

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4466428号
(P4466428)

(45) 発行日 平成22年5月26日(2010.5.26)

(24) 登録日 平成22年3月5日(2010.3.5)

(51) Int.Cl.	F 1	
FO2D 29/02 (2006.01)	FO2D 29/02	321C
FO2D 17/00 (2006.01)	FO2D 29/02	321A
FO2D 29/00 (2006.01)	FO2D 17/00	Q
FO2D 41/12 (2006.01)	FO2D 29/00	H
FO2D 43/00 (2006.01)	FO2D 41/12	310
請求項の数 9 (全 31 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号	特願2005-91668 (P2005-91668)	(73) 特許権者	000003137
(22) 出願日	平成17年3月28日(2005.3.28)		マツダ株式会社
(65) 公開番号	特開2006-274846 (P2006-274846A)		広島県安芸郡府中町新地3番1号
(43) 公開日	平成18年10月12日(2006.10.12)	(74) 代理人	100067828
審査請求日	平成20年1月24日(2008.1.24)		弁理士 小谷 悦司
		(74) 代理人	100096150
			弁理士 伊藤 孝夫
		(74) 代理人	100099955
			弁理士 樋口 次郎
		(72) 発明者	田賀 淳一
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
		(72) 発明者	細谷 英生
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両のエンジン始動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両の停止中のみならず、車両の走行中においても成立可能に設定されたエンジンの自動停止条件が成立したときに、エンジン運転を継続させるための燃料供給を停止してエンジンを自動的に停止させるエンジン自動停止制御を行うとともに、自動停止状態にあるエンジンの再始動条件が成立したときに、少なくともエンジン停止時に膨張行程にある気筒で燃焼を行わせてエンジンを自動的に再始動させる停止再始動制御手段を備えた車両のエンジン始動装置であって、

トルクコンバータを含み、エンジン側から駆動輪側への駆動力の伝達が可能なドライブ状態と、該駆動力の伝達が切り離されたニュートラル状態とに切替え可能とされるときに、複数の変速比を選択可能な自動変速機構と、

エンジン回転速度を検知するエンジン回転速度検知手段と、

上記トルクコンバータのタービン回転速度を検知するタービン回転速度検知手段とを備え、

上記停止再始動制御手段は、上記自動変速機構がドライブ状態で、かつ上記自動停止条件が成立した場合に、上記エンジン回転速度検知手段によって検知されるエンジン回転速度が、上記タービン回転速度検知手段によって検知されるタービン回転速度よりも所定値以上高いか否かを判定し、高いと判定されると、上記自動変速機構をドライブ状態からニュートラル状態に切替えた際に生じる一時的な車両の振動を緩和する緩衝制御を実行した後、上記ドライブ状態からニュートラル状態への切替えを実行し、その後エンジン運転を

継続させるための燃料供給を停止するように構成されていることを特徴とする車両のエンジン始動装置。

【請求項 2】

上記緩衝制御は車両走行中になされるものであり、上記ドライブ状態からニュートラル状態への切替えの前に、上記自動変速機構を、上記タービン回転速度が高くなるように変速させる変速操作であることを特徴とする請求項 1 記載の車両のエンジン始動装置。

【請求項 3】

上記変速操作は、上記駆動輪側から上記タービン側への逆駆動力の伝達が可能な低速側変速比への変速であることを特徴とする請求項 2 記載の車両のエンジン始動装置。

【請求項 4】

上記自動変速機構は、最低速段である第 1 変速段が、上記逆駆動力の伝達を切り離す逆駆動力非伝達機構によって構成されるとともに、上記第 1 変速段よりも高速側の第 2 変速段およびこれより高速側の変速段が、上記逆駆動力の伝達を可能とする逆駆動力伝達機構によって構成され、

上記変速操作は、上記第 2 変速段より高速側の変速段から、上記逆駆動力伝達機構による第 2 変速段に変速させるものであることを特徴とする請求項 3 記載の車両のエンジン始動装置。

【請求項 5】

上記自動変速機構は、最低速段である第 1 変速段が、上記逆駆動力の伝達を切り離す逆駆動力非伝達機構によるものと、上記逆駆動力の伝達を可能とする逆駆動力伝達機構によるものとの何れかを選択して構成されるものであり、

上記変速操作は、上記第 1 変速段より高速側の変速段から上記逆駆動力伝達機構による第 1 変速段に変速させるものであることを特徴とする請求項 3 記載の車両のエンジン始動装置。

【請求項 6】

上記自動変速機構は、上記ドライブ状態からニュートラル状態への切替えの際に、摩擦締結要素の締結または解放を伴うように構成され、

上記緩衝制御は、上記摩擦締結要素の締結または解放に係る半締結期間を増大させるものであることを特徴とする請求項 1 乃至 5 の何れか 1 項に記載の車両のエンジン始動装置。

【請求項 7】

上記停止再始動制御手段は、上記燃料供給を停止する際のエンジン回転速度を、所定の目標エンジン回転速度とするように構成され、

上記緩衝制御は、上記ドライブ状態からニュートラル状態への切替え時のエンジン回転速度が、上記目標エンジン回転速度よりも低くなるようなエンジン回転速度低下制御を行い、上記切替え後にエンジン回転速度を上記目標エンジン回転速度に収束させるものであることを特徴とする請求項 2 乃至 6 の何れか 1 項に記載の車両のエンジン始動装置。

【請求項 8】

所定の条件下での減速走行中、エンジンへの燃料供給を停止しつつも、駆動輪側からの逆駆動力によってエンジンを継続運転させる減速時燃料停止制御を行う減速時燃料停止制御手段を備え、

上記停止再始動制御手段は、上記減速時燃料停止制御から上記エンジン自動停止制御に移行させる際に、一旦エンジンへの燃料供給を復帰させてから上記エンジン回転速度低下制御を行うことを特徴とする請求項 7 記載の車両のエンジン始動装置。

【請求項 9】

上記自動停止条件には、少なくともアクセルが解放状態であり、かつフットブレーキが作動中であるという条件を含むことを特徴とする請求項 1 乃至 8 の何れか 1 項に記載の車両のエンジン始動装置。

【発明の詳細な説明】

10

20

30

40

50

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両の減速時等にいったんエンジンを自動的に停止させるとともに、この停止させたエンジンを自動的に始動させるエンジンの始動装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

近年、燃費低減およびCO₂排出量の抑制等を図るため、アイドル時にエンジンを自動的にいったん停止させるとともに、その後発進操作等の再始動条件が成立したときにエンジンを自動的に再始動させるようにしたエンジンの始動装置が開発されてきている。

【0003】

このエンジンの再始動は、再始動条件成立に応じて即座に始動させることが要求されるため、スタータ（始動用のモータ）によりエンジン出力軸を駆動するクランキングを経てエンジンを始動させるような、始動完了までにかかなりの時間を要する従来の一般的な始動方法は好ましくない。

【0004】

そこで、停止状態のエンジンの特定気筒（膨張行程にある気筒。以下、エンジン停止時に膨張行程にある気筒を便宜上膨脹行程気筒と称する。）に燃料を供給して燃焼を行わせ、そのエネルギーでエンジンが即時的に始動されるようにすることが望ましい。しかし、膨張行程気筒に単に燃料を供給して燃焼させてもエンジン始動のための十分なトルクが得られるとは限らない。円滑に再始動を行うためには燃焼によって十分なトルクを発生させることが必要である。

【0005】

そのためには、再始動する際に膨張行程気筒のピストンが適正範囲内で停止していることが望ましい。この適正範囲とは、一般的には上死点後90°CA（クランク角）前後、即ち上死点と下死点の間付近、乃至はそれよりややずれた範囲であり、この適正範囲内でピストンを停止させると、適度に存在する筒内空気と再始動時に供給される燃料とで良好な燃焼が得られ、再始動に十分なトルクを発生させることができる。

【0006】

このようにピストンを適正範囲内に停止させるエンジン停止制御として、例えば特許文献1には、エンジン停止動作中の吸気流量を調節することにより筒内空気量の適正化を図り、ピストンが適正範囲内で停止し易くした技術が開示されている。特許文献1に記載のエンジンの始動装置によれば、ピストンが精度良く適正範囲内に停止するので、再始動性を高めることができる。

【0007】

特許文献1に示されるようなエンジン停止制御の精度をより高めるには、停止動作中のエンジン（クランクシャフト）に作用する外乱が小さい方が望ましい。この点に関し、例えば特許文献2には、走行中にエンジンを自動停止させる際、自動変速機構の発進クラッチを断絶する（つまりドライブ状態からニュートラル状態に切替える）ことにより、駆動輪側からエンジン側への影響を遮断する技術が開示されている。

【0008】

特許文献2に示される技術を応用して特許文献1に適用すれば、エンジン停止制御における外乱要因となる駆動輪側からの影響を遮断することができるので、当該制御の精度をより向上することができ、さらなるエンジンの再始動性向上を期待することができる。

【特許文献1】特開2004-124754号公報

【特許文献2】特開平7-266932号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

しかしながら、エンジン自動停止制御において、自動変速機構を単にドライブ状態からニュートラル状態に切替えたのでは、その切替え時に一時的な車両の振動を伴う場合があ

10

20

30

40

50

った。この振動は、一般的にショックやハーシュネスと呼ばれるような大きなものではないが、運転者にとっては何ら操作の伴わないタイミングで不意に発生するため、違和感を与え易く、走りの滑らかさや高級感を損なう虞がある。

【0010】

本発明は、上記の事情に鑑みてなされたものであり、エンジン自動停止制御において自動変速機構をドライブ状態からニュートラル状態に切替えることにより再始動性を向上するとともに、その切替え時に発生する一時的な車両の振動を緩和することができる車両のエンジン始動装置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】

【0011】

上記課題を解決するための本発明の請求項1に係る車両のエンジンの始動装置は、車両の停止中のみならず、車両の走行中においても成立可能に設定されたエンジンの自動停止条件が成立したときに、エンジン運転を継続させるための燃料供給を停止してエンジンを自動的に停止させるエンジン自動停止制御を行うとともに、自動停止状態にあるエンジンの再始動条件が成立したときに、少なくともエンジン停止時に膨張行程にある気筒で燃焼を行わせてエンジンを自動的に再始動させる停止再始動制御手段を備えた車両のエンジン始動装置であって、トルクコンバータを含み、エンジン側から駆動輪側への駆動力の伝達が可能なドライブ状態と、該駆動力の伝達が切り離されたニュートラル状態とに切替え可能とされるとともに、複数の変速比を選択可能な自動変速機構と、エンジン回転速度を検知するエンジン回転速度検知手段と、上記トルクコンバータのタービン回転速度を検知するタービン回転速度検知手段とを備え、上記停止再始動制御手段は、上記自動変速機構がドライブ状態で、かつ上記自動停止条件が成立した場合に、上記エンジン回転速度検知手段によって検知されるエンジン回転速度が、上記タービン回転速度検知手段によって検知されるタービン回転速度よりも所定値以上高いか否かを判定し、高いと判定されると、上記自動変速機構をドライブ状態からニュートラル状態に切替えた際に生じる一時的な車両の振動を緩和する緩衝制御を実行した後、上記ドライブ状態からニュートラル状態への切替えを実行し、その後エンジン運転を継続させるための燃料供給を停止するように構成されていることを特徴とする。

【0012】

この発明によると、エンジンを自動停止させるための燃料供給停止を行う前に自動変速機構をドライブ状態からニュートラル状態に切替えるので、エンジン停止制御における駆動輪側からの影響が実質的に遮断される。従って、エンジン自動停止制御におけるピストン停止位置精度を高めることができ、再始動性を向上させることができる。また、車両走行中であってもピストンを精度良く適正範囲内に停止させることができるようになるので、エンジンの自動停止を行う機会が拡大し、燃費低減およびCO₂排出量の削減が促進される。

【0013】

ただし、自動変速機構をドライブ状態からニュートラル状態に切替える際、従来技術のように単に切替えると、一時的な車両の振動が懸念される。本願発明者はこの点について鋭意研究を行い、その振動発生メカニズムが次のようであることを見出した。

【0014】

すなわち、上記振動は、ドライブ状態においてエンジンから自動変速機構を介して駆動輪に伝達されていた駆動力が、ニュートラル状態にされたことによって切り離され、それに伴って比較的大きな負の加速度（一時的な急減速）が生じることによって発生するのである。また、この振動は必ずしも車両走行中に発生するとは限らず、停車中であっても発生し得ることを見出した。すなわち、停車中であってもエンジンから駆動輪に至るパワートレイン系にはトルクが伝達されており、ニュートラル状態とされることによって、そのトルクが急速に抜け、各部支持点での反動によって振動が発生するのである。

【0015】

また、上記のような振動発生メカニズムであるから、振動の発生は、エンジン側からタービン側に駆動力が作用しているとき、換言すればエンジン回転速度がタービン回転速度よりも所定値以上高いときに発生し、その回転速度差が大きいほど振動の大きさも増大する。

【0016】

そこで本発明によると、エンジン回転速度がタービン回転速度よりも所定値以上高いときにドライブ状態からニュートラル状態へ切替えた場合、その際発生する一時的な車両の振動が緩衝制御によって緩和される。従って、振動発生時に乗員に与える違和感を効果的に抑制することができる。

【0017】

請求項2に係る発明は、請求項1記載の車両のエンジン始動装置において、上記緩衝制御は車両走行中になされるものであり、上記ドライブ状態からニュートラル状態への切替えの前に、上記自動変速機構を、上記タービン回転速度が高くなるように変速させる変速操作であることを特徴とする。

【0018】

本発明によると、上記変速操作によってタービン回転速度が高められるので、自動変速機構をドライブ状態からニュートラル状態へ切替える際のエンジン回転速度とタービン回転速度との差を低減することができる。従って、上記振動を効果的に抑制することができる。なお、タービン回転速度が、エンジン回転速度よりも高くなるようにすれば、振動発生要因を根本的に除去することになるので更に望ましい。

【0019】

請求項3に係る発明は、請求項2記載の車両のエンジン始動装置において、上記変速操作は、上記駆動輪側から上記タービン側への逆駆動力の伝達が可能な低速側変速比への変速であることを特徴とする。

【0020】

ここで、低速側変速比とは、一般的に言われるように、タービン回転速度が同じであれば、高速側変速比に比べて駆動輪の回転速度が低く、すなわち車速が低くなるような変速比である。逆にいえば、同じ車速であれば高速側変速比に比べてタービン回転速度を高めることができる。但しこの場合、駆動輪側から上記タービン側への逆駆動力の伝達が可能な機構になっている必要がある。たとえばワンウェイクラッチ等によって逆駆動力の伝達が切り離されていると、変速比を低速側に切替えても、タービン回転速度を高めることができないからである。

【0021】

本発明によると、駆動輪側からタービン側への逆駆動力の伝達が可能な低速側変速比への変速を行うので、タービン側へ確実に逆駆動力が伝達され、タービン回転速度を好適に高めることができる。

【0022】

請求項4に係る発明は、請求項3記載の車両のエンジン始動装置において、上記自動変速機構は、最低速段である第1変速段が、上記逆駆動力の伝達を切り離す逆駆動力非伝達機構によって構成されるとともに、上記第1変速段よりも高速側の第2変速段およびこれより高速側の変速段が、上記逆駆動力の伝達を可能とする逆駆動力伝達機構によって構成され、上記変速操作は、上記第2変速段より高速側の変速段から、上記逆駆動力伝達機構による第2変速段に変速させるものであることを特徴とする。

【0023】

ここでいう第1変速段および第2変速段とは、たとえばD1(低速側)~D4(高速側)の変速比が設定された4段自動変速機構において、それぞれD1およびD2となるように設定すれば良い。また、自動変速機構として無段変速機(CVT)を用いた場合には、上記第1変速段を、最低速側の特定の変速比(ある程度の幅をもった変速比も可)とし、上記第2変速段を、その第1変速段より高速側の特定の変速比(ある程度の幅をもった変

10

20

30

40

50

速比も可)とすれば良い。

【0025】

本発明によれば、ドライブ状態からニュートラル状態への切替えに先立ち、自動変速機構を、第2変速段より高速側の変速段から、逆駆動力伝達機構による第2変速段に変速させるので、逆駆動力によるタービン回転速度の上昇が的確に行われ、上記一時的な振動の抑制を効果的に行うことができる。

【0026】

一方、第1変速段においては、逆駆動力非伝達機構によって、平地での通常走行時に逆駆動力の伝達が行なわれない走行を行うことができる。一般的に平地での通常走行において、比較的低速側の変速段では、あまり強力なエンブレキ(逆駆動力が伝達されることによって発生する)は走行フィーリングを悪化させる要因となる。そこでそのような場合に、逆駆動力非伝達機構による第1変速段で走行することにより、逆駆動力を切り離し、エンブレキを抑制することにより良好な走行フィーリングを得ることができる。

【0027】

つまり本発明によれば、低速走行時に逆駆動力が伝達されない変速段(第1変速段)を確保しつつ、走行中にエンジンを自動停止させる際に、第1変速段よりは高速段であるが比較的低速段であって、逆駆動力の伝達される変速段(第2変速段)に予め切替えておくことによって、ドライブ状態からニュートラル状態への切替え時に発生する一時的な車両の振動を効果的に抑制することができる。

【0028】

請求項5に係る発明は、請求項3記載の車両のエンジン始動装置において、上記自動変速機構は、最低速段である第1変速段が、上記逆駆動力の伝達を切り離す逆駆動力非伝達機構によるものと、上記逆駆動力の伝達を可能とする逆駆動力伝達機構によるものとの何れかを選択して構成されるものであり、上記変速操作は、上記第1変速段より高速側の変速段から上記逆駆動力伝達機構による第1変速段に変速させるものであることを特徴とする。

【0029】

本発明によれば、ドライブ状態からニュートラル状態への切替えに先立ち、自動変速機構を、第1変速段より高速側の変速段から、逆駆動力伝達機構による第1変速段に変速させるので、逆駆動力によるタービン回転速度の上昇が的確に行われ、上記一時的な振動の抑制を効果的に行うことができる。

【0030】

一方、たとえば平地での通常走行時のように、あまりエンブレキが作用しないほうが好ましい場合には、逆駆動力伝達機構による第1変速段を選択することにより、逆駆動力を切り離し、エンブレキを抑制することにより良好な走行フィーリングを得ることができる。

【0031】

つまり本発明によれば、低速走行時に逆駆動力が伝達されない変速段(逆駆動力非伝達機構による第1変速段)を確保しつつ、走行中にエンジンを自動停止させる際に、逆駆動力の伝達される変速段(逆駆動力伝達機構による第1変速段)に予め切替えておくことによって、ドライブ状態からニュートラル状態への切替え時に発生する一時的な車両の振動を効果的に抑制することができる。

【0032】

請求項6に係る発明は、請求項1乃至5の何れか1項に記載の車両のエンジン始動装置において、上記自動変速機構は、上記ドライブ状態からニュートラル状態への切替えの際に、摩擦締結要素の締結または解放を伴うように構成され、上記緩衝制御は、上記摩擦締結要素の締結または解放に係る半締結期間を増大させるものであることを特徴とする。

【0033】

10

20

30

40

50

本発明によれば、クラッチプレート等の摩擦締結要素の締結または解放に係る半締結期間を増大させることにより、その締結または解放がゆっくり行われる。つまり単位時間あたりの伝達トルク変動が低減されるので、上記振動が効果的に抑制される。また、自動変速機構の変速特性を変更することなく、一時的な制御で対応することができる。この半締結期間の増大による緩衝制御は、上記変速操作による緩衝制御とは独立してなし得るので、これらを個別に行っても良く、併用しても良い。

【0034】

請求項7に係る発明は、請求項2乃至6の何れか1項に記載の車両のエンジン始動装置において、上記停止再始動制御手段は、上記燃料供給を停止する際のエンジン回転速度を、所定の目標エンジン回転速度とするように構成され、上記緩衝制御は、上記ドライブ状態からニュートラル状態への切替え時のエンジン回転速度が、上記目標エンジン回転速度よりも低くなるようなエンジン回転速度低下制御を行い、上記切替え後にエンジン回転速度を上記目標エンジン回転速度に収束させるものであることを特徴とする。

10

【0035】

本発明によれば、ドライブ状態からニュートラル状態への切替え時のエンジン回転速度を比較的低速としつつ、その後の燃料供給を停止する際のエンジン回転速度（目標エンジン回転速度）を比較的高速に設定することができる。

【0036】

ドライブ状態からニュートラル状態への切替え時のエンジン回転速度を低減させることにより、タービン回転速度との差を低減することができる。したがって、エンジン回転速度が比較的高い場合に比べて、元々の問題発生レベル（上記緩衝制御を行わない場合の一時的な振動の大きさ）を低減することができる。そして上記緩衝制御と併用することにより、その効果を一層確実かつ顕著に得ることができる。

20

【0037】

一方、上記目標エンジン回転速度を比較的高くすることにより、燃料供給を停止してからエンジンが完全に停止するまでのエンジン（クランク軸）の総回転数を相対的に増やすことができる。従って既燃ガスの掃気を充分に行うことができる。またエンジンが完全に停止するまでの時間が相対的に長くなるので、エンジン停止時のピストン停止位置を適正な範囲に導くエンジン自動停止制御を行い易くなる。

【0038】

請求項8に係る発明は、請求項7に記載の車両のエンジン始動装置において、所定の条件下での減速走行中、エンジンへの燃料供給を停止しつつも、駆動輪側からの逆駆動力によってエンジンを継続運転させる減速時燃料停止制御を行う減速時燃料停止制御手段を備え、上記停止再始動制御手段は、上記減速時燃料停止制御から上記エンジン自動停止制御に移行させる際に、一旦エンジンへの燃料供給を復帰させてから上記エンジン回転速度低下制御を行うことを特徴とする。

30

【0039】

本発明によれば、減速時燃料停止制御を行い、それに引き続いてエンジンの自動停止を行う場合においても、一旦エンジンへの燃料供給を復帰させることにより、上記緩衝制御の効果が充分得られる程度にエンジン回転速度を低下させた後、速やかにエンジン回転速度を上記目標回転速度まで高めることができる。したがって、円滑なエンジン自動停止制御を実行することができる。

40

【0040】

請求項9に係る発明は、請求項1乃至8の何れか1項に記載の車両のエンジン始動装置において、上記自動停止条件には、少なくともアクセルが解放状態であり、かつフットブレーキが作動中であるという条件を含むことを特徴とする。

【0041】

本発明によれば、上記一時的な振動が発生し易い条件、すなわち少なくともアクセルが解放状態であり、かつフットブレーキが作動中であるという条件のときに上記緩衝制御が適用されるので、上記一時的な振動を効果的に抑制することができる。なお、当明細書に

50

において、単にブレーキという場合は、このフットブレーキを指すものとする。

【発明の効果】

【0042】

以上の記載から明らかなように、本発明によると、停止再始動制御手段が、上記自動変速機構がドライブ状態で、かつ上記自動停止条件が成立したとき、上記エンジン自動停止制御の初期段階で上記自動変速機構を上記ドライブ状態から上記ニュートラル状態に切替え、その切替えの際、上記エンジン回転速度検知手段によって検知されるエンジン回転速度が、上記タービン回転速度検知手段によって検知されるタービン回転速度よりも所定値以上高い場合に、上記切替えに伴う一時的な車両の振動を緩和する緩衝制御を実行し、その後エンジン運転を継続させるための燃料供給を停止するように構成されているので、エンジン自動停止制御において自動変速機構をドライブ状態からニュートラル状態に切替えることにより再始動性を向上するとともに、その切替え時に発生する一時的な車両の振動を緩和することができる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0043】

以下、図面に基づいて本発明の実施の形態を説明する。

【0044】

図1および図2は本発明の一実施形態による4サイクル火花点火式エンジンの概略構成を示している。このエンジンには、シリンダヘッド10およびシリンダブロック11を有するエンジン本体1と、エンジン制御用のECU2(図5参照)とを備え、エンジン本体1には、複数の気筒(図示の実施形態では4つの気筒)12A~12Dが設けられている。各気筒12A~12Dにはコンロッドを介してクランク軸3に連結されたピストン13が嵌挿され、ピストン13の上方に燃焼室14が形成されている。

20

【0045】

各気筒12A~12Dの燃焼室14の頂部には点火プラグ15が装備され、そのプラグ先端が燃焼室14内に臨んでいる。さらに、燃焼室14の側方部には、燃焼室14内に燃料を直接噴射する燃料噴射弁16が設けられている。この燃料噴射弁16は、図略のニードル弁及びソレノイドを内蔵し、パルス信号が入力されることにより、そのパルス入力時期にパルス幅に対応する時間だけ駆動されて開弁し、その開弁時間に応じた量の燃料を噴射するように構成されている。そして、点火プラグ15付近に向けて燃料を噴射するように燃料噴射弁16の噴射方向が設定されている。なお、この燃料噴射弁16には図外の燃料ポンプにより燃料供給通路等を介して燃料が供給され、かつ、圧縮行程での燃焼室内の圧力よりも高い燃料圧力を与え得るように燃料供給系統が構成されている。

30

【0046】

また、各気筒12A~12Dの燃焼室14に対して吸気ポート17及び排気ポート18が開口し、これらのポート17,18に吸気弁19及び排気弁20が装備されている。これら吸気弁19及び排気弁20は、図外のカムシャフト等からなる動弁機構により駆動される。そして、後に詳述するように各気筒12A~12Dが所定の位相差をもって燃焼サイクルを行うように、各気筒12A~12Dの吸・排気弁19,20の開閉タイミングが設定されている。

40

【0047】

上記吸気ポート17および排気ポート18には、吸気通路21および排気通路22が接続されている。上記吸気ポート17に近い吸気通路21の下流側は、図2に示すように、各気筒12A~12Dに対応して独立した分岐吸気通路21aとされ、この各分岐吸気通路21aの上流端がそれぞれサージタンク21bに連通している。このサージタンク21bよりも上流側には共通吸気通路21cが設けられるとともに、この共通吸気通路21cには、アクチュエータ24により駆動されるスロットル弁23からなる吸気流量調節手段が配設されている。このスロットル弁23の上流側および下流側には、それぞれ吸気流量を検出するエアフローセンサ25と、吸気圧力(ブースト圧)を検出する吸気圧センサ26とが配設されている。

50

【 0 0 4 8 】

また、エンジン本体 1 には、タイミングベルト等によりクランク軸 3 に連結されたオルタネータ（発電機）2 8 が付設されている。このオルタネータ 2 8 は、図略のフィールドコイルの電流をレギュレータ回路 2 8 a で制御して出力電圧を調節できるように構成され、E C U 2 からの制御信号に基づき、通常時に車両の電気負荷および車載バッテリーの電圧等に対応した目標発電電流の制御が実行されるように構成されている。

【 0 0 4 9 】

さらに、上記エンジンには、クランク軸 3 の回転角を検出する 2 つのクランク角センサ 3 0 , 3 1 が設けられ、一方のクランク角センサ 3 0 から出力される検出信号に基づいてエンジンの回転速度が検出されるとともに、上記両クランク角センサ 3 0 , 3 1 から出力される位相のずれた検出信号に基づいてクランク軸 3 の回転方向および回転角度が検出されるようになっている。

10

【 0 0 5 0 】

また、上記エンジンでは、カムシャフトの特定回転位置を検出して気筒識別信号として出力するカム角センサ 3 2 と、エンジンの冷却水温度を検出する水温センサ 3 3 とが設けられ、さらに図 5 に示すように運転者のアクセル操作量に対応したアクセル開度を検出するアクセルセンサ 3 4 と、運転者がブレーキ操作を行ったことを検出するブレーキセンサ 3 5 と、車速を検出する車速センサ 3 8 とが設けられている。そしてそれぞれ出力される各検出信号が E C U 2 に入力されるようになっている。

【 0 0 5 1 】

また、エンジンは、図 3 に示すように、その出力軸であるクランク軸 3 を通じて自動変速機構 5 0 に接続されている。この自動変速機構 5 0 は、クランク軸 3 に連結されたトルクコンバータ 5 1 と、このトルクコンバータ 5 1 の出力軸であるタービンシャフト 5 9 に連結された多段変速機構 5 2 とを備え、これらに含まれる複数の摩擦要素 6 7 ~ 7 1 を断続させることにより、車輪側への駆動力の伝達が切り離されたニュートラル状態と、車輪側への駆動力の伝達が可能なドライブ状態とに切替え可能に構成されている。

20

【 0 0 5 2 】

上記トルクコンバータ 5 1 は、クランク軸 3 に連結されたポンプカバー 5 3 と、このポンプカバー 5 3 に一体に形成されたポンプインペラ 5 4 と、これに対向するように設置されたタービン（タービンライナ）5 5 と、その間でワンウェイクラッチ 5 6 を介してケース 5 7 に取付けられたステータ 5 8 とを備えている。上記ポンプカバー 5 3 内の空間には、作動流体としてのオイル（作動油）が充満され、ポンプインペラ 5 4 の駆動力がこの作動油を介してタービン 5 5 に伝達されるものとなされている。そして、タービン 5 5 に連結されたタービンシャフト 5 9 を介して多段変速機構 5 2 との間で駆動力の伝達が行なわれる。

30

【 0 0 5 3 】

そして、ケース 5 7 には、このタービン 5 5 の回転速度を検出するタービン用回転センサ 3 6 が、タービンシャフト 5 9 と一体的に回転するフォワードクラッチ 6 7 の外周面に対向した状態で設けられている。具体的にはこのタービン用回転センサ 3 6 は、先端部がフォワードクラッチ 6 7 のドラムの外周面に対向して配置され、ドラム外周面に設けられたスプライン状の凹凸がドラムの回転によって変位することによって生じる誘導電圧の周期的変化を検知することにより、上記タービンシャフト 5 9 の回転速度を通じてタービン 5 5 の回転速度を検出するように構成されている。

40

【 0 0 5 4 】

ポンプインペラ 5 4 には中空回転シャフト 6 0 が連結され、このシャフト 6 0 の後端部（エンジン本体 1 側と反対側の端部）にオイルポンプ 6 1 が取付けられている。ケース 5 7 内にはこのオイルポンプ 6 1 とは別に電動オイルポンプ 6 2（図 5 参照）が設けられ、これらの各オイルポンプ 6 1 , 6 2 が切換弁 9 1 を介して油圧制御機構 6 3（図 5 参照）に接続されている。そして、E C U 2 からの切替え信号に基づいて切換弁 9 1 がオイルポンプ 6 1 と電動オイルポンプ 6 2 との間で切替え制御を行う。その他、E C U 2 は、油圧

50

制御機構 63 の油路（流体路）の切替えやライン圧（摩擦要素 67 ~ 71 の締結中の油圧）の設定、摩擦要素 67 ~ 71 の締結や解放時の過渡的な油圧制御等を行い、摩擦要素 67 ~ 71 を断続（締結、解放）させるように構成されている。

【0055】

ここで、オイルポンプ 61 とは別に電動オイルポンプ 62 を設けているのは、エンジンの停止時や始動初期にエンジン回転速度が十分でないために、オイルポンプ 61 によっては所望のライン圧を供給し難い場合に、ライン圧を確保するためであり、この観点からオイルポンプ 61 と電動オイルポンプ 62 との切替えのタイミングが設定されている。

【0056】

トルクコンバータ 51 には、更に上記ポンプカバー 53 とタービン 55 との間に介設され、該カバー 53 を介してクランク軸 3 とタービン 55 とを直結するロックアップクラッチ 64 が設けられている。このロックアップクラッチ 64 は、上記オイルポンプ 61 および電動オイルポンプ 62 に油圧制御機構 63 を介して接続されており、車速に応じてこの油圧制御機構 63 に設けられた各種ソレノイドバルブをオン・オフ制御することにより油路が切替えられてロックアップクラッチ 64 が断続されるようになっている。

10

【0057】

一方、多段変速機構 52 は、第 1 および第 2 遊星ギヤ機構 65, 66 と、この遊星ギヤ機構 65, 66 を含む動力伝達経路を切替える締結要素（クラッチプレートやバンドブレーキ等の複数の摩擦要素 67 ~ 71 及びワンウェイクラッチ 72）とを備え、シフトレンジ（Dレンジ、Nレンジ、Rレンジ等）に応じ、これらの締結要素 67 ~ 72 を断続して前進速、ニュートラル状態、後退速を切替えるように構成されている。

20

【0058】

なお、当明細書で用いる「ドライブ状態」や「ニュートラル状態」とは、必ずしも変速レバー等によるシフト操作位置（DやN）を示すものではなく、駆動力の伝達状態に基づいた実質的な自動変速機構 50 の状態を言う。従って、変速レバー等によるシフト操作位置が Dレンジポジションのまま、各ソレノイドバルブの制御によって自動変速機構 50 を駆動力の伝達が切り離された状態としたものもニュートラル状態に含む。

【0059】

第 1 および第 2 遊星ギヤ機構 65, 66 は、それぞれ、サンギヤ 65a, 66a と、これらのサンギヤ 65a, 66a の周りに配置され、これらに噛合する複数個（例えば各 3 個）の遊星ギヤ 65b, 66b と、これらの遊星ギヤ 65b, 66b を支持するキャリア 65c, 66c と、遊星ギヤ 65b, 66b の周りを取り囲むように配置され、これらに噛合するリングギヤ 65d, 66d とを備え、第 1 遊星ギヤ機構 65 のリングギヤ 65d と第 2 遊星ギヤ機構 66 のキャリア 66c とが連結されているとともに、第 1 遊星ギヤ機構 65 のキャリア 65c と第 2 遊星ギヤ機構 66 のリングギヤ 66d とが連結され、各遊星ギヤ機構 65, 66 が連動し得るものとなされている。

30

【0060】

摩擦要素は、上記タービンシャフト 59 および第 1 遊星ギヤ機構 65 のサンギヤ 65a の間に介在するフォワードクラッチ 67 と、タービンシャフト 59 と第 2 遊星ギヤ機構 66 のサンギヤ 66a との間に介在するリバースクラッチ 68 と、タービンシャフト 59 と第 2 遊星ギヤ機構 66 のキャリア 66c との間に介在する 3 - 4 クラッチ 69 と、第 2 遊星ギヤ機構 66 のサンギヤ 66a を固定する 2 - 4 ブレーキ 70 と、第 1 遊星ギヤ機構 65 のリングギヤ 65d 及び第 2 遊星ギヤ機構 66 のキャリア 66c を固定するローリバースブレーキ 71 等とを備える。またワンウェイクラッチ 72 は、リングギヤ 65d 及びキャリア 66c の一方（クランク軸 3 の駆動方向）への回転のみを可能ならしめ（アンロック）、逆方向へは回転しないようにロックする。これらの締結要素 67 ~ 72 が断続されて出力ギヤ 73 に繋がる動力伝達経路が変更ないし断絶されるものとなされている。

40

【0061】

そして、この出力ギヤ 73 が回転することにより、駆動力が駆動輪側、すなわち伝動ギヤ 74, 75, 76 および差動機構 77 を介して左右の車軸 78, 79 に伝達されるよう

50

になっている。車軸 7 8 , 7 9 は、図外の車輪（駆動輪）と一体回転するように構成されている。

【 0 0 6 2 】

図 4 は、締結要素 6 7 ~ 7 2 の断続状態と変速段との関係を示す図である。図 4 において、印は各摩擦要素 6 7 ~ 7 1 が締結された状態を示し、印はワンウェイクラッチ 7 2 が、駆動時（エンジンからの駆動力が駆動側へ向かう場合）にはロックされて駆動力を伝達可能とし、逆駆動時（駆動側からの逆駆動力がエンジン側へ向かう場合）にはアンロックされて逆駆動力を伝達しないことを示す。無印は各締結要素 6 7 ~ 7 2 が解放またはアンロックされた状態を示している。従って、N レンジでは、全ての締結要素 6 7 ~ 7 2 が解放 / アンロックされ、D レンジの第 1 速段ではフォワードクラッチ 6 7 が締結され 10
るとともにワンウェイクラッチ 7 2 が駆動側ロック状態かつ逆駆動側アンロック状態とされ、第 2 速段ではフォワードクラッチ 6 7 および 2 - 4 ブレーキ 7 0 が締結され、第 3 速段ではフォワードクラッチ 6 7 および 3 - 4 クラッチ 6 9 が締結され、第 4 速段では 3 - 4 クラッチ 6 9 および 2 - 4 ブレーキ 7 0 が締結されている。また L レンジの第 1 速段ではフォワードクラッチ 6 7 およびローリバースブレーキ 7 1 が締結されるとともにワンウェイクラッチ 7 2 が駆動側ロック状態かつ逆駆動側アンロック状態とされる。

【 0 0 6 3 】

なお図 4 は、全てのシフトレンジやギヤ・ポジションを網羅するものではなく、当実施形態の説明に直接関与しない部分は省略して示している。

【 0 0 6 4 】

図 5 は当実施形態のエンジン始動装置のブロック図である。E C U 2 は、C P U , R O M , R A M 等を備えたコンピュータ等からなり、具体的には、予め R O M (又は R A M) に記憶されているプログラムが C P U によって実行されることによって、車両の各種動作等が制御される。E C U 2 は、上記各センサ 2 5 , 2 6 , 3 0 ~ 3 6 , 3 8 からの信号を受け、上記燃料噴射弁 1 6 に対して燃料噴射量及び噴射時期を制御する信号を出力するとともに、点火プラグ 1 5 に対して点火時期制御信号を出力し、かつ、スロットル弁 2 3 のアクチュエータ 2 4 に対してはスロットル開度を制御するための制御信号を出力し、さらにオルタネータ 2 8 のレギュレータ回路 2 8 a に対して発電量を制御する信号を出力する。

【 0 0 6 5 】

また、E C U 2 は、上記各センサ 2 5 , 2 6 , 3 0 ~ 3 6 , 3 8 からの信号を受け、油圧制御機構 6 3 の元圧の供給元をオイルポンプ 6 1 と電動オイルポンプ 6 2 との間で切り換える切換信号を切換弁 9 1 に出力するとともに、油圧制御機構 6 3 (具体的にはこれに含まれるソレノイドバルブ等) に対して各摩擦要素 6 7 ~ 7 1 の作動圧を調圧する信号を出力する。

【 0 0 6 6 】

そして、E C U 2 は、所定のエンジン自動停止条件が成立したときに、燃料の供給を停止して自動的にエンジンを停止させるとともに、このエンジンの自動停止動作期間中、或いはエンジンの自動停止後、乗員によるアクセルやブレーキの操作等により所定のエンジン再始動条件が成立したときに、エンジンの燃焼によるエネルギーにより自動的にエンジンを再始動させる停止再始動制御手段 2 a を備えている。

【 0 0 6 7 】

また E C U 2 は、スロットル開度が全閉ないし全閉付近であって、減速中であり、かつ自動変速機構 5 0 が逆駆動の伝達可能状態であるときに燃料の供給を停止する減速時燃料停止制御手段 2 b を備えている。この燃料供給の停止は、エンジン（クランク軸 3 ）の停止を意図するものではなく、燃料供給を停止しても駆動側からの逆駆動力によってクランク軸 3 が継続回転し得ることを利用して、燃費向上、C O ₂ 排出量削減等のために燃料供給を停止するものである。従って、エンジン回転速度が所定値（たとえば 1 2 0 0 r p m ）以下に低下すると、エンジン停止を避けるために燃料供給を復帰させるように構成されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 6 8 】

図 6 は、自動変速機構 5 0 の変速パターンを示すシフトマップの一部である。横軸に車速 (k m / h)、縦軸にスロットル開度 (スロットル弁 2 3 の開度) (%) を示す。図を簡潔にするため、低開度領域 (スロットル開度 5 0 % 以下) におけるロックアップ O F F 線およびダウンシフト線 (2 1 変速、3 2 変速、4 3 変速) のみを示している。E C U 2 は、このシフトマップに基づき、車速とスロットル開度に応じた最適な変速段を随時選択し、油圧制御機構 6 3 (のソレノイドバルブ) に信号を出してその変速段となるように自動変速機構 5 0 を制御する。

【 0 0 6 9 】

図 6 に示すように、低スロットル開度領域では、2 1 変速線と 3 2 変速線とが重なっている。これは、この領域においては 3 1 変速がなされることを意味している。このようにすることにより、低スロットル開度領域での減速走行時に 3 2 1 と頻繁に変速がなされることが防止され、走行フィーリングの向上が図られる。

10

【 0 0 7 0 】

次に、当実施形態のエンジンの始動装置の作動について説明する。先ず自動変速機構 5 0 の作動について述べる。

【 0 0 7 1 】

図 7 は、D レンジおよび L レンジ第 1 速における自動変速機構 5 0 の駆動側の駆動力伝達経路および各部の回転方向を示す模式図である。この図において、左手前側から見て左回転を正転方向、右回転を逆転方向とする。エンジンが通常の運転状態にあるとき、タービンシャフト 5 9 は正転方向に回転する。また車両が前進状態にあるとき、伝動ギヤ 7 6 は車軸 7 8 , 7 9 と一体となって正転方向に回転する。

20

【 0 0 7 2 】

図 7 に示す第 1 速のとき、タービンシャフト 5 9 が正転方向に回転しつつ、その回転と駆動力がフォワードクラッチ 6 7 を介してサンギヤ 6 5 a に伝達される。さらにそれが遊星ギヤ 6 5 b に伝達され、この遊星ギヤ 6 5 b は逆転方向に回転する。ここで、D レンジおよび L レンジにおいてワンウェイクラッチ 7 2 がロックされる (経路 で示す) ことによって、また L レンジにおいてはさらにローリバースブレーキ 7 1 が締結される (経路 で示す) ことによって、リングギヤ 6 5 d の逆転方向の回転が規制されているので、遊星ギヤ 6 5 b は、その支持軸 (キャリヤ 6 5 c) を中心に逆転方向に回転しつつ、キャリヤ 6 5 c と一体的にサンギヤ 6 5 a の周囲を正転方向に回転する。つまりキャリヤ 6 5 c が正転方向に回転する。このキャリヤ 6 5 c の正転方向の回転と駆動力が出力ギヤ 7 3 および伝動ギヤ 7 4 , 7 5 , 7 6 に伝達される。以下図 3 に示すように差動機構 7 7 を介して車軸 7 8 , 7 9 へと伝達される。

30

【 0 0 7 3 】

なお、キャリヤ 6 5 c は、リングギヤ 6 6 d と連結されているので、リングギヤ 6 6 d は正転方向に回転する。またキャリヤ 6 6 c はリングギヤ 6 5 d と連結されており、リングギヤ 6 5 d がワンウェイクラッチ 7 2 のロックまたはローリバースブレーキ 7 1 の締結によって停止しているので、キャリヤ 6 6 c も停止する。したがって、遊星ギヤ 6 6 b は正転方向に回転する。そして遊星ギヤ 6 6 b に噛合するサンギヤ 6 6 a は逆転方向に回転する。

40

【 0 0 7 4 】

一方、逆駆動側の逆駆動力伝達経路は、L レンジ第 1 速では図 7 に示す状態と同径路で逆方向 (伝動ギヤ 7 6 が入力側、タービンシャフト 5 9 が出力側) となる。各部の回転方向は同方向である。このような逆駆動伝達経路を成立させるためには、リングギヤ 6 5 d の正転方向の回転が規制 (駆動時とは逆方向) されていなければならない。L レンジ第 1 速ではローリバースブレーキ 7 1 が締結しており、リングギヤ 6 5 d の回転が正逆何れの方法にも規制されている (経路) のので、この逆駆動伝達経路が成立するのである。逆駆動力が伝達される場合の特徴として、エンジンブレーキが効果的に作動すること、車速とギヤ比との関係によってはタービンシャフト 5 9 の回転速度 (タービン回転速度) がエン

50

ジン回転速度よりも高くなる場合があること等がある。

【 0 0 7 5 】

ところが、Dレンジ第1速では、上記の逆駆動伝達経路が成立しない。これは、ローリバースブレーキ71が解放状態となっているために、リングギヤ65dの正転方向（駆動時とは逆）の回転が規制されず（経路が成立しない）、ワンウェイクラッチ72もリングギヤ65dの逆転方向の回転は規制するものの正転方向の回転は規制しない（経路が成立しない）からである。逆駆動力が伝達されない場合の特徴として、エンジンプレーキが殆ど利かないこと、タービン回転速度がエンジン回転速度よりも常に低いか、高くても同等程度であること等がある。

【 0 0 7 6 】

図8は、Dレンジ第2速における自動変速機構50の駆動側の駆動力伝達経路および各部の回転方向を示す模式図である。回転方向の定義は図7に準ずる。

【 0 0 7 7 】

このDレンジ第2速は、図4に示すように、フォワードクラッチ67が締結しているDレンジ第1速の状態から、さらに2-4ブレーキ70を締結させたものである。上述したように、Dレンジ第1速ではサンギヤ66aが逆転方向に回転している。この状態から2-4ブレーキ70を締結させると、サンギヤ66aが停止する。このため、遊星ギヤ66bは、その支持軸（キャリア66c）を中心に正転方向に回転しつつ、キャリア66cと一体的にサンギヤ66aの周囲を正転方向に回転する。つまりDレンジ第1速ではワンウェイクラッチ72によって逆転方向の回転が規制され、停止していたキャリア66cが正転方向に回転するのである。

【 0 0 7 8 】

このとき、遊星ギヤ65bは、第1速と同様、キャリア65cを中心に逆転方向に回転しつつ、キャリア65cと一体的にサンギヤ65aの周囲を正転方向に回転する。この場合、第1速と異なり、リングギヤ65dが正転方向に回転しているのでキャリア65cの回転速度は第1速の場合よりも相対的に速くなる。但しタービンシャフト59の回転速度よりは減速されている。以下第1速と同様、キャリア65cの正転方向の回転と駆動力が出力ギヤ73および伝動ギヤ74, 75, 76へと伝達される。

【 0 0 7 9 】

一方、逆駆動側の逆駆動力伝達経路は、図8に示す状態と同径路で逆方向（伝動ギヤ76が入力側、タービンシャフト59が出力側）となる。各部の回転方向は同方向である。このような逆駆動伝達経路を成立させるためには、サンギヤ66a正転方向の回転が規制（駆動時とは逆）されていなければならない。2-4ブレーキ70が締結することにより、サンギヤ66aの回転が正逆何れの方法にも規制されているので、この逆駆動伝達経路が成立している。

【 0 0 8 0 】

図9は、Dレンジ第3速における自動変速機構50の駆動側の駆動力伝達経路および各部の回転方向を示す模式図である。回転方向の定義は図7に準ずる。

【 0 0 8 1 】

このDレンジ第3速は、図4に示すように、フォワードクラッチ67と3-4クラッチ69とが締結している状態である。

【 0 0 8 2 】

図9に示す第3速のとき、タービンシャフト59が正転方向に回転しつつ、その回転と駆動力がフォワードクラッチ67を経由する第1の経路と3-4クラッチ69を経由する第2の経路とに分散される。第1の経路では、駆動力がフォワードクラッチ67を介してサンギヤ65aに伝達される。さらにそれが遊星ギヤ65bを介してリングギヤ65dに伝達される。つまりサンギヤ65a, キャリア65cおよびリングギヤ65dはタービンシャフト59と等しい回転速度で一体回転する。一方、第2の経路では、駆動力が3-4クラッチ69を介してキャリア66cに等速で伝達される。

【 0 0 8 3 】

10

20

30

40

50

つまり、第1の経路と第2の経路とに分散された駆動力はリングギヤ65dで合流し、キャリア65cから出力ギヤ73へと出力される。結局、タービンシャフト59から入力された駆動力に等しい駆動力が、タービンシャフト59の回転速度と同速度で出力ギヤ73に出力される(直結状態)。その後、伝動ギヤ74, 75, 76に伝達され、以下図3に示すように差動機構77を介して車軸78, 79へと伝達される。

【0084】

一方、逆駆動側の逆駆動力伝達経路は、図9に示す状態と同径路で逆方向(伝動ギヤ76が入力側、タービンシャフト59が出力側)となる。各部の回転方向は同方向である。

【0085】

第3速では、サンギヤ65a, キャリア65c, リングギヤ65d, キャリア66c等が一体回転している直結状態なので、逆駆動伝達経路も成立している。

10

【0086】

Dレンジ第4速における自動変速機構50の各部の作動についての説明は省略するが、図4に示すように3-4クラッチ69と2-4ブレーキ70とが締結し、タービンシャフト59から入力された駆動力がタービンシャフト59の回転速度よりも増速されてキャリア65cに伝達される。以下同様に出力ギヤ73, 伝動ギヤ74, 75, 76および差動機構77を介して車軸78, 79へと伝達される。

【0087】

また2-4ブレーキ70が締結することにより、サンギヤ66aの回転が正逆何れの方法にも規制されているので、逆駆動力の伝達がなされる。つまり逆駆動伝達経路が成立している。

20

【0088】

以上説明したように、自動変速機構50は、第1速、第2速、第3速、第4速と切替わるに従って、次第に高速段となるように構成されている。また逆駆動力は、Dレンジ第1速では伝達されず、Lレンジ第1速、Dレンジ第2速、第3速、第4速では伝達される。

【0089】

次に、停止再始動制御手段2aによるエンジンの自動停止、再始動時の動作について説明する。

【0090】

図10は、エンジンを自動停止させる際の圧縮行程気筒と膨張行程気筒との関係を示す図である。圧縮行程気筒とは、特定の気筒を指すものではなく、気筒12A~12Dのうちの何れかの気筒であって、エンジン停止時に圧縮行程となっている気筒、或いは圧縮行程となることになる気筒のことである。同様に膨張行程気筒とは、エンジン停止時に膨張行程となっている気筒、或いは膨張行程となることになる気筒のことである。図10(a)は圧縮行程気筒および膨張行程気筒のピストン13の位置関係を示す図であり、図10(b)はピストン13の停止位置と各気筒内の空気量との関係を示す図である。

30

【0091】

当実施形態のエンジンは4気筒4サイクルエンジンなので、図10(a)に示すように、圧縮行程気筒と膨張行程気筒とでは、それぞれ位相が180°CAだけずれており、ピストン13の位置および移動方向が逆位相となっている。すなわち白抜き矢印で示すように、圧縮行程気筒においてピストン13がTDC(上死点)方向に移動するとき、膨張行程気筒ではピストン13がBDC(下死点)方向に移動する。

40

【0092】

この動作を利用して、当実施形態では、自動停止させたエンジンを再始動させる際、膨張行程気筒での燃焼に先立って、圧縮行程気筒で燃焼を行わせることにより、そのピストン13をいったん逆方向に、BDCを越えない程度に押し下げようとしている(クランク軸3は一時的に逆方向に回転する)。これによって膨張行程気筒のピストン13もいったん逆方向、つまりTDC方向に移動する。そうすると膨張行程気筒内の空気(燃料噴射後は混合気となる)が圧縮される。そこで圧縮された混合気に点火して燃焼させることにより、強い力でピストン13を反転させてBDC方向に押し下げる。すなわちクランク軸

50

3の回転方向を逆転から正転に向かわせる。このように、エンジンをいったん逆転させてから膨張行程気筒で燃焼させることにより、単に膨張行程気筒で燃焼させるよりも強い正転方向の駆動トルクが得られ、エンジンの再始動性が向上される。

【0093】

このように、再始動モータ等を使用することなく、特定の気筒に噴射された燃料に点火するだけでエンジンが適正に再始動するように構成されているが、上記膨張行程気筒の混合気を燃焼させることにより得られる燃焼エネルギーは、全てがクランク軸3からの出力となるわけではなく、膨張行程気筒に続いて圧縮上死点を迎える気筒（当実施形態では圧縮行程気筒および吸気行程気筒）がその圧縮反力に打ち勝って圧縮上死点を超えるためにも消費される。従って、その消費分を差し引いてもクランク軸3に正転方向の駆動力が残っていないなければならない。そのため、初期状態（エンジン停止状態）の膨張行程気筒内に十分な空気量を確保しておく必要がある。一方、圧縮行程気筒にも、最初にクランク軸3を逆転させて膨張行程気筒内の空気を圧縮させるに足る空気量を確保しておく必要がある。

10

【0094】

図10(b)は、横軸に膨張行程気筒のピストン停止位置（ATDC°CA：上死点後のクランク角）、縦軸に膨張行程気筒および圧縮行程気筒の筒内空気量を示す。何れの気筒も停止後ある程度の時間が経過しており、筒内が略大気圧となった状態での空気量である。上述のように、膨張行程気筒のピストン13と圧縮行程気筒のピストン13とは逆位相なので、一方の空気量が増大する（ピストン13がBDC方向に移動する）と他方の空気量が減少する（ピストン13がTDC方向に移動する）。

20

【0095】

そこで、圧縮行程気筒での燃焼エネルギーをある程度確保しつつ、膨張行程気筒での大きな燃焼エネルギーを得るためには、膨張行程気筒のピストン13を、行程中央よりもややBDC寄り、例えば100～120ATDC°CAの範囲内（図10(b)に示す範囲R内）に停止させれば好適である。以下、この範囲を適正範囲Rと称する。

【0096】

膨張行程気筒のピストン13を適正範囲R内に停止させる制御の具体的手法は種々あるが、当実施形態の停止再始動制御手段2aは、後述するように主にスロットル弁23の開度を調節することによって吸気流量を増減させる制御を行っている。

30

【0097】

図11は、エンジンを自動停止させる際のタイムチャートである。横軸に時間 t (s)、縦軸にエンジン回転速度 N_e (rpm)、タービン回転速度 N_t (rpm)、車速 V (km/h)、自動変速機構50の状態ATおよびスロットル開度 K (%)をそれぞれ示す。

【0098】

図11を参照して停止再始動制御手段2aによる自動停止制御の概要を説明する。この自動停止制御の主目的は、エンジンの自動停止条件成立時点 t_0 の後、時点 t_2 で燃料供給を停止(F/C)し、エンジン完全停止時点 t_5 における膨張行程気筒のピストン停止位置を適正範囲R内に導くことにある。

40

【0099】

停止再始動制御手段2aは、膨張行程気筒のピストンが適正範囲R内に停止する確率を高めるため、燃料供給停止時点 t_2 に先立つ時点 t_1 において、自動変速機構50を、ドライブ状態D（図11ではD2）からニュートラル状態Nに切替えている。さらに、このD-N切替え時に発生する振動によって乗員が違和感を抱かないように緩衝制御を行っている。具体的には、D-N切替え時点 t_1 に先立つ自動停止条件成立時点 t_0 において、自動変速機構50にD3-D2変速を行わせている。

【0100】

図11を参照して、この自動停止制御について更に詳しく説明する。まず自動停止条件成立時点 t_0 でエンジンの自動停止条件が成立している。当実施形態の自動停止条件は、

50

例えばアクセルOFF、ブレーキON、車速17km/h以下、ステアリングの舵角が所定値以下、バッテリー電圧が所定値以上、等の条件が全て満たされたときに成立するようになっている。図11では、車速以外の条件が時点t0以前に既に成立しており、車速の低下に伴って時点t0で自動停止条件が成立したものである。

【0101】

時点t0における自動変速機構50の状態は、D3状態である。すなわち、図6に示すシフトマップにおいて、ポイントV2の状態である。従って、仮に時点t0において自動停止条件が成立しなければ、そのまま車速Vを減じ、ポイントV1(例えば7~12km/h程度に設定される)でD3→D1変速がなされることになる。しかし時点t0で自動停止条件が成立したことにより、停止再始動制御手段2aは自動停止制御を開始し、燃料供給停止時点t2に至るまでの準備を行う。図6に示す通常のシフトマップには設定されていないD3→D2変速を行わせるのは、その準備の一環である。

10

【0102】

このD3→D2変速は、後の時点t1で行われるD→N切替えに伴う一時的な車両の振動を緩和する緩衝制御となっている。この緩衝制御について、以下詳しく説明する。

【0103】

自動停止条件成立時点t0において、エンジン回転速度Neはタービン回転速度Ntよりも高回転となっている。つまりエンジンから自動変速機構50を介して駆動輪に駆動力が伝達されている状態である。仮に、自動停止条件成立時点t0で緩衝制御を行うことなく、直ちにD→N切替えを行わせると、ドライブ状態の駆動力がニュートラル状態にされたことによって切り離され、それに伴って比較的大きな負の加速度(一時的な急減速)が生じ、振動となる。この振動はあまり大きなものではないが、運転者にとっては何ら操作の伴わないタイミングで不意に発生するため、違和感を与え易く、走りの滑らかさや高級感を損なう虞がある。

20

【0104】

そこで当実施形態のように、D→N切替えに先立ち、緩衝制御として自動変速機構50にD3→D2変速を行わせると、上述の逆駆動伝達機構によって、D3とD2とのギヤ比の差に相当する分だけタービン回転速度Ntが上昇する。そしてタービン回転速度Ntがエンジン回転速度Neよりも高くなった時点t1では、もはやエンジンから駆動輪への駆動力の伝達はなされていない。従って、この時点t1においてD→N切替えを行っても、駆動力の伝達が切り離されることによる振動が発生しないのである。

30

【0105】

なお、この緩衝制御は、必ずしもD3→D2変速を行わせるものではなく、必要に応じてD3→L1変速を行わせても良い。上述のように、Lレンジ第1速も逆駆動伝達機構によるので、タービン回転速度Ntを上昇させる作用を有する。しかも第1速は第2速よりも低速側なので、タービン回転速度Ntをより大きく上昇させることができる。当実施形態では、自動停止条件成立時点t0におけるエンジン回転速度Neとタービン回転速度Ntとの差が比較的小さく、D3→D2変速によるタービン回転速度Ntの上昇で十分な緩衝効果が得られる場合にはD3→D2変速を選択し、エンジン回転速度Neとタービン回転速度Ntとの差が比較的大きく、より大きなタービン回転速度Ntの上昇を必要とする場合にはD3→L1変速を選択するようにしている。

40

【0106】

なお、自動停止条件成立時点t0におけるDレンジ第3速の状態、既にタービン回転速度Ntがエンジン回転速度Neより高くなっている場合、ないしはタービン回転速度Ntがエンジン回転速度Neよりも低い、その差が所定値(エンジンから駆動輪に至るパワートレインの特性に応じて適宜設定される)より小さく、上記振動が問題にならないレベルの場合は、この緩衝制御を省略するように構成されている。

【0107】

上記緩衝制御を、より効果的に行うために、当実施形態の停止再始動制御手段2aは、自動停止条件成立時点t0からD→N切替え時点t1の間、回転速度低下制御を行って

50

る。以下、回転速度低下制御について詳しく説明する。

【0108】

当実施形態では、膨張行程気筒のピストン13を、より確実に適正範囲R内に停止させるため、燃料供給停止時点 t_2 のエンジン回転速度 N_e を、目標回転速度 N_1 として設定している。すなわちエンジン回転速度 N_e が目標回転速度 N_1 となった時点 t_2 で燃料供給を停止するのである。目標回転速度 N_1 は、例えば860rpmに設定されており、通常のアイドル回転速度(例えば650rpm)よりも高回転となっている。このように比較的高い目標回転速度 N_1 で燃料供給停止を行うことにより、エンジン完全停止時点 t_5 までのクランク軸3の総回転数を相対的に増やすことができる。従って既燃ガスの掃気を充分に行うことができる。またエンジン完全停止時点 t_5 までの時間が相対的に長なるので、エンジン停止時のピストン停止位置を適正な範囲に導くエンジン自動停止制御を行い易くなる。

10

【0109】

自動停止条件が成立した時点 t_0 においては、上記のようにアクセルOFF、すなわちスロットル開度 $K=0\%$ であるから、エンジン回転速度 N_e はアイドル回転速度に向けて低下中となっている。従って、自動停止条件成立時点 t_0 の時点で、エンジン回転速度 N_e が目標回転速度 N_1 よりも高い場合は、目標回転速度 N_1 より低くならないようにエンジン回転速度 N_e を目標回転速度 N_1 に収束させ、エンジン回転速度 N_e が目標回転速度 N_1 よりも低い場合には、直ちにスロットル開度 K を増大させる等してエンジン回転速度 N_e を目標回転速度 N_1 に向けて上昇させるようにすれば、最短で燃料供給停止時点 t_2 に到達することができる。

20

【0110】

しかし当実施形態の停止再始動制御手段2aは、自動停止条件成立時点 t_0 時点において、或いは自動停止条件成立時点 t_0 以降において、たとえエンジン回転速度 N_e が目標回転速度 N_1 よりも低くても直ちにエンジン回転速度 N_e を上昇させる制御を行わず、D/N切替え時点 t_1 まではエンジン回転速度 N_e の低下を継続させるエンジン回転速度低下制御を行うように構成されている。

【0111】

この回転速度低下制御によると、相対的にD/N切替え時点 t_1 でのエンジン回転速度 N_e が低減される。つまりタービン回転速度 N_t がエンジン回転速度 N_e より高くなる可能性を高め、またタービン回転速度 N_t がエンジン回転速度 N_e より低くても、その差を低減することができる。従って、上記緩衝制御の効果を、一層確実かつ顕著に得ることができる。

30

【0112】

上述のような緩衝制御を伴うD/N切替えを行った時点 t_1 以降、自動変速機構50がニュートラル状態となる。また回転速度低下制御が解除され、スロットル開度 K が例えば15%程度まで増大されてエンジン回転速度 N_e が目標回転速度 N_1 に向けて上昇を開始する。そしてエンジン回転速度 N_e が目標回転速度 N_1 に収束した時点 t_2 で、燃料の供給が停止される。

【0113】

図12は、図11の時点 t_2 以降を別の観点から詳細に示すタイムチャートである。横軸に時間 t (s)、縦軸にエンジン回転速度 N_e (rpm)、スロットル開度 K (%)、ブースト圧(吸気圧力) B_t (mmHg)および各気筒12A~12Dにおける行程の推移をそれぞれ示す。なお、図12ではエンジンの完全停止時(時点 t_5)に膨張行程にある気筒は気筒12Aとなっている。以下便宜上、気筒12Aを膨張行程気筒12Aと想定して説明を進める。他の気筒も同様に圧縮行程気筒12C、吸気行程気筒12Dおよび排気行程気筒12Bと称する。

40

【0114】

図12に示すように、時点 t_2 で燃料噴射が停止されると、クランク軸3等が有する運動エネルギーが摩擦抵抗による機械的な損失や、各気筒12A~12Dのポンプ仕事によ

50

って消費されることにより、エンジンのクランク軸 3 は惰性で数回転し、4 気筒 4 サイクルのエンジンでは 10 回前後の圧縮上死点を迎えた後に停止する。

【0115】

このピストン 13 の停止位置は、エンジン完全停止直前の膨張行程気筒 12 A 内の空気量と圧縮行程気筒 12 C 内の空気量とのバランスにより略決定されるとともに、エンジンの摩擦抵抗等の影響を受け、最後の圧縮上死点を越えた時点 t_4 におけるエンジンの回転慣性、つまりエンジン回転速度 N_3 の高低によっても変化する。

【0116】

したがって、膨張行程気筒 12 A のピストン 13 を適正範囲 R 内に停止させるためには、まず膨張行程気筒 12 A および圧縮行程気筒 12 C に十分な空気を供給しつつ、膨張行程気筒 12 A の空気量が圧縮行程気筒 12 C の空気量よりも多くなるように、両気筒 12 A, 12 C に対する吸気流量を調節する必要がある。

10

【0117】

このために、当実施形態では、燃料供給停止時点 t_2 でスロットル開度 K を大きな値（例えば全開時の 30% 程度の開度）に設定することによりブースト圧 B_t を高め、膨張行程気筒 12 A および圧縮行程気筒 12 C の両方に所定量の空気を吸入させた後、エンジンの回転速度 N_e が予め設定された基準速度 N_2 （例えば 760 rpm 程度）以下に低下したことが確認された時点 t_3 で、スロットル開度 K を低減することにより上記吸入空気量を調節するようにしている。

【0118】

20

ところで、エンジンの回転速度 N_e が目標回転速度 N_1 となった時点 t_2 で燃料噴射を停止し、その後の所定期間に亘りスロットル弁 23 を開弁状態に維持するようにして、惰性により回転するエンジンの各気筒 12 A ~ 12 D に設けられたピストン 13 が圧縮上死点を通過する際の上死点回転速度 n_e を計測するとともに、エンジンの停止時点における膨張行程気筒 12 A のピストン位置を調べると、エンジンが停止状態となる前の 6 番目 ~ 2 番目における上死点回転速度 n_e が、図 13 にハッチングで示すような所定の範囲内にあるとき、上記ピストン 13 の停止位置が適正範囲 R 内に入ることが実験的に確かめられている。

【0119】

従って、最終的に膨張行程気筒 12 A のピストン 13 を適正範囲 R 内に停止させるためには、エンジンが停止状態となる前の 6 番目 ~ 2 番目における各上死点回転速度 n_e が、図 13 にハッチングで示すような所定の範囲内に逐次入るようにエンジン回転速度 N_e を低下させて行けば良い。そのような精緻な制御を行うには、クランク軸 3 に作用する外部からの影響を可及的に排除することが望ましい。

30

【0120】

そこで当実施形態では、上記したように、燃料供給停止時点 t_2 に先立ち、自動変速機構 50 をドライブ状態 D からニュートラル状態 N に切替えることにより、エンジン停止制御における駆動輪側からの影響を実質的に遮断するようにしているのである。こうすることによって、エンジン停止制御におけるピストン停止位置精度を高めることができ、再始動性を向上させることができる。また、車両走行中であってもピストンを精度良く適正範囲内に停止させることができるようになるので、エンジンの自動停止を行う機会が拡大し、燃費低減および CO_2 排出量の削減が促進される。

40

【0121】

また特に図示しないが、当実施形態では時点 t_2 に先立ち、オルタネータ 28 の発電量をゼロにし、オルタネータ 28 による負荷の影響も遮断している。

【0122】

なお、各上死点回転速度 n_e が、図 13 にハッチングで示すような所定の範囲内に逐次入るようにクランク軸 3 に作用する負荷を適宜調節するようにしても良い。例えば、いったんゼロにしたオルタネータ 28 の発電量を、適宜増減させることにより、クランク軸 3 に作用する負荷を調節することができる。

50

【 0 1 2 3 】

燃料噴射停止時点 t_2 以降、停止再始動制御手段 2 a はエンジン回転速度 N_e の低下に伴い、各上死点回転速度 n_e を読み取って行く。そして上死点回転速度 n_e が所定の最終 TDC 判定閾値 N_3 (例えば $N_3 = 260 \text{ rpm}$ に設定される) より低くなった時点 t_4 で、それが最後の圧縮上死点 (当実施形態では膨張行程気筒 1 2 A における圧縮上死点) を超えたタイミングであると判定する。すなわち時点 t_4 以降は、各気筒 1 2 A ~ 1 2 D 内でピストン 1 3 は移動するが、上死点 TDC 或いは下死点 BDC を越えて次の行程に移行することはない。

【 0 1 2 4 】

時点 t_4 以降、停止再始動制御手段 2 a は、再びスロットル開度 K を増大させる。こうすることにより、ブースト圧 B_t が上昇するので、吸気行程気筒 1 2 D での吸気抵抗が低減され、クランク軸 3 の負荷が削減される。従って、膨張行程気筒 1 2 A や圧縮行程気筒 1 2 C におけるピストン 1 3 の作動がより滑らかになり、狙いの適正範囲 R 内に停止させ易くなる。なお、時点 t_4 以降は各気筒 1 2 A ~ 1 2 D における行程の推移はなく、膨張行程気筒 1 2 A や圧縮行程気筒 1 2 C で吸気弁 1 9 が開くことがない。従って、ブースト圧 B_t が上昇しても、既に膨張行程気筒 1 2 A および圧縮行程気筒 1 2 C にバランス良く配分された空気量に変化はない。

10

【 0 1 2 5 】

時点 t_4 以降、ピストン 1 3 が同一行程内で何回か振動した後、時点 t_5 において完全に停止する。その停止直前から停止までのピストン 1 3 の動作をクランク角センサ 3 0 , 3 1 で検出することにより、停止再始動制御手段 2 a がピストン 1 3 の停止位置を検出する。

20

【 0 1 2 6 】

図 1 4 は、ピストン停止位置の検出制御動作を示すフローチャートである。この検出制御がスタートすると、第 1 クランク角信号 CA_1 (クランク角センサ 3 0 からの信号) および第 2 クランク角信号 CA_2 (クランク角センサ 3 1 からの信号) に基づき、第 1 クランク角信号 CA_1 の立ち上がり時に第 2 クランク角信号 CA_2 が Low であるか否か、または第 1 クランク角信号 CA_1 の立ち下がり時に第 2 クランク角信号 CA_2 が High であるか否かを判定する (ステップ S 1)。これにより、エンジンの停止動作時における上記信号 CA_1 , CA_2 の位相の関係が、図 1 5 (a) のようになるか、それとも図 1 5 (b) のようになるかを判定してエンジンが正転状態にあるか逆転状態にあるかを判別する。

30

【 0 1 2 7 】

すなわち、エンジンの正転時には、図 1 5 (a) のように、第 1 クランク角信号 CA_1 に対して第 2 クランク角信号 CA_2 が半パルス幅程度の位相遅れをもって生じることにより、第 1 クランク角信号 CA_1 の立ち上がり時に第 2 クランク角信号 CA_2 が Low、第 1 クランク角信号 CA_1 の立ち下がり時に第 2 クランク角信号 CA_2 が High となる。一方、エンジンの逆転時には、図 1 5 (b) のように、第 1 クランク角信号 CA_1 に対して第 2 クランク角信号 CA_2 が半パルス幅程度の位相の進みをもって生じることにより、エンジンの正転時とは逆に第 1 クランク角信号 CA_1 の立ち上がり時に第 2 クランク角信号 CA_2 が High、第 1 クランク角信号 CA_1 の立ち下がり時に第 2 クランク角信号 CA_2 が Low となる。

40

【 0 1 2 8 】

そこで、ステップ S 1 の判定が YES であれば、エンジンの正転方向のクランク角変化を計測するための CA カウンタをアップし (ステップ S 2)、ステップ S 1 の判定が NO の場合は、上記 CA カウンタをダウンする (ステップ S 3)。そして、エンジン停止後に上記 CA カウンタの計測値を調べることでピストン停止位置を求める (ステップ S 4)。

【 0 1 2 9 】

図 1 6 は、停止再始動制御手段 2 a によるエンジン自動停止制御の概略フローチャートである。この制御動作がスタートすると、まず各種センサ類から出力された検出信号に基づいてエンジンの自動停止条件が成立したか否かを判定する (ステップ S 1 1)。具体的

50

には、アクセルOFF、ブレーキON、車速17km/h以下、ステアリングの舵角が所定値以下、バッテリー電圧が所定値以上、等の条件が全て満たされたときにエンジン停止条件が成立する。ステップS11でYESと判定されると、ステップS12に移行し、緩衝制御を伴うドライブ状態D ニュートラル状態Nの切替えを実行する。

【0130】

図17は、図16のステップS12に示す緩衝制御を伴うドライブ状態D ニュートラル状態Nの切替えの概略サブルーチンである。このサブルーチンがスタートすると、まずステップS31で回転速度低下制御を行う。具体的には、現時点のエンジン回転速度 N_e にかかわらず（目標回転速度 N_1 より低速であっても）、エンジン回転速度 N_e を通常のアイドル回転速度（650rpm）に収束させる制御を継続する。

10

【0131】

次に、（エンジン回転速度 N_e ）-（タービン回転速度 N_t ） 所定値 N_8 の成否判定を行う（ステップS32）。所定値 N_8 は、この不等式が成立する場合に、そのまま自動変速機構50をドライブ状態からニュートラル状態に切替えたとき、切替え時の振動によって乗員に違和感を抱かせる虞のある回転速度の下限値であって、予め実験等によって求められたものである。

【0132】

ステップS32でYESと判定されると、タービン回転速度 N_t を上昇させるため、自動変速機構50を低速段側に変速させる。そのため、ステップS33で変速段の選択がなされる。具体的には、変速前後のギヤ比に基づいて変速後のタービン回転速度 N_t を予測し、ステップS32の不等式を非成立とさせるような変速段が選択される。たとえば現時点の変速段がDレンジ第3速であって、Dレンジ第2速に変速させればステップS32の不等式を非成立とさせることができる場合には、そのDレンジ第2速への変速が選択される。Dレンジ第2速に変速させてもステップS32の不等式が成立する場合には、よりタービン回転速度 N_t を高めることができるLレンジ1速への変速が選択される。続いて選択された変速段への変速が実行される（ステップS34）。

20

【0133】

そして、変速するための各摩擦要素67～71の締結・解放に要する所定時間経過後（ステップS35でYES）、自動変速機構50がドライブ状態からニュートラル状態に切替えられる（ステップS36）。

30

【0134】

遡って、ステップS32でNOと判定された場合、そのままD状態 N状態の切替えを行っても、乗員に違和感を抱かせるような振動が発生しない状況なので、変速を行うことなくステップS36に移行してD状態 N状態の切替えを行う。

【0135】

こうして、乗員に違和感を抱かせるような振動を抑制しつつ、自動変速機構50がドライブ状態からニュートラル状態に切替えられ、リターンされる。

【0136】

図16に戻って説明を続ける。ステップS12のサブルーチン実行後、オルタネータ28の発電が停止され（ステップS13）、オルタネータ28からクランク軸3への影響が遮断される。

40

【0137】

次に回転速度低下制御を終了させ、エンジン回転速度 N_e の目標回転速度を N_1 （例えば $N_1 = 860 \text{ rpm}$ ）に設定する（ステップS14）。次にスロットル開度 K を調節して、ブースト圧 B_t を所定の目標値（たとえば - 400ないし 600mmHg）となるように導く。それと併行して、エンジン回転速度 N_e が上昇し過ぎないように点火時期のリタード（遅角）を行う（ステップS15）。リタード量は、エンジン回転速度 N_e が目標回転速度 N_1 に収束するようにフィードバック制御される。

【0138】

ステップS15のフィードバック制御を、ステップS12でのD状態 N状態の切替え

50

に要する所定時間が経過し（ステップS16でYES）、かつ燃料停止（F/C）条件が成立する（ステップS17でYES）まで継続する。F/C条件は、ステップS11のエンジン停止条件が引き続き成立しており、かつエンジン回転速度 N_e が目標回転速度 N_1 に収束し、ブースト圧 B_t が上記目標値に収束したとき、成立したと判定される。

【0139】

F/C条件成立後、スロットル開度 K が例えば30%程度に増大され（ステップS18）、燃料噴射が停止される（ステップS19）。

【0140】

その後、エンジン回転速度 N_e が低下し始めたことを判定するために、エンジン回転速度 N_e が予め760rpm程度に設定された基準速度 N_2 以下となったか否かを判定する（ステップS20）。そしてステップS20でYESと判定された時点（時点 t_3 ）でスロットル弁23の開度を低減（15%程度に設定）する（ステップS21）。この結果、上記ステップS18でスロットル開度 K を増大させて大気圧に近づくようにしたブースト圧 B_t が、上記スロットル開度低減操作に応じて所定の時間差をもって低下し始めることになる。

10

【0141】

なお、上記ステップS10でエンジンの回転速度 N_e が基準速度 N_2 以下になったと判定された時点 t_2 でスロットル開度 K を低減するように構成された上記実施形態に代え、ピストン13が圧縮上死点を通過するときのエンジン回転速度、つまりエンジンの上死点回転速度 n_e が基準速度 N_2 以下になったと判定された時点で、スロットル開度 K を低減するように構成しても良い。

20

【0142】

その後、上記上死点回転速度 n_e を順次読み取り、上死点回転速度 n_e が所定値 N_3 以下となったか否かを判定する（ステップS22）。この所定値 N_3 は、予め設定された基準ラインに沿ってエンジンの回転速度 N_e が低下している過程で最後の圧縮上死点を通過する際のエンジン回転速度に対応した値であり、例えば260rpm程度に設定されている。

【0143】

ステップS22でYESと判定されてエンジンの上死点回転速度 n_e が上記所定値 N_3 以下となったとき（時点 t_4 ）、最後の上死点を通過したと判別される。

30

【0144】

時点 t_4 以降、再びスロットル開度 K が増大される（ステップS23）。これによって吸気行程気筒12Dでの吸気抵抗が低減され、クランク軸3の負荷が削減されるので、膨張行程気筒12Aや圧縮行程気筒12Cにおけるピストン13の作動がより滑らかになり、狙いの適正範囲 R 内に停止させ易くなる。

【0145】

なお、時点 t_4 における上死点回転速度 n_e やブースト圧 B_t の条件によっては、必ずしもクランク軸3の負荷を削減した方がピストン13を適正範囲 R 内に停止させ易いとは限らない場合がある。その場合に、ステップS23でのスロットル開度 K の増大を省略したり、増大量を調節したりする制御を行っても良い。

40

【0146】

こうしてエンジンの回転速度 N_e がさらに低下するに従い、エンジンが停止状態になったか否かを判定し（ステップS24）、YESと判定された時点で、図14に示すピストン位置検出制御を行い（ステップS25）、エンジンの自動停止制御を終了する。

【0147】

図18は、図17に示す緩衝制御を伴うドライブ状態D ニュートラル状態Nの切替えの変形例を示す概略サブルーチンである。なお図17に示すサブルーチンと同一制御となるステップには同一の符号を付し、その詳細な説明を省略する。このサブルーチンがスタートすると、まず回転速度低下制御を行い（ステップS31）、ステップS32で、（エンジン回転速度 N_e ） - （タービン回転速度 N_t ） 所定値 N_8 の成否判定を行う。

50

【 0 1 4 8 】

ステップ S 3 2 で Y E S と判定されると、自動変速機構 5 0 を変速させることなく、ドライブ状態 D からニュートラル状態 N に切替える。但し、その際の各摩擦要素 6 7 ~ 7 1 の締結・解放にかかる時間（半締結期間）を通常よりも増大させる。具体的には、油圧制御機構 6 3 のソレノイドバルブ等の油圧制御要素によって、各摩擦要素 6 7 ~ 7 1 に給排される油圧の変化速度を遅らせる。これによって、自動変速機構 5 0 がドライブ状態 D からニュートラル状態 N に切替わる際の単位時間あたりの伝達トルク変動が低減されるので、一時的な振動が緩和され、乗員に与える違和感が抑制される。

【 0 1 4 9 】

ステップ S 3 2 で N O と判定された場合には、通常の D 状態 N 状態の切替えを行っても、乗員に違和感を抱かせるような振動が発生しない状況なので、自動変速機構 5 0 を変速させることなくステップ S 3 6 に移行して通常の D 状態 N 状態の切替えを行う。

10

【 0 1 5 0 】

こうして、乗員に違和感を抱かせるような振動を抑制しつつ、自動変速機構 5 0 がドライブ状態からニュートラル状態に切替えられ、リターンされる。

【 0 1 5 1 】

この変形例は、図 1 7 に示すサブルーチンに代えて行っても良い。例えば、車速 V が特に低速（又はゼロ）であり、自動変速機構 5 0 の変速によってタービン回転速度 N_t の上昇が殆ど又は全く見込めない場合に、特に有効な制御となる。また図 6 に示すシフトマップを変更することなく、一時的な制御で対応することができるという利点がある。

20

【 0 1 5 2 】

また図 1 7 に示すサブルーチンと組み合わせ、変速をおこなった後の D 状態 N 状態の切替えの際に、必要に応じて半締結時間を増大させるようにしても良い。

【 0 1 5 3 】

次に、E C U 2 の減速時燃料停止制御手段 2 b による制御について説明する。減速時燃料停止制御手段 2 b は、所定の条件下での減速走行中、エンジンへの燃料供給を停止しつつも、駆動輪側からの逆駆動力によってエンジンを継続運転させる減速時燃料停止制御を行う。当実施形態では、エンジン回転速度 N_e が 1 2 0 0 r p m 以下で、スロットル開度 K が全閉ないし全閉付近の減速走行時に減速時燃料停止制御を行うように構成されている。

30

【 0 1 5 4 】

例えば D レンジ第 4 速かつロックアップ状態（ロックアップクラッチ 6 4 がポンプカバー 5 3 と締結され、タービンシャフト 5 9 がクランク軸 3 と直結されている状態）で走行中に上記条件が成立し、減速時燃料停止制御を行った場合、エンジンは燃料が供給されなくても、駆動輪側からの逆駆動によって作動し続ける。当実施形態では、この状態から車速 V が低下し、ロックアップが O F F されるポイント（図 6 に示すポイント V 4）で、エンジン回転速度 N_e が約 1 2 0 0 r p m となるように構成されている。つまりこのポイント V 4 でロックアップ O F F となるとともに、減速時燃料停止制御が終了し、燃料噴射を復帰させる。このような減速時燃料停止制御を行うことにより、減速走行時の燃料消費が抑制され、燃費の向上および C O ₂ 排出量の削減等が一層促進される。

40

【 0 1 5 5 】

次に、この減速時燃料停止制御に引き続き、上記エンジンの自動停止制御を行う場合について説明する。このような制御は、例えば図 6 に示すシフトマップにおいて、ポイント V 4 で減速時燃料停止制御が終了し、そのままスロットル開度 K の略全閉状態を継続して減速を続け、ポイント V 3（4 3 変速点）を經由し、ポイント V 2 に至って自動停止条件が成立するような走行形態の場合に行われる。

【 0 1 5 6 】

このとき、ポイント V 4 において燃料供給を一旦復帰させることにより、その後のエンジン回転速度 N_e が通常のアイドル回転速度に収束するように制御される。つまり、上記緩衝制御の初期に行われる回転速度低下制御が、ポイント V 2 における自動停止条件成立

50

より前のポイントV4で実質的に開始されたような状態となる。従って、ポイントV2において自動停止条件が成立したときにはエンジン回転速度 N_e が充分低下しており、緩衝制御の効果が一層顕著に得られる状態となっている。

【0157】

また、ポイントV2に到達する前に燃料供給が復帰されているので、エンジン自動停止制御の緩衝制御後、速やかにエンジン回転速度 N_e を目標回転速度 N_1 に収束させることができ、円滑なエンジン自動停止制御を実行することができる。

【0158】

以上説明したように、当実施形態のエンジン自動制御によれば、自動変速機構50をドライブ状態からニュートラル状態に切替えることにより再始動性を向上するとともに、その切替え時に発生する一時的な車両の振動を緩和することができる。

10

【0159】

ところで、図4に示すように、自動変速機構50の第1速は、逆駆動力非伝達経路によるもの(Dレンジ第1速)と、逆駆動力伝達経路によるもの(Lレンジ第1速)との2種類のうち一方を選択するように構成されている。通常の、例えば市街地における低速走行時には、あまり強力なエンジンブレーキは走行フィーリングを悪化させる要因となる。そこでそのような場合にはDレンジ第1速で走行し、逆駆動力を切り離してエンジンブレーキを抑制することにより良好な走行フィーリングを得ることができる。

【0160】

一方、長い下り坂を低速走行する場合等にはLレンジ第1速で走行し、逆駆動力を利用して強力なエンジンブレーキを得ることができる。またその逆駆動力伝達特性を利用して、当実施形態の緩衝制御におけるタービン回転速度 N_t の上昇作用を得ることができる。

20

【0161】

次に、エンジンの再始動時の制御について説明する。停止再始動制御手段2aは、上記のようにして自動停止状態にあるエンジンについて、所定の再始動条件(例えばアクセルON、ブレーキOFF、バッテリー電圧が所定値以下等のうちの少なくとも1つ)が成立した場合であって、膨張行程気筒12Aのピストン13が適正範囲R内にある場合には、圧縮行程気筒12Cにおいて初回燃焼を実行してエンジンを逆転作動させることにより、膨張行程気筒12Aの筒内圧力を高め、このように筒内圧力が高まった状態で当該膨張行程気筒12Aに対して燃料を噴射させて点火、燃焼を行わせるようにして、当該エンジンを自動的に再始動するように制御する。

30

【0162】

このエンジンの再始動制御を図19および図20のタイムチャートに基づいて説明する。なお、エンジンの再始動制御はこれに限定するものではなく、その他の公知の再始動制御であってもよい。

【0163】

図19および図20に示すように、先ず圧縮行程気筒12C(第3気筒)において1回目の燃料噴射J2が行われ、その点火によって燃焼(図19中の(1))が行われる。この燃焼(1)による燃焼圧(図20中のa部分)で、圧縮行程気筒12Cのピストン13が下死点側に押し下げられてエンジンが逆転方向に駆動される。

40

【0164】

上記エンジンの逆転作動に伴って停止時膨張行程気筒12A(第1気筒)のピストン13が上死点方向に動き始める。そして、膨張行程気筒12Aのピストン13が上死点側(望ましくは行程中央より上死点寄り)に移動し、膨張行程気筒12A内の空気が圧縮された時点で燃料噴射J1が行われる。この噴射燃料の気化潜熱によって圧縮圧力が低減し、ピストン13がより上死点に近付くので圧縮空気(混合気)の密度が増大する(図20中のb部分)。

【0165】

上記膨張行程気筒12Aのピストン13が上死点に十分に近づいた時点で当該膨張行程気筒12Aに対する点火が行われて、上記噴射燃料(J1)が燃焼し(図19中の(2))

50

)、その燃焼圧(図20中のc部分)によりエンジンが正転方向に駆動される。

【0166】

また、圧縮行程気筒12Cに対して適当なタイミングで可燃空燃比よりもリッチな燃料が噴射(J3)されることにより(図19中の(3))、この圧縮行程気筒12Cでは燃焼させないものの、燃料噴射による気化潜熱によって当該圧縮行程気筒12Cの圧縮圧力が低減され(図20中のd部分)、これに応じて当該圧縮上死点(始動開始から最初の圧縮上死点)を超えるために消費される膨張行程気筒12Aの最初の燃焼エネルギーが低減されることになる。

【0167】

さらに、次の燃焼気筒である吸気行程気筒12Dにおける燃料噴射(J4)の時期を、燃料の気化潜熱によって気筒内の温度、および圧縮圧力を低下させる適正なタイミング(図19中の(4))に示すように、例えば圧縮行程の中期以降)に設定しているため、上記吸気行程気筒12Dの圧縮行程で圧縮上死点前に自着火することが防止される。また、上記吸気行程気筒12Dの点火時期が圧縮上死点以降に設定されていることも相俟って、圧縮上死点前での燃焼が防止される(図20中のe部分)。つまり燃料噴射(J4)による圧縮圧力の低減と圧縮上死点前の燃焼を行わないことにより、膨張行程気筒12Aにおける初回燃焼のエネルギーが上記圧縮上死点(エンジン始動開始時点から2番目の圧縮上死点)を超えるために消費されるのを抑制することができる。

【0168】

このようにして膨張行程気筒12Aにおける初回燃焼(図19中の(2))のエネルギーにより、再始動開始後の最初の圧縮上死点(図19中の(3))と、2番目の圧縮上死点(図19中の(4))とを超えることが可能となり、円滑で確実な始動性を確保することができ、これ以降、通常運転に移行する。

【0169】

以上、本発明の実施形態について説明したが、この実施形態は、本発明の要旨を逸脱しない範囲で適宜変更可能である。その変形例を以下に説明する。

【0170】

(1)上記実施形態では、エンジン再始動時にエンジンをいったん逆転作動させてから正転作動させるものとなされているが、正転作動だけで再始動させるものであってもよい。ただし、エンジンをいったん逆転作動させると、停止時膨張行程気筒12Aの燃焼エネルギーが高まることから、より確実にエンジンを再始動させることができる。

【0171】

(2)上記実施形態では、自動変速機構50として4段変速式の自動変速機を挙げ、第1速のみが逆駆動伝達機構によるものと逆駆動非伝達機構によるものとの選択が可能であるように構成しているが、必ずしもこれに限定するものではなく、例えば第2速においても上記選択が可能であるようにしても良い。また、必ずしも4段変速式の自動変速機でなくても良く、4段式以外の多段自動変速機または無段変速機(CVT)であっても良い。

【0172】

(3)上記実施形態では省略しているが、エンジン再始動時であって所定の条件成立時、例えばピストン停止位置が所定の適正範囲内でない場合や、適正範囲内にある場合でもその停止位置が適正範囲の境界に近い場合、或いは始動後の所定期間までにエンジン回転速度が所定値に達しない場合、さらにエンジンを逆転作動させることなく、エンジンの初回燃焼を停止時膨張行程で行う場合等に、始動モータ等(スタータとオルタネータとを統合したモータ(ISG: Integrated Starter Generator)を含む)によるアシストを伴う制御を行うようにしてもよい。この場合でもエンジンの燃焼によるエネルギーによってスタータモータの負担を軽減することができる。ただし、この場合には、各気筒内へ直接、噴射される燃料の気化霧化及び空気との混合が十分に進むように、燃料噴射弁16により吸気行程で燃料を噴射させるようにするのが好ましい。

【0173】

(4)上記実施形態では、燃料噴射弁16について筒内噴射型のものを採用しているが

、ポート噴射型の燃料噴射弁を採用する場合にも適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0174】

【図1】本発明に係る始動装置を備えたエンジンの概略断面図である。

【図2】エンジンの吸気系および排気系の構成を示す説明図である。

【図3】本発明に係る始動装置における自動変速機構の一例を示す概略図である。

【図4】同自動変速機構における締結要素の断続状態と変速段との関係例を示す関係図である。

【図5】本発明に係る始動装置におけるブロック図である。

【図6】上記自動変速機構の変速パターンを示すシフトマップの一部である。

【図7】同自動変速機構のDレンジおよびLレンジ第1速における駆動側の駆動力伝達経路および各部の回転方向を示す模式図である。

【図8】同自動変速機構のDレンジ第2速における駆動側の駆動力伝達経路および各部の回転方向を示す模式図である。

【図9】同自動変速機構のDレンジ第3速における駆動側の駆動力伝達経路および各部の回転方向を示す模式図である。

【図10】エンジンを自動停止させる際の圧縮行程気筒と膨張行程気筒との関係を示す図である。(a)は圧縮行程気筒および膨張行程気筒のピストン13の位置関係を示す図であり、(b)はピストン13の停止位置と各気筒内の空気量との関係を示す図である。

【図11】エンジンを自動停止させる際のタイムチャートであり、エンジン回転速度、タービン回転速度、車速、自動変速機構の状態およびスロットル開度のそれぞれの時間的变化を示す図である。

【図12】エンジンを自動停止させる際のタイムチャートであり、エンジン回転速度、スロットル開度、ブースト圧および各気筒における行程のそれぞれの時間的变化を示す図である。

【図13】エンジン停止時のエンジン回転速度とピストン停止位置との相関関係を示す分布図である。

【図14】ピストン停止位置の検出制御動作を示すフローチャートである。

【図15】クランク角信号の出力信号を示す説明図であり、(a)は正転時、(b)は逆転時のパターンを示す。

【図16】エンジン自動停止制御の概略フローチャートである。

【図17】図16のフローチャートに示す緩衝制御の概略サブルーチンである。

【図18】図17に示すサブルーチンの変形例である。

【図19】エンジンの再始動時における燃焼動作等を示すタイムチャートである。

【図20】エンジンの再始動時におけるエンジン回転速度等の時間的变化を示すタイムチャートである。

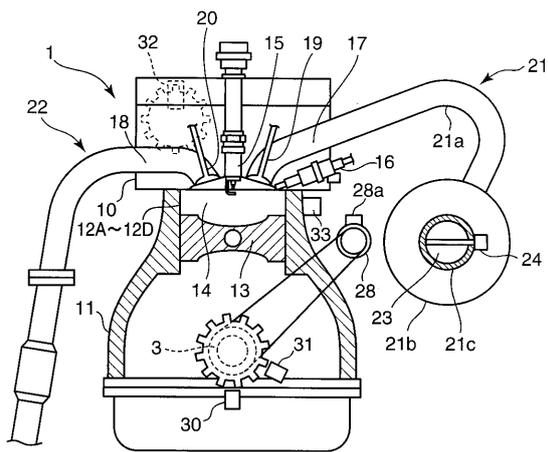
【符号の説明】

【0175】

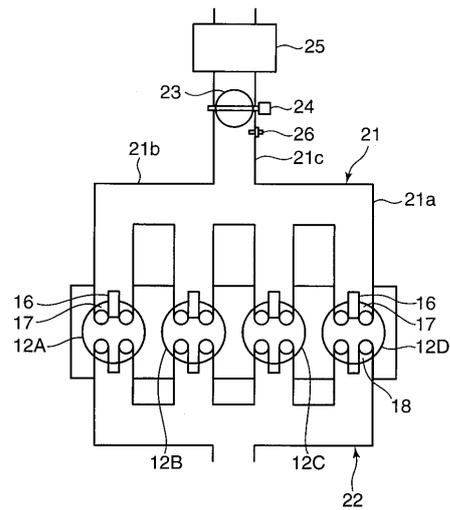
1	エンジン本体	
2 a	停止再始動制御手段	40
2 b	減速時燃料停止制御手段	
3 0	クランク角センサ(エンジン回転速度検知手段)	
3 6	タービン用回転センサ(タービン回転速度検知手段)	
5 0	自動変速機構	
5 1	トルクコンバータ	
5 5	タービン	
6 7 ~ 7 1	摩擦要素(摩擦締結要素)	
D	Dレンジ(ドライブ状態)	
D 1	Dレンジ第1速(逆駆動力非伝達機構による第1変速段)	
D 2	Dレンジ第2速(逆駆動力伝達機構による第2変速段)	50

- L Lレンジ（ドライブ状態）
- L 1 Lレンジ第1速（逆駆動力伝達機構による第1変速段）
- N Nレンジ（ニュートラル状態）

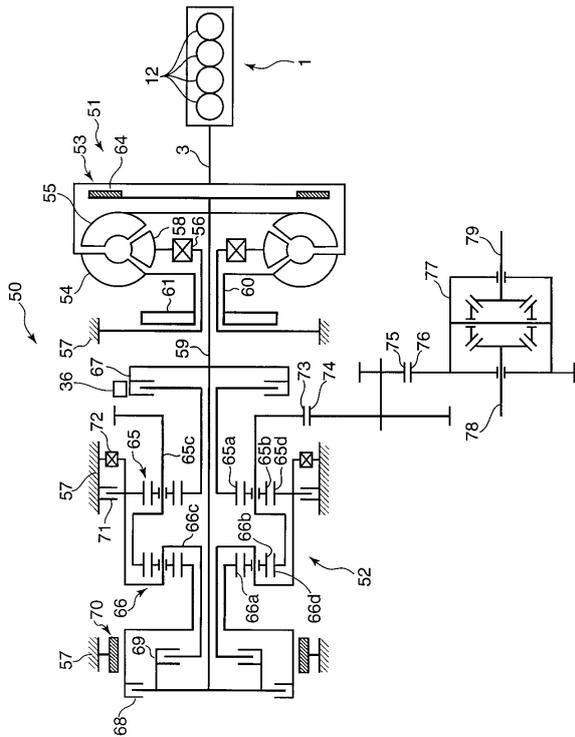
【図1】



【図2】



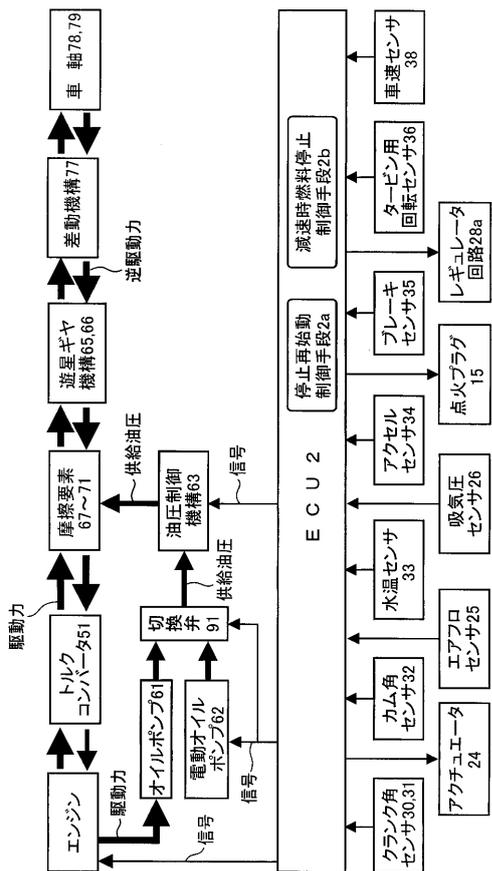
【図3】



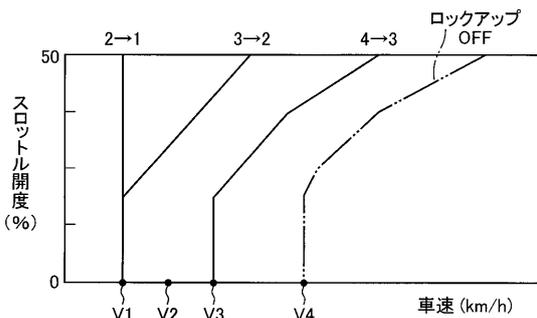
【図4】

レンジ	ギヤ・ポジション	フオワードクラッチ (67)	リバースクラッチ (68)	3-4クラッチ (69)	2-4ブレーキ (70)		ローリバースブレーキ (71)	ワンウェイクラッチ (72)
					締結	締結		
N	—	○						●
	第1速	○			○			
D	第2速	○				○		
	第3速	○					○	
	第4速	○						○
L	第1速	○						●

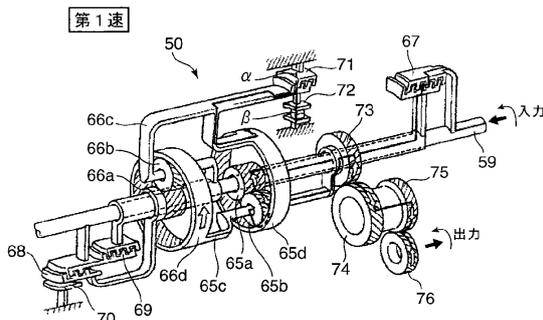
【図5】



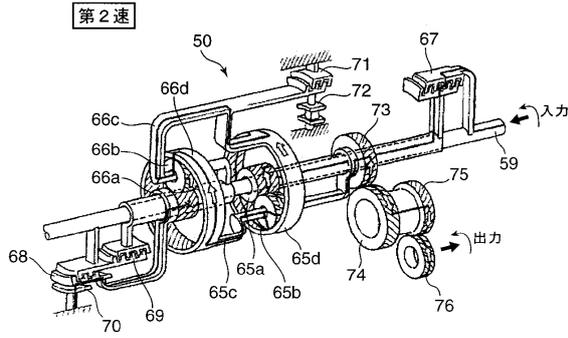
【図6】



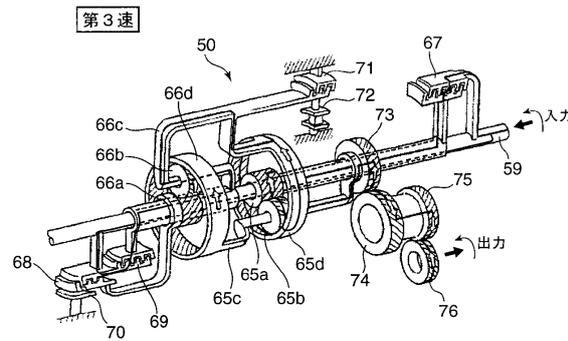
【図7】



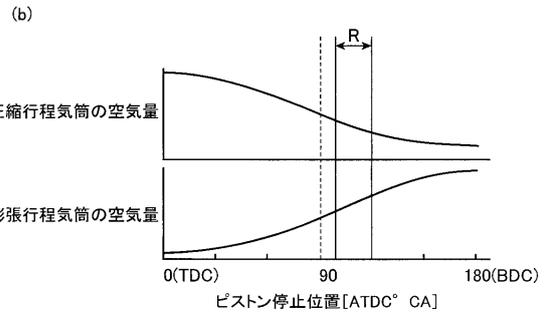
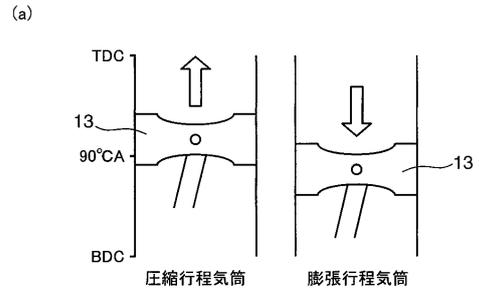
【図8】



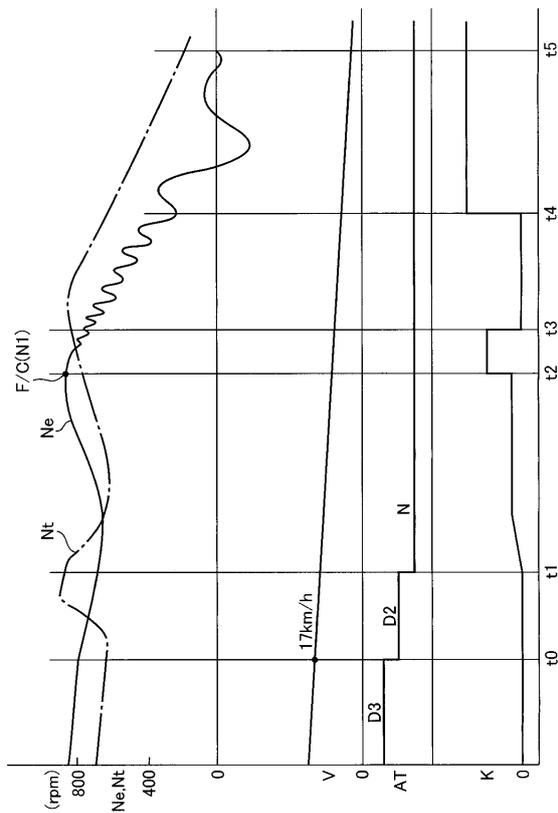
【図9】



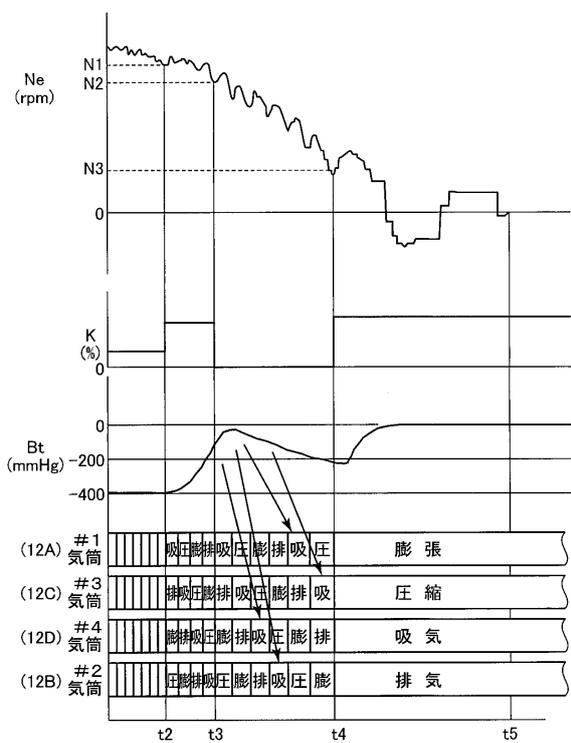
【図10】



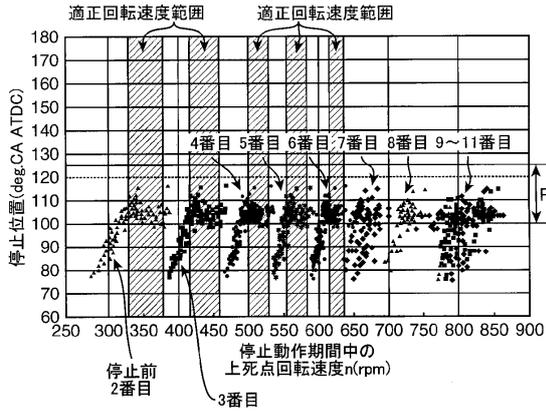
【図11】



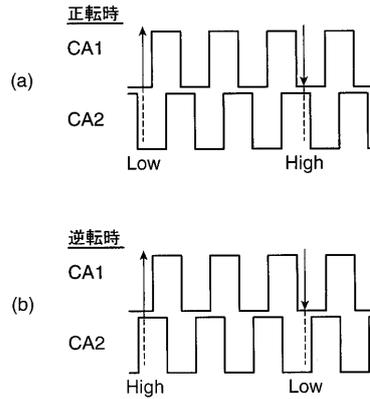
【図12】



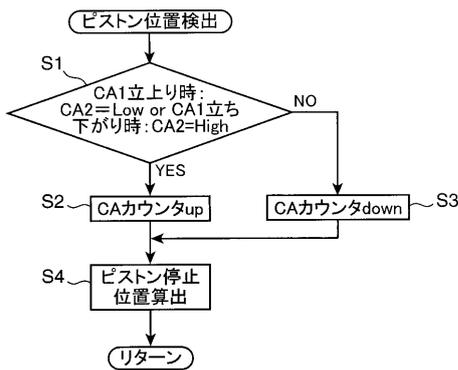
【図13】



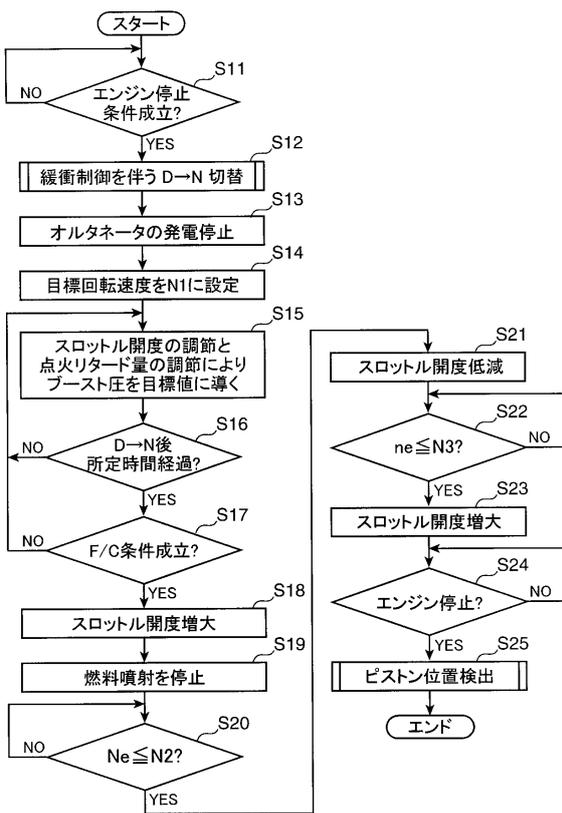
【図15】



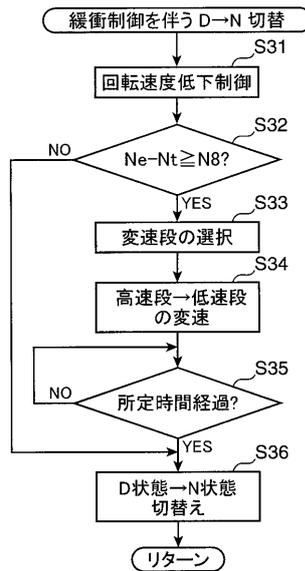
【図14】



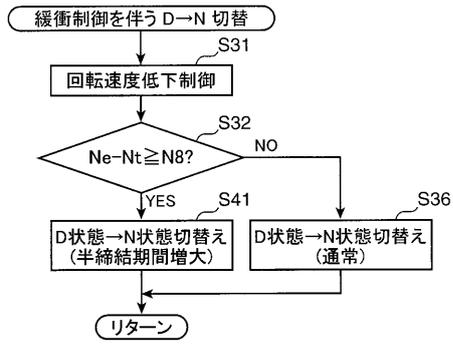
【図16】



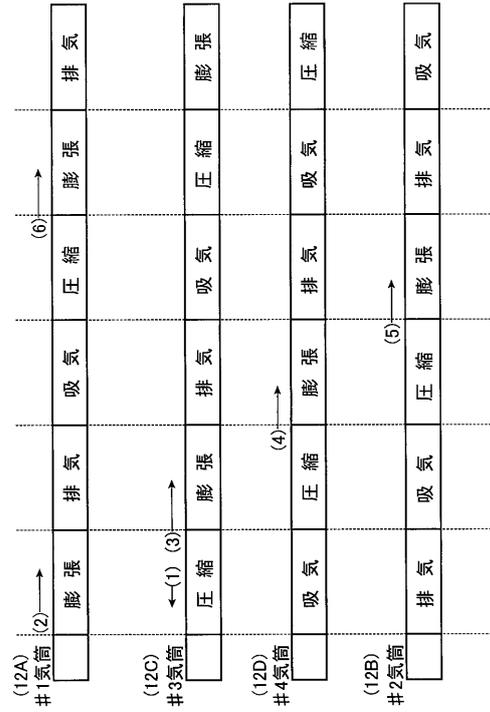
【図17】



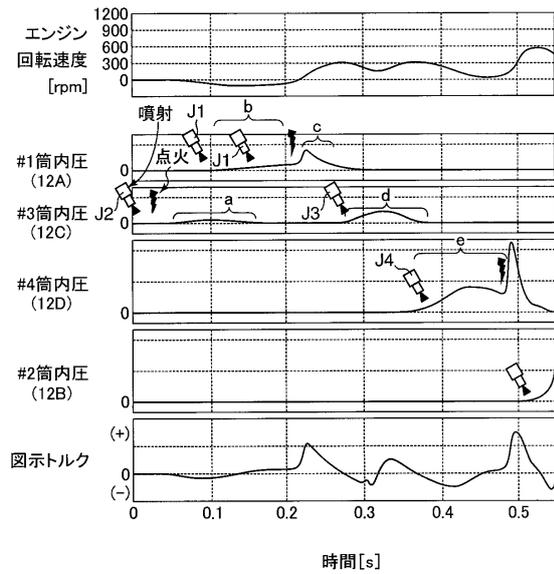
【 図 1 8 】



【 図 1 9 】



【 図 2 0 】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 2 D 45/00 (2006.01) F 0 2 D 41/12 3 3 0 J
 F 0 2 D 43/00 3 0 1 H
 F 0 2 D 43/00 3 0 1 K
 F 0 2 D 45/00 3 1 2 G
 F 0 2 D 45/00 3 1 4 N
 F 0 2 D 45/00 3 6 2 H

(72)発明者 鐵野 雅之
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72)発明者 杉山 貴則
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72)発明者 荒木 啓二
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

審査官 鹿角 剛二

(56)参考文献 特開2000-170894(JP,A)
 特開平11-141367(JP,A)
 特開平5-16704(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B 6 0 K 4 1 / 0 0 - 4 1 / 2 8
 F 0 2 D 1 3 / 0 0 - 2 8 / 0 0
 F 0 2 D 2 9 / 0 0 - 2 9 / 0 6
 F 0 2 D 4 1 / 0 0 - 4 1 / 4 0
 F 0 2 D 4 3 / 0 0 - 4 5 / 0 0
 F 1 6 D 2 5 / 0 6 - 2 5 / 1 4
 F 1 6 D 2 7 / 1 6
 F 1 6 D 2 8 / 0 0
 F 1 6 D 3 7 / 0 2
 F 1 6 H 5 9 / 0 0 - 6 1 / 2 4
 F 1 6 H 6 1 / 1 6 - 6 1 / 2 4
 F 1 6 H 6 3 / 4 0 - 6 3 / 4 8