

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4863980号  
(P4863980)

(45) 発行日 平成24年1月25日 (2012. 1. 25)

(24) 登録日 平成23年11月18日 (2011. 11. 18)

(51) Int. Cl.

F I

F O 2 D 41/34 (2006. 01)

F O 2 D 41/34 H

F O 2 D 41/04 (2006. 01)

F O 2 D 41/04 3 3 O D

F O 2 D 45/00 (2006. 01)

F O 2 D 45/00 3 1 2 K

F O 2 D 13/02 (2006. 01)

F O 2 D 13/02 J

F O 2 D 41/22 (2006. 01)

F O 2 D 41/22 3 3 5 A

請求項の数 8 (全 23 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2007-316923 (P2007-316923)  
 (22) 出願日 平成19年12月7日 (2007. 12. 7)  
 (65) 公開番号 特開2009-138655 (P2009-138655A)  
 (43) 公開日 平成21年6月25日 (2009. 6. 25)  
 審査請求日 平成21年12月4日 (2009. 12. 4)

(73) 特許権者 509186579  
 日立オートモティブシステムズ株式会社  
 茨城県ひたちなか市高場2 5 2 0番地  
 (74) 代理人 100077816  
 弁理士 春日 譲  
 (72) 発明者 熊野 賢吾  
 茨城県日立市大みか町七丁目1番1号  
 株式会社日立製作所  
 日立研究所内  
 (72) 発明者 山岡 士朗  
 茨城県日立市大みか町七丁目1番1号  
 株式会社日立製作所  
 日立研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 火花点火式内燃機関の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

筒内噴射式の、火花点火式内燃機関の制御装置であって、  
前記火花点火式内燃機関は、吸気弁及び排気弁の開閉時期を制御可能な可変動弁機構を備え、

前記火花点火機関が高負荷運転する時に、  
 燃料を複数回に分割して噴射するとともに、  
第1回目の燃料噴射を、吸気上死点を含み前記吸気弁及び前記排気弁が共に開いている正のオーバーラップ期間中、又は、前記吸気弁及び前記排気弁が共に閉じている負のオーバーラップ期間中に、前記火花点火機関の燃焼室内に存在する内部 E G R へ向けて行う制御手段を備え、

前記制御手段は、前記第1回目の燃料噴射を、排気行程が終了する吸気上死点を基準として、クランク角で - 1 5 ° から + 1 5 ° の間に開始することを特徴とする火花点火式内燃機関の制御装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の火花点火式内燃機関の制御装置において、  
前記制御手段は、前記第1回目の燃料噴射を排気行程が終了する吸気上死点近傍に開始するように制御することを特徴とする火花点火式内燃機関の制御装置。

【請求項 3】

請求項 1 記載の火花点火式内燃機関の制御装置において、

前記制御手段は、前記吸気弁が開く時期が吸気上死点よりも遅角側になるように前記可変動弁を制御して、前記負のオーバーラップ期間が吸気上死点より遅角側になるよう設定するとともに、

前記第1回目の燃料噴射を前記負のオーバーラップ期間に開始するように制御することを特徴とする火花点火式内燃機関の制御装置。

【請求項4】

請求項2記載の火花点火式内燃機関の制御装置において、

前記火花点火機関は、現在のバルブタイミングを検出するバルブタイミング検出手段を備え、

前記制御手段は、前記火花点火機関が高負荷運転する時に、前記バルブタイミング検出手段によって検出されたバルブタイミングに基づいて、前記第1回目の燃料噴射量を決定することを特徴とする火花点火式内燃機関の制御装置。

10

【請求項5】

請求項4記載の火花点火式内燃機関の制御装置において、

前記制御手段は、前記バルブタイミング検出手段によって検出された現在のバルブタイミングが、バルブタイミングの目標値に到達するまでの期間は、現在の運転条件における点火時期の設定値よりも点火時期を遅角するように制御することを特徴とする火花点火式内燃機関の制御装置。

【請求項6】

請求項1記載の火花点火式内燃機関の制御装置において、

20

前記高負荷運転とは、前記火花点火機関の吸入空気量を制御するために備えられたスロットルの開度を全開にしている時、もしくは現在の運転条件において最も熱効率が高くなる最適点火時期よりも実際の点火時期を遅角側に設定している時、のうちのいずれかであることを特徴とする火花点火式内燃機関の制御装置。

【請求項7】

請求項1記載の火花点火式内燃機関の制御装置において、

前記火花点火機関は、ノックを検出するノック検出手段を備え、

前記制御手段は、前記ノック検出手段によってノックが生じていると判定された時に、前記第1回目の燃料噴射の噴射量を増量するように制御することを特徴とする火花点火式内燃機関の制御装置。

30

【請求項8】

請求項7記載の火花点火式内燃機関の制御装置において、

前記制御手段は、前記ノック検出手段によってノックが生じていると判定された時に、前記第1回目の燃料噴射の噴射量を増量するように制御するとともに、前記負のオーバーラップ期間を長期化するように制御することを特徴とする火花点火式内燃機関の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、火花点火機関の制御装置に係り、特に、筒内噴射式の火花点火機関の高圧縮比化や小型化時に用いるに好適な制御装置に関する。

40

【背景技術】

【0002】

自動車等に使用される火花点火式内燃機関（エンジン）の燃費性能向上策として、エンジンの高圧縮比化や小型化（ダウンサイジング）が注目されている。高圧縮比化して理論熱効率を向上させること、またダウンサイジングに過給を組合わせてポンプ損失やフリクションを低減させることによって、エンジンの燃費を低減することが可能となる。しかし、これらのエンジンは、通常のエンジンと比較して圧縮 - 膨張行程中に燃焼室内が高温、高圧状態となるため、高負荷運転時にはノックが生じやすいものである。

【0003】

通常、ノックを回避するために、高負荷運転時には点火時期を遅角化（リタード）して

50

燃焼室の高温・高圧化を回避する。しかし、その場合、最も熱効率が高くなる最適点火時期と実際の点火時期との差が大きくなり、熱効率が落ちることになる。その結果、高圧縮比化やダウンサイジングが持つ本来の燃費改善効果を得ることができない。

【0004】

高負荷運転時におけるノックを回避するものとして、第1に、燃焼室内に残存する残留ガスを吸引する装置を設け、高負荷運転時に高温の残留ガスを吸引することにより、燃焼室内の圧縮端温度の上昇を抑制し、熱効率を落とさずにノックを回避するものが知られている（例えば、特許文献1参照）。

【0005】

また、第2に、筒内噴射式（D I）エンジンにおいて、ノック検出時に燃料の分割噴射を行い、少なくとも1回は圧縮行程に噴射することで筒内噴射による気化冷却効果を最大限に活用し、ノックを回避するものが知られている（例えば、特許文献2参照）。

【0006】

【特許文献1】特開2006-77711号公報

【特許文献2】特開2006-329158号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

しかしながら、特許文献1記載のものでは、残留ガスの吸引装置が必要となり、実用的でないという問題がある。

【0008】

また、特許文献2記載のものでは、圧縮行程噴射では成層燃焼となるため、すずが増加し、排気ガスが悪化するという問題がある。

【0009】

ここで、火花点火エンジンにおけるノックは、火炎伝播途中で未燃混合気（エンドガス）部の温度、圧力が上昇して自己着火に至ることによって生じる。従って、燃焼室内に温度の不均一が存在する場合、より高温な場所（ホットスポット）からノックが発生することになる。

【0010】

燃焼室内の温度の不均一を生じさせる要因として、内部EGR（高温残留ガス）の存在が挙げられる。吸気行程から圧縮行程の間に内部EGRと新気（空気）とを完全に混合させ、燃焼室内混合気を均質化することは極めて困難である。そのため、火炎伝播時においてエンドガス部にホットスポットが生成し、これがノック発生の一因となる。すなわち、火花点火エンジンにおいて耐ノック性を向上するためには、内部EGRに起因するホットスポットをなくすることが重要となる。

【0011】

D Iエンジンにおいて、燃料の気化潜熱による冷却効果を最大限に得るためには、吸気行程終盤もしくは圧縮行程に燃料噴射を行うのが有効である。しかし、その場合、空気と内部EGRの混合気に向けて燃料噴射を行うため、混合気の平均温度を低下させる効果は大きいものの、ノック発生の原因となるホットスポットをなくすことは困難である。

【0012】

本発明の目的は、残留ガスの吸引装置等を用いることなく、また、圧縮行程噴射による排気ガスの悪化を生じさせることなく、かつ、熱効率を減少させずに高負荷時のノックを回避することができる火花点火式内燃機関の制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0013】

（1）上記目的を達成するために、本発明は、筒内噴射式の、火花点火式内燃機関の制御装置であって、前記火花点火式内燃機関は、吸気弁及び排気弁の開閉時期を制御可能な可変動弁機構を備え、前記火花点火機関が高負荷運転する時に、燃料を複数回に分割して噴射するとともに、第1回目の燃料噴射を、吸気上死点を含み、前記吸気弁及び前記排気

10

20

30

40

50

弁が共に開いている正のオーバーラップ期間中、又は、前記吸気弁及び前記排気弁が共に閉じている負のオーバーラップ期間中に、前記火花点火機関の燃焼室内に存在する内部 EGR へ向けて行う制御手段を備え、前記制御手段は、前記第 1 回目の燃料噴射を、排気行程が終了する吸気上死点を基準として、クランク角で  $-15^{\circ}$  から  $+15^{\circ}$  の間に開始するようにしたものである。

かかる構成により、残留ガスの吸引装置等を用いることなく、また、圧縮行程噴射による排気ガスの悪化を生じさせることなく、かつ、熱効率を減少させずに高負荷時のノックを回避することができるものとなる。

【0015】

(2) 上記(1)において、好ましくは、前記制御手段は、前記第 1 回目の燃料噴射を排気行程が終了する吸気上死点近傍に開始するように制御ようにしたものである。

10

【0018】

(3) 上記(2)において、好ましくは、前記制御手段は、前記吸気弁が開く時期が吸気上死点よりも遅角側になるように前記可変動弁を制御して、前記負のオーバーラップ期間が吸気上死点より遅角側になるよう設定するとともに、前記第 1 回目の燃料噴射を前記負のオーバーラップ期間に開始するように制御するようにしたものである。

【0019】

(4) 上記(2)において、好ましくは、前記火花点火機関は、現在のバルブタイミングを検出するバルブタイミング検出手段を備え、前記制御手段は、前記火花点火機関が高負荷運転する時に、前記バルブタイミング検出手段によって検出されたバルブタイミングに基づいて、前記第 1 回目の燃料噴射量を決定するようにしたものである。

20

【0020】

(5) 上記(4)において、好ましくは、前記制御手段は、前記バルブタイミング検出手段によって検出された現在のバルブタイミングが、バルブタイミングの目標値に到達するまでの期間は、現在の運転条件における点火時期の設定値よりも点火時期を遅角するように制御するようにしたものである。

【0021】

(6) 上記(1)において、好ましくは、前記高負荷運転とは、前記火花点火機関の吸入空気量を制御するために備えられたスロットルの開度を全開にしている時、もしくは現在の運転条件において最も熱効率が高くなる最適点火時期よりも実際の点火時期を遅角側に設定している時、のうちのいずれかである。

30

【0022】

(7) 上記(1)において、好ましくは、前記火花点火機関は、ノックを検出するノック検出手段を備え、前記制御手段は、前記ノック検出手段によってノックが生じていると判定された時に、前記第 1 回目の燃料噴射の噴射量を増量するように制御するようにしたものである。

【0023】

(8) 上記(7)において、好ましくは、前記制御手段は、前記ノック検出手段によってノックが生じていると判定された時に、前記第 1 回目の燃料噴射の噴射量を増量するように制御するとともに、前記負のオーバーラップ期間を長期化するように制御するようにしたものである。

40

【発明の効果】

【0026】

本発明によれば、残留ガスの吸引装置等を用いることなく、また、圧縮行程噴射による排気ガスの悪化を生じさせることなく、かつ、熱効率を減少させずに高負荷時のノックを回避することができるものとなる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0027】

以下、図 1 ~ 図 7 を用いて、本発明の第 1 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成及び動作について説明する。

50

最初に、図 1 を用いて、本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置を自動車用ガソリンエンジンに適用させたシステムの構成について説明する。

図 1 は、本発明の第 1 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置を自動車用ガソリンエンジンに適用させたシステムの構成を示すシステム構成図である。

【 0 0 2 8 】

エンジン 1 0 0 は、火花点火式燃焼を実施する自動車用ガソリンエンジンである。吸入空気量を計測するエアフローセンサ 1 と、吸気流量を調整する電子制御スロットル 2 とが、吸気管 6 の各々の適宜位置に備えられている。また、エンジン 1 0 0 には、シリンダ 7 とピストン 1 4 とで囲われる燃焼室に燃料を噴射するインジェクタ 3 と、点火エネルギーを供給する点火プラグ 4 と、がシリンダ 7 の各々の適宜位置に備えられている。また、筒内に流入する吸入ガスを調整する吸気バルブ 5 a と筒内から排出される排気ガスを調整する排気バルブ 5 b とから構成される可変バルブ 5 と、がシリンダ 7 の各々の適宜位置に備えられている。可変バルブ 5 を調整することにより、筒内の E G R 量を調整する。

10

【 0 0 2 9 】

さらに、排気を浄化する三元触媒 1 0 と、空燃比検出器の一態様であって、三元触媒 1 0 の上流側にて排気空燃比を検出する空燃比センサ 9 と、排気温度検出器の一態様であって、三元触媒 1 0 の上流側にて排気温度を計測する排気温度センサ 1 1 とが排気管 8 の各々の適宜位置に備えられる。また、クランク軸 1 2 には、回転角度を算出するためのクランク角度センサ 1 3 が備えられている。また、燃焼室に形成される混合気の流動強度を調整可能なスワール弁 1 5 を備えている。

20

【 0 0 3 0 】

エアフローセンサ 1 と空燃比センサ 9 と排気温度センサ 1 1 とクランク角センサ 1 3 とから得られる信号は、エンジンコントロールユニット ( E C U ) 2 0 に送られる。また、アクセル開度センサ 1 7 から得られる信号が E C U 2 0 に送られる。アクセル開度センサ 1 7 は、アクセルペダルの踏み込み量、すなわち、アクセル開度を検出する。E C U 2 0 は、アクセル開度センサ 1 7 の出力信号に基づいて、要求トルクを演算する。すなわち、アクセル開度センサ 1 7 は、エンジンへの要求トルクを検出する要求トルク検出センサとして用いられる。また、E C U 2 0 は、クランク角度センサ 1 3 の出力信号に基づいて、エンジンの回転速度を演算する。E C U 2 0 は、上記各種センサの出力から得られるエンジンの運転状態に基づき、空気流量、燃料噴射量、点火時期のエンジンの主要な作動量を最適に演算する。

30

【 0 0 3 1 】

E C U 2 0 で演算された燃料噴射量は開弁パルス信号に変換され、インジェクタ 3 に送られる。また、E C U 2 0 で演算された点火時期で点火されるように、点火プラグ駆動信号が点火プラグ 4 に送られる。また、E C U 2 0 で演算されたスロットル開度は、スロットル駆動信号として電子制御スロットル 2 に送られる。また、E C U 2 0 で演算された可変バルブの作動量は、可変バルブ駆動信号として、可変バルブ 5 へ送られる。

【 0 0 3 2 】

吸気管 6 から吸気バルブ 5 a を経てシリンダ 7 内に流入した空気に対し、燃料が噴射され、混合気を形成する。混合気は所定の点火時期で点火プラグ 4 から発生される火花により爆発し、その燃焼圧によりピストンを押し下げてエンジンの駆動力となる。更に、爆発後の排気ガスは排気管 8 を経て、三元触媒 1 0 に送りこまれ、排気成分は三元触媒 1 0 内で浄化され、外部へと排出される。

40

【 0 0 3 3 】

次に、図 2 を用いて、本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成について説明する。

図 2 は、本発明の第 1 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成を示すシステムブロック図である。

【 0 0 3 4 】

エアフローセンサ 1、空燃比センサ 9、排気温度センサ 1 1、クランク角センサ 1 3 の

50

出力信号は、E C U 2 0 の入力回路 2 0 a に入力する。但し、入力信号はこれらだけに限られない。入力された各センサの入力信号は入出力ポート 2 0 b 内の入力ポートに送られる。入力ポート 2 0 b に送られた値は、R A M 2 0 c に保管され、C P U 2 0 e で演算処理される。演算処理内容を記述した制御プログラムは、R O M 2 0 d に予め書き込まれている。

#### 【 0 0 3 5 】

制御プログラムに従って演算された各アクチュエータの作動量を示す値は、R A M 2 0 c に保管された後、入出力ポート 2 0 b 内の出力ポートに送られ、各駆動回路を経て各アクチュエータに送られる。本実施形態の場合は、駆動回路として、電子スロットル駆動回路 2 0 f、インジェクタ駆動回路 2 0 g、点火出力回路 2 0 h、可変バルブ駆動回路 2 0 j がある。各回路は、それぞれ、電子制御スロットル 2、インジェクタ 3、点火プラグ 4、可変バルブ 5 を制御する。本実施形態においては、E C U 2 0 内に上記駆動回路を備えた装置であるが、これに限るものではなく、上記駆動回路のいずれかを E C U 2 0 内に備えるものであってもよい。

10

#### 【 0 0 3 6 】

E C U 2 0 は、高負荷運転領域とそれ以外の通常運転領域とで燃料噴射方法を切り替える。高負荷運転領域では、高負荷用燃料噴射制御を行うことでノックを抑制し、点火リタード制御による効率の低下を防止する。特に、本実施形態にかかる E C U 2 0 は、高負荷運転時に、燃料を上死点近傍で噴射し、高温の内部 E G R を集中的に冷却することで、燃焼室内の局所的な高温化（ホットスポットの生成）を抑制する。その結果、高負荷運転時のノックを抑制することが可能となる。

20

#### 【 0 0 3 7 】

次に、図 3 を用いて、本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における高負荷運転領域について説明する。

図 3 は、本発明の第 1 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における高負荷運転領域の説明図である。

#### 【 0 0 3 8 】

高負荷運転領域 H i - L o a d は、エンジントルク T e とエンジン回転数 N e のマップ上で予め規定されており、図 2 の R O M 2 0 d の中に保持されている。E C U 2 0 は、エンジントルクとエンジン回転数から、現在の運転条件が高負荷運転領域 H i - L o a d であるか、通常運転領域 N o r m a l であるかを判定する。

30

#### 【 0 0 3 9 】

この領域を規定する基準としては、例えば、全ての領域において高負荷用燃料噴射を行わないと仮定した場合に、各運転条件において熱効率が最も高くなる最適点火時期（M B T）と実際に設定する点火時期が等しい領域を通常運転領域、両者の値に差がある領域を高負荷運転領域とする。

#### 【 0 0 4 0 】

高負荷運転とは、火花点火機関の吸入空気量を制御するために備えられたスロットルの開度を全開にしている時、もしくは現在の運転条件において最も熱効率が高くなる最適点火時期よりも実際の点火時期を遅角側に設定している時である。

40

#### 【 0 0 4 1 】

次に、図 4 ～図 7 を用いて、本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における燃料噴射方法について説明する。

最初に、図 4 を用いて、本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における燃料噴射制御内容について説明する。

図 4 は、本発明の第 1 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における燃料噴射制御内容を示すフローチャートである。

#### 【 0 0 4 2 】

図 4 に示す制御内容は、E C U 2 0 によって、所定の周期で繰り返し実行される。

50

## 【 0 0 4 3 】

ステップ S 1 1 0 において、E C U 2 0 は、現在のエンジン運転条件に関する情報（エンジン回転数、エンジントルクなど）を読み込む。

## 【 0 0 4 4 】

次に、ステップ S 1 2 0 において、E C U 2 0 は、予め記憶されたマップなどから、現在の運転条件が高負荷運転領域であるか否かを判定する。高負荷領域でない場合は、通常運転領域であると判断し、ステップ 1 3 0 において、E C U 2 0 は、通常燃料噴射制御を行う。通常燃料噴射制御の内容については、図 5 を用いて後述する。

## 【 0 0 4 5 】

これに対し、高負荷領域である場合、ステップ 1 4 0 において、E C U 2 0 は、高負荷用噴射制御 A を行う。通常燃料噴射制御の内容については、図 6 を用いて後述する。

10

## 【 0 0 4 6 】

次に、図 5 を用いて、本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による通常運転領域での燃料噴射制御内容について説明する。

図 5 は、本発明の第 1 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による通常運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

## 【 0 0 4 7 】

図 5 において、横軸は時間  $t$  を示している。図 5 ( A ) の縦軸はバルブリフト量  $L_v$  を示している。なお、図 5 ( A ) において、実線  $V - E X T$  は排気バルブのリフト量を示し、実線  $V - I N T$  は吸気バルブのリフト量を示している。また、排気バルブと吸気バルブとの両方が開いている期間が、バルブオーバーラップ期間  $V - o v l p$  である。図 5 ( B ) の縦軸は、シリンダ内圧力  $P_c$  を示している。図 5 ( C ) の縦軸は、燃料噴射信号  $I n j$  を示している。

20

## 【 0 0 4 8 】

図 5 ( A ) の実線  $V - E X T$  に示すように、排気バルブは、膨張行程 (  $E X P$  ) の終盤で開き始め、吸気行程 (  $I N T$  ) の初盤で閉じる。また、図 5 ( A ) の実線  $V - I N T$  に示すように、吸気バルブは、排気行程 (  $E X T$  ) の終盤で開き始め、圧縮行程 (  $C M P$  ) の初盤で閉じる。従って、排気バルブと吸気バルブとの両方が開いているバルブオーバーラップ期間  $V - o v l p$  が存在する。

## 【 0 0 4 9 】

図 5 ( B ) の実線は、シリンダ内圧力  $P_c$  の変化を示している。

30

## 【 0 0 5 0 】

図 5 ( C ) に示すように、E C U 2 0 は、通常運転領域では、通常燃料噴射制御を行う。具体的には、充填効率の確保や混合気の均質化の観点から、基本的に吸気行程 (  $I N T$  ) の中盤で燃料噴射を行う。

## 【 0 0 5 1 】

次に、図 6 を用いて、本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容について説明する。

図 6 は、本発明の第 1 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

40

## 【 0 0 5 2 】

図 6 において、横軸は時間  $t$  を示している。図 6 ( A ) の縦軸はバルブリフト量  $L_v$  を示している。なお、図 6 ( A ) において、実線  $V - E X T$  は排気バルブのリフト量を示し、実線  $V - I N T$  は吸気バルブのリフト量を示している。また、排気バルブと吸気バルブとの両方が開いている期間が、バルブオーバーラップ期間  $V - o v l p$  である。図 6 ( B ) の縦軸は、シリンダ内圧力  $P_c$  を示している。図 6 ( C ) の縦軸は、燃料噴射信号  $I n j$  を示している。

## 【 0 0 5 3 】

図 6 ( A ) の実線  $V - E X T$  に示すように、排気バルブは、膨張行程 (  $E X P$  ) の終盤で開き始め、吸気行程 (  $I N T$  ) の初盤で閉じる。また、図 6 ( A ) の実線  $V - I N T$  に

50

示すように、吸気バルブは、排気行程（E X T）の終盤で開き始め、圧縮行程（C M P）の初盤で閉じる。従って、排気バルブと吸気バルブとの両方が開いているバルブオーバーラップ期間 V - o v l p が存在する。

【 0 0 5 4 】

図 6（B）の実線は、シリンダ内圧力 P c の変化を示している。

【 0 0 5 5 】

図 6（C）に示すように、E C U 2 0 は、高負荷運転領域では、高負荷用燃料噴射制御 A を行う。具体的には、燃料噴射を 2 回に分割し、第 1 回目の噴射（第 1 噴射）I N J 1 の開始を上死点近傍とし、第 2 回目の噴射（第 2 噴射）I N J 2 の開始を吸気行程中盤から終盤に設定する。第 1 噴射 I N J 1 は内部 E G R へ向けた噴射を狙ったもので、気化冷却効果により効率的に内部 E G R のみを冷却し、燃焼室内でのホットスポットの生成を抑制する。第 2 噴射 I N J 2 は、空気と内部 E G R の混合気を冷却し、燃焼室内の平均温度を低下させる。また、全ての燃料を吸気バルブが閉じるまでに噴射し終えることで、充填効率（トルク）を確保するとともに、燃料と新気の混合時間を確保して混合気の均質化を図り、排気の悪化を防止している。

【 0 0 5 6 】

次に、図 7 を用いて、本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による高負荷運転領域における、第 1 噴射時の燃焼室内の状態について説明する。

図 7 は、本発明の第 1 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による高負荷運転領域における、第 1 噴射時の燃焼室内の状態の説明図である。なお、図 1 と同一符号は、同一部分を示している。

【 0 0 5 7 】

上死点 T D C の近傍で燃料噴射を行うため、燃焼室に存在するガスの大部分が高温の内部 E G R（I n t - E G R）である。そのため、インジェクタ 3 から噴射する第 1 噴射 I N J 1 の冷却効果を内部 E G R に対してのみに適用することができる。

【 0 0 5 8 】

ここで、内部 E G R のみを効率的に冷却するためには、第 1 噴射開始時期を上死点前 1 5 ° から上死点後 1 5 ° の範囲となるように制御する必要がある。図 6（A）に示したバルブオーバーラップ期間 V - o v l p が上死点前 1 5 ° から上死点後 1 5 ° の範囲である。第 1 噴射の開始時期は、バルブオーバーラップ期間 V - o v l p 内であって、図 6（C）に示したように、吸気上死点 T D C - i 付近とする。

【 0 0 5 9 】

このように、上死点近傍にて燃料噴射をすると、ピストンとインジェクタとの距離が近いためにピストンへの燃料付着が生じやすい。そこで、図 6（C）に示したように、第 2 噴射量（噴射パルス幅）I N J 2 に対して、第 1 噴射量（噴射パルス幅）I N J 1 を少なくすることで、燃料噴霧のペネトレーションを制御し、ピストンへの燃料付着を避けることができる。

【 0 0 6 0 】

以上説明したように、本実施形態によれば、高負荷領域において排気行程が終了する上死点近傍で燃料噴射を行い、内部 E G R を効率的に冷却することによって、燃焼室内のホットスポットの生成を抑え、ノックを抑制することができる。従って、点火リタード制御による熱効率およびトルクの低下を抑えることが可能となる。

【 0 0 6 1 】

また、残留ガスの吸引装置も不要である。

【 0 0 6 2 】

さらに、第 2 噴射 I N J 2 の開始を吸気行程中盤から終盤としているため、すすの増加による排気ガスの悪化の問題も解消できる。

【 0 0 6 3 】

次に、図 8 及び図 9 を用いて、本発明の第 2 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成及び動作について説明する。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装

10

20

30

40

50



置を自動車用ガソリンエンジンに適用させたシステムの構成は、図 1 と同様である。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成は、図 2 と同様である。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における高負荷運転領域は、図 3 と同様である。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における燃料噴射制御内容は、図 4 と同様である。

【 0 0 6 4 】

図 8 は、本発明の第 2 の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。図 9 は、本発明の第 2 の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による高負荷運転領域における、第 1 噴射時の燃焼室内の状態の説明図である。なお、図 9 において、図 1 と同一符号は、同一部分を示している。

10

【 0 0 6 5 】

本実施形態では、第 1 の実施形態とは、高負荷運転領域での燃料噴射制御内容が相違している。

【 0 0 6 6 】

図 8 において、横軸は時間  $t$  を示している。図 8 ( A ) の縦軸はバルブリフト量  $L_v$  を示している。なお、図 8 ( A ) において、実線  $V - E X T$  は排気バルブのリフト量を示し、実線  $V - I N T$  は吸気バルブのリフト量を示している。また、排気バルブと吸気バルブとの両方が開いている期間が、バルブオーバーラップ期間  $V - o v l p$  である。図 8 ( B ) の縦軸は、シリンダ内圧力  $P_c$  を示している。図 8 ( C ) の縦軸は、燃料噴射信号  $I n j$

20

【 0 0 6 7 】

図 8 ( A ) の実線  $V - E X T$  に示すように、排気バルブは、膨張行程 (  $E X P$  ) の終盤で開き始め、吸気行程 (  $I N T$  ) の初盤で閉じる。また、図 8 ( A ) の実線  $V - I N T$  に示すように、吸気バルブは、排気行程 (  $E X T$  ) の終盤で開き始め、圧縮行程 (  $C M P$  ) の初盤で閉じる。従って、排気バルブと吸気バルブとの両方が開いているバルブオーバーラップ期間  $V - o v l p$  が存在する。

【 0 0 6 8 】

図 8 ( B ) の実線は、シリンダ内圧力  $P_c$  の変化を示している。

【 0 0 6 9 】

図 8 ( C ) に示すように、 $E C U 2 0$  は、高負荷運転領域では、高負荷用燃料噴射制御  $B$  を行う。具体的には、燃料噴射を 2 回に分割し、第 1 噴射  $I N J 1$  の開始を排気弁が閉じた直後としている。第 2 噴射  $I N J 2$  の開始は、第 1 の実施形態と同様に、吸気行程中盤から終盤に設定する。また、点火  $S P K$  の時期は、圧縮行程の終盤としている。

30

【 0 0 7 0 】

第 1 の実施形態同様、第 1 噴射  $I N J 1$  は内部  $E G R$  へ向けた噴射を行うことで、燃焼室内でのホットスポットの生成を抑制し、第 2 噴射  $I N J 2$  は、空気と内部  $E G R$  の混合気を冷却し、燃焼室内の平均温度を低下させる。また、全ての燃料を吸気バルブが閉じるまでに噴射し終えることで、充填効率 ( トルク ) を確保するとともに、燃料と新気の混合時間を確保して混合気の均質化を図り、排気の悪化を防止している。

40

【 0 0 7 1 】

次に、図 9 を用いて、本実施形態による高負荷運転領域における、第 1 噴射時の燃焼室内の状態について説明する。本実施形態では、排気バルブが閉じた後に第 1 燃料噴射  $I N J 1$  を開始するため、燃料がそのまま排気バルブ 8 を通って排気管へ吹き抜けることを防止できる。さらに、上死点よりもピストンが下がった状態で燃料噴射を開始することになるため、ピストンへの燃料付着が起こりにくくなり第 1 噴射量を増量できる。従って、より大きい内部  $E G R$  冷却効果を得ることが可能となる。

【 0 0 7 2 】

本実施形態によれば、高負荷領域において排気バルブが閉じた直後に燃料噴射を開始して内部  $E G R$  を効率的に冷却することによって、燃焼室内のホットスポットの生成を抑え

50

てノックを抑制できると同時に、排気管への燃料の吹き抜けを防止し、排気や燃費の悪化を避けることができる。

【 0 0 7 3 】

また、第 1 噴射量を増量して、内部 E G R の冷却効果を大きくすることができる。

【 0 0 7 4 】

また、残留ガスの吸引装置も不要である。

【 0 0 7 5 】

さらに、第 2 噴射 I N J 2 の開始を吸気行程中盤から終盤としているため、すすの増加による排気ガスの悪化の問題も解消できる。

【 0 0 7 6 】

次に、図 1 0 ~ 図 1 2 を用いて、本発明の第 3 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成及び動作について説明する。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置を自動車用ガソリンエンジンに適用させたシステムの構成は、図 1 と同様である。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成は、図 2 と同様である。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における高負荷運転領域は、図 3 と同様である。

【 0 0 7 7 】

図 1 0 は、本発明の第 3 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における燃料噴射制御内容を示すフローチャートである。図 1 1 は、本発明の第 3 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。図 1 2 は、本発明の第 3 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による高負荷運転領域における、第 1 噴射時の燃焼室内の状態の説明図である。なお、図 1 2 において、図 1 と同一符号は、同一部分を示している。

【 0 0 7 8 】

本実施形態では、第 1 や第 2 の実施形態とは、高負荷運転領域での燃料噴射制御および可変バルブ制御内容が相違している。

【 0 0 7 9 】

最初に、図 1 0 により、本実施形態による燃料噴射制御および可変バルブ制御処理の内容について説明する。図 1 0 に示す制御内容は、E C U 2 0 によって、所定の周期で繰り返し実行される。

【 0 0 8 0 】

ステップ S 1 1 0 において、E C U 2 0 は、現在のエンジン運転条件に関する情報（エンジン回転数、エンジントルクなど）を読み込む。

【 0 0 8 1 】

次に、ステップ S 1 2 0 において、E C U 2 0 は、予め記憶されたマップなどから、現在の運転条件が高負荷運転領域であるか否かを判定する。高負荷領域でない場合は、通常運転領域であると判断し、ステップ S 1 3 0 において、E C U 2 0 は、通常燃料噴射制御を行う。そして、ステップ S 1 5 0 において、E C U 2 0 は、通常バルブ制御を行う。

【 0 0 8 2 】

これに対し、ステップ S 1 2 0 で高負荷領域であると判定された場合、ステップ S 1 4 0 C において、E C U 2 0 は、高負荷用噴射制御 C を行う。そして、ステップ S 1 6 0 において、E C U 2 0 は、高負荷用バルブ制御を行う。

【 0 0 8 3 】

次に、図 1 1 において、横軸は時間  $t$  を示している。図 1 1 ( A ) の縦軸はバルブリフト量  $L_v$  を示している。なお、図 1 1 ( A ) において、実線  $V - E X T$  は排気バルブのリフト量を示し、実線  $V - I N T$  は吸気バルブのリフト量を示している。また、排気バルブと吸気バルブとの両方が閉じている期間が、負のバルブオーバーラップ期間  $V - m i - o v l p$  である。図 1 1 ( B ) の縦軸は、シリンダ内圧力  $P_c$  を示している。図 1 1 ( C ) の縦軸は、燃料噴射信号  $I n j$  を示している。

【 0 0 8 4 】

E C U 2 0 は、高負荷運転領域では、高負荷用バルブ制御を行う。具体的には、図 1 1

10

20

30

40

50

(A)の実線V - I N Tに示すように、吸気バルブの開く時期を遅角化し、吸気バルブ及び排気バルブがともに閉じている期間である、負のオーバーラップ期間V - m i - o v l pを設けるよう、可変バルブを制御する。この時、図11(A)の実線V - E X Tに示すように、排気バルブが閉じる時期は、内部E G Rが出来る限り燃焼室内に残留しないよう、吸気上死点T D C - i近傍に設定されている。

【0085】

図11(B)の実線は、シリンダ内圧力P cの変化を示している。

【0086】

図11(C)に示すように、E C U 2 0は、高負荷運転領域では、高負荷用燃料噴射制御Cを行う。具体的には、燃料噴射を分割し、第1噴射I N J 1の開始を負のオーバーラップ期間V - m i - o v l pに設定し、第2噴射I N J 2の開始は、第1や第2の実施形態と同様に、吸気行程中盤から終盤に設定する。

10

【0087】

第1や第2の実施形態と同様に、第1噴射I N J 1は内部E G Rへ向けた噴射を行うことで、燃焼室内でのホットスポットの生成を抑制し、第2噴射I N J 2は、空気と内部E G Rの混合気を冷却し、燃焼室内の平均温度を低下させる。また、全ての燃料を吸気バルブが閉じるまでに噴射し終えることで、充填効率(トルク)を確保するとともに、燃料と新気の混合時間を確保して混合気の均質化を図り、排気の悪化を防止している。

【0088】

次に、図12を用いて、本実施形態による高負荷運転領域における、第1噴射時の燃焼室内の状態について説明する。本実施形態では、排気バルブの閉時期を吸気上死点T D C - iの近傍とし、吸気バルブの開時期を吸気上死点よりも遅角化することにより、上死点より後に負のオーバーラップ期間V - m i - o v l pを設けている。このようなバルブタイミングに設定することで、できる限り内部E G Rを残留させずに、上死点以降も内部E G Rのみが燃焼室内に存在する状態を長期間作ることができる。その上で、第1噴射I N J 1を負のオーバーラップ期間中に開始することで、完全に内部E G Rのみへ向けた噴射が可能となり、燃料の気化冷却効果を全て内部E G Rに対して適用することが可能となる。

20

【0089】

また、排気バルブが閉じた後に燃料噴射を開始するため、燃料がそのまま排気バルブを通して排気管へ吹き抜けることを防止できる。さらに、上死点よりもピストンが下がった状態で燃料噴射を開始することになるため、ピストンへの燃料付着が起こりにくくなり第1噴射量を増量できる。従って、より大きい内部E G R冷却効果を得ることが可能となる。

30

【0090】

さらに、吸気バルブを遅開きにすることにより、吸気行程初期に燃焼室内が負圧となるため、吸気バルブが開いた直後における、吸気管から燃焼室へ吸入される空気の流速が大きくなる。この現象により、燃焼室内に強い流動(乱れ)が生成されて内部E G Rと空気との混合が促進され、ホットスポットの生成を抑えることもできる。

【0091】

40

本実施形態によれば、高負荷領域において、上死点以降に負のオーバーラップ期間を設け、その期間中に第1噴射を開始することで完全に内部E G Rのみへ向けた噴射が可能となり、燃料の気化冷却効果の全てを内部E G Rに対して適用することが可能となる。これにより、燃焼室内のホットスポットの生成を抑えてノックを抑制できると同時に、排気管への燃料の吹き抜けを防止し、排気や燃費の悪化を避けることができる。

【0092】

また、第1噴射量を増量できるので、より大きい内部E G R冷却効果を得ることができる。

【0093】

さらに、吸気バルブを遅開きにすることにより、ホットスポットの生成を抑えることも

50

できる。

【 0 0 9 4 】

また、残留ガスの吸引装置も不要である。

【 0 0 9 5 】

さらに、第 2 噴射 I N J 2 の開始を吸気行程中盤から終盤としているため、すすの増加による排気ガスの悪化の問題も解消できる。

【 0 0 9 6 】

次に、図 1 3 及び図 1 4 を用いて、本発明の第 4 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成及び動作について説明する。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置を自動車用ガソリンエンジンに適用させたシステムの構成は、図 1 と同様である。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成は、図 2 と同様である。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における高負荷運転領域は、図 3 と同様である。

10

【 0 0 9 7 】

図 1 3 は、本発明の第 4 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における燃料噴射制御内容を示すフローチャートである。図 1 4 は、本発明の第 4 の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

【 0 0 9 8 】

図 1 0 ~ 図 1 2 にて説明した第 3 の実施形態では、1 サイクルおきに設定を切り替えることが可能な燃料噴射制御（第 1 噴射量制御）に対し、同じく 1 サイクルおきに設定を切り替えることが可能な高応答の可変バルブ機構を想定していたため、両者の目標値を同時に切り替えることが可能であった。

20

【 0 0 9 9 】

それに対して、本実施形態では、目標値を変更した際に、目標値に到達するまで最低でも数サイクルの期間を必要とする可変バルブ機構を搭載したエンジンを想定する。この場合、燃料噴射量とバルブタイミングの目標値を同時に切り替えると、燃料噴射量に対してバルブタイミングに遅れが生じ、バルブタイミングが目標値に達するまでの期間において、ピストン付着などの問題が発生する。

【 0 1 0 0 】

そこで、本実施形態では、高負荷領域での燃料噴射制御方法が、第 3 の実施形態とは異なる。具体的には、運転条件の変化などにより目標値の変更があった際、バルブタイミング（例えば排気バルブの閉じる時期）の応答速度に合わせて第 1 噴射量を徐々に増量させるとともに、バルブタイミングが目標値に達するまでの間、過渡的なロックを抑制するために、点火時期を一時的に現在の運転条件における目標値よりもリタードする。

30

【 0 1 0 1 】

最初に、図 1 3 により、本実施形態による燃料噴射制御および可変バルブ制御処理の内容について説明する。図 1 3 に示す制御内容は、E C U 2 0 によって、所定の周期で繰り返し実行される。

【 0 1 0 2 】

ステップ S 1 1 0 において、E C U 2 0 は、現在のエンジン運転条件に関する情報（エンジン回転数、エンジントルクなど）を読み込む。

40

【 0 1 0 3 】

次に、ステップ S 1 2 0 において、E C U 2 0 は、予め記憶されたマップなどから、現在の運転条件が高負荷運転領域であるか否かを判定する。高負荷領域でない場合は、通常運転領域であると判断し、ステップ S 1 3 0 において、E C U 2 0 は、通常燃料噴射制御を行う。そして、ステップ S 1 5 0 において、E C U 2 0 は、通常バルブ制御を行う。

【 0 1 0 4 】

これに対し、ステップ S 1 2 0 で高負荷領域であると判定された場合、ステップ S 1 6 0 において、E C U 2 0 は、高負荷用バルブ制御を行う。

【 0 1 0 5 】

50

次に、ステップ S 1 7 0 において、E C U 2 0 は、現在のバルブタイミングを検出する。

【 0 1 0 6 】

次に、ステップ S 1 4 0 D 1 において、E C U 2 0 は、ステップ S 1 7 0 で検出された現在のバルブタイミングに基づいて、第 1 噴射量を決定する。さらに、ステップ S 1 4 0 D 2 において、E C U 2 0 は、現在のバルブタイミングに基づいて、現在の運転条件での点火時期設定値に対する点火リタード量を決定する。

【 0 1 0 7 】

次に、図 1 4 において、横軸は時間  $t$  を示している。図 1 1 ( A ) の縦軸はバルブリフト量  $L_v$  を示している。ここでは、排気バルブの閉じるタイミングを例にして図示している。図 1 4 ( A ) において、破線は、排気バルブのバルブリフト量の指令値  $L_v - i s t$  を示している。実線は、排気バルブのバルブリフト量の実測値  $L_v - m s$  を示している。図 1 4 ( A ) に破線で示すように、排気バルブのバルブリフト量の指令値  $L_v - i s t$  を可変バルブ機構に指令を出力しても、可変バルブ機構のバルブタイミングに遅れにより、実際のバルブリフト量は、実線で示すバルブリフト量の実測値  $L_v - m s$  のように変化する。このバルブリフト量の実測値  $L_v - m s$  は、図 1 3 のステップ S 1 7 0 によって、バルブタイミングとして検出される。

【 0 1 0 8 】

また、図 1 4 ( B ) の縦軸は、燃料噴射信号  $I n j$  を示している。

【 0 1 0 9 】

図 1 4 ( B ) に示すように、E C U 2 0 は、高負荷運転領域では、高負荷用燃料噴射制御 D 及び点火時期制御を行う。具体的には、図 1 1 ( C ) と同様に、燃料噴射を分割し、第 1 噴射  $I N J 1$  の開始を負のオーバーラップ期間  $V - m i - o v l p$  に設定し、第 2 噴射  $I N J 2$  の開始は、吸気行程中盤から終盤に設定する。

【 0 1 1 0 】

ここで、膨張行程 - 排気行程 - 吸気行程 - 圧縮行程を 1 サイクルとして、通常運転領域  $N o r m a l$  から高負荷運転領域  $H - L o a d$  に切り替わった時を、第 1 サイクルとし、順次、第 2 サイクル、第 3 サイクルと続く場合、第 1 サイクルにおける第 1 噴射  $I N J 1 - 1$  の噴射量 ( 図 1 4 ( B ) における第 1 噴射  $I N J 1 - 1$  のパルスの幅 ) に対して、第 2 サイクルにおける第 1 噴射  $I N J 1 - 2$  の噴射量 ( 図 1 4 ( B ) における第 1 噴射  $I N J 1 - 2$  のパルスの幅 ) を増加させる。さらに、第 2 サイクルにおける第 1 噴射  $I N J 1 - 2$  の噴射量 ( 図 1 4 ( B ) における第 1 噴射  $I N J 1 - 2$  のパルスの幅 ) に対して、第 3 サイクルにおける第 1 噴射  $I N J 1 - 3$  の噴射量 ( 図 1 4 ( B ) における第 1 噴射  $I N J 1 - 3$  のパルスの幅 ) を増加させる。このように、バルブリフト量の応答遅れに応じて、第 1 噴射  $I N J 1$  の噴射量を徐々に増加させる。

【 0 1 1 1 】

また、点火時期について見ると、第 1 サイクルにおける点火  $S P K - 1$  の時期は、圧縮行程の終盤としている。これは、現在の運転条件における目標値  $S P K - t g t$  よりもリタードしたタイミングである。そして、第 1 サイクルにおける点火  $S P K - 1$  の時期に対して、第 2 サイクルにおける点火  $S P K - 2$  の時期を少し進角させ、現在の運転条件における目標値  $S P K - t g t$  に近づける。さらに、第 2 サイクルにおける点火  $S P K - 2$  の時期に対して、第 3 サイクルにおける点火  $S P K - 3$  の時期を進角させ、図示の状態では、現在の運転条件における目標値に一致している。

【 0 1 1 2 】

本実施形態でも、第 1 噴射  $I N J 1$  は内部  $E G R$  へ向けた噴射を行うことで、燃焼室内でのホットスポットの生成を抑制し、第 2 噴射  $I N J 2$  は、空気と内部  $E G R$  の混合気を冷却し、燃焼室内の平均温度を低下させる。

【 0 1 1 3 】

また、バルブタイミングの応答速度に合わせて、第 1 噴射量を徐々に増量させるとともに、バルブタイミングが目標値に達するまでの間、過渡的なノックを抑制するために、点

10

20

30

40

50

火時期を一時的に現在の運転条件における目標値よりもリタードする。

【0114】

本実施形態によれば、高負荷領域において、第1噴射を内部EGRに向けて噴射することで、燃料の酸化冷却効果の全てを内部EGRに対して適用することが可能となる。これにより、燃焼室内のホットスポットの生成を抑えてノックを抑制できると同時に、排気管への燃料の吹き抜けを防止し、排気や燃費の悪化を避けることができる。

【0115】

また、高負荷領域において運転条件が変化した際に、可変バルブ機構の応答性を考慮して、燃料噴射制御および点火リタード制御を行うことで、バルブタイミングが目標値に達するまでの期間における過渡的なノックや排気悪化を抑制することができる。

10

【0116】

また、残留ガスの吸引装置も不要である。

【0117】

さらに、第2噴射INJ2の開始を吸気行程中盤から終盤としているため、すすの増加による排気ガスの悪化の問題も解消できる。

【0118】

次に、図15～図18を用いて、本発明の第5の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成及び動作について説明する。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置の構成は、図2と同様である。本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における高負荷運転領域は、図3と同様である。

20

【0119】

最初に、図15を用いて、本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置を自動車用ガソリンエンジンに適用させたシステムの構成について説明する。

図15は、本発明の第1の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置を自動車用ガソリンエンジンに適用させたシステムの構成を示すシステム構成図である。なお、図1と同一符号は、同一部分を示している。

【0120】

本実施形態では、図1に示した内燃機関のシステム構成に対して、さらに、ノックセンサ15を備えたものである。ノックセンサ15は、シリンダ7の適宜位置に備えている。ノックセンサ15は、エンジン100の振動状態を計測するもので、この出力信号に基づいて、ECU20は、エンジン100においてノックが生じているか否かを判定する。

30

【0121】

次に、図16～図18を用いて、本実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による燃料噴射制御内容について説明する。

図16は、本発明の第5の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置における燃料噴射制御内容を示すフローチャートである。図17は、本発明の第5の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による通常運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。図18は、本発明の第5の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

【0122】

最初に、図16により、本実施形態による燃料噴射制御および可変バルブ制御処理の内容について説明する。図16に示す制御内容は、ECU20によって、所定の周期で繰り返し実行される。

40

【0123】

ステップS110において、ECU20は、現在のエンジン運転条件に関する情報（エンジン回転数、エンジントルクなど）を読み込む。

【0124】

次に、ステップS120において、ECU20は、予め記憶されたマップなどから、現在の運転条件が高負荷運転領域であるか否かを判定する。高負荷領域でない場合は、通常運転領域であると判断し、ステップS130において、ECU20は、通常燃料噴射制御

50

を行う。そして、ステップ S 1 5 0 において、E C U 2 0 は、通常バルブ制御を行う。

【 0 1 2 5 】

これに対し、ステップ S 1 2 0 において高負荷領域であると判定された場合、ステップ S 1 4 0 C において、E C U 2 0 は、図 1 0 及び図 1 1 にて説明したように、高負荷用噴射制御 C を行う。そして、ステップ S 1 6 0 において、E C U 2 0 は、高負荷用バルブ制御を行う。

【 0 1 2 6 】

次に、ステップ S 1 8 0 において、E C U 2 0 は、現在ノックが検出されているか否かを判定する。ノックが検出されている場合は、ステップ S 1 8 5 において、E C U 2 0 は、第 1 噴射量を増量する。その後、さらに、ステップ S 1 9 0 において、E C U 2 0 は、負のオーバーラップ期間を長期化し、さらに、ステップ S 1 8 5 において、E C U 2 0 は、現在の噴射量およびバルブタイミングの設定値を記憶する。

【 0 1 2 7 】

図 1 7 は、ノックが発生していない場合の、高負荷運転領域におけるタイムチャートである。この時の燃料噴射およびバルブの設定は、第 3 の実施形態と同様である。図 1 8 は、ノックが発生した場合の、高負荷運転領域におけるタイムチャートである。

【 0 1 2 8 】

図 1 7 及び図 1 8 において、横軸は時間  $t$  を示している。図 1 7 ( A ) 及び図 1 8 ( A ) の縦軸はバルブリフト量  $L_v$  を示している。なお、図 1 7 ( A ) 及び図 1 8 ( A ) において、実線  $V - E X T$  は排気バルブのリフト量を示し、実線  $V - I N T$  は吸気バルブのリフト量を示している。また、排気バルブと吸気バルブとの両方が閉じている期間が、負のバルブオーバーラップ期間  $V - m i - o v l p$  である。図 1 7 ( B ) 及び図 1 8 ( B ) の縦軸は、シリンダ内圧力  $P_c$  を示している。図 1 7 ( C ) 及び図 1 8 ( C ) の縦軸は、燃料噴射信号  $I n j$  を示している。

【 0 1 2 9 】

図 1 7 においては、ノックが発生していない場合であり、高負荷運転領域における、燃料噴射およびバルブの設定は、第 3 の実施形態と同様である。

【 0 1 3 0 】

図 1 8 は、ノックが発生した場合を示しており、ノックが発生すると、図 1 8 ( C ) に示すように、第 1 噴射  $I N J 1'$  の噴射量を増量する。この時、第 1 噴射量を増量した分だけ、第 2 噴射  $I N J 2'$  の噴射量を減量する。また、第 1 噴射量の増量に伴って、図 1 8 ( A ) に示すように、吸気バルブ  $V - I N T$  が開く時期を遅らせて、負のオーバーラップ期間  $V - m i - o v l p$  を長期化する。

【 0 1 3 1 】

このような制御により、エンジン 1 0 0 の経年変化や環境変化により、エンジン 1 0 0 の耐ノック性能に変化が生じた際にも、第 1 噴射量および負のオーバーラップ量を適正に制御して、壁面付着を抑えつつ内部 E G R を冷却することで、耐ノック性能を維持することが可能となる。

【 0 1 3 2 】

なお、以上の説明では、エンジンの振動を検知するノックセンサ 1 5 による検出結果に基づき、第 1 燃料噴射量や負のオーバーラップ量の変更を行ったが、筒内圧力センサ信号を用いたノック検出結果もしくはノック前兆検出結果に基づき、第 1 燃料噴射量や負のオーバーラップ量の変更を行ってもよい。

【 0 1 3 3 】

また、ノックを検出した際、第 1 燃料噴射量や負のオーバーラップ期間の変更のみによりノックを回避しているが、これら噴射およびバルブ制御を、通常の点火リタードによるノック回避制御と組み合わせて行ってもよい。

【 0 1 3 4 】

また、1 サイクルおきに設定を変更することが可能な高応答可変バルブ機構を搭載したエンジンシステムを想定したが、第 4 の実施形態のように、目標値に到達するまで最低で

10

20

30

40

50

も数サイクルの期間を必要とする可変バルブ機構を搭載したエンジンである場合は、まずバルブ制御を先行して行い、検出された現在の負のオーバーラップ量に基づいて、第1噴射量を決定するようにしてもよい。さらに、負のオーバーラップ量が目標値に達するまでの期間は、過渡時のノックを抑制するために、点火時期をリタード制御してもよい。

【0135】

以上説明したように、本実施形態によれば、ノック検出時に、第1噴射を増量し、それに応じて負のオーバーラップ期間を長期化することで、エンジンの経年変化や環境変化により、エンジンの耐ノック性能に変化が生じた際にも、燃料による冷却効果を最適に制御して、排気の悪化や熱効率の低下を抑えつつ、ノックを抑制することができる。

【0136】

また、残留ガスの吸引装置も不要である。

【0137】

さらに、第2噴射INJ2の開始を吸気行程中盤から終盤としているため、すすの増加による排気ガスの悪化の問題も解消できる。

【0138】

なお、本発明は、前記各実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された発明の精神を逸脱しない範囲で、設計において種々の変更ができる。

【図面の簡単な説明】

【0139】

【図1】本発明の第1の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置を自動車用ガソリンエンジンに適用させたシステムの構成を示すシステム構成図である。

【図2】本発明の第1の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置の構成を示すシステムブロック図である。

【図3】本発明の第1の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置における高負荷運転領域の説明図である。

【図4】本発明の第1の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置における燃料噴射制御内容を示すフローチャートである。

【図5】本発明の第1の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による通常運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

【図6】本発明の第1の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

【図7】本発明の第1の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による高負荷運転領域における、第1噴射時の燃焼室内の状態の説明図である。

【図8】本発明の第2の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

【図9】本発明の第2の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による高負荷運転領域における、第1噴射時の燃焼室内の状態の説明図である。

【図10】本発明の第3の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置における燃料噴射制御内容を示すフローチャートである。

【図11】本発明の第3の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

【図12】本発明の第3の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による高負荷運転領域における、第1噴射時の燃焼室内の状態の説明図である。

【図13】本発明の第4の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置における燃料噴射制御内容を示すフローチャートである。

【図14】本発明の第4の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

【図15】本発明の第1の実施形態による火花点火式内燃機関の制御装置を自動車用ガソリンエンジンに適用させたシステムの構成を示すシステム構成図である。

【図16】本発明の第5の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置における燃料噴射

10

20

30

40

50



制御内容を示すフローチャートである。

【図 1 7】本発明の第 5 の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による通常運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

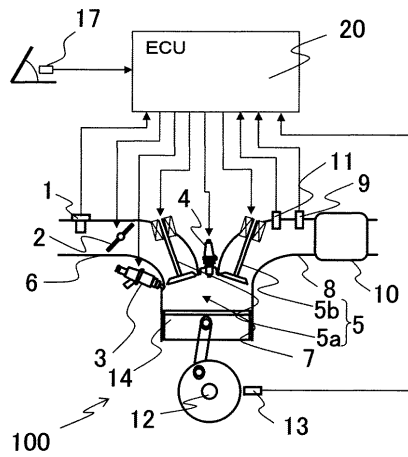
【図 1 8】本発明の第 5 の実施形態による火花点火内燃機関の制御装置による高負荷運転領域での燃料噴射制御内容を示すタイミングチャートである。

【符号の説明】

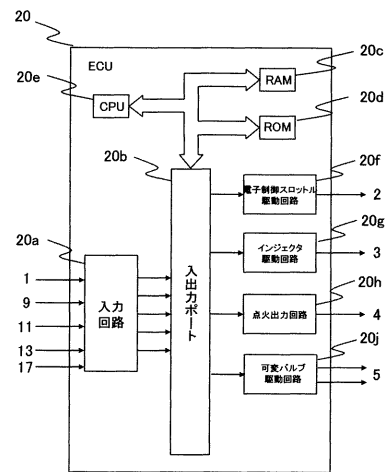
【 0 1 4 0 】

1 ... エアフローセンサ	
2 ... 電子制御スロットル	
3 ... インジェクタ	10
4 ... 点火プラグ	
5 ... 可変バルブ	
5 a ... 吸気バルブ	
5 b ... 排気バルブ	
6 ... 吸気管	
7 ... シリンダ	
8 ... 排気管	
9 ... 空燃比センサ	
1 0 ... 三元触媒	
1 1 ... 排気温度センサ	20
1 2 ... クランク軸	
1 3 ... クランク角度センサ	
1 4 ... ピストン	
1 5 ... ノックセンサ	
2 0 ... E C U	
1 0 0 ... エンジン	
2 0 1 ... 入力回路	
2 0 2 ... 入力ポート	
2 0 3 ... R A M	
2 0 4 ... R O M	30
2 0 5 ... C P U	
2 0 6 ... 電子スロットル開路	
2 0 7 ... インジェクタ駆動回路	
2 0 8 ... 点火出力回路	
2 0 9 ... 可変バルブ駆動回路	

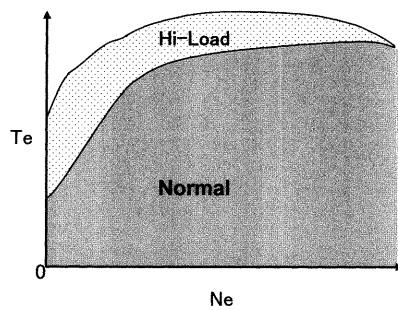
【図 1】



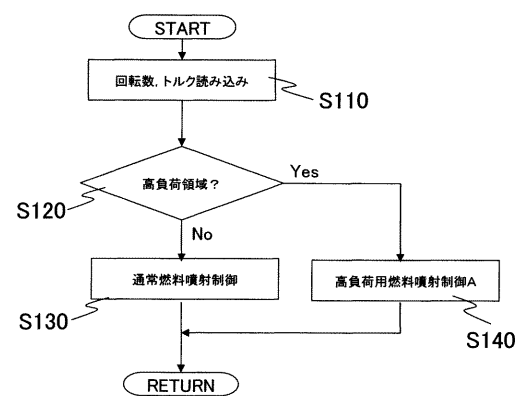
【図 2】



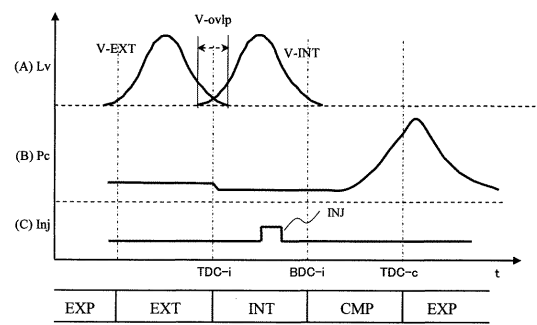
【図 3】



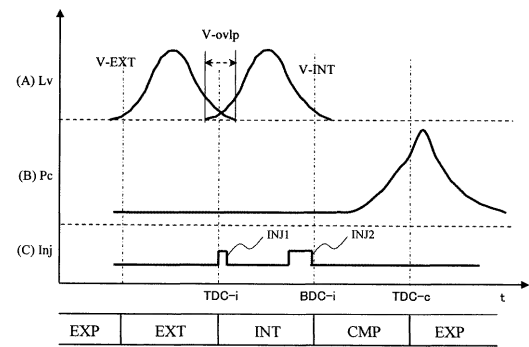
【図 4】



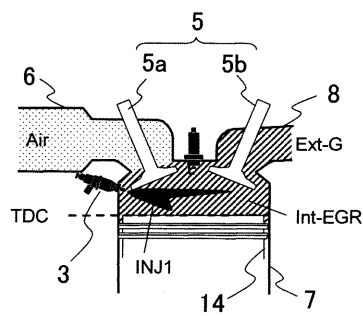
【図 5】



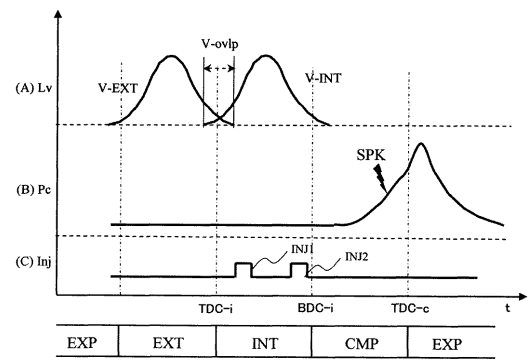
【図 6】



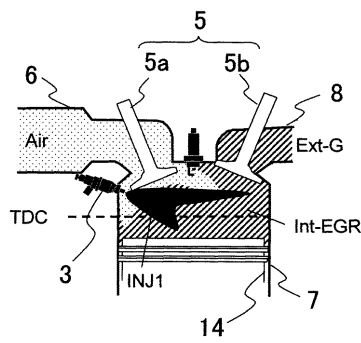
【図 7】



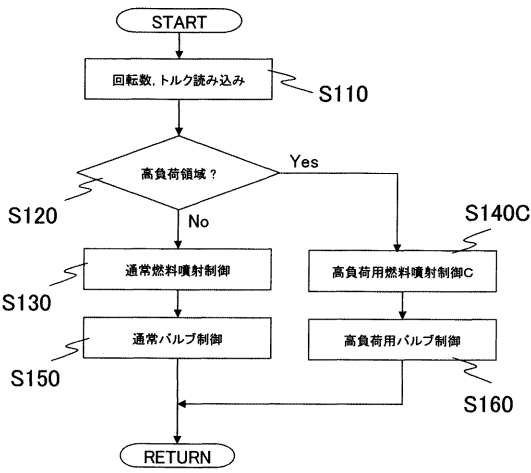
【図 8】



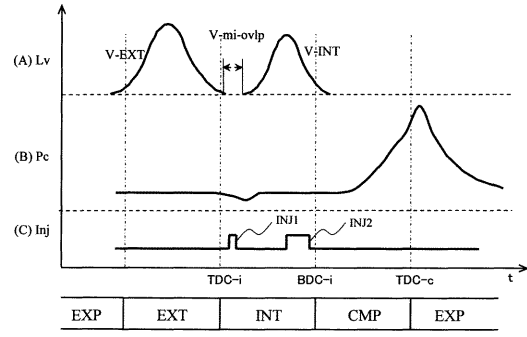
【図 9】



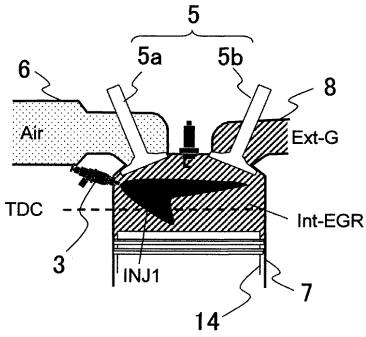
【図 10】



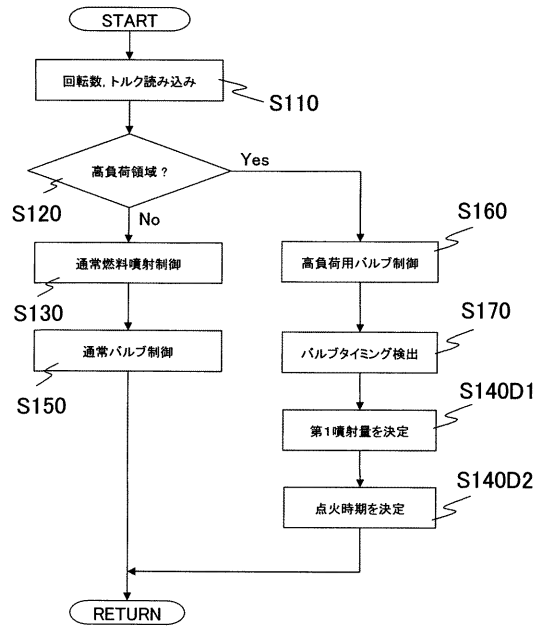
【図 11】



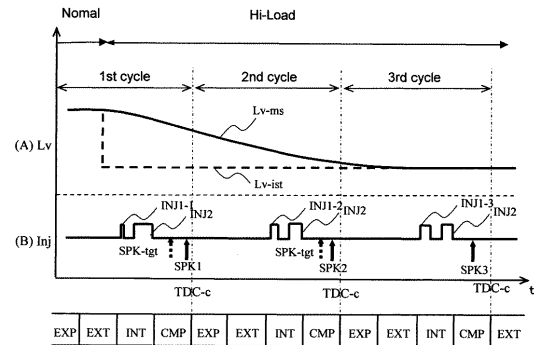
【図 12】



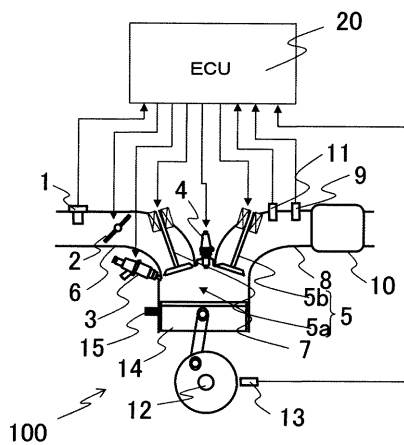
【図 13】



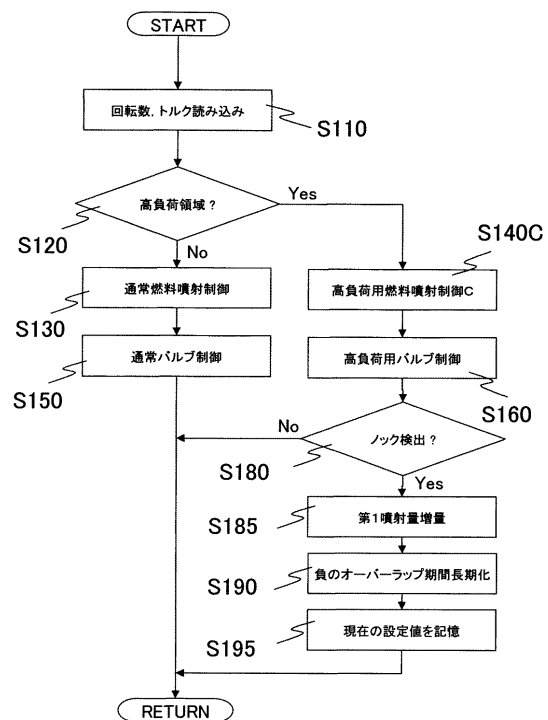
【図 14】



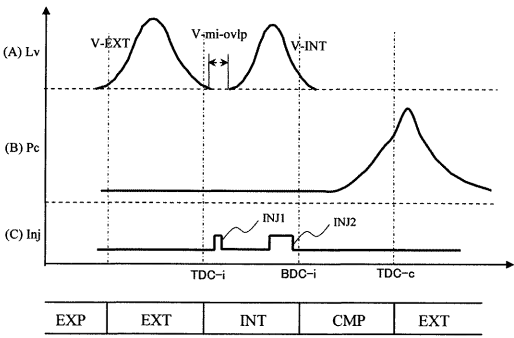
【図 15】



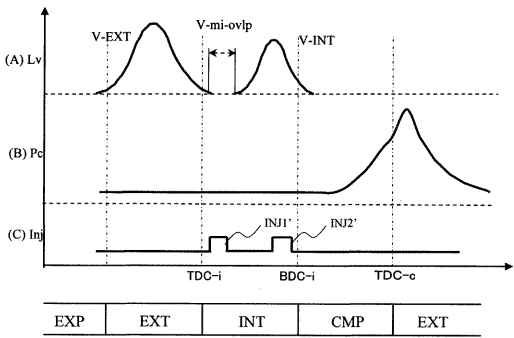
【図 16】



【図 17】



【図 18】



---

フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
F 0 2 D 45/00 3 4 5 A

(72)発明者 角谷 啓  
茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号  
内 株式会社日立製作所 日立研究所

(72)発明者 助川 義寛  
茨城県日立市大みか町七丁目 1 番 1 号  
内 株式会社日立製作所 日立研究所

審査官 堀川 泰宏

(56)参考文献 特開平 0 7 - 2 1 7 4 7 8 ( J P , A )

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F 0 2 D 4 1 / 0 0 - 4 1 / 4 0

F 0 2 D 4 3 / 0 0 - 4 5 / 0 0

F 0 2 D 1 3 / 0 0 - 2 8 / 0 0