

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4286419号  
(P4286419)

(45) 発行日 平成21年7月1日(2009.7.1)

(24) 登録日 平成21年4月3日(2009.4.3)

(51) Int.Cl.

F 1

F O 2 D 15/04 (2006.01)

F O 2 D 15/04 D

F O 2 B 75/02 (2006.01)

F O 2 B 75/02 Z

F O 2 B 75/18 (2006.01)

F O 2 B 75/18 F

F O 2 D 15/00 (2006.01)

F O 2 D 15/00 Z

請求項の数 1 (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2000-38581 (P2000-38581)  
 (22) 出願日 平成12年2月16日(2000.2.16)  
 (65) 公開番号 特開2001-227368 (P2001-227368A)  
 (43) 公開日 平成13年8月24日(2001.8.24)  
 審査請求日 平成18年12月27日(2006.12.27)

(73) 特許権者 594115223  
 ▲高▼原 信也  
 兵庫県川西市大和西3丁目1-5

(74) 代理人 100074206  
 弁理士 鎌田 文二

(74) 代理人 100084858  
 弁理士 東尾 正博

(74) 代理人 100087538  
 弁理士 鳥居 和久

(72) 発明者 ▲高▼原 信也  
 川西市大和西3丁目1-5

審査官 後藤 信朗

(56) 参考文献 特開平03-202662 (JP, A)  
 最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ピストン形内燃機関

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

シリンダ内に摺動自在に嵌合されるピストンを燃料の爆発力で駆動して回転力を出力するピストン形内燃機関のシリンダを圧縮シリンダと膨張シリンダとに分離して設け、両シリンダを連結管により連結し、圧縮シリンダより膨張シリンダの体積を大きく形成して圧縮比より膨張比を大とし、前記膨張シリンダの上部で燃料を爆発させ、その膨張シリンダのピストンにより出力軸を回転駆動するように構成して成るピストン形内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、燃料の爆発力でシリンダ内を直線移動するピストンの動きを回転運動に変換するピストン形内燃機関に関する。

【0002】

【従来の技術】

ガソリン等の燃料をシリンダ内で爆発させてシリンダ内を直線移動するピストンの動きを回転運動に変換するピストン形内燃機関として古くよりガソリンエンジンとディーゼルエンジンとが広く用いられている。周知のように、ガソリンエンジンは気化した燃料と空気を混合した混合気をシリンダへ送り、点火プラグにより点火して爆発をシリンダ内に生じさせる形式であり、ディーゼルエンジンはシリンダ内で高い圧縮を受けて温度の高くなった空気に燃料噴射ポンプにより高圧にした燃料を噴射させて自然着火により爆発を起こ

10

20

させる形式のものである。

【 0 0 0 3 】

上記エンジンは、吸気、圧縮、爆発（膨張）、排気の4つの行程を1サイクルとしてクランク軸の2回転、即ちピストンの4行程で行なう4サイクルエンジンが代表的であるが、このようなピストンエンジンでは上記4つの行程を1つのシリンダ内に摺動自在に嵌合された1つのピストンで行なうことを前提としている。このため、ピストンが移動する際の移動ストロークに関して必然的に圧縮比と膨張比は同一である。又、ガソリンエンジンの圧縮比は、一般に約7～10程度であり、ディーゼルエンジンでは12～22程度である。

【 0 0 0 4 】

10

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記ガソリンエンジンの圧縮比は前述した値に一般に設定され、この値を大きくすれば理論上熱効率は向上するが、これを12以上にするとノッキングを起して使用できないし、又仮りに圧縮比をその範囲より大きく出来たとしても若干の改善に止まり、熱効率を大きく向上させることは困難である。ディーゼルエンジンは圧縮比を大きくすることに起因してノッキングを起すことはなく、むしろノッキングを起さないようにするだけのことを考えれば高圧縮比とするのが好ましい。

【 0 0 0 5 】

しかし、燃料の着火遅れに起因するディーゼルノックが生じることがあり、このため上述したように燃焼温度が高く、有害なNOxの発生が多く、これを完全に抑制することは困難であるなどの不利がある。上記のような着火燃焼方式のそれぞれに伴う種々の問題は吸入、圧縮、爆発（膨張）、排気の4つの行程を1つのシリンダ内で行なっていることに起因する。特に、圧縮と膨張の各行程はそれぞれ要求される性能が異なるにも拘らず、1つのシリンダで行なうため圧縮比と膨張比が必然的に同一となるからである。

20

【 0 0 0 6 】

一方、上述した従来のピストン形内燃機関は、シリンダがピストンによる4つの行程に対し1つであるから、吸入される混合気又はエアの給気を冷却することが困難である。圧縮された給気は爆発（膨張）行程で急激に温度上昇し、実際のシリンダの周囲には冷却手段が取り付けられているとしても、その後この冷却手段だけでは十分冷却されないまま同じシリンダに給気が吸入されるため、必然的に給気も温度が高くなるからである。

30

【 0 0 0 7 】

給気冷却ができ、かつNOxの発生を抑制できるピストンエンジンが所望されている。この場合、圧縮と膨張を異なるシリンダで行えば少なくとも給気冷却は従来より容易となり得るが、給気冷却に見合うコスト上のメリットから異なるシリンダで圧縮と膨張を行うピストン形内燃機関が試みられた例は知られていない。

【 0 0 0 8 】

この発明は、上記従来のピストン形内燃機関の熱効率を1つのシリンダで向上させるには限界がある点に留意し、エンジンを圧縮シリンダと膨張シリンダに分離し、かつ圧縮比と膨張比を異ならせて熱効率を大きく向上させることができるピストン形内燃機関を提供することを課題とする。

40

【 0 0 0 9 】

【課題を解決するための手段】

この発明は、上記の課題を解決する手段として、シリンダ内に摺動自在に嵌合されるピストンを燃料の爆発力で駆動して回転力を出力するピストン形内燃機関のシリンダを圧縮シリンダと膨張シリンダとに分離して設け、両シリンダを連結管により連結し、圧縮シリンダより膨張シリンダの体積を大きく形成して圧縮比より膨張比を大とし、前記膨張シリンダの上部で燃料を爆発させ、その膨張シリンダのピストンにより出力軸を回転駆動するように構成して成るピストン形内燃機関としたのである。

【 0 0 1 0 】

上記構成の発明では、膨張シリンダと圧縮シリンダが分離して設けられ、膨張比を圧縮

50

比より大きく設定するようにしたから、クランク軸の１回転中に吸入、圧縮された混合気は爆発、膨張の際、圧縮比より大きい膨張比で膨張する。その間に膨張比が大きければ大きい程爆発によるエネルギーは大きく動力に変換され、このため熱効率が著しく向上する。

【００１１】

また、エンジンの圧縮シリンダが膨張シリンダから分離して設けられているから、膨張シリンダで燃料が爆発、膨張して膨張シリンダが高温となってもその加熱温度が圧縮シリンダへ移動することはなく、従って圧縮シリンダは膨張シリンダからの熱の影響を受けることなく温度上昇が抑制される。ディーゼルエンジンとして利用する場合、圧縮シリンダで吸気を高圧縮比で圧縮することによる温度上昇は冷却手段を圧縮シリンダに設けることにより有効に抑制され、従って有害な $\text{NO}_x$ の発生も減少する。

10

【００１２】

【実施の形態】

以下、この発明の実施の形態を図面を参照して説明する。図１は第１実施形態のピストン形内燃機関の主要断面図である。図示のように、シリンダ及びピストンは圧縮シリンダ１１と膨張シリンダ１２、及び各シリンダに摺動自在に嵌合するピストン１３、１４とから成り、両シリンダはクランクケース２９に一体に取り付けられ、全体でエンジンを形成している。膨張シリンダ１２は、図示のように、圧縮シリンダ１１とストロークが同一であり、かつ圧縮シリンダ１１の圧縮比より大きい所望の膨張比（例えば圧縮比８．５に対して膨張比１６）の体積となるような径のシリンダとして形成されている。

【００１３】

20

膨張シリンダ１２の上部には燃焼室１５が設けられており、シリンダ１１、１２の上方に形成されるシリンダ室３０、３１への気体の流入、送出を制御するための吸入弁１６、送出弁１７'（送出弁１７'は省略されることもある）、１７、膨張弁１８、排気弁１９が対応する各シリンダ１１、１２に対して設けられている。２０は点火プラグである。なお、この実施形態の内燃機関はガソリンエンジンとして説明するが、ディーゼルエンジンとして応用するときは点火プラグ２０は燃料噴射ノズル２０'に代えるものとする。

【００１４】

燃焼室１５と圧縮シリンダ１１とは連結管２１により連結し、圧縮シリンダ１１のシリンダ室３０で圧縮された混合気を燃焼室１５へ導入するようにしている。又、圧縮シリンダ１１の上端には混合気を供給する吸入管２２が接続され、膨張シリンダ１２の上端には排気管２３が接続されている。ディーゼルエンジンとして用いるときは吸入管２２から混合気に代えてエアーが供給される。各シリンダ１１、１２の下方にはクランクケース２９内にクランク３２、クランク軸２８が取付けられ、コンロッド２４、２５によりピストン１３、１４とそれぞれ連結され、クランクケース２９から突出するように出力軸２７、外部にフライホイール２６が設けられている。

30

【００１５】

上記の構成としたこの実施形態のエンジンの作用は次の通りである。説明の都合上始動後の通常運転に入り圧縮シリンダ１１で圧縮が始まる直前から説明する。圧縮が始まる前の行程で吸入弁１６を開き混合気がシリンダ室３０に給気されているものとする。クランク軸２８が回転してピストン１３、１４が上昇する直前に吸入弁１６は閉じられ、送出弁１７'、１７は開とされ、膨張弁１８は閉、排気弁１９は開とされる。

40

【００１６】

この状態からピストン１３、１４が上昇を始めると、圧縮シリンダ１１ではシリンダ室３０の混合気は圧縮されて圧力が上昇し燃焼室１５へ圧入される。一方、膨張シリンダ１２では排気弁１９が開いているためシリンダ１２内の膨張後の排気はピストン１４の上昇により排気弁１９を通り排気管２３を経て外部へ排出される。

【００１７】

上記ピストン１３、１４の上昇によりそれぞれが上死点に達した後下降に転じる際に、送出弁１７'、１７は閉、膨張弁１８は開、排気弁１９は閉となり、点火プラグ２０の点火により燃焼室１５内の混合気が爆発してピストン１４を押し下げる。ディーゼルエンジ

50

ンの場合は燃料噴射ノズル 20' の燃料噴射により燃焼、膨張してピストン 14 を押し下げる。

#### 【0018】

このピストン 14 の下降に連動してピストン 13 も下降し、その際吸入弁 16 が開かれて混合気が吸入される。その後は上記 1 サイクルの動作が連続して繰り返され、その駆動力はクランク 32 を介して回転力に転換され出力軸 27 により出力される。なお、上記サイクルは圧縮と排気、爆発（膨張）と吸入の行程がクランク軸の 1 回転で行なわれるから、このエンジンは掃気作用を要しない新形の 2 サイクルエンジンとなり、従来型の同一出力の 4 サイクルの 2 シリンダエンジンとシリンダの単位容積当りの出力は大差ない程度となる。

10

#### 【0019】

上記の作用でエンジンが動力を発生する際の熱効率は高効率となるが、その理由について説明する。図 3 に従来形のガソリンエンジンとこの実施形態のエンジン（以下 DC エンジンという）の理論熱効率を計算するための P-V 線図を示す。（a）図は従来形、（b）図は DC エンジンのものである。但し、理解し易くするため、（b）図では膨張シリンダ 12 の内径を圧縮シリンダ 11 と同一と仮定し、膨張比が圧縮比より大きいことを膨張比に比例するシリンダストローク  $S_2$  のシリンダに置き換えて示している。

#### 【0020】

従来形のエンジンに比較すると、図 3 の（b）図において、 $1' - 1 - 4 - 4'$  の面積に相当する出力エネルギーを回収したこととなり、その分だけ熱効率の向上に寄与する。但し、実際には発生した熱量の全てが軸馬力として利用できる訳ではなく、平均有効圧力や正味平均有効圧力を考慮した仕事量しか転換されないから、実際の熱効率は上記より低くなるが、理論熱効率が大きいということは実際に有効に得られる動力もそれだけ大きくなることを意味しており、熱効率が大きく改善されるという結果に変わりはない。

20

#### 【0021】

なお、上記説明では理論熱効率が向上する作用を圧縮シリンダと同一径でストロークが長い膨張シリンダを用いて説明したが、図 1 の例では反対にピストンのストロークが圧縮シリンダと膨張シリンダで同一であり、かつ膨張シリンダの径が所望の膨張比となるように圧縮シリンダの径より大きいものとされており、作用の説明は図示の実施形態のエンジンの構成とは異なる。しかし、膨張シリンダの体積が圧縮シリンダより大きい点では同じであり、理解し易く図示するためにストロークの長い例で作用の説明をした。

30

#### 【0022】

従って、膨張シリンダの体積が圧縮シリンダより大きい例として、第 1 実施形態とは反対に膨張シリンダと圧縮シリンダの径を同一とし、膨張シリンダのストロークを長くするようにしてもよい。あるいは、膨張シリンダのストローク及びシリンダ径のいずれをも圧縮シリンダより大きいものとして設定してもよい。

#### 【0023】

図 4 に第 2 実施形態のピストン形内燃機関の主要断面図を示す。この実施形態のエンジンは、第 1 実施形態のものに比して、独立した燃焼室 15 と膨張弁 18 を省略した点が異なっている。独立の燃焼室 15 を省略したため膨張シリンダ 12 のピストン 14 より上方のシリンダ室 31' が燃焼室として用いられる。又、独立の燃焼室 15 がいないため圧縮シリンダ 11 のシリンダ室 30 を連結管 21 により直接膨張シリンダ 12 のシリンダ室 31' に連結している。

40

#### 【0024】

又、（a）図、（b）図に示すように、膨張シリンダ 12 のピストン 14 のクランク軸 28' が上死点 33 の手前付近で位相角  $\theta$  の位置にあるとき、圧縮シリンダ 1 のピストン 13 のクランク軸 28 は上死点 33 の手前で位相角  $2$  の位置にくるようにクランク軸 28 と 28' の取付角度を互いに角度  $\theta$  だけずらして、即ちクランクの矢印 f の回転方向に対してクランク軸 28' を 28 より位相角度  $\theta$  進み角となるように取り付けられている。その理由については後で説明する。その他の構成については第 1 実施形態と同様であり、

50

同一機能部材については同一符号を付して詳細な説明を省略する。

【 0 0 2 5 】

上記構成のこの実施形態のエンジンの作用も、基本的には第 1 実施形態と同様であり、従来形の単一シリンダのエンジンに比して高効率な出力を得ることができるが、この実施形態ではさらに次のような有利な作用が得られる。以下、その有利な作用について図 5 A、図 5 B を参照して説明する。

【 0 0 2 6 】

説明の都合上圧縮及び排気行程から説明する。図 5 A の ( a ) 図に示すように、クランク軸 2 8、2 8' の回転と共にピストン 1 3、1 4 が下方位置から上昇して圧縮、排気行程が始まると、その行程の始まる直前に吸入弁 1 6 は閉、送気弁 1 7'、1 7 も閉、排気弁 1 9 は開とされ、ピストン 1 3、1 4 の上昇により圧縮シリンダ 1 1 では圧縮、膨張シリンダ 1 2 では排気が行なわれる。

【 0 0 2 7 】

上記圧縮、排気行程の終わる少し手前までピストン 1 3、1 4 が上昇して、クランク軸 2 8' が上死点 3 3 の手前の位相角、2 8 が位相角 2 の位置に来たとき、( b ) 図に示すように、ピストン 1 4 の上端が上死点より X だけ手前の高さに、ピストン 1 3 の上端が上死点より Y だけ手前の高さ位置にあるとする。この状態位置までピストン 1 3、1 4 が上昇する間に圧縮シリンダ 1 1 では所望の圧縮比に混合気は十分圧縮され、排気も大部分は終わりに近づいている。

【 0 0 2 8 】

このとき送気弁 1 7'、1 7 を開放し、排気弁 1 9 を閉じると、圧縮シリンダ 1 1 のシリンダ室 3 0 で圧縮された混合気は連結管 2 1 を介して膨張シリンダ 1 2 のシリンダ室 3 1' ( 燃焼室 ) へ送り込まれる。なお、吸入弁 1 6 は閉じたままとする。そして、さらにピストン 1 3、1 4 が上昇し、図 5 B の ( c ) 図に示すように、ピストン 1 3 の上端が上死点まで上昇すると、その間に進み角に設けられているクランク軸 2 8' に連結されたピストン 1 4 は既に上死点を通過し、先の上死点手前の距離 X と同じ距離だけ下降している。

【 0 0 2 9 】

このようにピストン 1 3 が上死点に達しかつピストン 1 4 が距離 X だけ下降した時点で、送気弁 1 7'、1 7 を閉じ、点火プラグ 2 0 の点火により混合気を爆発させると、その爆発による圧力の急激な上昇でピストン 1 4 が押圧されて ( d ) 図に示すように下降し、シリンダ室 3 1' ( 燃焼室 ) が体積膨張する。このピストン 1 4 の下降に連動してピストン 1 3 も下降するが、その下降の始まる際に吸入弁 1 6 を開いて吸入管 2 2 から混合気が吸入される。

【 0 0 3 0 】

以上から、この実施形態のエンジンの基本作用は第 1 実施形態と同様に 2 サイクルエンジンとして作用することが分かるが、この実施形態では図 5 A の ( b ) 図から図 5 B の ( c ) 図において説明したように、膨張シリンダ 1 2 のピストン 1 4 が上死点近くに上昇し、圧縮シリンダ 1 1 のピストン 1 3 の上昇距離より小さい範囲でさらに上昇して上死点からさらに下降側の距離 X だけ下降する容積変動の少ない間に排気を充分行なった残留排気の少ない状態で圧縮シリンダ 1 1 から圧縮された混合気が送り込まれる。

【 0 0 3 1 】

このため、膨張シリンダ 1 2 のシリンダ室 3 1' ( 燃焼室 ) での混合気の爆発、燃焼が十分に行なわれる。又、図 1 の燃焼室 1 5 及び膨張弁 1 8 が設けられていないので製作が容易であり、かつ膨張シリンダ 1 2 の上部のシリンダ室 3 1' は燃焼室を兼用しているためピストン 1 4 が最も上昇したとき上部に残る残留排気が少なく、容積変動の少ない動作時間中に圧縮された混合気を圧入することができる。

【 0 0 3 2 】

以上のように、各実施形態のエンジンをガソリンエンジンとして利用した場合、圧縮比が従来例と同様に低圧縮比とすることができるためノッキングを起こさず、膨張比は大き

10

20

30

40

50

く設定できるため、熱効率が高効率となり、 $\text{CO}_2$  の削減及び燃費の節減となる。

#### 【0033】

ディーゼルエンジンとして利用する場合は、圧縮シリンダが膨張シリンダと別になっているので、給気を高温の膨張シリンダを通すことなく単独に圧縮シリンダで冷却できるので、給気冷却が容易であり、給気冷却の結果燃焼温度が低下し、 $\text{NO}_x$  の発生を抑制することができる。又、燃焼による膨張シリンダの温度上昇を低くすることにより燃料の約30%を占める冷却損失を低減し、又膨張比を大きくすることにより排気のエネルギーを回収し、熱効率の向上、即ち燃費の低減となる。

#### 【0034】

従来形のエンジンではシリンダを断熱化しても給気が熱され、熱効率の向上の効果は少ないが、上記実施形態では圧縮シリンダが膨張シリンダと分離しているため直接吸気を加熱せず、従って断熱化が有効となり、冷却損失が減少し、熱効率の向上となる。

#### 【0035】

#### 【発明の効果】

以上、詳細に説明したように、この発明のピストン形内燃機関はシリンダを圧縮シリンダと膨張シリンダとに分離して設け、膨張比を圧縮比より大きい所望の値に設定したものとしたから、従来形ではシリンダが1つであるため、圧縮比を大きくすると必然的に膨張比も大きくなり、熱効率は向上するが圧縮比を所定以上に大きくするとガソリンエンジンではノッキングを起こし、ディーゼルエンジンでは燃焼温度が高くなり有害 $\text{NO}_x$  の発生が多くなり、冷却損失が大きくなるなどの不都合を避けることができないのに対して、本発明では圧縮比を小さくすることにより上記不都合を抑制し、一方膨張比は大きく設定することにより熱効率を大きく向上させることができるという画期的な効果を達成できる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施形態のピストン形内燃機関の主要断面図

【図2】同上の内燃機関の作用の説明図

【図3】同上の内燃機関と従来形の内燃機関のP-V線図

【図4】第2実施形態のピストン形内燃機関の主要断面図

【図5A】同上の内燃機関の作用の説明図

【図5B】同上の内燃機関の作用の説明図

#### 【符号の説明】

- 11 圧縮シリンダ
- 12 膨張入り
- 13、14 ピストン
- 15 燃焼室
- 16 吸入弁
- 17'、17 送出弁
- 18 膨張弁
- 19 排気弁
- 20 点火プラグ
- 21 連結管
- 22 吸入管
- 23 排気管
- 24、25 コンロッド
- 26 フライホイール
- 27 出力軸
- 28、28' クランク軸
- 29 クランクケース
- 30、31 シリンダ室
- 31' シリンダ室
- 32 クランク

10

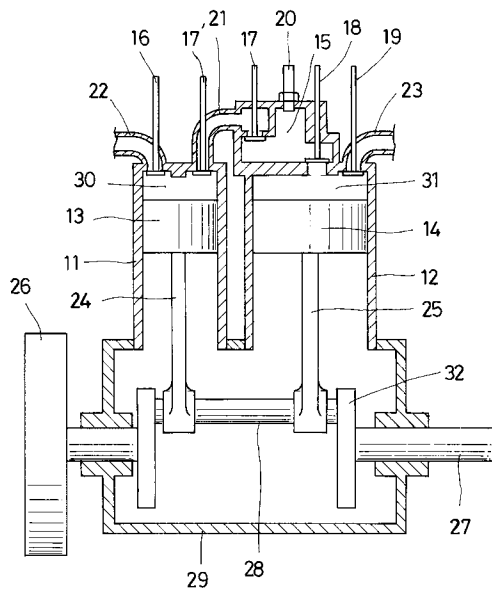
20

30

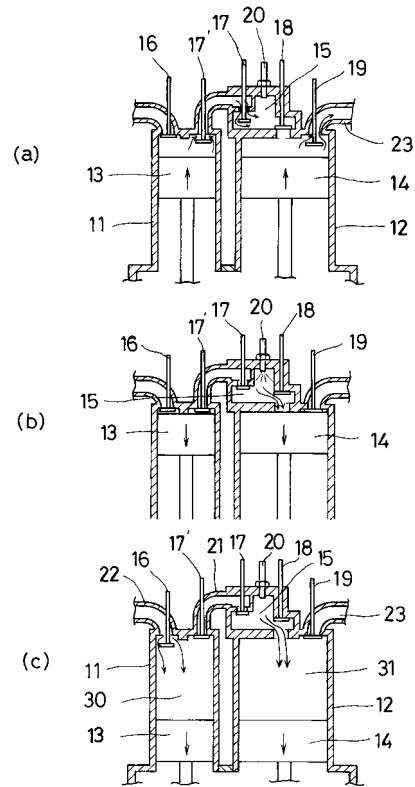
40

50

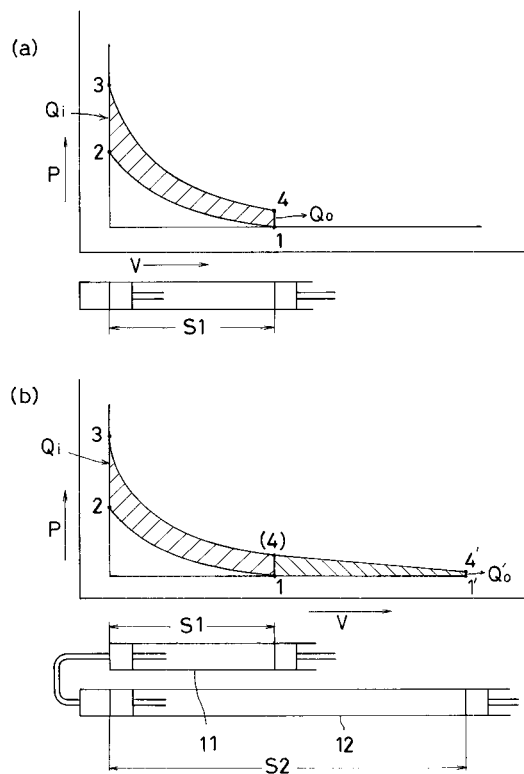
【図 1】



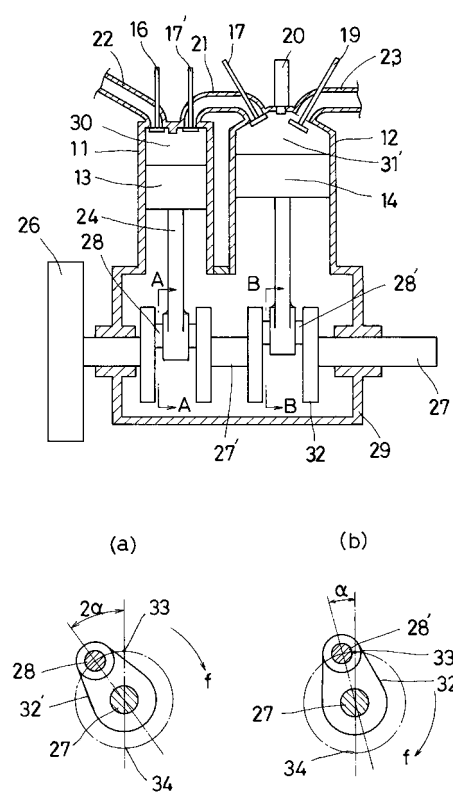
【図 2】



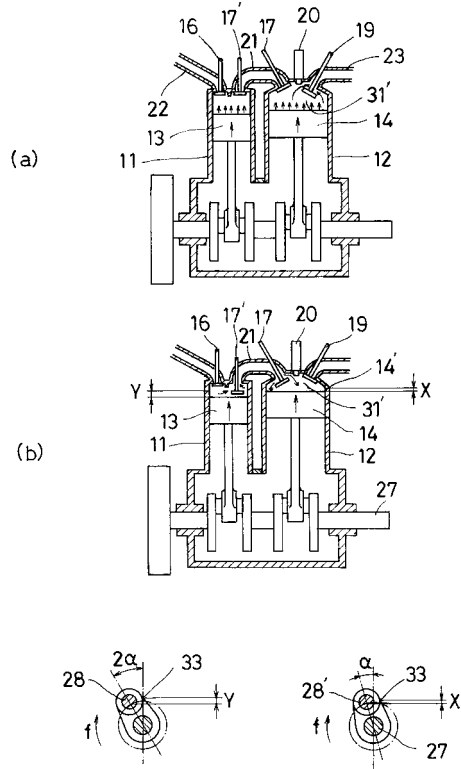
【図 3】



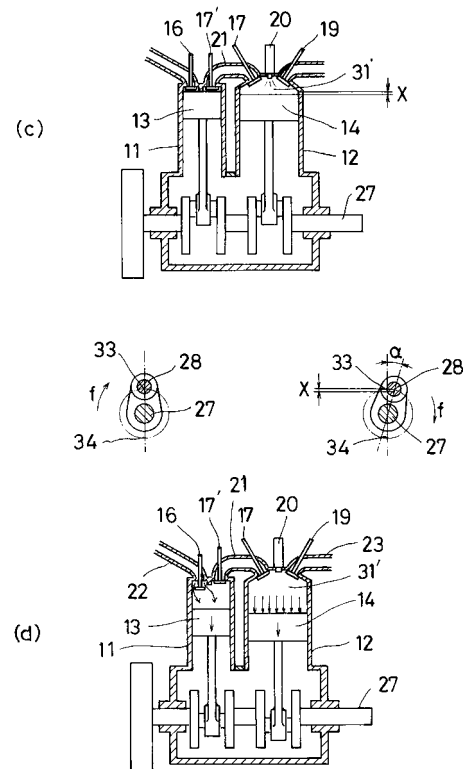
【図 4】



【図 5 A】



【図 5 B】





---

フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F02D 15/04

F02B 75/02

F02B 75/18

F02D 15/00