

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6607320号
(P6607320)

(45) 発行日 令和1年11月20日(2019.11.20)

(24) 登録日 令和1年11月1日(2019.11.1)

| | |
|-----------------------------|----------------|
| (51) Int. Cl. | F I |
| FO2M 26/06 (2016.01) | FO2M 26/06 331 |
| FO2M 26/02 (2016.01) | FO2M 26/06 311 |
| | FO2M 26/06 301 |
| | FO2M 26/02 |

請求項の数 10 (全 16 頁)

| | | | |
|---------------|------------------------------|-----------|----------------------------------|
| (21) 出願番号 | 特願2018-537914 (P2018-537914) | (73) 特許権者 | 000003997 |
| (86) (22) 出願日 | 平成28年9月7日(2016.9.7) | | 日産自動車株式会社 |
| (86) 国際出願番号 | PCT/JP2016/076238 | | 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 |
| (87) 国際公開番号 | W02018/047248 | (74) 代理人 | 100086232 |
| (87) 国際公開日 | 平成30年3月15日(2018.3.15) | | 弁理士 小林 博通 |
| 審査請求日 | 平成30年10月11日(2018.10.11) | (74) 代理人 | 100092613 |
| | | | 弁理士 富岡 潔 |
| | | (72) 発明者 | 米倉 賢午 |
| | | | 神奈川県厚木市森の里青山1-1 日産自動車株式会社 知的財産部内 |
| | | (72) 発明者 | 土田 博文 |
| | | | 神奈川県厚木市森の里青山1-1 日産自動車株式会社 知的財産部内 |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 エンジンの制御方法及び制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

排気通路から吸気通路へ排気ガスの一部を還流するEGR通路をEGR制御弁により開閉し、

上記EGR制御弁の基本開度を現在のエンジン運転状態に基づいて設定するエンジンの制御方法において、

現在の排気系の温度である実排気系温度を検出し、

上記実排気系温度に基づいて、上記EGR制御弁の前後の差圧を算出し、

現在のエンジン運転状態に対応する定常状態での上記EGR制御弁の前後の差圧である基準差圧を算出し、

上記基準差圧の脈動の振幅である基準脈動振幅を算出し、

上記差圧、上記基準差圧、及び上記基準脈動振幅に基づいて、上記基本開度を補正するエンジンの制御方法。

【請求項2】

上記差圧の脈動の1周期当たりの平均EGRガス流量である実脈動流量と、上記基準差圧の脈動の1周期当たりの平均EGRガス流量である基準脈動流量と、が等しくなるように脈動補正係数を算出し、

この脈動補正係数を用いて上記基本開度を補正する請求項1に記載のエンジンの制御方法。

【請求項3】

上記実排気系温度における EGR ガスの流量と、上記定常状態における EGR ガスの流量と、が等しくなるように差圧補正係数を算出し、

この差圧補正係数を用いて上記基本開度を補正する請求項 1 又は 2 に記載のエンジンの制御方法。

【請求項 4】

現在のエンジン運転状態に対応する定常状態における排気系温度である基準排気系温度を算出し、

上記実排気系温度と上記基準排気系温度との温度差が所定のしきい値以上である場合に、上記基本開度の補正を実施する請求項 1 ~ 3 のいずれかに記載のエンジンの制御方法。

【請求項 5】

上記実排気系温度と上記基準排気系温度との温度差と、上記基準脈動振幅と、に基づいて、上記差圧の脈動の振幅である実脈動振幅を算出し、

上記差圧，上記基準差圧，上記実脈動振幅，及び上記基準脈動振幅に基づいて、上記脈動補正係数を算出する請求項 1 ~ 4 のいずれかに記載のエンジンの制御方法。

【請求項 6】

吸気を過給するターボ過給機と、

上記ターボ過給機による過給圧を調整するウェイストゲートバルブと、を有し、

上記ウェイストゲートバルブの開度と上記基準脈動振幅とに基づいて、上記差圧の脈動の振幅である実脈動振幅を算出し、

上記差圧，上記基準差圧，上記実脈動振幅，及び上記基準脈動振幅に基づいて、上記脈動補正係数を算出する請求項 1 ~ 5 のいずれかに記載のエンジンの制御方法。

【請求項 7】

上記 EGR 通路が吸気通路に接続する位置よりも上流側の吸気通路に、吸気流量を調整する吸気流量調整弁を有し、

EGR 要求がある場合、上記吸気流量調整弁を閉方向に駆動し、

上記吸気流量調整弁の閉方向への駆動完了後に、上記基本開度の補正を行なう請求項 1 ~ 6 のいずれかに記載のエンジンの制御方法。

【請求項 8】

車両加速時には、上記基本開度を増加方向に補正する請求項 1 ~ 7 のいずれかに記載のエンジンの制御方法。

【請求項 9】

車両減速時には、上記基本開度を低下方向に補正する請求項 1 ~ 8 のいずれかに記載のエンジンの制御方法。

【請求項 10】

排気通路から吸気通路へ排気ガスの一部を還流する EGR 通路と、

この EGR 通路を開閉する EGR 制御弁と、

現在のエンジン運転状態に基づいて EGR 制御弁の基本開度を設定する基本開度設定部と、を有するエンジンの制御装置において、

排気系温度を検出する排気系温度検出部と、

上記排気系温度検出部により検出される実排気系温度に基づいて、上記 EGR 制御弁の前後の差圧を算出する差圧算出部と、

現在のエンジン運転状態に対応する定常状態での上記 EGR 制御弁の前後の差圧である基準差圧を算出する基準差圧算出部と、

上記基準差圧の脈動の振幅である基準脈動振幅を算出する基準脈動振幅算出部と、

上記差圧，上記基準差圧，及び上記基準脈動振幅に基づいて、上記基本開度を補正する補正部と、

を有するエンジンの制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

10

20

30

40

50

本発明は、エンジンの排気の一部を吸気に還流するEGR装置を備えたエンジンの制御に関し、特に、EGR制御弁の開度を補正する技術に関する。

【背景技術】

【0002】

特許文献1には、エンジンの排気の一部を吸気に還流する、いわゆるEGR(Exhaust Gas Recirculation)装置において、EGRガスの脈動を考慮した演算を行なうことにより、EGRガス流量の推定精度を高める技術が開示されている。具体的には、この装置では、圧力センサを用いてEGR通路に設けられたEGRバルブの上流側圧力および下流側圧力を検出し、所定期間における圧力比の変動を正弦波に変換している。そして、この正弦波に基づいて、圧力比を変数としてEGRガスの流量を算出するための圧力関数を算出し、この圧力関数に基づいて、所定期間にEGR通路を流れるEGRガスの流量を算出している。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特許第5420489号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

このような従来技術を利用し、圧力センサを用いてEGRガスの脈動の特性を得て、この特性を利用してEGR制御弁の開度を補正しようとした場合、高応答の圧力センサは誤差が大きく、精度が悪いという問題がある。

20

【0005】

本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであり、EGR制御弁の開度を精度良く補正することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0006】

そこで本発明では、排気通路から吸気通路へ排気ガスの一部を還流するEGR通路をEGR制御弁により開閉し、上記EGR制御弁の基本開度を現在のエンジン運転状態に基づいて設定するエンジンの制御方法において、

30

現在の排気系の温度である実排気系温度を検出し、上記実排気系温度に基づいて、上記EGR制御弁の前後の差圧を算出し、現在のエンジン運転状態に対応する定常状態での上記EGR制御弁の前後の差圧である基準差圧を算出し、上記基準差圧の脈動の振幅である基準脈動振幅を算出し、上記差圧、上記基準差圧、及び上記基準脈動振幅に基づいて、上記基本開度を補正する。

【発明の効果】

【0007】

本発明によれば、実際の実排気系温度に基づく差圧と、現在のエンジン運転状態に対応する基準差圧と、更には基準脈動振幅と、に基づいてEGR制御弁の開度を補正することで、過渡的な排気系温度の変化に起因するEGRガスの流量のばらつきを抑制し、EGR制御弁の開度の補正精度を高めることができる。

40

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】本発明に係るEGR装置を備えたエンジンの一例を示す構成図。

【図2】本発明の第1実施例に係るEGR制御弁の開口面積の補正制御の流れを示すフローチャート。

【図3】吸排気系を流体的にオリフィスで構成される系と想定した場合の説明図。

【図4】差圧補正係数の算出例を説明するための説明図。

【図5】脈動補正係数の算出例を説明するための説明図。

【図6】EGR制御弁の前後の差圧の脈動に起因するEGRガス流量のばらつきを示す説

50

明図。

【図7】(A)が加速時、(B)が減速時におけるEGR率の変化を示す特性図。

【図8】本発明の第2実施例に係るEGR制御弁の開口面積の補正制御の流れを示すフローチャート。

【図9】本発明の第3実施例に係るEGR制御弁の開口面積の補正制御の流れを示すフローチャート。

【図10】本発明の第4実施例に係るEGR制御弁の開口面積の補正制御の流れを示すフローチャート。

【発明を実施するための形態】

【0009】

以下、図示実施例により本発明に係るエンジンの制御装置及び制御方法について説明する。図1は、本発明の第1実施例に係るEGR装置を備えたエンジンを簡略的に示す構成図である。

【0010】

このエンジン10はターボ過給機11を備えている。ターボ過給機11は、排気通路12に設けられたタービン14と、吸気通路13に設けられたコンプレッサ15と、一つのシャフト16に同軸上に設けられ、排気の流れによってタービン14が回転駆動されるとコンプレッサ15が回転して吸気を加圧・過給する。排気通路12には、タービン14をバイパスするバイパス通路18が設けられ、このバイパス通路18には、過給圧を調整するウェイトゲートバルブ17が設けられている。

【0011】

また、このエンジン10には、排気ガスの一部を吸気へ還流するEGR(Exhaust Gas Recirculation)装置が設けられている。このEGR装置は、排気通路12と吸気通路13とを繋ぐEGR通路21を有し、このEGR通路21を通して排気通路12から吸気通路13へ排気の一部であるEGRガスを還流する。このEGR通路21には、EGR通路21内を通流するEGRガスの流量及びEGR率(吸入新気量に占めるEGRガス量の割合)を調整するために、EGR通路21を開閉するEGR制御弁22と、EGRガスを冷却するEGRクーラ23と、が設けられている。

【0012】

このEGR装置は、EGR通路21が吸気通路13に合流する合流位置がコンプレッサ15よりも上流側に位置する、いわゆるロープレッシャータイプのものであり、このEGR通路21の合流位置よりも更に上流側の吸気通路13には、吸入新気量を調整する吸気流量調整弁24が設けられている。

【0013】

また吸気通路13には、コンプレッサ15よりも下流側に、吸気通路13を開閉する電子制御のスロットル弁25が設けられるとともに、スロットル弁25の下流側に、吸入される新気とEGR通路から導入されるEGRガスを合わせた吸入空気を冷却するインタークーラ26が設けられる。また、コンプレッサ15の下流側かつスロットル弁25の上流側の吸気通路13に、吸気中の酸素濃度を検出する酸素濃度センサ27が設けられている。

【0014】

なお、スロットル弁25と吸気流量調整弁24のうち、吸入空気量の制御は基本的にはスロットル弁25により行なわれ、吸気通路13へEGRガスが導入されるEGR運転領域では、吸気流量調整弁24を閉方向に制御して、吸入新気量を抑制するように制御される。

【0015】

排気通路12には、タービン14よりも下流側で、かつEGR通路21が接続する位置よりも上流側に、上流側触媒31が設けられとともに、EGR通路21が接続する位置よりも下流側に下流側触媒32が設けられ、かつ、EGR通路21の接続位置の近傍に、現在の排気系温度を検出する排気系温度検出部としての排気温度センサ33が設けられる。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 6 】

また、下流側触媒 3 2 よりも更に下流側の排気通路 1 2 には、消音用のサブマフラー 3 4 とメインマフラー 3 5 とが直列に配置されている。

【 0 0 1 7 】

制御部 4 0 は、上記の酸素濃度センサ 2 7 , 排気温度センサ 3 3 等の各種センサから検出される信号等に基づいて、ウェイストゲートバルブ 1 7 , E G R 制御弁 2 2 , 吸気流量調整弁 2 4 及びスロットル弁 2 5 等へ制御信号を出力し、その動作を制御する。

【 0 0 1 8 】

図 2 は、E G R 制御弁 2 2 の開度に相当する開口面積の補正制御の流れを示すフローチャートである。このルーチンは上記の制御部 4 0 により極短い所定期間毎（例えば 1 0 m s 毎）に繰り返し実行される。なお、この実施例では、E G R 制御弁 2 2 の開口面積を補正しているが、E G R 制御弁 2 2 の開度そのものを補正する構成としても良い。また、本実施例で用いる「圧力」とは、基本的に、変動する圧力の平均圧力、つまり圧力の振動中心の値を意味している。

【 0 0 1 9 】

ステップ S 1 0 では、E G R 要求が有るか、つまり E G R ガスを吸気通路 1 3 へ還流する E G R 運転領域であるか否かを判定する。この判定は、例えばエンジン回転数とエンジン負荷とに基づいて、予め設定されている E G R 運転領域設定用のマップを参照することにより行なわれる。燃費向上を図るため、E G R 運転領域は部分負荷域を含む幅広い領域に設定されている。

【 0 0 2 0 】

ステップ S 1 1 では、エンジン回転数及びエンジン負荷に基づいて、予め設定されている開口面積設定用のマップを参照して、E G R 制御弁 2 2 の基本開度に相当する基本開口面積 A 0 を設定し、この基本開口面積 A 0 を読み込む（基本開度設定部）。この基本開口面積 A 0 は、現在のエンジン回転数及びエンジン負荷に応じた目標 E G R 率（吸入空気量中に占める E G R ガス流量の割合）が得られるように設定される。

【 0 0 2 1 】

ステップ S 1 2 では、排気温度センサ 3 3 の検出信号に基づいて、実際の排気系温度である実排気系温度 T 1 を求め、これを読み込む。ステップ S 1 3 では、予めエンジン回転数及びエンジン負荷毎に設定されている基準排気系温度設定用のマップを参照して、現在のエンジン回転数及びエンジン負荷に対応した定常状態における排気系温度である基準排気系温度 T 0 を求め、これを読み込む。ステップ S 1 4 では、上記の実排気系温度 T 1 と基準排気系温度 T 0 との温度差 T を算出する。

【 0 0 2 2 】

ステップ S 1 5 では、この温度差 T の絶対値が所定のしきい値以上であるか否かを判定する。温度差 T の絶対値がしきい値未満であれば、実排気系温度 T 1 が基準排気系温度 T 0 に近い定常状態にあり、排気系温度の非平衡に起因する E G R 制御弁 2 2 の開口面積（開度）のばらつきが小さいと判断して、E G R 制御弁 2 2 の開口面積の補正を行なうことなく本ルーチンを終了する。従って、ステップ S 1 1 で求めた基本開口面積 A 0 に基づいて E G R 制御弁 2 2 の開度が制御されることとなる。

【 0 0 2 3 】

一方、温度差 T の絶対値がしきい値以上であれば、実排気系温度 T 1 が基準排気系温度 T 0 と乖離した温度非平衡状態にあり、排気系温度の非平衡に起因する E G R 制御弁 2 2 の開口面積（開度）のばらつきが大きいと判断して、ステップ S 1 6 以降へ進み、E G R 制御弁 2 2 の開口面積の補正処理を実施する。

【 0 0 2 4 】

先ずステップ S 1 6 では、実排気系温度 T 1 に基づいて、現在の E G R 制御弁 2 2 の上流側の圧力である上流側実圧力 P 1 e x h を算出する。具体的な算出例については後述する。ステップ S 1 7 では、現在のエンジン回転数及びエンジン負荷に基づいて、予め設定されている上流側基準圧力設定用マップを参照して、定常状態での E G R 制御弁 2 2 の上

10

20

30

40

50

流側の圧力である上流側基準圧力 P_{0exh} を求め、これを読み込む。

【0025】

ステップ S18 では、現在のエンジン回転数及びエンジン負荷に基づいて、予め設定されている下流側圧力設定用マップを参照して、EGR 制御弁 22 の下流側圧力 P_{in} を求め、これを読み込む。

【0026】

ステップ S19 では、上流側実圧力 P_{1exh} と下流側圧力 P_{in} とに基づいて、実際の EGR 制御弁 22 の前後の圧力の差に相当する差圧 P_1 を算出し、これを読み込む差圧算出部)。具体的には、上流側実圧力 P_{1exh} から下流側圧力 P_{in} を減算して差圧 $P_1 (= P_{1exh} - P_{in})$ を求める。

10

【0027】

ステップ S20 では、上流側基準圧力 P_{0exh} と下流側圧力 P_{in} とに基づいて、定常状態での EGR 制御弁 22 の前後の圧力の差に相当する基準差圧 P_0 を算出し、これを読み込む(基準差圧算出部)。具体的には、上流側基準圧力 P_{0exh} から下流側圧力 P_{in} を減算して基準差圧 P_0 を求める。

【0028】

ステップ S21 では、上記の差圧 P_1 と基準差圧 P_0 とに基づいて、EGR 制御弁 22 の開口面積の差圧補正係数 K_1 を算出する。この差圧補正係数 K_1 の具体的な算出例については後述する。

【0029】

20

ステップ S22 では、エンジン回転数及びエンジン負荷に基づいて、予め設定されている基準脈動振幅設定用のマップを参照して、定常状態における EGR 制御弁 22 の前後の差圧、即ち基準差圧の脈動の振幅である基準脈動振幅 D_0 を求め、これを読み込む(基準脈動振幅算出部)。ステップ S23 では、エンジン回転数及びエンジン負荷に基づいて基準差圧 P_0 の脈動周期 W を算出する。

【0030】

ステップ S24 では、脈動周期 W 、基準脈動振幅 D_0 、及び差圧 P_1 に基づいて、差圧 P_1 の脈動を考慮した脈動流量として、差圧 P_1 の脈動の 1 周期当たりの EGR ガス質量流量に相当する実脈動流量 Q'_1 を推定する。ステップ S25 では、脈動周期 W 、基準脈動振幅 D_0 、及び基準差圧 P_0 に基づいて、基準差圧 P_0 の脈動を考慮した脈動流量として、基準差圧 P_0 の脈動の 1 周期当たりの EGR ガス質量流量に相当する基準脈動流量 Q'_0 を推定する。

30

【0031】

ステップ S26 では、上記の実脈動流量 Q'_1 と基準脈動流量 Q'_0 とが等しくなるように、EGR 制御弁 22 の基本開口面積 A_0 に対する脈動補正係数 K_2 を算出する(脈動補正係数算出部)。具体的な算出例については図 5 を参照して後述する。

【0032】

なお、上記のステップ S24、S25 の内容は、理解を容易にするために、脈動補正係数 K_2 を導出する理論を説明するために用いられる実脈動流量 Q'_1 と基準脈動流量 Q'_0 とを示したもので、実際にエンジンに実装される処理内容を表すものではない。

40

【0033】

ステップ S27 では、上記の差圧補正係数 K_1 と脈動補正係数 K_2 とに基づいて、最終的な EGR 制御弁 22 の基本開口面積 A_0 に対する補正係数 K_3 を算出する。具体的には、両者 K_1 、 K_2 を乗算することにより最終的な補正係数 K_3 を求める。

【0034】

ステップ S28 では、最終的な補正係数 K_3 を用いて、EGR 制御弁 22 の基本開口面積 A_0 を補正する(補正部)。具体的には、基本開口面積 A_0 に最終的な補正係数 K_3 を乗算することで、EGR 制御弁 22 の最終的な開口面積 A_1 を求める。このようにステップ S16 以降の補正処理を行なった場合、制御部 40 は、最終的な開口面積 A_1 に基づいて EGR 制御弁 22 の開度を制御する。

50

【 0 0 3 5 】

図3～図5において、参照符号に「0」を付しているのは、基準排気系温度 T_0 での定常状態におけるパラメータであり、参照符号に「1」を付しているのは、実排気系温度 T_1 が基準排気系温度 T_0 から所定のしきい値以上に乖離した温度非平衡状態におけるパラメータである。

【 0 0 3 6 】

図3を参照して、ステップS16における上流側実圧力 P_{1exh} の算出の例を説明する。吸排気系を流体的にオリフィスで構成される系として考えると、EGR制御弁22の上流側の排気密度は、定常時及び温度非平衡時でそれぞれ以下ようになる。

$$\rho_{0exh} = \rho_0 \times T_0 / (T_0 + T_{0cat}) \quad 10$$

$$\rho_{1exh} = \rho_0 \times T_0 / (T_0 + T_{1cat})$$

下流側触媒32の下流側の実排気系温度 T_{1cat} は、実排気系温度 T_1 から求められる。

従って、上流側実圧力 P_{1exh} は、

$$P_{1exh} = P_{0exh} \times \rho_{0exh} / \rho_{1exh}$$

となる。

【 0 0 3 7 】

次に図4を参照して、ステップS21の差圧補正係数 K_1 の算出例について説明する。

吸排気系を流体的にオリフィスで構成される系として考えると、ベルヌーイの式より、

$$\frac{1}{2} \times \rho_{0exh} \times v_{0exh}^2 + P_{0exh} = \frac{1}{2} \times \rho_0 \times v_0^2 + P_0 \quad 20$$

EGR制御弁22の上流での流速 $= 0$ とすると、

$$P_{0exh} = \frac{1}{2} \times \rho_0 \times v_0^2 + P_0$$

$$\frac{1}{2} \times \rho_0 \times v_0^2 = P_{0exh} - P_0$$

$$v_0 = \{ 2 \times (P_{0exh} - P_0) / \rho_0 \}^{1/2} \dots (1)$$

連続の式より、

$$Q_0 = \rho_0 \times C_{d0} \times A_0 \times v_0 \text{ [kg/s]}$$

(1)式を代入して、

$$Q_0 = C_{d0} \times A_0 \times \{ 2 \times \rho_0 \times (P_{0exh} - P_0) \}^{1/2}$$

$P_0 = P_{in}$ なので、

$$Q_0 = C_{d0} \times A_0 \times \{ 2 \times \rho_0 \times (P_{0exh} - P_{in}) \}^{1/2} \quad 30$$

$P = P_{0exh} - P_{in}$ とおくと、定常時におけるEGR通路21を通過するEGRガスの流量は、

$$Q_0 = C_{d0} \times A_0 \times (2 \times \rho_0 \times P_0)^{1/2}$$

同様に、温度非平衡時のEGRガスの流量は、

$$Q_1 = C_{d1} \times A_1 \times (2 \times \rho_1 \times P_1)^{1/2}$$

$Q_0 = Q_1$ とするには、

$$C_{d0} \times A_0 \times (2 \times \rho_0 \times P_0)^{1/2} = C_{d1} \times A_1 \times (2 \times \rho_1 \times P_1)^{1/2}$$

$C_{d0} = C_{d1}$ とすると、

$$A_0 \times (2 \times \rho_0 \times P_0)^{1/2} = A_1 \times (2 \times \rho_1 \times P_1)^{1/2} \quad 40$$

$$A_1 = A_0 \times \{ (\rho_0 \times P_0) / (\rho_1 \times P_1) \}^{1/2}$$

$C_{d0} = C_{d1}$ とすると、

$$A_0 \times (2 \times \rho_0 \times P_0)^{1/2} = A_1 \times (2 \times \rho_1 \times P_1)^{1/2}$$

$$A_1 = A_0 \times \{ (\rho_0 \times P_0) / (\rho_1 \times P_1) \}^{1/2}$$

従って、差圧補正係数 K_1 は、

$$K_1 = \{ (\rho_0 \times P_0) / (\rho_1 \times P_1) \}^{1/2} \dots (2)$$

簡易的に $\rho_0 = \rho_1$ とする場合の差圧補正係数 K_1 は、

$$K_1 = (P_0 / P_1)^{1/2} \dots (2)'$$

となる。

【 0 0 3 8 】

次に、図5を参照して、ステップS26における脈動補正係数K2の算出例について説明する。EGR制御弁22をオリフィスで構成される系とみなすと、EGR通路21を流れるEGRガスの流量Q、つまりEGR制御弁22を通過する質量流量Qは、

$$Q = C_d \times A \times (2 \times \rho \times P)^{1/2}$$

Q : EGRガス質量流量 [kg/s]

C_d : EGR制御弁の流量係数 [-]

ρ : EGRガス密度 [kg/m³]

P : EGR制御弁の前後の差圧 [kPa]

C = C_d × (2 × ρ)^{1/2} と置くと、

$$Q = C \times A \times P^{1/2}$$

10

ここで、EGR通路21に導入される排気ガスの脈動の影響により、EGR制御弁22の前後の差圧Pも脈動する。この差圧Pの脈動をサイン波に変換し、その脈動振幅をDとすると、差圧の脈動の1周期当たりの平均EGRガス質量流量である脈動流量Q'は、

$$Q' = 1/W \times \int_0^W \{ A \times C \times (P + D \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt$$

W : 差圧の脈動周期 [sec]

P : EGR制御弁の前後の差圧(の振動中心) [kPa]

D : 差圧の脈動振幅 [kPa]

ω : 脈動の角速度 (ω = 2π / W) [rad/sec]

となる。

20

【0039】

従って、温度非平衡時における差圧P1の実脈動流量をQ'1、定常時における基準差圧P0の基準脈動流量をQ'0とすると、

$$Q'1 = 1/W \times \int_0^W \{ A1 \times C \times (P1 + D1 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt \dots (3)$$

$$Q'0 = 1/W \times \int_0^W \{ A0 \times C \times (P0 + D0 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt \dots (4)$$

となる。

EGR制御弁22の基本開口面積A0を補正して実脈動流量Q'1と基準脈動流量Q'0とを等しくするためには、

30

$$1/W \times \int_0^W \{ A1 \times C \times (P1 + D1 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt = 1/W \times \int_0^W \{ A0 \times C \times (P0 + D0 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt$$

よって、Q'1 = Q'0とするEGR制御弁の開口面積A1は、

$$A1 = [\int_0^W \{ (P0 + D0 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt / \int_0^W \{ (P1 + D1 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt] \times A0$$

従って、Q'1 = Q'0とするための脈動補正係数K2は、

$$K2 = [\int_0^W \{ (P0 + D0 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt / \int_0^W \{ (P1 + D1 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt] \dots (5)$$

となる。

40

【0040】

なお、後述する第2、第3実施例では差圧の脈動である実脈動振幅D1を算出しているために上記の式(3)~(5)が適用されるが、この第1実施例では、簡易的に実脈動振幅D1に基準脈動振幅D0の値を用いており(D1 = D0)、このため、上記の式(3)、(5)式はそれぞれ以下の式(3)'、(5)'となる。

$$Q'1 = 1/W \times \int_0^W \{ A1 \times C \times (P1 + D0 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt \dots (3)'$$

$$K2 = [\int_0^W \{ (P0 + D0 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt / \int_0^W \{ (P1 + D0 \times \sin(\omega t))^{1/2} \} dt] \dots (5)'$$

このように本実施例では、実排気系温度T1での差圧P1と基準排気系温度T0での基準差圧P0とを求め、これらの差圧を考慮した差圧補正係数K1と、差圧の脈動を考

50

慮した脈動補正係数 K_2 と、を用いて EGR 制御弁 22 の基本開口面積 A_0 を補正するように構成したので、加速時や減速時のように、排気系温度が急激に変化する温度非平衡時であっても、EGR 制御弁 22 の基本開口面積 A_0 を精度良く補正することが可能である。また、圧力センサを用いることなく差圧補正係数 K_1 や脈動補正係数 K_2 を求めているため、圧力センサの誤差による悪影響を受けない。

【0041】

図6は、温度非平衡時における差圧 P の脈動と EGR ガスの流量 Q との関係を示している。同図に示すように、差圧 P の小さい非線形領域では、脈動振幅が + 側と - 側で対称であっても、現在の実排気系温度 T_1 における EGR ガスの実流量 Q_1 は、定常状態における基準流量 Q_0 に対してマイナス側にずれる。従って、EGR 制御弁 22 の基本開口面積 A_0 を増加側に補正する必要がある。一方、差圧 P が大きい線形領域では、脈動振幅が + 側と - 側で対称であれば、実流量 Q_1 は基準流量 Q_0 に対してほとんどずれることがない。従って、基本開口面積 A_0 を補正する必要がない。このように、温度非平衡時には差圧の脈動の影響によって実流量 Q_1 が基準流量 Q_0 に対して特有のずれ方をするものの、本実施例では、実脈動流量 Q'_1 と基準脈動流量 Q'_0 とを等しくするように脈動補正係数 K_2 を算出し、この脈動補正係数 K_2 を用いて基本開口面積 A_0 を補正しているために、このような温度非平衡時における差圧の脈動に起因する EGR ガス流量のばらつきを低減し、EGR 制御弁 22 の開口面積 A_1 を精度良く補正することが可能である。

【0042】

図7(A)は、加速時における EGR 制御弁 22 の EGR 率の変化を示している。加速時、特に加速初期には、エンジン回転数及びエンジン負荷の上昇に対して排気系温度の上昇が間に合わず、実排気系温度 T_1 が基準排気系温度 T_0 に対して過渡的に低くなる。このため、本実施例の補正を実施しない場合、特に加速初期において、EGR 制御弁 22 の開口面積が小さくなり、目標 EGR 率に対して実際の EGR 率が低くなる傾向にある。これに対し、上述した差圧補正係数 K_1 を用いた補正を実施すると、排気系温度が非平衡となる加速初期に開口面積が増加側に補正されることとなり、実 EGR 率が増加して目標 EGR 率に近づけることができる。更に、上記実施例のように差圧補正係数 K_1 と脈動補正係数 K_2 の双方を用いた補正を実施することで、排気系温度が非平衡となる加速初期に開口面積が更に増加側に補正されることで、実 EGR 率を更に目標 EGR 率に近づけることが可能となる。

【0043】

図7(B)は、減速時における EGR 制御弁 22 の EGR 率の変化を示している。減速時、特に減速初期には、エンジン回転数及びエンジン負荷の低下に対して排気系温度の低下が間に合わず、実排気系温度 T_1 が基準排気系温度 T_0 に対して過渡的に高くなる。このため、本実施例の補正を実施しない場合、特に減速初期において、EGR 制御弁 22 の開口面積が大きくなり、目標 EGR 率に対して実際の EGR 率が高くなる傾向にある。これに対し、上述した差圧補正係数 K_1 を用いた補正を実施することにより、排気系温度が非平衡となる減速初期に開口面積が低下側に補正され、実 EGR 率を低下させて目標 EGR 率に近づけることが可能となる。更に、上記実施例のように差圧補正係数 K_1 と脈動補正係数 K_2 の双方を用いた補正を実施することで、減速初期に開口面積が更に低下側に補正されることから、実 EGR 率を更に目標 EGR 率に近づけることができる。

【0044】

以下に説明する実施例では、基本的には第1実施例と同様であるために重複する説明を省略し、第1実施例と異なる部分について説明する。

【0045】

図8は、本発明の第2実施例に係る EGR 制御弁 22 の基本開口面積 A_0 の補正制御の流れを示すフローチャートである。この第2実施例では、更に補正精度を高めるために、温度差 T に基づいて基準脈動振幅 D_0 を補正して実脈動振幅 D_1 を求め、式(3)、(5)に示すように、この実脈動振幅 D_1 を用いて実脈動流量 Q'_1 及び脈動補正係数 K_2 を算出している。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 6 】

具体的に図 8 のフローチャートを用いて説明すると、ステップ S 1 0 ~ S 2 2 の処理は上記第 1 実施例と同様である。ステップ S 2 2 に続くステップ S 2 2 A では、実排気系温度 T_1 と基準排気系温度 T_0 との温度差 T に基づいて、基準脈動振幅 D_0 に対する振幅補正係数 D_a を算出する。続くステップ S 2 2 B では、基準脈動振幅 D_0 と振幅補正係数 D_a とに基づいて、現在の実排気系温度 T_1 における実脈動振幅 D_1 を算出する。具体的には、基準脈動振幅 D_0 と振幅補正係数 D_a とを乗算して実脈動振幅 D_1 を求める。ステップ S 2 3 では上記の第 1 実施例と同様に差圧の脈動周期 W を算出する。そしてステップ S 2 4 A では、脈動周期 W , 実脈動振幅 D_1 , 及び差圧 P_1 に基づいて、EGR 通路 2 1 を通過する EGR ガスの実脈動流量 $Q' 1$ を算出する。以下のステップ S 2 5 ~ S 2 8 の処理は第 1 実施例と同様である。

10

【 0 0 4 7 】

このような第 2 実施例によれば、実排気系温度 T_1 における実脈動振幅 D_1 を算出し、この実脈動振幅 D_1 を用いて実排気系温度 T_1 における実脈動流量 $Q' 1$ 及び脈動補正係数 K_2 を求めるようにしたので、第 1 実施例に比して更に補正精度を向上することができる。

【 0 0 4 8 】

図 9 は本発明の第 3 実施例に係る EGR 制御弁 2 2 の基本開口面積 A_0 の補正制御の流れを示すフローチャートである。この第 3 実施例では、補正精度を高めるために、ウェイストゲートバルブ 1 7 の開度 A_{wg} に基づいて基準脈動振幅 D_0 を補正して、差圧 P_1 の脈動の振幅である実脈動振幅 D_1 を求めている。

20

【 0 0 4 9 】

具体的に図 9 のフローチャートを用いて説明すると、ステップ S 1 0 ~ S 2 2 の処理は上記第 1 実施例と同様である。ステップ S 2 2 に続くステップ S 2 2 C では、ウェイストゲートバルブ 1 7 の開度 A_{wg} を読み込む。続くステップ S 2 2 D では、ウェイストゲートバルブ 1 7 の開度 A_{wg} に基づいて振幅補正係数 D_{wg} を算出する。ステップ S 2 2 E では、基準脈動振幅 D_0 と振幅補正係数 D_{wg} とに基づいて、現在の実脈動振幅 D_1 を算出する。具体的には、基準脈動振幅 D_0 と振幅補正係数 D_{wg} とを乗算して実脈動振幅 D_1 を求める。ステップ S 2 3 では上記の第 1 実施例と同様に差圧の脈動周期 W を算出する。そしてステップ S 2 4 B では、脈動周期 W , 実脈動振幅 D_1 , 及び差圧 P_1 に基づいて、EGR ガスの実脈動流量 $Q' 1$ を算出する。以下のステップ S 2 5 ~ 2 8 の処理は第 1 実施例と同様である。

30

【 0 0 5 0 】

このような第 3 実施例によれば、ウェイストゲートバルブ 1 7 の開度 A_{wg} を用いて実脈動振幅 D_1 を算出し、この実脈動振幅 D_1 に基づいて実脈動流量 $Q' 1$ 及び脈動補正係数 K_2 を求めるようにしたので、第 1 実施例に比して更に補正精度を向上することができる。

【 0 0 5 1 】

図 1 0 は本発明の第 4 実施例に係る EGR 制御弁 2 2 の基本開口面積 A_0 の補正制御の流れを示すフローチャートである。EGR 要求が有る場合、EGR 率（あるいは EGR 制御弁 2 2 の開度又は開口面積）に応じて、EGR 通路 2 1 よりも上流側の吸気通路 1 3 に設けられた吸気流量調整弁 2 4 を絞って、新気量を低下させている。そして第 4 実施例では、吸気流量調整弁 2 4 の閉方向への駆動が完了し、実際に EGR ガスが導入され得る状況となるのを待って、第 1 実施例と同様の制御を実施する。

40

【 0 0 5 2 】

具体的に図 1 0 のフローチャートを用いて説明すると、ステップ S 1 0 で EGR 要求が有ると判定された場合に、ステップ S 1 0 A へ進み、吸気流量調整弁 2 4 の目標開度を設定する。この目標開度は、EGR 率に応じて吸入新気量を低減するように、閉方向の値に設定される。

【 0 0 5 3 】

50

ステップS10Bでは、上記の目標開度へ向けて吸気流量調整弁24を駆動制御する。ステップS10Cでは、上記の目標開度に達して吸気流量調整弁24の駆動が完了したかを判定する。この判定は、例えば簡易的に駆動完了に対応した所定期間が経過したかを判定するようにしても良く、あるいはセンサにより直接的に検出しても良く、あるいはエンジン運転状態から推定しても良い。吸気流量調整弁24の駆動が完了していない場合には本ルーチンを終了する。

【0054】

吸気流量調整弁24の駆動が完了したと判定されると、ステップS11へ進み、上記第1実施例と同様に、エンジン回転数及びエンジン負荷に基づいて、予め設定されている開口面積設定用のマップを参照して、EGR制御弁22の基本開度に相当する基本開口面積A0を求め、この基本開口面積A0を読み込む。以下のステップS12～S28の処理は第1実施例と同様である。

10

【0055】

このような第4実施例によれば、吸気流量調整弁24の駆動完了後に開口面積の補正制御を実施しているため、吸入新気量を減少させる前にEGRガスが過剰に吸気通路13へ導入される事態を確実に抑制することができる。

【0056】

以上のような実施例の特徴的な構成及び作用効果について以下に列記する。

【0057】

[1]現在のエンジン運転状態に基づいてEGR制御弁22の基本開度(基本開口面積A0)を設定し、実排気系温度T1に基づいて、EGR制御弁22の前後の差圧P1を算出し、現在のエンジン運転状態に対応する定常状態でのEGR制御弁22の前後の差圧である基準差圧P0を算出する。そして、基準差圧P0の脈動の振幅である基準脈動振幅D0を算出し、下式(5)'に示すように、差圧P1、基準差圧P0、及び基準脈動振幅D0に基づいて、脈動補正係数K2を算出し、この脈動補正係数K2に基づいて基本開度(A0)を補正している。

20

$$K2 = [\{ (P0 + D0 \times \sin(t)) ^ { 1 / 2 } \} d t / \{ (P1 + D0 \times \sin(t)) ^ { 1 / 2 } \} d t] \dots (5) '$$

言い換えると、下式(3)'に示すように差圧P1の脈動を考慮した実脈動流量Q'1と、下式(4)に示すように基準差圧P0の脈動を考慮した基準脈動流量Q'0と、が等しくなるように脈動補正係数K2を算出している。

30

$$Q'1 = 1 / W \times \{ A1 \times C \times (P1 + D0 \times \sin(t)) ^ { 1 / 2 } \} d t \dots (3) '$$

$$Q'0 = 1 / W \times \{ A0 \times C \times (P0 + D0 \times \sin(t)) ^ { 1 / 2 } \} d t \dots (4)$$

従って、図6を参照して上述したように、温度非平衡時には差圧の脈動の影響によって実流量Q1が基準流量Q0に対して特有のずれ方をするものの、上記の脈動補正係数K2を用いて基本開口面積A0を補正することで、このような温度非平衡時における差圧の脈動に起因するEGRガス流量のばらつきを低減し、EGR制御弁22の開度(開口面積)を精度良く補正することができる。

40

【0058】

[2]好ましくは、上記差圧の脈動の1周期当たりの平均EGRガス流量である実脈動流量と、上記基準差圧の脈動の1周期当たりの平均EGRガス流量である基準脈動流量と、が等しくなるように脈動補正係数を算出し、この脈動補正係数を用いて上記基本開度を補正する。

【0059】

[3]また、上記実排気系温度におけるEGRガスの流量と、上記定常状態におけるEGRガスの流量と、が等しくなるように差圧補正係数K1を算出し、この差圧補正係数K1に基づいて基本開度(基本開口面積A0)を補正している。これにより、温度非平衡時における差圧P1と基準差圧P0とのばらつきに起因する制御精度の低下を抑制し、

50

補正精度を向上することができる。

【0060】

[4] 好ましくは、現在のエンジン運転状態に対応する定常状態における排気系温度である基準排気系温度 T_0 を算出し、実排気系温度 T_1 と基準排気系温度 T_0 との温度差 T が所定のしきい値以上である場合に、上記基本開度の補正を実施する。

【0061】

[5] 図8に示す第2実施例では、補正精度の向上を図るために、実排気系温度と基準排気系温度との温度差 T と、基準脈動振幅 D_0 と、に基づいて実脈動振幅 D_1 を算出している(ステップS22A, S22B参照)。そして、上式(5)に示すように、この実脈動振幅 D_1 を用いて脈動補正係数 K_2 を算出している。

10

【0062】

[6] 図9に示す第3実施例では、補正精度の向上を図るために、ウェイストゲートバルブの開度 A_{wg} と基準脈動振幅 D_0 とに基づいて実脈動振幅 D_1 を算出している(ステップS22C~S22E参照)。そして、上式(5)に示すように、この実脈動振幅 D_1 を用いて脈動補正係数 K_2 を算出している。

【0063】

[7] 図10に示す第4実施例では、ステップS10及びS10A~S10Cに示すように、EGR要求がある場合、EGR通路21が接続する位置よりも上流側の吸気通路13に設けられた吸気流量調整弁24を閉方向に駆動し、この吸気流量調整弁24の閉方向への駆動が完了し、吸入新気量が絞られてから、上述した補正制御、つまりEGRガスの導入を実施するようにしている。

20

【0064】

[8] 上記の補正制御を適用することで、車両加速時にはEGR制御弁22の開度(開口面積)が増加方向に補正される。従って、図7(A)に示すように、加速時、特に加速初期に実EGR率を増加させて目標EGR率に近づけることができ、EGR率の応答遅れを抑制することができる。

【0065】

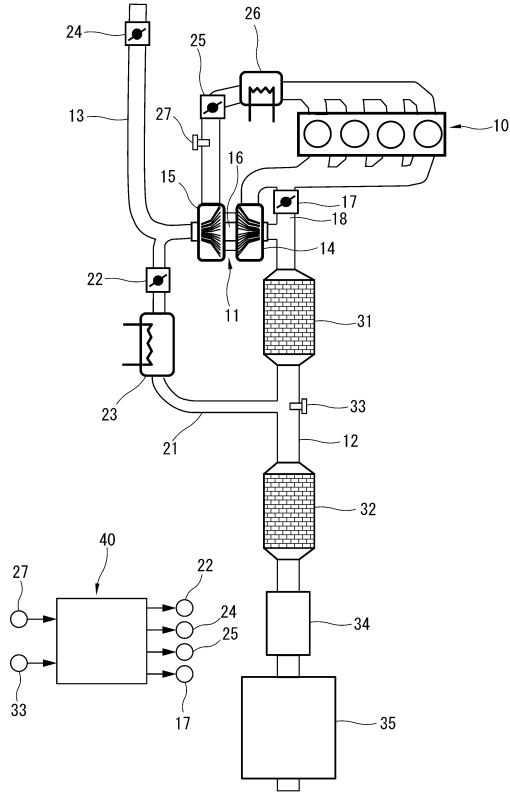
[9] 一方、車両減速時には、EGR制御弁22の基本開度が低下方向に補正される。従って、図7(B)に示すように、減速時、特に減速初期に実EGR率を低下させて目標EGR率に近づけることが可能となり、EGR率のオーバーシュートを抑制することができる。

30

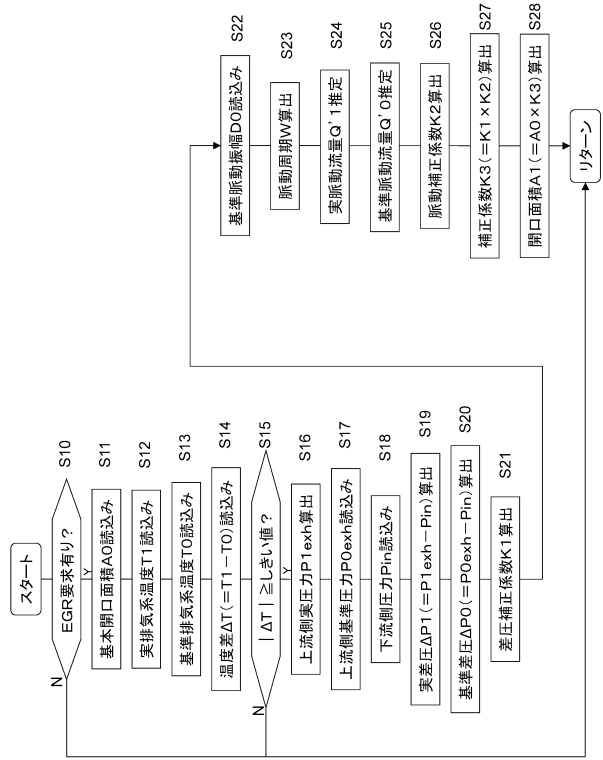
【0066】

以上のように本発明を具体的な実施例に基づいて説明してきたが、本発明は上記実施例に限定されるものではなく、種々の変形・変更を含むものである。例えば、上記実施例では、ターボ過給機を備えたエンジンに本発明を適用しているが、ターボ過給機を備えない自然吸気のエンジンにも同様に本発明を適用することができる。

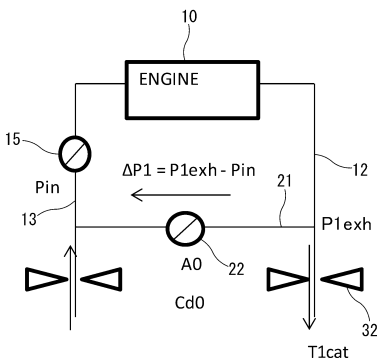
【図1】



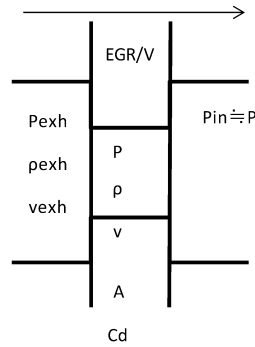
【図2】



【図3】



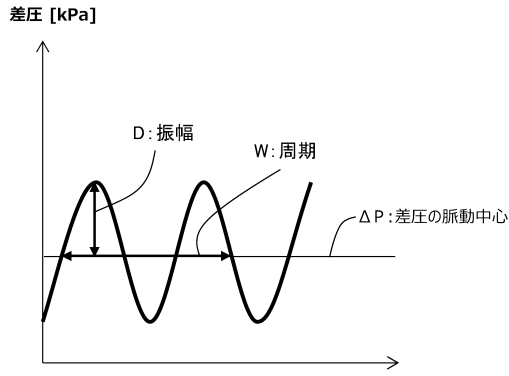
【図4】



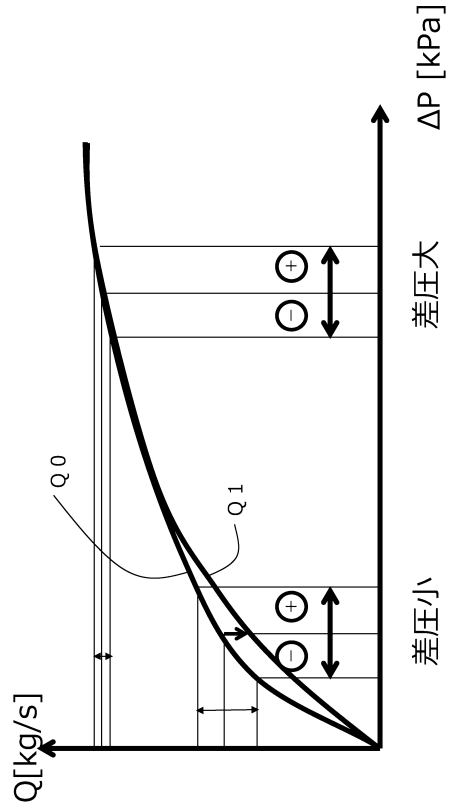
| | 定常時 | 温度非平衡時 |
|-----------------|-------|--------|
| EGR制御弁の上流側の圧力 | P0exh | P1exh |
| EGR制御弁の下流側の圧力 | Pin | Pin |
| EGR制御弁の前後の差圧 | ΔP0 | ΔP1 |
| EGR制御弁の上流側の排気密度 | ρ0exh | ρ1exh |
| EGR通路の排気密度 | ρ0 | |
| 排気系温度 | T0 | T1 |
| 下流側触媒の下流側の温度 | T0cat | T1cat |

| | 定常時 | 温度非平衡時 |
|--------------------|-------|--------|
| EGR通路を通過するEGRガスの流量 | Q0 | Q1 |
| EGR制御弁の流量係数 | Cd0 | Cd1 |
| EGR制御弁の開口面積 | A0 | A1 |
| EGR制御弁におけるEGRガスの流速 | v0 | v1 |
| EGR制御弁の上流側の排気密度 | ρ0exh | ρ1exh |
| EGR制御弁の前後の差圧 | ΔP0 | ΔP1 |

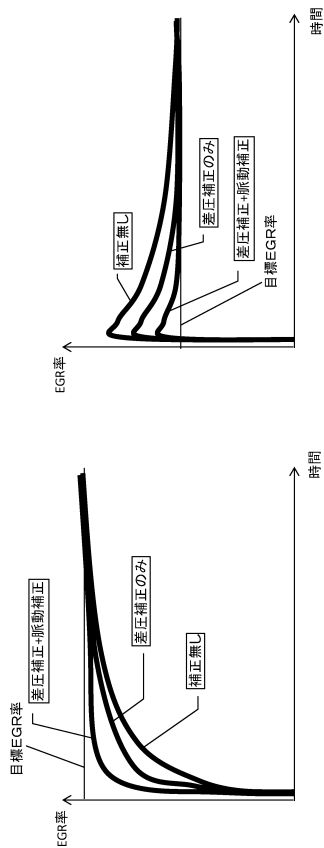
【図5】



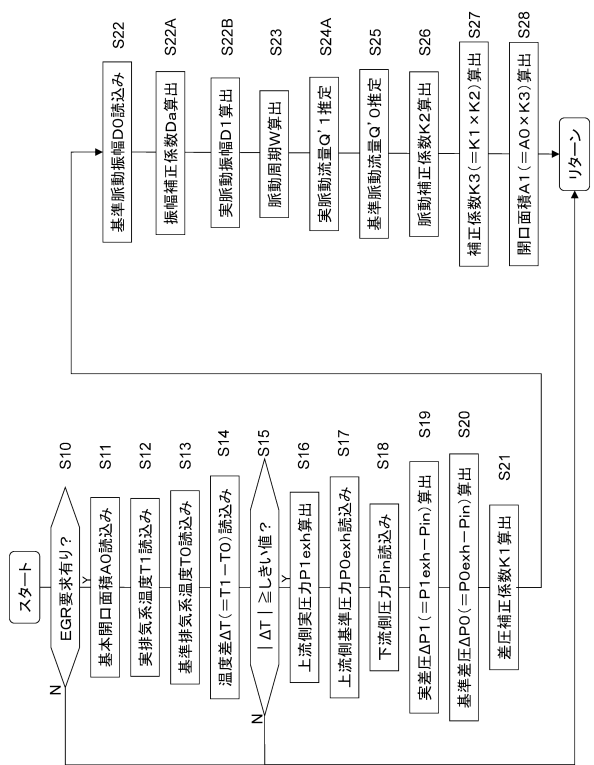
【図6】



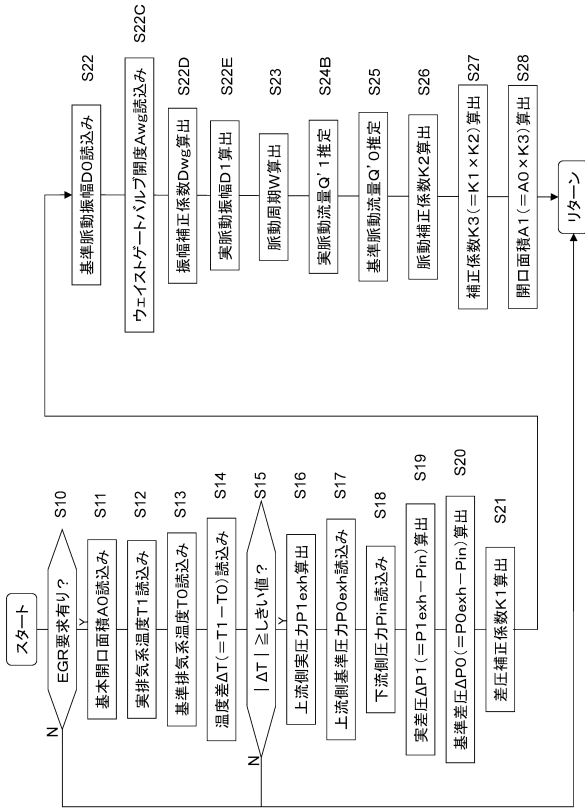
【図7】



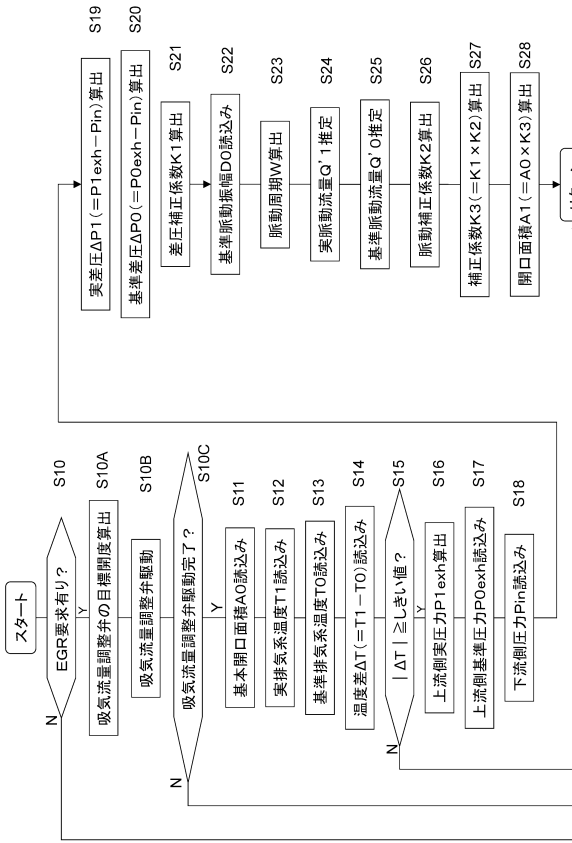
【図8】



【 図 9 】



【 図 10 】



フロントページの続き

(72)発明者 濱本 高行

神奈川県厚木市森の里青山1-1 日産自動車株式会社 知的財産部内

審査官 北村 亮

(56)参考文献 特開2012-251509(JP,A)

特開2014-95303(JP,A)

特許第5420489(JP,B2)

特開2013-24175(JP,A)

特開2016-89784(JP,A)

特開2016-56802(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02M 26/06

F02M 26/02