

(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2014-15913

(P2014-15913A)

(43) 公開日 平成26年1月30日(2014.1.30)

(51) Int.Cl. F I テーマコード(参考)
F02D 45/00 (2006.01) F O 2 D 45/00 3 7 0 B 3 G 3 8 4
 F O 2 D 45/00 3 7 2 Z

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願2012-155472 (P2012-155472)
 (22) 出願日 平成24年7月11日 (2012.7.11)

(71) 出願人 000003207
 トヨタ自動車株式会社
 愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (74) 代理人 110000947
 特許業務法人あーく特許事務所
 (72) 発明者 南 昌宏
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 (72) 発明者 灘 光博
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 Fターム(参考) 3G384 AA03 BA03 DA62 EE40 FA28Z
 FA56Z FA86Z

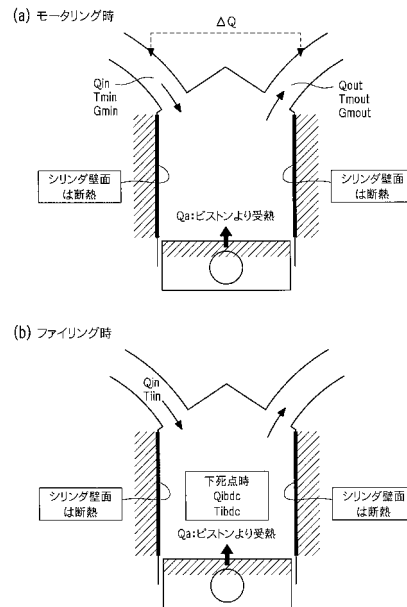
(54) 【発明の名称】 内燃機関のガス温度推定装置

(57) 【要約】

【課題】汎用化した推定式を用いて下死点時の吸気ガス温度を推定することが可能なガス温度推定装置を提供する。

【解決手段】気筒内に吸入される吸入ガスの温度 T_{iin} に、気筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量 Q_a を加算して吸気下死点時の吸気ガス温度を推定する。より具体的には、ピストンから受熱する受熱量 Q_a が内燃機関の油温 T_{oil} に相関があることを考慮し、当該受熱量 Q_a を内燃機関の油温 T_{oil} に基づいて推定して気筒内への吸入ガスの温度 T_{iin} に加算することにより下死点時の吸気ガス温度を推定する。このように気筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量 Q_a をパラメータとすることにより、下死点時の吸気ガス温度を推定する推定式を簡単に汎用化することが可能になる。

【選択図】 図4



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関の吸気下死点時の吸気ガス温度を推定するガス温度推定装置であって、前記内燃機関の気筒内に吸入される吸入ガスの温度に、前記気筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量を加算して吸気下死点時の吸気ガス温度を推定することを特徴とする内燃機関のガス温度推定装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の内燃機関のガス温度推定装置において、前記ピストンから受熱する受熱量を、当該受熱量に相関のある前記内燃機関の油温に基づいて推定することを特徴とする内燃機関のガス温度推定装置。

10

【請求項 3】

請求項 2 記載の内燃機関のガス温度推定装置において、前記内燃機関の油温を、当該油温に相関のある前記内燃機関の回転数と水温とに基づいて推定することを特徴とする内燃機関のガス温度推定装置。

【請求項 4】

請求項 1 または 3 記載の内燃機関のガス温度推定装置において、内燃機関の気筒内に吸入される吸入ガスの温度 T_{iin} に、前記ピストンから受熱する受熱量を内燃機関の回転数 NE と水温 T_{WH} との関数として加算する下記の式 (A0) に基づいて、吸気下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を推定することを特徴とする内燃機関のガス温度推定装置。

20

$$T_{ibdc} = T_{iin} + f(NE, T_{WH}) \cdots (A0)$$

ただし、 $f(NE, T_{WH})$: 実験またはシミュレーションにより求められた関数

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ディーゼルエンジン等の内燃機関のガス温度を推定する装置に関し、さらに詳しくは、吸気下死点時の吸気ガス温度（圧縮開始時の筒内ガス温度）を推定するガス温度推定装置に関する。

【背景技術】

【0002】

30

車両用エンジン等として使用されるディーゼルエンジンにおいては、筒内ガスの温度、特に圧縮端温度（ピストンが圧縮上死点に達した時点での筒内温度）を推定し、その推定結果に基づいて燃焼を制御することが行われている。例えば、圧縮端温度を推定し、その推定した圧縮端温度に基づいて燃料噴射量（例えば、パイロット噴射量）を制御（補正）している（例えば、特許文献 1 参照）。こうした制御に用いる圧縮端温度は、吸気下死点時の吸気ガス温度（以下、「下死点時の吸気ガス温度」ともいう）に大きく依存することから、その下死点時の吸気ガス温度を基準温度として圧縮端温度を推定している。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

40

【特許文献 1】特開 2009 - 007966 号公報

【特許文献 2】特開 2007 - 077838 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、圧縮端温度の推定に用いる下死点時の吸気ガス温度は、実験式を用いて推定しているが、その実験式の影響パラメータについては汎用化されていない。このため、従来では、下死点時吸気ガス温度の推定用の実験式をエンジンの機種毎に実験などによって個別に適合しており、その適合作業に多くの工数とコストを要していた。

【0005】

50

本発明はそのような実情を考慮してなされたもので、汎用化した推定式を用いて下死点時の吸気ガス温度を推定することが可能な内燃機関のガス温度推定装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明は、内燃機関の吸気下死点時の吸気ガス温度（吸気下死点時の筒内吸入ガス温度）を推定するガス温度推定装置において、前記内燃機関の気筒内に吸入される吸入ガスの温度に、前記気筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量を加算して吸気下死点時の吸気ガス温度を推定することを特徴としている。

【0007】

本発明によれば、気筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量に着目し、その受熱量と気筒内への吸入ガスの温度とをパラメータとして下死点時の吸気ガス温度を推定しているため、下死点時の吸気ガス温度を推定する推定式を簡単に汎用化することが可能になる。しかも、気筒内での受熱量が反映された精度の良い汎用式を用いて下死点時の吸気ガス温度を推定することができる。

【0008】

このように、本発明では、下死点時の吸気ガス温度を精度良く推定することができるので、ディーゼルエンジン等の制御に用いる圧縮端温度を簡単な処理で精度良く推定することが可能になる。

【0009】

本発明において、気筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量が内燃機関の油温（エンジンオイルの油温）に相関があることを考慮し、当該受熱量を内燃機関の油温に基づいて推定するようにしてもよい。

【0010】

また、本発明において、内燃機関の油温が内燃機関の回転数と水温とに相関があることを考慮し、内燃機関の油温を、内燃機関の回転数と水温とに基づいて推定するようにしてもよい。

【0011】

また、内燃機関の回転数と水温とをパラメータとする場合、内燃機関の気筒内に吸入される吸入ガスの温度 T_{iin} に、気筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量を内燃機関の回転数 NE と水温 T_{HW} との関数として加算する下記の式（A0）に基づいて、吸気下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を推定するようにしてもよい。

【0012】

$$T_{ibdc} = T_{iin} + f(NE, T_{HW}) \cdots (A0)$$

ただし、 T_{iin} ：吸入ガスの温度、 $f(NE, T_{HW})$ ：実験またはシミュレーションにより求められた関数

【発明の効果】

【0013】

本発明によれば、下死点時の吸気ガス温度を推定する推定式を汎用化することが可能であるため、その推定式を作成する作業の簡略化やコストの低減化を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】本発明を適用するエンジン及びその制御系の概略構成を示す図である。

【図2】ディーゼルエンジンの燃焼室及びその周辺部を示す断面図である。

【図3】ECU等の制御系の構成を示すブロック図である。

【図4】エンジンの筒内の状態を示す模式図である。

【図5】エンジン回転数 NE と $T(T_{iout} - T_{iin})$ との関係を示す図である。

【図6】油温 T_{oil} と $[T/NE]$ との関係を示す図である。

【図7】エンジン回転数 NE と油温 T_{oil} との関係を示す図である。

【図8】エンジン回転数 NE と反映係数 $b[(T_{ibdc} - T_{iin})/T]$ との関係

10

20

30

40

50

を示す図である。

【図 9】下死点時吸気ガス温度の推定処理の一例を示すフローチャートである。

【図 10】Tibdcの算出方法の説明図である。

【図 11】エンジンの筒内の状態を示す模式図である。

【発明を実施するための形態】

【0015】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。

【0016】

本実施形態は、車両に搭載されたコモンレール式筒内直噴型多気筒（例えば直列 4 気筒）ディーゼルエンジン（圧縮自着火式内燃機関）に、本発明を適用した場合について説明する。

10

【0017】

- エンジンの構成 -

まず、本実施形態に係るディーゼルエンジン（以下、単にエンジンという）の概略構成について説明する。図 1 は本実施形態に係るエンジン 1 及びその制御システムの概略構成図である。また、図 2 は、ディーゼルエンジン 1 の燃焼室 3 及びその周辺部を示す断面図である。

【0018】

図 1 に示すように、本実施形態に係るエンジン 1 は、燃料供給系 2、燃焼室 3、吸気系 6、排気系 7 等を主要部とするディーゼルエンジンシステムとして構成されている。

20

【0019】

燃料供給系 2 は、サプライポンプ 21、コモンレール 22、インジェクタ（燃料噴射弁）23、機関燃料通路 27 等を備えている。

【0020】

上記サプライポンプ 21 は、燃料タンクから燃料を汲み上げ、この汲み上げた燃料を高圧にした後、機関燃料通路 27 を介してコモンレール 22 に供給する。コモンレール 22 は、高圧燃料を所定圧力に保持（蓄圧）する蓄圧室としての機能を有し、この蓄圧した燃料を各インジェクタ 23・23 に分配する。インジェクタ 23 は、その内部に圧電素子（ピエゾ素子）を備え、適宜開弁して燃焼室 3 内に燃料を噴射供給するピエゾインジェクタにより構成されている。

30

【0021】

吸気系 6 は、シリンダヘッド 15（図 2 参照）に形成された吸気ポート 15a に接続されるインテークマニホールド 63 を備えており、このインテークマニホールド 63 に吸気管 64 が接続されている。これら吸気ポート 15a、インテークマニホールド 63 及び吸気管 64 等によって吸気通路が構成されている。この吸気通路には、上流側から順にエアクリーナ 65、エアフローメータ 43、後述するターボチャージャ 5 のコンプレッサインペラ 53、吸気絞り弁（ディーゼルスロットル）62 などが配設されている。上記エアフローメータ 43 は、エアクリーナ 65 を介して吸気通路に流入される空気量に応じた電気信号を出力する。

【0022】

40

排気系 7 は、シリンダヘッド 15 に形成された排気ポート 71 に接続されるエキゾーストマニホールド 72 を備えており、このエキゾーストマニホールド 72 に対して、排気管 73 が接続されている。これら排気ポート 71、エキゾーストマニホールド 72 及び排気管 73 等によって排気通路が構成されている。この排気通路には、後述するターボチャージャ 5 のタービンホイール 52、及び、排気浄化ユニット 77 などが配設されている。

【0023】

排気浄化ユニット 77 には、NO_x吸蔵還元型触媒としてのNSR触媒（排気浄化触媒）75 及びDPF（Diesel Particulate Filter）76 が備えられている。なお、排気浄化ユニット 77 としてDPNR触媒を適用してもよい。

【0024】

50

上記NSR触媒75は、排気中に多量の酸素が存在している状態においてはNO_xを吸蔵し、排気中の酸素濃度が低く、かつ還元成分（例えば燃料の未燃成分（HC））が多量に存在している状態においてはNO_xをNO₂もしくはNOに還元して放出する。NO₂やNOとして放出されたNO_xは、排気中のHCやCOと速やかに反応することによってさらに還元されてN₂となる。また、HCやCOは、NO₂やNOを還元することで、自身は酸化されてH₂OやCO₂となる。すなわち、NSR触媒75に導入される排気中の酸素濃度やHC成分を適宜調整することにより、排気中のHC、CO、NO_xを浄化することができるようになっている。本実施形態のものでは、この排気中の酸素濃度やHC成分の調整を上記インジェクタ23からの燃料噴射動作（ポスト噴射）や吸気絞り弁62の開度制御によって行うようになっている。

10

【0025】

また、DPF76は、例えば多孔質セラミック構造体からなり、排気ガスが多孔質の壁を通過する際に、この排気ガス中に含まれるPM（Particulate Matter：粒子状物質）を捕集するようになっている。また、このDPF76には、DPF再生運転時に、上記捕集したPMを酸化・燃焼するための触媒（例えば白金等の貴金属を主成分とする酸化触媒）が担持されている。

【0026】

ここで、エンジン1の燃焼室3及びその周辺部の構成について、図2を参照して説明する。この図2に示すように、エンジン本体の一部を構成するシリンダブロック11には、各気筒（4気筒）毎に円筒状のシリンダボア12が形成されており、各シリンダボア12の内部にはピストン13が上下方向に摺動可能に収容されている。

20

【0027】

ピストン13の頂面13aの上側には上記燃焼室3が形成されている。つまり、この燃焼室3は、シリンダブロック11の上部に取り付けられたシリンダヘッド15の下面と、シリンダボア12の内壁面と、ピストン13の頂面13aとにより区画形成されている。そして、ピストン13の頂面13aの略中央部には、キャビティ（凹陷部）13bが凹設されており、このキャビティ13bも燃焼室3の一部を構成している。

【0028】

上記ピストン13は、コネクティングロッド18によってエンジン出力軸であるクランクシャフトに連結されている。これにより、シリンダボア12内でのピストン13の往復移動がコネクティングロッド18を介してクランクシャフトに伝達され、このクランクシャフトが回転することでエンジン出力が得られるようになっている。

30

【0029】

また、燃焼室3に向けてグロープラグ19が配設されている。このグロープラグ19は、エンジン1の始動直前に電流が流されることにより赤熱し、これに燃料噴霧の一部が吹きつけられることで着火・燃焼が促進される始動補助装置として機能する。

【0030】

上記シリンダヘッド15には、上記吸気ポート15a及び上記排気ポート71がそれぞれ形成されているとともに、吸気ポート15aを開閉する吸気バルブ16及び排気ポート71を開閉する排気バルブ17が配設されている。また、シリンダヘッド15には、燃焼室3の内部へ直接的に燃料を噴射する上記インジェクタ23が取り付けられている。このインジェクタ23は、シリンダ中心線Pに沿う起立姿勢で燃焼室3の略中央上部に配設されており、上記コモンレール22から導入される燃料を燃焼室3に向けて所定のタイミングで噴射する。

40

【0031】

さらに、図1に示す如く、このエンジン1には、ターボチャージャ（過給機）5が設けられている。このターボチャージャ5は、タービンシャフト51を介して連結されたタービンホイール52及びコンプレッサインペラ53を備えている。コンプレッサインペラ53は吸気管（吸気通路）64内部に臨んで配置され、タービンホイール52は排気管（排気通路）73内部に臨んで配置されている。このためターボチャージャ5は、タービンホ

50

イール 5 2 が受ける排気流（排気圧）を利用してコンプレッサインペラ 5 3 を回転させ、吸気圧を高めるといった、いわゆる過給動作を行うようになっている。本実施形態におけるターボチャージャ 5 は、可変ノズル式ターボチャージャであって、タービンホイール 5 2 側に可変ノズルベーン機構（図示省略）が設けられており、この可変ノズルベーン機構の開度を調整することにより、エンジン 1 の過給圧を調整することができる。

【 0 0 3 2 】

ターボチャージャ 5 のタービンホイール 5 2 はタービンハウジング 5 2 a 内に収容されており、また、コンプレッサインペラ 5 3 はコンプレッサハウジング 5 3 a 内に収容されている。そして、タービンホイール 5 2、タービンハウジング 5 2 a 及び可変ノズルベーン機構などによってタービン 5 2 0 が構成されており、また、コンプレッサインペラ 5 3 及びコンプレッサハウジング 5 3 a などによってコンプレッサ 5 3 0 が構成されている。

10

【 0 0 3 3 】

吸気系 6 の吸気管 6 4（コンプレッサ 5 3 0 の吸気流れの下流側の吸気通路）には、ターボチャージャ 5 での過給によって昇温した吸入空気を強制冷却するためのインタークーラ 6 1 が設けられている。

【 0 0 3 4 】

また、エンジン 1 には、吸気系 6 と排気系 7 とを接続する排気還流通路（EGR 通路）8 が設けられている。この EGR 通路 8 は、排気の一部を適宜吸気系 6 に還流させて燃焼室 3 へ再度供給することにより燃焼温度を低下させ、これによって NOx 生成量を低減させるものである。また、この EGR 通路 8 には、電子制御によって無段階に開閉され、同通路 8 を流れる排気流量を自在に調整することができる EGR バルブ 8 1 と、EGR 通路 8 を通過（還流）する排気を冷却するための EGR クーラ 8 2 とが設けられている。これら EGR 通路 8、EGR バルブ 8 1、EGR クーラ 8 2 等によって EGR 装置（排気還流装置）が構成されている。

20

【 0 0 3 5 】

- センサ類 -

エンジン 1 の各部位には、各種センサが取り付けられており、それぞれの部位の環境条件や、エンジン 1 の運転状態に関する信号を出力する。

【 0 0 3 6 】

例えば、上記エアフローメータ 4 3 は、吸気系 6 内の吸気絞り弁 6 2 の上流において吸入空気の流量（吸入空気量）に応じた検出信号を出力する。レール圧センサ 4 1 はコモンレール 2 2 内に蓄えられている燃料の圧力に応じた検出信号を出力する。スロットル開度センサ 4 2 は吸気絞り弁 6 2 の開度を検出する。

30

【 0 0 3 7 】

吸気圧センサ 4 8 は、インテークマニホールド 6 3 に配置され、吸入空気圧力に応じた検出信号を出力する。インマニ温度センサ（吸気温センサ）4 9 は、インテークマニホールド 6 3 に配置され、気筒内（燃焼室 3 内）への吸入ガスの温度に応じた検出信号を出力する。

【 0 0 3 8 】

A / F（空燃比）センサ 4 4 a、4 4 b は、NSR 触媒 7 5 の上流側及び下流側にそれぞれ配設され、排気中の酸素濃度に応じて連続的に変化する検出信号を出力する。なお、A / F センサの配設位置としては、NSR 触媒 7 5 の上流側のみであってもよいし、NSR 触媒 7 5 の下流側のみであってもよい。排気温センサ 4 5 a、4 5 b は、同じく NSR 触媒 7 5 の上流側及び下流側にそれぞれ配設され、排気ガスの温度（排気温度）に応じた検出信号を出力する。なお、排気温センサの配設位置も、NSR 触媒 7 5 の上流側のみであってもよいし、NSR 触媒 7 5 の下流側のみであってもよい。

40

【 0 0 3 9 】

- ECU -

ECU 1 0 0 は、図示しない CPU（Central Processing Unit）、ROM（Read Only Memory）、RAM（Random Access

50

ss Memory)等からなるマイクロコンピュータと入出力回路とを備えている。

【0040】

図3に示すように、ECU100の入力回路には、上記レール圧センサ41、スロットル開度センサ42、エアフローメータ43、A/Fセンサ44a, 44b、排気温センサ45a, 45b、吸気圧センサ48、インマニ温度センサ49が接続されている。さらに、入力回路には、エンジン1の冷却水温に応じた検出信号を出力する水温センサ46、アクセルペダルの踏み込み量に応じた検出信号を出力するアクセル開度センサ47、エンジン1の出力軸(クランクシャフト)が一定角度回転する毎に検出信号(パルス)を出力するクランクポジションセンサ40、及び、エンジンオイルの油温を検出する油温センサ(図示せず)などが接続されている。

10

【0041】

一方、ECU100の出力回路には、上記サプライポンプ21、インジェクタ23、吸気絞り弁62、EGRバルブ81、及び、上記ターボチャージャ5の可変ノズルベーン機構(可変ノズルベーンの開度を調整するアクチュエータ)54が接続されている。

【0042】

そして、ECU100は、上記した各種センサからの出力、その出力値を利用する演算式により求められた演算値、または、上記ROMに記憶された各種マップに基づいて、エンジン1の各種制御を実行する。

【0043】

例えば、ECU100は、インジェクタ23の燃料噴射制御として、パイロット噴射(副噴射)とメイン噴射(主噴射)とを実行する。

20

【0044】

上記パイロット噴射は、インジェクタ23からのメイン噴射に先立ち、予め少量の燃料を噴射する動作である。また、このパイロット噴射は、メイン噴射による燃料の着火遅れを抑制し、安定した拡散燃焼に導くための噴射動作であって、副噴射とも呼ばれる。

【0045】

上記メイン噴射は、エンジン1のトルク発生のための噴射動作(トルク発生用燃料の供給動作)である。このメイン噴射での噴射量は、基本的には、エンジン回転数(エンジン回転速度)、アクセル操作量、冷却水温度、吸気温度等の運転状態に応じ、要求トルクが得られるように決定される。

30

【0046】

例えば、エンジン回転数(クランクポジションセンサ40の検出値に基づいて算出されるエンジン回転数;エンジン回転速度)が高いほど、また、アクセル操作量(アクセル開度センサ47により検出されるアクセルペダルの踏み込み量)が大きいほど(アクセル開度が大きいほど)エンジン1のトルク要求値としては高く得られ、それに応じてメイン噴射での燃料噴射量としても多く設定されることになる。

【0047】

具体的な燃料噴射形態の一例としては、ピストン13が圧縮上死点に達する前に上記パイロット噴射(インジェクタ23に形成された複数の噴孔からの燃料噴射)が実行され、燃料噴射が一旦停止された後、所定のインターバルを経て、ピストン13が圧縮上死点近傍に達した時点で上記メイン噴射が実行されることになる。これにより燃料が自己着火によって燃焼し、この燃焼により発生したエネルギーは、ピストン13を下死点に向かって押し下げるための運動エネルギー(エンジン出力となるエネルギー)、燃焼室3内を温度上昇させる熱エネルギー、シリンダブロック11やシリンダヘッド15を経て外部(例えば冷却水)に放熱される熱エネルギーとなる。

40

【0048】

燃料噴射を実行する際の燃料噴射圧は、コモンレール22の内圧により決定される。このコモンレール内圧として、一般に、コモンレール22からインジェクタ23へ供給される燃料圧力の目標値、すなわち目標レール圧は、エンジン負荷(機関負荷)が高くなるほど、及び、エンジン回転数(機関回転数)が高くなるほど高いものとされる。この目標レ

50

ール圧は例えばECU100のROMに記憶された燃圧設定マップに従って設定される。なお、本実施形態では、エンジン負荷等に応じて燃料圧力が30MPa～200MPaの間で調整されるようになっている。

【0049】

なお、上述したパイロット噴射及びメイン噴射の他に、アフタ噴射やポスト噴射が必要に応じて行われる。これらの噴射の機能は周知である。特に、ポスト噴射は、NOx還元処理、S被毒回復制御、DPF再生処理に利用される。

【0050】

また、ECU100は、エンジン1の運転状態に応じてEGRバルブ81の開度（開度＝0（閉鎖）の場合も含む）を制御し、インテークマニホールド63（吸気系6）に向けての排気還流量（EGR量）を調整する。このEGR量は、予め実験やシミュレーション等によって作成されてECU100のROMに記憶されたEGRマップに従って設定される。このEGRマップは、エンジン回転数及びエンジン負荷をパラメータとしてEGR量（EGR率）を決定するためのマップである。さらに、ECU100は、後述する下死点時の吸気ガス温度の推定（算出）を行う。

10

【0051】

以上のECU100により実行されるプログラムによって、本発明のガス温度推定装置が実現される。

【0052】

- 下死点時の吸気ガス温度推定 -

20

次に、本実施形態の特徴部分である、下死点時の吸気ガス温度（吸気下死点時の筒内吸入ガス温度）を推定する手法について図4～図9を参照して説明する。

【0053】

図4はエンジンの気筒（燃焼室）内の状態を示す模式図（モデル）である。この図4（a）、（b）に示すモデルにおいて、吸気ガス（吸入ガス）入口のエネルギー Q_{in} 、ガス温度 T_{min} （ T_{iin} ）、ガス量 G_{min} （ G_{in} ）とし、吸気ガス（吸入ガス）出口のエネルギー Q_{out} 、ガス温度 T_{mout} （ T_{iout} ）、ガス量 G_{mout} （ G_{iout} ）とする。さらに、吸気ガスが気筒内（筒内ともいう）でピストンからもらうエネルギー（受熱量）を Q_a とし、気筒の入口と出口とにおけるガスのエネルギー変化量 Q とすると、

$$Q_{out} = Q_{in} + Q_a$$

30

$$Q = Q_{out} - Q_{in} = Q_a \quad \dots (1)$$

と表すことができる。

【0054】

ここで、ファイアリングまたはモータリングに関わらず受熱量 Q_a は同じと定義する。その受熱量 Q_a の算出手法について以下に説明する。

【0055】

まず、図4（a）、（b）に示すモデルにおいて、筒内ではガス流れが上から下に流れると考えると、シリンダ壁面には境界層が形成され、熱の授受は無視できる（シリンダ壁面は断熱）と定義する。一方、筒内において上から下に流れたガスはピストンと衝突し、ピストン表面の境界層は破壊されるので、ガスはピストンから受熱すると定義する。

40

【0056】

次に、気筒の入口と出口とにおけるガスのエネルギー変化量 Q は以下の式（2）で表すことができる。

【0057】

$$Q = G_{mout} \times C_{mout} \times T_{mout} - G_{min} \times C_{min} \times T_{min} \quad \dots (2)$$

ただし、 C_{mout} 、 C_{min} ：吸気ガスの比熱

モータリングを考えると、 $G_{min} = G_{mout}$ となるので、上記式（2）は

$$Q = G_{min} \times (C_{mout} \times T_{mout} - C_{min} \times T_{min}) \quad \dots (3)$$

となる。さらにモータリングを考えると、 $C_{min} = C_{mout}$ となるので、エネルギー変化量 Q は以下の式（4）で表すことができる。

50

【 0 0 5 8 】

$$Q = G_{\min} \times C_{\min} \times (T_{\text{mout}} - T_{\min}) \quad \dots (4)$$

そして、この式(4)及び上記式(1)から、エネルギー変化量 Q は、

$$Q = Q_{\text{out}} - Q_{\text{in}} = Q_a = G_{\min} \times C_{\min} \times (T_{\text{mout}} - T_{\min})$$

と表すことができる。ここで、 $[T_{\text{mout}} - T_{\min}]$ を T とすると、

$$Q = Q_a = G_{\min} \times C_{\min} \times T \quad \dots (5)$$

となる。

【 0 0 5 9 】

< 油温補正 >

次に、受熱量 Q_a の油温補正について説明する。

10

【 0 0 6 0 】

まず、吸気ガスが筒内でピストンからもらう受熱量 Q_a と、エンジン1の油温 T_{oil} とに相関があると定義すると、受熱量 Q_a は以下の式(6)で表すことができる。

【 0 0 6 1 】

$$Q_a = g(T_{\text{oil}}) \quad \dots (6)$$

また、油温 T_{oil} とエンジン回転数 NE とに相関があると定義すると、油温 T_{oil} は以下の式(7)で表すことができる。

【 0 0 6 2 】

$$T_{\text{oil}} = h(NE) \quad \dots (7)$$

上記式(6)及び式(7)について線形式(一次式)として整理すると、

20

$$Q_a = a \times NE \quad \dots (8)$$

ただし、 a : 定数

となる。ここで、吸気ガスが受熱量 Q_a の一部を吸気下死点までに受熱すると定義し、その吸気ガスが受熱する受熱量を $[b \times Q_a]$ とする (b : 反映係数(詳細は後述))。また、下死点時のガス量 G は G_{in} と同じ ($G = G_{\text{in}}$) とし、吸気下死点時のガスの比熱 C は C_{in} と同じ ($C = C_{\text{in}}$) とすると、吸気ガスが吸気下死点までに受熱する受熱量 $[b \times Q_a]$ と、図4(b)のモデルに示す吸気ガス入口のガス温度 T_{iin} 、下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} との関係は、

$$b \times Q_a = a \times b \times NE = c \times NE = Q_{\text{ibdc}} - Q_{\text{in}} = G_{\text{in}} \times C_{\text{in}} \times (T_{\text{ibdc}} - T_{\text{iin}}) \quad \dots (9)$$

30

ただし、 c : 定数

となる。この式(9)を変形すると、

$$T_{\text{ibdc}} = T_{\text{iin}} + b \times Q_a / (G_{\text{in}} \times C_{\text{in}}) = T_{\text{iin}} + c \times NE / (G_{\text{in}} \times C_{\text{in}}) \quad \dots (10)$$

となり、エンジン回転数 NE の関数として下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を求めることができる。

【 0 0 6 3 】

ここで、 $G_{\text{in}} = G_{\min}$ 、 $C_{\text{in}} = C_{\min}$ とすると、上記式(5)及び式(10)により、下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} は以下の式(11)で表すことができる。

【 0 0 6 4 】

$$T_{\text{ibdc}} = T_{\text{iin}} + b \times Q_a / (G_{\text{in}} \times C_{\text{in}}) = T_{\text{iin}} + b \times T \quad \dots (11)$$

40

そして、 T を $[T = d \times NE]$ とすると、

$$T_{\text{ibdc}} = T_{\text{iin}} + e \times NE \quad \dots (12)$$

ただし、 d, e = 定数

となり、エンジン回転数 NE の関数として下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を求めることができる。

【 0 0 6 5 】

< T の推定 >

まず、実験・シミュレーション等により、 T ($T = T_{\text{iout}} - T_{\text{iin}}$) とエンジン回転数 NE との関係を油温 T_{oil} 毎に取得して整理したところ、図5に示す結果が得られた

50

。この図5のエンジン回転数NEと T ($T = T_{iout} - T_{iin}$)との関係を、横軸 T_{oil} 、縦軸 T / NE として整理したところ、図6のような関係があることが判明した。この図6の関係(実線)を数式化すると、

$$T / NE = 0.001 \times e \times p (0.034 \times T_{oil}) + 0.005$$

となり、この式を変形すると、

$$T = (0.001 \times e \times p (0.034 \times T_{oil}) + 0.005) \times NE \quad \dots (13)$$

となる。

【0066】

ここで、油温 T_{oil} は、エンジンの冷却水の水温 T_{HW} をベースに摩擦によって筒内から熱をもらうが、ピストンからの受熱が一番大きいと考えて、油温 T_{oil} はエンジン回転数NEによる関数とする。つまり、油温 T_{oil} はエンジン回転数NEと相関があると定義し、図6の関係(T_{oil} とNEとの関係)を、横軸NE、縦軸 T_{oil} として整理すると図7のようになる。この図7の関係を線形式(一次式)で近似すると、

$$T_{oil} = 0.0043 \times NE + T_{HW} \quad \dots (14)$$

ただし、 T_{HW} : 水温

となる。この式(14)及び上記式(13)により T は、

$$T = (0.001 \times e \times p (0.034 \times (0.0043 \times NE + T_{HW})) + 0.005) \times NE \quad \dots (B)$$

となり、エンジン回転数NEと水温 T_{HW} との関数として T を求めることができる。

【0067】

< 下死点時の吸気ガス温度の推定式の実験式化 >

まず、吸気ガスが吸気から排気までに T 上昇するうちの一部を吸気下死点(BDC)までに受熱するものとする、

$$T_{ibdc} = T_{iin} + b \times T \quad \dots (A)$$

ただし、 b : 反映係数

ここで、反映係数 b は、受熱時間で決まるエンジン回転数NEと相関があると定義し、その反映係数 b とエンジン回転数NEとの相関を実験・シミュレーション等によって取得したところ、図8に示す関係が得られた。なお、図8に示す関係を取得するにあたり、縦軸のパラメータである T_{ibdc} については後述する算出方法で求めた。

【0068】

そして、図8の関係(反映係数 b とエンジン回転数NEとの関係)を線形式(一次式)で近似すると、

$$b = -0.000293 \times NE + 1.006398 \quad \dots (C)$$

となる。

【0069】

以上の結果をまとめると、

$$T_{ibdc} = T_{iin} + b \times T \quad \dots (A)$$

$$T = (0.001 \times e \times p (0.034 \times (0.0043 \times NE + T_{HW})) + 0.005) \times NE \quad \dots (B)$$

$$b = -0.000293 \times NE + 1.006398 \quad \dots (C)$$

となり、これら式(A)、式(B)及び式(C)によって下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} の推定値を算出することができる。

【0070】

上記式(A)、及び、この式(A)のパラメータである T 及び b を得る式(B)及び式(C)はECU100のROMに記憶されている。

【0071】

そして、ECU100は、エンジン1の運転時において、筒内への吸入ガスの温度 T_{iin} 、エンジン回転数NE及び水温 T_{HW} を用いて、上記式(A)、式(B)及び式(C)に基づいて、下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を算出(推定)する。その算出処理の一例について図9のフローチャートを参照して説明する。なお、この図9の処理ルーチンはECU100において実行される。

【0072】

10

20

30

40

50

この図9の処理ルーチンが開始されると、ステップST101において、筒内への吸入ガスの温度 T_{iin} を取得する。具体的には、インマニ温度センサ49の出力信号からインマニガス温度を算出して、そのインマニガス温度を筒内への吸入ガスの温度 T_{iin} として取得する。

【0073】

ステップST102において、クランクポジションセンサ40の出力信号からエンジン回転数 NE を取得（算出）し、さらにステップST103において、水温センサ46の出力信号から水温 THW を取得（算出）する。

【0074】

そして、ステップST104において、上記ステップST101～ST103で取得した筒内への吸入ガスの温度 T_{iin} 、エンジン回転数 NE 及び水温 THW を用いて、上記式（A）、式（B）及び式（C）に基づいて、下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を算出（推定）する。

10

【0075】

なお、図9の処理ルーチンは、例えば、吸気開始（吸気バルブ開弁開始）のタイミングで実行するようにしてもよいし、吸気開始前の所定のクランク角のタイミングで実行するようにしてもよい。また、筒内への吸入ガスの温度 T_{iin} 、エンジン回転数 NE 、水温 THW を取得する順は図9の処理ルーチンの形態に限られることなく任意である。また、これら吸入ガスの温度 T_{iin} 、エンジン回転数 NE 、水温 THW は同時に取得するようにしてもよい。

20

【0076】

<効果>

以上のように、本実施形態によれば、筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量（エネルギー） Q_a はエンジン1の油温 T_{oil} に相関があり、さらに、油温 T_{oil} はエンジン1の回転数 NE と水温 THW とに相関があることを考慮して、気筒内に吸入される吸入ガスの温度 T_{iin} に、前記受熱量 Q_a をエンジン回転数 NE と水温 THW との関数 $[f(NE, THW)]$ として加算して汎用化した推定式（例えば、上記式（A）、式（B）、式（C））を用いて下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を推定しているので、下死点時吸気ガス温度推定用の実験式をエンジンの機種毎に個別に適合する必要がなくなり、作業の簡略化やコストの低減化を図ることができる。しかも、筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量（エネルギー）を反映した汎用式（推定式）を用いているので、圧縮の基準となる下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を精度良く推定することができる。

30

【0077】

このように、本実施形態では、下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を精度良く推定することができるので、ディーゼルエンジン等の制御に用いる圧縮端温度を簡単な処理で精度良く推定すること可能になる。

【0078】

< T_{ibdc} 推定の一般式 >

下死点時の吸気ガス温度を推定する推定式（汎用式）の一般式は、

$$T_{ibdc} = T_{iin} + b \times f(NE, THW) \cdots (A0)$$

40

である。ここで、上述した式（A） $[T_{ibdc} = T_{iin} + b \times T]$ の右辺の $[b \times T]$ は、上記式（A0）の関数 $f(NE, THW)$ を実験式化した式の一例であって、関数 $f(NE, THW)$ については、他の実験式（1次式または2次式など）を適用してもよい。

【0079】

また、上記式（A0）の $f(NE, THW)$ については、この $f(NE, THW)$ 〔例えば、上記式（A）、式（B）及び式（C）など〕をマップ化しておき、そのマップに基づいて下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を推定するようにしてもよい。

【0080】

< T_{ibdc} の算出方法 >

50

図10に示すように、吸気BDCから吸気バルブが閉弁するまでの期間と、吸気バルブ閉弁期間とを区別し、その吸気バルブ閉弁期間においては、気体の状態方程式 $[T = P \times V / n \times R]$ により T_0 を算出する。そして、その算出した T_0 を用いてポリトロップ変化の式 $[T = T_0 \times (\text{圧縮比})^{(n-1)}]$ により T_{ibdc} を算出する。ただし、 R : ガス定数、 γ : 圧縮比、 n = ポリトロップ指数である。

【0081】

- T_{ibdc} の使用方法 -

次に、上記した推定式（汎用式）から算出される下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} の使用方法の一例について説明する。この例では、下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を用いて下死点時筒内ガス平均温度 T_{bdc} を算出する例を示す。

10

【0082】

まず、筒内の吸入ガス（新気ガス + EGRガス）の状態と、残留ガスの状態とを図11に示すように定義する。

【0083】

筒内吸入ガスの状態方程式は以下の式（21）で表すことができる。

【0084】

$$(P_a + P_b) \times V_d = (G_{cyl} / 2) \times R_i \times (T_{ibdc} + 273) \quad \dots (21)$$

ただし、 R_i : 筒内吸入ガスのガス定数

次に、残留ガスの状態方程式は以下の式（22）で表すことができる。

【0085】

$$(P_a + P_4) \times V_{tdc} = (G_r / 2) \times R_r \times (T_4 + 273) \quad \dots (22)$$

ただし、 R_r : 残留ガスのガス定数

そして、エネルギー保存則から以下の式（23）が成立する。

20

【0086】

$$C_{pi} \times G_{cyl} \times (T_{bdc} - (T_{ibdc} + 273)) + C_{pr} \times G_r \times (T_{bdc} - (T_4 + 273)) = 0 \quad \dots (23)$$

ただし、 C_{pi} : 筒内の吸入ガスの比熱、 C_{pr} : 残留ガスの比熱

この式（23）を T_{bdc} について解くと、

$$T_{bdc} = (C_{pi} \times G_{cyl} \times (T_{ibdc} + 273) + C_{pr} \times G_r \times (T_4 + 273)) / (C_{pi} \times G_{cyl} + C_{pr} \times G_r) \quad \dots (24)$$

30

上記式（21）を G_{cyl} について解くとともに、式（22）を G_r について解いて、上記式（24）に代入すると、

【0087】

【数1】

$$T_{bdc} = \frac{(T_{ibdc} + 273) \times (T_4 + 273) \times \{C_{pi} \times (P_a + P_b) \times V_d \times R_r + C_{pr} \times (P_a + P_4) \times V_{tdc} \times R_i\}}{C_{pi} \times (P_a + P_b) \times V_d \times R_r \times (T_4 + 273) + C_{pr} \times (P_a + P_4) \times V_{tdc} \times R_i \times (T_{ibdc} + 273)}$$

…(25)

40

【0088】

となる。そして、上述した処理にて算出される下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を用いて上記式（25）に基づいて、下死点時筒内ガス平均温度 T_{bdc} を算出することが可能になる。

【0089】

- 他の実施形態 -

以上の例では、筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量 Q_a を、エンジン回転数 NE と水温 THW とをパラメータとして推定するようにしているが、これに限られることなく、筒内で吸気ガスがピストンから受熱する受熱量 Q_a を、エンジンの油温 T_{oil} をパラメータとして推定するようにしてもよい。この場合、受熱量 Q_a を推定する式 $[Q_a =$

50

$g(T_{oil})$] の関数 $[g(T_{oil})]$ を、実験・シミュレーション等によって実験式化しておき、その実験式化した式（汎用式）を用いて受熱量 Q_a を求めて下死点時の吸気ガス温度 T_{ibdc} を推定するようにすればよい。

【0090】

以上の例では、車両に搭載される直列4気筒ディーゼルエンジンの下死点時吸気ガス温度の推定に本発明を適用した場合について説明した。本発明は、車両用に限らず、その他の用途に使用されるエンジンの下死点時吸気ガス温度の推定にも適用可能である。また、気筒数やエンジン形式（直列型エンジン、V型エンジン、水平対向型エンジン等の別）についても特に限定されるものではない。

【0091】

以上の例では、通電期間においてのみ全開の開弁状態となることにより燃料噴射率を変更するピエゾインジェクタ23を適用したエンジン1について説明したが、本発明は、可変噴射率インジェクタを適用したエンジンの下死点時吸気ガス温度の推定への適用も可能である。

【産業上の利用可能性】

【0092】

本発明は、内燃機関（ディーゼルエンジン）の吸気下死点時の吸気ガス温度を推定するガス温度推定装置に利用可能である。

【符号の説明】

【0093】

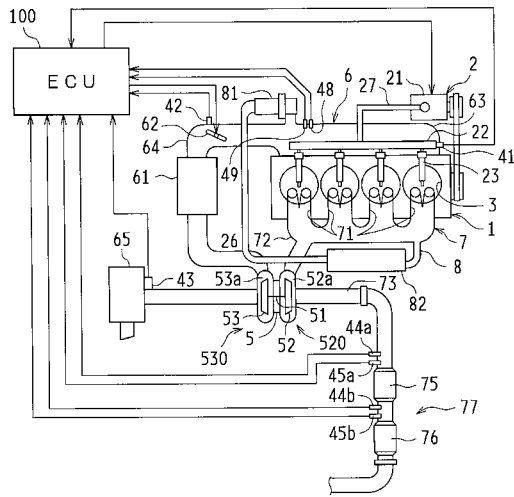
- 1 エンジン
- 3 燃焼室
- 40 クランクポジションセンサ
- 46 水温センサ
- 49 インマニ温度センサ
- 6 吸気系
- 63 インテークマニホールド
- 7 排気系
- 72 エキゾーストマニホールド
- 100 ECU

10

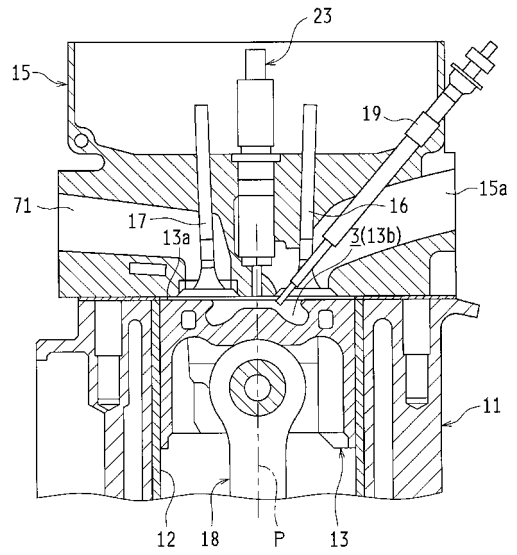
20

30

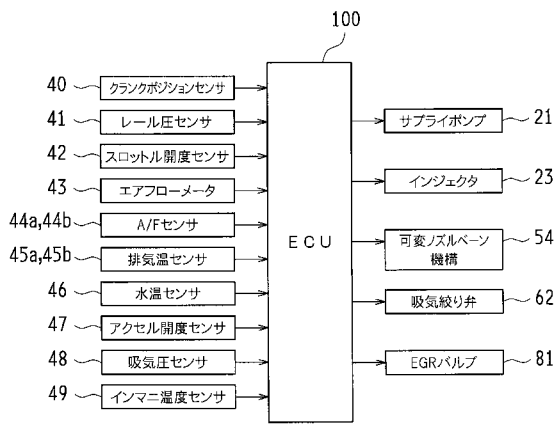
【 図 1 】



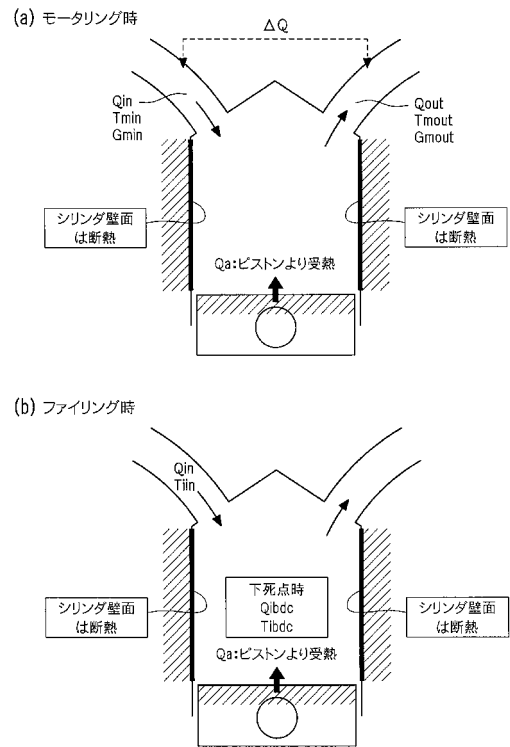
【 図 2 】



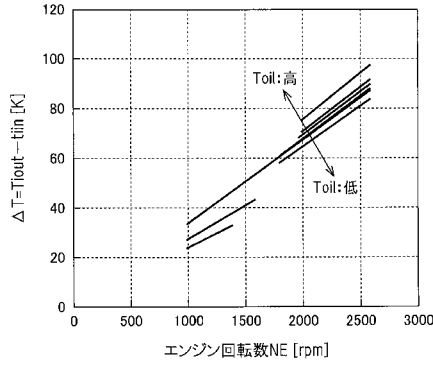
【 図 3 】



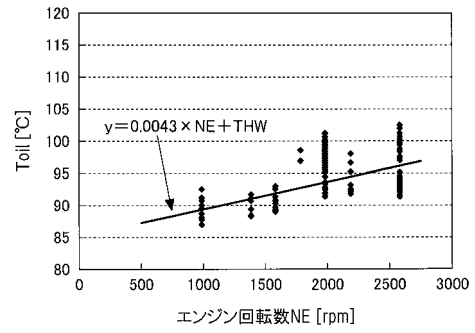
【 図 4 】



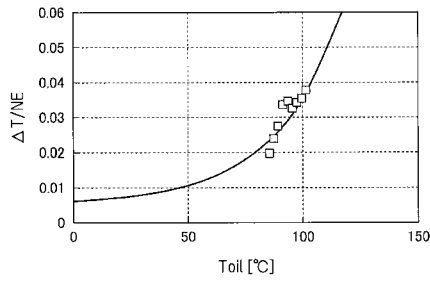
【 図 5 】



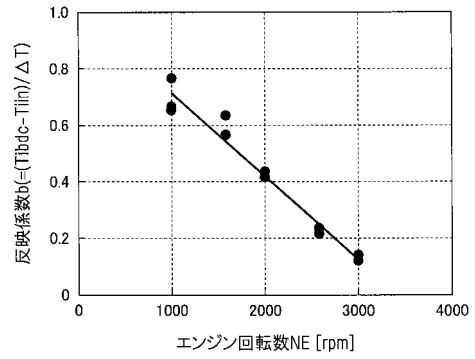
【 図 7 】



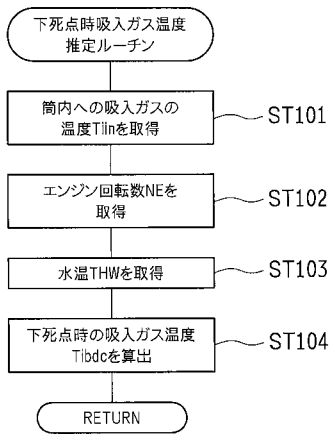
【 図 6 】



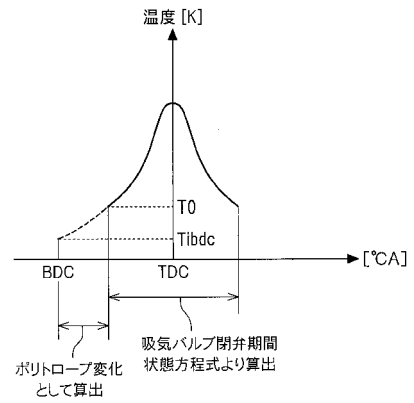
【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】



【 図 11 】

