

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4388075号
(P4388075)

(45) 発行日 平成21年12月24日 (2009.12.24)

(24) 登録日 平成21年10月9日 (2009.10.9)

(51) Int. Cl.

F I

F O 2 B 23/06 (2006.01)

F O 2 B 23/06 R

F O 2 F 3/26 (2006.01)

F O 2 B 23/06 T

F O 2 D 13/02 (2006.01)

F O 2 B 23/06 V

F O 2 B 23/06 S

F O 2 F 3/26 A

請求項の数 5 (全 13 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2006-550796 (P2006-550796)
 (86) (22) 出願日 平成17年12月27日 (2005.12.27)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2005/023900
 (87) 国際公開番号 W02006/073091
 (87) 国際公開日 平成18年7月13日 (2006.7.13)
 審査請求日 平成19年6月8日 (2007.6.8)
 (31) 優先権主張番号 特願2005-650 (P2005-650)
 (32) 優先日 平成17年1月5日 (2005.1.5)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(73) 特許権者 000010076
 ヤマハ発動機株式会社
 静岡県磐田市新貝2500番地
 (74) 代理人 100064621
 弁理士 山川 政樹
 (74) 代理人 100098394
 弁理士 山川 茂樹
 (72) 発明者 田中 大二郎
 静岡県磐田市新貝2500番地 ヤマハ
 発動機株式会社内
 (72) 発明者 恩田 直樹
 静岡県磐田市新貝2500番地 ヤマハ
 発動機株式会社内

審査官 山中 なお

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 直接噴射式ディーゼルエンジン

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

頂部に円形凹部からなるセンターキャビティが形成されたピストンと、
 前記センターキャビティ内に燃料を直接噴射するインジェクタとを備えた直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、

前記頂部の外周側には、前記センターキャビティと接続するように副キャビティが形成され、

前記インジェクタは、前記副キャビティと前記センターキャビティとの境界部分を指向して燃料を噴射するように位置付けられ、

エンジンの運転域が低速運転域にあるときに排気弁の開弁時期をバルブオーバーラップがクランク角度で60°以上となるように遅角させ、エンジンの運転域が低速運転域から高速運転域に移行する途中で排気弁の開弁時期を進角させることでバルブオーバーラップ期間を短くする排気弁用可変バルブタイミング装置を備えていることを特徴とする直接噴射式ディーゼルエンジン。

【請求項 2】

請求項 1 記載の直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、

副キャビティは、ピストンの頂部の外周側であって吸・排気弁の弁体が臨むリセスの位置に、リセスより深くかつ径方向に大きく弁体と略相似形を呈するように形成されていることを特徴とする直接噴射式ディーゼルエンジン。

【請求項 3】

10

20

請求項 1 記載の直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、
センターキャビティの開口部の内径は、キャビティ内部での内径より小さくなるように形成されていることを特徴とする直接噴射式ディーゼルエンジン。

【請求項 4】

請求項 3 記載の直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、
センターキャビティの底は、シリンダヘッドに向けて凸になる略円錐状に形成され、
副キャビティの底は、前記センターキャビティの底の頂部と略同じ高さとなる位置に形成されていることを特徴とする直接噴射式ディーゼルエンジン。

【請求項 5】

請求項 1 記載の直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、
センターキャビティの内周面は、開口部から底部まで内径が略等しくなるように形成されていることを特徴とする直接噴射式ディーゼルエンジン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ピストンの頂部のセンターキャビティ内に燃料を直接噴射するインジェクタを備えた直接噴射式ディーゼルエンジンに関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、たとえば乗用車用の直接噴射式ディーゼルエンジンは、より一層の出力向上と排ガスの清浄化とが要請されている。このような要請に応えるために、従来においては、ピストンに燃焼室を形成して燃焼の改善が図られている。

【0003】

この種のピストンとしては、頂部の中央部分（軸心部分）にセンターキャビティと呼称される円形凹部が形成されたものがある。このピストンを備えた直接噴射式ディーゼルエンジンのインジェクタは、上死点近傍においてピストンのセンターキャビティ内にノズル部分が臨むように位置付けられ、燃料をセンターキャビティの内周壁に向けて噴射する構成が採られている。

【0004】

また、従来のこの種のピストンとしては、センターキャビティのうち開口部の内径を他の部位より小径に形成し、開口部分がいわゆる内フランジ状に形成されたものもある。このように開口部分を相対的に狭く形成することによって、ピストンの頂部とシリンダヘッドとの間にスキッシュエリアを広く形成することができるから、燃焼の改善が図られると考えられる。

さらに、従来の自動車用ディーゼルエンジンにおいては、ピストンにバルブリセスが形成されていないか、または形成されていたとしてもきわめて浅いものであった。

なお、本出願人は、出願時までには本発明に密接に関連する先行技術文献を見付け出すことはできなかった。よって、先行技術文献情報を開示していない。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、上述したようにセンターキャビティをピストンに形成したり、スキッシュエリアを拡大した従来の直接噴射式ディーゼルエンジンにおいても、自動車に搭載するためには、より一層の出力向上と、低燃費化および排ガスの清浄化とが要請されている。また、従来の自動車用直接噴射式ディーゼルエンジンは、どちらかという排ガスの清浄化に重点をおいて形成されており、ピストンにバルブリセスが形成されていないか、または形成されていたとしてもきわめて浅いものである。このため、従来の自動車用直接噴射式ディーゼルエンジンでは、吸・排気弁のバルブオーバーラップを長くにとって掃気効果による低速運転時のトルク向上を図ることは不可能であった。

【0006】

10

20

30

40

50

本発明はこのような要請に応えるためになされたもので、燃費向上を図りながら、より一層高い出力が得られるとともに排ガスの清浄化が可能な直接噴射式ディーゼルエンジン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】

本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンは、頂部に円形凹部からなるセンターキャビティが形成されたピストンと、前記センターキャビティ内に燃料を直接噴射するインジェクタとを備えた直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、前記頂部の外周側には、前記センターキャビティと接続するように副キャビティが形成され、前記インジェクタは、前記副キャビティと前記センターキャビティとの境界部分を指向して燃料を噴射するように位置付けられ、エンジンの運転域が低速運転域にあるときに排気弁の閉弁時期をバルブオーバーラップがクランク角度で 60° 以上となるように遅角させ、エンジンの運転域が低速運転域から高速運転域に移行する途中で排気弁の開弁時期を進角させることでバルブオーバーラップ期間を短くする排気弁用可変バルブタイミング装置を備えているものである。

10

【0008】

請求項2に記載した発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンは、請求項1に記載した直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、副キャビティは、ピストンの頂部の外周側であって吸・排気弁の弁体が臨むリセスの位置に、リセスより深くかつ径方向に大きく弁体と略相似形を呈するように形成されているものである。

20

【0009】

請求項3に記載した発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンは、請求項1に記載した直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、センターキャビティの開口部の内径は、キャビティ内部での内径より小さくなるように形成されているものである。

【0010】

請求項4に記載した発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンは、請求項3に記載した発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、センターキャビティの底は、シリンダヘッドに向けて凸になる略円錐状に形成され、副キャビティの底は、前記センターキャビティの底の頂部と略同じ高さとなる位置に形成されているものである。

【0011】

請求項5に記載した発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンは、請求項1に記載した直接噴射式ディーゼルエンジンにおいて、センターキャビティの内周面は、開口部から底部まで内径が略等しくなるように形成されているものである。

30

【発明の効果】

【0013】

請求項1および請求項2記載の発明によれば、ピストンの頂部のセンターキャビティと副キャビティとによって燃焼室が広く形成される。これとともに、センターキャビティと副キャビティとに燃料が分配される。このため、燃焼室内の相対的に多くなる空気を効率よく使用して燃料を略完全に燃焼させることができる。したがって、本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンによれば、燃費の向上が図られるとともにより一層高い出力が得られる。また、本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンによれば、不完全燃焼がなくなることから黒煙の発生量を低減することなど排ガスの清浄化を達成することができる。

40

また、本発明によれば、エンジンの運転域が低速運転域にあるときは、バルブオーバーラップ期間が相対的に長くなる。このエンジンにおいて、バルブオーバーラップ時の吸気通路内の圧力は、このエンジンの吸気装置がターボ過給方式あるいは自然吸気方式のいずれであっても、排気脈動効果を利用する構成の排気通路内の負圧に較べて高くなる。このため、バルブオーバーラップ時には、吸気通路内の圧力（過給圧または大気圧）と排気通路内の圧力との圧力差で既燃ガスを掃気するように新気が吸気通路から燃焼室内に流入する。この新気の流入量は、バルブオーバーラップが長い方がより多くなる。このため、この発明に係るディーゼルエンジンは、低速運転時にバルブオーバーラップを長くして吸入

50

空気量を増大させているから、副キャビティを有することによる燃焼改善の効果と相俟って低速トルクが増大する。

この発明に係るディーゼルエンジンのピストンは、通常のリセスより充分に深い副キャビティが形成されている。このため、このディーゼルエンジンにおいては、バルブオーバーラップ時の吸・排気弁の開度を大きくとることができ、空気の流動が円滑に行われるようになる。

一方、エンジンの運転域が高速運転域にあるときには、排気弁の開く時期が早くなり、ピストンが上昇する行程でシリンダ内の高圧ガスの量が低減される。このため、このディーゼルエンジンにおいては、この高速運転時にエンジンの排気ポンピングロスが低減され、燃費の向上と出力の向上とを図ることができる。

10

【0014】

請求項3記載の発明によれば、ピストンとシリンダヘッドとの間のスキッシュエリアを相対的に広く形成することができる。このため、この発明によれば、ピストンが圧縮行程で上死点に達する直前にスキッシュエリアから吹き出す空気の量が多く、この空気によって燃焼をより一層改善することができる。

【0015】

請求項4記載の発明によれば、副キャビティの深さを可及的深く形成することができ、副キャビティの容量が増大する。このため、この発明によれば、スキッシュエリアから高速で吹き出す空気をセンターキャビティ内と副キャビティ内とで燃料に確実に混合させることができるから、燃焼がより一層改善される。

20

請求項5記載の発明によれば、センターキャビティの形成が容易になり、コストダウンを図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0018】

【図1】図1は、本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンのシリンダボディの一部を示す断面図である。

【図2】図2は、ピストンの頂部の平面図である。

【図3】図3は、ピストンの頂部を拡大して示す断面図である。

【図4A】図4Aは、吸・排気弁の低速運転時の開閉タイミングを示す図である。

【図4B】図4Bは、吸・排気弁の中・高速運転時の開閉タイミングを示す図である。

30

【図5】図5は、本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンのトルクとエンジン回転数との関係を示すグラフである。

【図6】図6は、本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンの空燃比およびスモーク量とエンジン回転数との関係を示すグラフである。

【図7】図7は、ピストンの頂部の平面図である。

【図8】図8は、ピストンの頂部の平面図である。

【図9】図9は、ピストンの頂部の平面図である。

【図10】図10は、ピストンの頂部の平面図である。

【図11】図11は、ピストンの頂部の平面図である。

【発明を実施するための最良の形態】

40

【0019】

以下、本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンの一実施の形態を図1ないし図6によって詳細に説明する。

図1は本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンのシリンダボディの一部を示す断面図で、同図においては、シリンダヘッド側の吸・排気弁とインジェクタおよび吸・排気ポートも図示してある。図2はピストンの頂部の平面図、図3はピストンの頂部を拡大して示す断面図で、同図は図2におけるIII-III線断面図である。

【0020】

図4Aは吸・排気弁の低速運転時の開閉タイミングを示す図、図4Bは吸・排気弁の中・高速運転時の開閉タイミングを示す図である。図5は本発明に係る直接噴射式ディーゼ

50

ルエンジンのトルクとエンジン回転数との関係を示すグラフ、図6は本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンの空燃比およびスモーク量とエンジン回転数との関係を示すグラフである。

【0021】

これらの図において、符号1で示すものは、この実施の形態による直接噴射式ディーゼルエンジンの一部を示す。このディーゼルエンジンは、自動車に搭載される水冷式多気筒形のもので、複数の気筒が横一列に並ぶように設けられたシリンダボディ2と、このシリンダボディ2のシリンダ孔3内に移動自在に嵌合されたピストン4と、シリンダボディ2に取付けられたシリンダヘッド5などを備えている。

【0022】

シリンダヘッド5には、1気筒当たり2個ずつの吸気弁6と排気弁7（一方の吸・排気弁は図示せず）とが設けられるとともに、これらの吸・排気弁6, 7によって開閉される気筒毎の吸気通路8と排気通路9とが形成されている。また、シリンダヘッド5におけるシリンダの軸線上にインジェクタ10が取付けられている。吸・排気弁6, 7は、図示していない吸気カム軸と排気カム軸とを有する動弁装置11が接続されている。シリンダヘッド5の排気通路9の下流には、図示してはいないが、ターボチャージャーが接続されている。排気通路9は、従来からよく知られているように、排気脈動効果を利用する構成が採られている。例えば、排気通路9は、エンジンの運転域が低速運転域にあるときであってバルブオーバーラップ時に燃焼室側開口部分の圧力が吸気側より低くなるように構成することができる。

【0023】

吸気カム軸と排気カム軸は、図示していないクランク軸に伝動手段を介して接続されており、この伝動手段によってクランク軸の回転が伝達されることにより回転する。

排気カム軸には、回転力伝達系において伝動手段との間に位置するように可変バルブタイミング装置12が介装されている。この可変バルブタイミング装置12は、伝動手段の回転時の位相に対して排気カム軸の回転時の位相を進角または遅角させる構造のものが用いられている。

【0024】

この実施の形態による可変バルブタイミング装置12は、排気カム軸の位相を連続的に変化させるものが用いられている。なお、可変バルブタイミング装置12としては、いわゆるON・OFF動作により排気カム軸を進角させたり遅角させたりする構成のものを使用することができる。また、可変バルブタイミング装置12としては、排気弁7の開く時期と閉じる時期とを個別に変えることができるようなものも使用することができる。

【0025】

この実施の形態による排気カム軸の排気カムは、図4に示すように、開度（排気弁7が開いているときにクランク軸の回転する角度）が224°となるように形成されている。一方、吸気カムの開度は220°に設定されている。可変バルブタイミング装置12は、図4Aに示す遅角状態と、図4Bに示す進角状態との間で排気カム軸の回転時の位相を変えるように構成されている。

【0026】

この可変バルブタイミング装置12は、エンジンの運転域が低速運転域にあるときに図4Aに示す遅角状態になり、運転域が低速運転域から高速運転域に移行する途中で連続的にまたはいわゆるON・OFF動作により図4Bに示す進角状態に移行する。

図4Aに示す遅角状態では、排気弁7はピストン4の位置が下死点前9°のときに開き、上死点后35°のときに閉じる。なお、吸気カム軸は、遅角状態と進角状態との何れの状態であってもピストン4の位置が上死点前33°のときに吸気弁6が開き、下死点后7°のときに吸気弁6が閉じるように形成されている。

【0027】

図4Bに示す進角状態では、排気弁7はピストン4の位置が下死点前24°で開き、上死点后20°で閉じる。すなわち、この実施の形態による可変バルブタイミング装置12

10

20

30

40

50

は、遅角状態と進角状態との間で排気カム軸を回転角度にして15°だけ進角または遅角させることになる。

【0028】

ピストン4の頂部4aには、図2および図3に示すように、中央部（ピストン4の軸心部）に位置するセンターキャビティ13と、このセンターキャビティ13の外周部の四箇所位置する副キャビティ14とが形成されている。

センターキャビティ13は、ピストン4の軸心Cを中心として形成された円形凹部である。このセンターキャビティ13は、内周面が断面円弧状に形成された底部15と、内径が一定になる状態でピストン4の軸線方向に延びる開口部16とから構成されている。この開口部16の内径は、底部15の最大径（センターキャビティ13の内部での内径）より小さくなるように形成されている。また、このセンターキャビティ13の底13aは、シリンダヘッド5に向けて凸になる略円錐状に形成されている。

10

【0029】

副キャビティ14は、この実施の形態においては、ピストン4の頂部4aにおける吸・排気弁6、7の弁体6a、7a（図1参照）と対向する部位に設けられた凹部である。この副キャビティ14は、吸・排気弁6、7の弁体6a、7aが臨むリセスの位置にリセスより深くかつ径方向に大きく弁体6a、7aの一部と相似形を呈するように形成されている。詳述すると、この副キャビティ14の開口形状は、図2に示すように、吸・排気弁6、7の弁体6a、7aを恰も遊嵌状態で深く挿入可能な形状に形成されている。また、副キャビティ14の底面14aは、図3に示すように、センターキャビティ13の底13aの頂部13bと略同じ高さとなる位置に形成されている。

20

【0030】

このようにピストン4の頂部4aに副キャビティ14を形成することにより、副キャビティ14の底面14aがセンターキャビティ13の開口部16の内周面16aに平面視円弧状の境界部分17を介して接続されていることになる。

この実施の形態によるピストン4において、図2に示すように、その頂面4bの外周側であって副キャビティ14どうしの間には、スキッシュエリアの底を構成する平坦面が形成されている。

【0031】

上述したように副キャビティ14をピストン4の頂部4aに形成することにより、圧縮比が低下することが考えられる。しかし、この実施の形態によるピストン4においては、センターキャビティ13の容積を減少させることによって圧縮比の低下を防いでいる。すなわち、このピストン4においては、図3中に破線Aで示すような形状であった従来のセンターキャビティの内面を同図中に実線で示す位置になるように形成することによって、容積を減少させ圧縮比を所定値に保持している。

30

【0032】

インジェクタ10は、図1に示すように、先端部に設けられた燃料噴射用ノズル21がシリンダヘッド5からシリンダボディ2側に突出する状態でシリンダヘッド5に固定されている。燃料噴射用ノズル21は、図1～図3中に二点鎖線Fで示すように、燃料を後述する8方向に細い円錐状に噴射する。燃料を噴射する方向は、図1および図3に示すように、センターキャビティ13と副キャビティ14との境界部分17を指向する方向である。

40

【0033】

この実施の形態による燃料噴射用ノズル21は、図2に示すように、ピストン4の軸線方向から見て、センターキャビティ13と各副キャビティ14との間の四箇所の境界部分17においてそれぞれ二箇所ずつ燃料を噴射する構成が採られている。すなわち、このノズル21は、ピストン4の軸線方向から見てピストン4の周囲を8等分する方向であってかつ四箇所の境界部分17の各々の二箇所を指向する方向に燃料を噴射する。

【0034】

このように境界部分17に燃料噴射用ノズル21から燃料が噴射することにより、この

50

噴射された燃料は、センターキャビティ 13 内と副キャビティ 14 内とに分配されることになる。また、インジェクタ 10 が燃料を噴射する時期は、圧縮行程の終期であってピストン 4 が上死点に達する直前に設定されている。このため、ノズル 21 から噴射された燃料は大部分が境界部分 17 に当たり、センターキャビティ 13 と副キャビティ 14 とに分配される。

この実施の形態による直接噴射式ディーゼルエンジン 1 は、一般的なディーゼルエンジンと同様に、インジェクタ 10 から噴射される燃料の噴射量によって出力を制御するように構成されている。

【0035】

上述したように構成された直接噴射式ディーゼルエンジン 1 においては、圧縮行程の終期に燃料がインジェクタ 10 からピストン 4 の境界部分 17 に向けて噴射される。この噴射された燃料は、センターキャビティ 13 と副キャビティ 14 とに分配され、両キャビティ 13, 14 内で空気と混合した状態で着火する。

【0036】

この実施の形態による直接噴射式ディーゼルエンジン 1 は、センターキャビティ 13 と副キャビティ 14 とが広い燃焼室を構成し、しかも、両キャビティ 13, 14 に燃料が分配される。このため、この直接噴射式ディーゼルエンジン 1 は、燃焼室内の相対的に多くなる空気を効率よく使用して燃料を略完全に燃焼させることができる。このように燃焼が良好になされることから、この直接噴射式ディーゼルエンジンは、低燃費を実現しながらより一層高い出力が得られ、不完全燃焼がなくなることから黒煙の発生量を低減することができる。

【0037】

黒煙の発生量は、実験の結果、図 6 に示すように、センターキャビティ 13 内にのみ燃料を噴射する場合に較べて、明らかに減少することが分かった。図 6 においては、この実施の形態によるピストン 4 のセンターキャビティ 13 内にのみ燃料を噴射した場合を実線で示し、境界部分 17 に燃料を噴射した場合を破線で示している。図 6 から明らかなように、境界部分 17 に燃料を噴射する場合は、センターキャビティ 13 内に燃料を噴射する場合に較べて、空燃比が相対的に低い（濃い）にもかかわらず、スモーク発生量（黒煙発生量）が少なくなることが分かる。このデータからもこのエンジン 1 においては燃焼が効率よく行われていることが分かる。

【0038】

ピストン 4 が圧縮行程で上死点に達すると、ピストン 4 とシリンダヘッド 5 との間に形成されたスキッシュエリアから空気が高速でセンターキャビティ 13 内と副キャビティ 14 内に吹き込む。この実施の形態によるピストン 4 は、センターキャビティ 13 の開口部 16 の内径が相対的に小さくなるように形成され、広いスキッシュエリアが形成されるから、このスキッシュエリアから吹き出す空気の量が多く、この空気によって燃焼をより一層改善することができる。また、副キャビティ 14 の底面 14a は、センターキャビティ 13 の底 13a の頂部 13b と略同じ高さとなるように深い位置に形成されており、副キャビティ 14 の容量の増大が図られている。このため、上述したようにスキッシュエリアから高速で吹き出す空気を副キャビティ 14 内で燃料に確実に混合させることができるから、さらに良好な燃焼が得られる。

【0039】

この実施の形態による直接噴射式ディーゼルエンジン 1 は、上述したように燃料が燃焼して膨張行程に移り、その後続く排気行程の終期でピストン 4 が上死点前 33° の位置に達したときに吸気弁 6 が開く。この吸気弁 6 と排気弁 7 とが同時に開くバルブオーバーラップの長さは、エンジンの運転状態が低速運転状態にあるときに相対的に長く（この例では図 4A で 68°）なり、エンジンの運転状態が高速運転状態にあるときに相対的に短く（この例では図 4B で 53°）なる。

【0040】

この実施の形態による直接噴射式ディーゼルエンジン 1 において、バルブオーバーラッ

10

20

30

40

50

プ時の吸気通路 8 内の圧力は、このエンジンの吸気装置がターボ過給方式あるいは自然吸気方式のいずれであっても、排気脈動効果を利用する構成の排気通路 9 内の負圧に較べて高くなる。このため、バルブオーバーラップ時には、吸気通路 8 内の圧力（過給圧または大気圧）と排気通路 9 内の圧力との圧力差で既燃ガスを掃気するように新気が吸気通路 8 から燃焼室内に流入する。

【0041】

この新気の流入量は、バルブオーバーラップが長い方がより多くなる。このため、このディーゼルエンジン 1 は、低速運転時にバルブオーバーラップを長くして吸入空気量を増大させているから、上述した副キャビティ 14 を有することによる燃焼改善の効果と相俟って低速トルクが増大する。

10

【0042】

また、この実施の形態で示したピストン 4 は、リセスより深い副キャビティ 14 が形成されているから、バルブオーバーラップ時の吸・排気弁 6, 7 の開度を大きくとることができ、空気の流動が円滑に行われるようになる。

さらに、この実施の形態で示すディーゼルエンジン 1 は、バルブオーバーラップが 60° を越えているにもかかわらず、ガソリンエンジンとは異なり、部分負荷での黒煙排出量、燃費に悪影響を受けることがない。一般に、ガソリンエンジンは、バルブオーバーラップが長いとオーバーラップ中に排ガスが排気系から負圧になっている吸気系へと逆流し、燃焼が悪化する。しかし、ディーゼルエンジンは、スロットル弁が存在しないために吸気系が負圧になることはなく、したがって排ガスの吸気系への逆流もない。ディーゼルエンジンの燃焼は、燃焼室内の各所で着火するいわゆる拡散燃焼である。このため、ディーゼルエンジンにおいては、均一混合気により燃焼するガソリンエンジンとは異なり、仮に排ガスが吸気系に逆流することがあったとしても、このような内部 EGR は問題とはならない。

20

【0043】

このディーゼルエンジン 1 のトルクは、バルブオーバーラップが上述したように最も長くなる低速運転状態、すなわち図 4 A に示すように、排気弁 7 が下死点前 9° で開き、上死点后 35° で閉じる状態では、図 5 中に実線で示すように変化する。図 5 において、破線は、バルブオーバーラップを最短にした状態、すなわち排気弁 7 が下死点前 24° で開き、上死点后 20° で閉じる状態でのトルクの変化を示す。なお、一点鎖線は、上述したようにバルブオーバーラップを最短にするとともに、吸気カム軸をこの実施の形態で示す吸気カム軸に較べて回転位相が 8° 遅角するもの（より一層オーバーラップが短くなるもの）に交換した状態でのトルクの変化を示す。

30

【0044】

図 5 に示すように、この実施の形態による直接噴射式ディーゼルエンジン 1 は、回転数が約 2200 rpm より低いときはバルブオーバーラップを長く設定することによって相対的に大きなトルクが発生する。また、エンジンの回転数が 2200 rpm より高い場合は、バルブオーバーラップが長いとトルクは相対的に小さくなる。このため、この実施の形態による可変バルブタイミング装置 12 は、エンジン回転数が約 2200 rpm より低い低速運転時に排気カム軸の位相を遅角させ、エンジン回転数が約 2200 rpm より高い高速運転時に排気カム軸の位相を進角させる構成が採られている。なお、エンジン回転数が 2200 rpm の近傍で上下したときに可変バルブタイミング装置 12 が遅角状態への移行と進角状態への移行とを繰り返すことがないように、可変バルブタイミング装置 12 の動作にヒステリシスをもたせることができる。

40

【0045】

このディーゼルエンジン 1 の運転域が高速運転域に達し、上述したように可変バルブタイミング装置 12 によって排気カム軸の位相が図 4 A に示す遅角側から図 4 B に示す進角側に移行すると、排気弁 7 の開く時期が早くなり、膨張行程の途中から排ガスが排気通路 9 に排出されるようになる。このようになると、膨張行程から排気行程に移行しピストン 4 が上昇するときのシリンダ内の圧力が相対的に低減することになるから、ポンピングロ

50

スを低減することができ、高速運転時の燃費が向上するとともに出力が増大する。

【0046】

なお、上述のように可変バルブタイミング装置12を使うことなく、排気カム開度を224°より長い例えば256°に形成することにより、バルブオーバーラップを長くすることと、排気弁7を早期に開くことを両立させようとしたら、バルブオーバーラップ時に他の気筒の排気弁7が同時に開く期間が長くなる。このため、このような構成を採ると、バルブオーバーラップ時に他の気筒の排気ブローダウン、すなわち排気弁が開き始めるときの高い圧力の排ガスが流入し、吸気が円滑に燃焼室に流入することができなくなって低速トルクが大幅に低下してしまう。

【0047】

この実施の形態による直接噴射式ディーゼルエンジン1は、排気可変タイミング装置12と組合わせて排気弁7の開く期間が224°という小開度のカムを使用しているために、二つの気筒の排気弁7どうしが同時に開く期間を可及的短くすることができる(図4A参照)。このため、他の気筒の排気ブローダウンにより他の気筒から排気通路9に流入する排ガスの流入量を最小限に抑えることができる。この小開度の排気カムを使用したことも、上述したように吸入効率を向上させることができた理由の一つになっている。

【0048】

この実施の形態による直接噴射式ディーゼルエンジン1は、バルブオーバーラップの長さを変えることにより最大トルクが発生するエンジン回転数を1500rpm程度に低下させることもできる。このように低回転時に最大トルクが発生するようになると、ターボチャージャーの効果が効率よく得られる回転数にエンジンの回転数が上昇するまでのタイムラグ(ターボラグ)を短くすることができ、高い加速性能を得ることができる。

【0049】

また、この実施の形態による直接噴射式ディーゼルエンジン1は、低回転でのエンジン自体の吸気能力が向上するため、過給圧を高くする必要がなく、ターボコンプレッサーの吐出空気量と過給圧との変化を示すサージ曲線(一般にターボコンプレッサーの使用限界を示す)より低圧側でターボコンプレッサーを使用することができる。このため、ターボコンプレッサーの高速での性能向上を図ることができるとともに、羽根の信頼性を向上させることができる。

【0050】

上述した実施の形態ではセンターキャビティ13の開口部16の内径を他の部位に較べて小さく形成する例を示したが、センターキャビティ13は、その内周面の内径が開口部から底部まで略等しくなるように形成することもできる。この構成を採ることにより、センターキャビティ13の形状が単純になることからその形成が容易になり、ピストン4の製造コストを低減することができる。

【0051】

上述した実施の形態では多気筒型の直接噴射式ディーゼルエンジンを例に挙げて説明したが、本発明は単気筒直接噴射式ディーゼルエンジンにも適用することができる。また、上述した実施の形態では1気筒当たり吸・排気弁を2個ずつ備えた直接噴射式ディーゼルエンジンを示したが、吸・排気弁の数量はこれに限定されることはない。例えば、図7および図8に示すように、1気筒当たり吸・排気弁6, 7を1個ずつ備えたディーゼルエンジンや、図9に示すように、1気筒当たりの2個の吸気弁6, 6と1個の排気弁7とを備えたディーゼルエンジンや、図10に示すように、1気筒当たり3個の吸気弁6, 6, 6と2個の排気弁7, 7とを備えたディーゼルエンジンや、図11に示すように、1気筒当たり2個の吸気弁6, 6と3個の排気弁7, 7, 7とを備えたディーゼルエンジンなどにも本発明を適用することができる。

【0052】

吸・排気弁を1個ずつ備える場合には、図1～図3に示す形態のように、副キャビティ14をピストン4の頂部4aの四箇所形成することが燃焼改善を図るうえで好ましい。この場合は、ピストン4の頂部4aにおける吸・排気弁6, 7とは対向していない部位に

10

20

30

40

50

も副キャビティ 14 が形成されることになる。吸・排気弁 6, 7 がピストン 4 の頂部 4 a に対して一側方に偏るように設けられているような場合は、図 7 に示すように、ピストン 4 の頂部 4 a における吸・排気弁 6, 7 とは反対側であって吸・排気弁 6, 7 とは対向していない部位にも副キャビティ 14を形成することができる。また、この場合、図 8 に示すように、ピストン 4 の頂部 4 a における吸気弁 6 と排気弁 7 との間と対向する部分にも副キャビティ 14 を形成することができる。

【0053】

1 気筒当たりの 2 個の吸気弁 6, 6 と 1 個の排気弁 7 とを備えたディーゼルエンジンの場合は、図 9 に示すように、ピストン 4 の頂部 4 a における 2 個の吸気弁 6, 6 どちらの間と対向する部位にも副キャビティ 14 を形成することができる。

10

1 気筒当たり 3 個の吸気弁 6 と 2 個の排気弁 7 とを備える場合や、1 気筒当たり 2 個の吸気弁 6 と 3 個の排気弁 7 とを備える場合は、図 10 および図 11 に示すように、ピストン 4 の頂部 4 a における各吸・排気弁 6, 7 と対向する部位に副キャビティ 14 が形成される。

【0054】

加えて、上述した実施の形態では排気カム軸の回転位相を変える構成の可変バルブタイミング装置 12 を使用する例を示してある。しかし、本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンを実現するに当たっては、排気弁 7 の開く時期と、閉じる時期とを個別に変えることができる可変バルブタイミング装置を使用することができる。このような構成の可変バルブタイミング装置を使用するときには、エンジンの運転域が低速運転域にあるときに排気弁の開く時期を変えずに排気弁の閉じる時期のみを遅角させる構成を採ることができる。

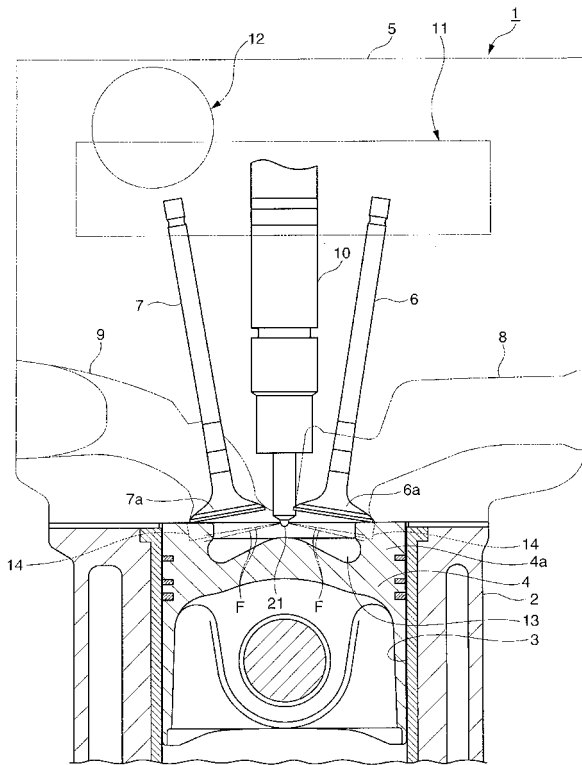
20

【産業上の利用可能性】

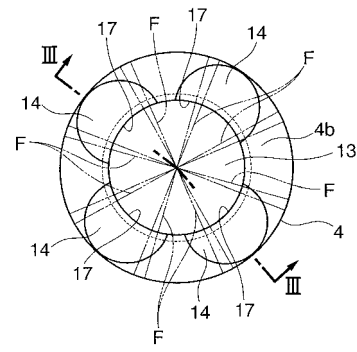
【0055】

本発明に係る直接噴射式ディーゼルエンジンは、乗用車やバス、トラックなどの自動車やその他の乗り物のエンジンとして利用したり、発電機などの産業用のエンジンとして利用することができる。

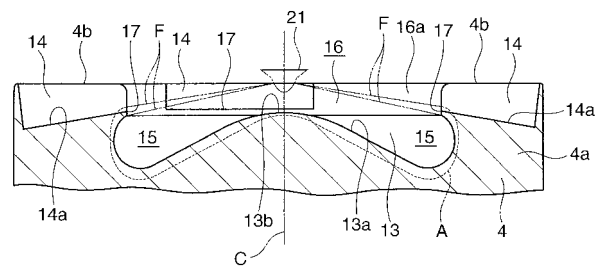
【図 1】



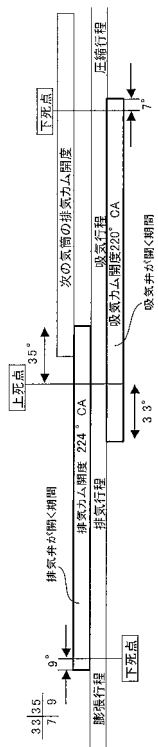
【図 2】



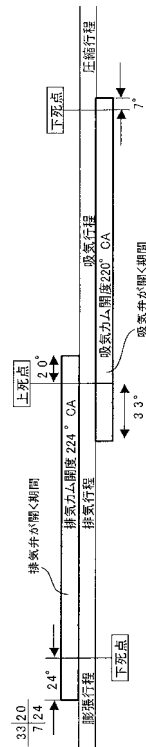
【図 3】



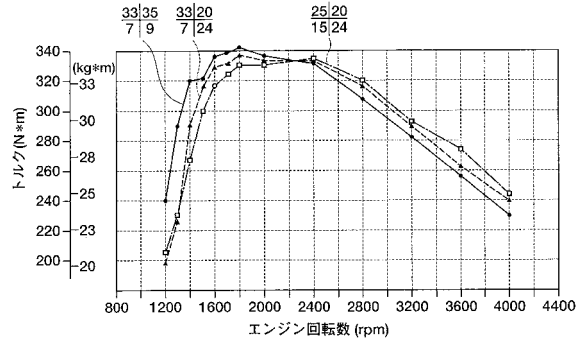
【図 4 A】



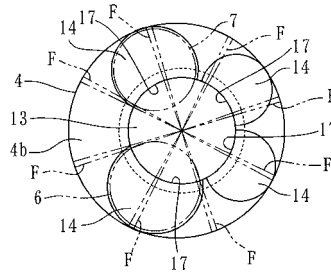
【図 4 B】



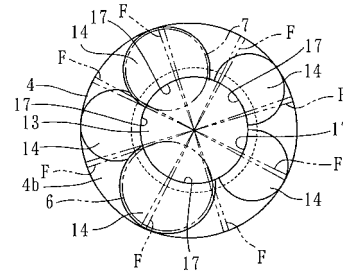
【図 5】



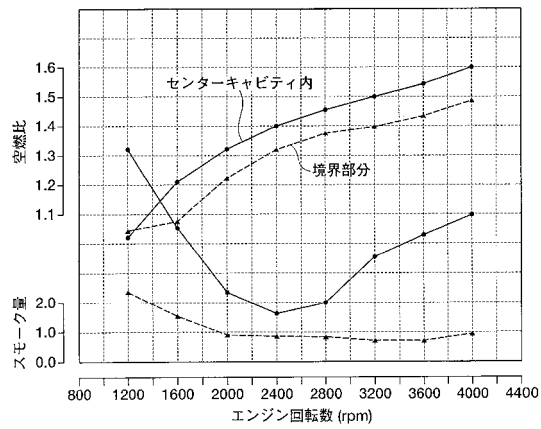
【図 7】



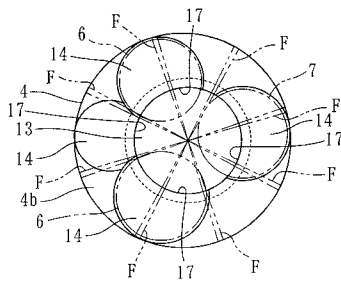
【図 8】



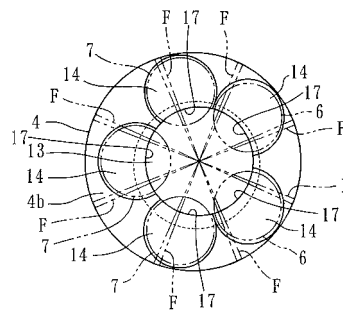
【図 6】



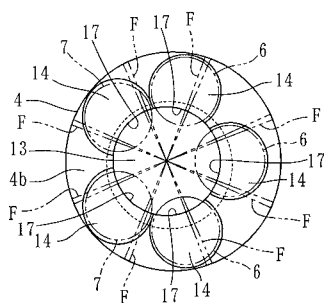
【図 9】



【図 11】



【図 10】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 2 D 13/02 H

(56)参考文献 特開平04-153563 (JP, A)
特開2003-278547 (JP, A)
特開平11-036868 (JP, A)
特開平03-100361 (JP, A)
特開2004-190572 (JP, A)
特開2000-110524 (JP, A)
特開平10-299520 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02B 23/06
F02D 13/02
F02F 3/26