

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3751930号  
(P3751930)

(45) 発行日 平成18年3月8日(2006.3.8)

(24) 登録日 平成17年12月16日(2005.12.16)

(51) Int. Cl.

F I

**FO2D 45/00 (2006.01)**  
**FO2M 25/07 (2006.01)**

FO2D 45/00 314R  
FO2D 45/00 301F  
FO2M 25/07 550E  
FO2M 25/07 580E

請求項の数 3 (全 23 頁)

(21) 出願番号	特願2002-320400 (P2002-320400)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成14年11月1日(2002.11.1)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2004-156457 (P2004-156457A)	(73) 特許権者	000004260 株式会社デンソー
(43) 公開日	平成16年6月3日(2004.6.3)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
審査請求日	平成16年6月4日(2004.6.4)	(74) 代理人	100088971 弁理士 大庭 咲夫
		(74) 代理人	100115185 弁理士 加藤 慎治
		(72) 発明者	松永 彰生 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関のEGRガス温度推定装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

内燃機関の排気通路と吸気通路とに接続された排気還流管と、同排気還流管に介装され同排気還流管内を流れるEGRガスの流量を制御するEGR制御弁と、同排気還流管の同排気通路との接続部と同EGR制御弁との間の同排気還流管に介装され同EGRガスを冷媒を使用して冷却するEGRガス冷却装置と、を備えた内燃機関のEGRガス温度推定装置であって、

前記排気還流管の前記排気通路との接続部であるEGRガス入口部における前記EGRガスの温度を排気還流管入口部EGRガス温度として取得する入口部EGRガス温度取得手段と、

前記排気還流管内を流れるEGRガスの流量に対応するEGRガス流量対応値を取得するEGRガス流量対応値取得手段と、

EGRガス流量対応値を排気還流管入口部EGRガス温度で除した値と前記EGRガス冷却装置の冷却効率との関係を表す関数又はテーブル値と、前記取得されたEGRガス流量対応値を前記取得された排気還流管入口部EGRガス温度で除した実際の値と、に基いて同EGRガス冷却装置の冷却効率を取得する冷却効率取得手段と、

前記取得された排気還流管入口部EGRガス温度と前記取得された冷却効率とに基いて前記排気還流管の前記吸気通路との接続部であるEGRガス出口部における前記EGRガスの温度を排気還流管出口部EGRガス温度として推定する出口部EGRガス温度推定手段と、

を備えた内燃機関のEGRガス温度推定装置。

【請求項2】

請求項1に記載の内燃機関のEGRガス温度推定装置において、

前記EGRガス冷却装置の冷媒の温度を取得する冷媒温度取得手段を更に備えとともに、

前記出口部EGRガス温度推定手段は、更に前記取得された冷媒の温度に基いて前記排気還流管出口部EGRガス温度を推定するように構成された内燃機関のEGRガス温度推定装置。

【請求項3】

請求項2に記載の内燃機関のEGRガス温度推定装置において、

前記出口部EGRガス温度推定手段は、前記取得された排気還流管入口部EGRガス温度と前記取得された冷媒温度の温度差に前記冷却効率を乗じることによりEGRガス温度変化分を推定し、同排気還流管入口部EGRガス温度から同推定されたEGRガス温度変化分を減じることにより前記排気還流管出口部EGRガス温度を推定するように構成された内燃機関のEGRガス温度推定装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、内燃機関の排気還流管を流れるEGRガスの温度を推定する内燃機関のEGRガス温度推定装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来より、内燃機関から排出される窒素酸化物( $\text{NO}_x$ )の量を低減するため、同内燃機関の排ガスの一部を排気還流管を介して吸気通路に循環させるEGR装置が広く知られている。EGR装置は、火花点火式内燃機関及びディーゼル機関の何れにも適用される。

【0003】

一方、ディーゼル機関においては、超希薄空燃比下で燃焼が行われる。即ち、燃焼に必要な酸素は十分に存在するので、ディーゼル機関の出力は燃料量に大きく依存することになる。従って、ディーゼル機関においては、 $\text{NO}_x$ 排出量の大幅な低減を目的として循環される排ガスの量(即ち、EGRガスの質量流量、以下、単に「EGRガス流量」と云う。)を増大し、しかも、要求される機関の出力を確保することを目的として必要な燃料量の燃料を供給すると、増大したEGRガス流量により機関が吸入する新気量(酸素量)が減少するので、燃料量に対する新気量の比(即ち、空燃比)がリッチ側に移行する。その結果、微粒子状物質(パーティキュレート・マター、以下「PM」と云う。)の排出量が増大してしまう。

【0004】

このことから、EGRガスを冷却するEGRガス冷却装置(EGRクーラー)を排気還流管に介装し、同EGRガス冷却装置によってEGR温度を下げることによりEGRガスの密度を増大し、以て、新気量を減少させることなくEGR量を増大可能とすることにより、 $\text{NO}_x$ 及びPMの両方の排出量を低減しようとする装置が開発されて来ている。

【0005】

ところで、例えば、機関に吸入される総べてのガス(以下「吸気」とも称呼する。)の流量に対する同EGRガス流量の比であるEGR率に基いてEGRガス流量を制御する場合、同EGR率を精度良く推定する必要があり、EGR率を精度良く推定するためには吸気量を精度良く推定しなければならない。吸気量は、インテークマニホールドとシリンダとの接続部(インテークマニホールド出口部)における温度(吸気温度)により変化するから、吸気温度を精度良く推定する必要がある。そして、この吸気温度を精度良く推定するためには、新気の温度、及び同新気とEGRガスとが混合される直前のEGRガスの温度(この温度は、EGRガス冷却装置出口部におけるEGRガス温度と実質的に等しい。)を精度良く推定しなければならない。即ち、EGRガス冷却装置にて冷却された後のEGR

10

20

30

40

50

R ガスの温度を正確に取得・推定することは、機関を適正に制御する上で極めて重要である。

【0006】

このような観点に基き、上記 EGR ガス冷却装置を備えた従来の装置の一つは、EGR ガス冷却装置の効率（冷却効率）に相当する値  $k$  をエンジン回転速度と燃料噴射量とに基いて求めるとともに、その補正係数  $k_h$  を EGR 流量に基いて求める。そして、この従来の装置は、前記値  $k$ 、前記補正係数  $k_h$ 、EGR ガス冷却装置の伝熱面面積  $A$ 、EGR ガス流量  $G$ 、EGR ガス比熱  $C_p$ 、EGR ガス冷却水温度  $T_{wg}$ 、及び排気温度  $T_{ex}$  と、 $T_{egr} = T_{ex} - T_{wg} \cdot k \cdot A / (k \cdot k_h \cdot A / 2 - G \cdot C_p)$  なる式とにより、EGR ガス冷却装置出口部の EGR ガス温度  $T_{egr}$  を推定するようになっている（例えば、特許文献 1 参照。）。 10

【0007】

【特許文献 1】

特開平 11 - 166452 号公報（第 6 頁、図 11、図 14）

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、EGR ガス冷却装置に流入する EGR ガス流量が同一であっても、EGR ガス冷却装置の冷却効率（熱伝達率） $egr$  は、同 EGR ガス冷却装置に流入する EGR ガスの温度（この温度は、排気還流管と排気通路とが接続された同排気還流管入口部での EGR ガス温度と実質的に等しい。）が変化すると大きく変化する。即ち、図 17 に示したように、EGR ガス冷却装置に流入する EGR ガス流量が同一であっても、同 EGR ガス冷却装置に流入する EGR ガス温度が第 1 温度から同第 1 温度よりも高い第 2 温度に変化すると、冷却効率  $egr$  は点 A から点 B へと変化する。これは、EGR ガス冷却装置に流入する EGR ガスの温度と同 EGR ガス冷却装置の冷媒の温度の温度差が大きいほど、同 EGR ガス冷却装置によって EGR ガスからより多くの熱が奪われるからである。 20

【0009】

従って、EGR ガス冷却装置に流入する EGR ガス温度を考慮することなく同 EGR ガス冷却装置の冷却効率を推定する上記従来の技術は、同 EGR ガス冷却装置出口部の EGR ガスの温度を精度良く推定することができないという問題がある。

【0010】

本発明は、かかる課題に対処するためになされたものであって、その目的は、排気還流管入口部 EGR ガス温度に基いて EGR ガス冷却装置の冷却効率を取得することで、排気還流管と吸気通路との接続部である EGR ガス出口部における EGR ガス温度を精度良く推定することができる内燃機関の EGR ガス温度推定装置を提供することにある。 30

【0011】

【本発明の概要】

本発明による内燃機関の EGR ガス温度推定装置は、内燃機関の排気通路と吸気通路とに接続された排気還流管と、同排気還流管に介装され同排気還流管内を流れる EGR ガスの流量を制御する EGR 制御弁と、同排気還流管の同排気通路との接続部と同 EGR 制御弁との間の同排気還流管に介装され同 EGR ガスを冷媒を使用して冷却する EGR ガス冷却装置と、を備えた内燃機関の EGR ガス温度推定装置であって、前記排気還流管の前記排気通路との接続部である EGR ガス入口部における前記 EGR ガスの温度を排気還流管入口部 EGR ガス温度として取得する入口部 EGR ガス温度取得手段と、前記排気還流管内を流れる EGR ガスの流量に対応する EGR ガス流量対応値を取得する EGR ガス流量対応値取得手段と、EGR ガス流量対応値を排気還流管入口部 EGR ガス温度で除した値と前記 EGR ガス冷却装置の冷却効率との関係を表す関数又はテーブル値と、前記取得された EGR ガス流量対応値を前記取得された排気還流管入口部 EGR ガス温度で除した実際の値と、に基いて同 EGR ガス冷却装置の冷却効率を取得する冷却効率取得手段と、前記取得された排気還流管入口部 EGR ガス温度と前記取得された冷却効率とに基いて前記排気還流管の前記吸気通路との接続部である EGR ガス出口部における前記 EGR ガスの温度を排気還流管出口部 EGR ガス温度として推定する出口部 EGR ガス温度推定手段と 40 50

、を備えている。

【0012】

これによれば、入口部 EGR ガス温度取得手段により、前記排気還流管の前記排気通路との接続部である EGR ガス入口部における前記 EGR ガスの温度が、排気還流管入口部 EGR ガス温度として取得される。この入口部 EGR ガス温度取得手段は、排気還流管入口部 EGR ガス温度を、新気流量、燃料量、吸気圧力、及び排気圧力等から計算により求めるものであってよく、或いは、排気還流管との接続部近傍の排気通路に設けられた温度センサ（排気温度センサ）の出力に基いて求めるものであってもよい。

【0013】

また、EGR ガス流量対応値取得手段により、前記排気還流管内を流れる EGR ガスの流量に対応する EGR ガス流量対応値が取得される。この EGR ガス流量対応値とは、排気還流管内を流れる EGR ガスの流量それ自体であってもよく、同 EGR ガス流量と等価な値、例えば、排気還流管内を流れる EGR ガスの流速であってもよい。排気還流管の形状は既知であるから、例えば、EGR ガスの流速を排気還流管内に設けた流速センサにより検出すれば、その検出値に基いて EGR ガス流量を求めることができるからである。

10

【0014】

更に、冷却効率取得手段により、前記取得された排気還流管入口部 EGR ガス温度と前記取得された EGR ガス流量対応値とに基いて前記 EGR ガス冷却装置の冷却効率が取得される。実験によれば、EGR ガス冷却装置の冷却効率  $egr$  と排気還流管入口部 EGR ガス温度 ( $Tex$ ) とは略比例の関係にあることが判明した。そこで、本発明の装置は、EGR ガス流量対応値  $Gegr$  を排気還流管入口部 EGR ガス温度  $Tex$  で除した値 ( $= Gegr/Tex$ ) と前記冷却効率  $egr$  との関係を実験により求めておき、実際の値 ( $Gegr/Tex$ ) とその関数又はテーブル値とに基いて実際の冷却効率  $egr$  を求める。この結果、EGR ガス流量対応値  $Gegr$  と排気還流管入口部 EGR ガス温度  $Tex$  との組み合わせ ( $Gegr, Tex$ ) の各々に対して冷却効率  $egr$  を実験により求め、 $egr$  を求めるための関数を  $Tex$  毎に記憶装置に格納し、実際の EGR ガス温度  $Tex$  に応じた関数を選択して使用するように構成したり、これらデータの組 ( $Gegr, Tex, egr$ ) からなる膨大なデータをテーブル値として記憶装置内に格納して冷却効率  $egr$  を求めるように構成した場合に比べ、より簡単で少ない記憶量をもって精度良く冷却効率  $egr$  を求めることができる。そして、出口部 EGR ガス温度推定手段は、前記取得された排気還流管入口部 EGR ガス温度と前記取得された冷却効率とに基いて前記排気還流管の前記吸気通路との接続部である EGR ガス出口部における前記 EGR ガスの温度を排気還流管出口部 EGR ガス温度として推定する。

20

30

【0015】

このように、本装置によれば、EGR ガス冷却装置の冷却効率が排気還流管入口部 EGR ガス温度にも基いて決定されるから、同冷却効率が正しい値に近づく。従って、本装置は、排気還流管出口部 EGR ガス温度を精度良く推定することができる。

【0016】

この場合、前記 EGR ガス温度推定装置は、前記 EGR ガス冷却装置の冷媒の温度を取得する冷媒温度取得手段を更に備えるとともに、前記出口部 EGR ガス温度推定手段は、更に前記取得された冷媒の温度に基いて前記排気還流管出口部 EGR ガス温度を推定するよう

40

【0017】

EGR ガス冷却装置の冷媒の温度は、排気還流管出口部 EGR ガス温度を変化させる。従って、上記構成によれば、EGR ガス冷却装置の冷媒の温度が排気還流管出口部 EGR ガス温度の推定に反映されるので、同排気還流管出口部 EGR ガス温度がより精度良く推定され得る。

【0018】

更に、この場合、前記出口部 EGR ガス温度推定手段は、前記取得された排気還流管入口部 EGR ガス温度  $Tex$  と前記取得された冷媒温度  $Treibai$  との差に前記冷却効率  $egr$  を乗じることにより EGR ガス温度変化分 ( $T = egr \cdot (Tex - Treibai)$ ) を推定し、同排気

50

還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  から同推定された EGR ガス温度変化分  $\Delta T$  を減じることにより前記排気還流管出口部 EGR ガス温度  $T_{egr}$  を推定する（即ち、式  $T_{egr} = T_{ex} - \Delta T_{egr} \cdot (T_{ex} - T_{reibai})$  により  $T_{egr}$  を推定する）ように構成され得る。

【0019】

これによれば、「排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  と前記取得された冷媒温度  $T_{reibai}$  との差 ( $\Delta T = T_{ex} - T_{reibai}$ ) が大きいほど EGR ガスの温度が大きく低下する。」との現象が、排気還流管出口部 EGR ガス温度  $T_{egr}$  の推定に適正に反映される。従って、排気還流管出口部 EGR ガス温度がより精度良く推定され得る。

【0022】

【発明の実施の形態】

以下、本発明による内燃機関の EGR ガス温度推定装置及び EGR 制御装置を含む内燃機関（ディーゼル機関）の制御装置の実施形態の一つについて図面を参照しつつ説明する。

【0023】

図1は、本発明による内燃機関の制御装置を4気筒内燃機関（ディーゼル機関）10に適用したシステム全体の概略構成を示している。このシステムは、燃料供給システムを含むエンジン本体20、エンジン本体20の各気筒の燃焼室にガスを導入するための吸気システム30、エンジン本体20からの排ガスを放出するための排気システム40、排気還流を行うためのEGR装置50、及び電気制御装置60を含んでいる。

【0024】

エンジン本体20の各気筒の上部には燃料噴射弁21が配設されている。各燃料噴射弁21は、電気制御装置60と電氣的に接続されていて、同電気制御装置60からの駆動信号（指令燃料噴射量  $q_{fin}$  に応じた指令信号）により所定時間だけ開弁し、これにより燃料タンクと接続された燃料噴射用ポンプ（図示省略）から供給される高圧の燃料を噴射するようになっている。

【0025】

吸気システム30は、エンジン本体20の各気筒の燃焼室にそれぞれ接続されたインテークマニホールド31、インテークマニホールド31の上流側集合部に接続され同インテークマニホールド31とともに吸気通路を構成する吸気管32（インテークマニホールド31及び吸気管32を「吸気管」と総称することもある。）、吸気管32内においてスロットル弁アクチュエータ33aにより同吸気管32に回動可能に保持されたスロットル弁33、スロットル弁33の上流において吸気管32に介装されたインタークーラー34、同インタークーラー34の上流において吸気管32に介装されたターボチャージャ35のコンプレッサ35a、及び吸気管32の先端部に配設されたエアクリーナ36を含んでいる。

【0026】

排気システム40は、エンジン本体20の各シリンダに接続されたエキゾーストマニホールド41、エキゾーストマニホールド41の下流側集合部に接続された排気管42、排気管42に配設されたターボチャージャ35のタービン35b、ターボチャージャ絞り弁35c、及び排気管42に介装されたディーゼルパティキュレートフィルタ（以下、「DPNR」と称呼する。）43を含んでいる。エキゾーストマニホールド41及び排気管42は排気通路を構成している。

【0027】

ターボチャージャ絞り弁35cは、電気制御装置60と接続されていて、同電気制御装置60からの駆動信号にตอบสนองしてターボチャージャ35の容量を実質的に可変とするようにタービン35bに流入する排ガス通路面積を可変とする弁である。このターボチャージャ絞り弁35cが閉じられてタービン35bに流入する排ガス通路面積を小さくすると過給圧が増大し、逆にターボチャージャ絞り弁35cが開かれてタービン35bに流入する排ガス通路面積を大きくすると過給圧が低下する。

【0028】

DPNR43は、コーライト等の多孔質材料から形成されたフィルタを内蔵し、通過する排ガス中のパティキュレートを細孔表面にて捕集するフィルタである。DPNR43は

10

20

30

40

50

、担体としてのアルミナに、カリウムK、ナトリウムNa、リチウムLi、セシウムCsのようなアルカリ金属、バリウムBa、カルシウムCaのようなアルカリ土類金属、及びランタンLa、イットリウムYのような希土類金属から選ばれた少なくとも一つを白金とともに担持し、NOxを吸収した後に同吸収したNOxを放出して還元する吸蔵還元型NOx触媒としても機能するようになっている。

【0029】

EGR装置50は、排ガスを還流させる通路(EGR通路)を構成する排気還流管51と、排気還流管51に介装されたEGR制御弁52と、排気還流管51に介装されたEGRガス冷却装置(EGRクーラー)53とを備えている。

【0030】

排気還流管51はタービン35bの上流側排気通路(エキゾーストマニホールド41)と接続された部分をEGRガス(排ガス)の入口部とし、スロットル弁33の下流側吸気通路(インテークマニホールド31)と接続された部分をEGRガスの出口部として、同入口部(排気還流管入口部)と同出口部(排気還流管出口部)とを連通し、同入口部と同出口部の間をEGRガスが通過するガス流通管を構成している。

【0031】

また、前記インテークマニホールド31をガス流通管として考えた場合、その入口部は同インテークマニホールド31と排気還流管51との接続部ということになり、インテークマニホールド31の出口部は同インテークマニホールド51と内燃機関10の燃焼室(シリンダ、気筒)とが接続された同燃焼室への吸気流入部(吸気弁により開閉される開口部)ということになる。

【0032】

EGR制御弁52は電気制御装置60と接続されていて、同電気制御装置60からの駆動信号(EGR制御弁開度指令値SEGR)に応答して再循環される排ガス量(排気還流量、EGRガス流量)を変更し、後述するようにEGR率を制御するようになっている。

【0033】

EGRガス冷却装置53は、同装置の入口部から流入するとともに同装置の出口部から流出するEGRガスの通路を内部に形成している。また、EGRガス冷却装置53は、前記EGRガスの通路に露呈した冷却部を備えている。この冷却部内にはエンジン冷却水が冷媒として循環するようになっている。

【0034】

電気制御装置60は、互いにバスで接続されたCPU61、CPU61が実行するプログラム、テーブル(ルックアップテーブル、マップ)、及び定数等を予め記憶したROM62、CPU61が必要に応じてデータを一時的に格納するRAM63、電源が投入された状態でデータを格納するとともに同格納したデータを電源が遮断されている間も保持するバックアップRAM64、並びにADコンバータを含むインターフェース65等からなるマイクロコンピュータである。

【0035】

インターフェース65は、吸気管32に配置された熱線式エアフローメータ71、インタークーラー34とスロットル弁33との間の吸気通路に設けられた新気温センサ(吸気温センサ)72、スロットル弁33の下流であって排気還流管51が接続された部位よりも上流の吸気通路に配設された吸気圧センサ73、エンジン回転速度センサ74、水温センサ75及びアクセル開度センサ76と接続されていて、これらのセンサからの信号をCPU61に供給するようになっている。また、インターフェース65は、燃料噴射弁21、スロットル弁アクチュエータ33a、ターボチャージャ絞り弁35c、及びEGR制御弁52と接続されていて、CPU61の指示に応じてこれらに駆動信号を送出するようになっている。

【0036】

熱線式エアフローメータ71は、エアクリーナ36を介して吸気管32内に新たに吸入された大気(即ち、新気)の質量流量(単位時間当りの吸入空気量、単位時間あたりの新気

10

20

30

40

50

量)を計測し、同新気の質量流量に応じた信号(新気流量)Gaを発生するようになっている。新気温センサ72は、エアクリーナ36を介して吸気管32内に吸入された新気の温度(即ち、新気温度)を検出し、同新気温度を表す信号Taを発生するようになっている。吸気圧センサ73は、吸気通路内の圧力(吸気圧、過給圧)を表す信号Pbを発生するようになっている。

【0037】

エンジン回転速度センサ74は、エンジン10の回転速度を検出し、エンジン回転速度NEを表す信号を発生するとともに、各気筒の絶対クランク角度を検出し得るようになっている。水温センサ75は、エンジン10の冷却水温を検出し、同冷却水温を表す信号THWを発生するようになっている。アクセル開度センサ76は、アクセルペダルAPの操作量を検出し、アクセル開度(アクセル操作量)を表す信号Accpを発生するようになっている。

10

【0038】

次に、上記のように構成された内燃機関の制御装置の作動について説明する。電気制御装置60のCPU61は、図2に機能ブロック図で示された各値を計算するためのプログラムを所定時間の経過毎に繰り返し実行し、実EGR率Ractを計算するようになっている。以下、ブロック毎に説明を加える。なお、以下に述べる各値の幾つかは、図3に概念的に示されている。

【0039】

<実EGR率Ractの取得>

20

実EGR率Ractは、エンジン10のシリンダに吸入された単位時間あたりの実EGRガス流量Gegr(実際のEGRガス質量流量であって、以下、「EGRガス流量Gegr」と称呼する。)を同エンジン10に吸入された単位時間あたりの全ガス量Gcyl(実際の全ガス質量流量であって、以下、「全ガス流量Gcyl」とも称呼する。)で除した値( $Ract = Gegr / Gcyl$ )である。EGRガス流量Gegrは、全ガス流量Gcylから、エンジン10に吸入された単位時間あたりの新気量Gaact(大気の質量、以下、「実新気流量Gaact」と云う。)を減じた量である。従って、CPU61は、ブロックB1に示したように、下記(1)式に基づいて実EGR率Ractを計算する。

【0040】

【数1】

30

$$Ract = \frac{Gcyl - Gaact}{Gcyl} \quad \dots(1)$$

【0041】

<実新気流量Gaactの取得>

(1)式で用いられる実新気流量Gaactは、エアフロメータ71が計測した計測新気流量Gaよりも時間的に遅れて変化するから、同計測新気流量Gaに一次遅れ処理を施すことにより求められる値と略等しくなる。従って、CPU61は、計測新気流量Gaに対して一次遅れ処理を施すブロックB2に示した下記(2)式に基づいて実新気流量Gaactを計算する。αは0から1までの値を有する定数である。なお、Gaact(n)は今回の演算による実新気流量Gaact、Gaact(n-1)は所定時間前に実行された前回の演算による実新気流量Gaact、Ga(n)は今回の演算タイミングにおけるエアフロメータ71の出力に基く計測新気流量Gaである。

40

【0042】

【数2】

$$Gaact(n) = \alpha \cdot Gaact(n-1) + (1-\alpha) \cdot Ga(n) \quad \dots(2)$$

【0043】

<全ガス流量Gcylの取得>

50

(1)式の計算を行うために更に必要となる全ガス流量 $G_{cyl}$ は、気体の状態方程式からも推察されるように、スロットル弁33の下流の吸気管内の圧力(吸気圧) $P_b$ とエンジン10のシリンダに吸入されるガスの温度(吸入ガス温度) $T_{bout}$ とに応じた値となる。このエンジン10のシリンダに吸入されるガスの温度 $T_{bout}$ は、以下、「インテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ 」と称呼する。

【0044】

実際には、全ガス流量 $G_{cyl}$ はエンジン10の気筒内に残留するガス量の影響も受ける。従って、CPU61は、ブロックB3に示したように、下記(3)式で示した実験式に基づいて実EGR率 $R_{act}$ を計算する。(3)式において、 $a$ 、 $b$ は実験により定められる適合定数であり、 $T_{base}$ はこれらの定数 $a$ 、 $b$ を定めたときのインテークマニホールド出口部ガス温度(基準温度)である。また、(3)式で用いられる吸気圧(過給圧) $P_b$ は、吸気圧センサ73から取得される。

【0045】

【数3】

$$G_{cyl} = \frac{T_{base}}{T_{bout}} (a \cdot P_b + b) \quad \dots (3)$$

【0046】

<実ガス温度 $T_{bout}$ の取得>

(3)式の計算を行うためには、インテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ を取得する必要がある。CPU61は、ブロックB4に示したように、このインテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ を下記(4)式に従って計算する。

【0047】

【数4】

$$T_{bout} = T_{bin} - \eta_{im} \cdot (T_{bin} - T_{wallim}) \quad \dots (4)$$

【0048】

(4)式において、

$T_{bin}$ は、図3に示したように、EGR制御弁52の出口側のインテークマニホールド31の内部、即ち、EGRガスと新気とが混合された部位(以下、単に「合流部」又は「インテークマニホールド入口部」と称呼する。)の混合ガス温度であり、以下「インテークマニホールド入口部ガス温度 $T_{bin}$ 」と称呼する。

$T_{wallim}$ は、インテークマニホールド入口部から吸気弁までの間のインテークマニホールド31の壁温であり、以下、「インテークマニホールド壁温 $T_{wallim}$ 」と称呼する。

$\eta_{im}$ は、インテークマニホールド入口部からインテークマニホールド出口部(吸気弁により開閉される部分)までの間のインテークマニホールド31における熱伝達率(冷却効率)であり、以下、「インテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{im}$ 」と称呼する。

【0049】

上記(4)式は、インテークマニホールド31の壁面とシリンダに吸入されるガスとの間での熱の授受、及び同インテークマニホールド31の壁面と外気(インテークマニホールド31の外側の空気の温度) $T_{air}$ との間での熱の授受を考慮した式であって、これらの熱の授受を右辺第2項( $\eta_{im} \cdot (T_{bin} - T_{wallim})$ )で代表させた式である。この値( $\eta_{im} \cdot (T_{bin} - T_{wallim})$ )は、インテークマニホールド31内を吸気(新気+EGRガス)が通過する際に、吸気の温度がどれだけ変化するかを示す変化温度対応値である。

【0050】

ガス(吸気)とガス流通管(インテークマニホールド31)との間の熱授受は、同ガスの入口部温度と同ガス流通管の壁温の差に強い相関(例えば、比例関係)がある。また、熱伝達率は、ガスとガス流通管壁との間の熱の授受、及びガス流通管壁と外部との間の熱の授受を適切に表すことが可能である。従って、上記構成によれば、前記熱授受を簡単で且

10

20

30

40

50

つ精度良く推定することができ、前記変化温度対応値も精度良く推定することが可能となる。

【 0 0 5 1 】

ところで、(4)式によりインテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ を取得するためには、同(4)式の右辺の各値( $T_{bin}$ ,  $T_{wallim}$ ,  $i_m$ )を取得しなければならない。以下、順に説明する。

【 0 0 5 2 】

< インテークマニホールド入口部ガス温度 $T_{bin}$ の取得 >

C P U 6 1 は、ブロック B 5 に示したように、インテークマニホールド入口部ガス温度 $T_{bin}$ をエネルギー保存則に基づく下記(5)式に従って計算する。

【 0 0 5 3 】

【 数 5 】

$$T_{bin} = (G_{aact} \cdot T_a \cdot C_{air} + G_{egr} \cdot T_{egr} \cdot C_{egr}) / (G_{all} \cdot C_{ave}) \quad \dots (5)$$

【 0 0 5 4 】

(5)式の右辺における各値について図3を参照しながら説明する。

$G_{aact}$ は先に説明した実新気流量であり、前記ブロック B 2 により(2)式に従って求められる。

$T_a$ は先に説明した新気温度であって新気温センサ 7 2 により検出される。

$C_{air}$ は新気の比熱(新気ガス比熱)であって予め与えられる定数である。

【 0 0 5 5 】

$G_{egr}$ は先に説明した E G R ガス流量であり、後述する方法により求められる。

$T_{egr}$ は E G R ガスと新気とが合流部にて混合する直前の E G R ガス温度である。即ち、温度 $T_{egr}$ は、排気還流管 5 1 の前記吸気通路との接続部である E G R ガス出口部における E G R ガスの温度であって、以下「排気還流管出口部 E G R ガス温度( E G R 出口部 E G R ガス温度)  $T_{egr}$ 」と称呼する。排気還流管出口部 E G R ガス温度 $T_{egr}$ は後述する方法により求められる。

$C_{egr}$ は E G R ガスの比熱( E G R ガス比熱)であって予め与えられる定数である。

【 0 0 5 6 】

$G_{all}$ は、 E G R ガスと新気とが混合したガスの総和量、即ち、実新気流量 $G_{aact}$ と E G R ガス流量 $G_{egr}$ との和であって、以下、「インテークマニホールド入口部ガス流量 $G_{all}$ 」と称呼する。

$C_{ave}$ は、 E G R ガスと新気とが混合したガスの比熱(混合ガス比熱)であり、予め与えられる定数である。

【 0 0 5 7 】

(5)式によりインテークマニホールド入口部ガス温度 $T_{bin}$ を取得するためには、排気還流管出口部 E G R ガス温度 $T_{egr}$ 、 E G R ガス流量 $G_{egr}$ 、インテークマニホールド入口部ガス流量 $G_{all}$ を取得しなければならない。従って、以下、更に順を追って説明する。

【 0 0 5 8 】

< 排気還流管出口部 E G R ガス温度 $T_{egr}$ の取得 >

C P U 6 1 は、ブロック B 6 に示したように、排気還流管出口部 E G R ガス温度 $T_{egr}$ を下記(6)式に従って計算する。ブロック B 6 は、出口部 E G R ガス温度推定手段を構成している。

【 0 0 5 9 】

【 数 6 】

$$T_{egr} = T_{ex} - \eta_{egr} \cdot (T_{ex} - T_{HW}) \quad \dots (6)$$

【 0 0 6 0 】

10

20

30

40

50

(6)式において、

Texは、排気還流管51とエキゾーストマニホールド41との接合部近傍の同排気還流管51入口部におけるEGRガス温度(即ち、エキゾーストマニホールド41と排気還流管51との接合部近傍での排ガス温度)であり、以下、「排気還流管入口部ガス温度Tex(EGR通路入口部EGRガス温度Tex)」と称呼する。

egrは、EGRガス冷却装置53の冷却効率(熱伝達率)である。

THWは、エンジン10の冷却水温であるが、EGR冷却装置53の冷媒はエンジン冷却水であるから、冷却水温THWは冷媒の温度Treibaiと等しい。

【0061】

上記(6)式は、EGRガス冷却装置53(の冷却部)と同EGR冷却装置を通過するEGRガスとの間での熱の授受を考慮した式である。即ち、(6)式の右辺第2項( $egr \cdot (Tex - THW)$ )は、EGRガス冷却装置53内をEGRガスが通過する際に、EGRガスの温度がどれだけ変化するかを示す変化温度対応値である。

10

【0062】

実際には、EGRガスは、排気還流管入口部から流入して排気還流管出口部に到達するまでの間に、排気還流管51の壁面との間で熱の授受を行う。しかしながら、EGRガスと排気還流管51の壁面との間の熱交換量は、EGRガスとEGRガス冷却装置53との間の熱交換量に比べて極めて小さい。従って、(6)式の右辺第2項( $egr \cdot (Tex - THW)$ )は、EGRガスが排気還流管入口部から流入して排気還流管出口部に到達するまでの間に、同EGRガスの温度がどれだけ変化するかを示す値と実質的に等しい。

20

【0063】

ところで、(6)式により排気還流管出口部EGRガス温度Tegrを取得するためには、上記排気還流管入口部EGRガス温度Tex、及びEGR冷却装置の冷却効率egrを取得しなければならない。以下、順に説明する。

【0064】

<排気還流管入口部のEGRガス温度Texの取得>

CPU61は、ブロックB8及びブロックB9示したように、排気還流管入口部のEGRガス温度Tex(排ガス温度Tex)を下記(7)式に従って計算する。ブロックB8及びブロックB9は、EGRガス温度取得手段を構成している。

【0065】

30

【数7】

$$T_{\text{ex}} = f_{\text{Tex}}(X_{\text{Tex}}) \quad \dots(7)$$

$$X_{\text{Tex}} = G_f^a / G_{\text{aact}}$$

または

$$X_{\text{Tex}} = (G_f^a / G_{\text{aact}}) \cdot (P_b / P_{\text{ex}})$$

または

$$X_{\text{Tex}} = G_f \cdot \Phi$$

または

$$X_{\text{Tex}} = G_f \cdot \Phi \cdot (P_b / P_{\text{ex}})$$

$$\Phi = G_f / G_a$$

ここで、

$G_f$ : 単位時間あたりの燃料噴射量(g/s)

$G_{\text{aact}}$ : 実新気流量(g/s)

$P_b$ : 過給圧

$P_{\text{ex}}$ : エキゾーストマニホールド内ガス圧力

$\Phi$ : 等量比

$a$ : 定数

である。

#### 【 0 0 6 6 】

(7)式において、

単位時間あたりの燃料噴射量 $G_f$ は、図4のブロックB P 3に示したように、指令燃料噴射量 $q_{\text{fin}}$ 及びエンジン回転速度 $NE$ に基いて求められる。例えば、 $G_f = k_{Gf} \cdot q_{\text{fin}} \cdot NE$  ( $k_{Gf}$ は定数)である。

実新気流量 $G_{\text{aact}}$ は、上述したブロックB 2により(2)式に基いて求められる。

過給圧 $P_b$ は、吸気圧 $P_b$ であり、吸気圧センサ73から取得される。

エキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{\text{ex}}$ は、後述する手法により求められる。

#### 【 0 0 6 7 】

上記(7)式は、「排気還流管入口部E G Rガス温度 $T_{\text{ex}}$ は、シリンダ内へ投入されるエネルギー(発熱量)と、同シリンダ内で発生した熱のガスへの伝達に大きく依存する。」という知見に基いている。シリンダ内へ投入されるエネルギーは燃料噴射量 $G_f$ に強い相関がある。また、シリンダ内で発生した熱のガスへの伝達は、実新気流量 $G_{\text{aact}}$ (実新気流量 $G_{\text{aact}}$ は発熱に寄与しない代わりに、排ガス温度を低下させるように機能する。)、又は、ガス比熱に関連した値である等量比  $\Phi$  に強い相関がある。そこで、(7)式では変数 $X_{\text{Tex}}$ に上記したような値を選択している。

#### 【 0 0 6 8 】

なお、変数 $X_{\text{Tex}}$ のひとつに使用されている値(過給圧 $P_b$ /エキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{\text{ex}}$ )は、エキゾーストマニホールド41内における排ガスの通過のし易さ(留まり易さ)を表している。排ガスがエキゾーストマニホールド41内に留まるほど、同排ガスとエキゾーストマニホールド41外部との間でより多くの熱が伝達される。従って、(過給圧 $P_b$ /エキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{\text{ex}}$ )をパラメータとして導入することで、排気還流管入口部E G Rガス温度 $T_{\text{ex}}$ の推定精度が高くなる。また、過給圧 $P_b$ はE G Rガス量と相関があり、且つ、E G Rガス量が多ければ燃焼開始時の温度が高くなって排ガス温度 $T_{\text{ex}}$ (排気還流管入口部E G Rガス温度 $T_{\text{ex}}$ )も高くなるので、過給圧 $P_b$ をパラメータとして考慮することは、この点においても同排ガス温度 $T_{\text{ex}}$ の精度向上に寄与する。

#### 【 0 0 6 9 】

(7)式の関数 $f_{\text{Tex}}$ と定数 $a$ はエンジンの機種毎に決定される。以下は、関数 $f_{\text{Tex}}$ と定数 $a$ を決定する手順の一例である。

10

20

30

40

50

(Step1) 関数  $f_{Tex}$  と定数  $a$  を決定すべきエンジンの運転条件を変更し、各エンジン状態量 ( $G_f$ ,  $G_{aact}$ ,  $P_b$ ,  $P_{ex}$ ,  $T_{ex}$ ) を測定する。

(Step2) 測定結果に基づいて、変数  $X_{Tex}$  と EGR ガス温度  $T_{ex}$  の実測値との相関が高くなるように定数  $a$  を決定する。なお、変数  $X_{Tex}$  に等量比 を含む値を用いた場合には、定数  $a$  の値の調整 (決定) は省略される。

(Step3) 決定された定数  $a$  で決まる変数  $X_{Tex}$  と EGR ガス温度  $T_{ex}$  の実測値とに基づいて、関数  $f_{Tex}$  を決定する。

図 5 は、変数  $X_{Tex}$  として  $G_f \cdot (P_b/P_{ex})$  を選択した場合の同変数  $X_{Tex}$  と実測された排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  との関係の一例を示している。この場合、関数  $f_{Tex}$  は、 $T_{ex} = f_{Tex}(X_{Tex}) = 545.9 \cdot X_{Tex}^{0.3489}$  となった。

10

【 0 0 7 0 】

< エキゾーストマニホールド内ガス圧力  $P_{ex}$  の取得 >

上記 (7) 式の変数  $X_{Tex}$  としてエキゾーストマニホールド内ガス圧力  $P_{ex}$  を含む変数を使用する場合、同エキゾーストマニホールド内ガス圧力  $P_{ex}$  を求める必要がある。CPU 61 は、機能ブロック図である図 4 に示したように、下記 (8) 式に従ってエキゾーストマニホールド内ガス圧力  $P_{ex}$  を算出する。

【 0 0 7 1 】

【 数 8 】

$$\left. \begin{aligned} P_{ex} &= f_{Pex}(X_{Pex}) \\ X_{Pex} &= (G_f + G_{aact}) \cdot P_b / K_{vn} \\ K_{vn} &= A_{vn} + a_{vn} \end{aligned} \right\} \dots(8)$$

20

ここで、

$G_f$ : 単位時間あたりの燃料噴射量 (g/s)

$G_{aact}$ : 実新気流量 (g/s)

$P_b$ : 過給圧

$K_{vn}$ : 可変容量ターボチャージャ絞り係数

$A_{vn}$ : 可変容量ターボチャージャ開度 (0~100%)

$a_{vn}$ : 正の定数

である。

30

【 0 0 7 2 】

(8) 式において、

燃料噴射量  $G_f$  は、図 4 のブロック B P 3 に示したように、指令燃料噴射量  $q_{fin}$  及びエンジン回転速度  $NE$  に基づいて求められる。

実新気流量  $G_{aact}$  は、上述したブロック B 2 により (2) 式に従って求められる。

過給圧  $P_b$  は、吸気圧  $P_b$  であり、吸気圧センサ 73 から取得される。

可変容量ターボチャージャ開度  $A_{vn}$  は、図 4 のブロック B P 4 内に示したように、指令燃料噴射量  $q_{fin}$  及びエンジン回転速度  $NE$  を引数とするテーブルにより求める値である。CPU 61 は、ターボチャージャ絞り弁 35c の開度がこの値  $A_{vn}$  に基いた値となるように、同ターボチャージャ絞り弁 35c に対して駆動信号を供給する。また、可変容量ターボチャージャ開度  $A_{vn}$  は、ブロック B P 5 にて定数  $a_{vn}$  が加えられ、上記 (8) 式の可変容量ターボチャージャ絞り係数  $K_{vn}$  に変換される。なお、後述するように、目標過給圧を設定して実際の過給圧が同目標過給圧となるように値  $A_{vn}$  を決定してもよい。

40

【 0 0 7 3 】

上記 (8) 式は、「エキゾーストマニホールド内ガス圧力  $P_{ex}$  は、シリンダ内に流入するガス量 ( $G_{aact} + G_f$ )、可変容量ターボチャージャ絞り弁 35c の開度  $A_{vn}$ 、及びターボチャージャ 35 のタービン 35b の抵抗を表す過給圧に極めて強い相関を有する。」という知見に基づいている。

50

## 【 0 0 7 4 】

(8)式の関数 $f_{Pex}$ と定数 $avn$ はエンジンの機種毎に決定される。以下は、関数 $f_{Pex}$ と定数 $avn$ を決定する手順の一例である。

(Step1) 関数 $f_{Pex}$ と定数 $avn$ を決定すべきエンジンの運転条件を変更し、各エンジン状態量 ( $G_f$ ,  $G_{act}$ ,  $P_b$ ,  $Av_n$ ,  $P_{ex}$ ) を測定する。

(Step2) 測定結果に基づいて、変数 $X_{Pex}$ とエキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ との相関が高くなるように定数 $avn$ を決定する。

(Step3) 決定された定数 $avn$ で決まる変数 $X_{Pex}$ とエキゾーストマニホールド内ガス圧力 $P_{ex}$ の実測値とに基づいて、関数 $f_{Pex}$ を決定する。

図6は、このようにして関数 $f_{Pex}$ を決定する際に使用した実測値の一例を示している。この例の場合、関数 $f_{Pex}$ は下記の(9)式ようになった。このように、本実施形態は、排気圧力センサを用いることなく排気圧力 $P_{ex}$ を求めることができ、装置のコストを低下させることができる。

## 【 0 0 7 5 】

## 【 数 9 】

$$P_{ex} = f_{Pex}(X_{Pex}) = -2 \cdot 10^{-8} \cdot X_{Pex}^2 + 0.059 \cdot X_{Pex} + 100.59 \quad \dots(9)$$

## 【 0 0 7 6 】

以上により、(7)式の変数 $X_{Tex}$ を求めるための各値 ( $G_f$ ,  $G_{act}$ ,  $P_b$ ,  $P_{ex}$ ) が求められて変数 $X_{Tex}$ が決定される。従って、CPU61は、(7)式に従って計算を行い、排気還流管入口部EGRガス温度 $T_{ex}$ (排ガス温度 $T_{ex}$ )を求める。一方、(6)式に従って排気還流管出口部EGRガス温度 $T_{egr}$ を求めるためには、更に、EGRガス冷却装置の冷却効率 $egr$ を取得しなければならない。

## 【 0 0 7 7 】

< EGRガス冷却装置の冷却効率 $egr$ の取得 >

CPU61は、図2のブロックB10に示したように、EGRガス冷却装置の冷却効率 $egr$ を下記(10)式に従って計算する。ブロックB10は、冷却装置の冷却効率取得手段(推定手段)を構成している。

## 【 0 0 7 8 】

## 【 数 10 】

$$\eta_{egr} = f_{\eta_{egr}}(G_{egr}/T_{ex}) \quad \dots(10)$$

## 【 0 0 7 9 】

(10)式に示したように、EGRガス冷却装置の冷却効率 $egr$ を求めるためには、排気還流管入口部EGRガス温度 $T_{ex}$ とEGRガス流量 $G_{egr}$ とが必要となる。排気還流管入口部EGRガス温度 $T_{ex}$ は、ブロックB8及びブロックB9により上記(7)式により求められる。EGRガス流量 $G_{egr}$ は、後述するブロックB12により下記の(11)式により求められる。

## 【 0 0 8 0 】

なお、(10)式でのEGRガス流量 $G_{egr}$ は、EGRガス流量 $G_{egr}$ に対応した値(EGRガス流量対応値)であればよく、例えば、排気還流管51の所定箇所におけるEGRガス流速 $V_{egr}$ で置き換えることができる。EGR通路(排気還流管51とEGRガス冷却装置53の形成するEGR通路)の形状は既知であるから、EGRガス流速 $V_{egr}$ に基づいてEGRガス流量 $G_{egr}$ を推定できるからである。EGRガス流速 $V_{egr}$ は、排気還流管51内に流速センサを配設し、同流速センサの出力から直接取得してもよい。

## 【 0 0 8 1 】

(10)式の関数 $f_{egr}$ はエンジンの機種毎に決定される。以下は、関数 $f_{egr}$ を決定する手順の一例である。

10

20

30

40

50

(Step1) 関数  $f_{egr}$  を決定すべきエンジンの運転条件を変更し、各エンジン状態量 ( $G_{egr}$ ,  $T_{ex}$ ,  $egr$ ) を測定する。

(Step2) 測定結果に基づいて、図 7 に示したように、 $egr$  と  $G_{egr}/T_{ex}$  との関係をグラフ化する。

(Step3) step2 のグラフに基づいて、関数  $f_{egr}$  を決定する。

#### 【0082】

図 17 に示したように、冷却効率  $egr$  と EGR ガス流量  $G_{egr}$  との関係は排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  が異なると変化する。これに対し、冷却効率  $egr$  と、EGR ガス流量  $G_{egr}$  を排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  で除した値 ( $G_{egr}/T_{ex}$ ) と、の関係は、図 7 に示したように、排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  に関わらず一義的に定まる。換言すると、冷却効率  $egr$  と排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  とは略比例の関係にあることが実験的に判明したので、値 ( $G_{egr}/T_{ex}$ ) を変数として冷却効率  $egr$  を求めることで、より簡便に関数  $f_{egr}$  を求めることができる。

10

#### 【0083】

本装置は、上記関数  $f_{egr}$  を関数の形として ROM 62 内に格納するか、又は、値 ( $G_{egr}/T_{ex}$ ) と  $egr$  との組み合わせからなるデータをテーブル (一次元マップ) のテーブル値として ROM 62 内に格納してあり、実際に得られた値 ( $G_{egr}/T_{ex}$ ) と、格納されている関数又はテーブルとに基づいて実際の冷却効率  $egr$  を求める。なお、電気制御装置 60 の計算能力及び / 又は記憶容量に余裕がある場合、( $G_{egr}, T_{ex}, egr$ ) をエンジンの運転状態を変化させながら実測し、その実測データをテーブル Map  $egr$  (二次元マップ) として ROM 62 内に格納しておき、実際の EGR ガス流量  $G_{egr}$ 、実際の排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$ 、及び前記格納したテーブル Map  $egr$  とから実際の冷却効率  $egr$  を求めるようにしてもよい。或いは、 $egr = g_{Tex}(G_{egr})$  なる関数  $g_{Tex}$  を排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  毎に求めて ROM 内に格納しておき、実際の排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  に基づいて記憶している複数の関数  $g_{Tex}$  の中から適切な関数  $g_{Tex}$  を選択し、その選択した関数  $g_{Tex}$  と実際の EGR ガス流量  $G_{egr}$  とから冷却効率  $egr$  を求めてもよい。

20

#### 【0084】

以上により、ブロック B6 による (6) 式に従う計算に必要な排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$ 、EGR ガス冷却装置の冷却効率  $egr$ 、及び冷却水温 THW (冷媒温度  $T_{reibai}$ ) が得られるので、同 (6) 式により排気還流管出口部 EGR ガス温度  $T_{egr}$  が求められる。この段階において、(5) 式の計算を行うために更に求める必要がある変数は、EGR ガス流量  $G_{egr}$  及びインタークマニホール入口部ガス流量  $G_{all}$  である。これらは、次のようにして求められる。

30

#### 【0085】

< EGR ガス流量  $G_{egr}$  の取得 >

EGR ガス流量  $G_{egr}$  は、EGR 制御弁 52 の前後差圧 ( $P_{ex}-P_b$ ) と EGR 制御弁 52 の開度を表す EGR 制御弁開度指令値 SEGR とにより求めることができる。即ち、CPU 61 は、ブロック B12 に示したように、EGR ガス流量  $G_{egr}$  を下記 (11) 式に従って計算する。ブロック B12 は、EGR ガス流量対応値取得手段を構成している。なお、関数  $f_{G_{egr}}$  は、予め実験により求められ、ROM 62 内に格納されている。

40

#### 【0086】

##### 【数 11】

$$G_{egr} = f_{G_{egr}}(P_{ex}-P_b, SEGR) \quad \dots(11)$$

#### 【0087】

(11) 式において、エキゾーストマニホール内ガス圧  $P_{ex}$  は、図 4 のブロック BP1 により上記 (8) 式に従って求められる。過給圧  $P_b$  は上記吸気圧センサ 73 から取得される。EGR 制御弁開度指令値 SEGR は CPU 61 の EGR 制御弁 52 への指令値である。この場合、EGR 制御弁開度指令値 SEGR に代えて、EGR 制御弁 52 の開度 (リフト量) を検出す

50

るセンサからの信号を用いてもよい。

【 0 0 8 8 】

< インテークマニホールド入口部ガス流量  $G_{all}$  >

インテークマニホールド入口部ガス流量  $G_{all}$  は、上述したように、実新気流量  $G_{aact}$  と EGR ガス流量  $G_{egr}$  との和である。CPU 6 1 は、ブロック B 1 3 に示したように、インテークマニホールド入口部ガス流量  $G_{all}$  を下記 (12) 式に従って計算する。

【 0 0 8 9 】

【 数 1 2 】

$$G_{all} = G_{aact} + G_{egr} \quad \dots(12)$$

10

【 0 0 9 0 】

(12) 式における実新気流量  $G_{aact}$  はブロック B 2 により上記 (2) 式に基いて求められる。EGR ガス流量  $G_{egr}$  はブロック B 1 2 により上記 (11) 式に基いて求められる。

【 0 0 9 1 】

以上により、上記 (5) 式に従う計算に必要な各値が求められるので、CPU 6 1 はブロック B 5 により同 (5) 式に基いてインテークマニホールド入口部ガス温度  $T_{bin}$  を求める。一方、この段階において、(4) 式 (ブロック B 4) によりインテークマニホールド出口部ガス温度  $T_{bout}$  を求めるために必要な変数は、インテークマニホールド壁温  $T_{wallim}$ 、及びインテークマニホールド熱伝達率  $\eta_{im}$  である。これらは、次のようにして求められる。

20

【 0 0 9 2 】

< インテークマニホールド壁温  $T_{wallim}$  の取得 >

インテークマニホールド壁温  $T_{wallim}$  は、水温センサ 7 5 が検出する冷却水温 THW と相関が強い。従って、CPU 6 1 は、ブロック B 1 4 により、冷却水温 THW の増大とともに増大する関数  $f1_{T_{wallim}}$  を使用して下記 (13) 式に従ってインテークマニホールド壁温  $T_{wallim}$  を計算する。なお、関数  $f1_{T_{wallim}}$  は、予め実験により求められ、ROM 6 2 内に格納されている。

【 0 0 9 3 】

【 数 1 3 】

$$T_{wallim} = f1_{T_{wallim}}(THW) \quad \dots(13)$$

30

【 0 0 9 4 】

< インテークマニホールド熱伝達率  $\eta_{im}$  の取得 >

CPU 6 1 は、ブロック B 1 5 及びブロック B 1 6 に示したように、インテークマニホールド熱伝達率  $\eta_{im}$  を下記 (14) 式に従って計算する。

【 0 0 9 5 】

【 数 1 4 】

$$\left. \begin{aligned} \eta_{im} &= f_{\eta_{im}}(V_{im}, THW) \\ V_{im} &= f_{V_{im}}(G_{all}) \end{aligned} \right\} \dots(14)$$

40

【 0 0 9 6 】

(14) 式において、 $V_{im}$  はインテークマニホールド内ガス流速である。このインテークマニホールド内ガス流速  $V_{im}$  は、インテークマニホールド 3 1 の形状が既知であるから、上記 (14) 式に示したように、インテークマニホールド入口部ガス流量  $G_{all}$  に基いて求めることができる。インテークマニホールド入口部ガス流量  $G_{all}$  は、ブロック B 1 3 により上記 (12) 式に従って求められる。

【 0 0 9 7 】

50

なお、インテークマニホールド内ガス流速 $V_{im}$ は、インテークマニホールド31に流速センサを配設し、同センサの出力から直接取得してもよい。一方、(14)式の関数 $f_{im}$ はインテークマニホールド内ガス流速 $V_{im}$ を変数としているが、これに代えて、インテークマニホールド入口部ガス流量 $G_{all}$ を変数としてもよい。

【0098】

上記(14)式は、「インテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{im}$ は、インテークマニホールド31内のガス流速 $V_{im}$ に大きく影響を受ける。」という知見に基いている。なお、(14)式においては、冷却水温 $THW$ をも変数としてインテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{im}$ を求めているが、冷却水温 $THW$ を省略して単にインテークマニホールド内ガス流速 $V_{im}$ の関数( $\eta_{im} = f_{im}(V_{im})$ )、又はインテークマニホールド入口部ガス流量 $G_{all}$ の関数( $\eta_{im} = f_{im}(G_{all})$ )としてインテークマニホールド熱伝達率 $\eta_{im}$ を求めてもよい。

【0099】

関数 $f_{im}$ はエンジンの機種毎に異なるので、その都度実測値との比較に基いて決定する。あるエンジンに対する実測値の例を図8に示す。図8の例では、下記(15)式に示すように関数 $f_{im}$ が決定される。

【0100】

【数15】

$$\eta_{im} = f_{im} \eta_{im}(V_{im}, THW) \\ = (-0.000061 \cdot THW^2 + 0.003378 \cdot THW - 0.180831) \cdot \ln(V_{im}) \\ + (0.000048 \cdot THW^2 - 0.000227 \cdot THW + 0.509251) \quad \dots(15)$$

【0101】

以上により、上記(4)式に従う計算に必要な各値( $T_{bin}$ ,  $\eta_{im}$ ,  $T_{wallim}$ )が求められるので、CPU61はブロックB4により同(4)式に基いてインテークマニホールド出口部ガス温度 $T_{bout}$ を求める。従って、CPU61はブロックB3により(3)式に基いてエンジン10に吸入された単位時間あたりの全ガス流量 $G_{cyl}$ を求め、その結果、ブロックB1により(1)式に基いて実EGR率 $R_{act}$ を求める。

【0102】

次に、このように取得される各値を用いたエンジン10の各種制御について説明する。

【0103】

<燃料噴射量及び燃料噴射時期制御>

CPU61は、図9にフローチャートにより示した燃料噴射量及び燃料噴射時期を制御するためのルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行するようになっている。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ900から処理を開始し、ステップ905に進んでアクセル開度 $Accp$ 、エンジン回転速度 $NE$ 、及び図10に示したテーブル(マップ)  $Map_{qfin}$ から指令燃料噴射量 $q_{fin}$ を求める。テーブル $Map_{qfin}$ は、アクセル開度 $Accp$ 及びエンジン回転速度 $NE$ と指令燃料噴射量 $q_{fin}$ との関係を規定するテーブルであり、ROM62内に格納されている。

【0104】

次いで、CPU61はステップ910に進み、指令燃料噴射量 $q_{fin}$ 、エンジン回転速度 $NE$ 、及び図11に示したテーブル $Map_{finj}$ から基本燃料噴射時期 $finj$ を決定する。テーブル $Map_{finj}$ は、指令燃料噴射量 $q_{fin}$ 及びエンジン回転速度 $NE$ と基本燃料噴射時期 $finj$ との関係を規定するテーブルであり、ROM62内に格納されている。

【0105】

その後、CPU61はステップ915に進んで、インテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ を、指令燃料噴射量 $q_{fi}$ 、エンジン回転速度 $NE$ 、及び図12に示したテーブル $Map_{T_{boutref}}$ から決定する。テーブル $Map_{T_{boutref}}$ は、指令燃料噴射量 $q_{fin}$ 及びエンジン回転速度 $NE$ とインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ との関係を規定するテーブルであり、ROM62内に格納されている。このインテークマニホールド出口部ガス温度基準値 $T_{boutref}$ は、指令燃料噴射量 $q_{fin}$ とエンジン回転速度 $NE$ との組み合わせに

10

20

30

40

50

対して図 1 1 に示した基本噴射時期  $finj$  を決定したときのインテークマニホールド出口部ガス温度  $T_{bout}$  である。

【 0 1 0 6 】

次いで、CPU 6 1 は、ステップ 9 2 0 に進んで、噴射時期補正值 を、前記決定したインテークマニホールド出口部ガス温度基準値  $T_{boutref}$  と図 2 に示したブロック B 4 により求められている実際のインテークマニホールド出口部ガス温  $T_{bout}$  との差 ( $T_{boutref} - T_{bout}$ ) と図 1 3 に示したテーブル Map とから決定する。テーブル Map は、差 ( $T_{boutref} - T_{bout}$ ) と噴射時期補正值 との関係の規定するテーブルであり、ROM 6 2 内に格納されている。

【 0 1 0 7 】

次いで、CPU 6 1 はステップ 9 2 5 に進み、基本噴射時期  $finj$  を噴射時期補正值 で補正して最終噴射時期  $finjfinal$  を決定する。このように、上記ステップ 9 1 5 ~ 9 2 5 により、インテークマニホールド出口部ガス温  $T_{bout}$  に応じて噴射時期が補正されることになる。この場合、図 1 3 から明らかなように、インテークマニホールド出口部ガス温度  $T_{bout}$  がインテークマニホールド出口部ガス温度基準値  $T_{boutref}$  より高くなるほど噴射時期補正值 が負の大きな値となって最終噴射時期  $finjfinal$  が遅角側となり、インテークマニホールド出口部ガス温度  $T_{bout}$  がインテークマニホールド出口部ガス温度基準値  $T_{boutref}$  より低くなるほど噴射時期補正值 は正の大きな値となって最終噴射時期  $finjfinal$  が進角側に移行される。

【 0 1 0 8 】

このように噴射時期を決定するのは、インテークマニホールド出口部ガス温度  $T_{bout}$  が高いときは同温度  $T_{bout}$  が低いときよりも燃料の着火性が良好であるから、燃料噴射時期を遅角しても着火性に問題がなく、NOx の排出量を低減することができるからである。一方、インテークマニホールド出口部ガス温度  $T_{bout}$  が低いときは燃料の着火性が悪化するから、燃料噴射時期を進角して着火性を確保するためである。これにより、エンジン 1 0 の出力性能の向上及び NOx 排出量の低減が達成され得る。

【 0 1 0 9 】

そして、CPU 6 1 は、続くステップ 9 3 0 にて現時点が上記決定された最終燃料噴射時期  $finjfinal$  と一致しているか否かを判定し、一致している場合はステップ 9 3 5 に進んで上記決定された指令燃料噴射量  $q_{fin}$  の燃料を噴射時期が到来しているシリンダの燃料噴射弁 2 1 から噴射し、ステップ 9 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。また、ステップ 9 3 0 にて「No」と判定される場合、直接ステップ 9 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。以上により、燃料噴射量と燃料噴射時期の制御が達成される。

【 0 1 1 0 】

< EGR 制御 >

次に、EGR 率制御について説明する。CPU 6 1 は、図 1 4 にフローチャートにより示した EGR 率を制御するためのルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行するようになっている。従って、所定のタイミングになると、CPU 6 1 はステップ 1 4 0 0 から処理を開始し、ステップ 1 4 0 5 に進んで、その時点の指令燃料噴射量  $q_{fin}$ 、その時点のエンジン回転速度  $NE$ 、及び同ステップ内に示したテーブル Map02tgt から目標吸気酸素濃度  $O2tgt$  を決定する。テーブル Map02tgt は、指令燃料噴射量  $q_{fin}$  及びエンジン回転速度  $NE$  と、目標吸気酸素濃度  $O2tgt$  との関係の規定するテーブルであり、ROM 6 2 内に格納されている。

【 0 1 1 1 】

次に、CPU 6 1 はステップ 1 4 1 0 にて指令燃料噴射量  $q_{fin}$  及びエンジン回転速度  $NE$  から単位時間当りの供給燃料量  $Q$  を求め、続くステップ 1 4 1 5 にて空気過剰率 を同ステップ中に記載した式 ( $= k \cdot Gaact / Q$ ) により求める。k は定数である。次いで、CPU 6 1 はステップ 1 4 2 0 にて目標 EGR 率  $R_{tgt}$  を、上記ステップ 1 4 0 5 にて決定した目標吸気酸素濃度  $O2tgt$ 、上記ステップ 1 4 2 0 にて求めた空気過剰率、及び同ステップ 1 4 2 0 内に記載した式 ( $R_{tgt} = \cdot (p \cdot O2tgt + q)$ 、p 及び q は定数) に基いて求め

10

20

30

40

50

る。なお、吸気酸素濃度、EGR率、及び空気過剰率との関係は、例えば、特開平10-141147に詳細に開示されている。

#### 【0112】

次いで、CPU61はステップ1425にて、図2に示したブロックB1にて求めた実EGR率Ractが前記ステップ1420にて求めた目標EGR率Rtgtより大きいかなかを判定し、同ステップ1420にて「Yes」と判定される場合、ステップ1430に進んでEGR制御弁52を所定の開度だけ閉じ、EGR率を減少させてステップ1495に進んで本ルーチンを一旦終了する。他方、ステップ1425にて「No」と判定される場合、CPU61はステップ1435に進んでEGR制御弁52を所定の開度だけ開き、EGR率を増大させてステップ1495に進む。以上により、実際の酸素吸気濃度が目標酸素吸気濃度02tgtに一致するようにEGR率が制御され、NOxの排出量低減及びスモークの低減が達成される。

10

#### 【0113】

なお、上述した図14に示したルーチンによるEGR率制御においては、目標酸素吸気濃度02tgtを求め、この目標酸素吸気濃度02tgtを目標EGR率Rtgtに変換することによりEGR率を制御していたが、指令燃料噴射量qfin及びエンジン回転速度NEと目標EGR率Rtgtとの関係を規定した図15に示したテーブルMapRtgt、実際の指令燃料噴射量qfin、及び実際のエンジン回転速度NEから直接目標EGR率Rtgtを求めて、実際のEGR率Ractが同目標EGR率Rtgtと一致するようにEGR制御弁52の開度を制御してもよい。

#### 【0114】

<過給圧制御>

次に、過給圧制御について説明する。CPU61は、図示しない過給圧制御のためのルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行し、同所定時間の経過毎に、その時点の指令燃料噴射量qfin、その時点のエンジン回転速度NE、及び図16に示したテーブルMapPbtgtから目標過給圧Pbtgtを決定する。テーブルMapPbtgtは、指令燃料噴射量qfin及びエンジン回転速度NEと、目標過給圧Pbtgtとの関係を規定するテーブルであり、ROM62内に格納されている。

20

#### 【0115】

そして、CPU61は、決定された目標過給圧Pbtgtと吸気圧センサ73から取得される実際の過給圧Pbとを比較し、同目標過給圧Pbtgtと同実際の過給圧Pbとが一致するようにターボチャージャ絞り弁35cの開度を制御する。このようにして、過給圧制御が実行される。

30

#### 【0116】

以上、説明したように、本発明による内燃機関の制御装置の実施形態によれば、EGRガス冷却装置53の冷却効率が、排気還流管入口部EGRガス温度とEGRガス流量対応値とに基づいて求められるので、結果として、排気還流管出口部EGRガス温度の推定精度が向上する。また、新気とEGRガスとの混合ガス(吸気)とインテークマニホールド31との間の熱の授受が考慮されてインテークマニホールド出口部ガス温度Tboutが推定されるので、同温度Tboutの推定精度も向上し、その結果、EGR率を精度良く推定することができる。

40

#### 【0117】

なお、本発明は上記実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。例えば、エキゾーストマニホールド内ガス圧力Pexは、エキゾーストマニホールド41と排気還流管51との接続部近傍に排気圧力センサを配設し、この排気圧力センサの出力値に基づいて求めるように構成してもよい。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の第1実施形態に係る内燃機関の制御装置を4気筒内燃機関(ディーゼル機関)に適用したシステム全体の概略構成図である。

【図2】 図1に示したCPUが実行するプログラムの内容を表した機能ブロック図である。

50

【図 3】 図 1 に示した CPU が計算する値を説明するための図である。

【図 4】 図 1 に示した CPU が実行するプログラムの内容を表した機能ブロック図である。

【図 5】 排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  を求めるための関数  $f_{Tex}$  を決定する際に使用した実測値の一例を示すグラフである。

【図 6】 エキゾーストマニホールド内ガス圧力  $P_{ex}$  を求めるための関数  $f_{Pex}$  を決定する際に使用した実測値の一例を示すグラフである。

【図 7】 EGR ガス冷却装置の冷却効率  $\epsilon_{gr}$  と EGR ガス流量  $G_{egr}$  を排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  で除した値 ( $G_{egr}/T_{ex}$ ) との関係を示すグラフである。

【図 8】 インテークマニホールド熱伝達率  $im$  を求めるための関数  $f_{im}$  を決定する際に使用した実測値の一例を示すグラフである。 10

【図 9】 図 1 に示した CPU が実行するプログラムを示したフローチャートである。

【図 10】 図 1 に示した CPU が図 9 に示したプログラムを実行する際に参照する指令燃料噴射量を決定するためのテーブルである。

【図 11】 図 1 に示した CPU が図 9 に示したプログラムを実行する際に参照する基本噴射時期を決定するためのテーブルである。

【図 12】 図 1 に示した CPU が図 9 に示したプログラムを実行する際に参照するインテークマニホールド出口部ガス温度基準値を決定するためのテーブルである。

【図 13】 図 1 に示した CPU が図 9 に示したプログラムを実行する際に参照する噴射時期補正値を決定するためのテーブルである。 20

【図 14】 図 1 に示した CPU が実行するプログラムを示したフローチャートである。

【図 15】 第 1 実施形態の変形例に係る内燃機関の制御装置の CPU が目標 EGR 率を決定する際に参照するテーブルである。

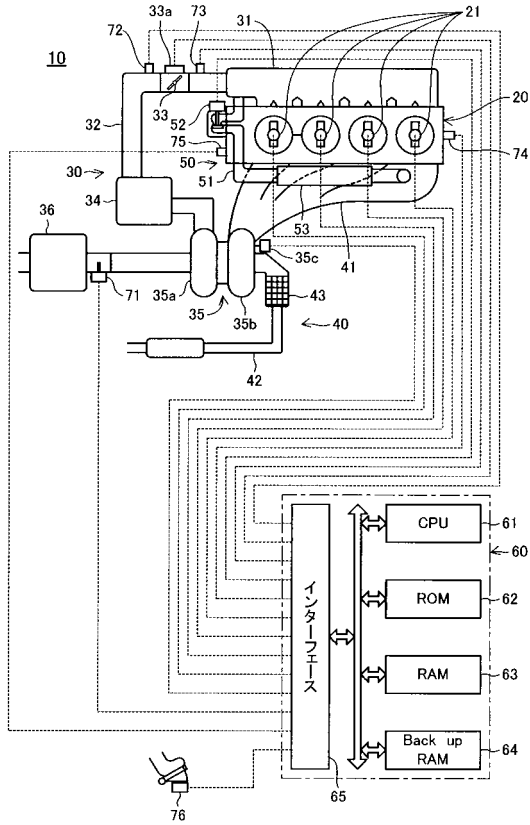
【図 16】 図 1 に示した CPU が目標過給圧を決定するために参照するテーブルである。

【図 17】 冷却効率  $\epsilon_{gr}$  と EGR ガス流量  $G_{egr}$  との関係を、排気還流管入口部 EGR ガス温度  $T_{ex}$  をパラメータとして示しグラフである。

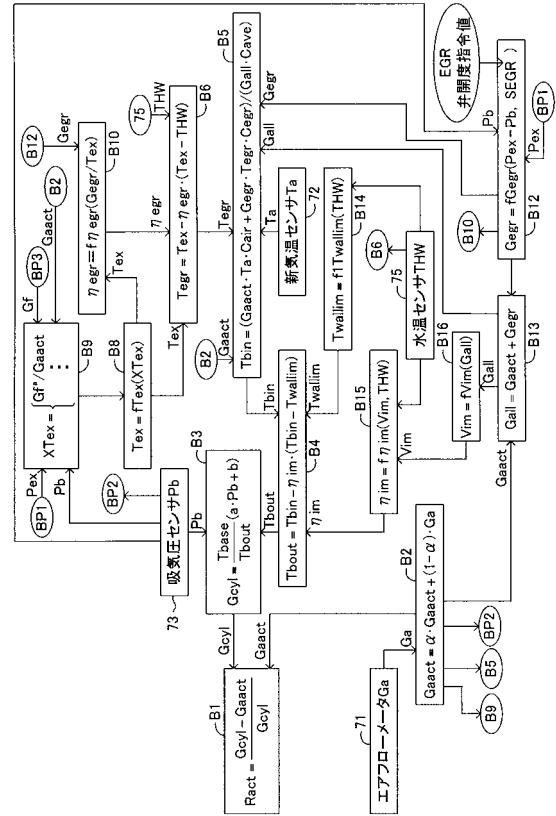
【符号の説明】

2 1 ... 燃料噴射弁、 3 1 ... インテークマニホールド、 3 2 ... 吸気管、 3 3 ... スロットル弁、 3 5 ... ターボチャージャ、 4 1 ... エキゾーストマニホールド、 4 2 ... 排気管、 4 3 ... D 30  
P N R、 5 0 ... EGR 装置、 5 1 ... 排気還流管、 5 2 ... EGR 制御弁、 6 0 ... 電気制御装置。

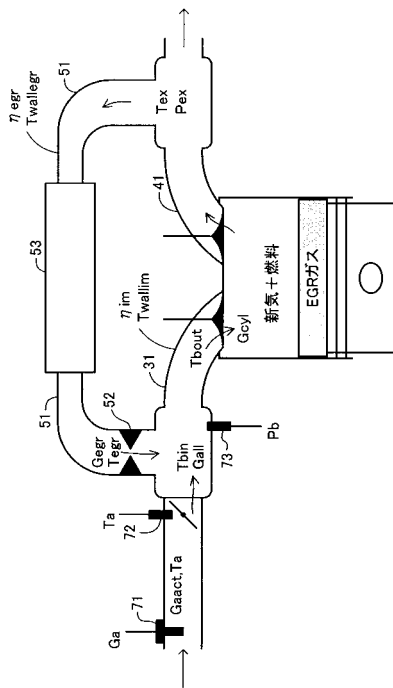
【 図 1 】



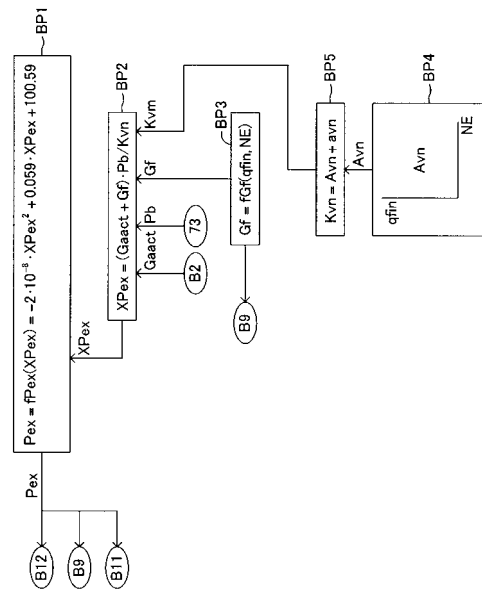
【 図 2 】



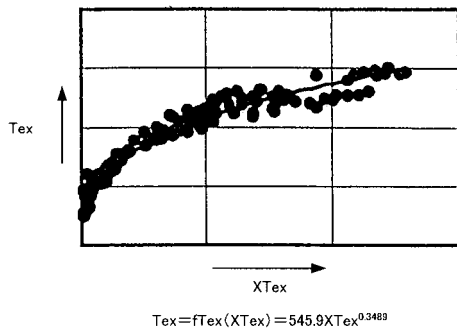
【 図 3 】



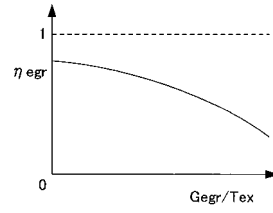
【 図 4 】



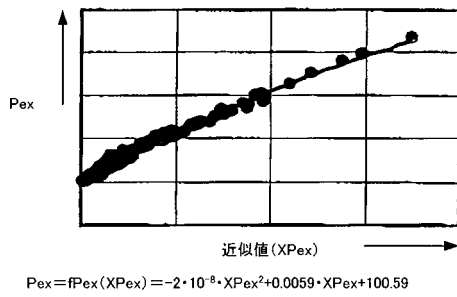
【 図 5 】



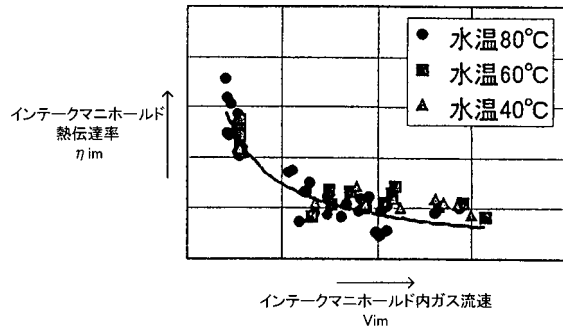
【 図 7 】



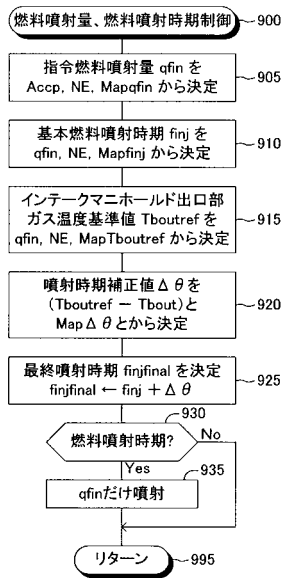
【 図 6 】



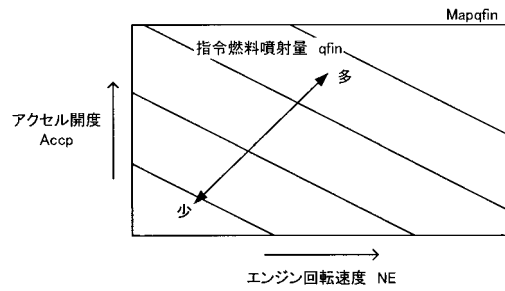
【 図 8 】



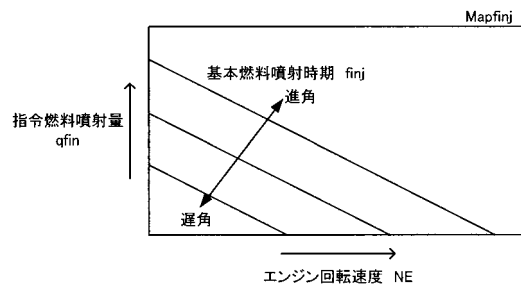
【 図 9 】



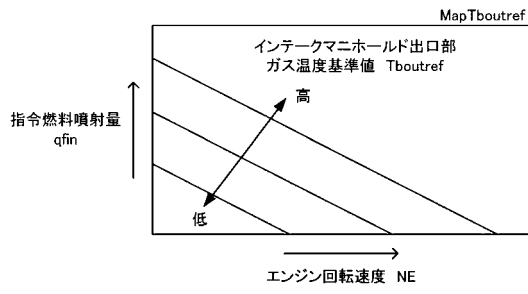
【 図 10 】



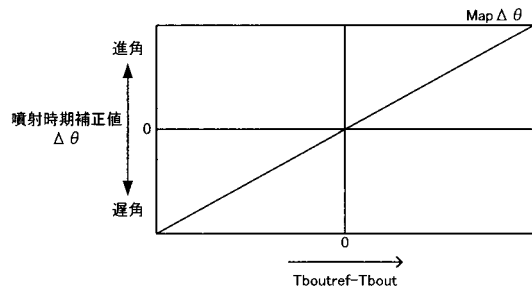
【 図 11 】



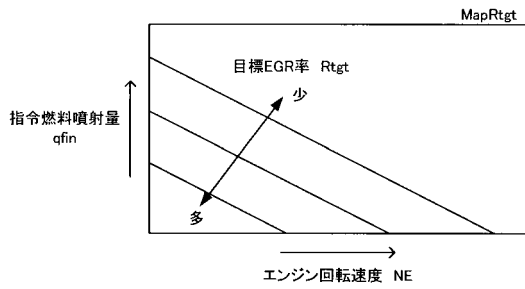
【 図 1 2 】



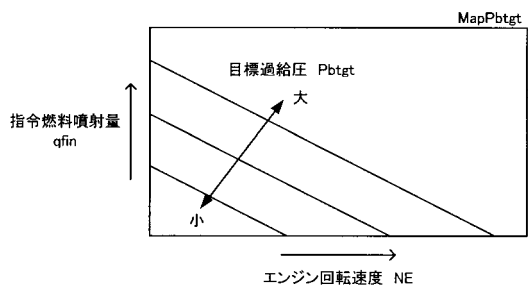
【 図 1 3 】



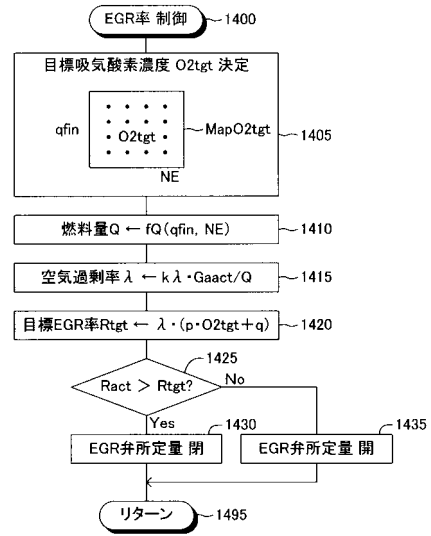
【 図 1 5 】



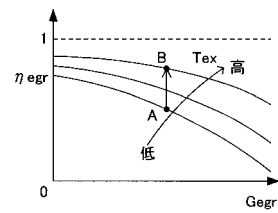
【 図 1 6 】



【 図 1 4 】



【 図 1 7 】



---

フロントページの続き

(72)発明者 勝野 祐人  
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会社デンソー内

審査官 森藤 淳志

(56)参考文献 特開平11-166452(JP,A)  
特開2001-164999(JP,A)  
特開2002-180889(JP,A)  
特開平11-200956(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02M25/06-25/07  
F02D13/00-28/00  
F02D41/00-41/40  
F02D43/00-45/00  
F01N3/00-3/38,9/00