(19)日本国特許庁(JP)　(12)公表特許公報(A)　(11)特許出願公表番号
特表2004-510095
(P2004-510095A)
(43)公表日　平成16年4月2日(2004.4.2)

(51)Int.Cl.[7]	F I		テーマコード（参考）
F02D 15/02	F02D 15/02	Z	3G024
F02B 67/00	F02B 67/00	E	3G092
F02B 67/04	F02B 67/04	A	
F02B 75/34	F02B 75/34	B	
F02B 77/00	F02B 75/34	Z	

審査請求 未請求　予備審査請求 有　（全 64 頁）　最終頁に続く

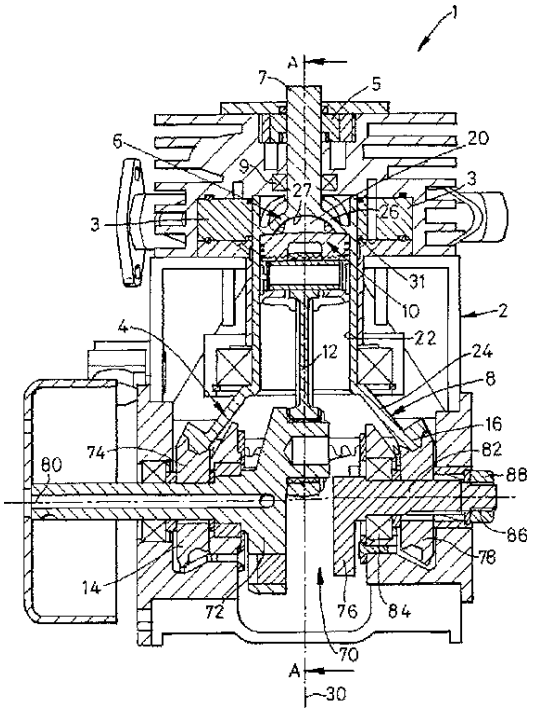
(21)出願番号　特願2002-530510(P2002-530510)
(86)(22)出願日　平成13年9月26日(2001.9.26)
(85)翻訳文提出日　平成15年3月27日(2003.3.27)
(86)国際出願番号　PCT/GB2001/004304
(87)国際公開番号　WO2002/027165
(87)国際公開日　平成14年4月4日(2002.4.4)
(31)優先権主張番号　0023595.2
(32)優先日　平成12年9月27日(2000.9.27)
(33)優先権主張国　イギリス(GB)

(71)出願人　503115386
アールシーブィ、エンジンズ、リミテッド
ＲＣＶ　ＥＮＧＩＮＥＳ　ＬＩＭＩＴＥＤ
イギリス国ドーセット、ウィンボーン、ハビランド、ロード、６
(74)代理人　100075812
弁理士　吉武　賢次
(74)代理人　100091982
弁理士　永井　浩之
(74)代理人　100096895
弁理士　岡田　淳平
(74)代理人　100117787
弁理士　勝沼　宏仁
(74)代理人　100110630
弁理士　宮腰　健介

最終頁に続く

(54)【発明の名称】回転シリンダバルブエンジン

(57)【要約】
回転シリンダバルブエンジン（１）は、環状のタイミングリング（３）を含むエンジンハウジング（２）と、閉鎖端部（６）および開放端部（８）が形成された回転シリンダ（４）と、この回転シリンダ（４）の中に配置されたピストン（１０）とを備えている。シリンダ（４）は、ピストン（１０）によって伝達組立体を介して機械的に駆動される。その伝達組立体はコンロッド（１２）を備え、このコンロッド（１２）は、シリンダ（４）の開放端部（８）に形成されたベベルギア（１６）と噛み合ったギア（１４）を駆動する。シリンダ（４）の閉鎖端部（６）には、シリンダ（４）から軸線方向に離れるように延びた一体型の中央ロッド（７）が設けられている。このロッド（７）の一端側に、環状のボール軸受（９）が配置されている。



【特許請求の範囲】
【請求項１】
閉鎖端部および開放端部が形成された回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室とを備えた回転シリンダバルブエンジンにおいて、
当該エンジンの圧縮比を変化させるために前記ピストンに対して前記回転シリンダを軸線方向に移動させる手段を具備した、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２】
前記シリンダを軸線方向に移動させる手段は、前記回転シリンダの外部で当該シリンダの閉鎖端部に隣接して配置されたバネ手段を備えている、ことを特徴とする請求項１記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項３】
運転時に、前記バネ手段が自己調整式の圧縮比調節をもたらすように構成されている、ことを特徴とする請求項２記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項４】
前記シリンダを軸線方向に移動させる手段は、前記回転シリンダの外部で当該シリンダの閉鎖端部に隣接して配置されたアクチュエータを備えている、ことを特徴とする請求項１記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項５】
回転シリンダ緩衝手段を具備すると共に、運転時に当該緩衝手段が前記回転シリンダの軸線方向の振動を制限するように構成されている、ことを特徴とする請求項１乃至４のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項６】
前記緩衝手段は液圧式緩衝システムを備えている、ことを特徴とする請求項５記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項７】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室とを備えた回転シリンダバルブエンジンにおいて、
前記回転シリンダおよび前記燃焼室は、当該燃焼室の体積中心が前記ピストンの中心軸から偏倚するように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項８】
前記シリンダはガス・アクセスポートを備え、前記燃焼室の体積中心は当該ガス・アクセスポートの側へ偏倚している、ことを特徴とする請求項７記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項９】
前記偏倚した燃焼室は、前記シリンダの閉鎖端部内に形成された湾曲面によって部分的に画成されている、ことを特徴とする請求項７又は８記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１０】
前記燃焼室における前記ピストンの中心軸と平行な最大長さの部分が、前記ガス・アクセスポートに隣接している、ことを特徴とする請求項７乃至９のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１１】
前記シリンダの閉鎖端部内に形成された前記湾曲面は、前記ガス・アクセスポートから前記ピストンへ向かう方向に延びている、ことを特徴とする請求項９又は１０記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１２】
前記シリンダにおける閉鎖端部の内面に第２の湾曲面が形成され、この第２の湾曲面は、前記内面の端部から他の湾曲面へ向かう方向に延びている、ことを特徴とする請求項９乃至１１のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１３】

前記第２の湾曲面の曲率半径が、全般的に前記他の湾曲面の曲率半径よりも大きい、ことを特徴とする請求項１２記載の回転シリンダバルブエンジン。

【請求項１４】

ガス・アクセスポートの形成された回転シリンダの中に配置されるピストンを備え、前記シリンダの壁を貫通して延びる吸気ポートの水平な縦方向中心軸線が、前記シリンダの垂直な縦方向中心軸線と交差しないように配置されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。

【請求項１５】

前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室を備え、本発明の第２の局面で特徴付けられるように、前記燃焼室の体積中心が前記ピストンの中心軸から偏倚するように構成されている、ことを特徴とする請求項１４記載の回転シリンダバルブエンジン。

【請求項１６】

ガス・アクセスポートの形成された回転シリンダの中に配置されるピストンを備え、前記ピストンがストロークの上死点にあるとき当該ピストンの基部が前記アクセスポートの最下端部に隣接するように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。

【請求項１７】

前記ピストンの下端部付近に配置されたピストンリングを備えている、ことを特徴とする請求項１６記載の回転シリンダバルブエンジン。

【請求項１８】

回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記回転シリンダを取り囲むシリンダジャケットとを備え、前記シリンダジャケットおよび前記回転シリンダには、それらを貫通して延びるガス流体アクセスポートが形成され、前記シリンダジャケットはシール手段を備えている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。

【請求項１９】

前記シール手段は、前記シリンダジャケットの最内周面に形成された環状溝内に保持される環状シール要素を備え、運転中に前記環状シール要素の最内周面が、前記回転シリンダの最外周面と密封状態を形成するように構成されている、ことを特徴とする請求項１８記載の回転シリンダバルブエンジン。

【請求項２０】

前記環状シール要素は、当該エンジン内に設置された環状のタイミングリングの最内周面に形成された環状溝内に保持され、運転中に前記環状シール要素の最内周面が、前記回転シリンダの最外周面と密封状態を形成するように構成されている、ことを特徴とする請求項１９記載の回転シリンダバルブエンジン。

【請求項２１】

前記シール要素と前記回転シリンダの最外周面との間には、それらの間に形成される密封状態をもたらすような精密な寸法公差が存する、ことを特徴とする請求項２０記載の回転シリンダバルブエンジン。

【請求項２２】

前記回転シリンダの最外周面と前記シリンダジャケットの最内周面との間の高度な寸法公差によって前記シール手段がもたらされる、ことを特徴とする請求項２０又は２１記載の回転シリンダバルブエンジン。

【請求項２３】

前記シール要素は、前記回転シリンダにおけるガス・アクセスポートの軸線方向下方に配置されている、ことを特徴とする請求項２０乃至２２のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。

【請求項２４】

前記シール手段は、前記シリンダジャケットの最内周面に形成された環状溝内に保持される第２の環状シール要素を備え、この第２の環状シール要素は、前記回転シリンダにおけるガス・アクセスポートの軸線方向上方に配置されている、ことを特徴とする請求項１９

乃至２３のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２５】
前記シール手段は、前記回転シリンダの最外周面に形成された環状溝内に保持される第２の環状シール要素を備え、運転中に前記第２のシール要素の最外周面が、前記シリンダジャケットの最内周面と密封状態を形成するように構成されている、ことを特徴とする請求項１９乃至２３のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２６】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記回転シリンダを取り囲むシリンダジャケットとを備え、前記シリンダジャケットおよび前記回転シリンダには、それらを貫通して延びるガス流体アクセスポートが形成され、前記回転シリンダに摩擦低減・冷却手段が設けられている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２７】
前記摩擦低減・冷却手段は、運転中に前記回転シリンダ上にオイルを充填するオイルポンプである、ことを特徴とする請求項２６記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２８】
前記摩擦低減・冷却手段は、運転中に前記シリンダジャケットと前記回転シリンダの隣接面どうしの間にオイルが充填されるような、前記回転シリンダの周囲への前記シリンダジャケットの緊密な組み付けの相互作用によってなされる、ことを特徴とする請求項２６記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２９】
前記オイルポンプは、前記回転シリンダの一端部に配置されている、ことを特徴とする請求項２６乃至２８のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項３０】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフトおよびギアを有するクランクシャフト組立体と、釣合い要素およびギアを有する釣合い組立体とを備えた回転シリンダバルブエンジンであって、
前記釣合い組立体は、前記クランクシャフトに対して当該エンジンの反対側に配置され、これにより、運転中に前記釣合い要素が当該エンジンに釣合い作用をもたらすように構成され、
前記回転シリンダの開放端部に、前記クランクシャフト組立体のギアおよび前記釣合い組立体のギアと噛み合うベベルギアが形成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項３１】
前記釣合い要素は略Ｌ字形のシャフトであり、このシャフトが運転中に前記クランクシャフトとは反対向きに回転するように構成されている、ことを特徴とする請求項３０記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項３２】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフトおよびギアを有するクランクシャフト組立体とを備え、
前記回転シリンダは、その一端部に、駆動ギアと噛み合うベベルギアが形成され、
前記クランクシャフトは、第１の軸線周りに回転可能であると共に、前記第１の軸線から偏倚した中心軸線を有する管状スリーブ内に支持されており、
前記管状支持スリーブをその中心軸線の周りに回転させることで、使用中に前記ベベルギアと前記駆動ギアとの間の隙間が調節可能となるように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項３３】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフト組立体と、始動機構とを備え、前記シリンダの一端部に駆動ギアと噛み合うベベルギアが形成された回転シリンダバルブエンジンを始動するための方法であって、
前記回転シリンダに対して前記始動機構を作用させる工程を備えた、ことを特徴とする回

転シリンダバルブエンジンの始動方法。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
本発明は、回転するシリンダ壁と往復運動するピストンとを備えたエンジンに関する。
【０００２】
回転するシリンダ壁と往復運動するピストンとを備えた公知のエンジンでは、往復するピストンの直線運動がシリンダ壁の回転に変換される。このシリンダ壁の回転は、エンジンの吸排気ポートを開閉するのに利用される。回転シリンダバルブエンジンの一例は、ＲＣＶエンジン社（ＲＣＶ Ｅｎｇｉｎｅｓ Ｌｉｍｉｔｅｄ）名義のＰＣＴ出願ＰＣＴ／ＧＢ９７／０１９３４号明細書に記載されている。その明細書には、模型飛行機用の回転シリンダエンジンが記載されている。しかし、当業者であれば、当該明細書に記載されたエンジンを、他の多くの応用分野に適用することができるであろう。
【０００３】
本発明の第１の局面によれば、閉鎖端部および開放端部が形成された回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室とを備えた回転シリンダバルブエンジンにおいて、当該エンジンの圧縮比を変化させるために前記ピストンに対して前記回転シリンダを軸線方向に移動させる手段を具備した、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンが提供される。
【０００４】
前記シリンダを軸線方向に移動させる手段は、前記回転シリンダの外部で当該シリンダの閉鎖端部に隣接して配置されたバネ手段を備えていることが好ましい。
【０００５】
運転時に、前記バネ手段が自己調整式の圧縮比調節をもたらすように構成されていることが好ましい。
【０００６】
或いは、前記シリンダを軸線方向に移動させる手段は、前記回転シリンダの外部で当該シリンダの閉鎖端部に隣接して配置されたアクチュエータを備えている。
【０００７】
回転シリンダ緩衝手段を更に備えると共に、運転時に当該緩衝手段が前記回転シリンダの軸線方向の振動を制限するように構成されていることが好ましい。
【０００８】
前記緩衝手段は液圧式緩衝システムを備えていることが好ましい。
【０００９】
回転シリンダバルブエンジンの効率についての主な決定要因の１つは圧縮比である。一般的に、圧縮比が高くなればなるほど、火炎前縁が吸気を通してより迅速に進行し、燃焼反応がより効率的となって、エンジンの機械効率が向上する。しかし、圧縮比があまりにも高くなり過ぎると、最大シリンダ圧力が非常に高くなって、機械的ストレスや荒い運転状態を引き起こす。高いシリンダ圧力は、吸気の燃焼と言うよりは寧ろ爆発をも引き起こす場合があり、これはデトネーションないしノック（ノッキング）と称される。それゆえ、圧縮比が固定されたエンジンでは、その圧縮比が、スロットル全開時に機械的な損傷やデトネーションを伴わずに適応可能であるような最大値に設定される。
【００１０】
上記本発明の第１の局面は、回転シリンダバルブ（ＲＣＶ）エンジンに対して圧縮比の可変性をもたらし、スロットル開度の全域に渡って効率的な圧縮比を最適レベルに保つことによって、スロットル部分開時の燃料効率を向上させることを助ける。このことは、ＲＣＶ回転シリンダをピストンに向かって、或いはピストンから離れるように軸線方向に移動させることによって達成される。
【００１１】
ＲＣＶエンジン設計においては、回転シリンダが、エンジンの他の構成要素に影響することなく移動可能となるような単純な閉鎖端部構造を有しているが故に、可変圧縮比が達成

され得るのである。一般的なエンジンにおいては、シリンダブロックの複雑な相互関連的構造や、シリンダヘッド及びバルブ機構が、可変圧縮比を達成するのを極めて困難なものとしている。

【００１２】

本発明の第２の局面によれば、回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室とを備えた回転シリンダバルブエンジンにおいて、前記回転シリンダおよび前記燃焼室は、当該燃焼室の体積中心が前記ピストンの中心軸から偏倚するように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンが提供される。

【００１３】

前記シリンダはガス・アクセスポートを備え、前記燃焼室の体積中心は当該ガス・アクセスポートの側へ偏倚していることが好ましい。

【００１４】

前記偏倚した燃焼室は、前記シリンダの閉鎖端部内に形成された湾曲面によって部分的に画成されていることが好ましい。

【００１５】

前記燃焼室における前記ピストンの中心軸と平行な最大長さの部分が、前記ガス・アクセスポートに隣接していることが好ましい。

【００１６】

前記シリンダの閉鎖端部内に形成された前記湾曲面は、前記ガス・アクセスポートから前記ピストンへ向かう方向に延びていることが好ましい。

【００１７】

前記シリンダにおける閉鎖端部の内面に第２の湾曲面が形成され、この第２の湾曲面は、前記内面の端部から他の湾曲面へ向かう方向に延びているようにしてもよい。

【００１８】

前記第２の湾曲面の曲率半径が、全般的に前記他の湾曲面の曲率半径よりも大きいことが好ましい。

【００１９】

上記本発明の第２の局面は、燃料ガスのシリンダ内吸気の大部分をシリンダポートに、従って点火位置（着火点）により近づける、という意図を有している。これにより、火炎前縁の伝播遅れを減少させると共に、デトネーションを引き起こし得るような静的トラップガスポケット（ｔｒａｐｐｅｄ ｓｔａｔｉｃ ｇａｓ ｐｏｃｋｅｔｓ）の容積を減少させることができる。

【００２０】

本発明の第３の局面によれば、ガス・アクセスポートの形成された回転シリンダの中に配置されるピストンを備え、前記シリンダの壁を貫通して延びる吸気ポートの水平な縦方向中心軸線が、前記シリンダの垂直な縦方向中心軸線と交差しないように配置されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンが提供される。

【００２１】

前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室を備え、本発明の第２の局面で特徴付けられるように、前記燃焼室の体積中心が前記ピストンの中心軸から偏倚するように構成されていることが好ましい。

【００２２】

上記本発明の第３の局面は、吸気燃料ガスの、スワールとして知られた旋回運動を生み出す。この第３の局面を、上記本発明の第２の局面による偏倚された燃焼室と組み合わせることにより、スワールの縁部を点火位置に向かって移動させ、点火プロセスを改善することができる。これは、２つの主な理由によるものである。第１に、スワールは、より重い浮遊燃料滴を当該スワールの外側へ遠心分離させるような傾向がある。これは、シリンダの縁部にある点火源が吸気中の最も（燃料の）濃厚な部分にあって、より十分な点火をしやすくなることを意味する。第２に、点火位置を通り過ぎた吸気の移動が、点火時におい

て、点火位置からスワールの移動方向へ尾を引いて延びる（ｔｒａｉｌｉｎｇ ｏｕｔ）炎を生み出すような傾向を有する。これにより、火炎前縁の伝播速度を増大させ、部分的な燃焼やミスファイアを回避しつつ、火炎前縁が吸気全体渡ってより広がり易くなるようにすることができる。

【００２３】

本発明の第４の局面によれば、ガス・アクセスポートの形成された回転シリンダの中に配置されるピストンを備え、前記ピストンがストロークの上死点にあるとき当該ピストンの基部が前記アクセスポートの最下端部に隣接するように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンが提供される。

【００２４】

上記本発明の第４の局面は、吸気ポートおよび排気ポートができるだけ大きく作られるようにすることを可能とする。これにより、エンジンの通気（吸排気）を改善し、従ってエンジンの最大出力を改善することができる。シリンダポートの幅（すなわちシリンダの外周に沿った長さ）は、シリンダの外径およびエンジンのタイミングによって制限される。従って、ポート面積を増大させる唯一の手段は、その高さ（すなわちピストンのストロークに平行な方向の寸法）を大きくすることである。燃焼室形状への影響を避けるため、シリンダポートの底縁部を下方へ移動させることによってポートが拡大される。この方向にポートを延長することのできる限界は、上死点（ＴＤＣ）にある一番上のピストンリングにおける上縁部の位置である。それ以上移動させると、一番上のピストンリングを越えた漏出通路ができてしまうであろう。このようなポートの形状によって、上死点でピストンクラウンがシリンダポートとオーバーラップするようになる。シリンダポート面積を最大にするためには、ピストンリングを通常よりもピストンの下方部分へ移動させることもできるであろう。

【００２５】

通気（吸排気）を最大にするためには、ピストンリングをピストンの底縁部の周囲へ配置することもできるであろう。この極端な形態によれば、燃焼室の主要部は、ピストンの側方に移動して、シリンダポート自体の縁部によって形成されることになるであろう。

【００２６】

本発明の第４の局面は、エンジンの通気（吸排気）を改善し、従ってエンジンの最大出力を改善するのに役立つのである。

【００２７】

本発明の第５の局面によれば、回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記回転シリンダを取り囲むシリンダジャケットとを備え、前記シリンダジャケットおよび前記回転シリンダには、それらを貫通して延びるガス流体アクセスポートが形成され、前記シリンダジャケットはシール手段を備えている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンが提供される。

【００２８】

前記シール手段は、前記シリンダジャケットの最内周面に形成された環状溝内に保持される環状シール要素を備え、運転中に前記環状シール要素の最内周面が、前記回転シリンダの最外周面と密封状態を形成するように構成されていることが好ましい。

【００２９】

一実施形態においては、前記環状シール要素は、当該エンジン内に設置された環状のタイミングリングの最内周面に形成された環状溝内に保持され、運転中に前記環状シール要素の最内周面が、前記回転シリンダの最外周面と密封状態を形成するように構成されている。

【００３０】

前記シール要素と前記回転シリンダの最外周面との間には、それらの間に形成される密封状態をもたらすような高度な寸法公差が存することが好ましい。

【００３１】

前記回転シリンダの最外周面と前記シリンダジャケットの最内周面との間の高度な寸法公

差によって前記シール手段がもたらされるようにしてもよい。

【００３２】

前記シール要素は、前記回転シリンダにおけるガス・アクセスポートの軸線方向下方に配置されていることが好ましい。

【００３３】

前記シール手段は、前記シリンダジャケットの最内周面に形成された環状溝内に保持される第２の環状シール要素を備え、この第２の環状シール要素は、前記回転シリンダにおけるガス・アクセスポートの軸線方向上方に配置されていることが好ましい。

【００３４】

或いは、前記シール手段は、前記回転シリンダの最外周面に形成された環状溝内に保持される第２の環状シール要素を備え、運転中に前記第２のシール要素の最外周面が、前記シリンダジャケットの最内周面と密封状態を形成するように構成されている。

【００３５】

シリンダジャケットの溝内に保持されたシール要素の使用によって、回転シリンダの壁厚を減少させ得る。もし、回転シリンダ内に取り付けられる一般的な外側シールリングを使用するならば、そのリールリングを保持するために、回転シリンダの壁厚を増大させる必要があるであろう。これにより、点火位置と燃焼室内の混合気との間の平均距離が長くなり、点火位置が燃焼室内の如何なるスワールの縁部からも遠ざかってしまうであろう。

【００３６】

シリンダポートよりも上にある回転シリンダの壁厚に対しては制限がないので、上記の限定は、最上部のリールリングに対しては適用されない、ということが当業者には分かるであろう。従って、必要であれば、最上部のシールには、もっと一般的な外側シールリングを用いることができる。

【００３７】

本発明の第６の局面によれば、回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記回転シリンダを取り囲むシリンダジャケットとを備え、前記シリンダジャケットおよび前記回転シリンダには、それらを貫通して延びるガス流体アクセスポートが形成され、前記回転シリンダに摩擦低減・冷却手段が設けられている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンが提供される。

【００３８】

前記摩擦低減・冷却手段は、運転中に前記回転シリンダ上にオイルを充填するオイルポンプであることが好ましい。

【００３９】

或いは、前記摩擦低減・冷却手段は、運転中に前記シリンダジャケットと前記回転シリンダの隣接面どうしの間にオイルが充填されるような、前記回転シリンダの周囲への前記シリンダジャケットの緊密な組み付けの相互作用によってなされる。

【００４０】

前記オイルポンプは、前記回転シリンダの一端部に配置されていることが好ましい。

【００４１】

上記本発明の第６の局面によってもたらされる利点は、回転シリンダの外面が直接冷却される、ということである。一実施形態においては、シリンダジャケットが回転シリンダの全面に渡ってオイルを充填させる。これは、シリンダの周囲に回転シールを要するような水冷システムよりも遙かに実際的な方法である。回転シールは、潤滑剤の水分汚濁による問題を引き起こすような漏出を生じやすいであろう。

【００４２】

本発明の第７の局面によれば、回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフトおよびギアを有するクランクシャフト組立体と、釣合い要素およびギアを有する釣合い組立体とを備えた回転シリンダバルブエンジンであって、前記釣合い組立体は、前記クランクシャフトに対して当該エンジンの反対側に配置され、これにより、運転中に前記釣合い要素が当該エンジンに釣合い作用をもたらすように構成され、前記回転シリンダの開

放端部に、前記クランクシャフト組立体のギアおよび前記釣合い組立体のギアと噛み合うベベルギアが形成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンが提供される。

【００４３】

前記釣合い要素は略Ｌ字形のシャフトであり、このシャフトが運転中に前記クランクシャフトとは反対向きに回転するように構成されていることが好ましい。

【００４４】

本発明の第８の局面によれば、回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフトおよびギアを有するクランクシャフト組立体とを備え、前記回転シリンダは、その一端部に、駆動ギアと噛み合うベベルギアが形成され、前記クランクシャフトは、第１の軸線周りに回転可能であると共に、前記第１の軸線から偏倚した中心軸線を有する管状スリーブ内に支持されており、前記管状支持スリーブをその中心軸線の周りに回転させることで、使用中に前記ベベルギアと前記駆動ギアとの間の隙間が調節可能となるように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンが提供される。

【００４５】

上記本発明の第８の局面は、シムや、機械加工ないし分解の必要のないギアの隙間調節手段を提供するものである。

【００４６】

本発明の第９の局面によれば、回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフト組立体と、始動機構とを備え、前記シリンダの一端部に駆動ギアと噛み合うベベルギアが形成された回転シリンダバルブエンジンを始動するための方法であって、前記回転シリンダに対して前記始動機構を作用させる工程を備えた、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンの始動方法が提供される。

【００４７】

上記本発明の第９の局面は、主にプロペラを備えた回転シリンダバルブエンジンに対して有利となるものである。この方法により、エンジンの始動手順の間、操作者はプロペラの背後に留まっていることができる。プロペラの背後からエンジンを始動することは、従来においてエンジンの前方から始動する場合のように使用者がプロペラの周囲で作業しなくてもよいので、より安全かつ便利である。この方法は、プロペラのないエンジンに対しても、機械的なパッケージングやギア装備の点で、いくつかの利点をもたらす。

【００４８】

本発明の種々の局面を組み合わせることで特定の利点が生じ、また本明細書中に言及された特徴や限定事項の如何なる組合せも本発明に包含される。

【００４９】

本発明は様々なやり方で実施可能であり、ここに、単なる例示として、添付図面を参照していくつかの実施形態について説明する。

【００５０】

回転シリンダバルブエンジンの主な原理は、ＲＣＶエンジン社名義の国際出願ＰＣＴ／ＧＢ９７／０１９３４号明細書に記載されている。当該出願の明細書には、模型飛行機に用いられる回転シリンダエンジンが記載されている。回転シリンダとエンジンハウジングとの協働作用によって、燃料吸入バルブと排気排出バルブとがもたらされる。当業者は、回転シリンダに代えて、或いは回転シリンダに加えて、クランクシャフト・アッセンブリによっても出力手段が構成され得る、と認めるであろう。

【００５１】

本発明の様々な局面は、その基本的な回転シリンダバルブエンジンの改良に関するものである。

【００５２】

図１，図２及び図３に示すように、回転シリンダバルブエンジン１は、環状のタイミングリング３を含むエンジンハウジング２と、閉鎖端部６及び開放端部８の形成された回転シリンダ４と、このシリンダ４内に配置されたピストン１０とを備えている。シリンダ４は

、ピストン１０によって伝動アッセンブリを介して機械的に駆動される。その伝動アッセンブリは、ギア１４を駆動するコンロッド１２を備え、そのギア１４は、シリンダ４の開放端部８に形成されたベベルギア１６と噛み合っている。シリンダ４の閉鎖端部６には、シリンダ４から軸線方向に離れるように延びた一体型の中央ロッド７が設けられている。このロッド７の一端側に、環状のボール軸受９が配置されている。

【００５３】

ハウジング２内において、ロッド７上にオイルポンプ手段が配置されている。このオイルポンプ手段は、円形の中心孔とオイル通路５ａのネットワークとが形成された環状のリング５を備えている。運転中、ロッド７の回転動作によって、オイルが通路５ａのネットワークを通じて中心孔内に排出される。そして、オイルは、通路を通じて環状のタイミングリング３内に流入し、円筒形スリーブ２８と回転シリンダ４との間に充填される。これにより、環状のタイミングリング３と回転シリンダ４の両者に対する冷却手段がもたらされる。オイルが一旦クランクケース内に入ると、このオイルはエンジン１内の他の可動部品に対して潤滑効果を与える。

【００５４】

また、回転シリンダバルブエンジン１は、燃焼室２０を備えている。この燃焼室２０は、本発明の第２の局面によれば、ピストン１０の最上面の一部と、シリンダ４の内周面（半径方向内側面）とで画成される。シリンダ４は、略円形の水平断面を有した管状の中央部分２２と、切頭円錐形の下方部分２４と、内側湾曲面２７の形成された上方部分２６とを備えている。上方部分２６の内側湾曲面２７は、アクセスポート２９から内側に向かって延びている。アクセスポート２９は、シリンダ４の壁を貫通して延びると共に、燃料ポートと位置合わせされた時に燃料用の入口を提供し、排気ポートと位置合わせされた時に排気用の出口を提供するようになっている。

【００５５】

シリンダ４は、環状のタイミングリング３と、エンジンハウジング２の一部を形成する略円筒形のスリーブ２８との中に配置されている。環状のタイミングリング３には、吸気ポート３８が形成されている。本発明の第５の局面によれば、環状のタイミングリング３の係合面内に環状シール３１が配置されている。このシール３１は、タイミングリング３の最内周面内に形成された環状溝の中に保持されている。

【００５６】

燃焼室２０の体積中心は、シリンダ４の中心軸線３０から偏倚（オフセット）されている。燃焼室２０内における燃料ガス（混合気）のシリンダ内吸気の大部分は、アクセスポート２９の近くの方にある。従って、シリンダ４が点火位置に向かって符号３６の方向（図３）に回転して点火源３４（例えばグロープラグやスパークプラグ）と位置合わせされたとき、燃料ガスは、点火源３４の点火位置により近づくことになる。これにより、点火時における火炎前縁の伝播遅れを減少させると共に、燃料のデトネーションを引き起こし得るような静的トラップ（閉じこめ）ガスポケットの容積を減少させることができる。

【００５７】

ある種のエンジンのためには、シリンダの上方部分２６に、「スキッシュバンド（ｓｑｕｉｓｈ ｂａｎｄ）」を形成するような第２の湾曲部分３２が形成されていてもよい。この第２の湾曲部分３２は、シリンダの中央部分２２の最内周面から半径方向内側へ延びて湾曲面２７に繋がっている。

【００５８】

適切に設計された燃焼室２０は、燃焼プロセスが燃焼室２０内部の圧縮された吸気を通じて火炎前縁が迅速に進行するような形態をとるよう、当該吸気を制御された効果的な状態で燃焼させる。不適切な燃焼室設計は、２つの大きな問題の１つを引き起こし得る。第１に、制御されたバム（ｂｕｍ）というよりは激しい瞬間的な爆発として燃焼が生じさるようなデトネーションないしノッキング。第２に、吸気内の全ての燃料が燃焼される前に火炎前縁が消失するような不完全燃焼である。

【００５９】

デトネーションは、吸気が自然に爆発するようなレベルまで、吸気の一部ないし全部の温度および圧力が上昇するような場合に生じる。これは、エンジンの損傷に帰結し得るような極めて急速かつ破壊的なシリンダ圧力の上昇を引き起こす。デトネーションは、エンジンの圧縮比が大きくなるにつれて生じやすくなる傾向がある。燃焼室の設計が良好であればあるほど、デトネーションを生じる以前に使用し得るような圧縮比をより高くすることができる。燃焼室２０の全体形状と、ホットスポットの存在とが、当該局面における燃焼室設計の最も決定的な要素である。

【００６０】

不完全燃焼、すなわちミスファイアは、火炎前縁が混合気全体に渡って伝播する前に消されてしまうような場合に生じる。これは、混合気が理論空燃比から離れるにつれて、特に希薄になるにつれて生じやすくなる傾向がある。燃焼室の設計が良好であればあるほど、不完全燃焼、すなわちミスファイアを生じ始める以前に使用し得るような混合気をより希薄なものにすることができる。点火源の配置と、吸気ガスの動きとが、当該局面における燃焼室性能の最も決定的な要素である。

【００６１】

特に図３に示すように、エンジンハウジング２には、吸気ポート（燃料導入ポート）３８および排気ポート４０が形成されている。吸気ポート３８は、本発明の第３の局面によれば、ハウジング２の壁を貫いて延びている。吸気ポート３８の縦方向中心軸線４１は、シリンダ４の中心軸線３０と交差していない。この吸気ポート３８の縦方向中心軸線４１は、軸線３０から延びる半径「β」に対して鈍角「α」をなしている。この角度「α」によって、吸気ポート３８は、スワールとして知られる吸入燃料の環状運動を生じさせる。

【００６２】

燃焼室２０は、デトネーションと不完全燃焼の両方を回避しつつ、できるだけ高い圧縮比で、また、できるだけ希薄な混合気で運転されるように設計すべきである。高い圧縮比と希薄な混合気は、エンジンの出力と燃料効率の両者を最大にする。この目的のために、一般に燃焼室の設計に要求される主な特徴は、以下の通りである。

【００６３】

（ｉ）コンパクトな形状

コンパクトな燃焼室形状は、デトネーションの生じやすさを減少させる。あらゆる燃焼室において最も望ましくない特徴は、点火源から相当の距離だけ離れたポケット内に閉じこめられる滞留ガス（ｎｏｎ－ｍｏｖｉｎｇ ｇａｓ）の容積が非常に大きいことである。この閉じこめられた未燃ガス（ｅｎｄ ｇａｓ）は、デトネーションを生じさせやすい。これは、火炎前縁が点火位置から未燃ガスのポケットに向かって進行するため、膨張する燃焼ガスが、閉じこめられたガスに対してピストンとして作用するからである。これが、衝撃波と、未燃ガスポケット内の急速な圧力上昇とを引き起こし、それらが自然に爆発（デトネーション）を生じさせるような傾向を有しているのである。この問題は、伝統的なサイドバルブ式のエンジン設計において最も顕著に見られる。バルブ上における閉じこめられた未燃ガスの大きなポケットは、サイドバルブ式エンジンが、デトネーションの発生以前には、極めて低い圧縮比でしか運転できないことを意味する。このため、サイドバルブ式エンジンは、低い出力レベルと悪い燃料効率の両者をもたらす。

【００６４】

コンパクトな燃焼室形状による第２の利点は、内面の面積が最小限になるということである。内面の面積が大きい燃焼室は、より多くの熱エネルギを熱伝導によって失うであろう。これにより、吸気の燃焼温度および燃焼圧力が低下することで、利用可能な機械的な力と出力も低下してしまうのである。

【００６５】

（ｉｉ）滑らかな内部形状

燃焼室の内部形状は、できるだけ滑らかになっているべきである。これは、鋭いエッジにはホットスポットを形成する傾向があり、このホットスポットはデトネーションに繋がるプリイグニッション（ｐｒｅ－ｉｇｎｉｔｉｏｎ）を生じさせ得るものだからである。ホ

ットスポットが発生すると、しばしばクランク角が大きく進んだ時点で、その位置において混合気が点火する傾向がある。そして、ホットスポットからの火炎前縁は、本来の点火源からの火炎前縁に向かって進行する。これにより、２つの火炎前縁どうしの間に滞留したガス中でデトネーションを発生させる傾向が生じる。ホットスポットを理想的に回避するには、燃焼室内の全表面の曲率半径が３ｍｍより大きくなっているべきである。

【００６６】

（ｉｉｉ）スワール

スワールは、燃焼室の内側周りを規則的に旋回する吸気で構成される。スワールは、正しく位置決めされた点火位置との組合せにおいて、如何なる不完全燃焼の傾向をも減少させる。スワールは、燃焼室内への吸気マニホールドの入口に角度を付けることによって誘発され、これにより、吸気がシリンダ壁付近の周回路へ推し進められる。スワールは、シリンダの外周を巡る周回運動として定義される。周回する流れがシリンダ軸線に対して９０度傾斜した軸線周りに引き起こされる場合、これはタンブルとして知られている。タンブルは、スワールと同様の改善をもたらすが、ＲＣＶの設計にとっては、点火位置および燃焼室の全体形状の観点から、スワールほど適してはいないであろう。

【００６７】

（ｉｖ）点火源の配置

スワールする吸気を伴うような如何なる燃焼室においても、点火源は、燃焼室の縁部を向いているべきである。これは、スワールしている吸気の最も早く動いている部分の中に点火源があることを確保するためである。点火が生じたとき、スパークないしグロープラグから火炎が尾を引くように進行するであろう。このことが、火炎前縁の伝播を改善し、不完全燃焼の可能性を減少させる。

【００６８】

第２の利点は、旋回する吸気が、より重い燃料滴を吸気の外側へ遠心分離させるような傾向があり、これによりスワールの縁部にある混合気がより濃厚にされる。この「層状化された吸気」のより濃厚な部分が点火源によって着火され、火炎前縁が、この外側のより濃厚な部分を通じて確実に伝播し、それから、残りの吸気のより濃厚でない（希薄な）部分を通じて伝播することがしっかり確立されるであろう。これが、より希薄な混合気でエンジンが運転されることを可能とする。

【００６９】

要約すると、燃焼室／ポート設計は、シャープエッジのないコンパクトなものであって、スワールを誘発する機構を有し、スワールで旋回している吸気の縁部に極力近い点火位置を有することが必要である。燃焼室のための最初の設計は、当該燃焼室がシリンダボア本体よりも相当に小さな直径であるような「スキッシュ」設計の形態である。その場合、ピストンがスキッシュ領域の下側に向かって真上に進むことで、全ての混合気が燃焼室自体の中に向かって上方へ押し込まれる。これは、閉じこめられた未燃ガスの容積がそれほど大きくならないコンパクトな形状をもたらすと共に、アスペクト比は多くの一般的なポペット弁設計と同様となる。

【００７０】

吸気ポート３８は、混合気に燃焼室２０を巡るスワールを生じさせるように角度が付けられている。燃焼室２０は、シリンダポートそれ自体をできるだけ短くできるよう、回転シリンダ内で偏倚されている。これにより、当該スワールの外縁に対して点火源ができるだけ近くなることが保証されている。

【００７１】

回転シリンダの外側内に設置された外部シールリングを用いるのがより一般的であろう。しかし、偏倚された燃焼室のため、シリンダポートの下方の領域において、従来の外部シールリングを受け入れるのに利用できる材料が回転シリンダ上に十分にない。それゆえ、回転バルブの内面内に設置された内部シールリングが用いられる。

【００７２】

図４ａ及び４ｂに示すように、本発明の第１の局面による回転シリンダバルブエンジン１

の実施形態は、当該エンジンの圧縮比を変えるために、シリンダ５５をピストン１０に対して軸線方向に移動させるためのバネ手段５０を備えている。このバネ手段５０は、シリンダに対して、ピストン１０へ向かう方向５２の軸線方向力を及ぼす。バネ手段５０は、エンジンハウジング５３とシリンダ５５端部との間に画成された円筒形のチャンバ５４内に配置されている。バネ手段５０は、シリンダ５５から軸線方向に延びるロッド７の周囲に巻き付いている。

【００７３】

エンジン１の圧縮比を変化させるために、回転シリンダ５５がピストン１０に向かって、或いはピストン１０から遠ざかって移動され得るように配置されている。回転シリンダ５５は、外部のアクチュエータ（図示せず）によって移動されるか、或いは自己調整作用をもたらすためのバネ手段５０上に取り付けられる。

【００７４】

クランク駆動式ＲＣＶエンジンにおいては、ギアの噛合いに干渉することなくピストン１０に対してシリンダ５５を移動できるようにするために、シリンダ・ベベルギア１６内のスプライン上にシリンダ５５が取り付けられる。従って、ベベルギア１６がその正しい噛合い位置に留まりながら、シリンダ５５が軸線方向に昇降可能となる。

【００７５】

図４ａ，４ｂに示すエンジン１は、自己調整式バネ手段５０を備えている。このエンジン１は、図４ｂにおいてはスロットル部分開状態で示されている。回転シリンダ５５は、バネ手段５０によって、燃焼室２０の容積を最小にするようにピストン１０に近づけられている。このことが、有効圧縮比を増大させ、スロットル部分開運転時におけるエンジン１の効率を向上させる。

【００７６】

エンジン１の圧縮比制御システムは、強力なバネ手段５０と共に、ストッパ（ｅｎｄ ｓｔｏｐ）兼緩衝機構６０を備えている。バネ手段５０はシリンダ５５を、その最高圧縮位置に向かって、すなわちピストン１０に向かって半ばまで強制的に降下させる。バネ手段５０の圧縮力は、バネ制御式圧力調整器と同様の手法で、所望の最高シリンダ圧力を正しく維持できるように設定される。すなわち、バネ圧縮力は、ボア面積×所望のシリンダ圧力に等しくなるであろう。

【００７７】

始動時には、シリンダ５５は、その高圧縮位置、すなわち可能な限りピストン１０に近い位置にあって、そのストッパ上に静止した状態にあるであろう。ピストン１０が上死点（ＴＤＣ）に近づくにつれて、シリンダ圧力は所望の最大値を超えて上昇し始める。すると、バネ手段５０は、シリンダ圧力をほぼ一定に保ちながら、シリンダ５５がそのストッパ及びピストン１０から離れるように移動することを許容する。スロットル５９を大きく開けば開くほど、シリンダ圧力を保つよう、シリンダ５５がピストン１０からより離れるように移動するであろう。

【００７８】

緩衝機構６０は、ロッド７上の一部に形成された円盤状のピストン５８を備えている。運転時には、エンジンハウジング５３内に形成された円筒形チャンバ６１の中でピストン５８が往復運動する。

【００７９】

シリンダ５５は、何ら緩衝を伴わないような最もシンプルな形態においては、ピストン１０との連携において、そのストロークの頂点を過ぎて移動するであろう。シリンダ５５は、短い距離に渡って移動するだけであり、また比較的ゆっくり移動するであろうが、これが望ましくないものであることが分かるであろう。

【００８０】

このような振動を避けるために、緩衝機構６０を採用することができる。この機構６０は、エンジンハウジング５３内に形成されたチャンバ６１から延びる緩衝オイル通路６２と、この通路６２内に包含された逆止弁６４とを含んでいる。逆止弁６４は、シリンダがピ

ストンから離れるように移動される時には通路６２からチャンバ６１内にオイルが自由に流れ込むことを許容するが、シリンダがピストンに向かって戻るように移動するときには閉じる。

【００８１】

そして、遙かに限定的な漏洩通路（ｍｕｃｈ ｍｏｒｅ ｒｅｓｔｒｉｃｔｉｖｅ ｌｅａｋ ｐａｔｈ）６６によって、スロットル部分開用の、すなわち、より高圧縮比の状態に向かってシリンダがゆっくり戻るようにすることができる。これは、エンジン１にスロットル全開を適用する場合には、シリンダ５５が、逆止弁６４を通じてオイルを排出しつつ、そのスロットル全開用の状態に向かってピストン１０から即座に離れるように移動するが、スロットル部分開時には、シリンダ５５が、限定的な漏洩通路６６を通じて（その限定的な漏洩の通りに）オイルを押し出しつつ、そのスロットル部分開用のより近づいた状態に向かって戻るよう、徐々に沈下するだけである、ということを意味する。

【００８２】

アクチュエータ制御式のエンジン１は、ピストン１０に対してシリンダ５５を移動させるために、例えばステップモータと親ネジや、油圧アクチュエータとカム等の任意の一般的なアクチュエータ手法を用いることができる。

【００８３】

回転シリンダバルブエンジンの効率についての主な決定要因の１つは圧縮比である。一般的に、圧縮比が高くなればなるほど、火炎前縁が吸気を通してより迅速に進行し、燃焼反応がより効率的となって、エンジンの機械効率が向上する。しかし、圧縮比があまりにも高くなり過ぎると、最高シリンダ圧力が非常に高くなって、機械的ストレスや荒い運転状態を引き起こす。高いシリンダ圧力は、吸気の燃焼と言うよりは寧ろ爆発をも引き起こす場合があり、これはデトネーションないしノック（ノッキング）と称される。それゆえ、圧縮比が固定されたエンジンでは、その圧縮比が、スロットル全開時に機械的な損傷やデトネーションを伴わずに適応可能であるような最大値に設定される。

【００８４】

スロットル部分開時の運転では、シリンダ内に引き込まれた吸気の初期圧力は１．０バールよりも相当に低く、一般的には０．３～０．６バールである。最高シリンダ圧力は相応に減少し、有効圧縮比は最適値を大きく下回る。従って、スロットル部分開時には、エンジンが相当低下した効率で運転されることになる。

【００８５】

圧縮比可変式のＲＣＶエンジンは、スロットル開度の全域を通じて有効圧縮比を最適レベルに維持することによって、スロットル部分開時の燃料効率を向上させる。これは、ＲＣＶシリンダをピストンに向かって、或いはピストンから離れるように軸線方向に移動させることによって達成される。この手法によって、スロットル部分開時における燃料消費の１０％～３０％の改善が見込まれる。多くの適用において、エンジンの運転時間の殆どはスロットル部分開状態であるから、この改善は燃料効率全体に極めて大きな効果をもたらし得る。

【００８６】

ＲＣＶ設計においては、シリンダが、エンジンの他の構成要素に影響することなく移動可能となるような単純な閉鎖端部構造を有しているので、可変圧縮比を達成するのが比較的容易である。一般的なエンジンにおいては、シリンダブロックの複雑な相互関連的構造や、シリンダヘッド及びバルブ機構が、可変圧縮比を達成するのを極めて困難なものとしている。

【００８７】

図１に示すように、本発明の第８の局面によれば、エンジン１は、クランクシャフト７２、第１駆動ギア７４、Ｌ字形バランス（釣合い）シャフト７６および第２駆動ギア７８を有するクランクシャフト組立体７０を備えている。バランスシャフト７６は、ベベルギア１６によって第２駆動ギア７８を介して駆動される。バランスシャフト７６と第２駆動ギア７８は、ベベルギア１６のクランクシャフト７２とは反対の側に配置されている。運転

中、クランクシャフト７２、第１駆動ギア７４、Ｌ字形バランスシャフト７６および第２駆動ギア７８は、共通の水平軸線８０の周りを回転する。バランスシャフト７６は、軸線８０の周りをクランクシャフト７２とは反対向きに回転する。

【００８８】

Ｌ字形バランスシャフト７６の軸線８０に沿って延びる部分８２は、環状ベアリング８４によって支持されている。この部分８２に沿って第２駆動ギア７８が配置されている。この部分８２の先端側に、保持ナット８８のねじ込まれるネジ部８６が形成されている。

【００８９】

図５ａには、ピストンと回転シリンダとの配置関係の概略断面図が示されている。この配置は、ピストン１０の上端部に配置されるピストンリング９０を備えた一般的な回転シリンダバルブエンジンを表している。図５ｂには、ピストン１０の下端部に配置されるピストンリング９２を備えた回転シリンダバルブエンジンを表すピストンと回転シリンダとの配置関係の概略が示されている。

【００９０】

図５ｂは、本発明の第４の局面による実施形態を示している。ピストン１０が上死点にあるとき、ピストンリング９２は、シリンダ吸気ポート９５の最下端部９４に隣接している。吸気ポート９５は、（図５ａの）吸気ポート２９よりも大きな垂直断面積を有している。より大きな断面積を提供することによって、エンジンの通気（吸排気）を改善し、従ってエンジンの最大出力を向上させることを助ける。シリンダポートの幅（すなわちシリンダの外周に沿った長さ）は、シリンダの外径およびエンジンのタイミングによって制限される。従って、ポート面積を増大させる唯一の手段は、その高さ（すなわちピストンのストロークに平行な方向の寸法）を大きくすることである。

【００９１】

図６には、本発明の第９の局面による回転シリンダバルブエンジンの実施形態が示されている。このエンジンは、一端にベベルギア１６の形成された回転シリンダの中に配置されたピストン１０を備えている。ベベルギア１６は駆動ギア（図示せず）と噛み合っている。また、クランクシャフト組立体７０が、第１の軸線１００周りに回転するクランクシャフト７２を備えている。このクランクシャフト７２は、第１の軸線１００から一定距離１０６だけ偏倚された中心軸線１０４を有する管状スリーブ１０２内に支持されている。中心軸線１０４周りに管状スリーブ１０２を回転させることで、使用中にベベルギア１６と駆動ギアとの間の隙間が調節可能となるように構成されている。一般的には、距離１０６は約１ｍｍであろう。

【図面の簡単な説明】

【図１】

回転シリンダバルブエンジンの側断面図。

【図２】

図１及び図２に示すエンジンのＡ－Ａ線断面図。

【図３】

図１に示すエンジンのＡ－Ａ線断面図。

【図４ａ】

シリンダをピストンに対して軸線方向に移動させるように作用する自己調整式バネを備えた回転シリンダバルブエンジンを、スロットル全開状態で模式的に示す部分断面図。

【図４ｂ】

図４ａに示したエンジンを、スロットル部分開状態で示す断面図。

【図５ａ】

ピストンの上端部に配置されるシール手段を備えた回転シリンダバルブエンジンにおけるピストンと回転シリンダとの配置関係の概略を示す側断面図。

【図５ｂ】

図５ａに示したものに対して、ピストンの下端部に配置されるシール手段を備えた回転シリンダバルブエンジンにおけるピストンと回転シリンダとの配置関係の概略を示す側断面

図。

【図６】

図１及び図２に示す回転シリンダバルブエンジンを部分的に断面で示した側面図。

【国際公開パンフレット】

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization
International Bureau

(43) International Publication Date
4 April 2002 (04.04.2002)

PCT

(10) International Publication Number
WO 02/27165 A1

(51) International Patent Classification[7]: F02B 75/34, F01B 15/00, F02B 75/04, F02D 15/04

(21) International Application Number: PCT/GB01/04304

(22) International Filing Date: 26 September 2001 (26.09.2001)

(25) Filing Language: English

(26) Publication Language: English

(30) Priority Data:
0023595.2 27 September 2000 (27.09.2000) GB

(71) Applicant *(for all designated States except US)*: **RCV ENGINES LIMITED** [GB/GB]; 6 Haviland Road, Wimborne, Dorset BH21 7RF (GB).

(72) Inventor; and

(75) Inventor/Applicant *(for US only)*: **LAWES, Keith, Trevor** [GB/GB]; Poole House, 21 Thames Street, Poole Dorset BH15 1JN (GB).

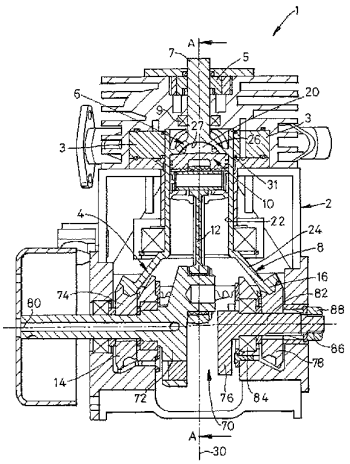
(74) Agent: **BARKER BRETTELL**; Medina Chambers, Town Quay, Southampton, Hampshire SO14 2AQ (GB).

(81) Designated States *(national)*: AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZA, ZW.

(84) Designated States *(regional)*: ARIPO patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZW), Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR), OAPI patent (BF, BJ, CF,

[Continued on next page]

(54) Title: ROTATING CYLINDER VALVE ENGINE



(57) Abstract: A rotating cylinder valve engine (1) comprises an engine housing (2) that contains an annular timing ring (3), a rotatable cylinder (4) formed with a closed end (6) and an open end (8); and a piston (10) disposed within the cylinder (4). The cylinder (4) is mechanically driven by the piston (10) via transmission assembly that comprises a con rod (12) that drives a gear (14) that in turn engages a bevel gear (16) formed at the open end (8) of the cylinder (4). At the closed end (6) of the cylinder (4) there is an integral central rod (7) that extends axially away from the cylinder (4). There is an annular ball bearing (9) disposed at the one end of the rod (7).

WO 02/27165 A1

CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

For two-letter codes and other abbreviations, refer to the "Guidance Notes on Codes and Abbreviations" appearing at the beginning of each regular issue of the PCT Gazette.

Published:
— *with international search report*

ROTATING CYLINDER VALVE ENGINE

The present invention relates to an engine comprising a rotating cylinder wall and a reciprocating piston.

For known engines which comprise a rotating cylinder wall and a reciprocating piston the linear motion of the reciprocating piston is converted into the rotation of the cylinder wall. The rotation of the wall is utilised for the opening and closing of the inlet and outlet ports of the engine. An example of a rotating cylinder valve engine is described in specification of PCT patent application no. PCT/GB97/01934 in the name of RCV Engines Limited. The specification describes a rotating cylinder engine for a model aircraft. However, the skilled person in the art will realise that the engine described in this document may be adapted for many different applications.

According to a first aspect of the present invention there is provided a rotating cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder formed with a closed end and an open end, a combustion chamber defined by the piston and the cylinder and means to axially move the cylinder relative to the piston to alter the compression ratio of the engine.

The means to axially move the cylinder preferably comprises spring means disposed externally of the cylinder and adjacent the closed end of the rotatable cylinder.

Preferably in use the spring means provides a self regulating compression adjustment.

Alternatively, the means to axially move the cylinder comprises an actuator disposed externally of the cylinder and adjacent the closed end of the rotatable cylinder.

The rotating cylinder valve engine preferably further comprises rotatable cylinder damper means, the arrangement being such that in use the damper means restricts the axial oscillation of the rotatable cylinder.

The damper means preferably comprises a hydraulic damping system.

One of the primary determinants of the efficiency of a rotating cylinder valve engine is the compression ratio. In general the higher the compression ratio the quicker the flame front advances through the charge, the more efficient the combustion reaction, and the more mechanically efficient the engine becomes. However, if the compression ratio is raised too far peak cylinder pressures become very high causing mechanical stress and rough running. High cylinder pressures may also cause the charge to explode rather than burn, this being referred to as detonation or knock. The compression ratio on fixed compression engines is thus set at the maximum value that can be accommodated without mechanical damage or detonation occurring at full throttle.

The first aspect of the present invention provides variable compression to the rotating cylinder valve (RCV) engine and helps to increase part throttle fuel efficiency by maintaining the effective compression ratio at its optimum level throughout the entire throttle range. This is done by axially moving the RCV rotatable cylinder towards or away from the piston.

Variable compression may be accomplished on the RCV engine design because the rotatable cylinder is a simple closed end structure that can be moved without affecting the rest of the components of the engine. On a conventional engine the complex inter-related construction of the cylinder block, cylinder head and valve mechanism makes variable compression very hard to achieve.

According to a second aspect of the present invention there is provided a rotating cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder and a combustion chamber defined by the piston and the cylinder the arrangement being such that the volumetric centre of the combustion chamber is offset from the central axis of the piston.

The cylinder comprises a gas access port and the volumetric centre of the combustion chamber is preferably offset towards the gas access port.

The offset combustion chamber is preferably partly defined by a curved surface formed in the closed end of the cylinder.

The maximum length parallel to the central axis of the piston of the combustion chamber is preferably adjacent the gas access port.

The curved surface formed in the closed end of the cylinder preferably extends from the gas access port in a direction towards the piston.

There may be a second curved surface formed in the inner surface of the closed end of the cylinder, the second curved surface extending from the edge of the inner surface in a direction towards the other curved surface.

The radius of curvature of the second curved surface is preferably generally greater than the radius of curvature of the other curved surface.

The second aspect of the present invention has the aim of moving the bulk of the cylinder charge of fuel gases nearer to the cylinder port and thus nearer to the ignition point. This reduces flame front propagation delay and also reduces the volume of trapped static gas pockets that could cause detonation.

According to a third aspect of the present invention there is provided a rotating cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder formed with a gas access port the arrangement being such that the longitudinal horizontal central axis of the inlet port that extends through the wall of the cylinder does not intersect the longitudinal vertical central axis of the cylinder.

The rotating cylinder engine preferably comprises a combustion chamber defined by the piston and the cylinder the arrangement being such that the volumetric centre of the combustion chamber is offset from the central axis of the piston as specified by the second aspect of the present invention.

The third aspect of the present invention produces a circular motion of the inlet fuel gas charge, known as swirl. The third aspect combined with the offset combustion chamber, according to the second aspect of the present invention, moves the edge of the swirl towards the ignition point, which improves the ignition process. This is for two main reasons. Firstly the swirl tends to centrifuge the heavier suspended fuel droplets towards the outside of the swirl. This means that the ignition source, which is on the edge of the cylinder, is in the richest part of the charge and is thus is more

likely to achieve satisfactory ignition. Secondly the movement of the charge past the ignition point will tend upon ignition to produce a flame trailing out from the ignition point in the direction of movement of the swirl. This increases the speed of propagation of the flame front and makes it more likely that the flame front will spread through the entire charge avoiding partial combustion or misfire.

According to a fourth aspect of the present invention there is provided a rotating cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder formed with a gas access port, the arrangement being such that when the piston is at the top dead-centre of the stroke the base portion of the piston is adjacent the lowermost edge of the access port.

The fourth aspect of the present invention enables the inlet port and exhaust port to be made as large as possible, this improves the breathing of the engine and thus its maximum power output. The width of the cylinder port (i.e. dimension around the circumference) is limited by the outer diameter of the cylinder and the timing of the engine, thus the only way to increase the port area is to increase its height (i.e. dimension parallel to the piston stroke). To avoid affecting the combustion chamber shape the port is made larger by moving the bottom edge of the cylinder port downwards. The farthest the port can be extended in this direction is the position of the top edge of the top piston ring at top dead-centre (TDC), moving it any further would produce a leak path past the top ring. With this configuration of port the piston crown will overlap the cylinder port at TDC. To maximise the cylinder port area it would be possible to move the piston ring further down the piston than is conventional.

For maximum breathing it would be possible to have the piston ring around the bottom edge of the piston. With this radical configuration the main combustion chamber would be to the side of the piston and formed by the edges of the cylinder port itself.

The fourth aspect of the present invention helps to improve the breathing of the engine and thus the potential maximum power.

According to a fifth aspect of the present invention there is provided a rotating cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder and a cylinder jacket surrounding the rotatable cylinder, the cylinder jacket and rotatable cylinder being formed with gas fluid access ports extending there through and the cylinder jacket comprising sealing means.

Preferably the sealing means comprises an annular sealing element held within an annular groove formed in the radially innermost surface of the cylinder jacket, the arrangement being such that in use the radially innermost surface of the annular sealing element forms a tight seal with the radially outermost surface of the rotatable cylinder.

In an embodiment the annular sealing element is held within an annular groove formed in the radially innermost surface of an annular timing ring disposed within the engine, the arrangement being such that in use the radially innermost surface of the annular sealing element forms a tight seal with the radially outermost surface of the rotatable cylinder.

There is preferably a high degree of dimensional tolerance between the sealing element and the radially outermost surface of the rotatable cylinder that provides the tight seal formed there between.

The sealing means may also be provided by a high degree of dimensional tolerance between the radially outermost surface of the rotatable cylinder and the radially innermost surface of the cylinder jacket.

Preferably the sealing element is disposed axially below the gas access port of the rotatable cylinder.

The sealing means preferably comprises a second annular sealing element held within an annular groove formed in the radially innermost surface of the cylinder jacket, the second sealing element being disposed axially above the gas access port of the rotatable cylinder.

Alternatively, the seal means comprises a second annular sealing element held within an annular groove formed in the radially outermost surface of the rotatable cylinder, the arrangement being such that in use the radially outermost surface of second sealing element forms a tight seal with the radially innermost surface of the cylinder jacket.

The wall thickness of the rotatable cylinder may be reduced due to the use of the sealing element held within a groove in the cylinder jacket. If a conventional external sealing ring was used that is set into the rotatable cylinder then this would require the wall thickness of the rotatable cylinder to be increased to hold the sealing ring. This would increase the average distance between the ignition point and the mixture in the combustion

chamber, and would move the ignition point further away from the edge of any swirl in the chamber. It would also make the cylinder heavier.

The skilled person in the art will appreciate that this limitation does not necessarily apply to the top sealing ring as there is no limit to the wall thickness of the rotating cylinder above the cylinder port, hence a more conventional external sealing ring could be used for the top seal if required.

According to a sixth aspect of the present invention there is provided a rotating cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder and a cylinder jacket surrounding the rotatable cylinder, the cylinder jacket and rotatable cylinder being formed with gas fluid access ports extending there through and the rotating cylinder being provided with friction reducing and cooling means.

Preferably, the friction reducing and cooling means is an oil pump whereby in use oil is forced over the rotating cylinder.

Alternatively, the friction reducing and cooling means is achieved by the interaction of a close fitting cylinder jacket around the rotating cylinder the arrangement being such that in use the oil is forced between the respective adjacent surfaces of the cylinder jacket and the rotating cylinder.

Preferably, the oil pump is disposed at one end of the rotatable cylinder.

An advantage provided by the sixth aspect of the present invention is that the outer surface of the rotating cylinder is directly cooled. In one embodiment the cylinder jacket forces the oil over the whole surface of the rotating cylinder. This is a far more practical method than a water cooling

system which would require rotating seals around the cylinder. These would be prone to seepage causing problems with water contamination of the lubricant.

According to a seventh aspect of the present invention there is provided a rotating cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder, a crankshaft assembly comprising a crankshaft and a gear and a balancing assembly comprising a balancing element and a gear, the balancing assembly being disposed on the opposite side of the engine to the crankshaft whereby, in use, the balancing element provides a balancing function to the engine, at the open end of the rotatable cylinder there being formed a bevel gear that engages the gear of the crankshaft assembly and the gear of the balancing assembly.

Preferably, the balancing element is a substantially L-shaped shaft the arrangement being such that in use the shaft rotates in a direction that is opposite to the direction of the crankshaft.

According to an eighth aspect of the present invention there is provided a rotating cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder one end of which being formed with a bevel gearing that engages a drive gear, and a crankshaft assembly comprising a crankshaft rotatable about a first axis and being supported in a tubular sleeve having a central axis offset from the first axis, the arrangement being such that in use the clearance between the bevel gearing and the drive gear is adjustable by rotating the tubular support sleeve about the central axis of the tubular support sleeve.

The eighth aspect of the present invention provides gear clearance adjustment means that does not necessarily require shims, machining or disassembly.

According to an ninth aspect of the present invention there is provided a method for starting a rotating cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder formed with a bevel gearing at one end of the cylinder that engages a drive gear, a crankshaft assembly and a starting mechanism, the method comprising applying the starting mechanism to the rotatable cylinder.

The ninth aspect of the present invention is mainly of advantage to rotating cylinder valve engines that comprise a propeller where the method enables the operator to stay behind the propeller during the starting procedure. Starting the engine from behind propeller is safer and more convenient as the user does not have to work around the propeller as when starting from in front of the engine in the conventional manner. For an engine without a propeller the method may offer some advantages in terms of mechanical packaging and gearing.

There are particular advantages to combining the features of the various aspects of the present invention and the invention may include any combination of the features or limitations referred to herein.

The present invention may be carried into practice in various ways and some embodiments will now be described, by way of example only, with reference to the accompanying drawings in which:

Figure 1 is a side view of a cross section of a rotating cylinder valve engine;

Figure 2 is a side view through cross section AA of the engine shown in Figure 1;

Figure 3 is a plan view of a cross section of an upper portion of the rotating cylinder valve engine shown in Figures 1 and 2;

Figure 4a is a cross section view of a schematic of a portion of a rotating cylinder valve engine comprising a self-regulating spring operative to axially move a cylinder relative to a piston and shows the engine in a full throttle configuration;

Figure 4b is a cross section view of the engine shown in Figure 4a and shows the engine in a part throttle configuration;

Figure 5a is a side view sketch of a cross section of a piston and a rotatable cylinder arrangement of a rotating cylinder valve engine comprising sealing means located at the upper end of the piston;

Figure 5b is a side view sketch of a cross section of a piston and a rotatable cylinder arrangement of a rotating cylinder valve engine comprising sealing means located at the lower end of the piston to that shown in Figure 5a; and

Figure 6 is a side view of a partial cross section of the rotating cylinder valve engine shown in Figures 1 and 2.

The main principles of the operation of a rotating cylinder valve engine is substantially described in the specification of the international patent application no PCT/GB97/01934 in the name of RCV Engines Limited. The specification of this application describes a rotating cylinder valve engine used for a model aircraft. The rotating cylinder and engine housing co-operate to provide a fuel inlet valve and an exhaust outlet valve. The rotating cylinder also provides the power output of the engine to the propeller. The skilled person in the art will appreciate that the power output means may be provided by the crankshaft assembly instead of, or as well as, the rotating cylinder.

The various aspects of the present invention relate to improvements to the basic rotating cylinder valve engine design.

With reference to the Figures 1, 2 and 3, a rotating cylinder valve engine 1 comprises an engine housing 2 that contains an annular timing ring 3, a rotatable cylinder 4 formed with a closed end 6 and an open end 8; and a piston 10 disposed within the cylinder 4. The cylinder 4 is mechanically driven by the piston 10 via transmission assembly that comprises a con rod 12 that drives a gear 14 that in turn engages a bevel gear 16 formed at the open end 8 of the cylinder 4. At the closed end 6 of the cylinder 4 there is an integral central rod 7 that extends axially away from the cylinder 4. There is an annular ball bearing 9 disposed at the one end of the rod 7.

Oil pump means is disposed on the rod 7 within the housing 2. The oil pump means comprises an annular ring 5 formed with a central circular hole and a network of oil channels 5a. In use oil is drawn through the network of channels 5a and into to the central hole by the rotational action of the rod

7. The oil then flows through channels in the annular timing ring 3 and is then forced between the cylindrical sleeve 28 and rotatable cylinder 4; this provides cooling means for both the annular timing ring 3 and the rotatable cylinder 4. Once the oil is in the crank case the oil provides lubrication for the other moveable components in the engine 1.

The rotating cylinder valve engine 1 also comprises a combustion chamber 20, according to the second aspect of the present invention, that is defined by a portion of the uppermost surface of the piston 10 and the radially inner surface of the cylinder 4. The cylinder 4 comprises a tubular mid-section 22 having a substantially circular horizontal cross section, a frusto-conical lower section 24 and an upper section 26 formed with a curved inner surface 27 that extends inwardly from an access port 29. The access port 29 extends through the wall of the cylinder 4 and provides an inlet for the fuel when indexed with a fuel port and an outlet for the exhaust when indexed with an exhaust port. The cylinder 4 is disposed within the annular timing ring 3 and a substantially cylindrical sleeve 28 that forms part of the engine housing 2. The annular timing ring 3 is formed with an inlet port 38. Disposed within the mating surface of the annular timing ring 3 is an annular seal 31 according to the fifth aspect of the present invention. The seal 31 is held within an annular groove formed in the radially innermost surface of the timing ring 3.

The volumetric centre of the combustion chamber 20 is offset from the central axis 30 of the cylinder 4. The bulk of the cylinder charge of fuel gases within the chamber 20 is nearer to the access port 29. Thus the fuel gas is nearer to the ignition point of the ignition source 34 (such as a glow plug or a spark plug) when the cylinder rotates in direction 36 to this

location and indexes with the ignition source 34. This reduces flame front propagation delay on ignition and also reduces the volume of trapped static gas pockets that could cause detonation of the fuel.

For some engines the upper section 26 of the cylinder may also be formed with a second curved portion 32 that that forms a 'squish band'. The second curved portion 32 extends radially inward from the radially innermost surface of the mid-section 22 and meets the curved surface 27.

A well designed combustion chamber 20 will cause the compressed charge within it to burn in a controlled and efficient manner, with the combustion process taking the form of a flame front advancing rapidly through the charge. Poor combustion chamber design can cause one of two major problems. Firstly detonation or knock, where combustion occurs as a violent instantaneous explosion rather than a controlled bum. Secondly incomplete combustion, where the flame front extinguishes before all the fuel in the charge has been burnt.

Detonation occurs where the temperature and pressure in part or all of the charge rises to such a level that the charge spontaneously explodes. This causes a very rapid and destructive rise in cylinder pressure that can result in engine damage. Detonation will tend to occur as the compression ratio of the engine is increased. The better the combustion chamber design the higher the compression ratio that can be used before detonation occurs. The overall shape of the combustion chamber 20 and the presence of hot spots are the most crucial factors in this aspect of combustion chamber design.

Incomplete combustion, or misfire, occurs where the flame front is extinguished before it has progressed throughout the entire mixture. This will tend to occur as the mixture deviates from stoichiometric, in particular as it becomes leaner. The better the combustion chamber design the leaner the mixture that can be used before incomplete combustion, or misfire, starts to occur. The position of the ignition source and the movement of the charge gas are the most crucial factors in this aspect of combustion chamber performance.

With particular reference to Figure 3, the engine housing 2 is formed with a fuel inlet port 38, according to the third aspect of the present invention, that extends through the wall of the housing 2 and an exhaust port 40. The longitudinal central axis 41 of the inlet port 38 does not intersect the longitudinal central axis 30 of the cylinder 4. The longitudinal central axis 41 of the inlet port 38 is at an obtuse angle 'α' from the radii 'β' extending from the axis 30. Due to this angle 'α' the inlet port produces a circular motion of the inlet fuel known as swirl.

The combustion chamber 20 should primarily be designed to run as high a compression ratio as possible and as lean a mixture as possible whilst avoiding both detonation and incomplete combustion. High compression and lean mixture will maximise both the power output and fuel efficiency of the design. To this end in general the main features required in a combustion chamber design are -

(i) Compact shape

A compact combustion chamber shape reduces the tendency for detonation. The most undesirable feature in any combustion chamber is a significant volume of non-moving gas trapped in a pocket a considerable distance away from the ignition source. This trapped end gas will tend to cause detonation. This is because as the flame front advances from the ignition point towards the pocket of end gas the expanding burning gas acts as a piston on the trapped gas. This causes shock waves and a rapid rise in pressure within the end gas pocket, which will then tend to spontaneously detonate. This problem can most notably be seen on traditional side valve engine designs. The large pockets of trapped end gas over the valves means side valve engines can only be run at extremely low compression ratios before detonation occurs. They thus offer both low power output levels and poor fuel efficiency.

A second advantage of a compact combustion chamber shape is that the internal surface area is minimised. This improves the thermodynamic efficiency of the chamber. A combustion chamber with a large internal surface area will loose more heat energy through conduction. This will reduce the temperature and pressure of the burning charge, and thus reduce the mechanical force and power available.

(ii) Smooth internal shape.

The internal shape of the combustion chamber should be as smooth as possible. This is because sharp edges tend to form hot spots which can cause pre-ignition which will in turn lead to detonation. If a hot spot occurs the mixture will tend to ignite at this point, often at a very advanced crank angle. The flame front from the hot spot will then advance towards the

flame front from the actual ignition source. This will tend to cause detonation in the gas trapped between the two flame fronts. Ideally to avoid hot spots the radii of all surfaces within the chamber should be greater than 3mm.

(iii) Swirl

Swirl consists of the inlet charge spinning in an ordered manner around the inside of the combustion chamber. In combination with a correctly positioned ignition point swirl reduces any tendency for incomplete combustion. Swirl is induced in the charge by angling the entrance of the inlet manifold into the combustion chamber so that the inlet charge is forced into a circular path by the cylinder wall. Swirl is defined as the circular movement of gas around the circumference of the cylinder. If circular flow is set up around an axis at 90 degrees to the cylinder axis this is known as tumble. Tumble can produce the same improvements as swirl but may not be as suitable for the RCV design due to the ignition position and general shape of the combustion chamber.

(iv) Ignition source position

In any combustion chamber with a swirling inlet charge the ignition source should be towards the edge of the chamber. This is to ensure the ignition source is within the most rapidly moving part of the swirling charge. When ignition occurs a flame will trail away from the spark or glow plug. This improves flame front propagation and reduces the chances of incomplete combustion.

A second benefit is that the spinning charge will tend to centrifuge the heavier fuel droplets towards the outside of the charge, causing the mixture at the edges of the swirl to be richer. The richer part of this "stratified charge" will be set alight by the ignition source, the flame front will propagate reliably through this outer richer section, and will then be so well established that it will propagate through the remaining less rich section of the charge. This enables the engine to be run with a leaner mixture.

In summary the combustion chamber/port design has to be compact with no sharp edges, have a mechanism to induce swirl, have 'an ignition point as close as possible to the edge of the swirling charge. The initial design for the combustion chamber is a form of "squish" design where the combustion chamber is a considerably smaller diameter than the main cylinder bore, with the piston coming right up to the underside of to the squish area to ensure all the mixture is forced up into the combustion chamber itself. This provides a compact shape with no significant trapped end gas volumes and is similar in aspect ratio to many conventional poppet valve designs.

The inlet port 38 is angled to cause the mixture to swirl around the combustion chamber 20. The combustion chamber 20 is offset within the rotating cylinder to make the cylinder port itself as short as possible. This ensures that the ignition source is as close possible to the outer edge of this swirl. The offset combustion chamber design affects the seal design for the rotary valve.

It would be more conventional to use external sealing rings set into the outside of the rotating cylinder. However because of the offset combustion chamber there is not enough material available on the rotary cylinder in the

area below the cylinder port to accept conventional external sealing rings, hence internal sealing rings are used set into the inner surface of the rotary valve.

With reference to Figures 4a and 4b, an embodiment of the rotating cylinder valve engine 1 according to the first aspect of the present invention comprises spring means 50 for axially moving the cylinder 55 relative to the piston 10 in order to alter the compression ratio of the engine. The spring means 50 provides an axial force to the cylinder in the direction 52 towards the piston 10. The spring means 50 is disposed within a cylindrical chamber 54 defined by an end of the tubular section formed in the engine housing 53 and the end portion of the cylinder 55. The spring means 50 winds around the rod 7 that extends axially from the cylinder 55.

The rotating cylinder 55 is arranged so that it can be moved towards and away from the piston 10 to vary the compression ratio of the engine 10. The rotating cylinder 55 can either be moved by an external actuator (not shown), or is mounted on a spring means 50 to provide a self-regulating action.

On a crank driven RCV engine in order to enable the cylinder 55 to move relative to the piston 10 without disturbing the gear mesh, the cylinder 55 is mounted on splines within the cylinder bevel gear 16. The cylinder 55 can then move axially up and down whilst the bevel gear 16 stays in its correct mesh position.

The engine 1 shown in Figures 4a, 4b comprises self regulating spring means 50. The engine 1 is shown in its part throttle configuration in Figure 4b. The rotating cylinder 55 has been moved by the spring means 50 closer to the piston 10 to minimise the volume of the combustion chamber 20. This increases the effective compression ratio and part throttle operating efficiency of the engine 1.

The compression control mechanism of the engine 1 comprises strong spring means 50 together with an end stop and damping mechanism 60. The spring means 50 forces the cylinder 55 half down towards the highest compression position of the cylinder 55 i.e. towards the piston 10. The compression force of the spring means 50 is set to maintain the correct desired maximum cylinder pressure in a similar manner to a spring controlled pressure regulator, i.e. the spring compression force would equal the bore area x the desired cylinder pressure. At start up the cylinder 55 would be resting on its end stop in its high compression position i.e. as near as possible to the piston 10. As the piston 10 approaches top dead centre (TDC) the cylinder pressure starts to rise above the desired maximum. The spring means 50 then allows the cylinder 55 to move away from its end stop and the piston 10, maintaining an approximately constant cylinder pressure. The more open the throttle 59 the further the cylinder 55 will move away from the piston 10 to maintain the correct cylinder pressure.

The damping mechanism 60 comprises a disc-shaped piston 58 that is formed on a portion of the rod 7. In use the piston 58 reciprocates within a cylindrical chamber 61 formed in the engine housing 53.

In its simplest form without any damping the cylinder 55 will move in conjunction with the piston 10 over the top of its stroke. The cylinder 55 will only move over a short distance and will move comparatively slowly, but this may prove to be undesirable.

To avoid this oscillation the damping mechanism 60 can be employed. The mechanism 60 includes a damping oil channel 62 that extends from the chamber 61 formed in the engine housing 53 and a non-return valve 64 contained within the channel 62. The non-return valve 64 allows oil to flow freely from the channel 62 into the chamber 61 when the cylinder is moving away from the piston, but closes when the cylinder moves back towards the piston. A much more restrictive leak path 66 then allows the cylinder to move slowly back towards its part throttle i.e. higher compression setting. This means that when applying full throttle to the engine 1 the cylinder 55 will instantly move away from the piston 10 towards its full throttle setting, drawing oil through the non-return valve 64, but at part throttle the cylinder 55 will only gradually settle back to its closer part throttle setting, forcing oil through the restrictive leak path 66 as it does so.

An actuator-controlled version of the engine 1 could use any conventional actuator method for moving the cylinder 55 relative to the piston 10 e.g. stepper motor and lead screw, hydraulic actuator and cam etc.

One of the primary determinants of the efficiency of an engine is compression ratio. In general the higher the compression ratio the quicker the flame front advances through the charge, the more efficient the combustion reaction, and the more mechanically efficient the engine becomes. However if the compression ratio is raised too far peak cylinder

pressures become very high causing mechanical stress and rough running. High cylinder pressures may also cause the charge to explode rather than burn, this being referred to as detonation or knock. The compression ratio on fixed compression engines is thus set at the maximum value that can be accommodated without mechanical damage or detonation occurring at full throttle.

When running at part throttle the initial pressure of the inlet charge drawn into the cylinder is considerably less than 1.0 bar, typically being between 0.3 and 0.6 bar. Peak cylinder pressures are correspondingly reduced, and the effective compression ratio is well below its optimum value. Thus at part throttle the engine is running at considerably reduced efficiency.

The variable compression RCV engine increases part throttle fuel efficiency by maintaining the effective compression ratio at its optimum level throughout the entire throttle range. This is done by moving the RCV cylinder towards or away from the piston as described above. It is estimated that improvements in part throttle fuel consumption of between 10% and 30% could be obtained by this method. In many applications engines spend most of their running time at part throttle hence this could have a very significant effect on overall fuel efficiency.

Variable compression is comparatively straightforward to accomplish on the RCV design because the cylinder is a simple closed end structure which can be moved without affecting the rest of the engines components. On a conventional engine the complex inter-related construction of the cylinder block, cylinder head and valve mechanism makes variable compression very hard to achieve.

With reference to Figure 1, the engine 1 comprises a crankshaft assembly 70 comprising a crankshaft 72, a first drive gear 74, an L-shaped balancing shaft 76 and a second drive gear 78 according to the eighth aspect of the present invention. The balancing shaft 76 is driven by the bevel gear 16 via the second drive gear 78. The balancing shaft 76 and second drive gear 78 are disposed on the opposite side of the bevel gear 16 to the crankshaft 72. In use the crankshaft 72, the first drive gear 74, the L-shaped balancing shaft 76 and the second drive gear 78 rotate about the common horizontal axis 80. The balancing shaft 76 will rotate in an opposite direction about axis 80 to the crankshaft 72.

A portion 82 of L-shaped balancing shaft 76 that extends along the horizontal axis 80 is supported by an annular bearing 84. Disposed along the portion 82 is the second drive gear 78. The distal end of the portion 82 there is formed a threaded portion 86 upon which is screwed a holding nut 88.

With reference to Figure 5a there is shown a sketch of a cross section of a piston and a rotatable cylinder arrangement. This arrangement illustrates a conventional rotating cylinder valve engine comprising a piston ring 90 located at upper end of the piston 10. Figure 5b there is shown a sketch of a of a piston and a rotatable cylinder arrangement illustrating a rotating cylinder valve engine comprising piston ring 92 located at lower end of the piston 10. Figure 5b shows an embodiment according to the fourth aspect of the invention. When the piston 10 is at the top dead-centre the piston ring 92 is adjacent the lowermost edge 94 of the cylinder inlet port 95. The inlet port 95 has a larger vertical cross sectional area than that of the inlet port 29. By providing a larger cross sectional area this helps to improve the

breathing of the engine and thus increases its maximum power output. The width of the cylinder port (i.e. dimension around the circumference) is limited by the outer diameter of the cylinder and the timing of the engine, thus the only way to increase the port area is to increase its height (i.e. dimension parallel to the piston stroke).

With reference to Figure 6, there shown the rotating cylinder valve engine according to the ninth aspect of the present invention comprising a piston 10 disposed within a rotatable cylinder formed with a bevel gear 16 at one end of the cylinder. The bevel gear 16 engages a drive gear (not shown) and a crankshaft assembly 70 comprising a crankshaft 72 rotatable about a first axis 100 and being supported a tubular sleeve 102 having a central axis 104 offset from the first axis 100 by a distance 106. The arrangement is such that in use the clearance between the bevel gearing 16 and the drive gear is adjustable by rotating the tubular support sleeve 102 about the central axis 104. Typically, the distance 106 would be about 1mm.

CLAIMS

1. A rotatable cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder formed with a closed end and an open end, a combustion chamber defined by the piston and the cylinder, characterised in that the rotating cylinder valve engine comprises means to axially move the cylinder relative to the piston to alter the compression ratio of the engine.

2. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 1, wherein the means to axially move the cylinder comprises spring means disposed externally of the cylinder and adjacent the closed end of the rotatable cylinder.

3. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 2, wherein in use the spring means provides a self regulating compression adjustment.

4. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 1, wherein the means to axially move the cylinder comprises an actuator disposed externally of the cylinder and adjacent the closed end of the rotatable cylinder.

5. A rotatable cylinder valve engine as claimed in any one of claims 1 to 4, wherein the rotating cylinder valve engine comprises rotatable cylinder damper means, the arrangement being such that in use the damper means restricts the axial oscillation of the rotatable cylinder.

6. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 5, wherein the damper means comprises a hydraulic damping system.

7. A rotatable cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder and a combustion chamber defined by the piston and the cylinder characterised in that the arrangement of the rotatable cylinder and the combustion chamber is such that the volumetric centre of the combustion chamber is offset from the central axis of the piston.

8. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 7, wherein the cylinder comprises a gas access port and the volumetric centre of the combustion chamber is offset towards the gas access port.

9. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 7 or claim 8, wherein the offset combustion chamber is partly defined by a curved surface formed in the closed end of the cylinder.

10. A rotatable cylinder valve engine as claimed in any one of claims 7 to 9, wherein the maximum length parallel to the central axis of the piston of the combustion chamber is adjacent the gas access port.

11. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 9 or claim 10, wherein the curved surface formed in the closed end of the cylinder extends from the gas access port in a direction towards the piston.

12. A rotatable cylinder valve engine as claimed in any one of claims 9 to 11, wherein a second curved surface is formed in the inner surface of the closed end of the cylinder, the second curved surface extending from the edge of the inner surface in a direction towards the other curved surface.

13. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 12, wherein the radius of curvature of the second curved surface is generally greater than the radius of curvature of the other curved surface.

14. A rotatable cylinder valve engine characterised in that the engine comprises a piston disposed within a rotatable cylinder formed with a gas access port the arrangement being such that the longitudinal horizontal central axis of the inlet port that extends through the wall of the cylinder does not intersect the longitudinal vertical central axis of the cylinder.

15. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 14, wherein the engine comprises a combustion chamber defined by the piston and the cylinder the arrangement being such that the volumetric centre of the combustion chamber is offset from the central axis of the piston as specified by the second aspect of the present invention.

16. A rotatable cylinder valve engine characterised in that the engine comprises a piston disposed within a rotatable cylinder formed with a gas access port, the arrangement being such that when the piston is at the top dead-centre of the stroke the base portion of the piston is adjacent the lowermost edge of the access port.

17. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 16, wherein the valve engine comprises a piston ring disposed towards the bottom edge of the piston.

18. A rotatable cylinder valve engine characterised in that the valve engine comprises a piston disposed within a rotatable cylinder and a cylinder jacket surrounding the rotatable cylinder, the cylinder jacket and rotatable cylinder being formed with gas fluid access ports extending there through and the cylinder jacket comprising sealing means.

19. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 18, wherein the sealing means comprises an annular sealing element held within an annular groove formed in the radially innermost surface of the cylinder jacket, the arrangement being such that in use the radially innermost surface of the annular sealing element forms a tight seal with the radially outermost surface of the rotatable cylinder.

20. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 19, wherein the annular sealing element is held within an annular groove formed in the radially innermost surface of an annular timing ring disposed within the engine, the arrangement being such that in use the radially innermost surface of the annular sealing element forms a tight seal with the radially outermost surface of the rotatable cylinder.

21. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 20, wherein there is close dimensional tolerance between the sealing element and the radially outermost surface of the rotatable cylinder that provides the tight seal formed there between.

22. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 20 or claim 21, wherein the sealing means is provided by a high degree of dimensional tolerance between the radially outermost surface of the rotatable cylinder and the radially innermost surface of the cylinder jacket.

23. A rotatable cylinder valve engine as claimed in any one of claims 20 to 22, wherein the sealing element is disposed axially below the gas access port of the rotatable cylinder.

24. A rotatable cylinder valve engine as claimed in any one of claims 19 to 23, wherein the sealing means comprises a second annular sealing element held within an annular groove formed in the radially innermost surface of the cylinder jacket, the second sealing element being disposed axially above the gas access port of the rotatable cylinder.

25. A rotatable cylinder valve engine as claimed in any one of claims 19 to 23, wherein the seal means comprises a second annular sealing element held within an annular groove formed in the radially outermost surface of the rotatable cylinder, the arrangement being such that in use the radially outermost surface of second sealing element forms a tight seal with the radially innermost surface of the cylinder jacket.

26. A rotatable cylinder valve engine characterised in that the engine comprises a piston disposed within a rotatable cylinder and a cylinder jacket surrounding the rotatable cylinder, the cylinder jacket and rotatable cylinder being formed with gas fluid access ports extending there through and the rotating cylinder being provided with friction reducing and cooling means.

27. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 26, wherein the friction reducing and cooling means is an oil pump whereby in use oil is forced over the rotating cylinder.

28. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 26, wherein the friction reducing and cooling means is achieved by the interaction of a close fitting cylinder jacket around the rotating cylinder the arrangement being such that in use the oil is forced between the respective adjacent surfaces of the cylinder jacket and the rotating cylinder.

29. A rotatable cylinder valve engine as claimed in any one of claims 26 to 28, wherein the oil pump is disposed at one end of the rotatable cylinder.

30. A rotatable cylinder valve engine characterised in that the engine comprises a piston disposed within a rotatable cylinder, a crankshaft assembly comprising a crankshaft and a gear and a balancing assembly comprising a balancing element and a gear, the balancing assembly being disposed on the opposite side of the engine to the crankshaft whereby, in use, the balancing element provides a balancing function to the engine, at the open end of the rotatable cylinder there being formed a bevel gear that engages the gear of the crankshaft assembly and the gear of the balancing assembly.

31. A rotatable cylinder valve engine as claimed in claim 30, wherein the balancing element is a substantially L-shaped shaft the arrangement being such that in use the shaft rotates in a direction that is opposite to the direction of the crankshaft.

32. A rotatable cylinder valve engine characterised in that the engine comprises a piston disposed within a rotatable cylinder one end of which being formed with a bevel gearing that engages a drive gear, and a crankshaft assembly comprising a crankshaft rotatable about a first axis and being supported in a tubular sleeve having a central axis offset from the first axis, the arrangement being such that in use the clearance between the bevel gearing and the drive gear is adjustable by rotating the tubular support sleeve about the central axis of the tubular support sleeve.

33. A method for starting a rotating cylinder valve engine comprising a piston disposed within a rotatable cylinder formed with a bevel gearing at one end of the cylinder that engages a drive gear, a crankshaft assembly and a starting mechanism, characterised in that the method comprises applying the starting mechanism to the rotatable cylinder.

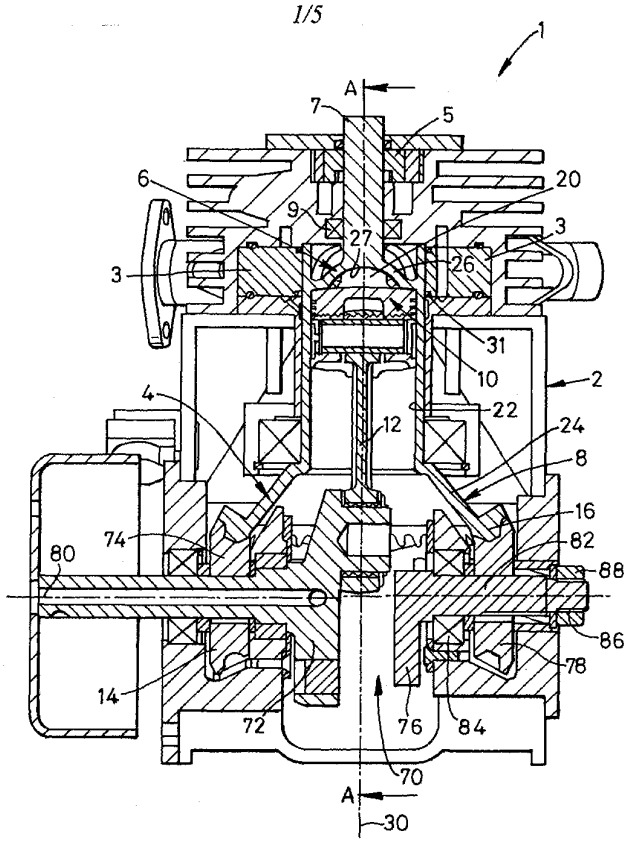

1
A
7
5
6
20
9
27
3
3
26
31
10
2
4
22
12
24
8
16
74
82
80
88
86
78
14
72
76
84
70
A
30

Fig.1

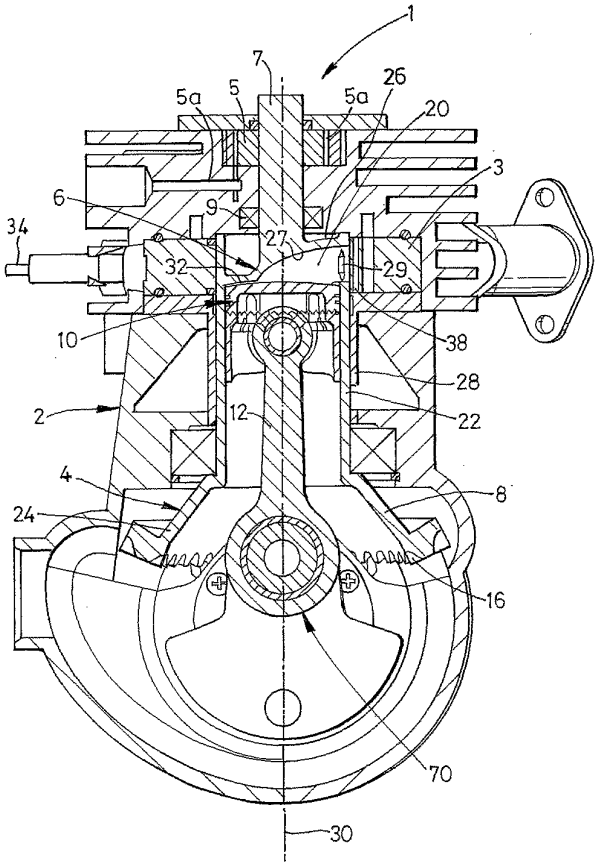


Fig.2

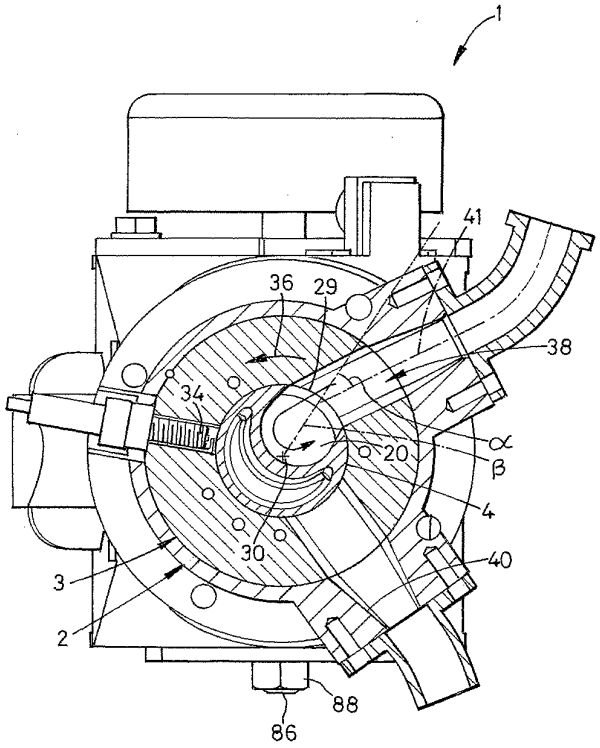


Fig.3

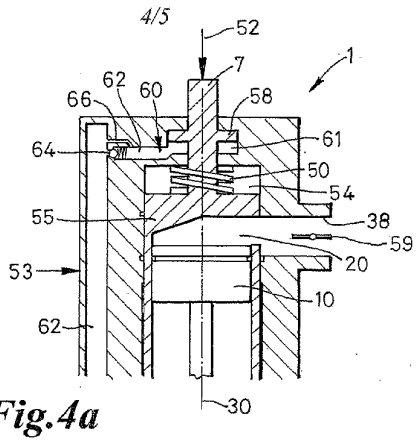

52
7
1
62
66
60
58
64
61
50
54
55
38
59
20
53
10
62
30

Fig.4a

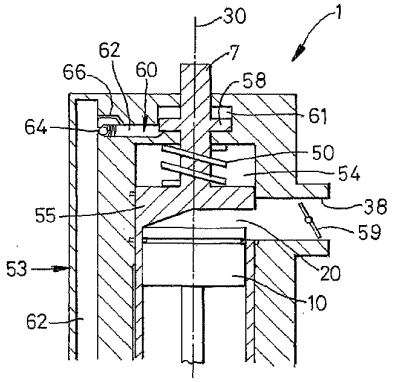

30
1
62
7
66
60
58
64
61
50
54
55
38
59
20
53
10
62

Fig.4b

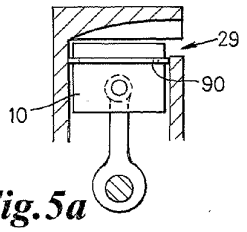


Fig.5a

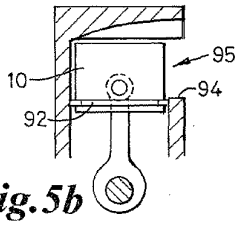


Fig.5b

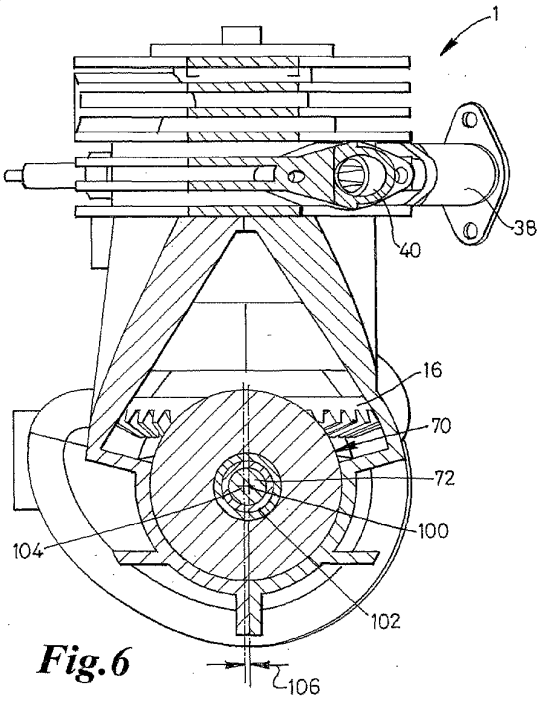


Fig.6

【手続補正書】
【提出日】平成14年9月26日(2002.9.26)
【手続補正１】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】特許請求の範囲
【補正方法】変更
【補正の内容】
【特許請求の範囲】
【請求項１】
閉鎖端部および開放端部が形成された回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室とを備えた回転シリンダバルブエンジンにおいて、
当該エンジンの圧縮比を変化させるために前記ピストンに対して前記回転シリンダを軸線方向に移動させる手段を具備した、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２】
前記シリンダを軸線方向に移動させる手段は、前記回転シリンダの外部で当該シリンダの閉鎖端部に隣接して配置されたバネ手段を備えている、ことを特徴とする請求項１記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項３】
運転時に、前記バネ手段が自己調整式の圧縮比調節をもたらすように構成されている、ことを特徴とする請求項２記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項４】
前記シリンダを軸線方向に移動させる手段は、前記回転シリンダの外部で当該シリンダの閉鎖端部に隣接して配置されたアクチュエータを備えている、ことを特徴とする請求項１記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項５】
回転シリンダ緩衝手段を具備すると共に、運転時に当該緩衝手段が前記回転シリンダの軸線方向の振動を制限するように構成されている、ことを特徴とする請求項１乃至４のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項６】
前記緩衝手段は液圧式緩衝システムを備えている、ことを特徴とする請求項５記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項７】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室とを備えた回転シリンダバルブエンジンにおいて、
前記回転シリンダおよび前記燃焼室は、当該燃焼室の体積中心が前記ピストンの中心軸から偏倚するように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項８】
前記シリンダはガス・アクセスポートを備え、前記燃焼室の体積中心は当該ガス・アクセスポートの側へ偏倚している、ことを特徴とする請求項７記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項９】
前記偏倚した燃焼室は、前記シリンダの閉鎖端部内に形成された湾曲面によって部分的に画成されている、ことを特徴とする請求項７又は８記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１０】
前記燃焼室における前記ピストンの中心軸と平行な最大長さの部分が、前記ガス・アクセスポートに隣接している、ことを特徴とする請求項７乃至９のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１１】
前記シリンダの閉鎖端部内に形成された前記湾曲面は、前記ガス・アクセスポートから前

記ピストンへ向かう方向に延びている、ことを特徴とする請求項９又は１０記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１２】
前記シリンダにおける閉鎖端部の内面に第２の湾曲面が形成され、この第２の湾曲面は、前記内面の端部から他の湾曲面へ向かう方向に延びている、ことを特徴とする請求項９乃至１１のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１３】
前記第２の湾曲面の曲率半径が、全般的に前記他の湾曲面の曲率半径よりも大きい、ことを特徴とする請求項１２記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１４】
ガス・アクセスポートの形成された回転シリンダの中に配置されるピストンを備え、前記シリンダの壁を貫通して延びる吸気ポートの水平な縦方向中心軸線が、前記シリンダの垂直な縦方向中心軸線と交差しないように配置されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１５】
前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室を備え、本発明の第２の局面で特徴付けられるように、前記燃焼室の体積中心が前記ピストンの中心軸から偏倚するように構成されている、ことを特徴とする請求項１４記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１６】
ガス・アクセスポートの形成された回転シリンダの中に配置されるピストンを備え、前記ピストンがストロークの上死点にあるとき当該ピストンの基部が前記アクセスポートの最下端部に隣接するように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１７】
前記ピストンの下端部付近に配置されたピストンリングを備えている、ことを特徴とする請求項１６記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１８】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記回転シリンダを取り囲むシリンダジャケットとを備え、前記シリンダジャケットおよび前記回転シリンダには、それらを貫通して延びるガス流体アクセスポートが形成され、前記回転シリンダに摩擦低減・冷却手段が設けられている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１９】
前記摩擦低減・冷却手段は、運転中に前記回転シリンダ上にオイルを充填するオイルポンプである、ことを特徴とする請求項１８記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２０】
前記摩擦低減・冷却手段は、運転中に前記シリンダジャケットと前記回転シリンダの隣接面どうしの間にオイルが充填されるような、前記回転シリンダの周囲への前記シリンダジャケットの緊密な組み付けの相互作用によってなされる、ことを特徴とする請求項１８記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２１】
前記オイルポンプは、前記回転シリンダの一端部に配置されている、ことを特徴とする請求項１８乃至２０のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２２】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフトおよびギアを有するクランクシャフト組立体と、釣合い要素およびギアを有する釣合い組立体とを備えた回転シリンダバルブエンジンであって、
前記釣合い組立体は、前記クランクシャフトに対して当該エンジンの反対側に配置され、これにより、運転中に前記釣合い要素が当該エンジンに釣合い作用をもたらすように構成され、
前記回転シリンダの開放端部に、前記クランクシャフト組立体のギアおよび前記釣合い組

立体のギアと噛み合うベベルギアが形成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２３】
前記釣合い要素は略Ｌ字形のシャフトであり、このシャフトが運転中に前記クランクシャフトとは反対向きに回転するように構成されている、ことを特徴とする請求項２２記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２４】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフトおよびギアを有するクランクシャフト組立体とを備え、
前記回転シリンダは、その一端部に、駆動ギアと噛み合うベベルギアが形成され、
前記クランクシャフトは、第１の軸線周りに回転可能であると共に、前記第１の軸線から偏倚した中心軸線を有する管状スリーブ内に支持されており、
前記管状支持スリーブをその中心軸線の周りに回転させることで、使用中に前記ベベルギアと前記駆動ギアとの間の隙間が調節可能となるように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２５】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフト組立体と、始動機構とを備え、前記シリンダの一端部に駆動ギアと噛み合うベベルギアが形成された回転シリンダバルブエンジンを始動するための方法であって、
前記回転シリンダに対して前記始動機構を作用させる工程を備えた、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンの始動方法。
【手続補正書】
【提出日】平成14年11月27日(2002.11.27)
【手続補正１】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】特許請求の範囲
【補正方法】変更
【補正の内容】
【特許請求の範囲】
【請求項１】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室とを備えた回転シリンダバルブエンジンにおいて、
前記回転シリンダが、閉鎖端部および開放端部の形成された管状の中央部分を有するとともに、
当該エンジンの圧縮比を変化させるために前記ピストンに対して前記回転シリンダを軸線方向に移動させる手段を具備した、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２】
前記シリンダを軸線方向に移動させる手段は、前記回転シリンダの外部で当該シリンダの閉鎖端部に隣接して配置されたバネ手段を備えている、ことを特徴とする請求項１記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項３】
運転時に、前記バネ手段が自己調整式の圧縮比調節をもたらすように構成されている、ことを特徴とする請求項２記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項４】
前記シリンダを軸線方向に移動させる手段は、前記回転シリンダの外部で当該シリンダの閉鎖端部に隣接して配置されたアクチュエータを備えている、ことを特徴とする請求項１記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項５】
回転シリンダ緩衝手段を具備すると共に、運転時に当該緩衝手段が前記回転シリンダの軸線方向の振動を制限するように構成されている、ことを特徴とする請求項１乃至４のいず

れかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項６】
前記緩衝手段は液圧式緩衝システムを備えている、ことを特徴とする請求項５記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項７】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室とを備えた回転シリンダバルブエンジンにおいて、
前記回転シリンダおよび前記燃焼室は、当該燃焼室の体積中心が前記ピストンの中心軸から偏倚するように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項８】
前記シリンダはガス・アクセスポートを備え、前記燃焼室の体積中心は当該ガス・アクセスポートの側へ偏倚している、ことを特徴とする請求項７記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項９】
前記偏倚した燃焼室は、前記シリンダの閉鎖端部内に形成された湾曲面によって部分的に画成されている、ことを特徴とする請求項７又は８記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１０】
前記燃焼室における前記ピストンの中心軸と平行な最大長さの部分が、前記ガス・アクセスポートに隣接している、ことを特徴とする請求項７乃至９のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１１】
前記シリンダの閉鎖端部内に形成された前記湾曲面は、前記ガス・アクセスポートから前記ピストンへ向かう方向に延びている、ことを特徴とする請求項９又は１０記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１２】
前記シリンダにおける閉鎖端部の内面に第２の湾曲面が形成され、この第２の湾曲面は、前記内面の端部から他の湾曲面へ向かう方向に延びている、ことを特徴とする請求項９乃至１１のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１３】
前記第２の湾曲面の曲率半径が、全般的に前記他の湾曲面の曲率半径よりも大きい、ことを特徴とする請求項１２記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１４】
ガス・アクセスポートの形成された回転シリンダの中に配置されるピストンを備え、前記シリンダの壁を貫通して延びる吸気ポートの水平な縦方向中心軸線が、前記シリンダの垂直な縦方向中心軸線と交差しないように配置されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１５】
前記ピストンと前記シリンダとで画成される燃焼室を備え、本発明の第２の局面で特徴付けられるように、前記燃焼室の体積中心が前記ピストンの中心軸から偏倚するように構成されている、ことを特徴とする請求項１４記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１６】
ガス・アクセスポートの形成された回転シリンダの中に配置されるピストンを備え、前記ピストンがストロークの上死点にあるとき当該ピストンの基部が前記アクセスポートの最下端部に隣接するように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１７】
前記ピストンの下端部付近に配置されたピストンリングを備えている、ことを特徴とする請求項１６記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１８】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記回転シリンダを取り囲むシリンダジャケ

ットとを備え、前記シリンダジャケットおよび前記回転シリンダには、それらを貫通して延びるガス流体アクセスポートが形成され、前記回転シリンダに摩擦低減・冷却手段が設けられている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項１９】
前記摩擦低減・冷却手段は、運転中に前記回転シリンダ上にオイルを充填するオイルポンプである、ことを特徴とする請求項１８記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２０】
前記摩擦低減・冷却手段は、運転中に前記シリンダジャケットと前記回転シリンダの隣接面どうしの間にオイルが充填されるような、前記回転シリンダの周囲への前記シリンダジャケットの緊密な組み付けの相互作用によってなされる、ことを特徴とする請求項１８記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２１】
前記オイルポンプは、前記回転シリンダの一端部に配置されている、ことを特徴とする請求項１８乃至２０のいずれかに記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２２】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフトおよびギアを有するクランクシャフト組立体と、釣合い要素およびギアを有する釣合い組立体とを備えた回転シリンダバルブエンジンであって、
前記釣合い組立体は、前記クランクシャフトに対して当該エンジンの反対側に配置され、これにより、運転中に前記釣合い要素が当該エンジンに釣合い作用をもたらすように構成され、
前記回転シリンダの開放端部に、前記クランクシャフト組立体のギアおよび前記釣合い組立体のギアと噛み合うベベルギアが形成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２３】
前記釣合い要素は略Ｌ字形のシャフトであり、このシャフトが運転中に前記クランクシャフトとは反対向きに回転するように構成されている、ことを特徴とする請求項２２記載の回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２４】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフトおよびギアを有するクランクシャフト組立体とを備え、
前記回転シリンダは、その一端部に、駆動ギアと噛み合うベベルギアが形成され、
前記クランクシャフトは、第１の軸線周りに回転可能であると共に、前記第１の軸線から偏倚した中心軸線を有する管状スリーブ内に支持されており、
前記管状支持スリーブをその中心軸線の周りに回転させることで、使用中に前記ベベルギアと前記駆動ギアとの間の隙間が調節可能となるように構成されている、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジン。
【請求項２５】
回転シリンダの中に配置されるピストンと、クランクシャフト組立体と、始動機構とを備え、前記シリンダの一端部に駆動ギアと噛み合うベベルギアが形成された回転シリンダバルブエンジンを始動するための方法であって、
前記回転シリンダに対して前記始動機構を作用させる工程を備えた、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンの始動方法。
【手続補正２】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０００３
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０００３】
本発明の第１の局面によれば、回転シリンダの中に配置されるピストンと、前記ピストン

と前記シリンダとで画成される燃焼室とを備えた回転シリンダバルブエンジンにおいて、前記回転シリンダが、閉鎖端部および開放端部の形成された管状の中央部分を有するとともに、当該エンジンの圧縮比を変化させるために前記ピストンに対して前記回転シリンダを軸線方向に移動させる手段を具備した、ことを特徴とする回転シリンダバルブエンジンが提供される。

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/GB 01/04304

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 7 F02B75/34 F01B15/00 F02B75/04 F02D15/04

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC 7 F02B F01B F02D

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)
EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	EP 0 464 201 A (OSHIMA KENSETSU KK) 8 January 1992 (1992-01-08) figures 1-11 column 10, line 35 -column 18, line 24	1-4,7, 18,26,30 32,33
Y A	FR 663 166 A (LIORET RENE) 17 August 1929 (1929-08-17) page 1, line 38 - line 62 page 2, line 1 - line 94 figures 1-6	1-4,7, 18,26,30 16
A	WO 98 03781 A (RCV ENGINES LIMITED ;LAWES KEITH TREVOR (GB)) 29 January 1998 (1998-01-29) cited in the application figures 1-5 abstract	1,7,14, 16

-/--

[X] Further documents are listed in the continuation of box C. [X] Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier document but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
13 December 2001	19/12/2001
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016	Authorized officer Wassenaar, G

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/GB 01/04304

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication,where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 0 016 381 A (DYLLA NORBERT) 1 October 1980 (1980-10-01) figure 1 abstract claims 1-10	1,7,14, 16
A	GB 2 129 488 A (MILNER JAMES) 16 May 1984 (1984-05-16) figures 1-9 abstract claims 1-12	1-33

Form PCT/ISA/210 (continuation of second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

Int tional Application No
PCT/GB 01/04304

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)			Publication date
EP 0464201	A	08-01-1992	JP	2252909	A	11-10-1990
			JP	2301607	A	13-12-1990
			JP	3085307	A	10-04-1991
			DE	68914852	D1	26-05-1994
			DE	68914852	T2	20-10-1994
			EP	0464201	A1	08-01-1992
			WO	9011432	A1	04-10-1990
			KR	144452	B1	17-08-1998
			US	5191863	A	09-03-1993
FR 663166	A	17-08-1929	NONE			
WO 9803781	A	29-01-1998	AU	3552997	A	10-02-1998
			DE	69701045	D1	03-02-2000
			DE	69701045	T2	03-08-2000
			EP	0912822	A1	06-05-1999
			ES	2143320	T3	01-05-2000
			WO	9803781	A1	29-01-1998
			JP	2000514899	T	07-11-2000
EP 0016381	A	01-10-1980	DE	2910822	A1	25-09-1980
			AT	3663	T	15-06-1983
			EP	0016381	A1	01-10-1980
GB 2129488	A	16-05-1984	NONE			

Form PCT/ISA/210 (patent family annex) (July 1992)

フロントページの続き

(51)Int.Cl.[7]	FI		テーマコード（参考）
Ｆ０２Ｆ 1/00	Ｆ０２Ｂ 77/00	Ｂ	
Ｆ０２Ｆ 1/10	Ｆ０２Ｆ 1/00	Ｌ	
Ｆ０２Ｆ 1/18	Ｆ０２Ｆ 1/10	Ｚ	
Ｆ０２Ｆ 1/42	Ｆ０２Ｆ 1/18	Ａ	
Ｆ０２Ｆ 3/00	Ｆ０２Ｆ 1/42	Ａ	
Ｆ０２Ｆ 7/00	Ｆ０２Ｆ 3/00	Ｂ	
	Ｆ０２Ｆ 7/00	Ｎ	

(81)指定国 AP(GH,GM,KE,LS,MW,MZ,SD,SL,SZ,TZ,UG,ZW),EA(AM,AZ,BY,KG,KZ,MD,RU,TJ,TM),EP(AT,BE,CH,CY,DE,DK,ES,FI,FR,GB,GR,IE,IT,LU,MC,NL,PT,SE,TR),OA(BF,BJ,CF,CG,CI,CM,GA,GN,GQ,GW,ML,MR,NE,SN,TD,TG),AE,AG,AL,AM,AT,AU,AZ,BA,BB,BG,BR,BY,BZ,CA,CH,CN,CO,CR,CU,CZ,DE,DK,DM,DZ,EC,EE,ES,FI,GB,GD,GE,GH,GM,HR,HU,ID,IL,IN,IS,JP,KE,KG,KP,KR,KZ,LC,LK,LR,LS,LT,LU,LV,MA,MD,MG,MK,MN,MW,MX,MZ,NO,NZ,PH,PL,PT,RO,RU,SD,SE,SG,SI,SK,SL,TJ,TM,TR,TT,TZ,UA,UG,US,UZ,VN,YU,ZA,ZW

(72)発明者 キース、トレバー、ローズ
イギリス国プール、ドーセット、テムズ、ストリート、２１、プール、ハウス

Ｆターム(参考) 3G024 AA05 AA09 AA26 BA20 BA23 BA29 DA00 EA00
3G092 AA01 AA10 AA12 DD07 FA14 FA15