

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4906055号  
(P4906055)

(45) 発行日 平成24年3月28日(2012.3.28)

(24) 登録日 平成24年1月20日(2012.1.20)

(51) Int.Cl.	F I
FO2B 23/06 (2006.01)	FO2B 23/06 W
FO2F 3/26 (2006.01)	FO2B 23/06 R
	FO2B 23/06 U
	FO2F 3/26 C

請求項の数 1 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2006-30936 (P2006-30936)	(73) 特許権者	000005463 日野自動車株式会社 東京都日野市日野台3丁目1番地1
(22) 出願日	平成18年2月8日(2006.2.8)	(74) 代理人	110000512 特許業務法人山田特許事務所
(65) 公開番号	特開2007-211644 (P2007-211644A)	(74) 代理人	100062236 弁理士 山田 恒光
(43) 公開日	平成19年8月23日(2007.8.23)	(74) 代理人	100083057 弁理士 大塚 誠一
審査請求日	平成21年1月29日(2009.1.29)	(72) 発明者	飯窪 将太郎 東京都日野市日野台3丁目1番地1 日野自動車株式会社内
		(72) 発明者	中島 大 東京都日野市日野台3丁目1番地1 日野自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】直噴式ディーゼルエンジンの燃焼室構造

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ピストン頂面にキャビティを凹設し、該キャビティ内に気筒天井部の中心から燃料を放射状に噴射して自己着火せしめる直噴式ディーゼルエンジンの燃焼室構造であって、キャビティの開口の外周部にピストン頂面に対し所要深さ窪んで段差を成す抉り部を設け、該抉り部の底面の外周部が曲面を描くように上昇してピストン頂面に到り且つ前記抉り部の底面の内周部とキャビティの底面から立ち上がる燃焼室壁面部とによりピストン頂面から一段下がった位置に入口リップ部を形成し、前記抉り部の半径方向の幅寸法が入口リップ部の口径の9%以上で且つ19%以下となり、ピストン頂面に対する入口リップ部の深さ寸法が該入口リップ部の口径の4.5%以上で且つ9.5%以下となるように構成すると共に、燃料噴射のノズルコーン角を140°~160°の範囲とし、噴射期間の少なくとも初期に燃料噴霧が入口リップ部付近に吹き付けられるように構成したことを特徴とする直噴式ディーゼルエンジンの燃焼室構造。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、直噴式ディーゼルエンジンの燃焼室構造に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、自動車のディーゼルエンジン等では、排気側から排気ガスの一部を抜き出し

て吸気側へと戻し、その吸気側に戻された排気ガスでエンジン内での燃料の燃焼を抑制させて燃焼温度を下げることによりNOxの発生を低減するようにした、いわゆる排気ガス再循環（EGR：Exhaust Gas Recirculation）を採用したものである。

【0003】

図16は排気ガスを再循環する機構を備えたディーゼルエンジンの一例を示すもので、ここに図示しているディーゼルエンジン1においては、排気ガス2が流通する排気通路3と吸気通路4との間がEGRパイプ5により接続されており、このEGRパイプ5の途中に備えたEGRバルブ6を介し排気ガス2の一部を吸入空気7と一緒に再循環してディーゼルエンジン1の気筒内に送り込み、該気筒内での燃焼温度を下げてNOxの低減化を図るようにしてある。

10

【0004】

また、ディーゼルエンジン1の各気筒の天井部（気筒天井部23）に、燃料（軽油）を気筒内に噴射する多孔式のインジェクタ8が装備されていると共に、ピストン9の頂面には、燃焼室の大半を成すように窪むキャビティ10が凹設されており、該キャビティ10の内周面に対し前記インジェクタ8の先端部から燃料が放射状に噴射されて圧縮行程終期の高い気筒内温度により自己着火するようになっている。

【0005】

前記キャビティ10の詳細は図17に示す通りであり、キャビティ10の開口の外縁部を成す入口リップ部11と、該入口リップ部11から緩やかなS字カーブを描くように下降して前記入口リップ部11より半径方向外側へ張り出す燃焼室壁面部12と、該燃焼室壁面部12から半径方向内側へ向かう緩やかな曲面を成す外側曲面部13と、該外側曲面部13の下端部全周からピストン中心Oに向け扁平な円錐状を成すセンターコーン14とを備えて前記キャビティ10が形成されるようになっている。

20

【0006】

また、図16のディーゼルエンジン1におけるインジェクタ8の噴射作動については、エンジン制御コンピュータ（ECU：Electronic Control Unit）を成す制御装置15からの燃料噴射指令8aにより制御されるようになっており、圧縮上死点近辺で前記インジェクタ8に燃料噴射指令8aを出力して燃料を噴射せしめるようにしてある。

【0007】

また、この制御装置15には、アクセル開度をディーゼルエンジン1の負荷として検出するアクセルセンサ16（負荷センサ）からのアクセル開度信号16aや、ディーゼルエンジン1の機関回転数を検出する回転センサ17からの回転数信号17a等が入力されており、各種のエンジン制御を実行するべくディーゼルエンジン1の運転状態が常に監視されるようになっている。

30

【0008】

尚、図16中における18はクランクシャフト、19は排気ポート、20は排気弁、21は吸気ポート、22は吸気弁、23は気筒天井部を示しており、該吸気弁22及び前記排気弁20は、図示しないエンジン駆動のカムシャフトに備えたカムによりプッシュロッドやロッカーアームを介して各気筒毎の行程に応じた適切なタイミングで開弁操作されるようになっている。

40

【0009】

この種の直噴式ディーゼルエンジンの燃焼室構造に関連する先行技術文献情報としては、例えば、下記の特許文献1や特許文献2等が既に提案されている状況にある。

【特許文献1】特開平6-212973号公報

【特許文献2】特開平7-150944号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0010】

しかしながら、図16に示す如き従来の直噴式ディーゼルエンジンにおいて、排気ガス2の再循環によりNOxの低減化を図ることは、気筒内での燃焼不良により黒煙を発生し

50

てしまうこととトレードオフの関係にあるので、大幅なNOxの低減化を実現するべく単純に排気ガス2の再循環量を増やしてしまうと、黒煙の発生や燃費の悪化等といった問題を招いてしまうことになる。

#### 【0011】

そこで、本発明者らが図17に示す如き既存の燃焼室構造に関し、燃料噴霧の拡散状況に着目して鋭意研究を続けたところ、図18(クランク角 $8^{\circ}$ )、図19(クランク角 $12^{\circ}$ )、図20(クランク角 $16^{\circ}$ )、図21(クランク角 $20^{\circ}$ )、図22(クランク角 $24^{\circ}$ )に順を追って示している通り、低速運転時においては、燃料の噴射期間に対しピストン9の下降速度が遅いために該ピストン9が十分に下降する前に燃料噴射が終了してしまい、燃料噴霧の殆どがキャビティ10内に噴射されて留まり、ここに燃料の濃い領域が局所的に形成されて黒煙が発生し易くなっているという事実を見いだした。尚、図中にFで示す線図は、噴射燃料の濃度別分布の拡散状況を模式的に示したものであり、内側の分布領域ほど燃料の濃度が濃いことを示している。

10

#### 【0012】

他方、図23(クランク角 $8^{\circ}$ )、図24(クランク角 $20^{\circ}$ )、図25(クランク角 $24^{\circ}$ )、図26(クランク角 $28^{\circ}$ )、図27(クランク角 $40^{\circ}$ )に順を追って示している通り、高速運転時においては、燃料の噴射期間に対しピストン9の下降速度が速いために該ピストン9が燃料噴射の前半から大きく下がり過ぎてしまい、燃料噴霧の殆どがキャビティ10内に入らずにスキッシュエリアS(キャビティ10周囲のピストン9の頂面と気筒天井部23との間の領域)へ流れてライナ壁付近(スキッシュエリアSの最外側部分)に留まり、ここに燃料の濃い領域が局所的に形成されて黒煙が発生し易くなっているという事実を見いだした。

20

#### 【0013】

本発明は上述の実情に鑑みてなしたもので、排気ガスの再循環量を増やしても黒煙の発生や燃費の悪化を極力回避し得るようにした直噴式ディーゼルエンジンの燃焼室構造を提供することを目的としている。

#### 【課題を解決するための手段】

#### 【0014】

本発明は、ピストン頂面にキャビティを凹設し、該キャビティ内に気筒天井部の中心から燃料を放射状に噴射して自己着火せしめる直噴式ディーゼルエンジンの燃焼室構造であって、キャビティの開口の外周部にピストン頂面に対し所要深さ窪んで段差を成す抉り部を設け、該抉り部の底面の外周部が曲面を描くように上昇してピストン頂面に到り且つ前記抉り部の底面の内周部とキャビティの底面から立ち上がる燃焼室壁面部とによりピストン頂面から一段下がった位置に入口リップ部を形成し、前記抉り部の半径方向の幅寸法が入口リップ部の口径の9%以上で且つ19%以下となり、ピストン頂面に対する入口リップ部の深さ寸法が該入口リップ部の口径の4.5%以上で且つ9.5%以下となるように構成すると共に、燃料噴射のノズルコーン角を $140^{\circ} \sim 160^{\circ}$ の範囲とし、噴射期間の少なくとも初期に燃料噴霧が入口リップ部付近に吹き付けられるように構成したことを特徴とするものである。

30

#### 【0015】

而して、低速運転時においては、燃料の噴射期間に対しピストンの下降速度が遅いため、キャビティ内に気筒天井部の中心から放射状に燃料噴射を行うと、ピストンが十分に下降する前に燃料噴射が終了してしまうことになるが、ピストン頂面から一段下がった位置に入口リップ部が形成されているため、噴射期間の大半で燃料噴霧が入口リップ部付近に吹き付けられてキャビティ内に向かう流れと抉り部に向かう流れとに分配されることになる。

40

#### 【0016】

そして、抉り部側へ流れた燃料噴霧が半径方向外側に向かうにつれ曲面に案内されて上向きの流れを形成するので、この上向きの流れの形成とピストンの下降動作が相まって縦向き旋回の渦が抉り部の上側付近に発生し、この渦により半径方向内側への燃料噴霧の移

50

動が促されると共に、前記の上向きの流れに残存する噴射の勢いで半径方向外側への燃料噴霧の移動も促され、スキッシュエリア内での良好な燃料噴霧の拡散が図られることになる。

【0017】

他方、入口リップ部付近に吹き付けられてキャビティ側へ流れた燃料噴霧は、燃焼室壁面部に沿ってキャビティの底面に下降して該底面に沿って半径方向内側へ向かう流れを形成し、この下降から半径方向内側へ向かう一連の流れの形成とピストンの下降動作が相まって縦向き旋回の渦がキャビティ内に発生し、この渦によりキャビティ内での燃料噴霧の拡散が促進されると共に、既に一部が抉り部側に流れ込んで量的に少なくなっていることから燃料噴霧が拡散し易くなり、キャビティ内に燃料の濃い領域が局所的に形成される虞れが回避される。

10

【0018】

また、高速運転時においては、燃料の噴射期間に対しピストンの下降速度が速いため、キャビティ内に気筒天井部の中心から放射状に燃料噴射を行うと、ピストンが燃料噴射の前半から大きく下がり過ぎてしまうことになるが、ピストン頂面から一段下がった位置に入口リップ部が形成されているため、噴射期間の初期に燃料噴霧が入口リップ部付近に吹き付けられてキャビティ内に向かう流れと抉り部に向かう流れとに分配され、これ以降は燃料噴霧の大半が入口リップ部より上側の抉り部に吹き付けられて該抉り部の曲面により上向きの流れを形成し、この上向きの流れを挟むようにして半径方向内側と外側に互に逆向きの渦が発生し、これら各渦によりスキッシュエリア内での良好な燃料噴霧の拡散が図られるので、スキッシュエリアのライナ壁付近に燃料の濃い領域が局所的に形成される虞れが回避される。

20

【0019】

他方、入口リップ部付近に吹き付けられてキャビティ側へ流れた燃料噴霧は、燃焼室壁面部に沿ってキャビティの底面に下降して該底面に沿って半径方向内側へ向かう流れを形成し、この下降から半径方向内側へ向かう一連の流れの形成とピストンの下降とが相まって縦向き旋回の渦がキャビティ内に発生し、この渦によりキャビティ内での燃料噴霧の拡散が促進される。

【発明の効果】

【0021】

上記した本発明の直噴式ディーゼルエンジンの燃焼室構造によれば、低速運転時におけるキャビティ内に燃料の濃い領域が局所的に形成される虞れや、高速運転時におけるスキッシュエリアのライナ壁付近に燃料の濃い領域が局所的に形成される虞れを未然に回避することができ、しかも、燃焼室の広範囲に燃料噴霧を積極的に拡散させて良好に燃焼させることができるので、黒煙の発生や燃費の悪化を極力回避しながら排気ガスの再循環量を既存の直噴式ディーゼルエンジンで実現できなかったレベルまで増加することができ、従来よりも優れたNOxの低減効果を得ることができるといった優れた効果を奏し得る。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【0022】

以下本発明の実施の形態を図面を参照しつつ説明する。

40

【0023】

図1～図15は本発明を実施する形態の一例を示すもので、図16及び図17と同一の符号を付した部分は同一物を表わしている。

【0024】

先に図16で説明した直噴式ディーゼルエンジン1に関し、本形態例においては、図1に示す如く、ピストン9の頂面に凹設されているキャビティ10の開口の外周部に、ピストン9の頂面に対し所要深さだけ窪んで段差を成す抉り部24を設け、該抉り部24の底面の外周部が曲面を描くように上昇してピストン9の頂面に到り且つ前記抉り部24の底面の内周部とキャビティ10の底面から立ち上がる燃焼室壁面部12とによりピストン9の頂面から一段下がった位置に入口リップ部11が形成されるように構成してある。

50



4に吹き付けられて該抉り部24の曲面により上向きの流れを形成し、この上向きの流れを挟むようにして半径方向内側と外側に互に逆向きの渦が発生し、これら各渦によりスキッシュエリアS内での良好な燃料噴霧の拡散が図られるので、スキッシュエリアSのライナ壁付近(スキッシュエリアSの最外側部分)に燃料の濃い領域が局所的に形成される虞れが回避される。

【0031】

他方、入口リップ部11付近に吹き付けられてキャビティ10側へ流れた燃料噴霧は、燃烧室壁面部12に沿いキャビティ10の底面に下降して該底面に沿い半径方向内側へ向かう流れを形成し、この下降から半径方向内側へ向かう一連の流れの形成とピストン9の下降とが相まって縦向き旋回の渦がキャビティ10内に発生し、この渦によりキャビティ10内での燃料噴霧の拡散が促進される。

10

【0032】

従って、上記形態例によれば、低速運転時におけるキャビティ10内に燃料の濃い領域が局所的に形成される虞れや、高速運転時におけるスキッシュエリアSのライナ壁付近に燃料の濃い領域が局所的に形成される虞れを未然に回避することができ、しかも、燃烧室の広範囲に燃料噴霧を積極的に拡散させて良好に燃烧させることができるので、黒煙の発生や燃費の悪化を極力回避しながら排気ガス2(図16参照)の再循環量を既存の直噴式ディーゼルエンジンで実現できなかったレベルまで増加することができ、従来よりも優れたNOxの低減効果を得ることができる。

20

【0033】

事実、本発明者らによる検証実験によれば、図12及び図13に低速運転の場合と高速運転の場合とをグラフで夫々示している通り、従来の燃烧室構造を採用した場合よりも、本形態例の燃烧室構造を採用した場合の方が、黒煙の発生と燃費の悪化の何れについても改善が認められた。

【0034】

尚、図12及び図13においては、従来の燃烧室構造を採用した場合の実験結果を基準(100%)として、本形態例の燃烧室構造を採用した場合の実験結果を百分率で相対評価したグラフとなっており、横軸ではNOx発生量を、上段の縦軸では黒煙発生量を、下段の縦軸では所定の出力を出すのに必要な燃料消費量を評価したものとなっている。

30

【0035】

更に、本形態例において、燃料噴射のノズルコーン角を $140^{\circ}$ ~ $160^{\circ}$ の範囲に規定し、抉り部24の半径方向の幅寸法Lが入口リップ部11の口径dの9%以上で且つ19%以下となるようにし、しかも、ピストン9の頂面に対する入口リップ部11の深さ寸法hが該入口リップ部11の口径dの4.5%以上で且つ9.5%以下となるようにしている意義につき以下に詳述する。

【0036】

図14にグラフで示す如く、燃料噴射のノズルコーン角を $140^{\circ}$ ~ $160^{\circ}$ の範囲に規定した条件下で低速運転に関して幅寸法Lの口径dに対する割合を0%から大きくしていくと、9%以上となった時に黒煙低減効果が顕著であることが確認された。

40

【0037】

これは、抉り部24の幅寸法Lが大きくなることによって、酸素が多く存在しているスキッシュエリアS(気筒の外周側の方が内周側よりも体積が大きい分だけ酸素も多い)へ燃料噴霧が拡散し易くなって空気利用率が向上する結果、煤の再酸化が促進されて黒煙の発生が著しく抑制されるものと考えられる。

【0038】

ただし、高速運転に関しては、幅寸法Lの口径dに対する割合が21%以上となったところで急激に黒煙低減効果が低下することが確認されており、これは、抉り部24の幅寸法Lが大きくなり過ぎて燃料噴霧がライナ壁に到達するようになってしまったためであると考えられる。

【0039】

50

而して、これらの実験結果を総合的に勘案すると、抉り部 24 の半径方向の幅寸法 L を入口リップ部 11 の口径 d の 9 % 以上で且つ 19 % 以下となるように範囲規定するのが最適であると結論づけられ、この範囲であれば、低速運転時と高速運転時の両方で顕著な黒煙低減効果が得られることになる。

【0040】

他方、図 15 にグラフで示す如く、燃料噴射のノズルコーン角を  $140^{\circ} \sim 160^{\circ}$  の範囲に規定した条件下で低速運転に関して深さ寸法 h の口径 d に対する割合を 0 % から大きくしていくと、約 4.5 ~ 12 % の間で黒煙低減効果が顕著であることが確認された。

【0041】

これは、入口リップ部 11 の深さ寸法 h が大きくなることによって、酸素が多く存在しているスキッシュエリア S へ燃料噴霧が拡散し易くなって空気利用率が向上する結果、煤の再酸化が促進されて黒煙の発生が著しく抑制されるものと考えられる。

【0042】

ただし、高速運転に関しては、深さ寸法 h の口径 d に対する割合が低速運転の場合と同じ 4.5 % 以上となったあたりから黒煙低減効果が顕著となるものの、10 % 以上となったところで急激に黒煙低減効果が低下することが確認されており、これは、入口リップ部 11 の深さ寸法 h が大きくなり過ぎて抉り部 24 の容積が過剰に増え、燃焼室形状により生成されるべき空気流動（スキッシュ）が低下したためであると考えられる。

【0043】

而して、これらの実験結果を総合的に勘案すると、入口リップ部 11 の口径 d の 4.5 % 以上で且つ 9.5 % 以下となるように範囲規定するのが最適であると結論づけられ、この範囲であれば、低速運転時と高速運転時の両方で顕著な黒煙低減効果が得られることになる。

【0044】

更に、付言しておくとして、燃料噴射のノズルコーン角を  $140^{\circ} \sim 160^{\circ}$  の範囲に条件付けした上で、幅寸法 L の口径 d に対する割合と、深さ寸法 h の口径 d に対する割合とを範囲規定しているのは、現状のディーゼルエンジン 1 における一般的なノズルコーン角が約  $155^{\circ}$  程度であることに鑑み、将来的にも  $140^{\circ} \sim 160^{\circ}$  の範囲でノズルコーン角を変更することが有り得るからである。

【0045】

特に、近年においては、NOx 発生を抑制する観点から燃料の噴射時期を遅らせる傾向にあり、このように燃料の噴射時期を遅らせれば、ピストン 9 の下降による圧力降下により燃焼温度が抑制されて NOx 発生が抑制されることになるが、燃料の吹き終わりがクランク角で見て遅くなり、特に高速運転時に燃料噴射がライナ壁に直撃してオイル膜の希釈等の不具合を起こし易くなるため、斯かる燃料噴射のライナ壁への直撃を回避し得るようノズルコーン角を従来より小さく絞ることが考えられており、 $140^{\circ}$  付近までは絞り込まれる可能性があるとして想定されている。

【0046】

また、このように燃料噴射のノズルコーン角を現状より小さく絞り込んだ場合に、従来の燃焼室構造を採用したままでは、その低速運転時における燃料噴霧の殆どがキャピティ 10 内に偏る傾向が益々顕著となることが明らかであり、NOx 低減のために燃料噴射のノズルコーン角を現状より小さく絞り込む場合に、本形態例の如き燃焼室構造を採用する意義が更に高くなることは言うまでもない。

【0047】

尚、本発明の直噴式ディーゼルエンジンの燃焼室構造は、上述の形態例にのみ限定されるものではなく、図示している例では、入口リップ部から緩やかな S 字カーブを描くように下降して前記入口リップ部より半径方向外側へ張り出す燃焼室壁面部としたリエントラント型のキャピティで例示しているが、燃焼室壁面部が入口リップ部と同じ口径のまま鉛直方向に延びるようにしたトロイダル型のキャピティであっても良いこと、その他、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において種々変更を加え得ることは勿論である。

10

20

30

40

50

## 【図面の簡単な説明】

【0048】

【図1】本発明を実施する形態の一例を示す断面図である。

【図2】低速運転時のクランク角 $8^\circ$ での燃料拡散状態を示す図である。【図3】低速運転時のクランク角 $12^\circ$ での燃料拡散状態を示す図である。【図4】低速運転時のクランク角 $16^\circ$ での燃料拡散状態を示す図である。【図5】低速運転時のクランク角 $20^\circ$ での燃料拡散状態を示す図である。【図6】低速運転時のクランク角 $24^\circ$ での燃料拡散状態を示す図である。【図7】高速運転時のクランク角 $8^\circ$ での燃料拡散状態を示す図である。【図8】高速運転時のクランク角 $20^\circ$ での燃料拡散状態を示す図である。

10

【図9】高速運転時のクランク角 $24^\circ$ での燃料拡散状態を示す図である。【図10】高速運転時のクランク角 $28^\circ$ での燃料拡散状態を示す図である。【図11】高速運転時のクランク角 $40^\circ$ での燃料拡散状態を示す図である。

【図12】本発明者らによる検証実験の結果を示す低速運転のグラフである。

【図13】本発明者らによる検証実験の結果を示す高速運転のグラフである。

【図14】抉り部の半径方向の幅寸法の最適範囲を説明するグラフである。

【図15】入口リップ部の深さ寸法の最適範囲を説明するグラフである。

【図16】排気ガスを再循環する機構を備えたディーゼルエンジンの概略図である。

【図17】図16のキャビティの詳細を示す断面図である。

【図18】低速運転時のクランク角 $8^\circ$ での従来の燃料拡散状態を示す図である。

20

【図19】低速運転時のクランク角 $12^\circ$ での従来の燃料拡散状態を示す図である。【図20】低速運転時のクランク角 $16^\circ$ での従来の燃料拡散状態を示す図である。【図21】低速運転時のクランク角 $20^\circ$ での従来の燃料拡散状態を示す図である。【図22】低速運転時のクランク角 $24^\circ$ での従来の燃料拡散状態を示す図である。【図23】高速運転時のクランク角 $8^\circ$ での従来の燃料拡散状態を示す図である。【図24】高速運転時のクランク角 $20^\circ$ での従来の燃料拡散状態を示す図である。【図25】高速運転時のクランク角 $24^\circ$ での従来の燃料拡散状態を示す図である。【図26】高速運転時のクランク角 $28^\circ$ での従来の燃料拡散状態を示す図である。【図27】高速運転時のクランク角 $40^\circ$ での従来の燃料拡散状態を示す図である。

【符号の説明】

30

【0049】

1 ディーゼルエンジン

9 ピストン

10 キャビティ

11 入口リップ部

12 燃焼室壁面部

23 気筒天井部

24 抉り部

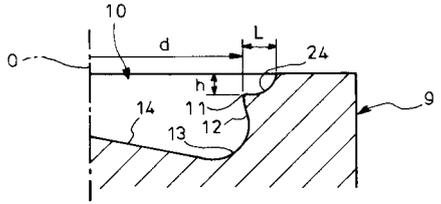
L 抉り部の半径方向の幅寸法

d 入口リップ部の口径

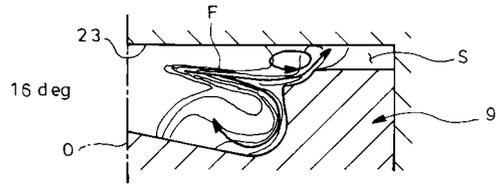
h ピストン頂面に対する入口リップ部の深さ寸法

40

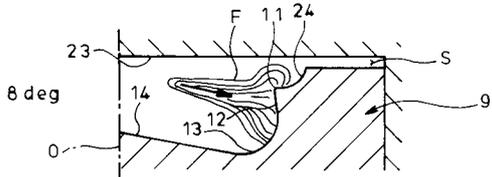
【図 1】



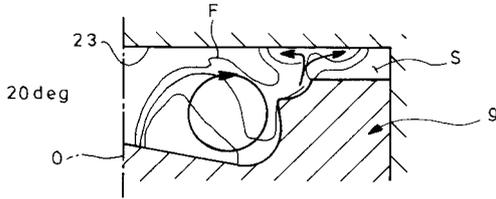
【図 4】



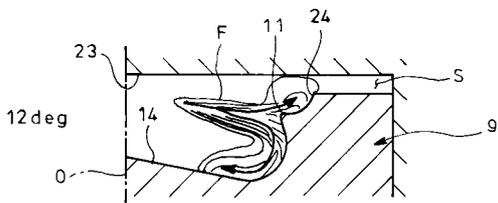
【図 2】



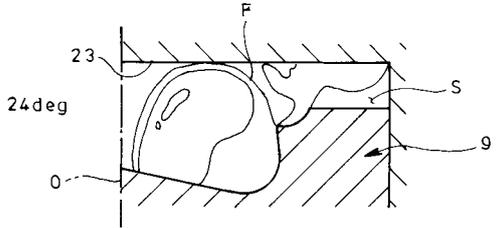
【図 5】



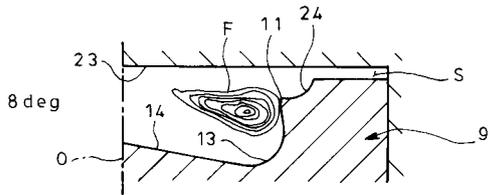
【図 3】



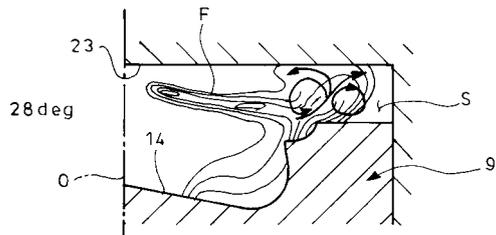
【図 6】



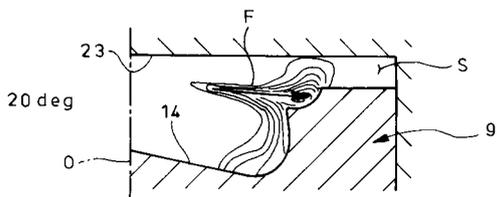
【図 7】



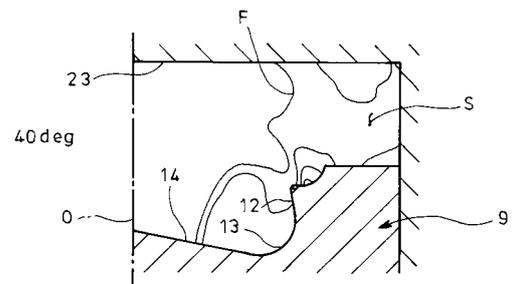
【図 10】



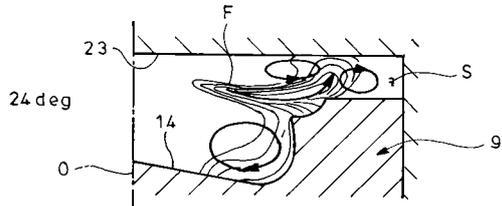
【図 8】



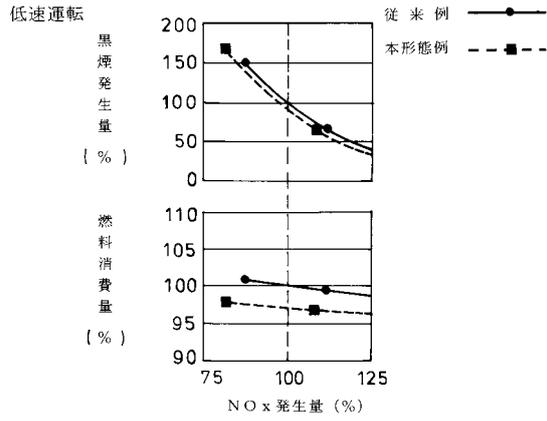
【図 11】



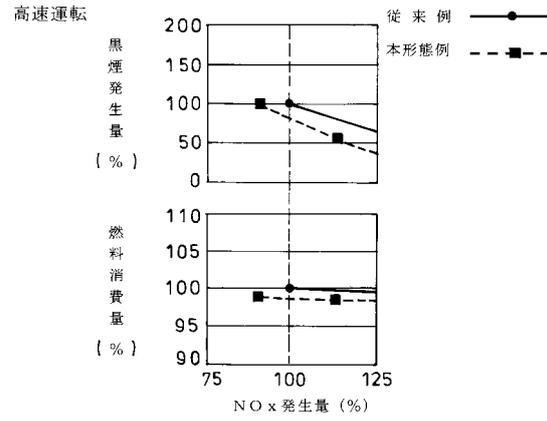
【図 9】



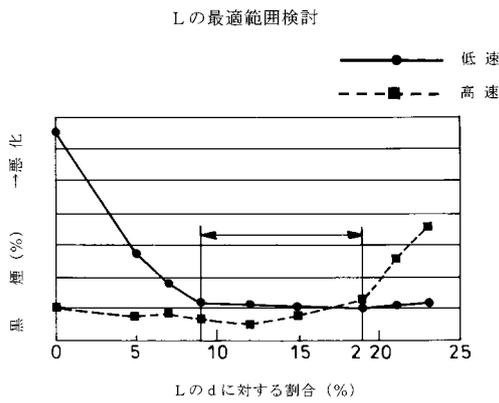
【図12】



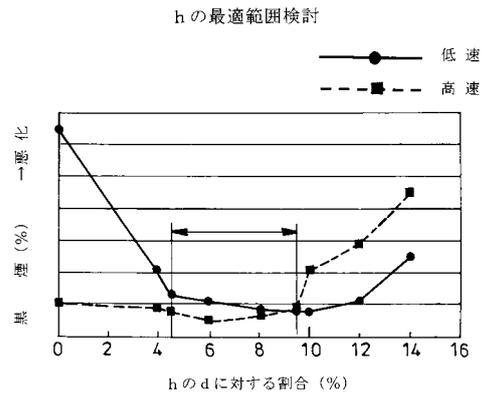
【図13】



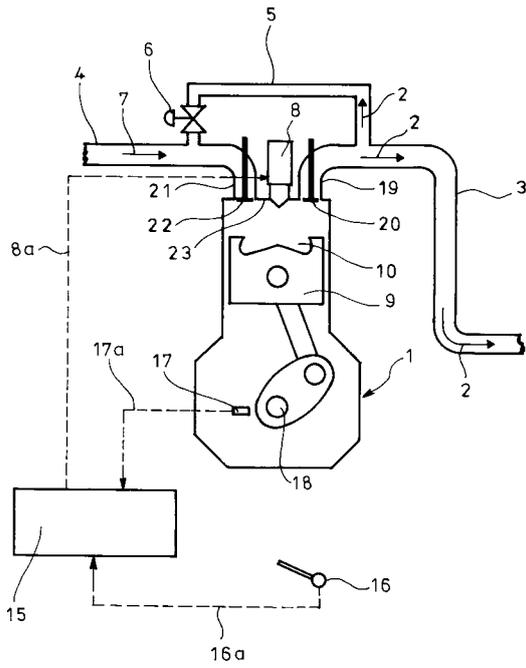
【図14】



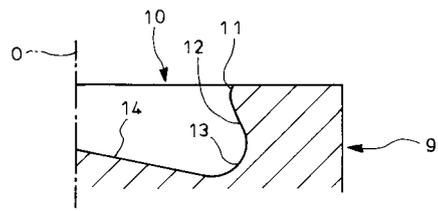
【図15】



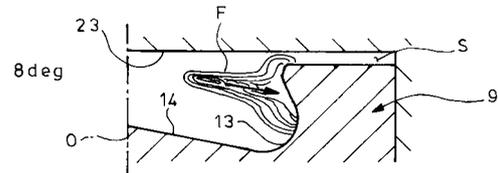
【 16 】



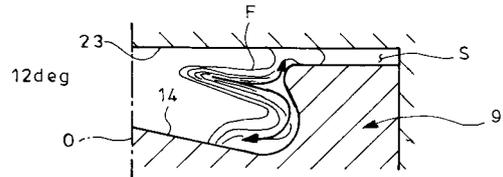
【 17 】



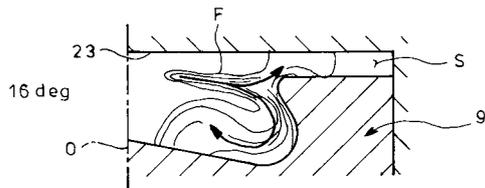
【 18 】



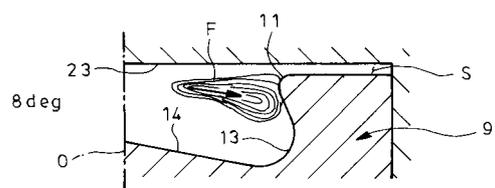
【 19 】



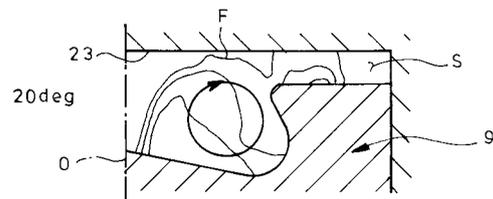
【 20 】



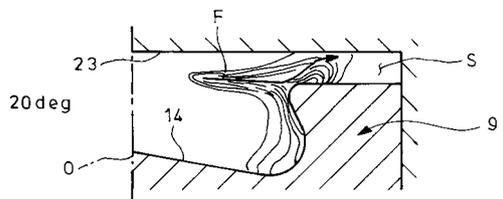
【 23 】



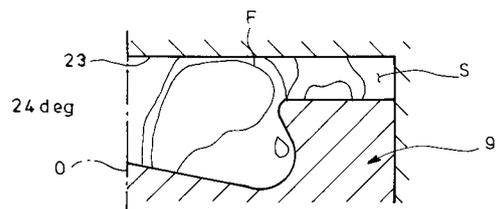
【 21 】



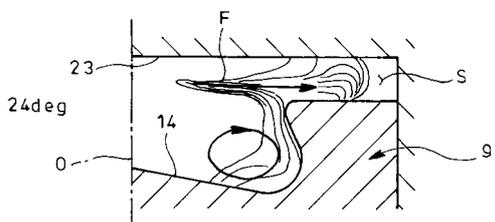
【 24 】



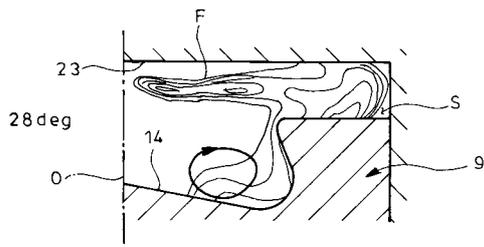
【 22 】



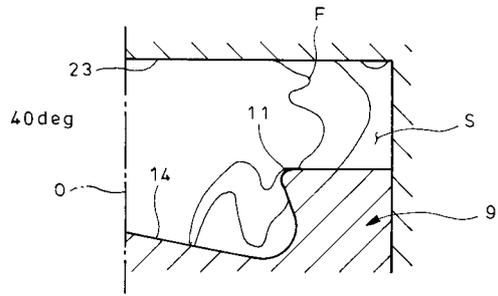
【 25 】



【 26 】



【 27 】



---

フロントページの続き

- (72)発明者 足立 祐輔  
東京都日野市日野台3丁目1番地1 日野自動車株式会社内
- (72)発明者 下川 清広  
東京都日野市日野台3丁目1番地1 日野自動車株式会社内

審査官 赤間 充

- (56)参考文献 特開2000-220520(JP,A)  
特開平05-071347(JP,A)  
特開2001-207853(JP,A)  
実公昭53-022642(JP,Y1)  
特開2004-190573(JP,A)  
特開昭56-106022(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- |      |             |
|------|-------------|
| F02B | 19/00~23/10 |
| F02F | 3/26        |