

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2010-59796

(P2010-59796A)

(43) 公開日 平成22年3月18日(2010.3.18)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
FO2D 13/02 (2006.01)	FO2D 13/02 B	3G092
FO2D 43/00 (2006.01)	FO2D 13/02 H	3G384
	FO2D 43/00 3O1R	
	FO2D 43/00 3O1Z	

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2008-223456 (P2008-223456)
 (22) 出願日 平成20年9月1日(2008.9.1)

(71) 出願人 000003207
 トヨタ自動車株式会社
 愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (74) 代理人 100100549
 弁理士 川口 嘉之
 (74) 代理人 100106622
 弁理士 和久田 純一
 (74) 代理人 100085006
 弁理士 世良 和信
 (74) 代理人 100089244
 弁理士 遠山 勉
 (74) 代理人 100123319
 弁理士 関根 武彦
 (74) 代理人 100131532
 弁理士 坂井 浩一郎

最終頁に続く

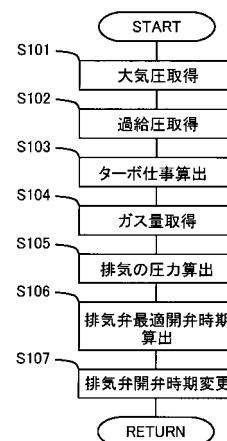
(54) 【発明の名称】 内燃機関の制御装置

(57) 【要約】

【課題】内燃機関の制御装置において、気筒内の圧力を測定するセンサを用いずに排気弁の開弁時期を適正化することができる技術を提供する。

【解決手段】内燃機関の排気弁の開弁時期を変更する可変動弁機構と、ターボチャージャと、内燃機関の過給圧を測定する過給圧測定手段と、排気の圧力を推定する排気圧力推定手段と、排気弁の開弁時期を過給圧と排気の圧力とに応じて決定する決定手段と、を備える。

【選択図】 図5



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

内燃機関の排気弁の開弁時期を変更する可変動弁機構と、
ターボチャージャと、
内燃機関の過給圧を測定する過給圧測定手段と、
排気の圧力を推定する排気圧力推定手段と、
前記排気弁の開弁時期を過給圧と排気の圧力とに応じて決定する決定手段と、
を備えることを特徴とする内燃機関の制御装置。

【請求項 2】

大気の圧力を測定する大気圧測定手段と、
前記過給圧測定手段により測定される過給圧と前記大気圧測定手段により測定される大気圧とに基づいて、ターボチャージャがした仕事を算出するターボ仕事算出手段と、
内燃機関の気筒内に吸入されるガスを算出するガス量算出手段と、
を備え、
前記排気圧力推定手段は、前記ターボ仕事算出手段により算出される仕事と前記ガス量算出手段により算出されるガス量とに基づいて排気の圧力を算出することを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の制御装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、内燃機関の制御装置に関する。

【背景技術】**【0002】**

ターボチャージャを備えた内燃機関では、高地走行中等で大気圧が平地走行中よりも低くなる（例えば 3000m で 30kPa 低下する）と過給圧が低下する。これにより、気筒内の圧力が低くなる。特にディーゼル機関の場合には、ガス流量が低下することによりターボ仕事も低下するため、過給圧の低下の度合いが大きい。

【0003】

また、大気圧が低くなると新気量が少なくなることにより排気の状態が悪化する虞がある。これを抑制するために、可変容量型ターボチャージャを備えたディーゼル機関では、ノズルベーンを閉じてターボチャージャの仕事を増加させるような設定となっている。しかし、ノズルベーンを閉じることにより、ターボチャージャよりも上流の排気の圧力は高くなる。

【0004】

ここで、内燃機関による膨張行程での仕事と、排気行程での仕事（この場合は負の仕事）と、が排気弁の開弁時期に応じて変化する。そのため、内燃機関の効率が排気弁の開弁時期に応じて変化する。仮に、ターボチャージを備えていない内燃機関では、平地から高地へ移動して大気圧が低下したときに、吸気の圧力と排気の圧力とが同程度低下するため、排気弁の最適開弁時期は平地と高地とで略等しくなる。しかし、ターボチャージャを備えている場合には、過給圧の低下の度合いが排気の圧力の低下の度合いよりも大きくなるため、排気弁の最適開弁時期が変化する。

【0005】

これに対し、内燃機関の各気筒に気筒内の圧力を測定するセンサを夫々取り付け、各気筒内の圧力に応じてバルブタイミングを変更する技術が知られている（例えば、特許文献 1 参照。）。しかし、各気筒にセンサを取り付けると、内燃機関の構成部品が増えるため製造コストが上昇する。また、センサの取り付け位置を確保することができない場合もある。さらに、排気弁の最適開弁時期は排気の圧力の影響も受けるため、気筒内の圧力を測定するのみでは不十分である。

【特許文献 1】特開平 10 - 110638 号公報

【特許文献 2】特開 2006 - 161666 号公報

10

20

30

40

50

【特許文献3】特開2000-45804号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

本発明は、上記したような問題点に鑑みてなされたものであり、内燃機関の制御装置において、気筒内の圧力を測定するセンサを用いずに排気弁の開弁時期を適正化することができる技術を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記課題を達成するために本発明による内燃機関の制御装置は、以下の手段を採用した。すなわち、本発明による内燃機関の制御装置は、

10

内燃機関の排気弁の開弁時期を変更する可変動弁機構と、
ターボチャージャと、

内燃機関の過給圧を測定する過給圧測定手段と、

排気の圧力を推定する排気圧力推定手段と、

前記排気弁の開弁時期を過給圧と排気の圧力とに応じて決定する決定手段と、

を備えることを特徴とする。

【0008】

ここで、可変動弁機構は少なくとも排気弁の開弁時期を変更できれば良い。排気弁を開弁する時期は、膨張行程でピストンを押し下げるときの正の仕事（以下膨張仕事という。）と、排気行程で排気を押し出すときの負の仕事（以下、押出損失という。）と、に影響を与える。例えば、排気弁の開弁時期を下死点へ向けて遅くするほど膨張仕事は大きくなるが、押出損失も大きくなるため、全体として効率が高くなるとは限らない。つまり、膨張仕事と、押出損失と、を考慮して排気弁の開弁時期を決定すれば、最も効率の高くなる時期に排気弁を開弁させることができる。

20

【0009】

ところで、高地等の気圧の低い場所において内燃機関が運転される場合には、気圧の低下に伴い過給圧も低下する。これを補うために例えばノズルベーンを閉じて、過給圧の低下の度合いのほうが、排気の圧力の低下の度合いよりも大きくなってしまふ。すなわち、過給圧の上昇による膨張仕事の増加よりも、排気の圧力が増加することによる押出損失の増加のほうが大きくなる。そのため、排気弁の最適開弁時期が変わる。

30

【0010】

つまり、過給圧と、排気の圧力と、に応じて排気弁の最適開弁時期が変わるため、過給圧及び排気の圧力に応じて排気弁の開弁時期を決定すれば、適正時期で排気弁を開弁させることができる。このときには、内燃機関の効率が最も高くなるように排気弁の開弁時期を決定しても良い。これにより、内燃機関の効率を高めることができる。なお、過給圧と、排気の圧力と、排気弁の開弁時期との関係を予め記憶しておいても良い。

【0011】

本発明においては、大気圧を測定する大気圧測定手段と、

前記過給圧測定手段により測定される過給圧と前記大気圧測定手段により測定される大気圧とに基づいて、ターボチャージャがした仕事を算出するターボ仕事算出手段と、

40

内燃機関の気筒内に吸入されるガス量を算出するガス量算出手段と、

を備え、

前記排気圧力推定手段は、前記ターボ仕事算出手段により算出される仕事と前記ガス量算出手段により算出されるガス量とに基づいて排気の圧力を算出することができる。

【0012】

ターボチャージャの仕事は、例えばターボチャージャよりも下流側のガスと上流側のガスとのエンタルピの差に基づいて算出することができる。つまり、ターボチャージャによりエンタルピがどれだけ上昇したのかに基づいて算出することができる。

【0013】

50

気筒内に吸入されるガス量には、内燃機関の気筒内に吸入される新気量及びEGRガス量を含んでいる。

【0014】

そして、気筒内から排出されるガスに残っているエネルギーがどれだけかを算出し、このエネルギーに基づいて排気の圧力を算出することができる。つまり、気筒内から排出されるガスに残っているエネルギーと、排気の圧力とは相関関係があるため、該エネルギーに基づいて排気の圧力を算出する。また、気筒内からガスと共に排出されるエネルギー（ガスに残っているエネルギーとしても良い。）は、気筒内にガスと共に吸入されるエネルギー（気筒内に吸入されるガスのエネルギーとしても良い。）及び気筒内に吸入されるガス量と相関関係にある。ここで、気筒内に入るエネルギーは、ターボチャージャがした仕事から求めることができる。つまり、ターボチャージャがした仕事と、気筒内に吸入されるガス量とに基づいて排気の圧力を算出することができる。なお、ターボチャージャがした仕事と、気筒内に吸入されるガス量と、排気の圧力と、の関係を予め記憶しておいても良い。

【発明の効果】

【0015】

本発明に係る内燃機関の制御装置によれば、気筒内の圧力を測定するセンサを用いずに排気弁の開弁時期を適正化することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0016】

以下、本発明に係る内燃機関の制御装置の具体的な実施態様について図面に基づいて説明する。

【実施例1】

【0017】

図1は、本実施例に係る内燃機関1の概略構成を表す図である。なお、本実施例においては、内燃機関1を簡潔に表示するため、一部の構成要素の表示を省略している。また、本実施例における内燃機関1は、4つの気筒2を有するディーゼル機関である。内燃機関1の各気筒2には、該気筒2内へ燃料を噴射する燃料噴射弁82が取り付けられている。内燃機関1では、クランクシャフト13にコンロッド14を介して連結されたピストン15が、気筒2内で往復運動を行う。

【0018】

各気筒2には、シリンダヘッド10に設けられた吸気ポート3を介して吸気管4が接続されている。吸気ポート3が気筒2に接続されている箇所には吸気弁5が備わる。そして、気筒2への吸気の流入は吸気弁5によって制御される。吸気弁5の開閉は、吸気側カム6の回転駆動によって制御される。一方、各気筒2には、シリンダヘッド10に設けられた排気ポート7を介して、排気管8が接続されている。排気ポート7が気筒2に接続されている箇所には排気弁9が備わる。気筒2外へのガスの排出は排気弁9によって制御される。排気弁9の開閉は排気側カム11の回転駆動によって制御される。

【0019】

排気弁9の開閉は、開閉機構により行われる。ここで、排気側カム11は排気側カムシャフト25に取り付けられ、この排気側カムシャフト25の端部には排気側プリー27が設けられている。さらに、排気側カムシャフト25と排気側プリー27との相対的な回転位相を変更可能とする可変回転位相機構（以下、「排気側VVT」という）26が設けられている。この排気側VVT26は、後述するECU90からの指令に従って排気側カムシャフト25と排気側プリー27との相対的な回転位相を制御する。そして、排気側カムシャフト25の回転駆動は、クランクシャフト13の駆動力によって行われる。そして、排気側VVT26によれば、排気弁9の開弁時期および閉弁時期を変更することができる。なお、本実施例においては排気側VVT26が、本発明における可変動弁機構に相当する。なお、可変動弁機構は、電磁駆動弁であっても良い。また、排気弁9のリフト量を変更することにより該排気弁9の開弁期間を変更して、該排気弁9の閉弁時期を変更しても良い。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 0 】

また、吸気管 4 の途中には、排気のエネルギーを駆動源として作動するターボチャージャ 5 0 のコンプレッサハウジング 5 0 a が設けられている。また、コンプレッサハウジング 5 0 a よりも上流の吸気管 4 には、該吸気管 4 内を流通する吸気の流量に応じた信号を出力するエアフローメータ 9 5 が設けられている。このエアフローメータ 9 5 により、内燃機関 1 の吸入新気量が測定される。

【 0 0 2 1 】

また、排気管 8 の途中には、ターボチャージャ 5 0 のタービンハウジング 5 0 b が設けられている。

【 0 0 2 2 】

なお、本実施例のターボチャージャ 5 0 は、過給圧を所望の圧力とすべくタービンに吹き付けられる排気の流速をノズルベーンの開度を変更することにより可変とする可変容量型ターボチャージャを採用している。図 2 は、可変容量型ターボチャージャの構成を示す断面図である。図 2 (A) はノズルベーン 5 1 が開いている場合を示し、図 2 (B) はノズルベーン 5 1 が閉じている場合を示している。

【 0 0 2 3 】

可変容量型ターボチャージャは、図に示すように、タービンハウジング 5 0 b 内に設けられたタービンインペラ 5 0 c の周囲に複数のノズルベーン 5 1 を備えて構成されている。このノズルベーン 5 1 は、アクチュエータ 5 2 により開閉される。このノズルベーン 5 1 を閉じ側へ回動させると、隣接するノズルベーン 5 1 間の間隙が狭くなり、ノズルベーン 5 1 間の流路が閉じられることになる。一方、ノズルベーン 5 1 を開き側へ回動すると、隣接するノズルベーン 5 1 間の間隙が広くなり、ノズルベーン 5 1 間の流路が開かれることになる。

【 0 0 2 4 】

このように構成された可変容量型ターボチャージャでは、アクチュエータ 5 2 によってノズルベーン 5 1 の回動方向と回動量とを調節することにより、ノズルベーン 5 1 間の流路の向き、及びノズルベーン 5 1 間の間隙を変更することが可能となる。即ち、ノズルベーン 5 1 の回動方向と回動量とを制御することにより、タービンインペラ 5 0 c に吹き付けられる排気の方向、流速、量が調節されることになる。これにより、過給圧を調節することができる。また、このときに排気の圧力が変化する。

【 0 0 2 5 】

また、内燃機関 1 には、排気管 8 内を流通する排気の一部（以下、EGR ガスという。）を吸気管 4 へ再循環させる EGR 装置 3 0 が備えられている。この EGR 装置 3 0 は、EGR 通路 3 1、EGR 弁 3 2 を備えて構成されている。

【 0 0 2 6 】

EGR 通路 3 1 は、タービンハウジング 5 0 b よりも上流側の排気管 8 と、コンプレッサハウジング 5 0 a よりも下流側の吸気管 4 と、を接続している。この EGR 通路 3 1 を通って、EGR ガスが再循環される。また、EGR 弁 3 2 は、EGR 通路 3 1 の通路断面積を調整することにより、該 EGR 通路 3 1 を流れる EGR ガスの量を調整する。

【 0 0 2 7 】

さらに、コンプレッサハウジング 5 0 a よりも下流側の吸気管 4 の途中には、該吸気管 4 内を流れるガスの圧力に応じた信号を出力する過給圧センサ 9 6 と、該吸気管 4 内を流れるガスの温度に応じて信号を出力する吸気温度センサ 9 7 と、が取り付けられている。なお、本実施例においては過給圧センサ 9 6 が、本発明における過給圧測定手段に相当する。

【 0 0 2 8 】

そして、内燃機関 1 には、該内燃機関 1 を制御するための電子制御ユニットである ECU 9 0 が併設されている。この ECU 9 0 は、CPU の他、各種のプログラム及びマップを記憶する ROM、RAM 等を備えており、内燃機関 1 の運転条件や運転者の要求に応じて内燃機関 1 の運転状態等を制御するユニットである。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 9 】

ここで、上記センサの他、アクセル開度センサ 9 1 およびクランクポジションセンサ 9 2、さらには大気圧センサ 9 4 が ECU 9 0 と電氣的に接続されている。ECU 9 0 はアクセル開度センサ 9 1 からアクセル開度に応じた信号を受け取り、この信号に応じて内燃機関 1 に要求される機関負荷等を算出する。また、ECU 9 0 はクランクポジションセンサ 9 2 から内燃機関 1 の出力軸の回転角に応じた信号を受け取り、内燃機関 1 の機関回転速度を算出する。さらに、ECU 9 0 は大気圧センサ 9 4 から大気圧の圧力に応じた信号を受け取り、大気圧を算出する。なお、本実施例では大気圧センサ 9 4 が、本発明における大気圧測定手段に相当する。

【 0 0 3 0 】

一方、ECU 9 0 には、排気側 VVT 2 6、EGR 弁 3 2、アクチュエータ 5 2、燃料噴射弁 8 2 が電気配線を介して接続されており、該 ECU 9 0 によりこれらの機器が制御される。

【 0 0 3 1 】

ここで、ターボチャージャ 5 0 を備えたディーゼル機関で高地走行をする場合には、大気圧の低下により吸気の流量が低下するため、ターボチャージャ 5 0 がする仕事も低下する。このため、平地走行時と比較すると過給圧が低くなるため、気筒 2 内の圧力も低くなるので、排気弁 9 の最適開弁時期が変化する。

【 0 0 3 2 】

また、本実施例のような可変容量型ターボチャージャ 5 0 を備えたディーゼル機関では、高地走行等で大気圧が低下したときに、吸入空気量を要求値に合わせるためにノズルベーン 5 1 が閉じ側とされる。つまり、ノズルベーン 5 1 を閉じ側として過給圧を増加させることにより吸入空気量の増加を図る。これにより、大気圧が低下して減少した分の吸入空気量を補うことができる。しかし、ノズルベーン 5 1 が閉じられると、該ノズルベーン 5 1 よりも上流側の排気の圧力が上昇する。このときに、過給圧の上昇度合いよりも排気の圧力の上昇度合いのほうが大きくなるため、排気弁 9 の最適開弁時期が変化する。これは、過給圧の低下の度合いよりも、排気の圧力の低下の度合いのほうが小さいため、排気弁 9 の最適開弁時期が変化するともいえる。

【 0 0 3 3 】

図 3 は、膨張行程から排気行程にかけての気筒内圧力と気筒内容積との関係を示した図である。破線は平地における最適時期（気筒内容積が V 1 のとき）に排気弁 9 を開いた場合、実線は高地における最適時期（気筒内容積が V 2 のとき）に排気弁 9 を開いた場合、一点鎖線は高地において平地における最適時期（気筒内容積が V 1 のとき）に排気弁 9 を開いた場合を示している。

【 0 0 3 4 】

高地において平地における最適時期に排気弁 9 を開いた場合（一点鎖線）では、気筒 2 内の圧力が早い段階から低下して正の仕事が減少する一方で、排気行程における負の仕事が増加する。このときには、膨張仕事（正の仕事）の減少を、押出損失（負の仕事）の増加が上回るため、高地における最適時期に排気弁 9 を開いた場合（実線）と比較して、全体としての効率が低下する。

【 0 0 3 5 】

高地においては、ノズルベーン 5 1 が閉じられることによる排気の圧力の上昇が顕著であるため、排気弁 9 の開弁時期を平地よりも遅くしたほうが、全体としての効率の低下を抑制できる。

【 0 0 3 6 】

ここで、図 4 は、機関回転数と排気弁の最適開弁時期と走行場所との関係を示した図である。機関回転数の全域において、平地と比較して高地となるほど排気弁 9 の最適開弁時期が遅くなる。これは、排気弁 9 の最適開弁時期が下死点に近づくともいえる。

【 0 0 3 7 】

つまり、膨張行程における正仕事をより大きくし、排気行程における負仕事をより

10

20

30

40

50

小さくするように排気弁 9 の開弁時期を変更する。このようにすることで、内燃機関 1 の効率を高めることができるため、燃費の悪化を抑制できる。

【 0 0 3 8 】

すなわち、過給圧が低下することにより膨張行程における正の仕事が小さくなるため、正の仕事がより大きくなるようにする。さらに、排気の圧力が上昇することにより排気行程における負の仕事が大きくなるため、負の仕事がより小さくなるようにする。この正の仕事と、負の仕事と、を考慮して、内燃機関 1 の効率が最も高くなるように排気弁 9 の最適開弁時期を決定している。

【 0 0 3 9 】

そして、過給圧及び排気の圧力を用いて排気弁 9 の最適開弁時期を決定することができる。図 5 は、本実施例における排気弁の最適開弁時期を決定するフローを示したフローチャートである。本ルーチンは ECU 13 により、所定の時間毎に繰り返し実行される。

10

【 0 0 4 0 】

ステップ S 101 では、大気圧が取得される。つまり、大気圧センサ 94 の出力値が読み込まれる。

【 0 0 4 1 】

ステップ S 102 では、過給圧が取得される。つまり、過給圧センサ 96 の出力値が読み込まれる。

【 0 0 4 2 】

ステップ S 103 では、ターボチャージャ 50 がする仕事（ターボ仕事）が算出される。ここでは、ガスがコンプレッサハウジング 50a を通過する際にどれだけの仕事を与えたかを算出する。このときに、過給圧と大気圧とに基づいて仕事は算出される。つまり、コンプレッサハウジング 50a よりも下流側のガスのエンタルピと、上流側のガスのエンタルピと、の差に基づいてターボ仕事を算出する。本実施例においてはステップ S 103 を処理する ECU 90 が、本発明におけるターボ仕事算出手段に相当する。

20

【 0 0 4 3 】

ステップ S 104 では、気筒 2 内へ吸入されるガス量が算出される。これは、新気量と EGR ガス量とを加えた量となる。例えば、気筒 2 内へ吸入されるガス量は、吸気温度と過給圧とに応じて変化するため、これらの関係を予め実験等により求めておいても良い。つまり、吸気温度と過給圧とが分かれば、気筒 2 内にどれだけのガスが吸入されるのかわかる。また、エアフローメータ 95 により、新気量を求めることもできる。同様にして、EGR ガス量を求めても良い。なお、本実施例においてはステップ S 104 を処理する ECU 90 が、本発明におけるガス量算出手段に相当する。

30

【 0 0 4 4 】

ステップ S 105 では、タービンハウジング 50b よりも上流側の排気の圧力が算出される。これは、気筒 2 から排出されるガスに残っているエネルギーに基づいて算出される。つまり、気筒 2 内へ吸入されるガス量および気筒 2 内に入るエネルギーに基づいて、排気中にはどの程度のエネルギーが残っているのかを算出する。このときに燃料噴射量を考慮する。また、気筒 2 内へ吸入されるガス量は、ステップ S 104 で求めた値である。気筒 2 内に入るエネルギーは、ステップ S 103 で算出されるターボ仕事に基づいて得る。燃料噴射量は、ECU 13 により算出される値（指令値）を用いる。これらの関係は予め実験等により求めておいても良い。なお、本実施例においてはステップ S 105 を処理する ECU 90 が、本発明における排気圧力推定手段に相当する。

40

【 0 0 4 5 】

ステップ S 106 では、排気弁 9 の最適開弁時期が算出される。ここでは、過給圧と排気の圧力とに基づいて、排気弁 9 の最適開弁時期が算出される。つまり、大気圧が低くなるほど、過給圧の上昇よりも排気の圧力の上昇のほうが大きくなるため、これらの値に応じて排気弁 9 の開弁時期を下死点側に近づける。これらの関係は予め実験等により求めておいても良い。なお、本実施例においてはステップ S 106 を処理する ECU 90 が、本発明における決定手段に相当する。

50

【 0 0 4 6 】

ステップ S 1 0 7 では、排気弁 9 の開弁時期が変更される。つまり、排気弁 9 の開弁時期がステップ S 1 0 6 で得られた最適開弁時期となるように、E C U 1 3 は排気側 V V T 2 6 を制御する。このようにして、排気弁 9 の開弁時期を適正化することができる。

【 0 0 4 7 】

なお、ステップ S 1 0 5 で算出される排気の圧力に基づいて、膨張行程中の気筒 2 内の圧力を算出することもできる。ここで、膨張行程では断熱変化をしていると仮定する。そうすると、排気弁 9 の開弁時の排気の圧力と、クランク角度と、該クランク角度に対する気筒 2 内の容積と、から逆算していけば、膨張行程中のクランク角度毎の気筒 2 内の圧力を算出することができる。

10

【 0 0 4 8 】

また、排気弁 9 の最適開弁時期は、大気圧と関連付けて予め実験等により求めてマップ化しておくことができる。つまり、大気圧を測定してこのマップに代入することにより最適開弁時期を求めることができる。さらに、気筒 2 内の圧力を測定するセンサを備えている場合には、気筒 2 内の圧力と大気圧とに応じて排気弁 9 の最適開弁時期を求めることもできる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 4 9 】

【 図 1 】 実施例に係る内燃機関とその吸・排気系の概略構成を示す図である。

【 図 2 】 可変容量型ターボチャージャの構成を示す断面図である。図 2 (A) はノズルベーンが開いている場合を示し、図 2 (B) はノズルベーンが閉じている場合を示している。

20

【 図 3 】 膨張行程から排気行程にかけての気筒内圧力と気筒内容積との関係を示した図である。

【 図 4 】 機関回転数と排気弁の開弁時期と走行場所との関係を示した図である。

【 図 5 】 実施例における排気弁の最適開弁時期を決定するフローを示したフローチャートである。

【 符号の説明 】

【 0 0 5 0 】

- 1 内燃機関
- 2 気筒
- 3 吸気ポート
- 4 吸気管
- 5 吸気弁
- 6 吸気側カム
- 7 排気ポート
- 8 排気管
- 9 排気弁
- 1 0 シリンダヘッド
- 1 1 排気側カム
- 1 3 クランクシャフト
- 1 4 コンロッド
- 1 5 ピストン
- 2 5 排気側カムシャフト
- 2 7 排気側プーリ
- 2 6 排気側 V V T
- 3 0 E G R 装置
- 3 1 E G R 通路
- 3 2 E G R 弁
- 5 0 ターボチャージャ

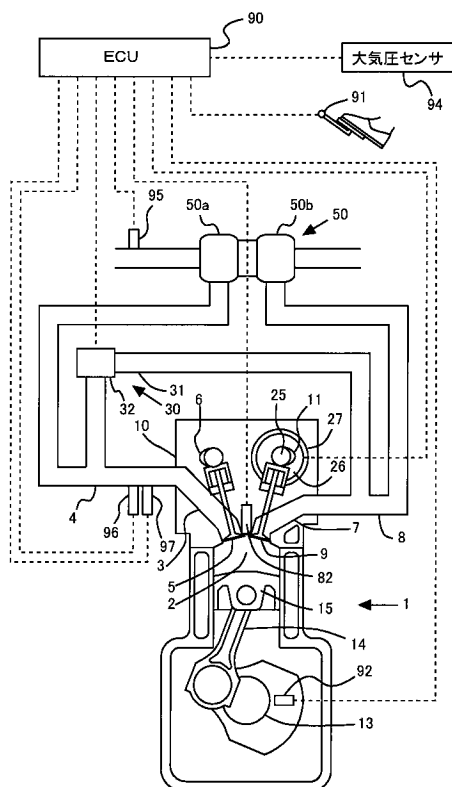
30

40

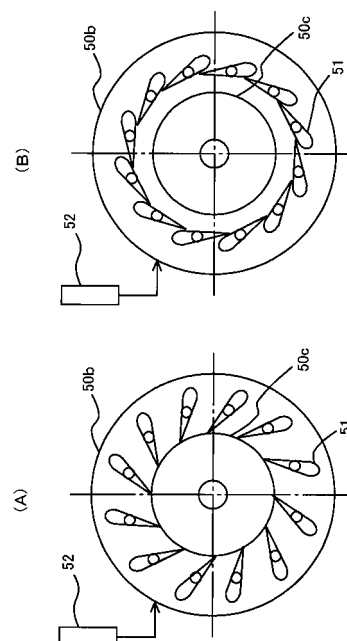
50

- 50a コンプレッサハウジング
- 50b タービンハウジング
- 50c タービンインペラ
- 51 ノズルベーン
- 52 アクチュエータ
- 82 燃料噴射弁
- 90 ECU
- 91 アクセル開度センサ
- 92 クランクポジションセンサ
- 94 大気圧センサ
- 95 エアフローメータ
- 96 過給圧センサ
- 97 吸気温度センサ

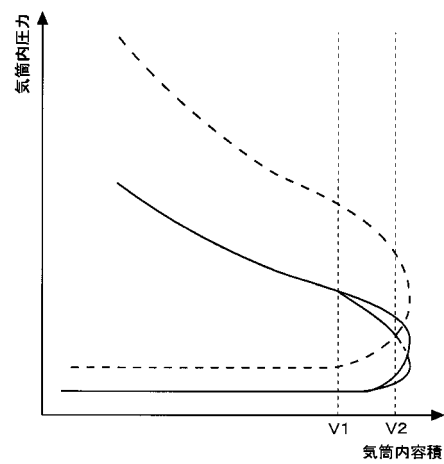
【図1】



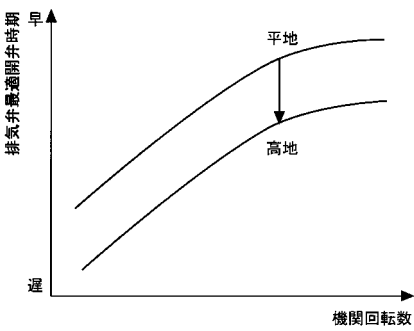
【図2】



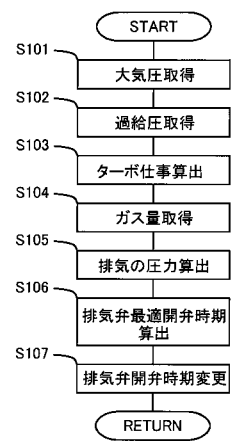
【図 3】



【図 4】



【図 5】



フロントページの続き

(74)代理人 100143797

弁理士 宮下 文徳

(72)発明者 小郷 知由

愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内

F ターム(参考) 3G092 AA02 AA11 AA17 AA18 BA02 DA02 DA08 DA10 DC08 EA03
EA04 FA50 HA01Z HA04Z HA13X HA13Z HA16X HA16Z HE03Z HG08Z
3G384 AA03 BA07 BA08 BA26 BA27 DA20 DA38 EB03 EB04 FA01Z
FA06Z FA11Z FA58Z FA85Z FA86Z