

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5834829号
(P5834829)

(45) 発行日 平成27年12月24日(2015.12.24)

(24) 登録日 平成27年11月13日(2015.11.13)

(51) Int.Cl.	F 1
FO2D 41/04 (2006.01)	FO2D 41/04 335A
FO2D 41/32 (2006.01)	FO2D 41/04 335D
FO2D 21/08 (2006.01)	FO2D 41/04 345A
	FO2D 41/32 A
	FO2D 21/08 301C
請求項の数 7 (全 25 頁) 最終頁に続く	

(21) 出願番号	特願2011-258492 (P2011-258492)	(73) 特許権者	000003137
(22) 出願日	平成23年11月28日(2011.11.28)		マツダ株式会社
(65) 公開番号	特開2013-113175 (P2013-113175A)		広島県安芸郡府中町新地3番1号
(43) 公開日	平成25年6月10日(2013.6.10)	(74) 代理人	110001427
審査請求日	平成26年9月24日(2014.9.24)		特許業務法人前田特許事務所
		(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
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) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

幾何学的圧縮比が1.5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、

前記気筒内に供給する前記燃料を噴射するように構成された燃料噴射弁と、

少なくとも前記燃料噴射弁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、

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷域にあるときには、

低速域では、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のタイミングで燃料噴射を行うように、前記燃料噴射弁を駆動し、

高速域では、吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間内で燃料噴射を行うように、前記燃料噴射弁を駆動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複数の点火プラグをさらに備え、

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときには、前記複数の点火プラグを駆動させる多点点火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3】

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、
前記燃料噴射弁は、前記気筒内に燃料を直接噴射するように構成され、
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をさらに備え、

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷の低速域にあるときには、前記燃料の圧力が所定以上となるように前記燃圧可変機構を制御し、前記エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときには、前記燃料の圧力が前記所定未満となるように前記燃圧可変機構を制御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

10

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときには、前記吸気行程期間内での燃料噴射に加えて、前記リタード期間内のタイミングで行う燃料噴射を実行すると共に、当該リタード期間内での燃料噴射量を、前記吸気行程期間内での燃料噴射量よりも少なく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 4 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、前記気筒内の圧縮端温度が所定温度以下になる条件において、前記吸気行程期間内での燃料噴射と、前記リタード期間内での燃料噴射との双方を実行する火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

20

【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

前記エンジン本体の排気ガスを冷却した上で当該エンジン本体の吸気に還流させる冷却 EGR 手段をさらに備え、

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときに、前記冷却 EGR 手段を通じて、冷却した排気ガスの還流を行う火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

【請求項 7】

幾何学的圧縮比が 1.5 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、

30

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、

少なくとも前記燃料噴射弁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、

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷域にあるときには、吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間内で燃料を噴射する前段噴射と、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてタイミングで燃料を噴射する後段噴射と、を含むように前記燃料噴射弁を駆動し、

前記制御器はまた、前記高負荷の低速域では、前記後段噴射の燃料噴射量を前記前段噴射の燃料噴射量よりも多くし、前記高負荷の高速域では、前記前段噴射の燃料噴射量を前記後段噴射の燃料噴射量よりも多くする火花点火式ガソリンエンジンの制御装置。

40

【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】

火花点火式ガソリンエンジンの理論熱効率を向上させる上では、その幾何学的圧縮比を高めることが有効である。例えば特許文献 1 には、幾何学的圧縮比を 1.4 以上に設定した高圧縮比の、火花点火式直噴エンジンが記載されている。

【0003】

50

また、例えば特許文献2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燃焼形態が知られている。このような圧縮着火燃焼を行うエンジンにおいて幾何学的圧縮比を高くすることは、圧縮端圧力及び圧縮端温度をそれぞれ高めるため、圧縮着火燃焼の安定化に有利になる。

【0004】

特許文献3には、エンジンの運転状態に応じて、圧縮着火燃焼から火花点火燃焼へと切り替える過渡時に、EGRの実施と空燃比のリッチ化とを行うことによって、ノッキングを回避する技術が記載されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2007-292050号公報

【特許文献2】特開2007-154859号公報

【特許文献3】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】

【0006】

ところで、特許文献1に記載されているような高圧縮比の火花点火式ガソリンエンジンは、熱効率の向上で有利になる反面、エンジンの運転状態が、特に低速域でかつ中・高負荷域にあるときには、過早着火やノッキング(エンドガスロック)といった異常燃焼を招きやすいという問題がある。

【0007】

また、圧縮着火燃焼を行うエンジンは、低負荷側の運転領域では圧縮着火燃焼が可能であるとしても、エンジンの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、前記特許文献2、3にも記載されているように、圧縮着火燃焼を行うエンジンであっても、高負荷側の運転領域では、圧縮着火燃焼ではなく、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。しかしながら、圧縮着火燃焼の安定化を目指して幾何学的圧縮比を高く設定しているエンジンでは、火花点火燃焼を行う高負荷側の運転領域において、特許文献1のエンジンと同様に異常燃焼を招くという問題が生じる。

【0008】

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、例えば15以上の、幾何学的圧縮比が比較的高く設定された高圧縮比の火花点火式ガソリンエンジンにおいて、高負荷域における異常燃焼を回避することにある。

【課題を解決するための手段】

【0009】

過早着火やノッキングといった異常燃焼は、圧縮行程中に未燃混合気が圧縮されることに伴う自己着火反応、及び、混合気の燃焼中に、既燃部分の膨張によって、混合気の未燃部分が圧縮されることに伴う自己着火反応である。吸気行程中に燃料を噴射する従来のエンジンは、燃料の噴射開始から燃焼の終了までの時間である未燃混合気反応可能時間が長いことが、これらの異常燃焼を招く要因の一つである。本願発明者らは、未燃混合気反応可能時間を短縮させる観点から、燃料の噴射時期を圧縮上死点付近にまで遅らせることにした。

【0010】

このように燃料の噴射時期を遅らせることは、クランク角変化に対する実時間が長いエンジンの低速域においては、異常燃焼の回避に有効である。しかしながら、エンジンの高速域では、クランク角変化に対する実時間が短いため、燃料の噴射時期を遅らせることによる未燃混合気反応可能時間の短縮のメリットが少ない。

【0011】

10

20

30

40

50

逆に、燃料の噴射時期を圧縮上死点付近にまで遅らせることによって、圧縮行程においては、比熱比が高い空気を圧縮することになる。このことにより、圧縮上死点での気筒内の温度（つまり、圧縮端温度）が大幅に高くなってしまふという問題が生じる。このことは特に、高速域におけるノッキングに不利になる。

【 0 0 1 2 】

そこで、本願発明者らは、高圧縮比エンジンにおいて、異常燃焼が生じやすい高負荷域では、エンジン回転数に応じて、つまり、低速域と高速域とで、燃料噴射のタイミングを異ならせる点に着目して、ここに開示する技術を完成するに至ったものである。

【 0 0 1 3 】

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1.5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、前記気筒内に供給する前記燃料を噴射するように構成された燃料噴射弁と、少なくとも前記燃料噴射弁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 1 4 】

そして、前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷域にあるときには、低速域では、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のタイミングで燃料噴射を行うように、前記燃料噴射弁を駆動し、

高速域では、吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間内で燃料噴射を行うように、前記燃料噴射弁を駆動する。

【 0 0 1 5 】

ここで、エンジン本体の幾何学的圧縮比は、1.5以上でかつ、例えば2.0以下に設定してもよい。

【 0 0 1 6 】

また、「高負荷域」は、エンジン本体の運転領域を、負荷の高低について2つの領域に区分した場合の、高負荷側の領域としてもよい。

【 0 0 1 7 】

「低速域」は、エンジン本体の運転領域を、回転数の高低について2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。「高速域」は、エンジン本体の運転領域を、速度の高低について2つの領域に区分した場合の、高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、高速の領域、若しくは、中速及び高速の領域としてもよい。

【 0 0 1 8 】

「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。

【 0 0 1 9 】

「吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間」とは、ピストン位置に基づいて定義した期間でなく、吸気弁の開閉に基づいて定義した期間である。従って、吸気行程期間の終期は、ピストンが吸気下死点に到達した時点に対し同じ場合もあれば、ずれる場合もある。

【 0 0 2 0 】

エンジン本体の運転領域が、高負荷の低速域にあるときには、気筒内の圧力及び温度が低負荷域に比べて高くなる上に、クランク角の変化に対する実時間が長くなるため、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る。前記の構成のエンジン本体は、高圧縮比であるため、エンジン本体の運転領域が高負荷の低速域にあるときには、異常燃焼が特に生じやすい。

【 0 0 2 1 】

このような高負荷の低速域において、前記構成のエンジンの制御装置では、制御器が、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、圧縮行程後期から膨張

10

20

30

40

50

行程初期にかけてのリタード期間内のタイミングに設定する。このことにより、未燃混合気の反応可能時間が短くなるため、過早着火やノッキング等の異常燃焼を、有効に回避することができる。

【 0 0 2 2 】

一方、高負荷の高速域においては、制御器が、吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間内で燃料噴射を行うようにする。これにより、圧縮行程においては空気を圧縮するのではなく、気筒内の混合気、言い換えると比熱比が比較的低いガスを圧縮することになるから、筒内ガスの温度上昇が抑制されて、圧縮端温度を低く抑えることが可能になる。こうして、高速域においても、異常燃焼を有効に回避することが可能になる。

【 0 0 2 3 】

このようにして、前記の構成では、気筒内への燃料噴射の形態を工夫することによって、エンジンの高負荷域における異常燃焼を回避しているから、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必要がなくなる、又は、その遅角量を小さくすることが可能になる。このことは、点火タイミングを可及的に進角させることを可能にするから、前記の構成は、低速域及び高速域の双方において、異常燃焼の回避と共に、熱効率の向上及びトルクの向上、言い換えると燃費の向上に有利になる。

【 0 0 2 4 】

前記火花点火式ガソリンエンジンの制御装置は、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複数の点火プラグをさらに備え、前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときには、前記複数の点火プラグを駆動させる多点点火を実行する、としてもよい。複数の点火プラグは同時に点火をしてもよいし、点火のタイミングを適宜ずらしてもよい。

【 0 0 2 5 】

複数の点火プラグを駆動させる多点点火は、混合気に点火をすることによって燃焼が開始した後、その燃焼が終了するまでの燃焼期間を短縮させる。このことは、高速域においてノッキングの回避に有効である上に、熱効率の向上及びトルクの向上にも有利になる。尚、高負荷の低速域においては、一点点火としてもよいし、多点点火としてもよい。

【 0 0 2 6 】

前記燃料噴射弁は、前記気筒内に燃料を直接噴射するように構成され、前記火花点火式ガソリンエンジンの制御装置は、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をさらに備え、前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷の低速域にあるときには、前記燃料の圧力が所定以上となるように前記燃圧可変機構を制御し、前記エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときには、前記燃料の圧力が前記所定未満となるように前記燃圧可変機構を制御する、としてもよい。

【 0 0 2 7 】

未燃混合気の反応可能時間は、燃料噴射弁が燃料を噴射する期間である噴射期間、燃料の噴射完了後から、点火プラグ周りに可燃混合気が形成されるまでの混合気形成期間、及び、点火プラグ周りの可燃混合気に点火をすることによって燃焼が開始した後、その燃焼が終了するまでの燃焼期間、の3つの期間から構成されている。

【 0 0 2 8 】

所定以上となるように燃料圧力を高めることは、単位時間当たりに噴射される燃料量を多くする。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、低い燃料圧力よりも短縮する。

【 0 0 2 9 】

また、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。こうして、噴射期間を短縮しかつ、混合気形成期間を短縮することは、前述の通り、燃料噴射のタイミングを、圧縮上死点付近であるリタード期間内に設定したとしても、点火タイミングまでに可燃混合気を形成することを可能にする。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 0 】

また、高い燃料圧力で気筒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、気筒内の乱れエネルギーが高まる。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、燃焼期間の短縮に寄与する。

【 0 0 3 1 】

つまり、高い燃料圧力で気筒内に燃料を噴射するとしても、仮にその噴射タイミングが従来同様に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。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になるため、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 3 2 】

これに対し、前記の構成のように、リタード期間内の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、燃焼期間は短くなる。

【 0 0 3 3 】

こうして高負荷の低速域においては、高い燃料圧力でかつ、比較的遅いタイミングのリタード期間内において、気筒内に燃料噴射を実行することで、噴射期間の短縮、混合気形成期間の短縮、及び、燃焼期間の短縮が可能になる。その結果、未燃混合気の反応可能時間は、従来に比べて大幅に短くなるため、過早着火やノッキング等の異常燃焼を、有効に回避することができる。

20

【 0 0 3 4 】

ここで、前記の所定圧力は、例えば40MPaに設定してもよい。40MPa以上の燃料圧力は、前述した、噴射期間の短縮、混合気形成期間の短縮、及び、燃焼期間の短縮の全てを有効に実現する。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120MPa程度に設定してもよい。

【 0 0 3 5 】

これに対し、高負荷の高速域においては、前述の通り、吸気行程内で燃料噴射を行うため、高すぎる燃料圧力は気筒内において燃料を噴射した際に、気筒壁面への燃料付着を招き、オイル希釈等の問題を引き起こす可能性がある。また、吸気行程内で燃料噴射を行うため、前述したような噴射期間の短縮や混合気形成期間の短縮という観点から、燃料圧力を高める必要性がない。そこで、高速域においては、燃料の圧力が所定未満となるようにする。このことにより、前述した問題を回避することが可能になる上に、例えば燃料圧力を、エンジン駆動の燃料ポンプによって昇圧させる構成では、燃料圧力を下げることによってエンジンの機械損失が低下するため、燃費の向上にも有利になる。

30

【 0 0 3 6 】

前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときには、前記吸気行程期間内での燃料噴射に加えて、前記リタード期間内のタイミングで行う燃料噴射を実行すると共に、当該リタード期間内での燃料噴射量を、前記吸気行程期間内での燃料噴射量よりも少なく設定する、としてもよい。

40

【 0 0 3 7 】

前述の通り、リタード期間内での燃料噴射は、気筒内の流動を高めて、燃焼期間の短縮に有利になる。そこで、エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときには、吸気行程期間内における燃料噴射と共に、リタード期間内での、少量の燃料噴射を行ってもよい。こうすることで、吸気行程期間内において、相対的に大量の燃料噴射を行うことにより、圧縮行程において圧縮される筒内ガスの比熱比を十分に下げて、圧縮端温度が高くなることが回避されると共に、リタード期間内での燃料噴射によって、気筒内の流動が高まり燃焼期間が短縮する。その結果、高負荷の高速域における異常燃焼が、より効果的に回

50

避される。

【0038】

前記制御器は、前記気筒内の圧縮端温度が所定温度以下になる条件において、前記吸気行程期間内での燃料噴射と、前記リタード期間内での燃料噴射との双方を実行する、としてもよい。ここで、「前記気筒内の圧縮端温度が所定温度以下になる条件」とは、エンジン本体のモータリング時における圧縮端温度が所定温度以下になる条件としてもよく、具体的には外気温が所定温度以下であるときを例示することができる。

【0039】

すなわち、圧縮端温度が所定温度以下になるようなときには、前述した吸気行程期間内における燃料噴射量を少なくしても異常燃焼を回避し得ることから、吸気行程期間内における燃料噴射の量を減少させ、その減少分を、リタード期間内で噴射することにより、気筒内の流動強化、ひいては燃焼期間の短縮に有利になる。こうして、高負荷の高速域での異常燃焼が、より効果的に回避される。

10

【0040】

前記火花点火式ガソリンエンジンの制御装置は、前記エンジン本体の排気ガスを冷却した上で当該エンジン本体の吸気に還流させる冷却EGR手段をさらに備え、前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときに、前記冷却EGR手段を通じて、冷却した排気ガスの還流を行う、としてもよい。

【0041】

冷却した排気ガス、つまり低温の不活性ガスを気筒内に導入することは圧縮端温度が高まることを抑制しつつ異常燃焼の回避に有利になると共に、Raw NOxの抑制にも有利になる。

20

【0042】

ここに開示する別の技術は、幾何学的圧縮比が1.5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、少なくとも前記燃料噴射弁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、前記制御器は、前記エンジン本体の運転状態が高負荷域にあるときには、吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間内で燃料を噴射する前段噴射と、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてタイミングで燃料を噴射する後段噴射と、を含むように前記燃料噴射弁を駆動し、前記制御器はまた、前記高負荷の低速域では、前記後段噴射の燃料噴射量を前記前段噴射の燃料噴射量よりも多くし、前記高負荷の高速域では、前記前段噴射の燃料噴射量を前記後段噴射の燃料噴射量よりも多くする。

30

【0043】

前記と同様に、エンジン本体の運転状態が高負荷の低速域にあるときには、制御器が、圧縮行程後期から膨張行程初期にかけてのタイミングで燃料を噴射する後段噴射の燃料噴射量を相対的に多くすることにより、未燃混合気の反応可能時間が短くなるため、幾何学的圧縮比が高い高圧縮比エンジンにおいて、過早着火やノッキング等の異常燃焼を、有効に回避することができる。

【0044】

一方、エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときには、制御器が、吸気弁が閉じるまでの吸気行程期間内で燃料を噴射する前段噴射の燃料噴射量を相対的に多くすることにより、圧縮行程における筒内ガスの温度上昇が抑制されて、圧縮端温度を低く抑えることが可能になる結果、高速域においても、異常燃焼を有効に回避することが可能になる。

40

【0045】

こうしてエンジンの高負荷域における異常燃焼が回避されるから、点火タイミングを可及的に進角させて、熱効率の向上及びトルクの向上に有利になる。

【発明の効果】

【0046】

50

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、エンジン本体の運転状態が高負荷の低速域にあるときには、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のタイミングで燃料噴射を行うことにより、未燃混合気の反応可能時間を短くして、異常燃焼を有効に回避することが可能になると共に、エンジン本体の運転状態が高負荷の高速域にあるときには、吸気行程期間内において燃料噴射を行うことにより、圧縮端温度を低く抑えて、異常燃焼を有効に回避することが可能になる。その結果、エンジン本体の運転状態が高負荷域にあるときの、燃費の向上に有利になる。

【図面の簡単な説明】

【0047】

【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。

10

【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】(a)ピストン冠面を拡大して示す斜視図、(b)燃焼室を拡大して示す断面図(b-b断面図)、(c)c-c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】低速域における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】リタード噴射及び吸気行程噴射のそれぞれについて、エンジン回転数と図示熱効率との関係の例示である。

【図8】リタード噴射及び吸気行程噴射のそれぞれについて、(a)エンジン回転数と未燃混合気の反応時間との関係の例示、(b)エンジン回転数と圧縮端圧力との関係の例示、(c)エンジン回転数と圧縮端温度との関係の例示である。

【図9】(a)リタード噴射における燃料噴射タイミング及び点火タイミングの例示と、それによる熱発生率の例示、(b)吸気行程噴射における燃料噴射タイミング及び点火タイミングの例示と、それによる熱発生率の例示である。

【図10】高速域における吸気行程噴射及びリタード噴射のそれぞれについて、(a)熱発生率、(b)質量燃焼割合、(c)未燃混合気反応進行度、(d)未燃混合気温度、(e)比熱比、の各変化を比較する図である。

30

【図11】吸気行程噴射及びリタード噴射のそれぞれについて、エンジン回転数と燃焼重心位置との関係の例示である。

【図12】吸気行程噴射における一点点火及び二点点火のそれぞれについて、(a)熱発生率、(b)質量燃焼割合、(c)未燃混合気反応進行度、(d)未燃混合気温度、の各変化を比較する図である。

【図13】一点点火と二点点火のそれぞれについて、キャビティのリップ径と燃焼期間との関係の例示である。

【発明を実施するための形態】

【0048】

40

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11上に配設されたシリンダヘッド12と、シリンダブロック11の下側に配設され、潤滑油が貯留されたオイルパン13とを有している。各気筒18内には、コンロッド142を介してクランクシャフト15と連結されているピストン14が往復動可能に嵌挿されている。ピストン14の頂面には、ディーゼルエンジンでのリエントラント型のようなキャビティ141が形成されている。キャビティ141は、ピストン14が圧縮上死点付近に

50

位置するときには、後述するインジェクタ 67 に相対する。尚、キャビティ 141 の形状についての詳細は後述する。

【0049】

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（図 3（b）参照）。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。

【0050】

このエンジン 1 は、理論熱効率の向上や、後述する圧縮着火燃焼の安定化等を目的として、15 以上の比較的高い幾何学的圧縮比に設定されている。尚、幾何学的圧縮比は 15

10

【0051】

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。

【0052】

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。VVL 71 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 2 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。VVL 71 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

【0053】

VVL 71 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。VVT 72 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、CVVL 73 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。VVT 72 及び CVVL 73 によって、吸気弁 21 は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

【0054】

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インジェクタ 67 が取り付けられている。インジェクタ 67 は、図 3（b）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。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

50

、エンジン 1 の運転状態に応じた量の燃料を、燃焼室 19 内に直接噴射する。この例において、インジェクタ 67 は、詳細な図示は省略するが、複数の噴口を有する多噴口型のインジェクタである。これによって、インジェクタ 67 は、燃料噴霧が放射状に広がるように、燃料を噴射する。図 3 (b) 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、26 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、26 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。

10

【0055】

インジェクタ 67 の燃料の噴射角度は、比較的狭い角度（例えば 45° 程度）に設定されている。この狭い噴射角度は、詳しくは後述するが、ピストン 14 の位置が、上死点から若干離れた下方に位置しているタイミングで燃料を噴射しても、気筒 18 の壁面に燃料が付着することを抑制しつつ、噴射した燃料をキャビティ 141 内に収めることを可能にする。狭い噴射角度はまた、図 3 (c) に示すように、キャビティ 141 のリップ径（キャビティの上端開口径）を比較的小さくし、それに伴いスキッシュエリアを拡大する上でも有利な構成である。尚、スキッシュエリアの拡大は、後述するように、燃焼期間の短縮に有利になる。

20

【0056】

インジェクタ 67 は、多噴口型のインジェクタに限定されず、外開弁タイプのインジェクタを採用してもよい。

【0057】

図外の燃料タンクとインジェクタ 67 との間は、燃料供給経路によって互いに連結されている。この燃料供給経路上には、燃料ポンプ 63 とコモンレール 64 とを含みかつ、インジェクタ 67 に、比較的高い燃料圧力で燃料を供給することが可能な燃料供給システム 62 が介設されている。燃料ポンプ 63 は、燃料タンクからコモンレール 64 に燃料を圧送し、コモンレール 64 は圧送された燃料を、比較的高い燃料圧力で蓄えることが可能である。インジェクタ 67 が開弁することによって、コモンレール 64 に蓄えられている燃料がインジェクタ 67 の噴口から噴射される。ここで、燃料ポンプ 63 は、図示は省略するが、プランジャー式のポンプであり、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、インジェクタ 67 に供給することを可能にする。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、燃料供給システム 62 は、この構成に限定されるものではない。

30

【0058】

シリンダヘッド 12 にはまた、図 3 に示すように、燃焼室 19 内の混合気に点火する点火プラグ 25、26 が取り付けられている（尚、図 1 では、点火プラグの図示を省略している）。このエンジン 1 は、点火プラグとして、第 1 点火プラグ 25 及び第 2 点火プラグ 26 の 2 つの点火プラグを備えている。2 つの点火プラグ 25、26 は、各気筒 18 について 2 つずつ設けられた吸気弁 21 と排気弁 22 との間の位置のそれぞれにおいて、互いに相対するように配置され、それぞれ気筒 18 の中心軸に向かって斜め下向きに延びるように、シリンダヘッド 12 内を貫通して取り付けられている。こうして、図 3 (b) に示すように、各点火プラグ 25、26 の先端は、燃焼室 19 の中央部分に配置されたインジェクタ 67 の先端近傍で、燃焼室 19 内に臨んで配置される。ここで、前述の通り、ピストン 14 のキャビティ 141 のリップ径が、比較的小さく設定されているため、キャビティ 141 には、第 1 点火プラグ 25 及び第 2 点火プラグ 26 との干渉を回避するために、

40

50

2つの凹部143、143が、径方向に相対するように形成されている(図3(b)(c)参照)。こうすることで、図3(a)(c)から明らかなように、キャビティ141の本体部分の形状は円形状となり、キャビティ141の中心位置においてインジェクタ76から放射状に噴射された燃料噴霧は、キャビティ141内においてほぼ均一に広がって、均質な混合気を形成することが可能になる。

【0059】

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

【0060】

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

【0061】

吸気通路30におけるエアクリーナ31とサージタンク33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34と、各気筒18への吸入空気量を調節するスロットル弁36とが配設されている。吸気通路30にはまた、インタークーラ/ウォーマ34をバイパスするインタークーラバイパス通路35が接続されており、このインタークーラバイパス通路35には、当該通路35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351が配設されている。インタークーラバイパス弁351の開度調整を通じて、インタークーラバイパス通路35の通過流量とインタークーラ/ウォーマ34の通過流量との割合を調整することにより、気筒18に導入する新気の温度を調整する。

【0062】

排気通路40の上流側の部分は、各気筒18毎に分岐して排気ポート17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40における排気マニホールドよりも下流側には、排気ガス中の有害成分を浄化する排気浄化装置として、直キャタリスト41とアンダーフットキャタリスト42とがそれぞれ接続されている。直キャタリスト41及びアンダーフットキャタリスト42はそれぞれ、筒状ケースと、そのケース内の流路に配置した、例えば三元触媒とを備えて構成されている。

【0063】

吸気通路30におけるサージタンク33とスロットル弁36との間の部分と、排気通路40における直キャタリスト41よりも上流側の部分とは、排気ガスの一部を吸気通路30に還流するためのEGR通路50を介して接続されている。このEGR通路50は、排気ガスをエンジン冷却水によって冷却するためのEGRクーラ52が配設された主通路51と、EGRクーラ52をバイパスするためのEGRクーラバイパス通路53と、を含んで構成されている。主通路51には、排気ガスの吸気通路30への還流量を調整するためのEGR弁511が配設され、EGRクーラバイパス通路53には、EGRクーラバイパス通路53を流通する排気ガスの流量を調整するためのEGRクーラバイパス弁531が配設されている。

【0064】

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、PCMという)10によって制御される。PCM10は、CPU、メモリ、カウンタタイマ群、インターフェース及びこれらのユニットを接続するバスを有するマイクロプロセッサで構成されている。このPCM10が制御器を構成する。

【0065】

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

10

20

30

40

50

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 3 1 の下流側で、新気の流量を検出するエアフローセンサ S W 1 及び新気の温度を検出する吸気温度センサ S W 2、インタークーラ/ウォーマ 3 4 の下流側に配置されかつ、インタークーラ/ウォーマ 3 4 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 S W 3、E G R 通路 5 0 における吸気通路 3 0 との接続部近傍に配置されかつ、外部 E G R ガスの温度を検出する E G R ガス温センサ S W 4、吸気ポート 1 6 に取り付けられかつ、気筒 1 8 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 S W 5、シリンダヘッド 1 2 に取り付けられかつ、気筒 1 8 内の圧力を検出する筒内圧センサ S W 6、排気通路 4 0 における E G R 通路 5 0 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力を検出する排気温センサ S W 7 及び排気圧センサ S W 8、直キャタリスト 4 1 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 S W 9、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 S W 1 0、エンジン冷却水の温度を検出する水温センサ S W 1 1、クランクシャフト 1 5 の回転角を検出するクランク角センサ S W 1 2、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 S W 1 3、吸気側及び排気側のカム角センサ S W 1 4、S W 1 5、及び、燃料供給システム 6 2 のコモンレール 6 4 に取り付けられかつ、インジェクタ 6 7 に供給する燃料圧力を検出する燃圧センサ S W 1 6 である。

10

【 0 0 6 6 】

P C M 1 0 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、これに応じてインジェクタ 6 7、第 1 及び第 2 点火プラグ 2 5、2 6、吸気弁側の V V T 7 2 及び C V V L 7 3、排気弁側の V V L 7 1、燃料供給システム 6 2、並びに、各種の弁（スロットル弁 3 6、インタークーラバイパス弁 3 5 1、E G R 弁 5 1 1、及び E G R クーラバイパス弁 5 3 1）のアクチュエータへ制御信号を出力する。こうして P C M 1 0 は、エンジン 1 を運転する。

20

【 0 0 6 7 】

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 2 5、2 6 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 2 5、2 6 を利用した火花点火燃焼に切り替える。このように、このエンジン 1 は、エンジン 1 の運転状態、特にエンジン 1 の負荷に応じて、圧縮着火燃焼を行う C I (Compression Ignition) モードと、火花点火燃焼を行う S I (Spark Ignition) モードとを切り替えるように構成されている。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

【 0 0 6 8 】

C I 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、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、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。尚、燃料噴射量は、エンジン 1 の負荷に応じて設定される。

40

【 0 0 6 9 】

また、C I モードでは、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、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。

【 0 0 7 0 】

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。例えば 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。また、スロット

50

ル弁36の開度調整によって、内部EGR量を調整してもよい。

【0071】

エンジン負荷がさらに高まり、例えば図4に示す運転領域において、CIモードとSIモードとの切り替え境界線付近においては、内部EGRを実行することは、筒内温度が高くなりすぎて、圧縮着火をコントロールすることが困難になる。そこで、CIモードの運転領域において負荷の高い領域では、内部EGRの実行を止め、その代わりにEGR弁511を開いて、EGRクーラ52によって冷却された外部EGRガスを、気筒18内に導入する。このことにより、筒内温度を低く抑えることが可能になり、圧縮着火のコントロールが可能になる。

【0072】

これに対し、SIモードでは基本的に、詳しくは後述するが、吸気行程から膨張行程初期までの間で、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(= 1)でエンジン1を運転する。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。

【0073】

SIモードでは、スロットル弁36を全開にする一方で、EGR弁511の開度調整により、気筒18内に導入する新気量と外部EGRガス量とを調整することにより、充填量を調整する。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、冷却した外部EGRガスを導入することによって、異常燃焼の回避に寄与すると共に、Raw NOxの生成を抑制するという利点もある。尚、全開負荷域では、EGR弁511を閉弁することにより、外部EGRを中止する。

【0074】

このエンジン1の幾何学的圧縮比は、前述の通り、1.5以上(例えば1.8)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、CI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SIモードに切り替えるため、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ふという不都合がある。

【0075】

そこでこのエンジン1では、先ず、エンジンの運転状態が高負荷の低速域(図4の(1)参照。尚、ここでいう「低速域」は、エンジン1の運転領域を低、中、高速の3つに区分したときの低速域に相当する。)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SI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、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」又は単に「リタード噴射」と呼ぶ。

【0076】

一方、エンジンの運転状態が高負荷の高速域(図4の(2)参照。尚、ここでいう「高速域」は、エンジン1の運転領域を低、中、高速の3つに区分したときの低速及び高速域に相当する。)にあるときには、燃料の噴射を、リタード期間ではなく、吸気弁21が開弁している吸気行程期間内に行う。以下においては、この燃料噴射形態を「吸気行程噴射」と呼ぶ。

【0077】

先ず、高圧リタード噴射について、図面を参照しながら説明する。図5は、前述した高圧リタード噴射によるSI燃焼(実線)と、吸気行程中に燃料噴射を実行する従来のSI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

10

20

30

40

50

1の運転状態は共に高負荷の低速域であり、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。

【0078】

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、低速域であることと相俟って、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。

10

【0079】

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、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、26の周りに可燃混合気が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。

20

【0080】

先ず、高い燃料圧力は、単位時間あたりにインジェクタ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。

30

【0081】

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、26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、26の周りに燃料噴霧が到達するまでの時間は、インジェクタ67の先端から点火プラグ25又は点火プラグ26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、26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)で示す図のように、燃料圧力が高いほど混合気形成期間は短くなる。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、燃料蒸発時間及び点火プラグ25、26の周りへの燃料噴霧到達時間がそれぞれ短くなる結果、混合気形成期間を短縮する。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、混合気形成期間が大幅に長くなる。尚、前述したように、多噴口型のインジェクタ67とキャピティ141との組み合わせは、燃料の噴射後、点火プラグ25、26の周りに燃料噴霧が到達するまでの時間を短くする結果、混合気形成期間の短縮に有効である。

40

【0082】

50

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。

【0083】

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ふ。

【0084】

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とキャピティ141との組み合わせによって、燃料噴霧をキャピティ141内に収めることもまた、燃焼期間の短縮に有効である。

【0085】

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40MPa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、40MPa以上の燃料圧力は、噴射期間及び混合気形成期間も、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。

【0086】

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。

【0087】

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。しかしながら、点火タイミン

10

20

30

40

50

グの遅角化は熱効率及びトルクの低下を招くのに対し、高圧リタード噴射を行う場合は、燃料噴射の形態の工夫によって異常燃焼を回避する分、点火タイミングを進角させ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。

【 0 0 8 8 】

前述の通り、高圧リタード噴射は、燃料噴射をリタード期間内に行うことによって未燃混合気の反応可能時間を短縮させるものの、この反応可能時間の短縮は、エンジン1の回転数が比較的低い低速域においては、クランク角変化に対する実時間が長いため、有効であるのに対し、エンジン1の回転数が比較的高い高速域においては、クランク角変化に対する実時間が短いため、それほど有効でない。また、例えば図7に示すように、リタード噴射は、エンジン回転数が比較的低いときには、高い図示熱効率が得られる一方で、エンジン回転数が高くなると、図示熱効率が低下してしまう。

10

【 0 0 8 9 】

図8(a)は、エンジン回転数に対する未燃混合気の反応可能時間の変化を示している。リタード噴射では、エンジン回転数の高低に拘わらず、反応可能時間はほぼ同じになる。一方で、リタード噴射は、燃料噴射時期を圧縮上死点付近に設定するため、圧縮行程においては、燃料を含まない、言い換えると比熱比の高い空気が圧縮されることになる。このことは、圧縮上死点における気筒18内の温度(つまり、圧縮端温度)を高くしてしまう。例えば図8(b)は、リタード噴射時の圧縮端圧力と、吸気行程噴射時の圧縮端圧力との相違を、同図(c)はリタード噴射時の圧縮端温度と、吸気行程噴射時の圧縮端温度との相違をそれぞれ示している。これによると、圧縮行程中の筒内ガスの比熱比が相対的に高くなるリタード噴射時は、圧縮端圧力及び圧縮端温度が相対的に高く、特に圧縮端温度が高くなってしまう。この高い圧縮端温度がノッキングを招くため、リタード噴射時には点火タイミングを遅角化して、ノッキングを回避する必要がある。このことが、図7に示すように、リタード噴射時の高回転での熱効率の低下を招くのである。

20

【 0 0 9 0 】

そこで、このエンジン1では、高負荷の高速域においては、リタード噴射ではなく、吸気行程噴射を行う。図9は、高圧リタード噴射(同図(a)参照)と、吸気行程噴射(同図(b)参照)との噴射タイミング及び点火タイミングを比較する図である。尚、図に示す噴射タイミングや点火タイミングは、高圧リタード噴射及び吸気行程噴射の一例であり、噴射タイミングや点火タイミングは図例のタイミングに限定されない。

30

【 0 0 9 1 】

前述の通り、高圧リタード噴射では、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(図例では、圧縮上死点前の圧縮行程後期)に燃料噴射を行い、圧縮上死点近傍において点火を行う。この点火は、第1点火プラグ25、又は、第2点火プラグ26のいずれか一方を駆動させることによって行う。高圧リタード噴射によって十分に短い燃焼期間が確保されるためである。これによって、燃焼が開始し、同図に実線で示すように、熱発生率のピークを経て燃焼が終了する。尚、第1及び第2点火プラグ25、26の双方を駆動させてもよい。

40

【 0 0 9 2 】

この高圧リタード噴射に対し、吸気行程噴射では、図9(b)に破線で示すように吸気弁21が閉じるまでの、言い換えると吸気弁21が開いている間の吸気行程期間内において、燃料噴射を行う。尚、図例では、エンジン1の運転領域が高負荷の高速域であるため、吸気弁21の閉弁タイミングは、吸気下死点よりも遅く設定されている。この吸気行程噴射は、ピストン14のキャピティ141内に燃料をできるだけ収めるために、ピストン14の位置が吸気上死点近傍にあるタイミングで行うことが好ましい。尚、前述の通り、インジェクタ67の噴射角度が比較的狭い角度に設定されていることから、ピストン14が吸気上死点から多少離れていても、燃料はキャピティ141内に収まりやすい。つまり、インジェクタ67の噴射角度を狭く設定することは、吸気行程噴射における燃料の

50

噴射タイミングの自由度を高める。

【 0 0 9 3 】

吸気行程噴射では、気筒内の圧力が比較的低い状態で燃料を噴射する上に、前述したような未燃混合気の反応時間を短縮するような要求もないため、高圧リタード噴射のような高い燃料圧力が不要である。そこで、吸気行程噴射では、燃料圧力を、高圧リタード噴射時の燃料圧力よりも低下させる。燃料圧力は、40 MPa未滿、例えば20 MPa程度に設定してもよい。これは、燃料ポンプ63の駆動を抑制し、エンジン1の機械損失が低下するため、燃費の向上に有利になる。

【 0 0 9 4 】

そうして、吸気行程噴射では、圧縮行程中の筒内ガス（つまり、燃料を含む混合気）の比熱比を下げ、それによって圧縮端温度を低く抑える。こうして圧縮端温度が低くなることで、ノッキングを抑制することが可能になるから、点火タイミングを進角させることが可能になる。吸気行程噴射においては、高圧リタード噴射と同様に、圧縮上死点付近において点火を行う。但し、吸気行程噴射における点火は、燃焼期間を短縮させる観点から、第1及び第2点火プラグ25、26を共に駆動させる二点点火とする。第1及び第2点火プラグ25、26は同時に点火を行えばよい。第1及び第2点火プラグ25、26を時間差をおいて駆動してもよい。

【 0 0 9 5 】

エンジン1が高負荷の高回転域にあるときの、高圧リタード噴射と吸気行程噴射との、筒内の状態や燃焼状態の相違を、図10を参照しながら説明する。図10は、高圧リタード噴射時と、吸気行程噴射時との、(a)熱発生率、(b)質量燃焼割合、(c)未燃混合気反応進行度、(d)未燃混合気温度、及び(e)比熱比それぞれの、クランク角に対する変化を示している。

【 0 0 9 6 】

先ず、図10(c)に一点鎖線で示すように、高圧リタード噴射の一例として、圧縮上死点前に燃料を噴射すると仮定する。高圧リタード噴射では、同図(e)に一点鎖線で示すように、圧縮行程中における筒内ガスの比熱比が比較的高くなるから、同図(d)に一点鎖線で示すように、圧縮行程中に未燃混合気温度が大きく上昇することになる。尚、図示は省略するが、高圧リタード噴射時の未燃混合気圧力は、吸気行程噴射時とほとんど変わらない。

【 0 0 9 7 】

高圧リタード噴射時はこの高い筒内温度に起因して、同図(c)に一点鎖線で示すように、燃料の噴射後、未燃混合気反応進行度が急速に高まり、点火前に、未燃混合気反応進行度が、着火しきい値を超えてしまうことになる。つまり、過早着火してしまう。過早着火を回避しようとするれば、同図(c)に白抜きの矢印で示すように、燃料噴射のタイミングを遅らせて、例えば圧縮上死点以降の膨張行程に設定することで、未燃混合気反応進行度を緩やかに上昇させることが必要になる(同図(c)の破線参照)。

【 0 0 9 8 】

また、ノッキング(エンドガスロック)を回避しようとするれば、質量燃焼割合が90%になるまでに、未燃混合気の反応進行度が着火しきい値に達していない必要があるが(同図(b)(c)の破線を参照)、高圧リタード噴射では、前述の通り、気筒18内の温度が高くなっているため、同図(a)に白抜きの矢印で示すように点火タイミングを遅角させなければ、ノッキングを回避することができなくなる。こうした点火タイミングのリタードは、同図(a)に破線で示すように、燃焼重心位置が圧縮上死点から大きく離れることになるから、熱効率及びトルクの低下、ひいては燃費の悪化を招くことになる。尚、ここでの点火は、二点点火である。

【 0 0 9 9 】

これに対し、吸気行程噴射では、図10では図外となる、吸気行程期間内において燃料噴射を行うため、圧縮行程中は、比較的比熱比の低い混合気が圧縮されることになるから(同図(e)の実線参照)、同図(d)に実線で示すように、未燃混合気温度の上昇が抑

10

20

30

40

50

制されて、圧縮端温度が低く抑えられる。このため、過早着火の抑制に有利になる。

【0100】

また、圧縮端温度が低く抑えられているため、ノッキングの回避にも有利であり、点火タイミングを遅角化しなくても、ノッキングを回避することが可能になる（同図（b）（c）の実線参照）。こうして、同図（a）に実線で示すように、点火タイミングをできるだけ圧縮上死点に近づけることにより、燃焼重心位置を圧縮上死点に近づけて、熱効率及びトルクの向上に有利になり、ひいては燃費が向上する。

【0101】

以上のように、高圧リタード噴射は、高回転域においては、過早着火及びノッキングを回避するために燃料の噴射タイミング及び点火タイミングを遅らせなければならず、その遅角量は、エンジン回転数が高まれば高まるほど大きくなる。その結果、図11に示すように、エンジン回転数と燃焼重心位置との関係においては、高圧リタード噴射は、エンジン回転数が高くなるに従って、燃焼重心位置が遅角側へと移行することになる。こうして、図7に示すように、高圧リタード噴射は、エンジン回転数が相対的に低い低速域では高い図示熱効率を確保することが可能な一方で、エンジン回転数が相対的に高い高速域では図示熱効率が低下してしまう。

10

【0102】

これに対し、吸気行程噴射は、エンジン回転数が相対的に低い低速域では、未燃混合気の反応可能時間が長くなって過早着火が生じ得ることから、これを行うことができない一方で、エンジン回転数が相対的に高い高速域では、図11に示すように、過早着火及びノッキングを効果的に抑制しつつ、燃焼重心位置を進角側に維持することが可能であり、図7に示すように、吸気行程噴射は、エンジン回転数が相対的に高い高速域で高い図示熱効率を達成することが可能になる。

20

【0103】

従って、このエンジン1では、図4に示す（1）の領域、すなわち高負荷の低回転域では、高圧リタード噴射とすることで異常燃焼を回避しつつ熱効率を向上させる。一方、図4に示す（2）の領域、すなわち高負荷の高回転域では、吸気行程噴射とすることで異常燃焼を回避しつつ熱効率を向上させる。

【0104】

エンジン1の高負荷の高回転域ではまた、前述の通り、吸気行程噴射と共に、二点点火を実行する。図12は、高負荷、高回転域の吸気行程噴射を前提として、一点点火と二点点火とを比較する図であり、図12は、（a）熱発生率、（b）質量燃焼割合、（c）未燃混合気反応進行度、及び（d）未燃混合気温度それぞれの、クランク角に対する変化を示している。

30

【0105】

先ず、同図に一点鎖線で示すように、圧縮上死点前のタイミングで、一点点火を行うと仮定する。この場合は、火炎の広がりが遅くなるため、質量燃焼割合が90%に到達するまでに、未燃混合気反応進行度が着火しきい値を超えるようになり、ノッキングが生じるようになる（同図の（b）（c）参照）。そのため、一点点火でノッキングを回避しようとするれば、同図（a）に白抜きの矢印で示すように、点火タイミングを遅角化しなければならず、それに伴い破線で示すように、燃焼重心位置が遅角側へと移動することになる。つまり、熱効率及びトルクの向上には不利になる。

40

【0106】

これに対し、二点点火を行うことは、燃焼室19内の複数の火種のそれぞれから火炎が広がるため、火炎の広がりが早くて燃焼期間が短くなる。このため、二点点火は、点火タイミングは圧縮上死点以降になっても、同図（a）に実線で示すように、燃焼重心位置はできるだけ進角側に位置するようになり、熱効率及びトルクの向上、ひいては燃費の向上に有利になる。尚、点火プラグの数は、2個に限定されるものではない。また、高圧リタード噴射時に、多点点火を行ってもよい。

【0107】

50

図13は、吸気行程噴射における、キャピティ141のリップ径と、燃焼期間との関係の一例を示している。図3(c)に示すように、リップ径を小さくすることは、スキッシュエリアが大きくなることであるため(尚、ピストン径は同じであると仮定する)、図13における左側ほど、スキッシュが強くなることに対応する。同図から明らかなように、一点点火においても、二点点火においても、リップ径を小さくし、スキッシュを強めることによって、気筒18内の流動が強くなり、燃焼期間を短くすることが可能である。特に、二点点火と、小さいリップ径との組み合わせは、目標レベル程度にまで燃焼期間を短くすることが可能である。このことは、ノッキングの回避に有利であり、熱効率及びトルクの向上に有利である。

【0108】

尚、前述の通り、リップ径を小さくすることは、インジェクタ67から噴射された燃料噴霧をキャピティ141内に収める上では不利になるものの、インジェクタ67の燃料の噴射角度を比較的狭く設定することにより、リップ径を小さくすることは可能である。従って、この構成は、比較的小さなキャピティと、強いスキッシュとの組み合わせにより、燃焼期間の短縮に有利になる。

【0109】

尚、前記の構成では、高負荷の高速域では、吸気行程噴射のみを行っているが、図9(b)に一点鎖線で示すように、吸気行程噴射に加えて、リタード期間内での燃料噴射も行ってもよい。リタード期間内での燃料噴射は、前述の通り、気筒18内の流動を強めて、燃焼期間の短縮に有利になる。従って、ノッキングの回避に有利になる。

【0110】

この吸気行程噴射とリタード噴射との組み合わせは、圧縮端温度が所定温度以下となるような条件下、具体例としては、外気温が所定温度以下であるとき等において行ってもよい。つまり、圧縮端温度が所定温度以下となるようなときはもともと、異常燃焼の回避に有利な条件であるため、吸気行程期間内において噴射する燃料量を減じても、異常燃焼の回避が可能である。そこで、その減少分の燃料を、リタード期間内で噴射することによって、燃焼期間の短縮に有利になる。

【0111】

また、前記の構成では、高負荷のSIモードでは、低速域と高速域とで、燃料の噴射タイミングを切り替えるようにしているが、SIモードでは、吸気行程期間内における前段噴射と、リタード期間内に行う後段噴射とを双方を行うようにした上で、低速域では、後段噴射による燃料噴射量を、前段噴射による燃料噴射量に比べて大に設定し、高速域では、前段噴射による燃料噴射量を、後段噴射による燃料噴射量に比べて大に設定してもよい。この場合も、前記の制御と同様に、高負荷の低速域、及び、高速域のそれぞれについて、異常燃焼を回避して、熱効率及びトルクの向上、ひいては燃費の向上に有利になる。

【0112】

尚、吸気行程期間内における燃料噴射は、気筒18内に設けたインジェクタ67ではなく、別途、吸気ポート16に設けたポートインジェクタを通じて、吸気ポート16内に燃料を噴射してもよい。

【0113】

また、ここに開示する技術は、前述したような自然吸気エンジンに限らず、過給機付きエンジンに適用することも可能である。過給機付きエンジンでは、CIモードの領域を高負荷側に拡大させることが可能になる。

【0114】

さらに、高圧リタード噴射は、必要に応じて分割噴射にしてもよく、同様に、吸気行程噴射もまた、必要に応じて分割噴射にしてもよい。

【0115】

加えて、前記の構成では、エンジン1の運転状態が低速域内における低負荷域にあるときには、圧縮着火燃焼を行うCIモードとしているが、これに代えて、エンジン1の運転状態が低速域内における低負荷域にあるときには、成層化したリーン混合気に火花点火に

10

20

30

40

50

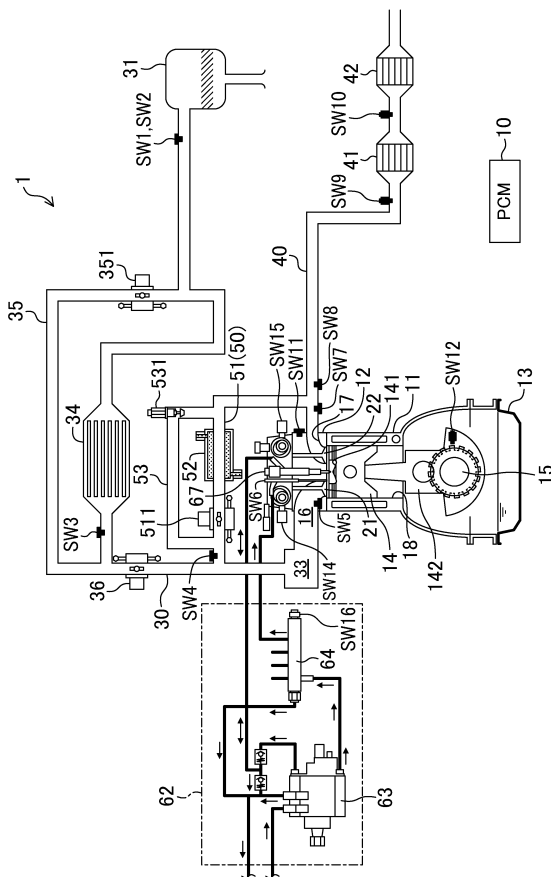
より燃焼を行う運転モードとしてもよい。

【符号の説明】

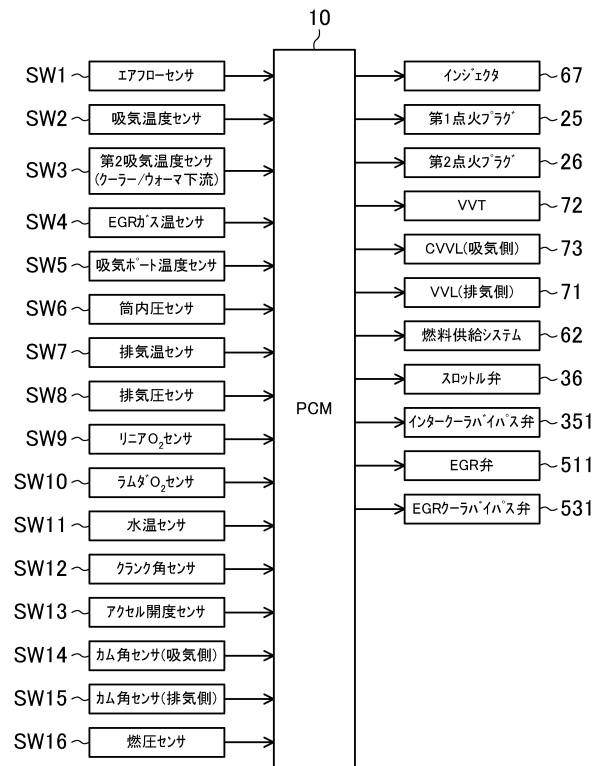
【 0 1 1 6 】

- 1 エンジン（エンジン本体）
- 10 P C M（制御器）
- 18 気筒
- 21 吸気弁
- 25 第1点火プラグ
- 26 第2点火プラグ
- 50 E G R 通路（冷却 E G R 手段）
- 51 1 E G R 弁（冷却 E G R 手段）
- 52 E G R クーラ（冷却 E G R 手段）
- 62 燃料供給システム（燃圧可変機構）
- 67 インジェクタ（燃料噴射弁）

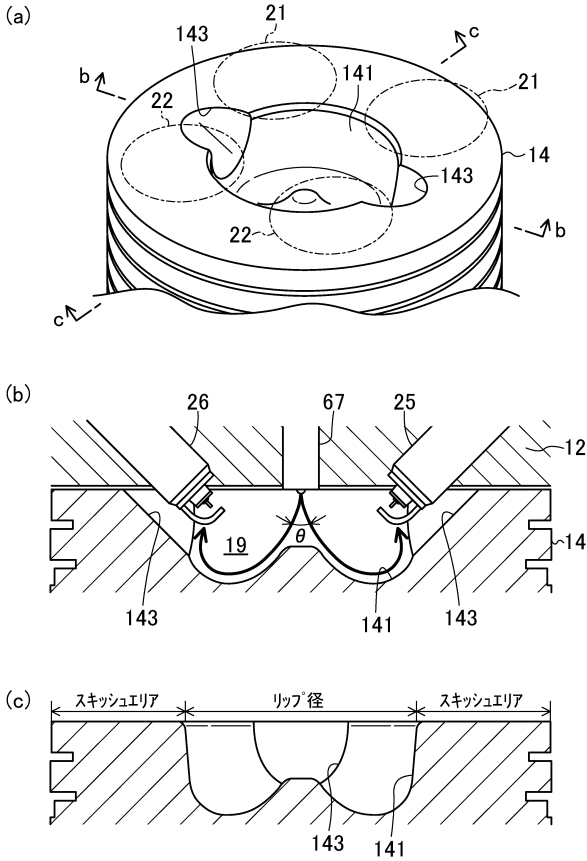
【 図 1 】



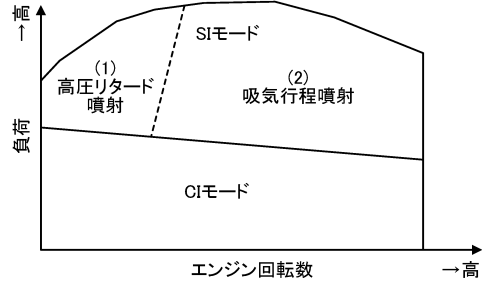
【 図 2 】



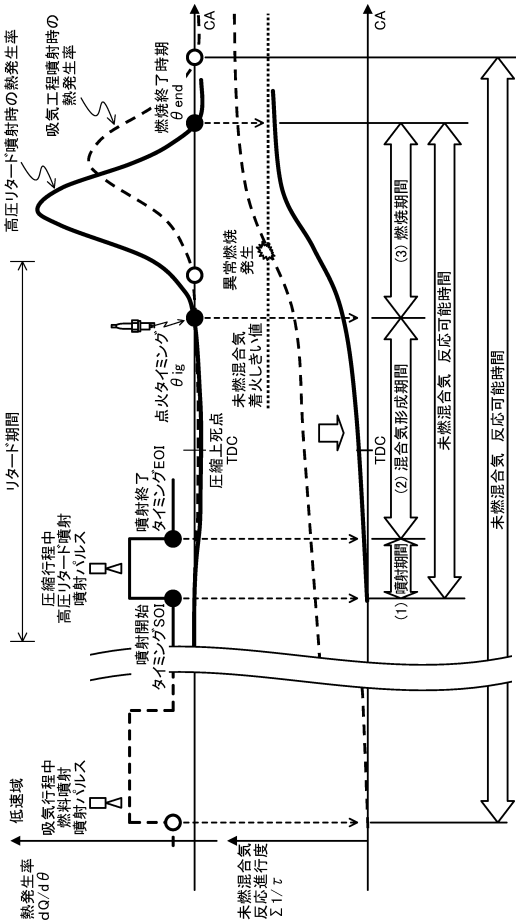
【図3】



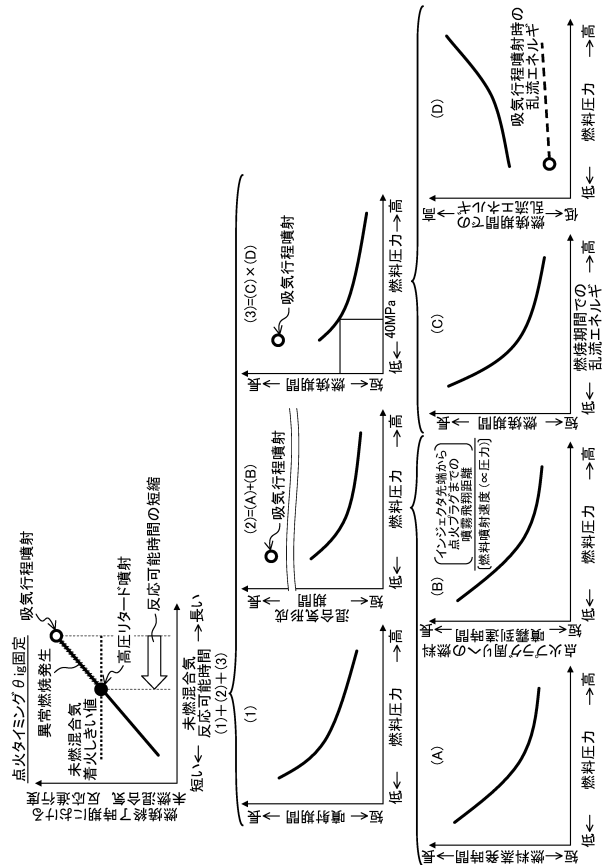
【図4】



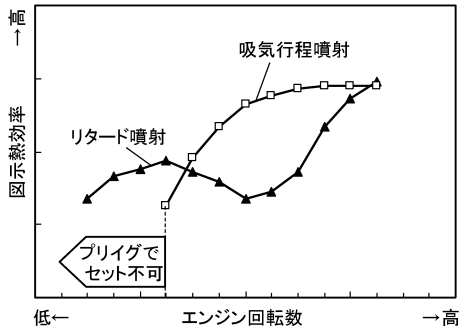
【図5】



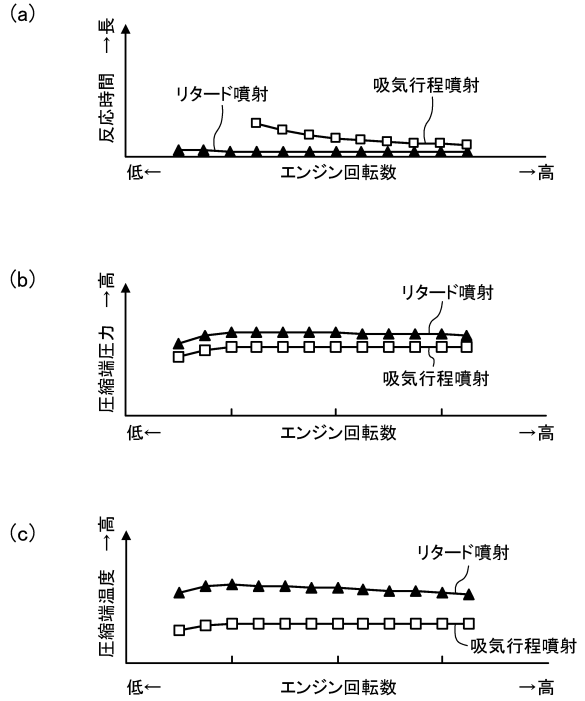
【図6】



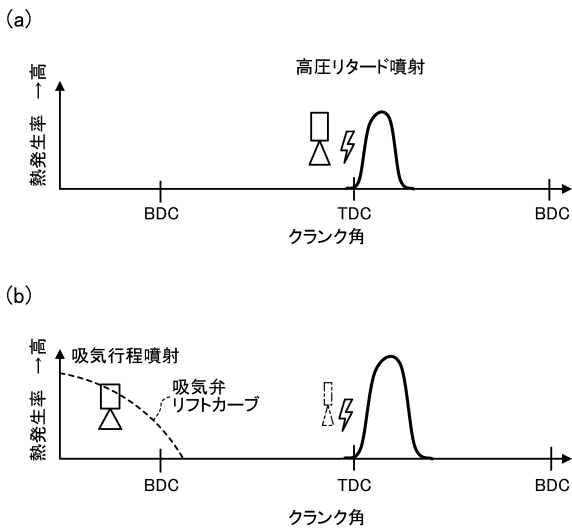
【 図 7 】



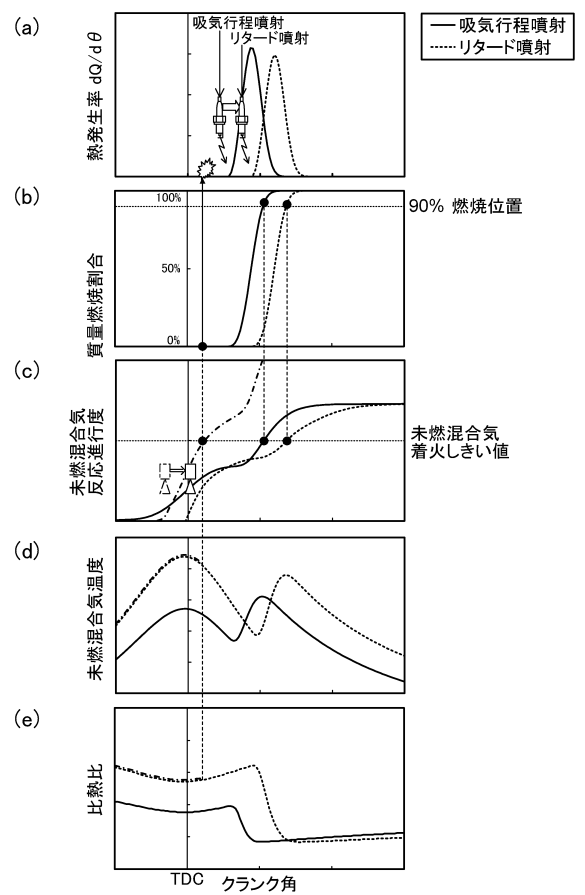
【 図 8 】



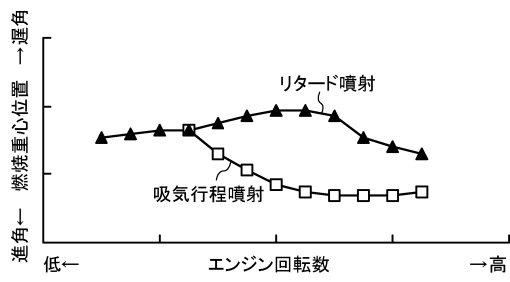
【 図 9 】



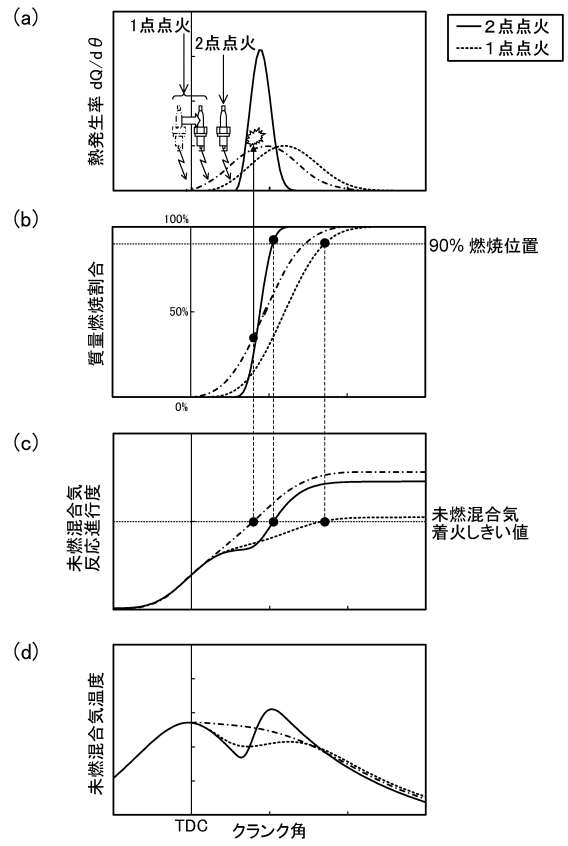
【 図 10 】



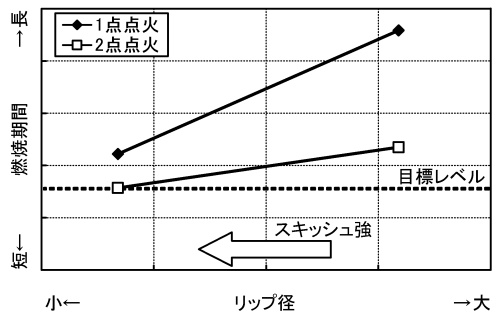
【 図 1 1 】



【 図 1 2 】



【 図 1 3 】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 2 D 21/08 3 1 1 C

- (74)代理人 100117581
弁理士 二宮 克也
- (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 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 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 養祖 隆
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 藤川 竜也
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 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

審査官 藤村 泰智

- (56)参考文献 特開2007-292050(JP,A)
特開2010-084618(JP,A)
特開2007-292065(JP,A)
特開2012-172662(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 0 2 D 4 1 / 0 0 ~ 4 5 / 0 0
F 0 2 D 2 1 / 0 8