

(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2010-168924
(P2010-168924A)

(43) 公開日 平成22年8月5日(2010.8.5)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F O 2 B 37/00 (2006.01)	F O 2 B 37/00 3 O 1 A	3 G O 0 5
F O 2 B 37/013 (2006.01)	F O 2 B 37/00 3 O 1 B	3 G O 9 2
F O 2 B 37/007 (2006.01)	F O 2 B 37/00 3 O 1 E	
F O 2 B 37/02 (2006.01)	F O 2 B 37/02 F	
F O 2 D 23/00 (2006.01)	F O 2 D 23/00 N	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号 特願2009-10176 (P2009-10176)
(22) 出願日 平成21年1月20日 (2009.1.20)

(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 100104765
弁理士 江上 達夫
(74) 代理人 100099645
弁理士 山本 晃司
(74) 代理人 100107331
弁理士 中村 聡延
(72) 発明者 堀越 修
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

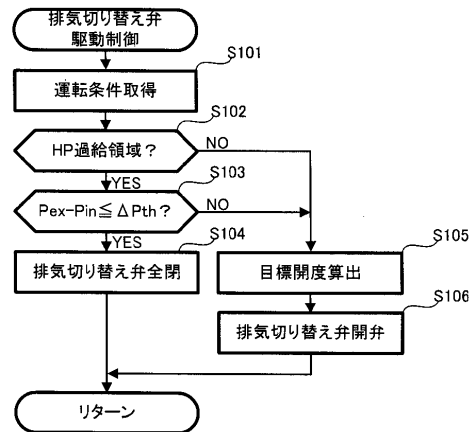
(54) 【発明の名称】 内燃機関の制御装置

(57) 【要約】

【課題】複数の過給器を備える場合の燃費の悪化を抑制する。

【解決手段】LP側コンプレッサ213(第2過給器)及びHP側コンプレッサ221(第1過給器)の二種類の排気駆動型の過給器を備えるエンジン200の排気マニホールド207には、HP側タービン218が設置されたHP側排気通路216及び排気切り替え弁228が設置された排気切り替え通路227が接続されており、排気合流部222において合流する構成となっている。当該排気合流部222よりも下流側の排気通路208には、LP側タービン210が設置されている。ECU100は、通常時は、機関回転速度NEと燃料の噴射量Qとに基づいて過給マップから排気切り替え弁228の目標開度を取得し排気切り替え弁228を制御するが、排気圧Pexと過給圧Pinとの偏差が基準値Pthを超えた場合には、排気切り替え弁228を開弁させる。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

夫々排気駆動型の第 1 過給器及び第 2 過給器と、
排気の供給経路を、前記第 1 過給器を経由する第 1 経路と、前記第 1 過給器を経由することなく前記第 2 過給器を経由する第 2 経路との間で切り替え可能な切り替え手段とを備えた内燃機関の制御装置であって、

前記供給経路として前記第 2 経路が使用されていない場合に、前記内燃機関が、排気圧が過給圧よりも高い旨を少なくとも含む所定の燃費悪化状態にあるか否かを判別する判別手段と、

前記内燃機関が前記燃費悪化状態にあると判別された場合に、前記供給経路として少なくとも前記第 2 経路が使用されるように前記切り替え手段を制御する制御手段とを具備することを特徴とする内燃機関の制御装置。

10

【請求項 2】

前記第 2 過給器は、前記第 1 過給器よりも体格が大きく構成され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。

【請求項 3】

前記判別手段は、前記排気圧と前記過給圧との偏差が基準値以上である場合に前記内燃機関が前記燃費悪化状態にあると判別する

ことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の内燃機関の制御装置。

【請求項 4】

前記判別手段は、前記排気圧が前記過給圧よりも高く、且つ前記過給圧が基準値以上である場合に前記内燃機関の前記燃費悪化状態にあると判別する

ことを特徴とする請求項 1 から 3 のいずれか一項に記載の内燃機関の制御装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、複数の過給器を備えた内燃機関の制御装置の技術分野に関する。

【背景技術】

【0002】

この種の装置として、エンジンの負荷及び回転数に応じて、複数の吸気過給器の間で駆動される吸気過給器を切り替えるものが提案されている（例えば、特許文献 1 参照）。特許文献 1 に開示された過給機付エンジンの制御装置によれば、シングルターボモードからツインターボモードへの切り替えを行う際にセカンドリターボを予備回転させておくことで、切り替え時のトルク段差を低減することが可能になるとされている。

30

【0003】

尚、シングルターボモードからツインターボモードへの切り替えを、要求加速度、回転数及び負荷により設定するものも提案されている（例えば、特許文献 2 参照）。

【0004】

また、オートクルーズ時には、負荷又は回転数に係わらずツインターボモードへ切り替える過給機付エンジンの制御装置も提案されている（例えば、特許文献 3 参照）。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】特開平 2 - 191816 号公報

【特許文献 2】特開 2000 - 234523 号公報

【特許文献 3】特開平 6 - 26351 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

上述した各種の技術においては、各種内燃機関の運転条件に応じて一義的に過給器が切

50

り替えられており、複数の過給器を直列に配置するにせよ並列に配置するにせよ、過給器に経時的に生じる物理状態の変化や、過給器自体が予め有する物理状態のバラツキ等に起因して排気圧が過度に上昇し、ポンピングロスによる燃費の悪化が生じる可能性がある。このような問題は、単に過給器の切り替え条件を可変としたところで解決されず、場合によっては、動力性能の低下すら招来しかねない。即ち、上記各種従来装置においては、燃費の悪化が回避され難いという技術的問題点がある。

【0007】

本発明は、上述した問題点に鑑みてなされたものであり、複数の過給器を備える場合の燃費の悪化を抑制し得る内燃機関の制御装置を提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上述した課題を解決するため、本発明に係る内燃機関の制御装置は、夫々排気駆動型の第1過給器及び第2過給器と、排気の供給経路を、前記第1過給器を経由する第1経路と、前記第1過給器を経由することなく前記第2過給器を経由する第2経路との間で切り替え可能な切り替え手段とを備えた内燃機関の制御装置であって、前記供給経路として前記第2経路が使用されていない場合に、前記内燃機関が、排気圧が過給圧よりも高い旨を少なくとも含む所定の燃費悪化状態にあるか否かを判別する判別手段と、前記内燃機関が前記燃費悪化状態にあると判別された場合に、前記供給経路として少なくとも前記第2経路が使用されるように前記切り替え手段を制御する制御手段とを具備することを特徴とする。

【0009】

本発明に係る内燃機関は、夫々排気駆動型の第1及び第2過給器を備える。ここで、「排気駆動型」とは、排気エネルギーを駆動源として吸入空気の過給を行わしめることを包括する概念であって、好適な一形態としては、排気通路に設置されたタービンにより排気エネルギー（例えば、排気熱）の一部を回収して（端的に言えば、排気圧によりタービンを回転駆動することを意味する）、吸気通路に設置されたコンプレッサを回転駆動することにより吸入空気の過給を行うことを意味する。複数の過給器を備える構成においては、両者が直列配置される場合（所謂、シリーズツインターボである）と、両者が並列配置される場合（所謂、パラレルツインターボである）とがあるが、本発明における第1及び第2過給器は、いずれの配置態様の下に内燃機関に備わっていてもよい。

【0010】

一方、内燃機関には、これら各過給器に対する排気の供給経路を、第1過給器を経由する第1経路と、第1過給器を経由することなく第2過給器を経由する第2経路との間で二値的に、段階的に又は連続的に切り替え可能な切り替え手段が備わっている。この切り替え手段は、例えば、好適な一形態として、内燃機関の排気通路に設けられた弁体を有する、電磁弁（ソレノイド弁）やバタフライ弁等の各種弁装置であり、排気通路が、この種の供給経路の切り替えを考慮して構成されることにより、弁体の開閉制御を通じて好適に排気経路の切り替えを行うことが可能である。

【0011】

例えば、第1及び第2過給器が相互に直列に配置される態様においては、排気通路を、例えば排気マニホールドから第1過給器（好適な一形態としては、タービン等、過給器の駆動源である）を経由して第2過給器（同様に、好適な一形態としては駆動源である）へ繋がる第1通路部分と、排気マニホールドから第1過給器を経由することなく第2過給器へ繋がる第2通路部分とを備えるように構成し、上記各種弁装置等としての切り替え手段を、この第2通路部分の流路面積を可変とし得る構成を伴って設置してもよい。この場合、切り替え手段により第2通路部分を閉塞すれば（端的には全閉状態とすれば）、排気は第1通路部分を経由するよりなく、必然的にその供給経路は第1経路となり、切り替え手段により第2通路部分を開放すれば（端的には全開状態とすれば）、排気の少なくとも一部は第2通路部分を経由するため、排気の供給経路として第2経路が含まれ得る。特に、第1過給器と第2過給器との体格を、夫々異なる負荷条件により適合するように相互に異

10

20

30

40

50

ならしめた場合等、いずれか一方の過給器により過給を行うことがより望ましい場合には、第2通路部分の管径又は流路面積を、第1通路部分のそれに比して大きく構成し、第2通路部分が開放された場合に第2通路部分への排気の流入が促される構成としてもよい。

【0012】

本発明に係る内燃機関の制御装置によれば、例えばECU (Electronic Control Unit : 電子制御ユニット) 等の各種処理ユニット、各種コントローラ或いはマイコン装置等各種コンピュータシステム等の形態を採り得る判別手段により、排気の供給経路として第2経路が選択されていない場合に、内燃機関が所定の燃費悪化状態にあるか否かが判別される。ここで、「燃費悪化状態」とは、少なくとも排気圧(好適な一形態としては、第1及び第2過給器よりも上流側の、例えば排気マニホールドの圧力であってもよい)が、過給圧(即ち、一義的に吸気圧である)よりも高いことを少なくとも条件として含む状態であり、好適な一形態としては、例えば予め実験的に、経験的に、理論的に又はシミュレーション等に基づいて、気筒からの燃焼ガスの排出が妨げられることに起因して生じるポンピングロスが、内燃機関の燃費を実践上顕在化し得る程度に悪化させるものとして規定された状態である。

10

【0013】

判別手段は、例えば、内燃機関の過給圧に対応する物理量、制御量又は指標値(無論、過給圧そのものを含む)と、内燃機関の排気圧に対応する物理量、制御量又は指標値(無論、排気圧そのものを含む)とに基づいて、この種の判別を行うことができる。この場合、判別手段自体が、この種の各種物理量、制御量又は指標値の特定(尚、「特定」とは、検出、推定、算出、導出、同定及び取得等を包括する概念である)を行ってもよい。

20

【0014】

一方、内燃機関がこの種の燃費悪化状態にあると判別された場合、例えばECU等の各種処理ユニット、各種コントローラ或いはマイコン装置等各種コンピュータシステム等の形態を採り得る制御手段により、排気の供給経路として少なくとも第2経路が使用されるように切り替え手段が制御される。

【0015】

ここで、燃費悪化状態とは、即ち、排気エネルギーが余剰な状態であり、余剰な排気エネルギーが排気圧の上昇という形で気筒からのガス排出を阻害している状態とも換言し得るが、判別手段が第2経路の非選択時に係る判別を行うことに鑑みれば、これは即ち、第1過給器が、物理的又は機械的に規定される、或いは構造上の各種制約により規定される各種の動作限界点にあること(例えば、その回転速度が、予め許容される上限値近傍に到達していること)に起因している。この種の動作限界点に対し未だ十分に余裕が存在するのであれば、排気の供給経路として第1経路のみが選択された状態においても、第1過給器により排気エネルギーを回収できるはずだからである。

30

【0016】

従って、制御手段により、第2経路が排気の供給経路として実使用に供された場合には、第2過給器による余剰な排気エネルギーの回収が促進され、排気圧を低下させ、気筒からのガス排出を促進して、吸気効率を上昇させることが可能となる。即ち、燃費の悪化を回避することが可能となる。補足すると、特に第1及び第2過給器が相互に直列配置された形態においては、第1経路が選択されている状況においても第2過給器は排気エネルギーの一部を回収することができる。ところが、第2経路が実効状態にある場合と異なり、この場合、第2過給器は、あくまで第1過給器を経由した排気により駆動されるから、第1過給器が上述した動作限界点にある状況を緩和する効果は殆ど期待できない。即ち、第2経路を実効状態として第1過給器を経由することなく供給される排気から排気エネルギーを回収することによって、初めて排気圧を実践上有益に低下させることが可能となるのである。

40

【0017】

ここで特に、複数の過給器を備える構成における一般的な制御手法として、この種の切り替え手段の制御条件(例えば、上述した第1経路と第2経路との間の切り替え条件)を

50

、内燃機関の運転条件、例えば、機関回転速度、燃料噴射量或いは負荷等に基づいて予め策定し、例えばマップ等に定めておくことが周知である。このような制御条件は、排気温度や排気圧の、内燃機関の限界を超えた過度な上昇を回避し得るように適宜に策定され得るし、この際、上述した過給圧と排気圧との関係が燃費に及ぼす影響を考慮することも、その実現の容易性は別として可能である。実際に、その点において、本発明に係る内燃機関も例外ではなく、むしろ好適には、この種の予め策定された制御条件が切り替え手段の実制御に供され得る。また、この種の事前に策定された制御条件は、各過給器の協調制御を容易としつつ望ましい過給効果を極めて簡便にして実現可能である点において顕著に有効であるとすら言える。然るに、この種の技術思想の範疇では、燃費の悪化は、言わば事前予測に基づいて予測的に抑制されるに過ぎず、結局のところ、実現象としての燃費の悪化は必ずしも確実に回避されない。

10

【 0 0 1 8 】

それに対し、本発明に係る内燃機関の制御装置では、判別手段によりなされる、内燃機関が上記燃費悪化状態にあるか否かの判別により、実現象として燃費の悪化が生じるか否かを、実現象として燃費の悪化が生じる以前に、或いは生じたとして実践上その影響が顕在化する以前の段階で的確に判別することができる。このため、第1過給器に、本来上述した如き事前に策定された制御条件の変更を要し得る程度の物理変化が経時的に生じたとしても、或いは、この種の事前に策定された制御条件に即さない、構成上又は構造上のバラツキを第1過給器が予め有していたとしても（実際的にみれば、製造過程において大小なり寸法公差や組み付け公差は存在するから、この種のバラツキは必ず存在する）、制御手段は、その都度フレキシブルにこの種の制御条件を補正して、或いはこの種の制御条件に優先して、上記望ましい過給効果を維持しつつ燃費の悪化を迅速に且つ確実に回避することができるのである。

20

【 0 0 1 9 】

尚、このような効果に鑑みれば、制御手段が切り替え手段を制御するにあたっての制御態様は、少なくとも第2経路を介して排気の一部を第2過給器へ直接供給し得る限りにおいて、何ら限定されない。例えば、切り替え手段は、第2過給器へ、排気圧の低減による燃費改善効果を得るのに十分な程度の排気が供給されるように制御されてもよいし、上記予め策定された制御条件により規定される第2経路への切り替え開始タイミングをその都度前倒しする形で補正するものであってもよい。

30

【 0 0 2 0 】

本発明に係る内燃機関の制御装置の一の態様では、前記第2過給器は、前記第1過給器よりも体格が大きく構成される。

【 0 0 2 1 】

この態様によれば、第2過給器は、第1過給器よりも体格の大きい（即ち、第1過給器よりも高圧側でその動作効率が良好であることを意味し、許容される回転速度もまた第1過給器よりも高いことを意味する）過給器として構成される。従って、例えば第2過給器を駆動するのに十分な排気圧を得難い軽中負荷領域においては主として第1過給器により過給を行い、第2過給器を駆動するのに十分な排気圧が得られる高負荷領域においては主として第2過給器により過給を行う等といった協調制御が可能であり、広範な負荷領域において望ましい過給圧を効率的に得ることが可能となる。このため、排気通路から吸気通路へ排気の一部を循環させる所謂EGR制御がなされる場合に、軽中負荷領域においても、スモークやスートの発生限界を割り込む程の新気量の低下を招来することなくEGRガスを導入することが可能となり、NO_x及びPMの排出量を好適に抑制することが可能となる。

40

【 0 0 2 2 】

即ち、本態様は、このような実践上有益な構成に、更に燃費悪化抑制に係る効果を与えるものであって、実践上極めて有益である。

【 0 0 2 3 】

本発明に係る内燃機関の制御装置の他の態様では、前記判別手段は、前記排気圧と前記

50

過給圧との偏差が基準値以上である場合に前記内燃機関が前記燃費悪化状態にあると判別する。

【0024】

この態様によれば、排気圧と過給圧との偏差が基準値以上（尚、排気圧の方が高いことは言うまでもない）である場合に、内燃機関が燃費悪化状態にあると判別される。従って、一時的に或いは偶発的に、排気圧が過給圧を超えた場合等、実践上燃費悪化の不利益を被る可能性が著しく低いような場合等を含めた頻繁な切り替え手段の駆動制御が抑制される。即ち、効率的且つ効果的に本発明に係る利益を享受することが可能となる。

【0025】

本発明に係る内燃機関の制御装置の他の態様では、前記判別手段は、前記排気圧が前記過給圧よりも高く、且つ前記過給圧が基準値以上である場合に前記内燃機関の前記燃費悪化状態にあると判別する。

10

【0026】

この態様によれば、燃費悪化状態に係る判別基準に、過給圧が基準値以上であることが含まれるため、第2経路を開放した直後等における一時的な過給圧の低下が生じたとしても、スモークやスートの発生を可及的に抑制することが可能となる。この種の過給圧による制限は、第2過給器が上述したように第1過給器よりも体格の大きい過給器として構成される場合等、停止状態から稼動状態に移行するために必要な慣性駆動力が相対的に大きい場合には顕著に有効である。

【0027】

本発明のこのような作用及び他の利得は次に説明する実施形態から明らかにされる。

20

【図面の簡単な説明】

【0028】

【図1】本発明の第1実施形態に係るエンジンシステムの構成を概念的に表してなる概略構成図である。

【図2】排気切り替え弁の制御に供される過給マップの模式図である。

【図3】図1のエンジンシステムにおいてECUにより実行される排気切り替え弁駆動制御のフローチャートである。

【図4】図3の排気切り替え弁駆動制御の一実行過程における、エンジンシステムの動作状態を説明するタイミングチャートである。

30

【図5】本発明の第2実施形態に係る排気切り替え弁駆動制御のフローチャートである。

【図6】過給マップの他の模式図である。

【発明を実施するための形態】

【0029】

<第1実施形態>

<実施形態の構成>

始めに、図1を参照して、本発明の第1実施形態に係るエンジンシステム10の構成について説明する。ここに、図1は、エンジンシステム10の構成を概念的に表してなる概略構成図である。

【0030】

図1において、エンジンシステム10は、図示せぬ車両に搭載され、ECU100及びエンジン200を備える。

40

【0031】

ECU100は、CPU(Central Processing Unit)、ROM(Read Only Memory)及びRAM(Random Access Memory)等を備え、エンジン200の動作全体を制御することが可能に構成された電子制御ユニットである。ECU100は、本発明に係る「内燃機関の制御装置」の一例であり、ROMに格納される制御プログラムに従って、後述する排気切り替え弁駆動制御を実行可能に構成されている。

【0032】

エンジン200は、軽油を燃料とする、本発明に係る「内燃機関」の一例たる直列4気

50

筒ディーゼルエンジンである。エンジン200の概略について説明すると、エンジン200は、シリンダブロック201に4本の気筒202が並列配置された構成を有しており、各気筒内において燃料を含む混合気が圧縮自着火した際に生じる熱エネルギーが、不図示のピストンの往復運動を生じさせ、更にコネクティングロッドを介してピストンに連結されるクランクシャフト（いずれも不図示）の回転運動に変換される構成となっている。以下に、エンジン200の要部構成を、その動作の一部と共に説明する。尚、本実施形態に係るエンジン200は、気筒202が図1において紙面と垂直な方向に4本並列してなる直列4気筒ディーゼルエンジンであるが、個々の気筒202の構成は相互に等しいため、ここでは一の気筒202についてのみ説明することとする。

【0033】

気筒202内における混合気の燃焼に際し、外部から吸入された空気たる吸入空気は、各気筒について共通に設置された吸気マニホールド203に導かれた後、各気筒について独立に設けられた吸気ポート（不図示）に導かれ、吸気ポートと気筒内部とを連通可能に構成された不図示の吸気バルブの開弁時に気筒202内に吸入される。気筒202内には、筒内直噴型のインジェクタ204から燃料たる軽油が噴射される構成となっており、噴射された燃料が各気筒内部で、気筒内に吸入されたガス（以下、「吸気」と略称する）と混合され、上述した混合気となる。

【0034】

エンジン200において、燃料は、不図示の燃料タンクに貯留されている。この燃料タンクに貯留される燃料は、不図示のフィードポンプの作用により燃料タンクから汲み出され、不図示の低圧配管を介して高圧ポンプ（不図示）に圧送される構成となっている。高圧ポンプは、コモンレール205に対し、燃料を供給することが可能に構成されている。尚、高圧ポンプは、公知の各種態様を採り得、ここでは、その詳細については省略することとする。

【0035】

コモンレール205は、ECU100と電氣的に接続され、上流側（即ち、高圧ポンプ側）から供給される高圧燃料をECU100により設定される目標レール圧まで蓄積することが可能に構成された、高圧貯留手段である。尚、コモンレール205には、レール圧を検出することが可能なレール圧センサ及びレール圧が上限値を超えないように蓄積される燃料量を制限するプレッシャリミッタ等が配設されるが、ここではその図示を省略することとする。前述したインジェクタ204は、気筒202毎に搭載されており、夫々が高圧デリバリ206を介してコモンレール205に接続されている。

【0036】

尚、燃料は、個々の気筒202において、インジェクタ204を介し、目標噴射量に相当する燃料が、燃焼室内の急激な温度上昇を防止するための少量のパイロット噴射と、目標噴射量とパイロット噴射量との差分に相当するメイン噴射とに分割して噴射される構成となっている。

【0037】

上述した混合気は、圧縮工程において自着火して燃焼し、燃焼済みガスとして、或いは一部未燃の混合気として、吸気バルブの開閉に連動して開閉する排気バルブ（不図示）の開弁時に排気ポート（不図示）を介して排気マニホールド207に導かれる構成となっている。この排気マニホールド207は、排気通路208に連通しており、排気の大部分は、この排気通路208に導かれる構成となっている。

【0038】

排気通路208には、LP（Low Pressure：低圧）側タービンハウジング209に収容される形でLP側タービン210が設置されている。LP側タービン210は、排気通路208に導かれた排気の圧力により所定のLP側回転軸211を中心として回転可能に構成されている。このLP側回転軸211は、LP側コンプレッサハウジング212に収容される形で吸気通路214に設置されたLP側コンプレッサ213と共有されており、LP側タービン210が排気圧により回転すると、LP側コンプレッサ213も当該LP側

10

20

30

40

50

回転軸 211 を中心として回転する構成となっている。LP 側コンプレッサ 213 は、図示せぬクリーナを介して外界から吸気通路 214 に導かれた吸入空気を、その回転に伴う圧力により吸気マニホールド 203 に圧送する（即ち、過給する）ことが可能に構成された、後述する HP 側コンプレッサ 221 よりも体格の大きい、本発明に係る「第 2 過給器」の一例である。尚、LP 側タービン 210 には、ノズルベーンの開度に応じて LP 側タービン 210 を駆動する排気圧を調整可能な VN (Variable Nozzle: 可変ノズル) 215 が設けられている。

【0039】

HP (High Pressure: 高圧) 側排気通路 216 は、排気マニホールド 207 と排気通路 208 とを連結する管状部材である。この HP 側排気通路 216 には、HP 側タービンハウジング 217 に收容される形で HP 側タービン 218 が設置されている。HP 側タービン 218 は、LP 側タービン 210 と相互に直列に配置されており、HP 側排気通路 216 に導かれた排気の圧力により HP 側回転軸 219 を中心として回転可能に構成されている。この HP 側回転軸 219 は、吸気通路 214 から分岐する HP 側吸気通路 223 に HP 側コンプレッサハウジング 220 に收容される形で設置された HP 側コンプレッサ 221 と共有されており、HP 側タービン 218 が排圧により回転すると、HP 側コンプレッサ 221 も当該 HP 側回転軸 219 を中心として回転する構成となっている。HP 側コンプレッサ 221 は、HP 側吸気通路 223 に導かれた吸入空気を過給することが可能に構成された、本発明に係る「第 1 過給器」の他の一例であり、LP 側コンプレッサ 213 と相互に直列に配置されている。

10

20

【0040】

吸気切り替え通路 225 は、所定の分岐位置において HP 側吸気通路 223 と共に吸気管 214 から分岐する管状部材である。吸気切り替え通路 225 は、吸気合流部 224 において HP 側吸気通路 223 と合流する構成となっている。吸気切り替え通路 225 には、吸気切り替え弁 226 が設置されている。吸気切り替え弁 226 は、全開開度と全閉開度との二種類の開度を探り得る弁体を備え、当該開度に応じて吸入空気の供給経路を切り替え可能に構成された、電磁開閉弁である。吸気切り替え弁 226 は、ECU 100 と電氣的に接続されており、その開度は、然るべき駆動系を介して ECU 100 により上位に制御される構成となっている。

【0041】

補足すると、この吸気切り替え弁 226 が全閉開度に制御され、吸気切り替え通路 225 が閉塞された状態では、LP 側コンプレッサ 213 を通過した吸入空気は、その全量が HP 側コンプレッサ 221 に供給される。また、この吸気切り替え弁 226 が全開開度に制御され、吸気切り替え通路 225 が開放された状態では、LP 側コンプレッサ 213 を通過した吸入空気は、HP 側コンプレッサ 221 に殆ど供給されることなく（即ち、より流路抵抗の低い吸気切り替え通路 223 を通過して、下流側の吸気マニホールド 203 へ供給される。尚、吸気切り替え弁 226 は、その開度が連続的に可変な構造を有していてもよい。

30

【0042】

一方、排気マニホールド 207 には、排気切り替え通路 227 が接続されている。排気切り替え通路 227 は、排気合流部 222 において先に述べた HP 側排気通路 216 に合流する構成となっている。この排気切り替え通路 227 には、排気切り替え弁 228 が設置されている。排気切り替え弁 228 は、本発明に係る「切り替え手段」の一例であり、連続的に可変に制御される弁体の開度に応じて排気切り替え通路 227 における排気の流量を変化させることが可能に構成された電磁開閉弁である。排気切り替え弁 228 は、ECU 100 と電氣的に接続されており、その開度は、然るべき駆動系を介して ECU 100 により上位に制御される構成となっている。

40

【0043】

補足すると、この排気切り替え弁 228 が全閉開度に制御され、排気切り替え通路 227 が閉塞された状態では、排気は、HP 側排気通路 216 のみを介して排気通路 208 に

50

導かれる。一方、排気切り替え弁 2 2 8 が全開開度に制御され、排気切り替え通路 2 2 7 が開放された状態では、H P 側タービン 2 1 8 が圧損となり、また H P 側排気通路 2 1 6 の管径が排気切り替え通路 2 2 7 よりも小さいこともあって、排気は殆ど排気切り替え通路 2 2 7 のみを介して排気通路 2 0 8 に導かれる。排気切り替え弁 2 2 8 が全開開度と全閉開度との間の中間開度を採る場合、H P 側排気通路 2 1 6 と排気切り替え通路 2 2 7 との間の排気の流量比は、排気切り替え弁 2 2 8 の開度に応じたものとなる。

【 0 0 4 4 】

吸気通路 2 1 4 には、吸入空気の量を調節可能なディーゼルスロットルバルブ 2 2 9 が配設されている。このディーゼルスロットルバルブ 2 2 9 は、E C U 1 0 0 と電氣的に接続され且つ E C U 1 0 0 により上位に制御されるスロットルバルブモータ 2 3 0 から供給される駆動力により回転可能に構成された回転弁であり、ディーゼルスロットルバルブ 2 2 9 を境にした吸気通路 2 1 4 の上流部分と下流部分とをほぼ遮断する全閉位置から、ほぼ全面的に連通させる全開位置まで、その回転位置が連続的に制御される構成となっている。尚、エンジン 2 0 0 は、ディーゼルエンジンであり、その出力は、ガソリン等を燃料とするエンジンにおける空燃比制御（吸入空気量制御）と異なり、噴射量の増減制御を介してコントロールされる。従って、ディーゼルスロットルバルブ 2 2 9 は、エンジン 2 0 0 の動作期間において、基本的に全開位置（図示するディーゼルスロットルバルブ 2 2 9 の位置が全開位置に相当する）に制御される。尚、吸気通路 2 1 4 には、過給された吸入空気を冷却することが可能なインタークーラ 2 3 1 が設置されており、吸入空気の充填効率の向上が図られる構成となっている。

10

20

【 0 0 4 5 】

また、吸気通路 2 1 4 には、過給圧センサ 2 3 2 が設置されている。過給圧センサ 2 3 2 は、吸気マニホールド 2 0 3 における吸気の圧力たる過給圧 P i n を検出可能に構成されたセンサである。過給圧センサ 2 3 2 は、E C U 1 0 0 と電氣的に接続されており、検出された過給圧 P i n は、E C U 1 0 0 により一定又は不定のタイミングで参照される構成となっている。

【 0 0 4 6 】

排気マニホールド 2 0 7 には、排気圧センサ 2 3 4 が設置されている。排気圧センサ 2 3 4 は、排気マニホールド 2 0 7 における排気の圧力たる排気圧 P e x （所謂エンジン背圧である）を検出可能に構成されたセンサである。排気圧センサ 2 3 4 は、E C U 1 0 0 と電氣的に接続されており、検出された排気圧 P e x は、E C U 1 0 0 により一定又は不定のタイミングで参照される構成となっている。

30

【 0 0 4 7 】

エンジン 2 0 0 には、排気の一部を E G R ガスとして吸気マニホールド 2 0 3 へ還流させる E G R 装置が備わる。E G R 装置は、E G R 通路 2 3 3、E G R クーラ 2 3 5、切り替え弁 2 3 6 及び E G R バルブ 2 3 7 を備える。

【 0 0 4 8 】

E G R 通路 2 3 3 は、排気マニホールド 2 0 7 と吸気マニホールド 2 0 3 とを連通させる管状部材である。E G R 通路 2 3 3 は、一端部が排気マニホールド 2 0 7 に接続され、その内部において排気マニホールド 2 0 7 に連通する中空且つ金属製の管状部材である。E G R 通路 2 3 3 の他端部は、吸気マニホールド 2 0 3 との接続部位近傍において吸気通路 2 1 4 に接続されている。

40

【 0 0 4 9 】

E G R クーラ 2 3 5 は、E G R 通路 2 3 3 に設けられた E G R ガスの冷却装置である。E G R クーラ 2 3 5 は、外周部にエンジン 2 0 0 の冷却水配管が張り巡らされた構成を有し、E G R 通路 2 3 3 に導かれ E G R クーラ 2 3 5 を通過する E G R ガスは、この冷却水との熱交換により冷却され、下流側（即ち、吸気通路 2 1 4 側）へ導かれる構成となっている。E G R クーラ 2 3 5 には、夫々が上述したウォータジャケットに連通するインレットパイプ及びアウトレットパイプ（いずれも不図示）が接続されており、冷却水は、当該インレットパイプから当該冷却水配管に流入し、当該アウトレットパイプを介して当該冷

50

却水配管の外に排出される。排出された冷却水は、エンジン 200 の冷却水循環系に還流され、所定の経路を経て再びインレットパイプから供給される。

【0050】

EGR 通路 233 には、EGR クーラ 235 の上流側及び下流側を連通させるバイパス通路（符合省略）が形成されている。EGR ガスが、このバイパス通路に導かれた場合、EGR ガスは、このバイパス通路によりバイパスされる EGR 通路 233 の被バイパス区間に設置された EGR クーラ 235 を通過することなく吸気系に還流する構成となっている。

【0051】

切り替え弁 236 は、EGR 通路 233 において、EGR クーラ 235 の上流側（即ち、排気マニホールド側）端部付近に設置され（尚、このような構成は一例であり、下流側端部近傍であってもよい）、弁体の位置制御により、EGR 通路 233 における EGR ガスの供給経路を、EGR クーラ 235 を通過する経路と、EGR クーラ 235 をバイパス経路との間で二値的に切り替え可能に構成された弁装置である。切り替え弁 236 は、ECU 100 と電氣的に接続されており、その弁体位置は、ECU 100 により上位に制御される構成となっている。より具体的には、切り替え弁 236 は、その弁体の位置が、上述した被バイパス区間への EGR ガスの流入を遮断して EGR ガスをバイパス通路のみへ導くバイパス側弁体位置と、それとは逆にバイパス通路への EGR ガスの流入を遮断して、被バイパス区間のみ EGR ガスを導くクーラ側弁体位置との間で二値的に且つ選択的に切り替えられる構成となっている。

10

20

【0052】

尚、バイパス通路及び切り替え弁 236 の構成は、ここで述べる形態に限定されない。例えば、切り替え弁 236 は、単数又は複数の弁体の開閉状態の段階的又は連続的な制御により、EGR クーラ 235 をバイパスする EGR ガスの量を段階的又は連続的に変化させ得るように構成されていてもよい。

【0053】

EGR バルブ 237 は、先に述べた吸気通路 214 との接続位置よりも上流側において EGR 通路 233 に設置され、弁体の開閉状態の制御により EGR ガスの量（即ち、EGR 量）を変化させることが可能に構成された電磁開閉弁である。EGR バルブ 237 は、ECU 100 と電氣的に接続されており、その駆動状態は ECU 100 により上位に制御される構成となっている。補足すると、EGR 通路 233 に導かれた EGR ガスは、先に述べた切り替え弁 236 の弁体位置が、上述した二種類の弁体位置のいずれであるにせよ、最終的には、この EGR バルブ 237 の開度（即ち、開弁の度合いであり、例えば、全開を 100（%）、全閉を 0（%）等として規格化された数値として表され得る）に応じた量が吸気マニホールド 203 に供給される。

30

【0054】

また、エンジンシステム 10 において、ECU 100 には、図示する以外にも、エンジン 200 の、或いはエンジン 200 が搭載される車両の運転条件を規定する各種の指標値が、各指標値について設置された各種のセンサ（不図示）を介して電氣的に入力される構成となっている。例えば、ECU 100 は、エンジン 200 の機関回転速度 NE を NE センサから、またアクセル開度 ACC をアクセルポジションセンサから夫々取得可能に構成されている。

40

【0055】

<実施形態の動作>

エンジン 200 は、排気により駆動されるタービン等を夫々有する、排気駆動型の LP 側コンプレッサ 213 及び HP 側コンプレッサ 221 を備える。このため、エンジン 200 の広範な運転領域において望ましい過給効果を得ることが可能となっている。ここで、図 2 を参照し、エンジン 200 の過給態様について説明する。ここに、図 2 は、エンジン 200 の運転条件と選択される過給態様とを対応付けてなる過給マップの模式図である。

【0056】

50

図2において、過給マップは、縦軸及び横軸に、夫々燃料の噴射量 Q （一義的にエンジントルク T_e である）及び機関回転速度 NE を配してなる二次元マップとして構成される。尚、エンジン200において、噴射量 Q は、機関回転速度 NE とアクセル開度 ACC とに基づいて、予め設定された噴射量マップから選択的に決定される。過給マップ上において、図示最大トルク線は、噴射量 Q の上限値を規定する特性線である。即ち、最大トルク線よりも大噴射量側の領域では、エンジン200が、スモークの発生を促す噴射量過多の状態に陥るため、エンジン200の運転領域は、実質的に最大トルク線よりも下方の領域に限定される。

【0057】

一方、EGR（EGR通路233を經由してEGRガスを吸気マニホールド203に供給することを意味する）の実行領域は、図示EGR境界線（破線参照）により規定される。より具体的には、EGRは、図示EGR境界線よりも低回転側又は小噴射量側の領域において実行される。尚、エンジン200の運転条件がEGR領域内に該当する際の目標EGR率は、公知の各種態様に従って決定されてよく、本発明との相関は低いため、ここではその詳細について触れないこととする。

10

【0058】

ここで、HP側コンプレッサ221は、LP側コンプレッサ213と較べて小体格であり、LP側コンプレッサ213よりも到達過給圧が低いものの、回転慣性が小さいことに起因して、LP側コンプレッサ213よりも排気に対する感度が高く、軽中負荷領域においても良好な過給を行うことが可能となっている。反対に、LP側コンプレッサ213は、HP側コンプレッサ221よりも回転慣性が大きいため、HP側コンプレッサ221と較べてその到達過給圧は高く、高負荷領域において良好な過給を行うことが可能となっている。このため、エンジンシステム10では、ECU100により、吸気切り替え弁226及び排気切り替え弁228の開閉状態が制御され、エンジン200の運転条件に応じた最適な過給態様が選択される。

20

【0059】

エンジン200では、吸気切り替え弁226及び排気切り替え弁228の開弁状態に応じて、(1)吸気切り替え弁226及び排気切り替え弁228を共に全閉状態に維持することにより実現される、HP側コンプレッサ221のみを使用したHP過給、(2)吸気切り替え弁226を閉弁状態とし、排気切り替え弁228を中間開度とすることにより実現される、HP側コンプレッサ221とLP側コンプレッサ213とを併用した2段過給及び(3)吸気切り替え弁226及び排気切り替え弁228とを共に全開状態に維持することにより実現される、主としてLP側コンプレッサ213のみを使用するLP過給の三種類の過給態様が実現される。

30

【0060】

この際、HP過給が選択された状態において、排気は、排気マニホールド207からHP側排気通路216を經由して排気通路208へ導かれる。即ち、HP過給における排気の供給経路は、本発明に係る「第1経路」の一例である。また、2段過給が選択された状態において、排気は、排気マニホールド207からHP側排気通路216及び排気切り替え通路227を經由して排気通路208へ導かれる。この場合、排気切り替え通路227における排気の流量は、排気切り替え弁228の開度に応じたものとなる。LP過給が選択された状態において、排気は、排気マニホールド207から殆ど排気切り替え通路227のみを經由して排気通路208に導かれる。この際、HP側排気通路は閉塞されている訳ではないが、HP側タービン218が流路抵抗（圧損）となる分、排気は排気切り替え通路227へ導かれ易く、実質的な排気の経路は、排気切り替え通路227を經由したものとなる。即ち、係るLP過給に対応する排気の供給経路は、本発明に係る「第2経路」の一例である。

40

【0061】

尚、相対的に低圧側のHP過給と相対的に高圧側のLP過給との間に2段過給が介在することにより、HP過給からLP過給への切り替えに際して、低速回転状態にあるLP側

50

コンプレッサ 2 1 3 の応答速度に起因して生じる、過給圧 P_{in} の不連続性或いは圧力段差が回避され、運転条件の変化に対して良好な過給特性が実現される。

【 0 0 6 2 】

これら三種類の過給態様の切り替えに係る切り替え条件は、過給マップ上において、切り替え条件線 L 1 及び L 2 によって規定される。即ち、切り替え条件線 L 1 は、HP 過給と 2 段過給との間の切り替え条件を規定する線であり、切り替え条件線 L 1 よりも低回転側の領域（左側の領域）は、HP 過給が行われる HP 過給領域となっている。また、切り替え条件線 L 2 は、2 段過給と LP 過給との間の切り替え条件を規定する線であり、切り替え条件線 L 2 よりも高回転側の領域（右側の領域）は、LP 過給が行われる LP 過給領域となっている。2 段過給は、この切り替え条件線 L 1 と L 2 とによって挟まれた、図示切り替え領域において実行される。

10

【 0 0 6 3 】

エンジンシステム 1 0 において、ECU 1 0 0 は、その時点の機関回転速度 N_E 及び噴射量 Q により規定される運転条件が、LP 過給領域、切り替え領域及び LP 過給領域のうちいずれの領域に該当するかを、係る過給マップに基づいて判別し、該当する領域に応じて吸気切り替え弁 2 2 6 及び排気切り替え弁 2 2 8 を駆動制御することにより、該当する領域に応じた過給を実現する構成となっている。尚、図示する過給マップは説明を分かり易くするための模式図であり、過給マップは、実際には、図 2 に示された関係が数値化されたものとして ROM に格納されている。

【 0 0 6 4 】

ここで、相対的に小体格な HP 側コンプレッサ 2 2 1 による HP 過給が実行されている状況において、HP 側タービン 2 1 8 の回転速度が、予め設定された上限回転速度付近の高回転領域に到達すると、HP 側タービン 2 1 8 による排気熱の回収が追い付かず、過給圧 P_{in} に対して排気圧 P_{ex} の過度な上昇が生じる（タービンは熱回収器であり、この種の排気圧の上昇とは、即ち排気温度の上昇とも一義的である）。このような排気圧 P_{ex} の過上昇は、エンジン 2 0 0 への物理的及び機械的負荷を増大させるため好ましくない。また特に、排気圧 P_{ex} の過上昇は、エンジン 2 0 0 の燃費の悪化を招く。即ち、排気圧の過上昇により、気筒 2 0 2 内部から燃焼済みガスの排出が妨げられ、気筒 2 0 2 各々における排気行程の掃気効率が低下することによって気筒各々における燃焼効率が低下するため、このような状態が継続した場合には、燃費の悪化が実践上看過し得ない程度に顕在化してしまうのである。

20

30

【 0 0 6 5 】

従って、上記切り替え条件線 L 1 は、予め実験的な適合により、この種の排気圧 P_{ex} の過上昇が生じる以前に、過給態様が 2 段過給に切り替わるように、即ち、排気切り替え弁 2 2 8 を介して排気マニホールド 2 0 7 から排気の一部が LP 側タービン 2 1 0 に導かれるように設定されている。ところが、この切り替え条件線 L 1 は、実機における HP 側タービン 2 1 8 の各々について適合されている訳ではないから、製造過程や組み付け過程において一つの HP 側タービン 2 1 8、HP 側回転軸 2 1 9 及び HP 側コンプレッサ 2 2 1 に生じる個体差は、この種の適合によっては必ずしも補償されない。また、使用頻度、使用履歴、或いは動作環境等に応じて、エンジン 2 0 0 に経時的に生じる物理変化や劣化もまた、エンジン 2 0 0 の実機毎に変化する性質のものである。このため、場合によっては、HP 過給領域内において、この種の過給圧 P_{ex} の過上昇が生じ、エンジン 2 0 0 の燃費が悪化する可能性がある。

40

【 0 0 6 6 】

そこで、エンジンシステム 1 0 では、過給マップに基づいた基本的な過給態様の切り替え制御とは別に、ECU 1 0 0 により実行される排気切り替え弁駆動制御により、エンジン 2 0 0 の燃費悪化が好適に抑制される。ここで、図 3 を参照し、排気切り替え弁駆動制御の詳細について説明する。ここに、図 3 は、排気切り替え弁駆動制御のフローチャートである。

【 0 0 6 7 】

50

図2において、ECU100は、先に述べたように、運転条件として機関回転速度NE及び噴射量Qを取得し(ステップS101)、取得した運転条件がHP過給領域に該当するか否かを判別する(ステップS102)。

【0068】

取得した運転条件がHP過給領域に該当しない場合(ステップS102:NO)、言い換えれば、切り替え領域又はLP過給領域に該当する場合、ECU100は、排気切り替え弁228の目標開度を算出する(ステップS105)。目標開度は、運転条件がLP過給領域に該当するのであれば全開開度であり、切り替え領域に該当するのであれば中間開度である。この際中間開度の具体的な値は、上記過給マップの座標点各々(個々の運転条件)について予め定められている。排気切り替え弁228の目標開度が算出されると、ECU100は、算出された目標開度が得られるように排気切り替え弁228を開弁制御する(ステップS106)。

10

【0069】

ステップS102において、取得された運転条件がHP過給領域に該当する場合(ステップS102:YES)、ECU100は、排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差(即ち、 $P_{ex} - P_{in}$ である)を算出すると共に、算出された偏差が基準値 P_{th} 以下であるか否かを判別する(ステップS103)。ここで、基準値 P_{th} は、本発明に係る「基準値」の一例であり、当該偏差が基準値 P_{th} より大きい状態とは、即ち、本発明に係る「燃費悪化状態」の一例である。基準値 P_{th} は、予め実験的に定められた閾値であり、これより大きい場合にエンジン200の燃費の悪化が顕在化することを意味する。ECU100は、算出された偏差が基準値 P_{th} 以下であれば(ステップS103:YES)、通常通り、排気切り替え弁228を全閉状態に維持する(ステップS104)。

20

【0070】

一方、算出された偏差が基準値 P_{th} よりも大きい場合(ステップS103:NO)、ECU100は、処理をステップS105に移行させ、排気切り替え弁228の、少なくとも全開開度でない目標開度を設定すると共に、ステップS106により排気切り替え弁228を開弁させる。即ち、この場合、排気切り替え弁228が通常よりも早期に開弁するように、排気切り替え弁228の目標開度が開弁側に補正される。尚、係る制御は、本発明に係る「少なくとも第2経路が使用されるように切り替え手段を制御する」制御手段の動作の一例である。ステップS104又はステップS106において、排気切り替え弁228が駆動制御されると、処理はステップS101に戻され、一連の処理が繰り返される。排気切り替え弁駆動制御は、このようにして実行される。

30

【0071】

ここで、図4を参照し、本実施形態の効果について説明する。ここに、図4は、図3の排気切り替え弁駆動制御の一実行過程における、エンジンシステム10の動作状態を説明するタイミングチャートである。

【0072】

図4において、上段から順に、機関回転速度NE、燃料の噴射量Q、排気切り替え弁228の開度、排気圧 P_{ex} 、及び排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差についての時間推移が表されている。図4において、ドライバが車両を運転する過程で、アクセルペダルが踏み込まれ、HP過給領域において、機関回転速度NE及び噴射量Qが夫々時間経過と共にリニアに増加しているとする。

40

【0073】

ここで、HP側タービン218、HP側回転軸219或いはHP側コンプレッサ220等、HP側の過給システムを構成する各構成要素に、上述したバラツキや経時変化が、実践上問題となる程度に生じていない場合の各部の動作特性を実線にて例示すると、排気圧 P_{ex} が P_0 に達し、排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差が上述した基準値 P_{th} となる時刻T1において、運転条件が切り替え領域に突入し、事前に過給マップに規定される通り、排気切り替え弁228の開度が全閉開度から開き側に転じる。その結果、時刻T1以降も機関回転速度NE及び噴射量Qが増加していく場合には、排気切り替え弁228

50

の開度は、時刻 T 2 において全開開度（即ち、過給態様としては L P 過給）に制御される。排気切り替え弁 2 2 8 がこのように制御された結果、排気圧 P_{ex} は、排気切り替え弁 2 2 8 へ排気の一部が逃げることによって時刻 T 1 を境にして減少に転じ、必然的に排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差もまた時刻 T 1 を境に減少に転じることとなる。

【 0 0 7 4 】

一方、これら H P 側のターボチャージャを構成する各種構成要素に、上述したバラツキや経時変化が、実践上問題となる程度に生じている場合の各部の動作特性を破線にて例示すると、排気圧 P_{ex} は、時刻 T 1 以前の時刻 T 0 において P_0 に達し、排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差が、上述した基準値 P_{th} となる。このような状況において、排気切り替え弁 2 2 8 の動作条件を固定したままでは、図示鎖線で示すように、排気切り替え弁 2 2 8 の開度が開弁側へ転ずる時刻 T 1 まで、排気圧 P_{ex} 及び排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差は夫々上昇を継続する（図示白丸参照）。従って、時刻 T 0 から相応の期間（排気切り替え弁 2 2 8 を開弁することにより当該偏差が上記基準値 P_{th} 以下に低下するまでの期間）において、エンジン 2 0 0 の燃費が悪化する可能性がある。

10

【 0 0 7 5 】

その点、本実施形態に係る排気切り替え弁駆動制御を適用すれば、燃費の悪化に直結する排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差が判断基準とされるため、上記経時変化が生じているにせよ、上記バラツキが生じているにせよ、実際に、係る偏差が基準値 P_{th} に到達したことをもって排気切り替え弁 2 2 8 の開弁を開始させることができる。従って、上記偏差が実際に基準値 P_{th} を超えることはなく、燃費の悪化が防止されるのである。

20

【 0 0 7 6 】

ここで補足すると、上記ステップ S 1 0 3 を経てステップ S 1 0 5 が実行される場合、元々、過給マップの H P 過給領域に対応付けられた排気切り替え弁 2 2 8 の目標開度は全開開度であるから、算出される排気切り替え弁 2 2 8 の目標開度は、通常の（即ち、ステップ S 1 0 2 を経由して算出される）値とは異なったものとなる。この際、切り替え条件線 L 2 が不変であれば、上述した切り替え領域が拡大されることとなるが、切り替え領域においてなされる 2 段過給を、H P 過給と L P 過給との連続性を保って実行しようとした場合には、図 4 の破線で示すように、排気切り替え弁 2 2 8 が、時刻 T 0 において開弁し始め、時刻 T 2 において全開状態となるように、排気切り替え弁 2 2 8 の開弁速度自体を減少側に補正するのが好適な一形態となる。但し、排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差が基準値 P_{th} を超えないように排気の一部を排気マニホールド 2 0 7 から逃がし得る限りにおいて、排気切り替え弁 2 2 8 の開度の補正態様は何ら限定されない。

30

【 0 0 7 7 】

< 第 2 実施形態 >

次に、本発明の第 2 実施形態に係る排気切り替え弁駆動制御について説明する。ここに、図 5 は、第 2 実施形態に係る排気切り替え弁駆動制御のフローチャートである。尚、同図において、図 3 と重複する箇所には同一の符合を付してその説明を適宜省略することとする。

【 0 0 7 8 】

図 5 において、取得した運転条件が H P 過給領域に該当する場合（ステップ S 1 0 2 : Y E S）、E C U 1 0 0 は、排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差が基準値 P_{th} 以下であること、又は過給圧 P_{in} が基準値 $P_{in\ th}$ 未満であることのうちいずれか一方が満たされるか否かを判別する（ステップ S 2 0 1）。当該偏差が基準値 P_{th} 以下であるか又は過給圧 P_{in} が基準値 $P_{in\ th}$ 未満である場合（ステップ S 2 0 1 : Y E S）、E C U 1 0 0 は通常通り排気切り替え弁 2 2 8 を全開状態に維持し（ステップ S 1 0 4）、当該偏差が基準値 $P_{in\ th}$ より大きく、且つ過給圧 P_{in} が基準値 $P_{in\ th}$ 以上である場合（ステップ S 2 0 1 : N O）、ステップ S 1 0 5 及びステップ S 1 0 6 により排気切り替え弁 2 2 8 を早期開弁状態に移行させる。ここで、過給圧 P_{in} について定められる基準値 $P_{in\ th}$ とは、排気切り替え弁 2 2 8 開弁直後のスモークの発生を抑制し得る程度の空気量が確保されたか否かを規定する値であり、本発明に係る「基準値」の一

40

50

例である。

【 0 0 7 9 】

第2実施形態によれば、過給圧 P_{in} が基準値 P_{inth} 以上となり、ある程度空気量が確保された場合において、排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差が基準値 P_{th} を超えた場合に、排気切り替え弁 228 の開弁を開始するため、スモークの発生を抑制し、エミッションの悪化を招来しない範囲で、燃費の悪化を抑制することが可能となる。

【 0 0 8 0 】

尚、上記第1及び第2実施形態においては、排気圧 P_{ex} と過給圧 P_{in} との偏差が基準値 P_{th} を超えた場合に、排気切り替え弁 228 の目標開度はその都度適宜開弁側へ補正される構成を採るが、このような、HP側タービン 218 等の経時変化やバラツキに起因するHP側コンプレッサ 221 の動作特性の変化が認められた場合には、過給マップに規定される切り替え条件線 L1 自体を更新してもよい。ここで、図6を参照して、このような切り替え条件線 L1 の更新について説明する。ここに、図6は、過給マップの他の模式図である。尚、同図において、図2と重複する箇所には同一の符合を付してその説明を適宜省略することとする。

10

【 0 0 8 1 】

図6において、切り替え条件線 L1 は、この種の動作特性の変化が認められた場合に、図示切り替え条件線 L1' (鎖線参照) に例示するが如く、排気切り替え弁 228 を早期に開弁させる側へ補正されてもよい。或いは、切り替え条件線 L1 よりも低回転側で排気圧 P_{in} と過給圧 P_{ex} との偏差が基準値 P_{th} を超える毎に、過給マップ上の一動作点を適宜更新し、切り替え条件線の補正が逐次実行されてもよい。

20

【 0 0 8 2 】

本発明は、上述した実施形態に限られるものではなく、請求の範囲及び明細書全体から読み取れる発明の要旨或いは思想に反しない範囲で適宜変更可能であり、そのような変更を伴う内燃機関の制御装置もまた本発明の技術的範囲に含まれるものである。

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 8 3 】

本発明に係る内燃機関の制御装置は、複数の過給器を備えた内燃機関を制御する装置の技術分野に利用可能である。

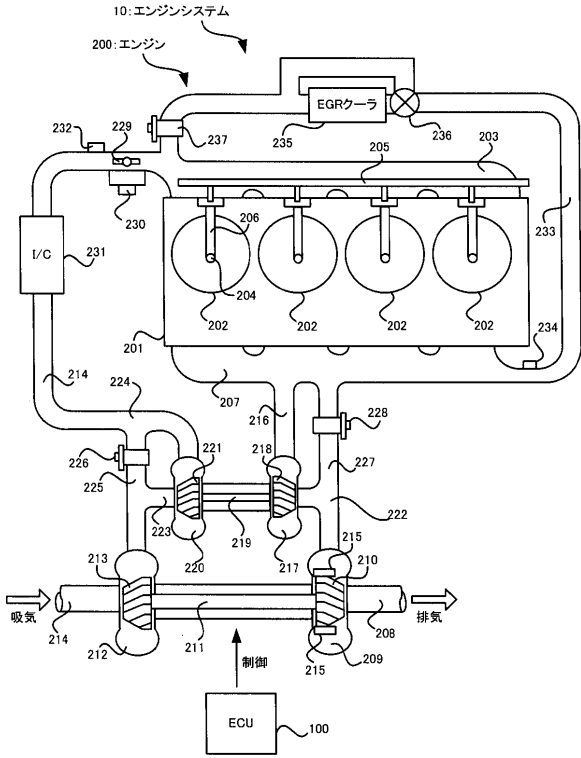
【 符号の説明 】

30

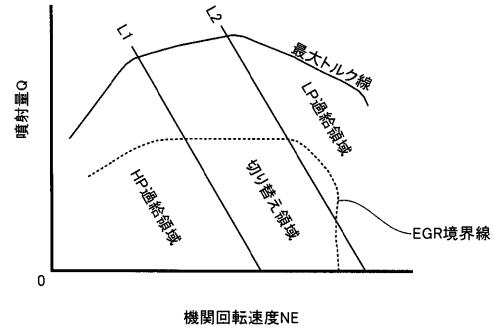
【 0 0 8 4 】

10 ... エンジンシステム、100 ... ECU、200 ... エンジン、208 ... 排気通路、209 ... LP側タービンハウジング、210 ... LP側タービン、211 ... LP側回転軸、212 ... LP側コンプレッサハウジング、213 ... LP側コンプレッサ、214 ... 吸気通路、216 ... HP側排気通路、217 ... HP側タービンハウジング、218 ... HP側タービン、219 ... HP側回転軸、220 ... HP側コンプレッサハウジング、221 ... HP側コンプレッサ、222 ... 排気合流部、224 ... 吸気合流部、225 ... 吸気切り替え通路、226 ... 吸気切り替え弁、227 ... 排気切り替え通路、228 ... 排気切り替え弁、232 ... 過給圧センサ、233 ... EGR通路、234 ... 排気圧センサ。

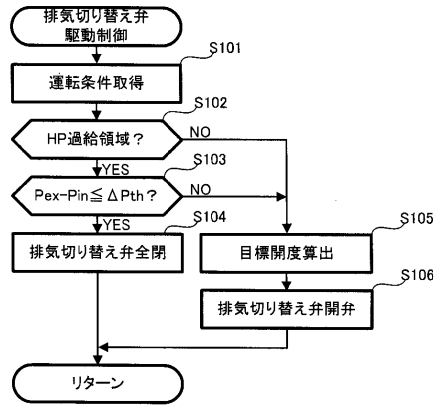
【図1】



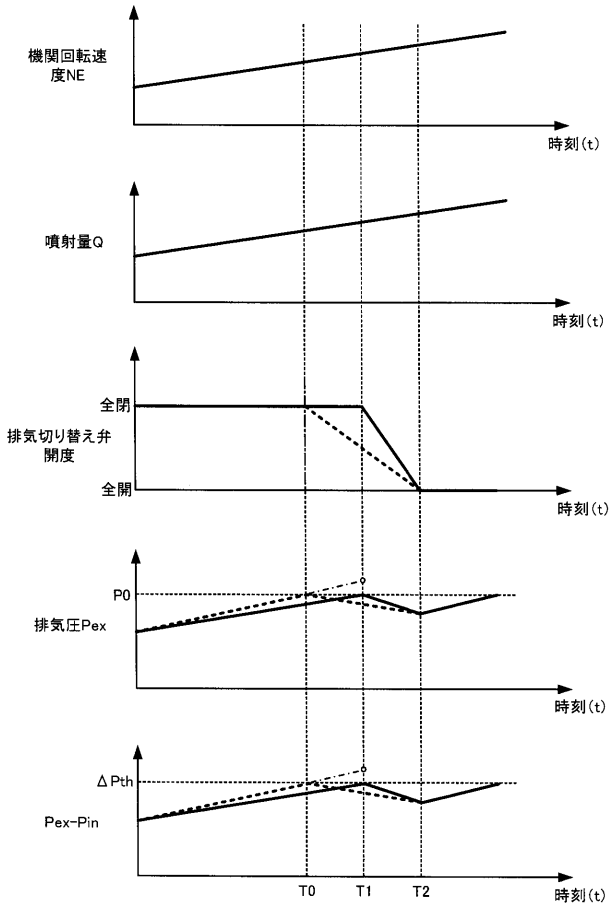
【図2】



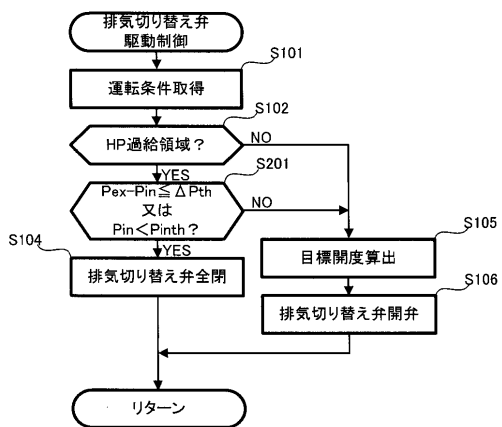
【図3】



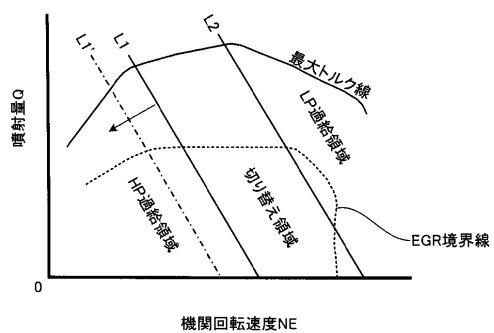
【図4】



【図5】



【図6】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3G005 DA02 EA04 EA16 EA22 EA23 EA24 EA25 EA26 FA05 GB17
GB24 GE09 HA12 JA03 JA24 JA28
3G092 AA02 AA06 AA17 AA18 AB03 DB05 DC08 DF01 DF02 DF08
DF09 EA11 EA28 EA29 EC09 FA24 HA11Z HA16Z HB01Z HD08Z
HE01Z