコモンレール 64 とを含みかつ、直噴インジェクタ 67 に、相対的に高い燃料圧力で燃料を供給する高圧燃料供給システム 62 が介設されている。高圧燃料ポンプ 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、高い燃料圧力で蓄える。直噴インジェクタ 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直噴インジェクタ 67 の噴口から噴射される。ここで、高圧燃料ポンプ 63 は、図示は省略するが、プランジャー式のポンプであり、例えばクランク軸とカム軸との間のタイミングベルトに連結されることにより、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高圧燃料供給システム 62 は、40 MPa 以上の高い燃料圧力の燃料を、直噴インジェクタ 67 に供給することを可能にする。直噴インジェクタ 67 に供給される燃料の圧力は、後述するように、エンジン 1 の運転状態に応じて変更される。尚、高圧燃料供給システム 62 は、これに限定されるものではない。

【0046】

同様に、図外の燃料タンクとポートインジェクタ 68 との間は、低圧燃料供給経路によって互いに連結されている。この低圧燃料供給経路上には、ポートインジェクタ 68 に対し、相対的に低い燃料圧力の燃料を供給する低圧燃料供給システム 66 が介設されている。低圧燃料供給システム 66 は、詳細な図示は省略するが、電動又はエンジン駆動の低圧燃料ポンプとレギュレータとを備えており、所定圧力の燃料を、各ポートインジェクタ 68 に供給するように構成されている。ポートインジェクタ 68 は、吸気ポートに燃料を噴射するため、低圧燃料供給システム 66 が供給する燃料の圧力は、高圧燃料供給システム 62 が供給する燃料の圧力に比べて、低い圧力に設定されている。

【 0 0 4 7 】

シリンダヘッド 1 2 にはまた、燃焼室 1 9 内の混合気に点火する点火プラグ 2 5 が取り付けられている。点火プラグ 2 5 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 1 2 内を貫通して配置されている。図 3 に示すように、点火プラグ 2 5 の先端は、燃焼室 1 9 の中央部分に配置された直噴インジェクタ 6 7 の先端近傍で、燃焼室 1 9 内に臨んで配置されている。

【 0 0 4 8 】

エンジン 1 の一側面には、各気筒 1 8 の吸気ポート 1 6 に連通するように吸気通路 3 0 が接続されている。一方、エンジン 1 の他側面には、各気筒 1 8 の燃焼室 1 9 からの既燃ガス（排気ガス）を排出する排気通路 4 0 が接続されている。

10

【 0 0 4 9 】

吸気通路 3 0 の上流端部には、吸入空気を濾過するエアクリーナ 3 1 が配設されている。また、吸気通路 3 0 における下流端近傍には、サージタンク 3 3 が配設されている。このサージタンク 3 3 よりも下流側の吸気通路 3 0 は、各気筒 1 8 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 1 8 の吸気ポート 1 6 にそれぞれ接続されている。

【 0 0 5 0 】

吸気通路 3 0 におけるエアクリーナ 3 1 とサージタンク 3 3 との間には、空気を冷却又は加熱する、水冷式のインタークーラ / ウォーマ 3 4 と、各気筒 1 8 への吸入空気量を調節するスロットル弁 3 6 とが配設されている。吸気通路 3 0 にはまた、インタークーラ / ウォーマ 3 4 をバイパスするインタークーラバイパス通路 3 5 が接続されており、このインタークーラバイパス通路 3 5 には、当該通路 3 5 を通過する空気流量を調整するためのインタークーラバイパス弁 3 5 1 が配設されている。インタークーラバイパス弁 3 5 1 の開度調整を通じて、インタークーラバイパス通路 3 5 の通過流量とインタークーラ / ウォーマ 3 4 の通過流量との割合を調整することにより、気筒 1 8 に導入する新気の温度を調整する。

20

【 0 0 5 1 】

排気通路 4 0 の上流側の部分は、各気筒 1 8 毎に分岐して排気ポート 1 7 の外側端に接続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 4 0 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 4 1 とアンダーフットキャタリスト 4 2 とがそれぞれ接続されている。直キャタリスト 4 1 及びアンダーフットキャタリスト 4 2 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。

30

【 0 0 5 2 】

吸気通路 3 0 におけるサージタンク 3 3 とスロットル弁 3 6 との間の部分と、排気通路 4 0 における直キャタリスト 4 1 よりも上流側の部分とは、排気ガスの一部を吸気通路 3 0 に還流するための E G R 通路 5 0 を介して接続されている。この E G R 通路 5 0 は、排気ガスをエンジン冷却水によって冷却するための E G R クーラ 5 2 が配設された主通路 5 1 と、E G R クーラ 5 2 をバイパスするための E G R クーラバイパス通路 5 3 と、を含んで構成されている。主通路 5 1 には、排気ガスの吸気通路 3 0 への還流量を調整するための E G R 弁 5 1 1 が配設され、E G R クーラバイパス通路 5 3 には、E G R クーラバイパス通路 5 3 を流通する排気ガスの流量を調整するための E G R クーラバイパス弁 5 3 1 が配設されている。

40

【 0 0 5 3 】

このように構成されたエンジン 1 は、パワートレイン・コントロール・モジュール（以下、P C M という）1 0 によって制御される。P C M 1 0 は、C P U、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 P C M 1 0 が制御器を構成する。

【 0 0 5 4 】

50

PCM10には、図1, 2に示すように、各種のセンサSW1～SW16の検出信号が入力される。この各種のセンサには、次のセンサが含まれる。すなわち、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及び新気の温度を検出する吸気温度センサSW2、インタークーラ/ウォーマ34の下流側に配置されかつ、インタークーラ/ウォーマ34を通過した後の新気の温度を検出する、第2吸気温度センサSW3、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、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、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、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、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、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、エンジン冷却水の温度を検出する水温センサSW11、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、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、吸気側及び排気側のカム角センサSW14, SW15、及び、高圧燃料供給システム62のコモンレール64に取り付けられかつ、直噴インジェクタ67に供給する燃料圧を検出する燃圧センサSW16である。

10

【0055】

20

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、ポートインジェクタ68、点火プラグ25、吸気弁側のVV72及びCVVL73、排気弁側のVVL71、高圧燃料供給システム62、並びに、各種の弁(スロットル弁36、インタークーラバイパス弁351、EGR弁511、及びEGRクーラバイパス弁531)のアクチュエータへ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。

【0056】

図4は、エンジン1の運転領域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は、点火プラグ25による点火を行わずに、圧縮自己着火によって燃焼を行う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、圧縮着火燃焼では、燃焼が急峻になりすぎてしまい、例えば燃焼騒音等の問題を引き起こすことになる。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は、圧縮着火燃焼を止めて、点火プラグ25を利用した火花点火燃焼に切り替える。また、エンジン1の回転数が高くなるに従って反応時間が足りなくなり、圧縮着火し難くなる、又は、圧縮着火しなくなる。そこで、このエンジン1では、相対的に低負荷域内であっても、高速域においては、火花点火燃焼を行う。従って、このエンジン1は、エンジン1の運転状態に応じて、圧縮着火燃焼を行うCI(Compression Ignition)モードと、火花点火燃焼を行うSI(Spark Ignition)モードとを切り替えるように構成されており、CIモードとSIモードとの燃焼モード切り替えの境界線は、図4に示すエンジン回転数とエンジン負荷のマップにおいて右下がり設定される。但し、モード切り替えの境界線は、図例に限定されるものではない。

30

40

【0057】

詳しくは後述するが、CIモードでは基本的に、例えば吸気行程乃至圧縮行程中の、比較的早いタイミングで、直噴インジェクタ67が気筒18内に燃料を噴射することにより、比較的均質なリーン混合気を形成すると共に、その混合気を圧縮上死点付近において圧縮自己着火させる。これに対し、SIモードでは基本的に、例えば吸気行程乃至圧縮行程中に、直噴インジェクタ67が気筒18内に燃料を噴射することにより、均質乃至成層化した混合気を形成すると共に、圧縮上死点付近において点火を実行することによってその混合気に着火する。SIモードではまた、理論空燃比($\lambda = 1$)でエンジン1を運転する

50

。これは、三元触媒の利用を可能にするから、エミッション性能の向上に有利になる。

【 0 0 5 8 】

このエンジン 1 の幾何学的圧縮比は、前述の通り、14 以上（例えば 18）に設定されている。高い圧縮比は、圧縮端温度及び圧縮端圧力を高くするため、C I モードでは、圧縮着火燃焼の安定化に有利になる。一方で、この高圧縮比エンジン 1 は、高負荷域においては S I モードに切り替えるため、特に低速域内において、エンジン負荷が高くなればなるほど、過早着火やノッキングといった異常燃焼が生じやすくなってしまいうという不都合がある（図 4 の白抜きの矢印参照）。

【 0 0 5 9 】

そこでこのエンジン 1 では、エンジンの運転状態が低速域内の高負荷域にあるときには、燃料の噴射形態を従来とは大きく異ならせた S I 燃焼を実行することによって、異常燃焼を回避するようにしている。具体的に、この燃料の噴射形態は、従来と比較して大幅に高圧化した燃料圧力でもって、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけての大幅に遅角した期間（以下、この期間をリタード期間と呼ぶ）内で、直噴インジェクタ 67 によって、気筒 18 内に燃料噴射を実行するものである。この特徴的な燃料噴射形態を、以下においては「高圧リタード噴射」と呼ぶ。

【 0 0 6 0 】

図 5 は、前述した高圧リタード噴射による S I 燃焼（実線）と、吸気行程中に燃料噴射を実行する従来の S I 燃焼（破線）とにおける、熱発生率（上図）及び未燃混合気反応進行度（下図）の違いを比較する図である。図 5 の横軸は、クランク角である。この比較の前提として、エンジン 1 の運転状態は共に低速域内の高負荷域であり、噴射する燃料量は、高圧リタード噴射による S I 燃焼と従来の S I 燃焼との場合で互いに同じである。

【 0 0 6 1 】

先ず、従来の S I 燃焼では、吸気行程中に気筒 18 内に所定量の燃料噴射を実行する（上図の破線）。気筒 18 内では、その燃料の噴射後、ピストン 14 が圧縮上死点に至るまでの間に、比較的均質な混合気が形成される。そして、この例では、圧縮上死点以降の、白丸で示す所定タイミングで点火が実行され、それによって燃焼が開始する。燃焼の開始後は、図 5 の上図に破線で示すように、熱発生率のピークを経て燃焼が終了する。ここで、燃料噴射の開始から燃焼の終了までの間が未燃混合気の反応可能時間（以下、単に反応可能時間という場合がある）に相当し、図 5 の下図に破線で示すように、この間に未燃混合気の反応は次第に進行する。同図における点線は、未燃混合気が着火に至る反応度である、着火しきい値を示しており、従来の S I 燃焼は反応可能時間が非常に長く、その間、未燃混合気の反応が進行し続けてしまうことから、点火の前後に未燃混合気の反応度が着火しきい値を超えてしまい、過早着火又はノッキングといった異常燃焼を引き起こす。

【 0 0 6 2 】

これに対し、高圧リタード噴射は反応可能時間の短縮を図り、そのことによって異常燃焼を回避することを目的とする。すなわち、反応可能時間は、図 5 にも示しているように、直噴インジェクタ 67 が燃料を噴射する期間（（1）噴射期間）と、噴射終了後、点火プラグ 25 の周りに可燃混合気形成されるまでの期間（（2）混合気形成期間）と、点火によって開始された燃焼が終了するまでの期間（（3）燃焼期間）と、を足し合わせた時間、つまり、（1）+（2）+（3）である。高圧リタード噴射は、噴射期間、混合気形成期間及び燃焼期間をそれぞれ短縮し、それによって、反応可能時間を短くする。このことについて、順に説明する。

【 0 0 6 3 】

先ず、高い燃料圧力は、単位時間あたりに直噴インジェクタ 67 から噴射される燃料量を相対的に多くする。このため、図 6 の中段に（1）で示す図のように、燃料噴射量を一定とした場合に、燃料圧力と燃料の噴射期間との関係は概ね、燃料圧力が低いほど噴射期間は長くなり、燃料圧力が高いほど噴射期間は短くなる。従って、燃料圧力が従来に比べて大幅に高く設定された高圧リタード噴射は、噴射期間を短縮する。

【 0 0 6 4 】

また、高い燃料圧力は、気筒 18 内に噴射する燃料噴霧の微粒化に有利になると共に、燃料噴霧の飛翔距離を、より長くする。このため、図 6 の下段に (A) で示す図のように、燃料圧力と燃料蒸発時間との関係は概ね、燃料圧力が低いほど燃料蒸発時間は長くなり、燃料圧力が高いほど燃料蒸発時間は短くなる。また、図 6 の下段に (B) で示す図のように、燃料圧力と点火プラグ 25 の周りに燃料噴霧が到達するまでの時間は概ね、燃料圧力が低いほど到達までの時間は長くなり、燃料圧力が高いほど到達までの時間は短くなる。尚、点火プラグ 25 の周りに燃料噴霧が到達するまでの時間は、直噴インジェクタ 67 の先端から点火プラグ 25 までの噴霧飛翔距離と、燃料圧力に比例する燃料噴射速度と、から算出可能である。混合気形成期間は、燃料蒸発時間と、点火プラグ 25 の周りへの燃料噴霧到達時間とを足し合わせた時間 ((A) + (B)) であるから、図 6 の中段に (2)

10

【0065】

このように、噴射期間及び混合気形成期間を短縮することは、燃料の噴射タイミング、より正確には、噴射開始タイミングを、比較的遅いタイミングにすることを可能にする。そこで、高圧リタード噴射では、図 5 の上図に示すように、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内に燃料噴射を行う。高い燃料圧力で気筒 18 内に燃料を噴射することに伴い、その気筒内の乱れが強くなり、気筒 18 内の乱れエネルギーが高まるが、この高い乱れエネルギーは、燃料噴射のタイミングが比較的遅いタイミングに設定されることと相俟って、燃焼期間の短縮に有利になる。

20

【0066】

すなわち、図 6 の下段に (D) で示す図のように、燃料噴射をリタード期間内に行った場合、燃料圧力と燃焼期間内の乱流エネルギーとの関係は概ね、燃料圧力が低いほど乱流エネルギーが低くなり、燃料圧力が高いほど乱流エネルギーは高くなる。尚、同図に破線で示す線は、燃料噴射を吸気行程中に行った場合の例である。仮に高い燃料圧力で気筒 18 内に燃料を噴射するとしても、その噴射タイミングが吸気行程中にある場合は、点火タイミングまでの時間が長いことや、吸気行程後の圧縮行程において気筒 18 内が圧縮されることに起因して、気筒 18 内の乱れは減衰してしまう。その結果、吸気行程中に燃料噴射を行った場合、燃焼期間内の乱流エネルギーは、燃料圧力の高低に拘わらず比較的低くなってしまう。

30

【0067】

図 6 の下段に (C) で示す図のように、燃焼期間での乱流エネルギーと燃焼期間との関係は概ね、乱流エネルギーが低いほど燃焼期間が長くなり、乱流エネルギーが高いほど燃焼期間が短くなる。従って、図 6 の (C) (D) から、燃料圧力と燃焼期間との関係は、図 6 の中段に (3) で示す図のように、燃料圧力が低いほど燃焼期間は長くなり、燃料圧力が高いほど燃焼期間は短くなる。すなわち、高圧リタード噴射は、燃焼期間を短縮する。これに対し、同図に白丸で示すように、従来の、低い燃料圧力での吸気行程噴射は、燃焼期間が長くなる。尚、多噴口型のインジェクタ 67 は、気筒 18 内の乱れエネルギーの向上に有利であって、燃焼期間の短縮に有効であると共に、その多噴口型のインジェクタ 67 とキャビティ 141 との組み合わせによって、燃料噴霧をキャビティ 141 内に収めることもまた、燃焼期間の短縮に有効である。

40

【0068】

図 6 の (3) の図に示す燃料圧力と燃焼期間との関係から、言い換えると、その曲線形状から、燃料圧力を例えば 40 MPa 以上に設定することによって、燃焼期間を効果的に短縮化することが可能である。また、40 MPa 以上の燃料圧力は、噴射期間及び混合気

50

形成期間も、それぞれ有効に短縮化することが可能である。尚、燃料圧力は、少なくともガソリンを含有する、使用燃料の性状に応じて適宜設定するのが好ましい。その上限値は、一例として、120MPaとしてもよい。

【0069】

このように高圧リタード噴射は、噴射期間、混合気形成期間、及び、燃焼期間をそれぞれ短縮し、その結果、図5に示すように、燃料の噴射開始タイミングSOIから燃焼終了時期 θ_{end} までの、未燃混合気の反応可能時間を、従来の吸気行程中での燃料噴射の場合と比較して大幅に短くすることを可能にする。この反応可能時間を短縮する結果、図6の上段に示す図のように、従来の低い燃料圧力での吸気行程噴射では、白丸で示すように、燃焼終了時における未燃混合気の反応進行度が、着火しきい値を超えてしまい、異常燃焼が発生してしまうところ、高圧リタード噴射は、黒丸で示すように、燃焼終了時における未燃混合気の反応の進行を抑制し、異常燃焼を回避することが可能になる。尚、図6の上図における白丸と黒丸とで、点火タイミングは互いに同じタイミングに設定している。

【0070】

高圧リタード噴射は、気筒18内への燃料噴射の形態を工夫することによって異常燃焼を回避する。これとは異なり、異常燃焼の回避を目的として点火タイミングを遅角することが、従来から知られている。点火タイミングの遅角化は、未燃混合気の温度及び圧力の上昇を抑制することによって、その反応の進行を抑制するのである。図7は、点火タイミングと燃焼終了時期における未燃混合気の反応進行度との関係を示している。同図における破線は、従来の吸気行程噴射を行うSI燃焼の場合であり、実線は、高圧リタード噴射を行うSI燃焼の場合である。前述したように、点火タイミングの遅角化は未燃混合気の反応の進行を抑制するため、実線及び破線はそれぞれ右下がりになる。また、高圧リタード噴射は、前述したように、燃料噴射によって未燃混合気の反応の進行を抑制するから、同一の点火タイミングで比較した場合、従来の吸気行程噴射を行うSI燃焼は、高圧リタード噴射を行うSI燃焼よりも、未燃混合気の反応が進行してしまう。つまり、破線は、実線よりも上方に位置することになる。このため、従来の吸気行程噴射を行う場合（白丸）は、高圧リタード噴射を行う場合（黒丸）よりも点火タイミングを遅角しなければ、未燃混合気の反応進行度が着火しきい値を超えてしまうことになる。このことを言い換えると、高圧リタード噴射を行う場合は、従来の吸気行程噴射を行う場合よりも点火タイミングを進角させることが可能である。

【0071】

また、図8は、点火タイミングと熱効率及びトルクとの関係を示す図である。熱効率及びトルクが最大になる点火タイミングは圧縮上死点付近であり、それよりも点火タイミングが遅角すればするほど熱効率及びトルクは低下する。前述したように、吸気行程噴射を行う場合は、白丸で示すように、点火タイミングを遅くしなければならないのに対し、高圧リタード噴射を行う場合は、黒丸で示すように、点火タイミングを進角させることによって圧縮上死点に近づけることが可能であるから、熱効率及びトルクが向上する。つまり、高圧リタード噴射は、異常燃焼を回避するだけでなく、その回避可能な分だけ、点火タイミングを進角することを可能にして、燃費の向上に有利になる。

【0072】

ここで、高圧リタード噴射によるSI燃焼の特徴について、図9を参照しながら簡単に説明する。図9(a)は、クランク角に対する熱発生率($dQ/d\theta$)の変化を示す図、(b)は、クランク角に対する筒内圧力上昇率($dP/d\theta$)の変化を示す図である。同図における実線は、高圧リタード噴射によるSI燃焼を行った場合を示し、同図における破線は、圧縮着火燃焼(CI燃焼)を行った場合を示している。尚、エンジン1の運転状態は低速域内の高負荷域にある。先ず、CI燃焼は、同図(a)に示すように、燃焼が急峻になって燃焼期間が極めて短くなる。また、同図(b)に示すように筒内圧力のピークが高くなりすぎて許容値を超えてしまい、燃焼騒音の問題が生じる。つまり、このことは、エンジン1の運転状態が低速域内の高負荷域にあるときはCI燃焼を行うことができないことを示している。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 3 】

これに対し、高圧リタード噴射による S I 燃焼は、同図 (a) に示すように、大きな熱発生率と適当な燃焼期間とが確保されて十分なトルクが得られる一方で、同図 (b) に示すように筒内圧力のピークは許容値よりも低くなり、燃焼騒音の発生を回避することができる。すなわち、エンジン 1 の運転状態が低速域内の高負荷域にあるときは、高圧リタード噴射による S I 燃焼が極めて有効である。

【 0 0 7 4 】

また、図 1 0 は、従来の S I 燃焼と、高圧リタード噴射による S I 燃焼とのそれぞれについて、E G R 率 (%) に対する燃焼安定性の関係を示している。ここで E G R 率 (%) は、
$$\text{E G R 率 (\%)} = \text{E G R ガス質量 (g)} / (\text{新気の質量 (g)} + \text{E G R ガス質量 (g)})$$
 で定義される。

10

【 0 0 7 5 】

まず、同図に破線で示すように従来の S I 燃焼では、E G R 率がおおよそ 2 0 % を超えた辺りで、燃焼安定性が急激に悪化してしまい、同図に一点鎖線で示す許容値を超えてしまう。従って、従来の S I 燃焼では、E G R 率を最大でも 2 0 % 程度に制限しなければならない。これに対し、同図に実線で示すように、高圧リタード噴射による S I 燃焼では、燃焼期間が短いことによって燃焼の安定性が高いため、例えば 4 0 % ~ 5 0 % 程度の高い E G R 率まで許容値を超えることなく、燃焼安定性を確保することが可能である。つまり、高圧リタード噴射による S I 燃焼は、従来よりも高い E G R 率 (3 0 % ~ 5 0 %) を実現する。

20

【 0 0 7 6 】

次に、図 1 1 を参照しながら、エンジン 1 の運転状態に対応した、吸気弁 2 1 及び排気弁 2 2 の作動状態、並びに、燃料噴射タイミング及び点火タイミングの制御例について説明する。ここで、図 1 1 の (a) (b) (c) (d) はそれぞれ、基本的には、エンジン 1 の運転状態が低速域内にあり、(a) < (b) < (c) < (d) の順にエンジン負荷が高くなる。(a) (b) は、C I モードに対応する低負荷域であり、(c) は、S I モードに対応する高負荷域である。(d) は、S I モードに対応する全開負荷域である。尚、(d) は、エンジン 1 の運転領域が、高負荷域内の中速域にある場合にも対応する。

【 0 0 7 7 】

まず、図 1 1 (a) は、エンジン 1 の運転状態が低速域内の低負荷域にあるときを示す。この運転領域は C I モードであるため、V V L 7 1 の制御によって、排気弁 2 2 を吸気行程中に開弁する排気の二度開きを行い (同図の E x 2 の実線を参照。尚、実線は排気弁 2 2 のリフトカーブを、破線は吸気弁 2 1 のリフトカーブをそれぞれ示す) 、そのことによって内部 E G R ガスを気筒 1 8 内に導入する。内部 E G R ガスの導入は圧縮端温度を高め、圧縮着火燃焼を安定化させる。燃料噴射のタイミングは吸気行程中に設定され、直噴インジェクタ 6 7 が気筒 1 8 内に燃料を噴射することによって気筒 1 8 内に均質なリーン混合気を形成する。尚、燃料噴射量は、エンジン 1 の負荷に応じて設定される。

30

【 0 0 7 8 】

図 1 1 (b) もまた、エンジン 1 の運転状態が低速域内の低負荷域にあるときを示す。但し、図 1 1 (b) は、同図 (a) よりもエンジン負荷が高い。この運転領域もまた、C I モードであるため、前記と同様に、V V L 7 1 の制御によって、排気の二度開きを行い、内部 E G R ガスを気筒 1 8 内に導入する。但し、エンジン負荷の上昇に伴い気筒 1 8 内の温度が自然と高まることから、過早着火を回避する観点から、内部 E G R 量は低下させる。図 1 1 に例示するように、C V V L 7 3 の制御によって、吸気弁 2 1 のリフト量を調整することにより、内部 E G R 量を調整してもよい。尚、図 1 1 には図示しないが、スロットル弁 3 6 の開度調整によって、内部 E G R 量を調整してもよい。また、燃料噴射のタイミングは、吸気行程乃至圧縮行程中の適宜のタイミングに設定される。このタイミングで、直噴インジェクタ 6 7 が気筒 1 8 内に燃料を噴射することにより、気筒 1 8 内に均質乃至成層化したリーン混合気を形成する。燃料噴射量がエンジン 1 の負荷に応じて設定される点は、図 1 1 (a) と同様である。

40

50

【 0 0 7 9 】

尚、図 1 1 (a) (b) においては、吸気行程中における排気弁 2 2 の開弁期間を、その吸気行程の前半に設定している例を示している。排気弁 2 2 の開弁期間は、吸気行程の後半に設定してもよい。また、開弁期間を吸気行程の前半に設定する場合は、排気上死点を挟んだ排気行程から吸気行程の前半にかけて、排気弁 2 2 を開弁したままに構成してもよい。

【 0 0 8 0 】

図 1 1 (c) は、エンジン 1 の運転状態が低速域内の高負荷域にあるときを示す。この運転領域は S I モードであり、この運転領域においては、排気弁 2 2 の二度開きを中止する。また、S I モードでは、空燃比 $\lambda = 1$ となるように充填量が調整される。充填量の調整は、スロットル弁 3 6 を全開にする一方で、V V T 7 2 及び C V V L 7 3 の制御によって、吸気弁 2 1 の閉弁タイミングを吸気下死点以降に設定する、吸気弁 2 1 の遅閉じによって行ってもよい。これは、ポンプ損失の低減に有利である。充填量の調整はまた、スロットル弁 3 6 を全開にする一方で、E G R 弁 5 1 1 の開度調整により、気筒 1 8 内に導入する新気量と外部 E G R ガス量とを調整することによって行ってもよい。これは、ポンプ損失の低減と共に、冷却損失の低減にも有効である。また、外部 E G R ガスの導入は、異常燃焼の回避に寄与すると共に、R a w N O x の生成を抑制するという利点もある。さらに、充填量の調整として、吸気弁 2 1 の遅閉じ制御と、外部 E G R の制御とを組み合わせてもよい。特に、高負荷域内における低負荷側においては、E G R 率が高すぎてしまうことを抑制すべく、外部 E G R を気筒 1 8 内に導入しつつ、吸気弁 2 1 の遅閉じ制御によって充填量を調整してもよい。

【 0 0 8 1 】

また、燃料噴射の形態は、前述した高圧リタード噴射である。従って、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内に、高い燃料圧力でもって、直噴インジェクタ 6 7 が燃料を気筒 1 8 内に直接、噴射する。高圧リタード噴射は、一回の噴射によって構成してもよい（つまり、一括噴射）が、図 1 1 (c) に示すように、第 1 噴射と、その後の第 2 噴射との二回の噴射を、リタード期間内において行うように構成してもよい（つまり、分割噴射）。第 1 噴射は、相対的に長い混合気形成期間を確保することができるため、燃料の気化霧化に有利である。第 1 噴射によって十分な混合気形成期間が確保される分、第 2 噴射の噴射タイミングは、より一層遅角したタイミングに設定することが可能になる。このことは、気筒内の乱れエネルギーの向上に有利になり、燃焼期間の短縮に有利になる。分割噴射を行う場合は、第 2 噴射の燃料噴射量を、第 1 噴射の燃料噴射量よりも大に設定することが好ましい。こうすることで、気筒 1 8 内の乱れエネルギーが十分に高まり、燃焼期間の短縮、ひいては異常燃焼の回避に有利になる。尚、こうした分割噴射は、高負荷域内において、燃料噴射量が多くなる相対的に高負荷側でのみ行い、燃料噴射量が比較的少ない、高負荷域内の低負荷側では、一括噴射を行うようにしてもよい。また、分割回数は 2 回に限定されず、3 回以上に設定してもよい。

【 0 0 8 2 】

そうして、S I モードでは、燃料噴射終了後の、圧縮上死点付近において、点火プラグ 2 5 による点火が実行される。

【 0 0 8 3 】

図 1 1 (d) は、エンジン 1 の運転状態が低速域内の全開負荷域にあるときを示す。この運転領域は、図 1 1 (c) と同様に、S I モードであり、排気弁 2 2 の二度開きを中止する。また、全開負荷域であるため、E G R 弁 5 1 1 を閉弁することにより、外部 E G R も中止する。

【 0 0 8 4 】

燃料噴射の形態は、基本的には高圧リタード噴射であり、図に示すように、第 1 噴射と第 2 噴射との、リタード期間内における、気筒 1 8 内への二回の噴射によって構成される。尚、高圧リタード噴射は、一括噴射であってもよい。また、この全開負荷域においては、吸気充填効率の向上を目的として、吸気行程中の噴射が追加される場合がある。この吸

気行程噴射は、燃料噴射に伴う吸気の冷却効果によって吸気充填効率が向上し、トルクの向上に有利になる。従って、エンジン 1 の運転状態が低速域内の全開負荷域にあるときは、吸気行程噴射と、第 1 及び第 2 噴射との三回の燃料噴射が実行される、又は、吸気行程噴射と、一括噴射との二回の燃料噴射が実行される。

【 0 0 8 5 】

ここで、前述の通り、直噴インジェクタ 6 7 によって気筒 1 8 内に燃料を直接噴射する高圧リタード噴射は、燃料圧力が極めて高い。そのため、そうした高い燃料圧力でもって、吸気行程中に、気筒 1 8 内に直接燃料を噴射してしまうと、気筒 1 8 内の壁面に燃料が大量に付着して、オイル希釈等の問題を引き起こす可能性がある。そこで、この吸気行程噴射は、直噴インジェクタ 6 7 ではなく、相対的に低い燃料圧力でもって燃料を噴射するポートインジェクタ 6 8 を通じて、吸気ポート 1 6 内に燃料を噴射する。こうすることで、前述したオイル希釈等の問題が回避される。

【 0 0 8 6 】

また、前述の通り、図 1 1 (d) は、エンジン 1 の運転領域が、高負荷域内の中速域にある場合にも対応する。エンジン 1 の運転状態が中速域にあるときには、気筒 1 8 内の流動が低速域と比較して強くなると共に、クランク角の変化に対する実時間が短くなるから、異常燃焼の回避に有利になる。そのため、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内に行う高圧リタード噴射の噴射量を減じて、異常燃焼を回避し得る。そこで、エンジン 1 の運転状態が、高負荷域内の中速域にあるときには、高圧リタード噴射の燃料噴射量を減らし、その分を、吸気行程中に噴射する吸気行程噴射に割り振る。こうすることによって、前述と同様に、吸気充填効率が向上する結果、トルク向上に有利になる。従って、エンジン 1 の運転状態が、高負荷域内の中速域にあるときには、異常燃焼の回避と、トルクの向上とが両立する。尚、エンジン 1 の運転状態が、低速域内の高負荷域（正確には全開負荷域）にあるときと、高負荷域内の中速域にあるときとを比較した場合、言い換えると、高負荷域内において、低速域と中速域とを比較した場合に、吸気行程噴射の燃料噴射量は、中速域にあるときは、低速域にあるときよりも、増量する場合がある。

【 0 0 8 7 】

図 1 2 及び図 1 3 は、低速域内における負荷の変動に対するエンジン 1 の各パラメータ、つまり、(b) スロットル弁 3 6 の開度、(c) E G R 弁 5 1 1 の開度、(d) 排気弁 2 2 の二度開きの閉弁タイミング、(e) 吸気弁 2 1 の開弁タイミング、(f) 吸気弁 2 1 の閉弁タイミング、及び、(g) 吸気弁のリフト量それぞれの制御例を示している。

【 0 0 8 8 】

図 1 2 (a) は、気筒 1 8 内の状態を示している。同図は、横軸をトルク（言い換えるとエンジン負荷）、縦軸を気筒内の混合気充填量として、気筒内の混合気の構成を示している。前述の通り、相対的に負荷の低い、図の左側の領域は C I モードとなり、所定負荷よりも負荷が高い、図の右側の領域は S I モードとなる。燃料量（総括燃料量）は、C I モード及び S I モードに拘わらず、負荷の増大に従って増量される。この燃料量に対して、理論空燃比（ $\lambda = 1$ ）となるための新気量が設定されることとなり、この新気量は、負荷の増大に対し、燃料量の増量に伴って増量することになる。

【 0 0 8 9 】

C I モードにおいては、前述の通り、内部 E G R ガスが気筒 1 8 内に導入されることから、充填量の残り分は、内部 E G R ガスと余剰の新気とによって構成される。従って、C I モードでは、リーン混合気となる。

【 0 0 9 0 】

一方、S I モードにおいては $\lambda = 1$ となるようにエンジン 1 が運転される。また、内部 E G R ガスの導入が中止される一方で、外部 E G R ガスが気筒 1 8 内に導入される。ここで、詳しくは後述するが、S I モードにおける相対的に低負荷の領域、言い換えると、S I モードにおいて、C I モードとの切り替えに係る中負荷の領域（つまり、図 1 2 において破線と一点鎖線とで挟まれた領域）では、気筒 1 8 内への充填量を減らすようにしており、図 1 2 では、その制御例の一つとして、吸気弁 2 1 の閉弁タイミングを調整すること

によって、充填量を制御する。尚、以下において、C Iモードとの切り替えに係る中負荷の領域を、切替領域という場合がある。

【0091】

スロットル弁36は、同図(b)に示すように、基本的には、エンジン1の負荷の高低に拘わらず全開に設定されるが、切替領域においてのみ、絞られる。また、EGR弁51は、同図(c)に示すように、C Iモードでは全開に設定される一方、S Iモードにおける切替領域では全開に設定される。また、その切替領域よりも高負荷の領域では、エンジン1の負荷が高まるに従って、EGR弁51は次第に閉じられ、全開負荷では、全開にされる。このスロットル弁36とEGR弁51との開度調整により、外部EGR率は、図14(c)に示すように、C Iモードにおいて0(ゼロ)となり、S Iモードにおける切替領域では、最大となり、その切替領域よりも高負荷の領域では、エンジン1の負荷が高まるに従って、EGR率が次第に低下して、全開負荷において再び0になる。このように、切替領域では、スロットル弁36の開度調整によってスロットル弁36の下流側の負圧を調整し、EGR通路50を通じた外部EGRガスの還流量、ひいては外部EGR率を調整(正確には、外部EGR率を最大で一定)にしている。このことは、ポンプ損失の低減に有利である。尚、切替領域において、EGR弁51の開度調整によって外部EGR率を調整するようにしてもよい。

10

【0092】

図12(d)は、排気弁22の二度開き時の閉弁タイミングを示している。C Iモードでは、前述の通り、内部EGRガスを気筒18内に導入すべく、その閉弁タイミングが排気上死点と吸気下死点との間の、所定タイミングに設定される。一方、S Iモードでは、その閉弁タイミングが排気上死点に設定される。つまり、S Iモードでは、排気の二度開きが中止される結果、内部EGRの制御が中止される。

20

【0093】

このように、C Iモードにおいて所定の閉弁タイミングに設定される排気弁22の二度開きに対して、図12(e)に示すように、吸気弁21の開弁タイミングが、エンジン1の負荷が高くなるほど排気上死点に近づくように進角される。従って、エンジン1の負荷が低いほど、気筒18内に導入される内部EGRガスが増量するのに対し、エンジン1の負荷が高くなればなるほど、気筒18内に導入される内部EGRガスは減少する。エンジン1の負荷が低いほど、大量の内部EGRガスによって気筒18内の圧縮端温度が高まるため、安定した圧縮着火燃焼を実現する上で有利になる。一方、エンジン1の負荷が高いほど、内部EGRガスを抑制することで気筒18内の圧縮端温度の上昇を抑制するため、過早着火を抑制する上で有利になる。また、S Iモードでは、吸気弁21の開弁タイミングは、排気上死点に設定される。

30

【0094】

一方、図12(f)に示すように、吸気弁21の閉弁タイミングは、C Iモードにおいては吸気下死点で一定にされる。一方、S Iモードにおける切替領域では、吸気弁21の閉弁タイミングは、吸気下死点よりも遅角される。その遅角量は、エンジン1の負荷が相対的に低負荷のときに大になり、相対的に高負荷のときに小になるように、エンジン負荷の増大に伴い、遅角量が次第に小さくなるように設定される。こうして切替領域では、吸気弁21の遅閉じ制御によって、充填量を減らしている。尚、吸気弁21の遅閉じ制御に代えて、S Iモードにおいてスロットル弁36の開度調整を行うことによって、充填量を減らしてもよい。切替領域よりも高負荷の領域では、吸気弁21の閉弁タイミングは、吸気下死点に設定され、これによって、充填量は再び最大となる。

40

【0095】

さらに、図12(g)に示すように、吸気弁21のリフト量は、C Iモードにおいては、エンジン負荷の増大に伴い、最小リフト量から次第に大きくなるのに対し、S Iモードにおいては、エンジン負荷の高低に拘わらず、最大リフト量で一定に設定される。

【0096】

従って、切替領域よりも高負荷の領域では、スロットル弁36が全開で一定にされ(図

50

1 2 (b))、吸気弁 2 1 の開弁タイミング及び閉弁タイミングが一定にされる (図 1 2 (e) (f)) と共に、リフト量が最大で一定にされる (図 1 2 (g))。このことから、E G R 弁 5 1 1 の開度調整によって、気筒 1 8 内の導入される新気量と、外部 E G R ガス量との割合が調整されることになる。このような制御は、ポンプ損失の低減に有利である。

【 0 0 9 7 】

図 1 3 は、図 1 2 とは別の制御例を示しており、図 1 2 と図 1 3 とは、C I モードにおける、スロットル弁 3 6 の開度 (b)、吸気弁 2 1 の開弁タイミング (e)、吸気弁 2 1 のリフト量 (g) の制御が互いに相違する。すなわち、図 1 3 に示す制御では先ず、同図 (b) に示すように、C I モードにおいてスロットル弁 3 6 を絞るようにしており、スロットル弁 3 6 の開度は、C I モードにおける低負荷側において小さく、高負荷側において大きくなるように、エンジン負荷の増大に伴い次第に大きくなるように制御される。一方、S I モードにおいては、切替領域を除いて、スロットル弁 3 6 は全開にされる。

【 0 0 9 8 】

また、図 1 3 (e) に示すように、吸気弁 2 1 の開弁タイミングは、C I モードでは、エンジン負荷の高低に拘わらず、排気上死点で一定にされると共に、図 1 3 (g) に示すように、吸気弁 2 1 のリフト量は、C I モードでは、エンジン負荷の高低に拘わらず、所定のリフト量で一定にされる。このような、スロットル弁 3 6 の制御及び吸気弁 2 1 の制御の組み合わせによって、C I モードにおいては、スロットル弁 3 6 の開度に応じて、気筒 1 8 内に導入される内部 E G R ガス量が調整されることになる。従って、図 1 2 (a) と図 1 3 (a) とを比較すれば明らかなように、図 1 3 に示す制御例においても、気筒 1 8 内に充填される混合気の構成は、図 1 2 に示す制御例と同じになる。

【 0 0 9 9 】

次に、図 1 4 は、低速域内における負荷の変動に対するエンジン 1 の各制御パラメータ、すなわち、(b) G / F、(c) 外部 E G R 率、(d) 噴射タイミング、(e) 燃料圧力、(f) 燃料噴射パルス幅 (つまり、噴射期間)、及び、(g) 点火タイミングの変化を示している。

【 0 1 0 0 】

先ず、気筒内の混合気の状態は、図 1 4 (a) に示すような構成となる。このため、G / F は、図 1 4 (b) に示すように、C I モードでは、燃料量の増大に伴いリーンから次第に理論空燃比に近づくようになる。一方、S I モードでは、前述した通り、切替領域においては充填量を低下させているため、G / F は所定値で一定になる一方、その切替領域よりも負荷の高い領域では、エンジン 1 の負荷の増大に伴い G / F は次第に減少し、全開負荷において、 $G / F = 14.7$ となる。

【 0 1 0 1 】

図 1 4 (c) は、外部 E G R 率を示しており、前述したように、外部 E G R 率は、C I モードでは 0 (ゼロ) となり、S I モードにおける切替領域では最大となる。前述したように、高圧リタード噴射によって燃焼の安定性が確保されるため、大量の E G R ガスを気筒 1 8 内に導入することが可能である。そのため、ここでの E G R 率は 30 % 以上 50 % 以下程度で、適宜設定すればよく、これは、従来の S I 燃焼での最大の E G R 率 (20 % 程度) よりも高い値である。切替領域よりも高負荷の領域では、エンジン 1 の負荷が高まるに従って E G R 率が次第に低下して、全開負荷において再び 0 になる。つまり、S I モードにおいても、全開負荷では、外部 E G R 制御を中止する。

【 0 1 0 2 】

図 1 4 (d) に示すように、燃料噴射タイミングは、C I モードにおいては、一例として、排気上死点と吸気下死点との間の吸気行程中に設定される。燃料噴射タイミングは、エンジン 1 の負荷に応じて変更してもよい。これに対し、S I モードにおいては、燃料噴射タイミングは、圧縮行程後半から膨張行程初期にかけてのリタード期間に設定される。つまり、高圧リタード噴射である。また、S I モードでは、エンジン負荷の増大に伴い、その噴射タイミングは次第に遅角側に変更される。これは、エンジンの負荷が増大するに

に伴い、気筒 18 内の圧力及び温度が高まって異常燃焼が発生しやすくなることから、これを効率的に回避するためには、噴射タイミングを遅角側に設定する必要があるためである。ここで、図 14 (d) の実線は、高圧リタード噴射を一回の燃料噴射によって行う、一括噴射の場合の、燃料噴射タイミングの一例を示している。これに対し、図 14 (d) の一点鎖線は、高圧リタード噴射を、第 1 噴射と第 2 噴射との二回の燃料噴射に分割した場合の、第 1 噴射及び第 2 噴射それぞれの燃料噴射タイミングの一例を示している。これによると、分割噴射における第 2 噴射は、一括噴射を行う場合よりも、遅角側に実行することになるため、異常燃焼の回避により有利になる。これは、前述したように、比較的早期に第 1 噴射を実行して燃料の気化霧化時間を確保していること、第 2 噴射の燃料噴射量が相対的少なくなるため、必要な気化霧化時間が短くなること、に起因する。

10

【0103】

さらに図 14 (d) に点線で示すように、全開負荷域においては、総括燃料噴射量が多くなることから、燃料噴射量の増量分を、吸気充填効率の向上を目的として、吸気行程噴射を実行するようにしてもよい。

【0104】

図 14 (e) は、直噴インジェクタ 67 に供給される燃料圧力の変化を示しており、C I モードでは最小燃料圧力で一定に設定される。これに対し、S I モードでは、最小燃料圧力よりも高い燃料圧力に設定されると共に、エンジン負荷の増大に伴い、燃料圧力が増大するように設定される。これは、エンジン負荷が高くなるにつれて異常燃焼が発生しやすくなることから、噴射期間のさらなる短縮や、噴射タイミングのさらなる遅角化が求められるためである。

20

【0105】

図 14 (f) は、一括噴射を行う場合の噴射期間に相当する噴射パルス幅（インジェクタの開弁期間）の変化を示しており、C I モードにおいては、燃料噴射量の増大に伴いパルス幅も大きくなり、S I モードにおいても同様に、燃料噴射量の増大に伴いパルス幅も大きくなる。しかしながら、同図 (e) に示すように、S I モードでは、C I モードよりも燃料圧力が大幅に高く設定されているため、S I モードにおける燃料噴射量は、C I モードにおける燃料噴射量よりも多いにも拘わらず、そのパルス幅は、C I モードのパルス幅よりも短く設定される。これは、未燃混合気反応可能時間を短縮し、異常燃焼の回避に有利になる。

30

【0106】

また、図 14 (g) は、点火タイミングの変化を示しており、S I モードでは、燃料噴射タイミングがエンジン負荷の増大と共に遅角されることに従って、点火タイミングもまた、エンジン負荷の増大と共に遅角される。これは、異常燃焼の回避に有利である。また、C I モードでは、基本的には点火を実行しないものの、点火プラグ 25 のくすぶりを回避する目的で、同図に一点鎖線で示すように、例えば排気上死点付近で点火を行ってもよい。

【0107】

次に、図 15 に示すフローチャートを参照しながら、エンジン 1 の制御について、さらに詳細に説明する。このフローチャートは P C M 10 が実行するエンジン 1 の制御フローである。このフローチャートに従って、エンジン 1 を制御することによって、負荷の変動（但し、定常）に対するエンジン 1 の状態が、図 12 ~ 14 に示すようになり得る。尚、図 15 に示すフローは、ステップの実行順を限定するものではなく、図 15 に示すフロー中の、ステップの順番は例示である。従って、ステップの順番を適宜入れ替えたり、複数のステップを同時並列に実行したりすることが可能である。また、図 15 に示すフローに対して、ステップを適宜省略したり、別のステップを追加したりすることも可能である。

40

【0108】

まず、ステップ S A 1 では、積算 A W S 実行時間を読み込み、続くステップ S A 2 では、読み込んだ A W S 実行時間が、所定値以上であるか否かを判定する。A W S (Accelerated Warm-up System) は、エンジン 1 の始動時に排気ガスの温度を高めてキャタリスト 4

50

1, 42の活性化を早めることで、排気ガスの浄化を促進するシステムである。AWSは、エンジン1の始動後に、予め定められた所定時間だけ実行される。従って、ステップSA2の判定においてNOのとき(つまり、所定値以上でないとき)には、ステップSA3に移行してAWSモードとする。AWSモードでは、基本的には、吸入空気量を増量させると共に、点火プラグ25の点火タイミングを大幅にリタードさせたSI燃焼を実行する。

【0109】

一方、ステップSA2の判定においてYESのとき(つまり、所定値以上のとき)には、ステップSA4に移行をする。すなわち、AWSは終了して、エンジン1は通常の運転モードに移行する。

【0110】

ステップSA4において、PCM10は先ず、アクセル開度及びエンジン回転数を読み込み、続くステップSA5において、PCM10は、エアフローセンサ(AFS)SW1によって検出された吸気流量と、筒内圧センサ(CPS)SW6によって検出された筒内圧力と、に基づいて、充填量を算出する。PCM10はまた、ステップSA6において、エンジン水温及び、気筒18内に導入される吸気の温度をそれぞれ読み込む。そうして、アクセル開度、エンジン回転数、充填量、エンジン水温、及び吸気温度に基づいて、CI判定変数Yを算出する。

【0111】

CI判定変数Yは、アクセル開度の関数i(アクセル開度)、エンジン回転数の関数j(1/回転数)、充填量の関数k(充填量)、エンジン水温の関数l(エンジン水温)、及び、吸気温度の関数m(吸気温度)の各関数に基づいて、例えば以下の式により算出される変数である。

CI判定変数Y

$$= i(\text{アクセル開度}) + j(1/\text{回転数}) + k(\text{充填量}) + l(\text{エンジン水温}) + m(\text{吸気温度})$$

このCI判定変数Yは、混合気が、圧縮上死点付近において圧縮着火するか否かの指標となる変数である。言い換えると、CI判定変数Yは、エンジン1を、CIモードで運転すべきか、SIモードで運転すべきかを判定する変数である。例えば図16の(a)に示すように、CI判定変数Yが第1しきい値よりも小さいときには、CIモードで運転しようとしたときに失火してしまう可能性が高いため、SIモードにすべきと判定することが可能であり、逆にCI判定変数Yが第2しきい値以上のときには、CIモードで運転しようとしたときに過早着火してしまう可能性が高いため、SIモードにすべきと判定することが可能である。これに対し、CI判定変数Yが、第1しきい値以上、第2しきい値未満のときには、圧縮上死点付近の適切なタイミングで、混合気が圧縮着火するため、CIモードにすべきと判定することが可能になる。

【0112】

図15のフローに戻り、ステップSA7では、ステップSA6で算出したCI判定変数Yに基づいて、CIモードにすべきか否かを判定し、当該判定がYESのときには、ステップSA8に移行し、エンジン1の運転モードをCIモードにする。一方、その判定がNOのときには、ステップSA13に移行し、エンジン1の運転モードをSIモードにする。

【0113】

CIモードにおけるステップSA9では、CIモード用の燃料圧力(目標圧力)を、予め設定されかつ、PCM10に記憶されている特性図から読み込む。特性図は、図16(b)に一例を示すように、エンジン回転数についての一次関数として設定され、エンジン回転数が高くなればなるほど、目標圧力が高くなるように設定されている。CIモード用の燃料圧力は、その上限が所定値(FP1)である。

【0114】

続くステップSA10では、燃料圧力が目標圧力となるように、高圧燃料供給システム62を制御し、ステップSA11において、充填量制御を行う。充填量制御は、図12～

10

20

30

40

50

図 1 4 を参照しながら説明したように、V V L 7 1 を制御することによる排気の二度開き制御を少なくとも含み、それによって、内部 E G R ガスを気筒 1 8 内に導入する。そうして、ステップ S A 1 2 において、別途、設定された所定量の燃料を、直噴インジェクタ 6 7 を通じて、吸気行程乃至圧縮行程における所定のタイミングで、気筒 1 8 内に直接噴射する。

【 0 1 1 5 】

この C I モードに対し、S I モードにおけるステップ S A 1 4 では、先ず総括噴射量（これは、1 サイクル当たりには噴射する燃料噴射量の総量を意味する）を、予め設定されかつ、P C M 1 0 に記憶されている特性図から読み込む。総括噴射量の特性図は、図 1 6 (c) に一例を示すように、アクセル開度の関数として設定され、アクセル開度が大きいほど総括噴射量が大となるように設定される。

10

【 0 1 1 6 】

続くステップ S A 1 5 では、エンジン回転数、吸気圧力、吸気温度、及び、総括噴射量に基づいてノック変数 X を算出する。ノック変数 X は、エンジン回転数の関数 a (1 / エンジン回転数)、吸気圧力の関数 b (吸気圧力)、吸気温度の関数 c (吸気温度)、及び、総括噴射量の関数 d (総括噴射量) の各関数に基づいて、例えば以下の式により算出される変数である。

ノック変数 X

$$= a(1 / \text{エンジン回転数}) + b(\text{吸気圧力}) + c(\text{吸気温度}) + d(\text{総括噴射量})$$

エンジン回転数、吸気圧力、吸気温度、及び、総括噴射量はそれぞれ、ノッキング及び過早着火の発生に関連するパラメータであり、ノック変数 X は異常燃焼の発生のしやすさの指標である。つまり、ノック変数 X が大きいほど異常燃焼が発生しやすく、逆に、ノック変数 X が小さいほど異常燃焼が発生しにくい。例えばエンジン 1 の回転数が高くなればなるほど、エンジン回転数の逆数に係るノック変数 X は小さくなる。また、総括噴射量が大になればなるほど、言い換えると、エンジン負荷が高くなればなるほど、ノック変数 X は大きくなる。

20

【 0 1 1 7 】

ステップ S A 1 6 では、S I モード用の燃料圧力（目標圧力）を、予め設定されかつ、P C M 1 0 に記憶されている特性図から読み込む。特性図は、図 1 6 (d) に一例を示すように、C I 燃焼用の燃料圧力（同図 (b) ）とは異なり、ノック変数とエンジン回転数との関数 g (ノック変数 , エンジン回転数) についての一次関数として設定されている。例えばノック変数 X が大きくなればなるほど、目標圧力は高く設定される。これは、前述の通り異常燃焼の回避に有利になる。尚、S I モード用の燃料圧力の下限值は、C I 燃焼用の燃料圧力の上限值 F P 1 よりも高い圧力 (F P 2) に設定されている。これにより、S I モード用の燃料圧力は、C I モード用の燃料圧力よりも必ず高くなる。

30

【 0 1 1 8 】

ステップ S A 1 7 では、図 1 6 (e) (f) にそれぞれ例示する特性図に基づいて、リタード噴射割合 R 及びリタード噴射遅角量 T をそれぞれ設定する。リタード噴射割合 R は、総括噴射量の内、リタード期間内において噴射する燃料噴射量と、吸気行程噴射との割合を設定するための変数である。リタード噴射割合 R は、ノック変数 X が大きいほど大に設定される。ここで、後述の通り、高圧リタード噴射による燃料噴射量は、「総括噴射量 × リタード噴射割合」によって算出され、吸気行程噴射による燃料噴射量は、「総括噴射量 × (1 - リタード噴射割合) 」によって算出される。このことから、ノック変数 X が大きいほど、高圧リタード噴射による燃料噴射量を増量する一方、吸気行程噴射を減量することになる。また、リタード噴射割合は、0 (ゼロ) よりも大でかつ 1 以下の変数である。リタード噴射割合が 1 のときには、総括噴射量の全量が高圧リタード噴射によって噴射され、吸気行程噴射は行われない。ここで、図 1 6 (e) に示すように、ノック変数 X が所定値以上であれば、リタード噴射割合 R が 1 になるため、吸気行程噴射量が 0 となり、吸気行程噴射は行われない。

40

【 0 1 1 9 】

50

また、エンジン回転数が高いほど、ノック変数 X は小さくなることから、エンジン 1 の中速域では、リタード噴射割合が 1 よりも小さくなる。その結果、前述したように、エンジン 1 の中速域では、吸気行程噴射が実行されることになる（図 1 1 (d) 参照）。

【 0 1 2 0 】

リタード噴射遅角量 T は、図 1 6 (f) に示すように、ノック変数 X が大きいほど大に設定される。このことを言い換えると、ノック変数 X が大きいほど、高圧リタード噴射の噴射タイミングは遅角側に設定される。前述したように、総括噴射量（エンジン負荷）とノック変数 X とは比例するから、エンジン負荷が高くなるに従って、高圧リタード噴射の噴射タイミングは遅角側に設定されることになる。燃料噴射タイミングの遅角化に伴い、点火タイミングもまた、エンジン負荷が高くなるに従って遅角側に設定されることになる。このことは、異常燃焼の回避に有利になる。

10

【 0 1 2 1 】

ステップ S A 1 8 では、読み込んだリタード噴射割合に基づき、以下の各式から燃料噴射量を算出する。

【 0 1 2 2 】

吸気行程噴射量 = 総括噴射量 $\times$ (1 - リタード噴射割合 R)

高圧リタード噴射量 = 総括噴射量 $\times$ リタード噴射割合 R

ステップ S A 1 9 では、図 1 6 (g) に例示するような、予め設定されかつ、P C M 1 0 に記憶されている点火マップから点火タイミングを読み込む。この点火マップは、エンジン回転数とアクセル開度とに基づいて点火タイミング (I G) を設定するためのマップであり、エンジン回転数が低くかつアクセル開度が大きいほど、言い換えるとマップの左上にいけばいくほど、点火タイミングは遅角側に設定され、エンジン回転数が高くかつアクセル開度が小さいほど、言い換えるとマップの右下にいけばいくほど、点火タイミングは進角側に設定される (I G 1 < I G 2 < I G 3)。尚、ここで設定される点火タイミングは、前述した燃料噴射タイミングよりも後のタイミングに設定される。

20

【 0 1 2 3 】

このようにして、目標の燃料圧力、高圧リタード噴射の燃料噴射量及び燃料噴射タイミング、吸気行程噴射を実行する場合はその燃料噴射量及び燃料噴射タイミング、並びに、点火タイミングをそれぞれ設定した後の、ステップ S A 2 0 においては先ず、燃料圧力が目標圧力となるように、高圧燃料供給システム 6 2 を制御し、その後のステップ S A 2 1 で、充填量制御を実行する。充填量制御は、図 1 2 ~ 図 1 4 に示すように、空燃比 $\lambda = 1$ で運転される S I モードにおいて、設定された総括噴射量に応じて空燃比 $\lambda = 1$ とするために実行される制御であり、気筒 1 8 内に外部 E G R ガスを導入する制御、又は、外部 E G R ガスを導入する制御と気筒 1 8 内に導入される吸気を絞る制御とを組み合わせた制御を実行する。

30

【 0 1 2 4 】

ステップ S A 2 2 では、設定された噴射タイミングで、設定された燃料噴射量の吸気行程噴射を実行する。このステップでは、前述した通り、ポートインジェクタ 6 8 によって、吸気ポート 1 6 内に、燃料を噴射する。但し、吸気行程噴射の燃料噴射量が 0 に設定される場合は、ステップ S A 2 2 は実質的に省略される。

40

【 0 1 2 5 】

ステップ S A 2 3 では、設定された噴射タイミングで、設定された燃料噴射量の高圧リタード噴射を実行する。従って、この噴射タイミングは、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのリタード期間内であり、直噴インジェクタ 6 7 によって気筒 1 8 内に燃料が直接噴射される。尚、この高圧リタード噴射は、前述したように、例えば燃料噴射量に応じて、リタード期間内に実行される第 1 噴射及び第 2 噴射の二回の燃料噴射を含む分割噴射の場合がある。そうしてステップ S A 2 4 で、設定された点火タイミングで点火プラグ 2 5 による点火が行われる。

【 0 1 2 6 】

このように、高圧リタード噴射による S I 燃焼は、燃焼安定性が高く、大量の E G R ガ

50

スを気筒 18 内に導入しても、燃焼の安定性を確保することが可能である。その結果、図 14 (a) 等に応示するように、エンジン 1 の高負荷域から中負荷域にかけては、外部 EGR 制御のみで新気量を調整してエンジン 1 の負荷制御を実現することが可能である。言い換えると、充填量を減らす制御が必要になる切替領域を可及的に縮小する(図 14 等における破線と一点鎖線との間隔を狭くする)から、ポンプ損失の低減に有利になる。また、大量の EGR ガスの導入は、冷却損失の低減、エンジン 1 の高負荷域における異常燃焼の回避、及び Raw NOx の生成の抑制にも有利になる。

【0127】

また、切替領域においては、充填量の低減制御が必要であるものの、この切替領域においても大量の EGR ガスが気筒内に導入されているため、新気の絞り量は、その分だけ軽減する。このこともまた、ポンプ損失の低減に有利である。

10

【0128】

尚、前記の構成では、例えば図 12 等において明らかなように、CI モードと SI モードとの切り替わりと、排気弁 22 の二度開き制御の実行、中止とを一致させている。言い換えると、エンジン 1 の運転状態が、低速域内の低負荷乃至中負荷域にあって圧縮着火燃焼を行うときには必ず、内部 EGR ガスを気筒 18 内に導入している。これに対し、エンジン 1 の運転状態が、低速域内の中負荷域にあるときには、排気弁 22 の二度開き制御を中止して内部 EGR を停止する一方で、CI モードを行うようにしてもよい。すなわち、エンジン 1 の運転領域が、低速域内の中負荷域にあるときには、内部 EGR ガスを気筒 18 内に導入せずに圧縮着火燃焼を行うようにしてもよい。このことを言い換えると、低速域内において、気筒 18 内の温度が高くなりすぎることを回避したり、必要量の新気を確保したりする観点から、所定負荷(中負荷)で内部 EGR を停止する一方、圧縮着火燃焼を行う CI モードは、それよりも高負荷側まで拡大するようにしてもよい。

20

【0129】

さらに、ポートインジェクタ 68 及び低圧燃料供給システム 66 は省略し、吸気行程噴射を、直噴インジェクタ 67 によって行うようにしてもよい。

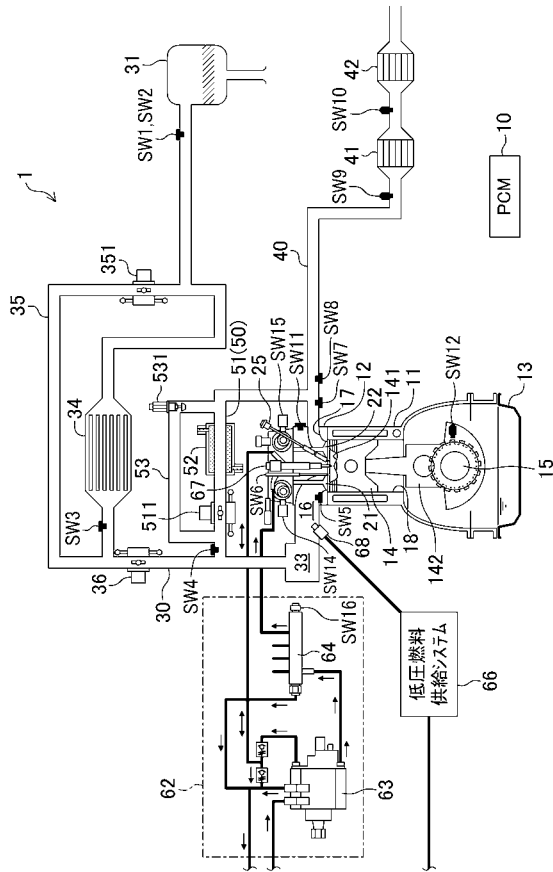
【符号の説明】

【0130】

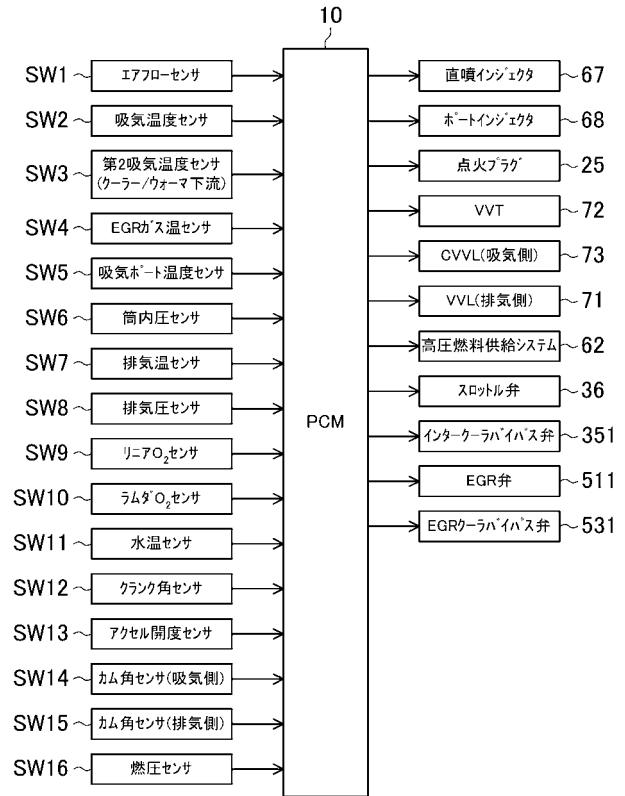
- 1 エンジン(エンジン本体)
- 10 PCM(制御器)
- 18 気筒
- 25 点火プラグ
- 30 吸気通路
- 36 スロットル弁
- 50 EGR 通路
- 62 高圧燃料供給システム(燃圧可変機構)
- 67 直噴インジェクタ(燃料噴射弁)

30

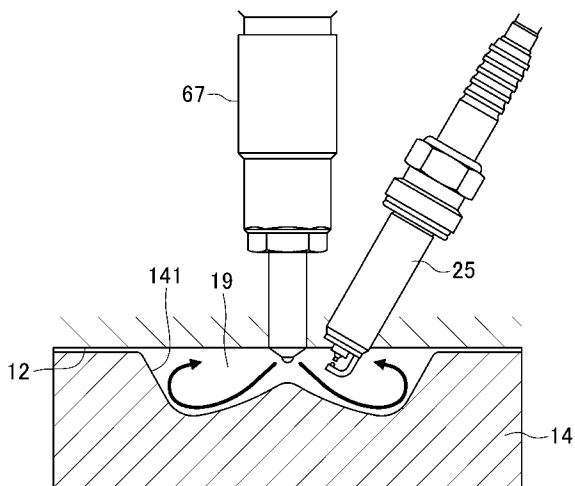
【図 1】



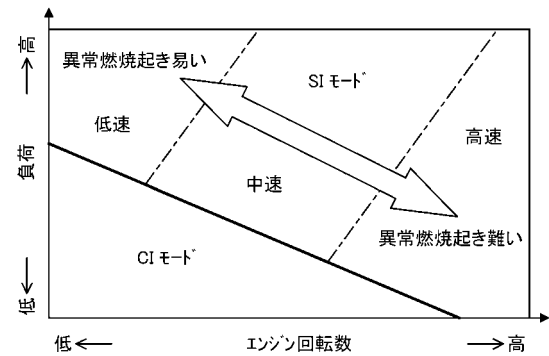
【図 2】



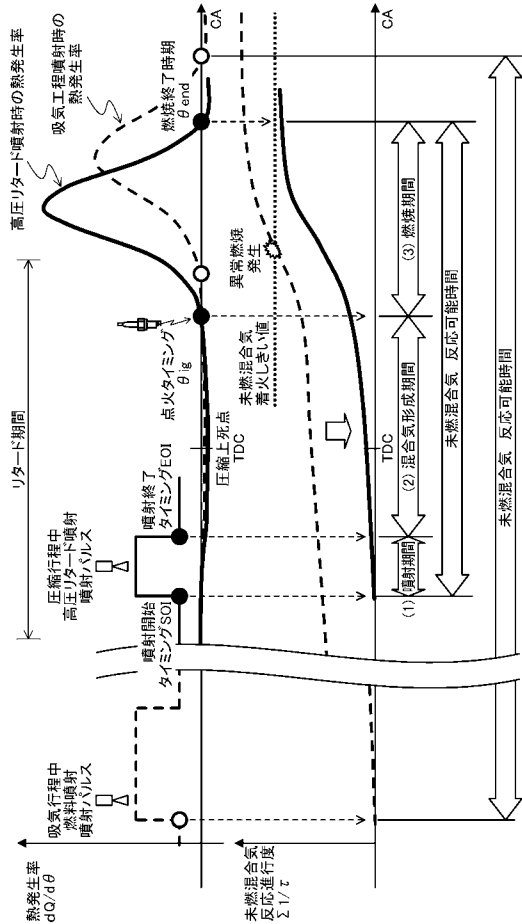
【図 3】



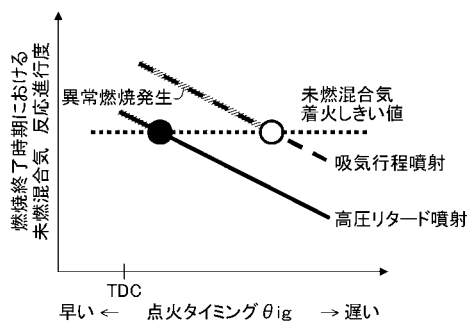
【図 4】



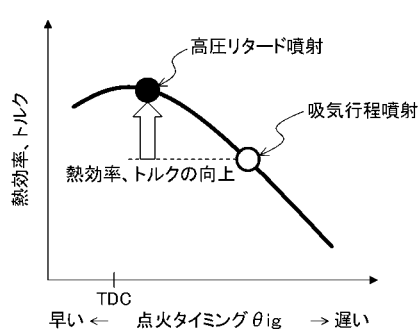
【図 5】



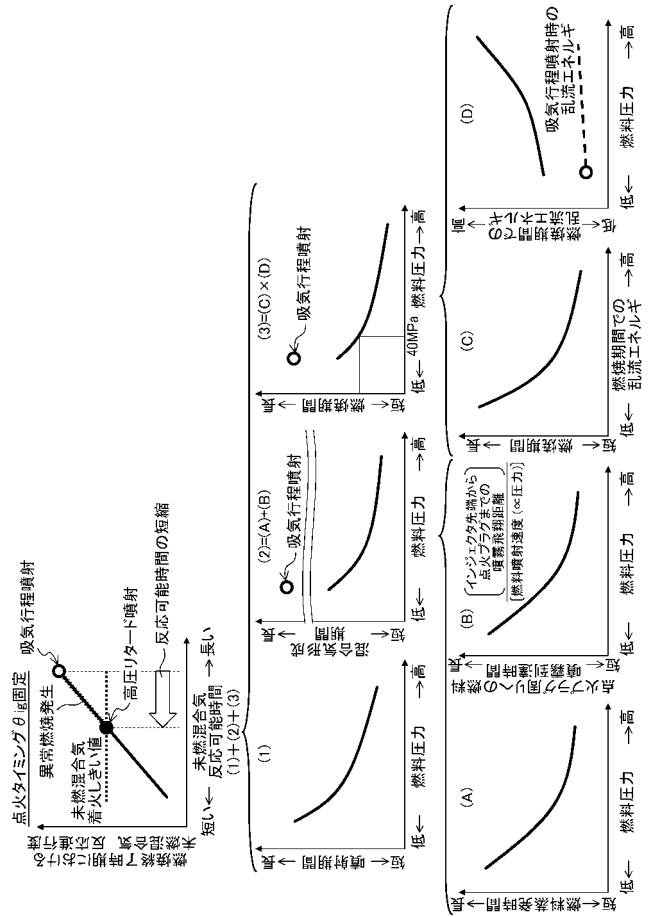
【図 7】



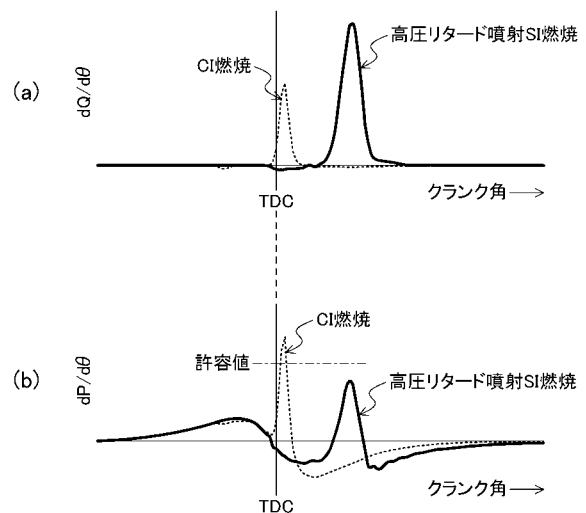
【図 8】



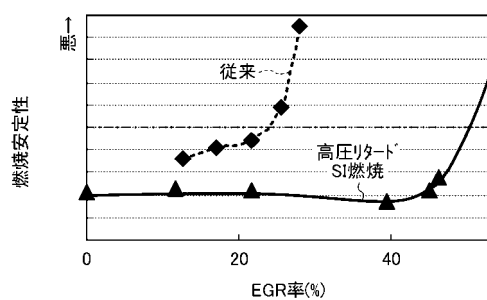
【図 6】



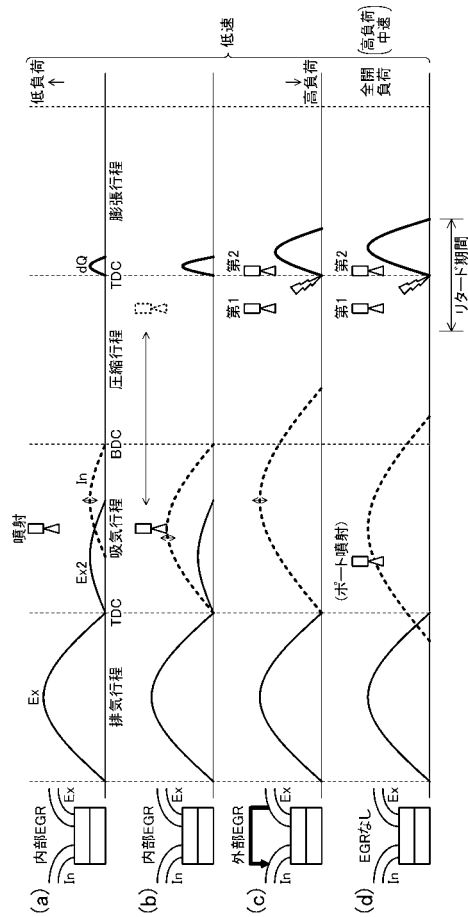
【図 9】



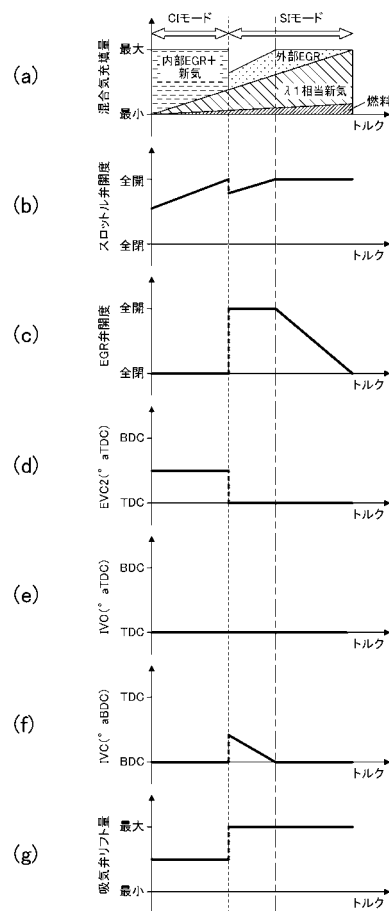
【図 10】



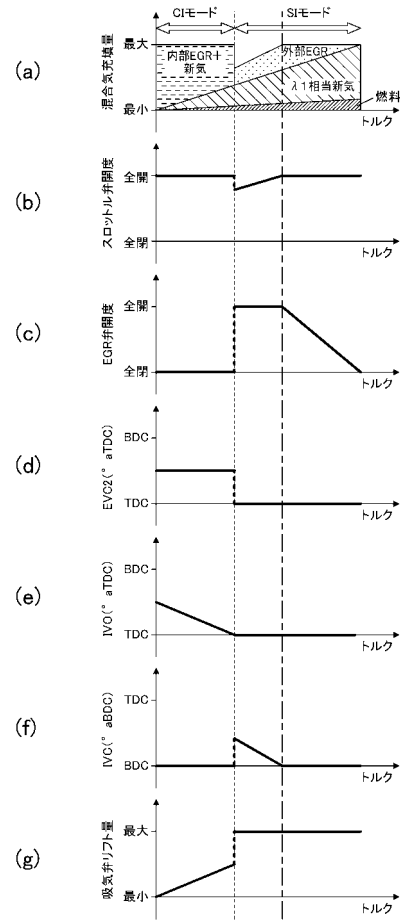
【図 1 1】



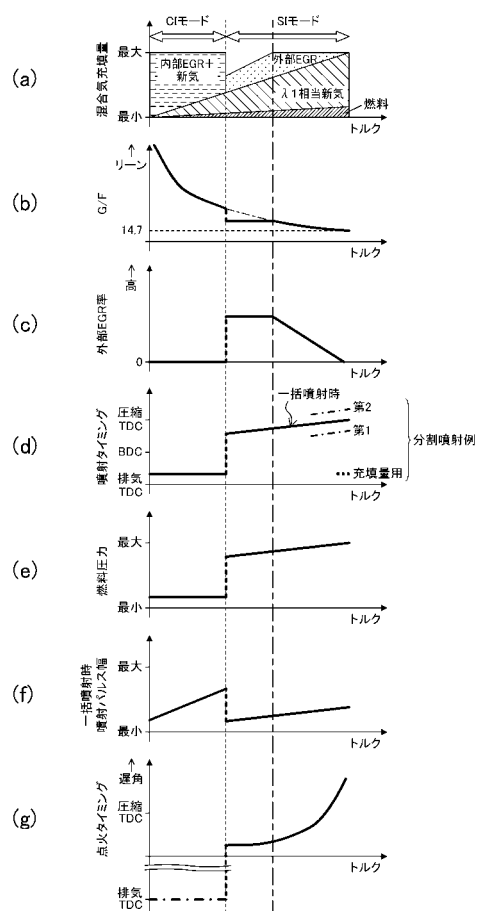
【図 1 3】



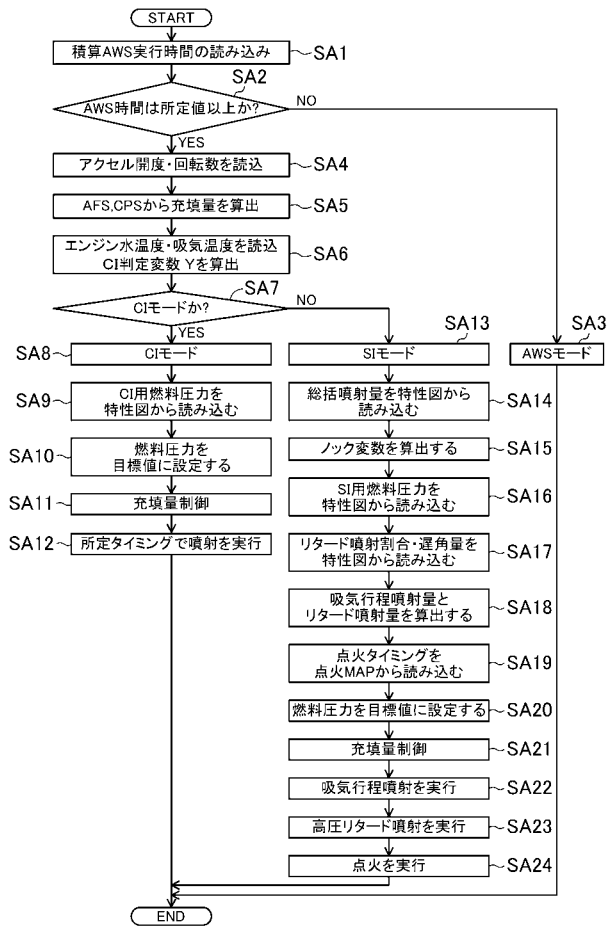
【図 1 2】



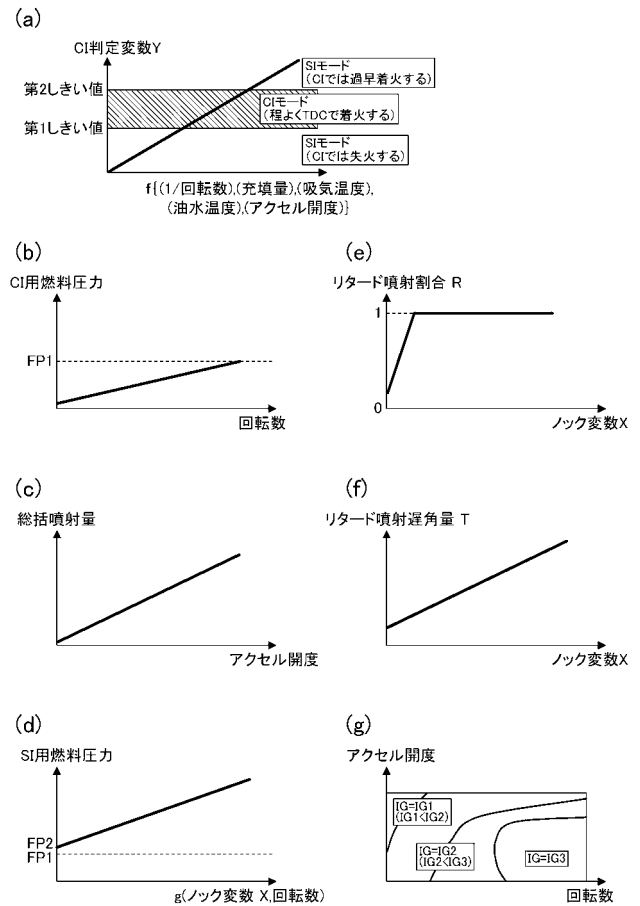
【図 1 4】



【図 15】



【図 16】



フロントページの続き

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
	F 0 2 D 41/02 3 9 5	
	F 0 2 D 21/08 3 0 1 G	
(74)代理人 100117710 弁理士 原田 智雄		
(74)代理人 100124671 弁理士 関 啓		
(74)代理人 100131060 弁理士 杉浦 靖也		
(74)代理人 100131200 弁理士 河部 大輔		
(74)代理人 100131901 弁理士 長谷川 雅典		
(74)代理人 100132012 弁理士 岩下 嗣也		
(74)代理人 100141276 弁理士 福本 康二		
(74)代理人 100143409 弁理士 前田 亮		
(74)代理人 100157093 弁理士 間脇 八蔵		
(74)代理人 100163186 弁理士 松永 裕吉		
(74)代理人 100163197 弁理士 川北 憲司		
(74)代理人 100163588 弁理士 岡澤 祥平		
(72)発明者 長津 和弘 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 山川 正尚 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 岩井 浩平 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 乃生 芳尚 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 太田 統之 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 渡邊 一豊 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 渡邊 直哉 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 栗田 寛之 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 大場 秀児 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 古閑 達也 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) 3G092 AA05 AA06 AA11 AA17 BA09 BB06 BB08 BB13 DA03 DC01
DC09 EA04 EA08 EC09 FA24 GA05 GA06 HA01Z HA04Z HA05Z
HA11Z HB01Z HB03Z HC01Z HD01Z HD05Z HD08Z HE01Z HE03Z HE08Z
HF08Z
3G301 HA04 HA13 HA19 JA02 JA22 KA08 KA09 LA01 MA18 MA26
MA28 NC02 NE12 NE14 NE15 PA01Z PA10Z PB08Z PC01Z PD03Z
PD04Z PD09Z PD11Z PE03Z PE08Z PF03Z
3G384 AA01 AA02 AA06 BA05 BA16 BA18 BA24 BA26 BA27 CA06
CA07 DA02 EB04 EE31 FA01Z FA06Z FA15Z FA28Z FA29Z FA40Z
FA42Z FA45Z FA58Z FA61Z FA86Z