

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3897690号
(P3897690)

(45) 発行日 平成19年3月28日(2007.3.28)

(24) 登録日 平成19年1月5日(2007.1.5)

(51) Int. Cl.

F O 2 M 25/07 (2006.01)

F I

F O 2 M 25/07 5 5 O E

F O 2 M 25/07 5 5 O M

請求項の数 5 (全 26 頁)

(21) 出願番号	特願2002-365595 (P2002-365595)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成14年12月17日(2002.12.17)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2004-197610 (P2004-197610A)	(73) 特許権者	000004260 株式会社デンソー
(43) 公開日	平成16年7月15日(2004.7.15)		愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
審査請求日	平成17年5月11日(2005.5.11)	(74) 代理人	100077517 弁理士 石田 敬
		(74) 代理人	100092624 弁理士 鶴田 準一
		(74) 代理人	100082898 弁理士 西山 雅也
		(72) 発明者	武藤 晴文 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】 制御弁通過ガス流量算出装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

内燃機関の燃焼室から排気通路に排出された排気ガスの少なくとも一部を吸気通路に流入させる排気再循環通路と、該排気再循環通路を通る排気ガスの流量を調整する制御弁と、少なくとも前記機関の排気圧と、吸気管内圧力と、前記制御弁の開度とに基づいて制御弁通過ガス流量を算出する制御弁通過ガス流量算出手段とを具備する制御弁通過ガス流量算出装置において、

前記制御弁通過ガス流量算出手段は、前記排気圧と吸気管内圧力と制御弁開度に加えて更に機関排気温度に基づいて所定時間毎に前記制御弁通過ガス流量を算出し、機関回転数と前記制御弁通過ガス流量算出手段によって前回算出された制御弁通過ガス流量とから今回の制御弁通過ガス流量算出に使用する機関排気温度を算出する制御弁通過ガス流量算出装置。

【請求項2】

前記制御弁通過ガス流量算出手段は、 μe を制御弁における流量係数、 $A e$ を制御弁の開口断面積、 $P e$ を前記排気圧、 $T e$ を前記排気温度、 $P m$ を前記吸気管内圧力、 R を定数、 $(P m / P e)$ を $P m / P e$ の値に応じて定まる係数とすると、下記数1に基づいて制御弁通過ガス流量 $m e g r$ を算出する請求項1に記載の制御弁通過ガス流量算出装置。

。

【数 1】

$$megr = \mu e \cdot Ae \cdot \frac{Pe}{\sqrt{R \cdot Te}} \cdot \Phi \left(\frac{Pm}{Pe} \right)$$

【請求項 3】

前記制御弁通過ガス流量算出手段は、充填効率と機関回転数とに基づいて算出した排気圧を使用して前記制御弁通過ガス流量を算出する請求項 1 または 2 に記載の制御弁通過ガス流量算出装置。 10

【請求項 4】

前記制御弁通過ガス流量算出手段は、前記充填効率と機関回転数とに基づいて大気圧が所定の標準大気圧にあるときの機関排気圧を算出し、該標準大気圧における機関排気圧を実際の大気圧に基づいて補正した排気圧を使用して前記制御弁通過ガス流量を算出する請求項 3 に記載の制御弁通過ガス流量算出装置。

【請求項 5】

前記制御弁通過ガス流量算出手段は、前記機関回転数と前回算出された制御弁通過ガス流量とに基づいて大気温度が所定の標準大気温度にあるときの機関排気温度を算出し、該標準大気温度における機関排気温度を実際の大気温度に基づいて補正した機関排気温度を使用して前記制御弁通過ガス流量を算出する請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 項に記載の制御弁通過ガス流量算出装置。 20

【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再循環ガス制御弁通過ガス量算出装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

内燃機関の燃焼室において燃焼される混合気の空燃比を最適な値とするためには、吸気弁が閉じたときに燃焼室内に充填されている吸気ガスの量（以下、「筒内充填ガス量」と称す）を正確に推定する必要がある。通常、筒内充填ガス量は、流量センサ（エアフロメータ）等の多数のセンサ、およびこれらセンサからの出力値を引数とした多数のマップから推定される。ところが、このようにマップを用いて筒内充填ガス量を推定すると、必要なマップの数およびその引数の数が多くなり、これにより筒内充填ガス量算出時のマップ検索操作が増大し、制御負荷が増大してしまう問題がある。 30

【0003】

さらに、上記のようにマップに基づいて吸入ガス量を算出するためには、各内燃機関の形式毎に実際の測定に基づいて各マップを作成する、いわゆる適合作業を行わなければならないが、この適合作業における測定点はマップの引数の数に応じて増大するため、引数の数が増えると適合を行う際の工数が多大になり、また引数の数が増えるだけで、その工数は何十倍にも増加してしまう問題がある。 40

【0004】

そこで、近年において、流体力学等に基づく式で表される吸入ガス量モデルを用いることにより、マップの数および引数を減らして筒内充填ガス量を算出することが検討されている。このような吸入ガス量モデル M 2 0 の一つは、例えば、後述するスロットルモデル M 2 1 と、吸気管モデル M 2 2 と、吸気弁モデル M 2 3 とを備え、これら各モデルを用いることによりスロットル弁開度、大気圧、および大気温度から、筒内充填ガス量を求めるようにしている。

【0005】

より詳細には、スロットルモデル M 2 1 は、エネルギー保存則、運動量保存則、質量保存則 50

、および状態方程式に基づいて、スロットル弁開度、大気圧、および大気温度から、スロットル弁を通過する空気流量（以下、「スロットル弁通過空気流量」と称す）を算出するようになっている。また、吸気管モデルM22は、エネルギー保存則、質量保存則および状態方程式に基づいて、スロットルモデルM21において算出されたスロットル弁通過空気流量と後述する吸気弁モデルM23において算出された筒内吸入ガス流量とから、吸気管内圧力および吸気管内温度を算出するようになっている。さらに、吸気弁モデルM23は、筒内充填ガス量が吸気管内圧力にほぼ比例するという経験則から導かれた近似式に基づいて、吸気管モデルM22において算出された吸気管内圧力、吸気管内温度、および大気温度から、燃焼室内に流入する吸気ガスの流量（以下、「筒内吸入ガス流量」と称す）および筒内充填ガス量を算出するようになっている。

10

【0006】

このように、吸入ガス量モデルを用いて筒内充填ガス量を算出することにより、ECUに記憶させるべきマップの数が減少し、適合を行う際の工数を削減することができる。また、各モデルに用いられる計算式は比較的単純なものであるため、マップを使用する場合に比べて制御負荷を小さくすることができる。

【0007】

ところで、従来から、燃焼室から排気通路へ排出された排気ガスの一部を再び燃焼室に戻す機構であるEGRを備えた内燃機関が知られているが、上述したような吸入ガス量モデルM20では、このようなEGRを備えた内燃機関を考慮しておらず、よってこの内燃機関に適用することはできない。例えば、EGRを備えていない内燃機関においては、筒内に吸い込むガス量には実際には吸気ポートに吹き返した内部EGRが含まれるが、この内部EGRはその吸気行程中に再び吸い込まれるので、筒内吸入ガス流量（新気ガス流量）に基づいて燃料噴射量が決定されるが、EGRを備えた内燃機関では、燃焼室内に流入する吸気ガスには大気中から流入した空気（新気）の他にEGR通路21を通過して吸気管13に流入した排気ガス（以下、「EGRガス」と称す）が含まれるため、筒内吸入ガス流量から燃焼室内に流入するEGRガスの流量（以下「筒内吸入EGR流量」と称す）を除いた、燃焼室内に流入する空気（新気）の流量（以下、「筒内吸入新気流量」と称す）に基づいて燃料噴射量を決定しなければならない。したがって、EGRを備えた内燃機関に上述したような吸入ガス量モデルを適用するためには、筒内吸入EGR流量を正確に推定することができなければならない。

20

30

【0008】

一般に、筒内吸入EGR流量はEGR弁を通過したEGRガスの流量（以下、「EGR弁通過ガス流量」と称す）に応じて変化するため、筒内吸入EGR流量はEGR弁通過ガス流量から求めることができる。そして、EGR弁通過ガス流量は、EGR弁の上流側の圧力、EGR弁の下流側の圧力、EGR弁開度といったパラメータに応じて変化する。そこで、従来のEGR弁通過ガス流量算出装置では、上記パラメータを引数としてEGR弁通過ガス流量を算出するためのマップを作成している。そして実際に使用するときには、センサ等によって検出されたパラメータの値から上記マップを用いてEGR弁通過ガス流量を算出し、算出されたEGR弁通過ガス流量から筒内吸入EGR流量を算出している。（特許文献1参照）。

40

【0009】**【特許文献1】**

特開2001-280202号公報

【0010】**【発明が解決しようとする課題】**

ところで、上記特許文献1に記載の装置では、EGR弁の上流側の圧力とEGR弁の下流側の圧力との差圧をマップの引数としてEGR弁通過ガス流量を算出している。上述したように、EGR弁通過ガス流量は、EGR弁の上流側の圧力とEGR弁の下流側の圧力とに応じて変化するため、マップの引数を上記差圧にすると、正確にEGR弁通過ガス流量を算出することができない。さらに、EGR弁通過ガス流量は上記パラメータのみならず

50

、内燃機関の燃焼室から排気通路に排出される排気ガスの温度（以下、「排気温度」と称す）によっても変化する。したがって、実際には上記パラメータに加えて、排気温度にも基づいてEGR弁通過ガス流量を算出しなければ、正確な値を算出することができない。このように、従来では、EGR弁通過ガス流量を正確に算出することができなかつた。

【0011】

そこで、本発明の目的は、EGR弁を通過するEGRガスの流量を正確に算出することができるEGR弁通過ガス流量算出装置を提供することにある。

【0012】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するために、第1の発明では、内燃機関の燃焼室から排気通路に排出された排気ガスの少なくとも一部を吸気通路に流入させる排気再循環通路と、該排気再循環通路を通る排気ガスの流量を調整する制御弁と、少なくとも前記機関の排気圧と、吸気管内圧力と、前記制御弁の開度とに基づいて制御弁通過ガス流量を算出する制御弁通過ガス流量算出手段とを具備する制御弁通過ガス流量算出装置において、前記制御弁通過ガス流量算出手段は、前記排気圧と吸気管内圧力と制御弁開度に加えて更に機関排気温度に基づいて所定時間毎に前記制御弁通過ガス流量を算出し、機関回転数と前記制御弁通過ガス流量算出手段によって前回算出された制御弁通過ガス流量とから今回の制御弁通過ガス流量算出に使用する機関排気温度を算出する。

10

【0013】

第1の発明によれば、制御弁通過ガス量算出手段は、実際にセンサ等で機関排気温度を検出することなく比較的正確に機関排気温度を算出することができる。

20

【0014】

第2の発明では、第1の発明において、上記制御弁通過ガス流量算出手段は、 μ_e を制御弁における流量係数、 A_e を制御弁の開口断面積、 P_e を前記排気圧、 T_e を前記排気温度、 P_m を前記吸気管内圧力、 R を定数、 $\left(\frac{P_m}{P_e}\right)$ を P_m/P_e の値に応じて定まる係数とすると、下記数2に基づいて制御弁通過ガス流量 m_{egr} を算出する。

【数2】

$$m_{egr} = \mu_e \cdot A_e \cdot \frac{P_e}{\sqrt{R \cdot T_e}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_e}\right)$$

30

【0015】

第2の発明によれば、制御弁通過ガス流量算出手段は、予め用意したマップに基づいてではなく、数値計算によって制御弁通過ガス流量を算出する。このため、マップを用いる場合に生じる適合の問題と、算出された制御弁通過ガス流量の値の精度の問題とを共に解決することができる。

【0016】

第3の発明では、第1または第2の発明において、前記制御弁通過ガス流量算出手段は、充填効率と機関回転数とに基づいて算出した排気圧を利用して前記制御弁通過ガス流量を算出する。

40

第3の発明によれば、制御弁通過ガス量算出手段は、実際にセンサ等で排気圧を検出することなく排気圧を比較的正確に算出することができる。なお、上記充填効率とは、標準状態において燃焼室の総行程容積を占める空気量に対する実際に燃焼室に充填された空気量の比を意味する。また、この充填効率を機関負荷率に替えることも可能である。

【0017】

第4の発明では、第3の発明において、前記制御弁通過ガス流量算出手段は、前記充填効率と機関回転数とに基づいて大気圧が所定の標準大気圧にあるときの機関排気圧を算出し

50

、該標準大気圧における機関排気圧を実際の大気圧に基づいて補正した排気圧を使用して前記制御弁通過ガス流量を算出する。

一般に、排気圧は充填効率と機関回転数とに応じて変化し、さらに実際に燃焼室に充填される空気量は、他の条件が同一であっても内燃機関周囲の大気圧（または、吸気通路に吸入される気体の吸気圧）に応じて変化する。そこで、第4の発明によれば、制御弁通過ガス流量算出手段は、上記充填効率および機関回転数に基づいて算出された排気圧を実際の大気圧に基づいて補正し、上記充填効率および機関回転数に基づいて算出された排気圧の代わりに上記補正された排気圧を使用して制御弁通過ガス流量を算出することにより、より正確に制御弁通過ガス流量を算出することができる。

【0018】

第5の発明では、第1～第4の発明において、前記制御弁通過ガス流量算出手段は、前記機関回転数と前回算出された制御弁通過ガス流量とに基づいて大気温度が所定の標準大気温度にあるときの機関排気温度を算出し、該標準大気温度における機関排気温度を実際の大気温度に基づいて補正した機関排気温度を使用して前記制御弁通過ガス流量を算出する。

一般に、機関排気温度は機関回転数と前回の制御弁通過ガス流量と、さらに内燃機関周囲の大気温度（すなわち、吸気通路に吸入される気体の吸気温）とに応じて変化する。そこで、第6の発明によれば、制御弁通過ガス流量算出手段が、機関回転数と前回の制御弁通過ガス流量とに基づいて算出された機関排気温度を実際の大気温度に基づいて補正し、機関回転数と前回の制御弁通過ガス流量とに基づいて算出された機関排気温度の代わりに上記補正された機関排気温度を使用して制御弁通過ガス流量を算出することにより、より正確に制御弁通過ガス流量を算出することができる。

【0020】

【発明の実施の形態】

以下、図面を参照して本発明の実施形態について説明する。図1に概略的に示した機関本体1は筒内噴射型火花点火式内燃機関を示す。しかしながら、本発明を別の火花点火式内燃機関や圧縮着火式内燃機関に適用してもよい。

【0021】

図1に示したように、本発明の第一の実施形態では機関本体1はシリンダブロック2と、シリンダブロック2内で往復動するピストン3と、シリンダブロック2上に固定されたシリンダヘッド4とを具備する。ピストン3とシリンダヘッド4との間には燃焼室5が形成される。シリンダヘッド4には各気筒毎に吸気弁6と、吸気ポート7と、排気弁8と、排気ポート9とが配置される。さらに、図1に示したようにシリンダヘッド4の内壁面の中央部には点火プラグ10が配置され、シリンダヘッド4内壁面周辺部には燃料噴射弁11が配置される。またピストン3の頂面には燃料噴射弁11の下方から点火プラグ10の下方まで延びるキャビティ12が形成されている。

【0022】

各気筒の吸気ポート7は下流側吸気管13を介してサージタンク14に連結され、サージタンク14は上流側吸気管15を介してエアクリーナ16に連結される。吸気管15内にはステップモータ17によって駆動されるスロットル弁18が配置される。一方、各気筒の排気ポート9は排気管19に連結され、この排気管19は排気浄化装置20に連結される。排気通路（排気ポート、排気管等）と吸気通路（吸気ポート、吸気管）とは排気再循環通路（以下、「EGR通路」と称す）21を介して互いに連結され、この排気再循環通路21内には排気再循環通路を通る排気ガスの流量を調整するための制御弁（以下、「EGR弁」と称す）22が配置される。

【0023】

電子制御ユニット（ECU）31はデジタルコンピュータからなり、双方向性バス32を介して相互に接続されたRAM（ランダムアクセスメモリ）33、ROM（リードオンリメモリ）34、CPU（マイクロプロセッサ）35、入力ポート36および出力ポート37を具備する。吸気管13には、吸気管内の吸気ガス（新気およびEGRガス）の圧力

10

20

30

40

50

を検出するための吸気管内圧力センサ40が設けられており、吸気管内圧力センサ40は吸気管内圧力に比例した出力電圧を発生し、この出力電圧が対応するAD変換器38を介して入力ポート36に入力される。また、排気管19には、内燃機関から排気通路に排出された排気ガスの圧力および温度をそれぞれ検出するための排気圧センサ41、排気温度センサ42が設けられており、同様に出力電圧が対応するAD変換器38を介して入力ポート36に入力される。

【0024】

また、スロットル弁18の開度を検出するためのスロットル開度センサ43と、内燃機関の周囲の大気温度、または吸気管15に吸入される空気の温度(吸気温)を検出するための大気温度センサ44と、内燃機関の周囲の大気圧力、または吸気管15に吸入される空気の圧力(吸気圧)を検出するための大気圧センサ45とが設けられ、これらセンサの出力電圧は対応するAD変換器38を介して入力ポート36に入力される。また、アクセルペダル46にはアクセルペダル46の踏み量に比例した出力電圧を発生する負荷センサ47が接続され、負荷センサ47の出力電圧は対応するAD変換器38を介して入力ポート36に入力される。クランク角センサ48は例えばクランクシャフトが30度回転する毎に出力パルスが発生し、この出力パルスが入力ポート36に入力される。CPU35ではこのクランク角センサ45の出力パルスから機関回転数が計算される。一方、出力ポート37は対応する駆動回路39を介して点火プラグ10、燃料噴射弁11、ステップモータ17およびEGR弁22に接続される。なお、EGR弁22の開度は、ECU31において出力ポート37からEGR弁22へ送信されるステップ信号に基づいて計算される。

【0025】

ところで、内燃機関の制御装置では、内燃機関の燃焼室5において燃焼される混合気の空燃比を目標空燃比にするためには、吸気弁が閉じたときに燃焼室5内に充填されている吸気ガスの量(以下、「筒内充填ガス量M_c」と称す)を推定し、推定された筒内充填ガス量M_cに基づいて混合気の空燃比が目標空燃比となるように燃料噴射弁によって内燃機関の燃焼室5(または吸気通路)に噴射する燃料の量(以下、「燃料噴射量」と称す)を定めている。したがって、内燃機関の燃焼室5において燃焼される混合気の空燃比を正確に目標空燃比とするためには、筒内充填ガス量M_cを正確に推定する必要がある。

【0026】

通常、筒内充填ガス量M_cは、流量センサ(エアフロメータ)等の多数のセンサ、およびこれらセンサからの出力値を引数とした多数のマッピングから推定される。ところが、このようにマッピングを用いて筒内充填ガス量M_cを推定する場合、推定される筒内充填ガス量M_cの値をより正確なものにするためには、必要なマッピングの数およびその引数の数が多くなる。このようにマッピングの数が多くなると、マッピングを保存するためのECUのROMを記憶容量の大きいものにしなければならず、内燃機関の制御装置の製造コストが高くなってしまふ。さらに、各マッピングを作成するにはマッピングが用いられる内燃機関の形式毎に適合作業を行わなければならないが、この適合作業における測定点はマッピングの数およびその引数の数に応じて増大するため、マッピングの数およびその引数の数が多くなると適合作業の工数も増大してしまふ。

【0027】

そこで、マッピングを用いずに様々なモデルを用いて、数値計算により筒内充填ガス量M_cを算出する内燃機関の制御装置が検討されている。このような制御装置では、数値計算を多用することにより必要なマッピングの数を極力減らすようにしており、これにより適合作業を行う際の工数を大幅に削減しながらも、筒内充填ガス量M_cを正確に算出することができる。このような制御装置のうち本願出願人により提案されたものの一つに、図7に示した吸入ガス量モデルM20を搭載した制御装置がある(特願2001-316350号)。図示した吸入ガス量モデルM20はEGR機構を装備していない内燃機関に適用される最も単純なモデルであり、以下この吸入ガス量モデルM20について説明する。

【0028】

吸入ガス量モデルM20は、図7に示したようにスロットルモデルM21、吸気管モデルM22、吸気弁モデルM23を備える。スロットルモデルM21には、スロットル開度センサ43によって検出されたスロットル弁18の開度（スロットル開度） t と、大気圧センサ45によって検出された内燃機関周囲の大気圧（または、吸気管15に吸入される空気の圧力） P_a と、大気温度センサ44によって検出された内燃機関周囲の大気温度（または、吸気管15に吸入される空気の温度） T_a と、後述する吸気管モデルM22において算出された吸気管13内の圧力（吸気管内圧力） P_m とが入力され、これら入力された各パラメータの値を後述するスロットルモデルM21のモデル式に代入することで、単位時間あたりにスロットル弁18を通過する空気の流量（以下、「スロットル弁通過空気流量 m_t 」と称す）が算出される。スロットルモデルM21において算出されたスロットル弁通過空気流量 m_t は、吸気管モデルM22へ入力される。

10

【0029】

吸気管モデルM22には、スロットルモデルM21において算出されたスロットル弁通過空気流量 m_t と、以下で詳述する単位時間あたりに燃焼室5内に流入する吸気ガスの流量（以下、「筒内吸入ガス流量 m_c 」と称す。なお、筒内吸入ガス流量 m_c の定義については、吸気弁モデルM23において詳述する）とが入力され、これら入力された各パラメータの値を後述する吸気管モデルM22のモデル式に代入することで、吸気管13内に存在する吸気ガスの圧力（以下、「吸気管内圧力 P_m 」と称す）と吸気管13内に存在する吸気ガスの温度（以下、「吸気管内温度 T_m 」と称す）とが算出される。吸気管モデルM22において算出された吸気管内圧力 P_m と吸気管内温度 T_m は共に吸気弁モデルM23へ

20

【0030】

吸気弁モデルM23には、吸気管モデルM22において算出された吸気管内圧力 P_m および吸気管内温度 T_m の他に大気温度 T_a が入力され、これら入力された各パラメータの値を後述する吸気弁モデルM23のモデル式に代入することで、筒内吸入ガス流量 m_c が算出される。算出された筒内吸入ガス流量 m_c は、筒内充填ガス量 M_c に変換され、この筒内充填ガス量 M_c に基づいて燃料噴射弁からの燃料噴射量が決定される。また、吸気管モデルM23において算出された筒内吸入ガス流量 m_c は吸気管モデルM22に入力される。

【0031】

図7から分かるように、吸入ガス量モデルM20では或るモデルにおいて算出されたパラメータの値が別のモデルへの入力値として利用されるので、吸入ガス量モデルM20全体では、実際に入力される値はスロットル開度 t 、大気圧 P_a 、および大気温度 T_a の三つのパラメータのみであり、これら三つのパラメータから筒内充填ガス量 M_c が算出される。

30

【0032】

次に、吸入ガス量モデルM20の各モデルM21～M23について説明する。

スロットルモデルM21では、大気圧 P_a 、大気温度 T_a 、吸気内圧力 P_m 、スロットル開度 t から、下記数3に基づいてスロットル弁通過空気流量 m_t が算出される。ここで、数3における μ_t はスロットル弁における流量係数で、スロットル弁開度 t の関数であり、よって図8に示したようなマップから定まる。また、 A_t はスロットル弁の開口断面積を示し、スロットル弁開度 t の関数であり、図9に示したようなマップから定まる。なお、これら流量係数 μ_t および開口断面積 A_t をまとめた $\mu \cdot A_t$ をスロットル弁開度 t から一つのマップで求まるようにしてもよい。また、 R は気体定数に関する定数であり、実際には気体定数を1mol当たりの気体（空気）の質量 $M_{|_{mol}}$ で除算した値である。

40

【数3】

$$m_t = \mu_t \cdot A_t \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right)$$

【 0 0 3 3 】

また、 $\left(\frac{P_m}{P_a}\right)$ は下記数 4 に示した関数であり、この数 4 における κ は比熱比（一定値とする）である。この関数 $\left(\frac{P_m}{P_a}\right)$ は図 10 に示したようなグラフに表すことができるので、このようなグラフをマップとして ECU 31 の ROM 34 に保存し、実際には数 4 を用いて計算するのではなくマップから $\left(\frac{P_m}{P_a}\right)$ の値を求めるようにしてもよい。

10

【 数 4 】

$$\Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) = \begin{cases} \frac{\sqrt{\frac{\kappa}{2(k+1)}}}{\sqrt{\left\{\left(\frac{\kappa-1}{2\kappa}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_a}\right) + \frac{P_m}{P_a}\right\} \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_a}\right)}} & \dots \frac{P_m}{P_a} \leq \frac{1}{\kappa+1} \\ \dots \frac{P_m}{P_a} > \frac{1}{\kappa+1} \end{cases}$$

20

【 0 0 3 4 】

これらスロットルモデル M 2 1 の数 3 および数 4 は、スロットル弁 1 8 上流の気体の圧力を大気圧 P_a 、スロットル弁 1 8 上流の気体の温度を大気温度 T_a 、スロットル弁 1 8 の下流の気体の圧力を吸気管内圧力 P_m として、図 1 1 に示したようなスロットル弁 1 8 のモデルに対して、質量保存則、エネルギー保存則および運動量保存則を適用し、さらに気体の状態方程式、比熱比の定義式、およびマイヤーの関係式を利用することによって得られる。

30

【 0 0 3 5 】

吸気管モデル M 2 2 では、スロットル弁通過空気流量 m_t 、筒内吸入ガス流量 m_c 、および大気温度 T_a から、下記数 5 および数 6 に基づいて吸気管内圧力 P_m および吸気管内温度 T_m が算出される。なお、数 5 および数 6 における V_m はスロットル弁 1 8 から吸気弁 6 までの吸気管 1 3 等の部分（以下、「吸気管部分」と称す）の容積に等しい定数である。

【 数 5 】

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{P_m}{T_m}\right) = \frac{R}{V_m} \cdot (m_t - m_c)$$

40

【 数 6 】

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V_m} \cdot (m_t \cdot T_a - m_c \cdot T_m)$$

【 0 0 3 6 】

ここで、吸気管モデル M 2 2 について図 1 2 を参照して説明する。吸気管部分の総気体量（総吸気ガス量）を M とすると、総気体量 M の時間的变化は、吸気管部分に流入する気体の流量、すなわちスロットル弁通過空気流量 m_t と、吸気管部分から流出する気体の流量、すなわち筒内吸入ガス流量 m_c との差に等しいため、質量保存則により下記数 7 が得られ、この数 7 および気体の状態方程式（ $P_m \cdot V_m = M \cdot R \cdot T_m$ ）より、数 5 が得られる。

10

【 数 7 】

$$\frac{dM}{dt} = m_t - m_c$$

20

【 0 0 3 7 】

また、吸気管部分の気体のエネルギー $M \cdot C_v \cdot T_m$ の時間的变化量は、吸気管部分に流入する気体のエネルギーと吸気管部分から流出する気体のエネルギーとの差に等しい。このため、吸気管部分に流入する気体の温度を大気温度 T_a 、吸気管部分から流出する気体の温度を吸気管内温度 T_m とすると、エネルギー保存則により下記数 8 が得られ、この数 8 および上記気体の状態方程式より、数 6 が得られる。

【 数 8 】

30

$$\frac{d(M \cdot C_v \cdot T_m)}{dt} = C_p \cdot m_t \cdot T_a - C_p \cdot m_c \cdot T_m$$

【 0 0 3 8 】

吸気弁モデル M 2 3 では、吸気管内圧力 P_m 、吸気管内温度 T_m 、および大気温度 T_a から、下記数 9 に基づいて、筒内吸入ガス流量 m_c が算出される。なお、数 9 における a、b は、機関回転数 N_e から、さらに吸気弁 6 の位相角（バルブタイミング）および作用角を変更できる可変動弁機構を備えた内燃機関の場合には吸気弁 6 の位相角、作用角から定まる値である。

40

【 数 9 】

$$m_c = \frac{T_a}{T_m} \cdot (a \cdot P_m - b)$$

【 0 0 3 9 】

上述した吸気弁モデル M 2 3 について図 1 3 を参照して説明する。一般に、吸気弁 6 が閉じたときに燃焼室 5 内に充填されている吸気ガスの量である筒内充填ガス量 M_c は、吸気弁 6 が閉弁するとき（吸気弁閉弁時）に確定し、吸気弁閉弁時の燃焼室 5 内の圧力に比例する。また、吸気弁閉弁時の燃焼室 5 内の圧力は吸気弁上流の気体の圧力、すなわち吸気管内圧力 P_m と等しいとみなすことができる。したがって、筒内充填ガス量 M_c は、吸気管内圧力 P_m に比例すると近似することができる。

10

【 0 0 4 0 】

ここで、単位時間あたりに吸気管部分から流出する全吸気ガスの量を平均化したもの、または単位時間あたりに吸気管部分から全ての燃焼室 5 に吸入される吸気ガスの量を一つの気筒の吸気行程に亘って（後述するように本実施形態ではクランク角 180° 分）平均化したものを筒内吸入ガス流量 m_c （以下で詳述する）とすると、筒内充填ガス量 M_c が吸気管内圧力 P_m に比例することから、筒内吸入ガス流量 m_c も吸気管内圧力 P_m に比例すると考えられる。このことから、理論および経験則に基づいて、上記数 9 が得られる。なお、数 9 における値 a は比例係数であり、値 b は燃焼室 5 内に残存していた既燃ガスを表す値（排気弁 8 閉弁時に燃焼室 5 内に残る既燃ガスを後述する時間 T_{180° で除算したものと考えられる）である。また、実際の運転では過渡時に吸気管内温度 T_m が大きく変化する場合があるため、これに対する補正として理論および経験則に基づいて導かれた T_a / T_m が乗算されている。

20

【 0 0 4 1 】

ここで、筒内吸入ガス流量 m_c について、図 1 4 を参照して内燃機関が 4 気筒である場合について説明する。なお、図 1 4 は横軸がクランクシャフトの回転角度、縦軸が単位時間あたりに吸気管部分から燃焼室 5 に実際に流入する吸気ガスの流量である。図 1 4 に示したように、4 気筒の内燃機関では、吸気弁 6 が例えば 1 番気筒、3 番気筒、4 番気筒、2 番気筒の順に開弁し、各気筒に対応する吸気弁 6 の開弁量に応じて吸気管部分から各気筒の燃焼室 5 内へ吸気ガスが流入する。例えば、吸気管部分から各気筒の燃焼室 5 内に流入する吸気ガスの流量の変位は図 1 4 に破線で示した通りであり、これを総合して吸気管 1 3 から全気筒の燃焼室に流入する吸気ガスの流量は図 1 4 に実線で示した通りである。また、例えば 1 番気筒への筒内充填ガス量 M_c は図 1 4 に斜線で示した通りである。

30

【 0 0 4 2 】

これに対して、実線で示した吸気管から全ての気筒の燃焼室に流入する吸気ガスの量を平均化したものが筒内吸入ガス流量 m_c であり、図中に一点鎖線で示す。そして、この一点鎖線で示した筒内吸入ガス流量 m_c に、4 気筒の場合にはクランクシャフトが 180° （すなわち、4 ストローク式内燃機関において 1 サイクル中にクランクシャフトが回転する角度 720° を気筒数で割った角度）回転するのにかかる時間 T_{180° を乗算したものが筒内充填ガス量 M_c となる。したがって、吸気弁モデル M 2 3 で算出された筒内吸入ガス流量 m_c に T_{180° を乗算することで、筒内充填ガス量 M_c が算出される（ $M_c = m_c \cdot T_{180^\circ}$ ）。より詳細には、筒内充填ガス量 M_c が吸気弁閉弁時の圧力に比例することを考慮して、吸気弁閉弁時の筒内吸入ガス流量 m_c に T_{180° を乗算したものが筒内充填ガス量 M_c とされる。

40

【 0 0 4 3 】

次に、上記吸入ガス量モデル M 2 0 を内燃機関の制御装置に実装して、実際に筒内充填ガス量 M_c を算出する場合について説明する。筒内充填ガス量 M_c は吸入ガス量モデル 1 0

50

を用いて、上記数 3、数 5、数 6、および数 9 を解くことにより表される。この場合、E C U 3 1 で処理するために、これらの式を離散化する必要がある。時刻 t 、計算間隔 Δt を用いて数 3、数 5、数 6、および数 9 を離散化すると、それぞれ下記数 10、数 11、数 12、および数 13 が得られる。なお、吸気管内温度 $T_m(t + \Delta t)$ は、数 11 および数 12 によってそれぞれ算出された $P_m / T_m(t + \Delta t)$ および $P_m(t + \Delta t)$ から、数 14 によって算出される。

【数 10】

$$m_t(t) = \mu t \cdot A_t(\theta t(t)) \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m(t)}{P_a}\right) \quad 10$$

【数 11】

$$\frac{P_m}{T_m}(t + \Delta t) = \frac{P_m}{T_m}(t) + \Delta t \cdot \frac{R}{V_m} \cdot (m_t(t) - m_c(t)) \quad 20$$

【数 12】

$$P_m(t + \Delta t) = P_m(t) + \Delta t \cdot \kappa \cdot \frac{R}{V_m} \cdot (m_t(t) \cdot T_a - m_c(t) \cdot T_m(t)) \quad 30$$

【数 13】

$$m_c(t) = \frac{T_a}{T_m(t)} \cdot (a \cdot P_m(t) - b)$$

【数 14】

$$T_m(t + \Delta t) = \frac{P_m(t + \Delta t)}{P_m / T_m(t + \Delta t)} \quad 40$$

【0044】

このようにして実装された吸入ガス量モデル M 20 では、スロットルモデル M 21 の数 10 で算出された時刻 t におけるスロットル弁通過空気流量 $m_t(t)$ と、吸気弁モデル M 50

23の数13で算出された時刻 t における筒内吸入ガス流量 $m_c(t)$ とが、吸気管モデルM22の数11および数12に代入され、これにより時刻 $t + \Delta t$ における吸気管内圧力 $P_m(t + \Delta t)$ および吸気管内温度 $T_m(t + \Delta t)$ が算出される。次いで、算出された $P_m(t + \Delta t)$ および $T_m(t + \Delta t)$ は、スロットルモデルM21および吸気弁モデルM23の数10および数13に代入され、これにより時刻 $t + \Delta t$ におけるスロットル弁通過空気流量 $m_t(t + \Delta t)$ および筒内吸入ガス流量 $m_c(t + \Delta t)$ が算出される。そして、このような計算を繰り返すことによって、スロットル弁開度 θ 、大気圧 P_a 、および大気温度 T_a から、任意の時刻 t における筒内吸入ガス流量 m_c が算出され、算出された筒内吸入ガス流量 m_c に上記時間 T_{180} を乗算することで、任意の時刻 t における筒内充填ガス量 M_c が算出される。

10

【0045】

なお、内燃機関の始動時には、すなわち時刻 $t = 0$ においては、吸気管内圧力 P_m は大気圧と等しい($P_m(0) = P_a$)とされ、吸気管内温度 T_m は大気温度と等しい($T_m(0) = T_a$)とされて、各モデルM21~M23における計算が開始される。

【0046】

なお、上記吸入ガス量モデルM20では、大気温度 T_a および大気圧 P_a が一定であるとしているが、時刻によって変化する値としてもよく、例えば、大気温度を検出するための大気温度センサによって時刻 t において検出された値を大気温度 $T_a(t)$ 、大気圧を検出するための大気圧センサによって時刻 t において検出された値を大気圧 $P_a(t)$ として上記数10、数12、および数13に代入するようにしてもよい。

20

【0047】

ところで、排気通路と吸気通路とを連通する排気再循環通路(以下、「EGR通路」と称す)21と、このEGR通路21を通る排気ガスの流量を調整するための制御弁(以下、「EGR弁」と称す)22とを備え、内燃機関の燃焼室5から排気通路に排出された排気ガスの一部を再び燃焼室に戻す機構であるEGRを備えた内燃機関が知られているが、上述した吸入ガス量モデルM20では、このようなEGRを備えた内燃機関を考慮しておらず、よって上記吸入ガス量モデルM20をこのような内燃機関に適用することはできない。例えば、EGRを備えた内燃機関では、燃焼室5内に流入する吸気ガスには大気中から流入した空気(新気)の他に、EGRガスが含まれるため、筒内充填ガス量 M_c に基づいて燃料噴射量を算出すると燃焼室5内の混合気の空燃比を目標空燃比にすることができない。また、上記吸気管モデルM22では、吸気管13に流入する吸気ガスとしてスロットル弁18を通過した空気のみを想定しているが、EGRを備えた内燃機関では吸気管13にはEGR通路21を通ったEGRガスも流入する。したがって、上記吸気管モデルM22では、EGRを備えた内燃機関において吸気管内圧力 P_m および吸気管内温度 T_m を算出することはできない。

30

【0048】

このように、EGRを備えた内燃機関にも適用可能な吸入ガス量モデルを作成するには、まず、EGR弁22を通過する排気ガスの流量(以下、「EGR弁通過ガス流量 m_{egr} 」と称す)を算出する必要がある。このEGR弁通過ガス流量 m_{egr} は、EGR弁22の上流側の圧力、EGR弁22の下流側の圧力、EGR弁開度といったパラメータに応じて変化するため、従来ではこれらパラメータを引数としてマップからEGR弁通過ガス流量を推定していた。ところが、マップを用いてEGR弁通過ガス流量を推定する場合、マップを作成するために内燃機関の形式毎に運転パラメータ(マップの引数に相当)を変えて運転を行ってEGR弁通過ガス流量を計測する、いわゆる適合作業を行う必要がある。この適合作業における測定点はマップの数およびその引数の数に応じて増大するため、マップの数が多くなると適合を行う際の工数が多大になり、またマップの引数が一つ増えるだけで、その工数は何十倍にも増加してしまう。したがって、マップの適合作業における工数を考慮した場合、マップの引数の数は少ない方が好ましい。そこで、従来の制御装置の一つでは、EGR弁通過ガス流量を推定する場合に引数として用いられるEGR弁の上流側の圧力とEGR弁の下流側の圧力とを、EGR弁の上流側の圧力とEGR弁の下流側の

40

50

圧力との差圧という一つの引数にまとめることで、マップの引数の数を少なくしている。

【0049】

しかしながら、一般に、マップの引数を減らすと、そのマップから推定されるパラメータの値の正確性は低くなる。したがって、上記従来の制御装置では、EGR弁の上流側の圧力とEGR弁の下流側の圧力とをEGR弁の上下差圧にまとめて一つの引数とすることで、マップによって推定されるEGR弁通過ガス流量の精度は低くなってしまふ。したがって、マップを用いると、マップの引数を多くした場合には、マップにより推定されるパラメータの値の正確性は高くなるが適合を行う際の工数が多くなり、逆に、マップの引数を少なくした場合には、適合を行う際の工数は少なくなるが、マップにより推定されるパラメータの値の正確性は低くなる。よって、マップを用いてEGR弁通過ガス流量を推定した場合には、適合を行う際の工数とマップにより算出されるEGR弁通過ガス流量の正確性とのいずれかを犠牲にしなければならないという問題があった。

10

【0050】

そこで、本発明のEGR弁通過ガス量算出装置では、EGR弁通過ガス流量算出手段が、EGR弁通過ガス流量を、マップからではなく、内燃機関の燃焼室5から排気通路に排出された排気ガスの圧力(以下、「排気圧 P_e 」と称す)、EGR弁22の上流におけるEGR通路21内の排気ガスの温度、または内燃機関の燃焼室5から排気通路に排出された排気ガスの温度(以下、「排気温度 T_e 」と称す)、上記吸気管内圧力 P_m 、EGR弁開度 e との少なくとも四つのパラメータの値に基づく数値計算によって算出している。より詳細には、 μ_e をEGR弁における流量係数、 A_e をEGR弁22の開口断面積、 P_e を排気圧、 T_e を排気温度、 P_m を吸気管内圧力、 R を気体定数に関する定数、 (P_m/P_e) を P_m/P_e の関数とすると、EGR弁通過ガス流量算出手段は、下記数15からEGR弁通過ガス流量 m_{egr} を算出する。ここで、流量係数 μ_e およびEGR弁の開口断面積 A_e は、EGR弁の開度 e によって定まる値である。なお、数15における関数 (P_m/P_e) は、数16に示した関数であり、図10に示した関数 (P_m/P_a) の変数 P_m/P_a を変数 P_m/P_e に置き換えたものである。また、気体定数に関する定数 R は、実際には気体定数を1mol当たりの気体(空気、排気ガス、またはそれらの混合気)の質量 M_{1mol} で除算した値である。

20

【数15】

$$m_{egr} = \mu_e \cdot A_e \cdot \frac{P_e}{\sqrt{R \cdot T_e}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_e}\right)$$

30

【数16】

$$\Phi\left(\frac{P_m}{P_e}\right) = \begin{cases} \frac{\sqrt{\frac{\kappa}{2(\kappa+1)}}}{\sqrt{\left\{\left(\frac{\kappa-1}{2\kappa}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_e}\right) + \frac{P_m}{P_e}\right\} \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_e}\right)}} & \dots \frac{P_m}{P_e} \leq \frac{1}{\kappa+1} \\ \dots \frac{P_m}{P_e} > \frac{1}{\kappa+1} \end{cases}$$

40

【0051】

したがって、本発明のEGR弁通過ガス流量算出装置によれば、排気圧 P_e 、排気温度 T_e 、吸気管内圧力 P_m 、およびEGR弁開度 e からEGR弁通過ガス流量を算出すると

50

きにマップを用いずに数値計算を用いることにより、マップにおける適合作業の工数の問題およびマップから算出される値の精度の問題が発生することなく EGR 弁通過ガス流量 $megr$ を正確に求めることができる。

【0052】

なお、上記数 15 および数 16 は、基本的に上記スロットルモデル M21 における数 3 および数 4 と同様である。したがって、EGR 弁 22 上流の気体の圧力を排気圧 P_e 、EGR 弁 22 上流の気体の温度を排気温度 T_e 、EGR 弁 22 の下流の気体の圧力を吸気管内圧力 P_m として、図 2 に示したような EGR 弁 22 のモデルに対して、質量保存則、エネルギー保存則および運動量保存則を適用し、さらに気体の状態方程式、比熱比の定義式、およびマイヤーの関係式を利用することによって得られる。

10

【0053】

次に、上記 EGR 弁通過ガス流量算出手段が利用する排気圧 P_e 、排気温度 T_e の算出過程について説明する。

【0054】

ところで、一般に、内燃機関の製造コストを考慮した場合、センサの数はできるだけ少ない方が好ましい。そこで、例えば、排気再循環機構 (EGR) を備えた内燃機関において、排気圧センサ 41 を用いないで排気圧を検出する場合について考える。このような場合、通常、機関回転数、燃料噴射量、燃料点火時期、EGR 率 (燃焼室に流入した総吸気ガス量に対する EGR ガス量の割合) 等、様々なパラメータを引数としたマップを用いなければならなかった。ところが、上述したようにマップの引数が多いと、適合作業を行う際の工数が増大してしまう。逆に、引数を減らすと、マップから得られた値の精度に欠けてしまう。

20

【0055】

これに対して、排気圧 P_e は、標準状態において燃焼室 5 の総行程容積を占める吸気ガス量に対する実際に燃焼室 5 に充填された空気量の比 (すなわち、「充填効率」または「機関負荷率」)。詳細は以下に示す。以下、「充填効率」と称す) K_L と機関回転数 N_e とから求まる。図 3 に充填効率 K_L および機関回転数 N_e と排気圧 P_e との関係を示す。なお、図 3 の横軸は充填効率 K_L であり、縦軸は排気圧 P_e であり、図中の複数の実線は機関回転数 N_e の異なる場合における関係を示す。

【0056】

図 3 から分かるように、充填効率 K_L が大きくなると排気圧 P_e が高くなり、逆に、充填効率 K_L が小さくなると排気圧 P_e が低くなる。また、機関回転数 N_e が高くなると排気圧 P_e も高くなり、逆に、機関回転数 N_e が低くなると排気圧 P_e も低くなる。そして、これら充填効率 K_L と機関回転数 N_e とのパラメータを引数としたマップからは、引数となるパラメータの数が少ないのにも関わらず排気圧 P_e が比較的精度良く求まる。したがって、これら二つのパラメータを変数として排気圧 P_e を求めるためのマップを作成すれば、マップの引数を減らしながらも、マップから比較的高い精度で排気圧 P_e の値を得ることができる。

30

【0057】

そこで、本発明の EGR 弁通過ガス流量算出手段は、充填効率 K_L と機関回転数 N_e とから排気圧 P_e を算出する。より詳細には、EGR 弁通過ガス流量算出手段は、充填効率 K_L と機関回転数 N_e とを引数として図 3 に示したようなマップから、または図 3 に示したような関数 $f_1(K_L, N_e)$ から排気圧 P_e を算出する。なお、図 3 に示したようなマップ、または関数 $f_1(K_L, N_e)$ で用いられる充填効率 K_L の算出過程については後述する。

40

【0058】

次に、排気圧センサ 41 の場合と同様に、EGR を備えた内燃機関において、排気温度センサ 42 を用いないで排気温度 T_e を検出する場合について考える。一般に、内燃機関から排気通路に排出された排気ガスの温度は、機関回転数 N_e に応じて変化し、機関回転数 N_e が高くなると高くなり、機関回転数 N_e が低くなると低くなる。したがって、このこ

50

とを利用して、内燃機関から排気通路に排出された排気ガスの温度 T_e を、機関回転数 N_e を引数とした一次元マップから求めることができる。

【0059】

ところが、上述したように EGR 弁通過ガス流量 m_{egr} を算出する場合、排気温度 T_e として内燃機関から排気通路に排出された排気ガスの温度を用いるよりも、EGR 弁 22 上流における EGR 通路 21 内の排気ガスの温度を用いた方が、高い精度で EGR 弁通過ガス流量 m_{egr} を算出することができる。

【0060】

そこで、EGR 弁 22 上流における EGR 通路 21 内の排気ガスの温度を求めるにあたり、EGR 通路 21 に対する入熱および放熱について考えると、EGR 弁通過ガス流量 m_{egr} が多い場合、すなわち EGR 通路 21 に流入する EGR ガスの量が多い場合には、EGR 通路 21 内の EGR ガスから EGR 通路 21 を形成する EGR 管を介して大気中へ放出される熱量に対して、排気ガスが EGR 通路 21 へ流入することによる EGR 通路 21 へ入る熱量の割合が大きくなり、逆に、EGR 弁通過ガス流量 m_{egr} が少ない場合、EGR 通路 21 に流入する EGR ガスの量が少ない場合には、EGR 通路 21 へ入る熱量に対して大気中へ放出される熱量の割合が大きくなる。このため、EGR 弁通過ガス流量 m_{egr} が多くなると排気温度 T_e が上がり、EGR 弁通過ガス流量が少なくなると排気温度 T_e が下がる。この様子を図 4 に示す。なお、図 4 の横軸は EGR 通過ガス流量 m_{egr} であり、縦軸は排気温度 T_e であり、図中の複数の実線は機関回転数 N_e の異なる場合における関係を示す。

【0061】

以上のことを考慮すると、排気温度 T_e として EGR 弁 22 上流における EGR 通路 21 内の排気ガスの温度を用いる場合、排気温度 T_e は EGR 弁通過ガス流量 m_{egr} と機関回転数 N_e とに応じて変化する。そこで、本発明の EGR 弁通過ガス流量算出手段は、EGR 弁通過ガス流量 m_{egr} と機関回転数 N_e とから排気温度 T_e を算出する。より詳細には、EGR 弁通過ガス流量算出手段は、EGR 弁通過ガス流量 m_{egr} と機関回転数 N_e とを引数としたマップから排気温度を算出する。換言すると、排気温度は、図 4 に示したような関数 $f_2(m_{egr}, N_e)$ から算出される。ここで図 4 の横軸は、EGR 弁通過ガス流量 m_{egr} 、縦軸は関数 f_2 、すなわち排気温度を示している。また、図中に複数ある実線は、全体的に関数 f_2 の値が最も高い実線は機関回転数 N_e が高い場合を示しており、全体的に関数 f_2 の値が最も低い実線は機関回転数 N_e が低い場合を示している。

【0062】

このようにして排気温度 T_e として EGR 弁上流における EGR 通路内の排気ガスの温度を算出することにより、算出された排気温度 T_e から EGR 弁通過ガス流量 m_{egr} をより高い精度で算出することができるようになる。

【0063】

なお、EGR 弁通過ガス流量算出手段が後述するように所定の時間間隔 t 毎に EGR 弁通過ガス流量を算出する場合、関数 $f_2(m_{egr}, N_e)$ は EGR 弁通過ガス流量算出手段によって前回算出された EGR 弁通過ガス流量と機関回転数 N_e とから排気温度 T_e を算出し、EGR 弁通過ガス流量算出手段はこのようにして算出された排気温度 T_e を用いて今回の制御弁通過ガス量算出に使用する排気温度を算出する。

【0064】

また、上述したように関数 f_1 から排気圧 P_e を算出する場合および関数 f_2 から排気温度 T_e を算出する場合には、機関回転数 N_e の代わりに内燃機関の燃焼室内に流入する空気流量（筒内充填新気流量 $m_{c_{air}}$ ）を用いてもよい。

【0065】

ところで、上記説明では関数 f_1 によって算出される排気圧を実際の排気圧としている。しかしながら、排気圧 P_e は実際には内燃機関の周囲の大気の圧力（大気圧）によっても変化するため、上記関数 f_1 によって算出される排気圧は、大気圧が所定の標準大気圧（

10

20

30

40

50

例えば 1 a t m) であると仮定した場合における排気圧 (すなわち、大気条件が所定の標準状態にあると仮定した場合における排気圧) $P_{e b}$ であり、実際の排気圧 P_e とは僅かに異なる。

【 0 0 6 6 】

そこで、E G R 弁通過ガス流量算出手段は、上述したように関数 f_1 によって算出された排気圧 $P_{e b}$ を実際の大气圧に基づく排気圧 P_e に補正し、この補正された排気圧 P_e から E G R 弁通過ガス流量を算出する。より詳細には、E G R 弁通過ガス流量算出手段は、内燃機関周囲の大气圧が基準大气圧であると仮定した場合の排気圧 $P_{e b}$ を、内燃機関周囲の大气圧が任意の大气圧である場合の排気圧 P_e に補正するための補正係数 K_{p_a} を算出し、算出された補正係数 K_{p_a} を関数 f_1 によって算出された排気圧 $P_{e b}$ に乗算すること
10
によって排気圧 P_e を求める ($P_e = K_{p_a} \cdot P_{e b}$)。そして、このようにして求められた排気圧 P_e に基づいて E G R 弁通過ガス流量 $m_{e g r}$ を算出する。このように関数 f_1 に大气圧から求まる補正係数 K_{p_a} を乗算した排気圧 P_e に基づいて E G R 弁通過ガス流量 $m_{e g r}$ を算出することにより、E G R 弁通過ガス流量 $m_{e g r}$ をより正確に算出することができるようになる。なお、補正係数 K_{p_a} は、内燃機関周囲の大气圧のみから定まる変数であり、内燃機関周囲の大气圧が高くなると大きくなり、逆に、内燃機関周囲の大气圧が低くなると小さくなる。

【 0 0 6 7 】

なお、E G R 弁通過ガス流量算出手段は、上記関数 f_1 に補正係数 K_{p_a} を乗算することによって排気圧 P_e を算出する替わりに、充填効率 K_L 、機関回転数 N_e 、および大气圧の
20
三つのパラメータを引数としたマップに基づいて排気圧 P_e を算出してもよい。

【 0 0 6 8 】

また、排気温度 T_e に関しても同様に、上記説明では関数 f_2 によって算出される排気温度を実際の排気温度としている。しかしながら、排気温度 T_e は実際には内燃機関の周囲の大气の温度 (大气温度) によっても変化するため、上記関数 f_2 によって算出される排気温度は、大气温度が所定の標準温度 (例えば 2 9 8 K) であると仮定した場合における排気温度 (すなわち、大気条件が所定の標準状態にあると仮定した場合における排気温度) $T_{e b}$ であり、実際の排気温度とは僅かに異なる。

【 0 0 6 9 】

そこで、E G R 弁通過ガス流量算出手段は、上述したように関数 f_2 によって算出された
30
排気温度 $T_{e b}$ を実際の大气温度に基づく排気温度 T_e に補正し、この補正された排気温度 T_e から E G R 弁通過ガス流量を算出する。より詳細には、E G R 弁通過ガス流量算出手段は、内燃機関周囲の大气温度が基準大气温度であると仮定した場合の排気温度 $T_{e b}$ を、内燃機関周囲の大气温度が任意の大气温度である場合の排気温度 T_e に補正するための補正係数 K_{t_a} を算出し、算出された補正係数 K_{t_a} を関数 f_2 によって算出された排気温度 $T_{e b}$ に乗算することによって排気温度 T_e を求める ($T_e = K_{t_a} \cdot T_{e b}$)。そして、このようにして求められた排気温度 T_e に基づいて E G R 弁通過ガス流量 $m_{e g r}$ を算出する。このように関数 f_2 に大气温度から求まる補正係数 K_{t_a} を乗算した排気温度 T_e に基づいて E G R 弁通過ガス流量 $m_{e g r}$ を算出することにより、E G R 弁通過ガス流量 $m_{e g r}$ をより正確に算出することができるようになる。なお、補正係数 K_{t_a} は、内燃機
40
関周囲の排気温度のみから定まる変数であり、内燃機関周囲の大气温度が高くなると大きくなり、逆に、内燃機関周囲の大气温度が低くなると小さくなる。

【 0 0 7 0 】

なお、E G R 弁通過ガス流量算出手段は、上記関数 f_2 に補正係数 K_{t_a} を乗算することによって排気温度 T_e を算出する替わりに、E G R 弁通過ガス流量 $m_{e g r}$ 、機関回転数 N_e 、大气温度の三つのパラメータを引数としたマップに基づいて排気温度 T_e を算出してもよい。

【 0 0 7 1 】

次に、上述した E G R 弁通過流量算出手段を実装する場合について説明する。一般に、E C U 3 1 の C P U 3 4 で行われる計算の中に除算や平方根の計算が含まれていると、C P
50

U34に対する負荷が大きくなり、またCPU34での計算に時間がかかってしまう。そこで、EGR弁通過流量算出手段を実装する場合には、できるだけCPU34に除算や平方根の計算を行わせないようにするのが好ましい。

【0072】

そこで、EGR弁通過流量算出手段の実装時には、数15から除算や平方根の計算を除いた数17が用いられる。ここで数17の $ekpe$ 、 $ekte$ 、および $eklegrm$ はそれぞれ排気圧 Pe 、排気温度 Te 、およびEGR弁開度 e の関数であり、より詳細には数18、数19、および数20に示した通りである。これら関数 $ekpe$ 、 $ekte$ 、および $eklegrm$ を乗算すると数15が得られる。

【数17】

$$megr = ekpe \cdot ekte \cdot eklegrm \cdot \Phi(Pm/Pe)$$

10

【数18】

$$ekpe = Pe / 101.325$$

20

【数19】

$$ekte = \sqrt{298/Te}$$

30

【数20】

$$eklegrm = \mu e \cdot Ae(\theta t) \cdot \frac{101.325}{\sqrt{298 \cdot R}}$$

ここで、数20に示したように関数 $eklegrm$ は、排気ガスが所定の状態、例えば排気ガスが標準状態にある場合（すなわち、排気圧 $Pe = 101.325$ (kPa)、排気温度 $Te = 298$ (K)である場合)における数15の関数 (Pm/Pe) を除いた右項部分に等しく、EGR弁開度 e のみの関数である。このEGR弁開度 e のみの関数 $eklegrm$ は適合によって求められるが、排気ガスが標準状態にある場合のみの値を算出すればよいため、適合の工数は非常に少ない。

40

【0073】

また、数18および数19に示した通り、関数 $ekpe$ 、 $ekte$ は排気ガスが標準状態にあると仮定して算出された関数 $eklegrm$ をそれぞれ実際の排気圧 Pe 、および排気温度 Te に基づいて補正するための関数である。数18および数19から分かるように、これら関数 $ekpe$ 、 $ekte$ には除算や平方根の計算が含まれている。上述したよう

50

に除算や平方根の計算をECU31のCPU34に計算を行わせるとCPU34の負荷が大きくなってしまふ。そこで、排気圧 P_e と関数 e_{kpe} とのマップ、および排気温度 T_e と関数 e_{kte} とのマップを予め用意し、実際にCPU34に計算を行わずにマップから値を求めるようにする。これにより、CPU34の負荷が大きくなってしまふことはなく、また、関数 e_{kpe} 、 e_{kte} は計算によって算出することができるため適合を行う必要もない。このように、数15を数17に変形して実装することで、CPU34の負荷を小さくしながらも適合の工数を少なくすることができる。

【0074】

また、関数 e_{kpe} 、 e_{kte} の引数である排気圧 P_e および排気温度 T_e には、それぞれ上述したように関数 f_1 に補正係数 K_{pa} を乗算したもの($P_e = K_{pa} \cdot f_1(K_L, N_e)$)および関数 f_2 に補正係数 K_{ta} を乗算したもの($T_e = K_{ta} \cdot f_2(megr, N_e)$)が用いられる。ここで、機関回転数はクランク角センサ48から算出され、充填効率 K_L は後述するEGRを備えた内燃機関用の吸入ガス量モデルM10において求められ、また、EGR弁通過ガス流量 $megr$ はEGR弁通過ガス流量算出手段によって算出される。大気圧 P_a 、大気温度 P_e はそれぞれ大気圧センサ、大気温度センサによって検出される。

10

【0075】

次に、上述したEGR弁通過ガス流量算出手段に用いられているモデルをEGR弁モデルM14として、EGRを備えた内燃機関に用いられる吸入ガス量モデルM10について説明する。なお、以下では、特に定常状態(スロットル弁開度、EGR弁開度、機関回転数等がほぼ一定のまま維持されている状態)に適用可能な吸入ガス量モデルM10について説明する。

20

【0076】

本発明で用いられる吸入ガス量モデルM10を図5に示した。図5に示したように、吸入ガス量モデルM10は、スロットルモデルM11と、吸気管モデルM12と、吸気弁モデルM13と、EGR弁モデルM14とを具備する。スロットルモデルM11および吸気弁モデルM13は基本的に図7に示したEGRを備えていない内燃機関に用いられる吸入ガス量モデルM20のスロットルモデルM21および吸気弁モデルM23と同様である。したがって、スロットルモデルM21は、スロットル開度 t 、大気圧 P_a 、大気温度 T_a 、および吸気管モデルM12で求められた吸気管内圧力 P_m に基づいてスロットル弁通過

30

空気流量 m_t を算出し、吸気弁モデルM23は、吸気管内圧力 P_m 、吸気管内温度 T_m 、および大気温度 T_a に基づいて筒内吸入ガス流量 m_c を算出する。

【0077】

一方、吸気管13にはスロットル弁18を通過した空気(新気)に加えて、EGR弁22を通過したEGRガスが流入する。したがって、吸気管モデルM12は、図12に示した吸気管モデルM22とは異なり、図6に示したモデルを用いる。図12に示した吸気管モデルM22における数11および数12と同様に、EGRガスが流入する場合の吸気管部分に質量保存則およびエネルギー保存則を適用すると、数21および数22が得られる。ここで、数21、数22におけるEGR弁通過ガス量 $megr$ および排気温度 T_e はEGR弁モデルM14で求められる。

40

【数21】

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V_m} \cdot (m_t + megr - m_c)$$

【数22】

50

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \frac{R}{V_m} \cdot (m_t \cdot T_a + m_{egr} \cdot T_e - m_c \cdot T_m)$$

【0078】

上述したEGR弁通過ガス流量算出手段の説明から、EGR弁モデルM14は、EGR弁開度 e 、吸気管内圧力 P_m 、充填効率 K_L 、前回のEGR弁通過ガス流量 m_{egr} 、機
関回転数 N_e 、大気圧 P_a 、大気温度 T_a から、EGR弁通過ガス流量 m_{egr} を算出
するモデルであることが分かる。ここで、機関回転数 N_e センサから検出され、大気圧 P_a
、大気温度 T_a は定数とする。吸気管内圧力 P_m は、吸気管モデルM12で求められ、充
填効率 K_L は後述するように吸気弁モデルM13から求められる。前回のEGR弁通過ガ
ス流量 m_{egr} はEGR弁モデルM14における前回の計算で算出された値である。

10

【0079】

ところで、吸気ガス量モデルM10は燃焼噴射量を決定するために用いられるモデルであ
る。燃料噴射量は燃焼室5内に流入する空気(新気)の量に応じて決定する必要があるが
、EGRを備えた内燃機関では燃焼室5内に流入する吸気ガスには空気だけでなく、EGR
ガスが含まれる。そこで、EGRを備えた内燃機関において燃料噴射量を決定するため
には、燃焼室5内に流入する吸気ガスの流量(筒内吸入ガス流量 m_c)から燃焼室5内に
流入するEGRガスの流量(以下、「筒内吸入EGR流量 $m_{c_{egr}}$ 」と称す)を除いた燃
焼室5内に流入する空気の流量(以下、「筒内吸入新気流量 $m_{c_{air}}$ 」と称す)を求めな
なければならない($m_{c_{air}} = m_c - m_{c_{egr}}$)。

20

【0080】

ここで、上述したように定常状態である場合、EGR弁22を通過するEGRガスの流量
と燃焼室5内に流入するEGRガスの流量は等しい($m_{c_{egr}} = m_{egr}$)。これにより
、筒内吸入EGR流量 $m_{c_{egr}}$ が求まり、これと上記吸気弁モデルで求められる筒内吸入
ガス流量 m_c とから、筒内吸入新気流量 $m_{c_{air}}$ が得られる。得られた筒内吸入新気流量
 $m_{c_{air}}$ に、上記吸気弁モデルM23で説明したように、時間 T_{180} を乗算することで、
一回の吸気行程で燃焼室内に充填される空気(新気)の量(以下、「筒内充填新気量 $M_{c_{air}}$
」と称す)が求められ、この筒内充填新気量 $M_{c_{air}}$ に基づいて燃料噴射弁から噴射さ
れる燃料噴射量が決定される。

30

【0081】

また、充填効率 K_L は、標準状態において燃焼室5の総行程容積を占める吸気ガス量に対
する実際に燃焼室5に充填された空気量の比、すなわち筒内充填新気量 $M_{c_{air}}$ を標準状
態において燃焼室5内に充填可能な吸気ガス量(以下、「最大筒内充填ガス量 $M_{c_{max}}$ 」
と称す)で割った値を意味する($K_L = M_{c_{air}} / M_{c_{max}}$)。したがって、充填効率 K_L
は、上述したように算出された筒内充填新気量 $M_{c_{air}}$ と定数である最大筒内充填ガス量
 $M_{c_{max}}$ とから算出され、算出された充填効率 K_L はEGR弁モデルM14で用いられる

40

【0082】

このように、吸入ガス量モデルM10では、或るモデルにおいて算出されたパラメータの
値が別のモデルへの入力値として利用されるので、吸入ガス量モデルM10全体では、実
際に入力される値は基本的にスロットル開度 t 、EGR弁開度 e 、大気圧 P_a 、およ
び大気温度 T_a の四つのパラメータのみであり、これら四つのパラメータから筒内充填ガ
ス量 M_c が算出される。

【0083】

次に、上記吸入ガス量モデルM10を内燃機関の制御装置に実装して、実際に筒内充填新
気量 $M_{c_{air}}$ を算出する場合について説明する。この場合、スロットルモデルM11、吸

50

気弁モデルM13等で用いられる数式は、EGRを備えていない内燃機関におけるスロットルモデルM21、吸気弁モデルM23等で用いられる数10、数13、数14と同じである。

【0084】

EGR弁モデルM14では、数17が数23の形で実装され、数23内の排気圧 $P_e(t)$ および排気温度 $T_e(t)$ はそれぞれ数24および数25の形で実装された式によって求められる。ここで、 $megr(t - \Delta t)$ は、時刻 t より計算間隔 Δt だけ前のEGR弁通過ガス流量、すなわち前回計算されたEGR弁通過ガス流量を示している。このようにして、EGR弁モデル5では、時刻 t におけるEGR弁通過ガス流量 $megr(t)$ が算出される。

10

【数23】

$$megr(t) = ekpe(P_e(t)) \cdot ekte(T_e(t)) \cdot eklegrm(\theta_e(t)) \cdot \Phi(P_m(t)/P_e(t))$$

【数24】

$$P_e(t) = Kpa \cdot f_1(KL(t), NE(t))$$

20

【数25】

$$T_e(t) = Kta \cdot f_2(megr(t - \Delta t), NE(t))$$

30

【0085】

また、吸気管モデルM12では、数21および数22を離散化した下記数26および数27と、上記吸入ガス量モデルM20で用いられた数14とから成る式に、スロットルモデルM11で算出されたスロットル弁通過ガス流量 $mt(t)$ と、吸気弁モデルM13で算出された筒内吸入ガス流量 $mc(t)$ と、EGR弁モデルM14で算出されたEGR弁通過ガス流量 $megr(t)$ とを代入することで、時刻 $t + \Delta t$ における吸気管内圧力 $P_m(t + \Delta t)$ および時刻 $t + \Delta t$ における吸気管内温度 $T_m(t + \Delta t)$ とが算出される。

【数26】

40

$$\frac{P_m}{T_m}(t + \Delta t) = \frac{R}{V_m} \cdot (mt(t) + megr(t) - mc(t))$$

【数27】

$$P_m(t+\Delta t) = \kappa \cdot \frac{R}{V_m} (m_t(t) \cdot T_a + m_{egr}(t) \cdot T_e(t) - m_c(t) \cdot T_m(t))$$

【0086】

このようにして実装された吸入ガス量モデルM10では、スロットルモデルM11において算出された時刻tにおけるスロットル弁通過空気流量 $m_t(t)$ と、EGR弁モデルM14において算出された時刻tにおけるEGR弁通過ガス量 $m_{egr}(t)$ および排気温度 $T_e(t)$ と、吸気弁モデルM13において算出された時刻tにおける筒内吸入ガス流量 $m_c(t)$ とが、吸気管モデルM12の数26および数27に代入され、これにより時刻 $t + \Delta t$ における吸気管内圧力 $P_m(t + \Delta t)$ および吸気管内温度 $T_m(t + \Delta t)$ が算出される。次いで、算出された $P_m(t + \Delta t)$ および $T_m(t + \Delta t)$ は、スロットルモデルM11および吸気弁モデルM23に代入され、これにより時刻 $t + \Delta t$ におけるスロットル弁通過空気流量 $m_t(t + \Delta t)$ および筒内吸入ガス流量 $m_c(t + \Delta t)$ が算出される。また、筒内吸入ガス流量 $m_c(t + \Delta t)$ と時刻tにおけるEGR弁通過ガス流量 $m_{egr}(t)$ とから筒内吸入新気流量 $m_{c_{air}}(t + \Delta t)$ が算出され、この筒内吸入新気流量 $m_{c_{air}}(t + \Delta t)$ から時刻 $t + \Delta t$ における充填効率 $KL(t + \Delta t)$ が算出される。そして、この $KL(t + \Delta t)$ と上記 $P_m(t + \Delta t)$ とからEGR弁モデルM14において、時刻 $t + \Delta t$ におけるEGR弁通過ガス流量 $m_{egr}(t + \Delta t)$ が算出される。算出された $m_c(t + \Delta t)$ 、 $m_{egr}(t + \Delta t)$ 、 $m_t(t + \Delta t)$ は再び吸気管モデルM12に代入される。このような計算を繰り返すことによって、スロットル弁開度 θ_t 、EGR弁開度 θ_e 、大気圧 P_a 、および大気温度 T_a とから筒内吸入新気流量 $m_{c_{air}}$ が算出され、算出された筒内吸入新気流量 $m_{c_{air}}$ に時間 T_{180} を乗算することで常に筒内充填新気量 $M_{c_{air}}$ を算出することができる。

【0087】

なお、内燃機関の始動時には、すなわち時刻 $t = 0$ においては、吸気管内圧力は大気圧と等しい($P_m(0) = P_a$)とされ、吸気管内温度および排気温度は大気温度と等しい($T_m(0) = T_a$ 、 $T_e(0) = T_a$)とされて、各モデルM11~M13における計算が開始される。

【0088】

また、上記吸入ガス量モデルM10では、大気温度 T_a および大気圧 P_a が一定であるとしているが、上記吸入ガス量モデルM20と同様に時刻tにおける大気温度 $T_a(t)$ 、時刻tにおける大気圧 $P_a(t)$ を上記数10、数13、数22に代入するようにしてもよい。

【0089】

なお、上記実施形態では、EGR弁通過ガス流量算出手段は、排気圧 P_e および排気温度 T_e を、機関回転数 N_e 、充填効率 KL およびEGR弁通過ガス流量 m_{egr} 等に基づくマップから求めているが、これら排気圧 P_e および排気温度 T_e を排気圧センサ41および排気温度センサ T_e によって検出してもよい。また、上記実施形態では、EGR弁通過ガス流量算出手段は、吸気管内圧力 P_m を吸入ガス量モデルM10から算出しているが、吸気管内圧力 P_m を吸気管内圧力センサ40によって検出してもよい。

【0090】

また、上記実施形態では、EGR弁通過ガス流量算出手段は、排気圧 P_e 、排気温度 T_e 、吸気管内圧力 P_m 、およびEGR弁開度 θ_t の四つのパラメータを引数とした数15に示した計算式からEGR弁通過ガス流量 m_{egr} を求めているが、少なくとも上記四つのパラメータを引数としていれば数15とは異なる計算式またはマップからEGR弁通過ガス流量 m_{egr} を求めてもよい。

【0091】

上述したように、EGR弁通過ガス流量算出手段によってEGR弁通過ガス流量を正確に算出することにより、例えば、算出されたEGR弁通過ガス流量に基づいて上述したように筒内充填新気量を算出し、この筒内充填新気量に基づいて燃料噴射量を正確に算出することが可能となる。また、算出されたEGR弁通過ガス流量に基づいて、EGR弁通過ガス量が目標値になるようにEGR弁の開度をフィードバック制御することも可能となる。

【0092】

【発明の効果】

各請求項に記載の発明によれば、制御弁上流側の気体の圧力、吸気管内圧力、および制御弁開度のみならず、排気温度をも考慮してEGR弁通過ガス流量が算出されるため、より正確に制御弁通過ガス流量を算出することができるという共通の効果を奏する。

10

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明のEGR弁通過ガス流量算出装置を備えた内燃機関全体を示す図である。

【図2】EGR弁通過ガス流量の算出における基本概念を示す図である。

【図3】充填効率と排気圧との関係を表した図である。

【図4】EGR通過ガス流量と排気温度との関係を表した図である。

【図5】EGRを備えた内燃機関に適用可能な本発明の吸入ガス量モデルを示す図である。

【図6】EGRを備えた内燃機関に適用可能な吸気管モデルの基本概念を示す図である。

【図7】EGRを備えていない内燃機関に適用可能な吸入ガス量モデルを示す図である。

【図8】スロットル弁開度と流量係数との関係を示す図である。

20

【図9】スロットル弁開度と開口断面積との関係を示す図である。

【図10】関数 (P_m / P_a) を示す図である。

【図11】スロットルモデルの基本概念を示す図である。

【図12】EGRを備えていない内燃機関に適用可能な吸気管モデルの基本概念を示す図である。

【図13】吸気弁モデルの基本概念を示す図である。

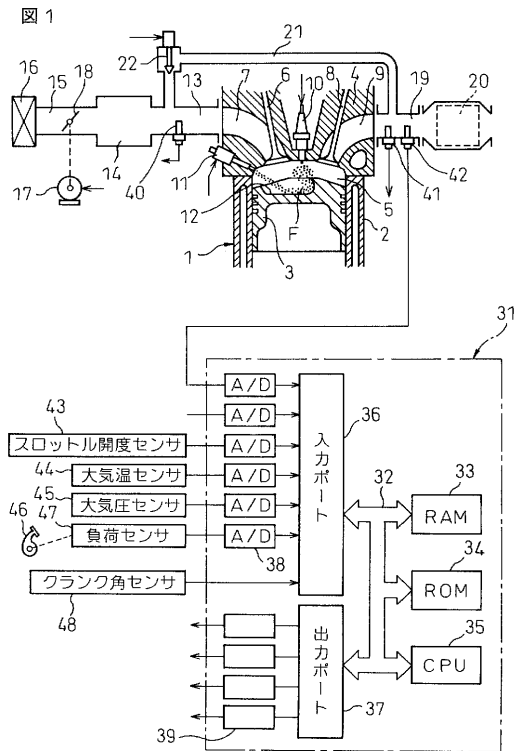
【図14】筒内充填ガス量および筒内吸気ガス量の定義に関する図である。

【符号の説明】

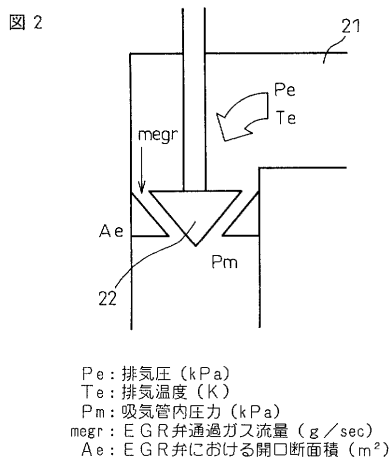
- 1 ... 機関本体
- 5 ... 燃焼室
- 6 ... 吸気弁
- 7 ... 吸気ポート
- 8 ... 排気弁
- 11 ... 燃料噴射弁
- 13 ... 吸気管
- 18 ... スロットル弁
- 22 ... EGR弁

30

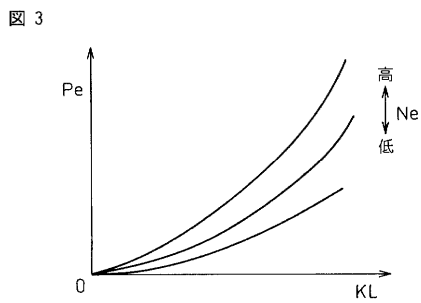
【 図 1 】



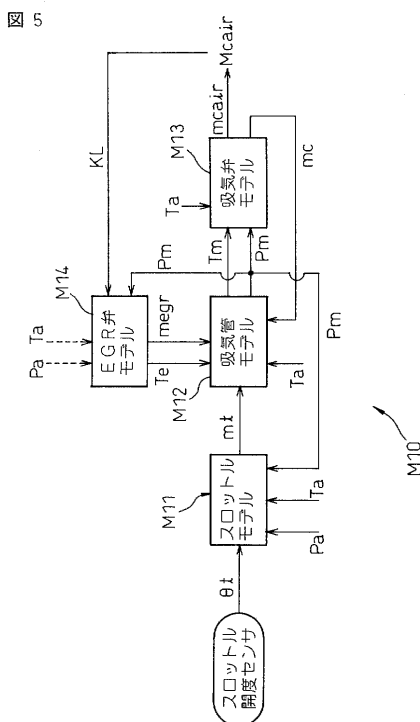
【 図 2 】



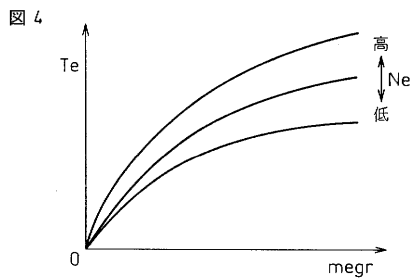
【 図 3 】



【 図 5 】

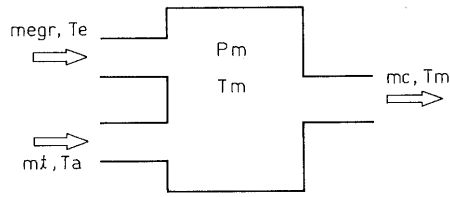


【 図 4 】



【 図 6 】

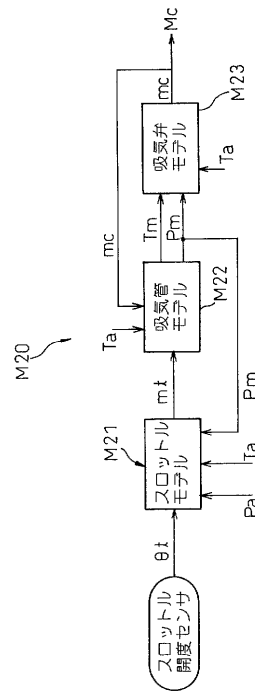
図 6



$megr$: EGR弁通過ガス流量 (g/sec)
 mt : スロットル通過空気流量 (g/sec)
 mc : 筒内吸入ガス流量 (g/sec)
 Te : 排気温度 (K)
 Ta : 大気温または吸気温 (K)
 Tm : 吸気管内温度 (K)
 Pm : 吸気管内圧力 (kPa)

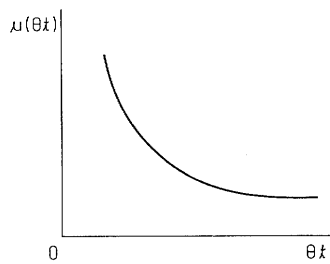
【 図 7 】

図 7



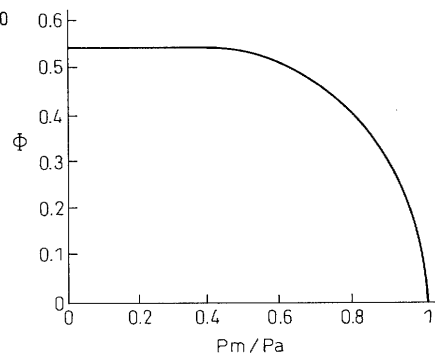
【 図 8 】

図 8



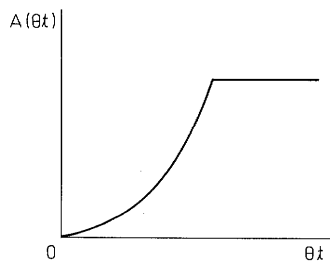
【 図 10 】

図 10



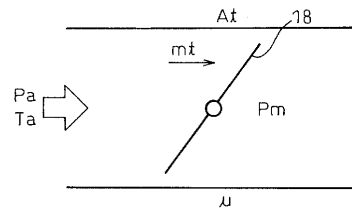
【 図 9 】

図 9



【 図 11 】

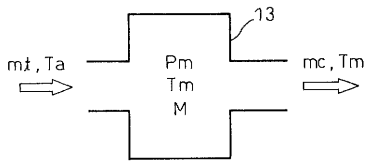
図 11



Pm : 吸気管内圧力 (kPa)
 Pa : 大気圧 (kPa)
 Ta : 大気温度 (K)
 At : スロットル弁開口断面積 (m²)
 mt : スロットル弁通過空気流量 (g/sec)
 μ : 流量係数

【 図 1 2 】

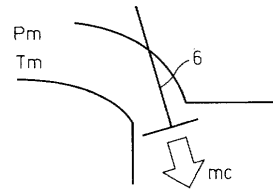
図 12



m_t : 吸気管に流入する気体の流量 (g/sec)
 m_c : 吸気管から流出する気体の流量 (g/sec)
 P_m : 吸気管内圧力 (kPa)
 T_a : 流入する気体の温度 (K)
 T_m : 吸気管内温度 (K)
 M : 吸気管内の総気体量
 R : 気体定数
 V_m : 吸気管容積 (m^3)
 C_p : 空気の定圧比熱
 C_v : 空気の定容比熱
 K : 比熱比

【 図 1 3 】

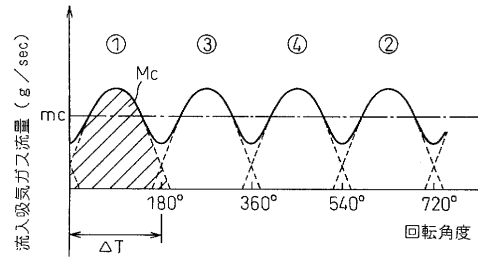
図 13



P_m : 吸気弁上流の圧力 (kPa)
 T_m : 吸気弁上流の温度 (K)
 T_a : 大気温度 (K)
 m_c : 筒内吸入ガス流量 (g/sec)
 a, b : 適合パラメータ

【 図 1 4 】

図 14



フロントページの続き

- (72)発明者 小林 大介
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 井戸 雄一郎
愛知県豊田市豊栄町2丁目8番地 株式会社トヨタテクノサービス内
- (72)発明者 古川 悟
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 藤原 直欣

- (56)参考文献 特開平10-213015(JP,A)
特開平11-257112(JP,A)
特開平10-061481(JP,A)
特開平11-173173(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F02M 25/07