



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

第一端部および第二端部を備えたエンジンハウジングと、

該エンジンハウジング内に長手方向に配置されかつエンジンの長手方向軸線を形成する細長い出力軸と、

中心軸線に対してほぼ平行な共通シリンダ軸線上で互いに間隔を隔てて配置された燃焼シリンダおよびガイドシリンダであって、各シリンダは内端部および外端部を備え、内端部は互いに近接しかつ燃焼シリンダの外端部は閉鎖されている前記燃焼シリンダおよびガイドシリンダと、

空気および/または燃料の混合気を燃焼シリンダ内に導入すべく作動する吸気システムと、 10

燃焼シリンダの内端部とガイドシリンダの内端部との間に支持されたトラックであって、該トラックは波型カム面を備え、該トラックは、シリンダの内端部の間に最も近いカム面の部分が燃焼シリンダの内端部に近づく方向および離れる方向に波打つように移動できる前記トラックと、

双頭ピストンと、を有し、

該双頭ピストンは、

燃焼端と燃焼シリンダの閉端部との間に燃焼チャンバが形成されるように燃焼シリンダ内で移動可能に配置された前記燃焼端と、

ガイドシリンダ内で移動可能に配置されたガイド端と、 20

燃焼端とガイド端との間で延びている中間部分であって、該中間部分は、トラックのカム面と機械的に連結されていて、トラックが移動すると中間部分がピストンの燃焼端を燃焼シリンダ内で外方に押圧して燃焼チャンバ内の混合気を圧縮し、かつ燃焼チャンバ内の混合気が膨張するとピストンの燃焼端が燃焼シリンダ内で内方に移動できるようにし、ガイド端は中間部分と一緒に移動して、燃焼端が外方に移動するとガイド端はガイドシリンダ内で内方に移動し、かつ燃焼端が内方に移動するとガイド端は外方に移動し、ガイド端およびガイドシリンダは協働して双頭ピストンの運動を案内する前記中間部分と、

トラックを燃焼シリンダの内端部に近づく方向および離れる方向に向かって軸線方向に移動させるように作動して圧縮比を調節する可変圧縮装置と、を有し、

燃焼は燃焼シリンダ内でのみ生じ、ガイドシリンダ内では生じないことを特徴とする内燃バレルエンジン。 30

## 【請求項 2】

前記ピストンのガイド端がポンピング端を有し、ガイドシリンダが閉鎖外端部を備えたポンピングシリンダを形成し、ポンピング端およびポンピングシリンダが協働してガスを圧縮し、エンジンは更に、ガスをポンピングシリンダに供給しかつ圧縮されたガスをポンピングシリンダから排出する弁組立体と、該弁組立体および吸気システムに流体連通して、ポンピングシリンダからの圧縮ガスを燃焼チャンバに供給してエンジンの過給を行なう圧縮ガス導管とを有することを特徴とする請求項 1 記載のエンジン。

## 【請求項 3】

前記圧縮ガス導管は弁組立体に流体連通している圧縮プレナムを有し、圧縮シリンダからの圧縮空気が圧縮プレナム内に流入し、圧縮プレナムは吸気システムに流体連通しており、吸気システムは圧縮された燃焼混合気を燃焼シリンダ内に導入すべく作動することを特徴とする請求項 2 記載のエンジン。 40

## 【請求項 4】

前記圧縮プレナムに流体連通しておりかつ圧縮空気を圧縮プレナムから排出させるべく選択的に作動する排気逃がし弁を更に有することを特徴とする請求項 3 記載のエンジン。

## 【請求項 5】

前記波型カム面は第一カム面であり、トラックは第二カム面を更に有し、第一カム面はほぼ燃焼シリンダの開端部の方向を向いており、第二カム面は燃焼シリンダとは反対側にあってほぼガイドシリンダの方向を向いており、ピストンの中間部分は対向する第一およ 50

び第二ローラを備え、第一ローラは第一カム面と係合しかつ第二ローラは第二カム面と係合することを特徴とする請求項 1 記載のエンジン。

【請求項 6】

前記双頭ピストンの燃焼端、ガイド端および中間部分は相互に剛性連結されていることを特徴とする請求項 5 記載のエンジン。

【請求項 7】

前記双頭ピストンの燃焼端、ガイド端および中間部分は一体成形されていることを特徴とする請求項 5 記載のエンジン。

【請求項 8】

前記トラックはエンジンの長手方向軸線に対してほぼ垂直な平面内に配置されており、カム面はエンジンの長手方向軸線からほぼ一定距離を隔てて配置されていることを特徴とする請求項 1 記載のエンジン。

10

【請求項 9】

前記トラックは出力軸に機械的に連結されており、トラックおよび出力軸はシリンダに対して一体として回転することを特徴とする請求項 1 記載のエンジン。

【請求項 10】

第一端部および第二端部を備えたエンジンハウジングと、  
該エンジンハウジング内に長手方向に配置されかつエンジンの長手方向軸線を形成する細長い出力軸と、

中心軸線に対してほぼ平行な共通シリンダ軸線上で互いに間隔を隔てて配置された燃焼シリンダおよびガイドシリンダであって、各シリンダは内端部および外端部を備え、内端部は互いに近接しかつ燃焼シリンダの外端部は閉鎖されている前記燃焼シリンダおよびガイドシリンダと、

20

空気および / または燃料の混合気を燃焼シリンダ内に導入すべく作動する吸気システムと、

燃焼シリンダの内端部とガイドシリンダの内端部との間に支持されたトラックであって、該トラックは波型カム面を備え、該トラックは、シリンダの内端部の間に最も近いカム面の部分が燃焼シリンダの内端部に近づく方向および離れる方向に波打つように移動でき、波型カム面は非正弦波形状を形成している前記トラックと、

双頭ピストンと、を有し、

30

該双頭ピストンは、

燃焼端と燃焼シリンダの閉端部との間に燃焼チャンバが形成されるように燃焼シリンダ内で移動可能に配置された燃焼端と、

ガイドシリンダ内で移動可能に配置されたガイド端と、

燃焼端とガイド端との間で延びている中間部分であって、該中間部分は、トラックのカム面と機械的に連結されていて、トラックが移動すると中間部分がピストンの燃焼端を燃焼シリンダ内で外方に押圧して燃焼チャンバ内の混合気を圧縮し、かつ燃焼チャンバ内の混合気が膨張するとピストンの燃焼端が燃焼シリンダ内で内方に移動できるようにし、ピストンの運動は非正弦波運動であり、ガイド端は中間部分と一緒に移動して、燃焼端が外方に移動するとガイド端はガイドシリンダ内で内方に移動し、かつ燃焼端が内方に移動するとガイド端は外方に移動し、ガイド端およびガイドシリンダは協働して双頭ピストンの運動を案内する前記中間部分と、を有し、

40

燃焼は燃焼シリンダ内でのみ生じ、ガイドシリンダ内では生じないことを特徴とする内燃バレルエンジン。

【請求項 11】

前記カム面は少なくとも 1 つの上死点部分を有し、該上死点部分は、カム面が正弦波形状に形成されている場合よりも直線的に短いことを特徴とする請求項 10 記載のエンジン。

【請求項 12】

前記カム面は少なくとも 1 つの圧縮ストロークおよび 1 つの膨張ストロークを形成し、

50

カム面が正弦波形状に形成されている場合よりも、圧縮ストロークは遅くかつ膨張ストロークは速いことを特徴とする請求項 10 記載のエンジン。

【請求項 13】

前記カム面は爆発上死点およびブリージング上死点を形成しており、ブリージング上死点は、燃焼シリンダの閉鎖外端部からの爆発上死点の距離よりも、燃焼シリンダの閉鎖外端部から遠く隔たっていることを特徴とする請求項 10 記載のエンジン。

【請求項 14】

前記トラックを燃焼シリンダの内端部に近づく方向および離れる方向に向かって軸線方向に移動させるように作動して圧縮比を調節する可変圧縮装置を更に有することを特徴とする請求項 10 記載のエンジン。

【請求項 15】

前記ピストンのガイド端がポンピング端を有し、ガイドシリンダが閉鎖外端部を備えたポンピングシリンダを形成し、ポンピング端およびポンピングシリンダが協働してガスを圧縮し、エンジンは更に、ガスをポンピングシリンダに供給しかつ圧縮されたガスをポンピングシリンダから排出する弁組立体と、該弁組立体および吸気システムに流体連通して、ポンピングシリンダからの圧縮ガスを燃焼チャンバに供給してエンジンの過給を行なう圧縮ガス導管とを有することを特徴とする請求項 14 記載のエンジン。

【請求項 16】

前記圧縮ガス導管は弁組立体に流体連通している圧縮プレナムを有し、圧縮シリンダからの圧縮空気が圧縮プレナム内に流入し、圧縮プレナムは吸気システムに流体連通しており、吸気システムは圧縮された燃焼混合気を燃焼シリンダ内に導入すべく作動することを特徴とする請求項 15 記載のエンジン。

【請求項 17】

前記圧縮プレナムに流体連通しておりかつ圧縮空気を圧縮プレナムから排出させるべく選択的に作動する排気逃がし弁を更に有することを特徴とする請求項 16 記載のエンジン。

【請求項 18】

前記ピストンのガイド端がポンピング端を有し、ガイドシリンダが閉鎖外端部を備えたポンピングシリンダを形成し、ポンピング端およびポンピングシリンダが協働してガスを圧縮し、エンジンは更に、ガスをポンピングシリンダに供給しかつ圧縮されたガスをポンピングシリンダから排出する弁組立体と、該弁組立体および吸気システムに流体連通して、ポンピングシリンダからの圧縮ガスを燃焼チャンバに供給してエンジンの過給を行なう圧縮ガス導管とを有することを特徴とする請求項 10 記載のエンジン。

【請求項 19】

前記圧縮ガス導管は弁組立体に流体連通している圧縮プレナムを有し、圧縮シリンダからの圧縮空気が圧縮プレナム内に流入し、圧縮プレナムは吸気システムに流体連通しており、吸気システムは圧縮された燃焼混合気を燃焼シリンダ内に導入すべく作動することを特徴とする請求項 18 記載のエンジン。

【請求項 20】

前記圧縮プレナムに流体連通しておりかつ圧縮空気を圧縮プレナムから排出させるべく選択的に作動する排気逃がし弁を更に有することを特徴とする請求項 19 記載のエンジン。

【請求項 21】

前記波型カム面は第一カム面であり、トラックは第二カム面を更に有し、第一カム面はほぼ燃焼シリンダの開端部の方向を向いており、第二カム面は燃焼シリンダとは反対側にあつてほぼガイドシリンダの方向を向いており、ピストンの中間部分は対向する第一および第二ローラを備え、第一ローラは第一カム面と係合しかつ第二ローラは第二カム面と係合することを特徴とする請求項 10 記載のエンジン。

【請求項 22】

前記双頭ピストンの燃焼端、ガイド端および中間部分は相互に剛性連結されていること

10

20

30

40

50

を特徴とする請求項 2 1 記載のエンジン。

【請求項 2 3】

前記双頭ピストンの燃焼端、ガイド端および中間部分は一体成形されていることを特徴とする請求項 2 1 記載のエンジン。

【発明の詳細な説明】

【発明の詳細な説明】

【0001】

(関連出願の相互参照)

本願は、2001年10月30日付米国特許出願第10/021,192号および2002年10月2日付米国特許出願第10/263,264号の一部継続出願である。本願はまた、2002年4月30日付米国仮特許出願第60/377,011号、2002年4月30日付米国仮特許出願第60/377,072号、2002年4月30日付米国仮特許出願第60/377,053号および2002年4月30日付米国仮特許出願第60/376,638号の優先権を主張する。 10

米国特許出願第10/021,192号は、2000年10月30日付米国仮特許出願第60/244,349号、2000年11月21日付米国仮特許出願第60/252,280号、2001年1月8日付米国仮特許出願第60/260,256号、2001年1月11日付米国仮特許出願第60/261,060号および2001年2月9日付米国仮特許出願第60/267,958号の優先権を主張しかつ2001年9月26日付米国特許出願第09/937,543号の一部継続出願である。この米国特許出願第09/937,543号は2000年3月22日付PCT/US00/07743号の米国移行出願であり、1999年3月23日付米国仮特許出願第60/125,798号、1999年5月17日付米国仮特許出願第60/134,457号、1999年6月25日付米国仮特許出願第60/141,166号および1999年8月6日付米国特許出願第60/147,584号の優先権を主張する。 20

一方、米国特許出願第10/263,264号は、2001年10月3日付米国仮特許出願第60/326,857号の優先権を主張しかつ2000年3月22日付PCT/US00/07743号の米国移行出願である2001年9月26日付米国特許出願第09/937,543号の一部継続出願である。この2001年9月26日付米国特許出願第09/937,543号は2000年3月22日付PCT/US00/07743号の米国移行出願であり、1999年3月23日付米国仮特許出願第60/125,798号、1999年5月17日付米国仮特許出願第60/134,457号、1999年6月25日付米国仮特許出願第60/141,166号および1999年8月6日付米国特許出願第60/147,584号の優先権を主張する。 30

上述したすべての米国特許出願、PCT出願および米国仮特許出願は、これらの全体を本願に援用する。

【技術分野】

【0002】

本発明は、単頭バレルエンジン(single-ended barrel engines)に双頭二重ローラピストン(double-ended, double roller pistons)を使用する技術に関する。 40

【背景技術】

【0003】

作動中に圧縮比を変えることができると、圧縮点火(compression-ignited: CI)、化学量論的火花点火(stoichiometric spark-ignited: SSI)、均一充填圧縮点火(homogeneous charge compression-ignited: HCCI)、および希薄燃焼火花点火(lean combustion spark-ignited: LCSI)エンジンの効率および出力密度を大幅に改善できる。可変圧縮比(variable compression ratio: VCR)が可能であると、エンジンの圧縮比を、高負荷状態では低下させてデトネーション(爆発的燃焼)を防止しまたはピークシリンダ圧力を制限することができ、かつ低負荷状態では上昇させて熱効率を向上できる。また可変圧縮比は、均一充填圧縮点火エンジンの燃焼のフェーシングを整相しまたは補 50

完するのに使用できかつ希薄燃焼火花点火エンジンに使用できる空燃比の範囲を拡大するのに使用できる。ほぼ全てのエンジン用途において、可変圧縮比は、過給機と組合せて使用される場合に特に有効であり、可変圧縮比と過給機との組合せにより両者の長所が実質的に倍化される。

#### 【0004】

可変圧縮比をもつエンジンは長所を有するにもかかわらず、非常に複雑で長期耐久性がなく、かつ極めて高コストであるため商業的用途には使用されていない。従来のスライダ・クランクエンジンでの可変圧縮比の幾つかの試みが提案されており、或る場合には実施されている。スライダ・クランクエンジンに使用する一形式の可変圧縮比装置が、下記特許文献1～4（これらは全てSaab社が所有する）に開示されている。Saab社の設計には、10 圧縮比を変えるべくヘッドおよびシリンダ列が傾斜された伝統的な直列スライダ・クランクエンジンがある。この設計には、ブースト空気をエンジンに供給するための外部過給機を設けるのが好ましい。化学量論的火花点火の使用により、Saab社の可変圧縮比エンジンは、市街地/ハイウェイ組合せ走行サイクルで30%の燃料消費量改善を証明している。その長所にもかかわらず、Saab社のピボット・ヘッド（pivoting head）設計は、取扱い難くかつ複雑で、シーリング漏洩の可能性があり、かつ極めて高価である。従来のスライダ・クランクエンジンで圧縮比を変える他の試みは、種々の理由から、一般にSaab社の技術より劣っている。

#### 【0005】

スライダ・クランクエンジンで圧縮比を変える他の手段は、可変バルブタイミングにより達成される。可変バルブタイミングは、広範囲のエンジン速度に亘ってエンジンのトルク曲線を拡大することについて、および幾つかのミラーサイクル可変圧縮比エンジンについて非常に優れた技術である。しかしながら、他の可変圧縮比エンジンにとっての可変バルブタイミングの有効性は非常に限定される。可変バルブタイミングによる圧縮比の変更は、エンジンの有効ストロークを減少させ、圧縮比を低下させることにより行なわれる。これは、圧縮比が低下されるときに、エンジンの有効排気量に重大な不利益をもたらす。ほぼ全ての可変圧縮比エンジンにおいて、ピーク出力が要求されるときは、圧縮比を低下しなければならない。このとき、エンジンの有効排気量が減少すると、エンジンのピーク出力能力が大幅に低下し、通常、変化する圧縮比によって得られるあらゆる利益が相殺されてしまう。20

#### 【0006】

従来のスライダ・クランクエンジンとは異なり、単頭バレルエンジンは、本来的に、圧縮比を変える簡単かつ有効な手段を使用するのに良く適した構造を提供する。単頭バレルエンジンのエンジン構造は、エンジンの中心トラックすなわちカム駆動機構の位置を軸線方向に変化させることにより、エンジンの圧縮比を容易かつ簡単に変更することができる。トラックを軸線方向に移動させることにより、ピストンは上死点（top dead center：TDC）に近付きまたは離れることができ、これによりエンジンの圧縮比を変えることができる。この圧縮比変更方法は、耐久性がありかつ安価であり、殆どのエンジンでの可変バルブタイミングによる圧縮比変更方法よりも有効である。30

#### 【0007】

また、単頭バレルエンジンの設計は、吸入、圧縮、爆発および排気サイクルについてピストン運動を独立的に最適化できる点でも優れている。この最適化されたピストン運動レベルは、正弦波ピストン運動に限定されるスライダ・クランクエンジンまたは各サイクルについてピストン運動を独立的に最適化できない双頭バレルエンジンでは不可能である。40

#### 【0008】

単頭バレルエンジンは、圧縮比を変化させる簡単かつ安価な手段および種々のエンジンサイクルについてピストン運動を独立的に最適化させる能力を提供できるが、これらの能力をもつ従来技術の単頭バレルエンジンは、ノーマルエンジン速度で構造的および運動学的に実行可能なピストン構造を依然として実証しなければならない。従来技術の単頭バレルエンジンは、実行可能な設計に必要な重要なクロスヘッドおよびローラ支持体の品質を50

欠く単頭または双頭の単一ローラピストン設計を用いている。

【0009】

【特許文献1】PCT公開WO92/09798号明細書

【特許文献2】PCT公開WO92/09799号明細書

【特許文献3】米国特許第5,329,893号明細書

【特許文献4】米国特許第5,443,043号明細書

【特許文献5】米国特許第4,492,188号明細書(Palmer等)

【特許文献6】米国特許第1,867,504号明細書(Franklin)

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

10

【0010】

本発明は、単頭バレルエンジンの簡単化された可変圧縮比能力および最適化されたピストン運動能力と、剛性および耐久性を有するクロスヘッドピストン設計とを組合せることによりバレルエンジンを改善するものである。燃焼用の一端と、ピストンに作用する側方荷重を低減させるクロスヘッドガイド手段としての他端とを使用するユニークな双頭二重ローラピストンが使用される。或る実施形態では、バレルエンジンは可変圧縮比装置を有し、他の実施形態では一体過給機を有している。更に別の実施形態では、エンジンは、ピストンの燃焼側端部を非正弦波的に移動させる非正弦波カム面を有している。或る実施形態では、これらの特徴は互いに組合せて使用される。

【課題を解決するための手段】

20

【0011】

本発明の一実施形態では、内燃バレルエンジンは、第一端部および第二端部を備えたエンジンハウジングを有している。細長い出力軸がエンジンハウジング内に長手方向に配置されかつエンジンの長手方向軸線を形成している。燃焼シリンダおよびガイドシリンダが、中心軸線に対してほぼ平行な共通シリンダ軸線上で互いに間隔を隔てて配置されている。各シリンダは内端部および外端部を備え、内端部は互いに近接しており、燃焼シリンダの外端部は閉鎖されている。吸気システムが、空気および/または燃料の混合気を燃焼シリンダ内に導入すべく作動できる。燃焼シリンダの内端部とガイドシリンダの内端部との間にはトラックが支持されている。トラックは波型カム面を備えている。トラックは、シリンダの内端部の間に最も近いカム面の部分が燃焼シリンダの内端部に近づく方向および 30  
離れる方向に波打つように移動できる。双頭ピストンは、燃焼シリンダ内で移動可能に配置された燃焼端を備え、該燃焼端と燃焼シリンダの閉端部との間には燃焼チャンバが形成されている。ガイドシリンダ内にはピストンのガイド端が移動可能に配置されている。燃焼端とガイド端との間にはピストンの中間部分が延びている。該中間部分は、トラックのカム面と機械的に連結されていて、トラックが移動すると中間部分がピストンの燃焼端を燃焼シリンダ内で外方に押圧して燃焼チャンバ内の混合気を圧縮し、かつ燃焼チャンバ内の混合気が膨張するとピストンの燃焼端が燃焼シリンダ内で内方に移動できるようにする。ガイド端は中間部分と一緒に移動して、燃焼端が外方に移動するとガイド端はガイドシリンダ内で内方に移動し、かつ燃焼端が内方に移動するとガイド端は外方に移動する。ガイド端およびガイドシリンダは協働して双頭ピストンの運動を案内する。可変圧縮装置が 40  
、トラックを燃焼シリンダの内端部に近づく方向および離れる方向に向かって軸線方向に移動させるように作動して圧縮比を調節する。燃焼は燃焼シリンダ内でのみ生じ、ガイドシリンダ内では生じない。

【0012】

他の一実施形態では、ピストンのガイド端はポンピング端であり、ガイドシリンダは閉鎖外端部を備えたポンピングシリンダである。ポンピング端およびポンピングシリンダは協働してガスを圧縮する。エンジンは更に、ガスをポンピングシリンダに供給しかつ圧縮されたガスをポンピングシリンダから排出する弁組立体を有している。圧縮ガス導管が弁組立体および吸気システムに流体連通しており、ポンピングシリンダからの圧縮ガスを燃焼チャンバに供給してエンジンの過給を行なう。

50

## 【0013】

本発明の一実施形態では、内燃バレルエンジンは、第一端部および第二端部を備えたエンジンハウジングを有している。細長い出力軸がエンジンハウジング内に長手方向に配置されかつエンジンの長手方向軸線を形成している。燃焼シリンダおよびガイドシリンダが、中心軸線に対してほぼ平行な共通シリンダ軸線上で互いに間隔を隔てて配置されている。各シリンダは内端部および外端部を備え、内端部は互いに近接しており、燃焼シリンダの外端部は閉鎖されている。吸気システムが、空気および/または燃料の混合気を燃焼シリンダ内に導入すべく作動できる。燃焼シリンダの内端部とガイドシリンダの内端部との間にはトラックが支持されている。トラックは波型カム面を備えている。トラックは、シリンダの内端部の間に最も近いカム面の部分が燃焼シリンダの内端部に近づく方向および離れる方向に波打つように移動できる。波型カム面は非正弦波形状を形成している。双頭ピストンは、燃焼シリンダ内で移動可能に配置された燃焼端を備え、該燃焼端と燃焼シリンダの閉端部との間には燃焼チャンバが形成されている。ガイドシリンダ内には双頭ピストンのガイド端が移動可能に配置されている。燃焼端とガイド端との間にはピストンの中間部分が延びている。該中間部分は、トラックのカム面と機械的に連結されていて、トラックが移動すると中間部分がピストンの燃焼端を燃焼シリンダ内で外方に押圧して燃焼チャンバ内の混合気を圧縮し、かつ燃焼チャンバ内の混合気が膨張するとピストンの燃焼端が燃焼シリンダ内で内方に移動できるようにする。ピストンの運動は、非正弦波運動である。ガイド端は中間部分と一緒に移動して、燃焼端が外方に移動するとガイド端はガイドシリンダ内で内方に移動し、かつ燃焼端が内方に移動するとガイド端は外方に移動する。ガイド端およびガイドシリンダは協働して双頭ピストンの運動を案内する。燃焼は燃焼シリンダ内でのみ生じ、ガイドシリンダ内では生じない。

10

20

## 【0014】

他の実施形態では、エンジンは更に、トラックを燃焼シリンダの内端部に近づく方向および離れる方向に向かって軸線方向に移動させるように作動して圧縮比を調節する可変圧縮比装置を有している。更に別の実施形態では、ピストンのガイド端がポンピング端を有し、ガイドシリンダが閉鎖外端部を備えたポンピングシリンダを形成している。ポンピング端およびポンピングシリンダは協働してガスを圧縮する。エンジンは更に、ガスをポンピングシリンダに供給しかつ圧縮されたガスをポンピングシリンダから排出する弁組立体を有する。圧縮ガス導管が、弁組立体および吸気システムに流体連通しており、ポンピングシリンダからの圧縮ガスを燃焼チャンバに供給してエンジンの過給を行なう。

30

## 【発明を実施するための最良の形態】

## 【0015】

単頭バレルエンジン設計は、簡単かつ安価な手段により圧縮比を変えかつピストン運動を最適化するユニークな機会を与える。単頭バレルエンジンは、ピストン運動を駆動する唯一の中心トラックを有し、トラックの一方側およびエンジンの一端のみで燃焼事象が生じる構成のエンジンである。この構成は、対向ピストン双頭バレルエンジン設計よりも複雑ではなく、かつトラックの位置を軸線方向に変化させることによりエンジンの圧縮比を容易かつ簡単に変えることができるエンジン構造を提供する。単頭バレルエンジン設計はまた、吸入、圧縮、爆発および排気サイクルについてピストン運動を独立的に最適化できる。なぜならば、出力がトラックの一方側でのみ発生されるからである。図1には、単頭バレルエンジンの一例が示されている。

40

## 【0016】

図1のエンジン10は、本願明細書でバレルエンジンと呼ぶエンジンの一般的構造を単に示すものである。エンジン10は駆動軸すなわち出力軸を有し、該出力軸の周囲には複数のシリンダ14が配置されている。単一シリンダ形態も可能である。各シリンダ14の中心軸線は、出力軸12に対してほぼ平行である。或いは、シリンダ14の軸線は、出力軸12に対して僅かに外方または内方に傾斜させることもできる。好ましくは、トラックすなわちカムプレート16が出力軸12に連結されており、両者は一体に回転する。トラック16は出力軸12を包囲しかつ該出力軸12から外方に延びており、また波状カム面

50

18を有している。出力軸12がその長手方向軸線の回りで回転すると、トラック16の面18がシリンダ14に近付きかつ離れるように波打ち運動する。シリンダ14内にはピストン20が移動可能に配置されており、各ピストン20とそれぞれのシリンダ14の上端部との間には燃焼チャンバ22が形成される。ピストン20は、トラック16が回転するとピストン20がシリンダ14内で往復運動されるようにトラック16に相互連結されている。図1に示す実施形態では、ピストン20は、燃焼チャンバ22に対面するクラウン部分と、トラック16の波状面18上に載るローラ26が設けられた下端部とを有している。

#### 【0017】

当業者には明らかなように、出力軸12が回転しかつピストン20がそれぞれのシリンダ14内で往復運動するとき、燃焼サイクルの種々のストロークが定められる。トラック16のカム面18はほぼ正弦波形状を有し、このため、クランク駆動型ピストンにおいて典型的な標準正弦波往復運動に一致する往復運動を行なう。或いは、吸入、圧縮、爆発および排気の各ストロークについてピストン運動を最適化すべく、トラックの表面を非正弦波状にすることもできる。トラックは出力軸に対してほぼ垂直な平面内に配置され、カム面は出力軸の軸線からほぼ等距離に配置される。

#### 【0018】

単頭パレルエンジンの分野では、1つ以上のピストンが剛性手段またはヒンジ連結手段により互いに取付けられる幾つかの設計がある。本願では、各ピストンがエンジン内で他のピストンから独立して自由に往復運動する設計の単頭パレルエンジンをいうことに留意すべきである。また、本願で論じる単頭パレルエンジンは、ウォッブル、スウォッシュ、波型カム、または同様な葉形カム、または斜板装置からなる駆動手段を設けることも考えられることに留意すべきである。このクラスの単頭パレルエンジン内に含まれる一形式のエンジンが図1に示した形式のエンジンである。

#### 【0019】

本発明の開発に際し、ローラとカム面との界面で側方荷重を受入れると同時に往復運動質量を最小にするには双頭二重ローラピストンが好ましいことが判明した。双頭ピストンは、パレルエンジンに使用されている他の形式のガイドストラテジーより軽量の剛性クロスヘッドガイド機構を形成できる点で優れている。パレルエンジンでは、ローラとカム面との界面でのヘルツ接触応力(Hertzian contact stress)を制限すべく、極めて入念な設計的考察を行なってピストン質量を最小にしなければならない。本発明の開発に際し、双頭二重ローラピストンは、十分な剛性と、パレルエンジンで競争的なエンジン速度を得るのに十分な軽量性との両方を達成できる好ましいピストン設計形式であると判断した。

#### 【0020】

図2には、双頭二重ローラピストン30を使用した双頭パレルエンジンが示されている。この形式の双頭ピストンは、カムトラック36とインターフェースする上方ローラ34および下方ローラ34を有している。双頭パレルエンジンは、エンジンの両端部でかつカムトラックの両側で点火事象(firing events)が行なわれる点で、単頭パレルエンジンとは異なっている。従来技術による単頭パレルエンジンとは異なり、エンジンの両端部で点火事象が行なえるようにするため、双頭パレルエンジンは一般に双頭ピストンを用いている。上記特許文献5には、双頭二重ローラピストンを用いた他の双頭パレルエンジンが示されている。

#### 【0021】

上記特許文献6には、駆動手段のカム状溝内で単一ローラが移動する構成の他の形式の双頭ピストン設計を用いたパレルエンジンが開示されている。この形式の双頭ピストンは好ましいクロスヘッド特徴が得られるが、ローラの両端部を十分に支持できない。内燃機関の極端な環境では、この単一ローラ設計の形態はノーマルなエンジン速度を維持できない。しかしながら、図2に示す双頭二重ローラピストンの設計は、運転されている双頭パレルエンジンとしておよび多数の双頭コンプレッサとして実証されている。これらの装置の成功は、双頭二重ローラピストン設計の長所を証明するものである。

10

20

30

40

50

## 【0022】

双頭ピストンは、双頭バレルエンジンで首尾良く作動する。しかしながら、双頭バレルエンジンはエンジンの両端部での点火事象を考えなくてはならないので、双頭バレルエンジンは、中央カム駆動手段の位置を軸線方向に変化させることによって圧縮比を変えることはできない。双頭バレルエンジンで圧縮比を変えるこの方法を試みる場合、駆動手段をエンジンの一端に向けて移動させることにより前記一端の圧縮比が増大されるので、他端では圧縮比が低下され、これとは逆も同じである。エンジンの一端にとって有益なことが、他端にとっては有害なものとなる。この関係は、圧縮比を変える最も簡単な手段が双頭バレルエンジンに使用されることを妨げ、スライダ・クランクエンジンにおいて圧縮比を変えるのが困難であるように、双頭バレルエンジンで圧縮比を変えることを等しく困難にする。

10

## 【0023】

また、双頭バレルエンジンの吸入、圧縮、爆発および排気サイクルについてピストン運動を独立的に最適化する試みがなされるときは問題が生じる。これらの問題も、エンジンの両端部で点火事象を考える必要があることから生じる。双頭ピストンを備えた双頭バレルエンジンでは、ピストンの一端がその上死点(TDC)から離れる方向に移動するときは、他端はその上死点に向かって移動する。従って、例えば、ピストンの一端が出力サイクル中に上死点から離れる方向に移動するとき、他端は、圧縮サイクルまたは排気サイクルのいずれのサイクル中でも上死点に向かって移動しなければならない。これは各作動サイクルについてもいえることであり、従って、エンジンの両端部について各サイクルを独立的に最適化することは不可能である。

20

## 【0024】

本発明は、図2に示す一般的な形式の双頭二重ローラピストンを使用しているので部分的にはユニークであるが、ピストンの一端を燃焼(爆発)用に使用するに過ぎず、他端は剛性クロスヘッドガイド手段を形成している。燃焼はピストンの一方側で生じるに過ぎないため、エンジンの他端での点火を考察する必要はない。これは、本発明が、単頭バレルエンジンの単純化された可変圧縮比および最適化されたピストン運動能力と、剛性および耐久性に優れた双頭二重ローラクロスヘッドピストン設計とを組み合わせることを可能にする。

## 【0025】

図3~図5には、燃焼がピストンの一端のみに作用する単頭バレルエンジンで作動する、本発明において改変された双頭二重ローラピストンが示されている。ピストン50は、燃焼シリンダ内に受入れられる燃焼端52と、ガイドシリンダ内に受入れられる対向ガイド端54とを有している。図示のように、燃焼端52は、ピストンリングを受入れるピストンリング溝を備えた上方の閉クラウン部分を有する一般的ピストンに似た形状を有している。ガイド端54は図示のように開放していてもよいし、他の形態に構成することもできる。ピストン50は、燃焼端52とガイド端54とを相互連結する中間部分56を有している。中間部分56は1対の対向ローラ58、60を有し、該ローラ58、60はバレルエンジンのトラックの上下のカム面と係合する。中間部分は、トラックの外縁部と滑り接触して、ピストンの長手方向軸線の回りでの好ましくない回転を防止するように構成できる。他の回転防止設計を使用することもできる。或る設計ではオイルギャラリを設けて、ローラピンの圧力潤滑を行なうことができる。ローラ58、60は、ピンがローラを貫通できるように、中空ローラとして示されている。ローラおよびピンは一体に形成することもできる。或いは、互いに並んで配置される2つ以上のローラのピンを共有させ、カム面の内側および外側での線速度の僅かな変化によるスクラッピングを低減させることができる。

30

40

## 【0026】

ピストンの種々の部品は、鋳造または鍛造、別体または単一ユニット、または当業者に知られた他の任意の方法で形成できる。ピストン50は、両端部52、54と中間部分56とが一体でかつ互いに剛性を有するように一体成形されるのが好ましい。或る設計では

50

、ピストンのクラウン部分を別々に形成して、電子ビーム用いてピストンの主本体に溶接するか、当業者に知られたたの種々の手段により取付けるのが好ましい。燃烧端 5 2 およびガイド端 5 4 の直径は同一にするか、互いに異ならせることができる。また、両端部は円形の外周にする必要はなく、異なる形状にすることができる。本発明の目的から、ピストンを受入れるシリンダは厳密な円筒状以外の形状にすることができる。例えば、シリンダは幾分矩形または楕円形することもでき、これらも本願で使用する「シリンダ」の意味に包含される。

#### 【 0 0 2 7 】

従来技術による単頭バレルエンジンに見られる単頭ピストンまたは双頭単一ローラピストンとは異なり、本発明に使用される改変された双頭二重ローラピストンは、該ピストンの厳格なクロスヘッドおよびローラ支持体の品質を保持するだけでなく、圧縮比を容易に変えられるようにしかつピストン運動を容易に最適化できる。従って本発明は、より良い可変圧縮比をもつエンジンプラットホーム、および最適化されたピストン運動のためのより良いプラットホームを提供する。

10

#### 【 0 0 2 8 】

図 6 には、図 3 に示した改変型双頭二重ローラピストン 5 0 を用いた単頭バレルエンジン 7 0 が示されている。改変された双頭二重ローラピストン 5 0 は、燃烧シリンダ 7 2 内に燃烧端 5 2 が配置され、かつガイドシリンダ 7 4 内にガイド端 5 4 が配置されていることが理解されよう。図 4 には、トラック 7 8 の上下に配置される部分を備えた可変圧縮比装置 7 6 の一例が示されている。この構成では、トラック 7 8 はスプライン加工されるか、出力軸 8 0 に沿って軸線方向に摺動できると同時に出力軸 8 0 と一体に回転できるように、他の手段により中心出力軸 8 0 に取付けられる。トラック 7 8 は、該トラックと出力軸 8 0 とが出力軸の支持体内で軸線方向に摺動できるように、中心出力軸 8 0 にロックまたは融着することも望ましい。出力軸とトラックとが単一ユニットとして軸線方向に摺動できる後者の設計は、スプラインの許容誤差がトラックの最外端部で強調されないようにすることにより、ピストンローラの側方荷重の防止を補助できる。

20

#### 【 0 0 2 9 】

圧縮比を高くするには、可変圧縮比装置 7 6 の下方部分を拡大すると同時に上方部分を縮小させ、これにより、トラック 7 8 を全てのピストン 5 0 と一緒に、燃烧シリンダ 7 2 の閉端部に向けて移動させる。幾つかのエンジン形態では、可変圧縮比装置の単一下方部分を設けるだけでよいこともある。ピストンがエンジンのヘッドに近接するように移動されると、ピストンの上死点間隙容積（上死点での燃烧シリンダ 7 2 の上端部とピストンの燃烧端 5 2 との間の容積）が縮小し、これによりエンジンの圧縮比が高くなる。エンジンの圧縮比を低くするには、可変圧縮比装置 7 6 の下方部分を縮小すると同時に装置の上方部分を拡大し、これにより、トラック 7 8 を、全てのピストン 5 0 と一緒に燃烧シリンダ 7 2 の閉端部から離れる方向に移動させる。これにより上死点間隙容積が縮小し、エンジンの圧縮比が低下される。

30

#### 【 0 0 3 0 】

図示のように、ピストン 5 0 の上下のローラ 5 8、6 0 は、トラック 7 8 が回転するとピストンがシリンダ 7 2、7 4 内で上下に押圧されるようにトラック 7 8 に機械的に連結されている。トラック 7 8 には、ピストン 5 0 のローラ 5 8、6 0 が係合する上方カム面 8 2 および下方カム面 8 4 を設けることができる。

40

#### 【 0 0 3 1 】

図 6 は、空気および / または燃料の混合気を、ピストン 5 0 の燃烧端 5 2 とシリンダ 7 2 の上方閉端部との間に形成される燃烧チャンバに導入する吸気システムが省略されたエンジン 7 0 を示すものであることに留意されたい。その上、シリンダヘッド 8 6 はブロックとして示されている。本発明は、空気および / または燃料の混合気を燃料シリンダ内に導入する任意の形式の吸気システムを用いて実施できる。吸気システムは、ヘッドのポペット型弁、ヘッドのポート、シリンダの側壁、または当業者に知られた他の任意のアプローチで形成できる。同様に、任意の形式の弁付勢機構を使用できる。圧縮が行なわれてい

50

るところを示すため、図6には燃焼シリンダ72の上端部が「閉鎖」された状態が示されているが、実際には、燃焼シリンダ72の上端部を選択的に開いてシリンダに混合気を導入しまたはシリンダから燃焼ガスを排出させる弁またはポートが設けられている。

#### 【0032】

エンジン80の下端部は、ガイドシリンダへと開放しているところが示されている。好ましくは、ガイドシリンダ74内への塵埃の導入を防止するエンジンカバーを設ける。エンジンを潤滑するオイル循環システムを設けることは理解されよう。

当業者には理解されようが、燃焼シリンダ72に対してトラック78および/または出力軸80を長手方向に移動させる他のアプローチを使用でき、これには、当業者に現在知られているアプローチまたは未だ開発されていないものも含まれる。本発明には、米国特許出願第10/021,192号明細書に開示されているような可変圧縮比装置を使用することもできる。

#### 【0033】

背景技術の項で述べたように、可変圧縮比は過給と組合せて使用する場合に特に有効であり、この場合には、可変圧縮比と過給との組合せにより、両者の特徴の長所が倍化される。本願に援用する米国特許出願第10/263,264号明細書に記載のエンジンでは、双頭二重ローラピストンのガイド端は、単頭バレルエンジンでブースト空気を圧縮するように改変されている。この一体過給機の設計は、有効作動を行なうピストンのガイド端を用いて双頭二重ローラピストン設計の厳格なクロスヘッド品質を保持する。この場合には、ピストンのガイド端はポンピング端と呼び、ガイドシリンダはポンピングシリンダと呼ぶことができる。

#### 【0034】

図7には、一体過給機を備えた本発明の実施形態に使用する双頭二重ローラピストン90が示されている。ピストン90は、燃焼端92と、ポンピング端94と、これらの間に延びかつこれらを相互連結している中間部分96とを有している。ピストン90は本発明によるバレルエンジンに組立てられ、この場合には、ポンピング端94および/またはポンピングシリンダが協働して空気を圧縮するように、ガイドシリンダが閉鎖外端部を有している。この圧縮された空気は、エンジンを過給すべく、エンジンの燃焼端の吸気システムに導かれる。他の構造では、ポンピングシリンダは、他の用途の空気または他の種類のガスを圧縮するのに使用できる。

#### 【0035】

図8には、燃焼端およびポンピング端を備えた双頭ピストンを使用する本発明のバレルエンジンの他の実施形態が概略的に示されている。図8は他のピストン設計を示すが、図7の設計の方が好ましい。図8に示すように、往復動ピストン組立体110は、2つの同軸シリンダボア内、すなわち燃焼シリンダ112および空気圧縮シリンダ(すなわちポンピングシリンダ)114内に組立てられている。ピストン110は、燃焼シリンダ112内の燃焼端116およびポンピングシリンダ114内のポンピング端118を有している。両端部116、118は中間部分120により相互連結されている。両端部116、118および中間部分120は、単一ピースとして形成するか、複数のピースで形成することもできる。ピストンの中間部分120は、ローラ124を介して回転トラック122に連結されている。トラック122は、該トラック122と出力軸124とが該出力軸124の軸線の回りで一体的に回転するように、出力軸124に連結されている。トラック122は波型の上方カム面および/または下方カム面を有し、これにより、トラック122が回転すると、上方カム面および/または下方カム面が、シリンダの開端部に近づく方向および離れる方向に移動する。当業者には明らかなように、両シリンダ間のトラックの一部は、該部分が一方のシリンダに向かって波型運動するときには、他方のシリンダからは離れるように波型運動する。トラックが回転すると、両端部116、118はそれぞれのシリンダ112、114内で上方および下方に押圧される。従って、燃焼シリンダ112内での燃焼(爆発)により、トラックが押圧されて回転される。圧縮比を変えるため、トラックは軸線方向に摺動可能に構成できる。

10

20

30

40

50

## 【0036】

図示のように、燃焼シリンダ112の外端部はヘッドにより閉鎖されており、該ヘッドは、ピストンの燃焼端とヘッドとの間の燃焼シリンダ112内に形成された燃焼チャンバに吸入空気または吸入混合気を供給するための伝統的なポペット型弁を有している。「吸気システム」には、吸気流を制御するための1つ以上の吸気弁並びに1つ以上の燃料噴射装置を設けることができる。どのような構造であっても、吸気システムは、可燃混合気が燃焼チャンバに導入される前に予混合されるか否かにかかわらず、または混合気が燃焼チャンバ内で創成されるか否かにかかわらず、可燃混合気を燃焼チャンバに導入すべく作動できる。燃焼生成物を燃焼チャンバから排出させるための1つ以上の伝統的なポペット型排気弁を設けることもできる。燃焼チャンバへの吸気および燃焼チャンバからの排気の流れを制御するための他の形式の弁を設けることもでき、該弁として2ストローク型ポートおよびロータリ弁があるがこれらに限定されるものではない。

10

## 【0037】

エンジンの燃焼端は、2ストロークまたは4ストロークの化学量論的火花点火、希薄燃焼火花点火、ディーゼルまたは均一充填圧縮点火ストラテジーに使用できる。また、エンジンは、多数の燃焼シリンダまたはポンピングシリンダで構成できる。好ましい一実施形態では、燃焼端は、エンジンの圧縮特徴の過給効果による高い出力密度および効率をもつ4ストローク火花点火燃焼ストラテジーを形成する。エンジンの他方の「端部」では、ピストンのポンピング端118と圧縮チャンバの「ヘッド」として機能する弁プレート126との間で、ポンピングシリンダ114内にはポンピングチャンバすなわち圧縮チャンバが形成されている。当業者には明らかなように、トラックが波型運動してピストンの両端部がそれぞれのシリンダ内で上方および下方に移動すると、燃焼チャンバおよび圧縮チャンバは拡大および縮小する。

20

## 【0038】

図示の実施形態では、弁プレート126は、ポンピングシリンダ114に空気またはガスを吸入および排出するためのリード/フラップ弁128、130を有している。図示のように、フラップ弁130は、弁プレート126を貫通して圧縮チャンバと連通する排気通路を覆っている。フラップ弁130は、排気通路を覆いかつシールする位置に押圧されるのが好ましい。当業者には明らかなように、排気フラップ弁130は弁プレート126の「外面」上に配置されており、これにより、ピストン120とは反対側の表面に当接して載置される。吸気フラップ弁128は、弁プレート125を貫通する吸気通路を覆っている。吸気フラップ弁128は、吸気通路を覆いかつシールする位置に押圧されている。吸気フラップ弁は、ピストンに対面するようにして弁プレート126の「内面」上に配置されており、圧縮チャンバの「内部」にあると考察できる。吸気フラップ弁128および排気フラップ弁130の各々は一方向流れ弁として機能し、吸気フラップ弁は圧縮チャンバ内への一方向流れを許容し、排気フラップ弁は圧縮チャンバからの一方向流れを許容する。図示のように、弁プレート126は、圧縮チャンバの容積を最小にしかつ弁組立体の製造を簡単化する平坦または実質的に平坦なプレートが好ましい。しかしながら、弁プレートは、ドーム状、斜板状または或る用途に適した形状にすることができる。また、フラップ弁は閉位置において弁プレートに対して平行であるのが好ましいが、傾斜させまたは

30

40

## 【0039】

当業者には明らかなように、多数の燃焼シリンダおよびポンピングシリンダが設けられるように、図8に示すエンジンの一部を出力軸124の回りで同心状に複製するのが好ましい。出力軸124と同心状の円形外部プレナム132が、排気リード弁により調整されるようにして、全ての空気圧縮チャンバからのブースト空気の出口を連結するのが好ましい。排気プレナムの内側には、大気吸入用の同様な同心状プレナムを設けるのが好ましい。空気は、エンジンの空気吸入/濾過システムから、ダクトを介してこの吸入プレナムに導かれる。

## 【0040】

50

往復動ピストン 110 が移動してポンピングチャンバ内の空気の体積を拡大すると、チャンバ内の低下した圧力が吸気リード弁 128 を開くように作用し、空気が空気吸入プレナムから受入れられる。すなわち、ポンピングチャンバの容積が増大すると真空が形成され、フラップ弁の押圧力（フラップ弁を閉位置に保持する力）が打ち負かされて通路から離れる方向に撓むまで、エンジン外部の相対圧力（一般的には大気圧）が吸気フラップ弁を押圧するように作用する。この時点で、空気は通路を通過して圧縮チャンバ内に流入できる。この過程中、排気リード弁 130 は、排気プレナム内の比較的高いブースト空気圧と協働して、排気通路をシール状態に維持する。ピストン組立体 110 が圧縮チャンバ内の容積を減少させるべく移動すると、圧縮チャンバ内の増大した圧力は、吸気リード弁 128 をその閉位置に戻すことができる。シリンダ 114 内の圧力が、プレナム 132 内の圧力より十分に高い圧力まで増大すると、排気リード弁 130 の押圧力が打ち負かされ、排気リード弁は開位置に押圧され、これにより圧縮チャンバ内の圧縮空気がプレナムへと追出される。この開期間中に排気弁 130 に対する構造的な支持体を形成する弁「裏当て（backer）」134 を設けることができる。

10

#### 【0041】

燃焼シリンダでは、圧縮空気またはブースト空気がプレナム 132 から吸気プレナム 136 へとダクトにより導かれる。或いは、個々の圧縮チャンバからの圧縮空気が、共有プレナムではなく、個々の燃焼チャンバに導かれるように構成できる。燃焼チャンバ内への吸気についても同じことがいえる。図 8 に概略的に示すように、ブースト空気圧力は、大気に排出すべく作動する排気逃がし弁機構 138 により制御するのが好ましい。排気逃がし弁機構 138 の下流側には、スロットル 140 を設けるのが好ましい。所望の制御ストラテジーに基いて、圧縮機入口（図示せず）の前に他のスロットルを設けることができる。圧縮機入口前のスロットルまたは吸気プレナムへの空気流の制御により、エンジンの圧縮段階の有効な停止または減速が行なえる。これにより、圧縮のオン/オフが有効に行なえる。或いは排気逃がし弁を使用できる。更に別の態様では、不能化装置を使用して、圧縮機の特徴を不能にすることもできる。この一例として、吸気フラップ弁または排気フラップ弁のいずれかを開状態に押圧しかつこの位置に保持して空気の圧縮が行なわれないようにする開装置がある。この不能化装置（一般に、弁アンローダと呼ばれている）は、フラップ弁を開状態または閉状態に保持するロッドまたはフィンガ、または Meritor Wabco<sup>®</sup> 圧縮機に使用されている摺動リーフ型装置で構成できる。このエンジンの圧縮機のような往復動圧縮機における一般的なプラクティスは、圧縮機の吸引すなわち吸気弁を不能化することであるが、吸気弁の代わりにまたは吸気弁と組合せて排気弁を不能化することもでき、これはポンピング損失を最小にする点で有益である。

20

30

#### 【0042】

本発明は、一般的な単頭バレルエンジン設計に比べて多くの長所を有している。ブースト空気は、アドオン・ターボチャージャまたはスーパーチャージャのような伝統的手段よりも一層コンパクトなパッケージで燃焼プロセスに利用できる。圧縮機はエンジン設計の一体的部分であるので、本来的にコストを首尾良く低減できる。ブースト空気は、精巧な高速タービン機械ではなく往復動ピストンおよびリード弁を含む実証された技術を用いて発生される。小さいピストン慣性力がブースト空気の圧縮による反作用を受ける。これにより、ピストンローラに作用する接触力が幾分低減される。ブースト空気を利用することにより、バレルエンジンが 2 ストロークおよび 4 ストロークエンジンサイクルの両方を使用できるフレキシビリティが高められる。ブーストを使用しない場合には、バレルエンジンは、吸気プロセス中に、シリンダに新鮮空気を供給する能力を殆どもたない。これは、ボアとマニホールド（またはクランクケース）との間の圧力差が制限される 2 ストロークエンジンにおいて特に重要である。一般に、この理由から、非ブースト型 2 ストロークエンジンはクランクケース掃気を採用している。バレルエンジン構造には、クランクケース掃気は実用的でない。本発明は、バレルエンジンにブーストを付与しかつ 2 ストローク機械としての実用可能性を付与する比較的簡単な方法を提供する。ブースト空気は、出力密度を高めるべく 2 ストロークエンジンおよび 4 ストロークエンジンサイクルの両方に使用できる。こ

40

50

の特徴は、高出力定格の達成またはボアおよびストロークの縮小に使用できる。バレルエンジンでのボアおよびストロークの縮小は、ピストン速度およびその結果としての加速度の低減および往復動質量の低減にとって非常に有益である。これらの両特徴は、高慣性力が存在するときに往復動部品とカムローラとの界面の作用する内部応力の点で重要である。

#### 【0043】

ブーストを発生させる本発明の方法は、単頭バレルエンジン構造にとってユニークなものである。燃焼シリンダはエンジンの一端にのみ配置されるため、「下端」を空気圧縮に使用することができる。また、この構成は、双頭バレルエンジンまたはより伝統的なスライダ-クランク機構に使用されている機構よりも簡単な可変圧縮比機構の使用を可能にする。単頭ピストンの「下端」を空気圧縮機として使用することにより、下方クロスヘッド/圧縮ピストンの種々の目的を組合せることができる。ブースト空気を利用することにより、利用しない場合に可能であるよりも高い出力を得ることができる。これは、高いサーピスト天井が望まれる航空機に特に重要である。

10

#### 【0044】

上記のように、本発明によるエンジンは、出力軸の回りに配置された多数のシリンダにより構成され、全ての燃焼シリンダはエンジンの一端に配置できる。他の一例として、燃焼シリンダの端と端とが交互に突合されるように、交互のシリンダの端と端とを突合せてフリップ(flipped)させることができる。例えば2つのシリンダを一方向に配置し、次の2つのシリンダを他方向に配置するような構成、または他の任意のシリンダ構成も可能である。当業者には明らかなように、構成を変えることにより振動特性および/または出力特性を変えることもできる。また、燃焼シリンダおよび圧縮シリンダが同じ直径をもつものが示されているが、直径は僅かにまたは大きく変えることができる。例えば、高ブースト用途には、燃焼シリンダの直径よりも圧縮シリンダの直径をかなり大きくすることが望まれる。他の用途ではこれと逆にすることも有益である。

20

#### 【0045】

前述のように、単頭バレルエンジンは、クランク駆動型エンジンで一般的な正弦波ピストン運動プロファイルから偏寄する能力を有している。伝統的なクランク駆動型エンジンでは、クランク構造のため正弦波形状からの変形が不可能であるので、ピストン運動は不可避免的に正弦波である。しかしながら、単頭バレルエンジンは、設計者が正弦波以外の形状を選択することを可能にする。或る非正弦波ピストン運動プロファイルは、伝統的な正弦波ピストン運動プロファイルに比べて大きい長所が得られる。

30

#### 【0046】

本発明の一形態によれば、伝統的なスライダ-クランク設計と比較して点火条件を最適化するなわち改善するため、上死点点火近くの条件が処理される。一実施形態では、この条件は、伝統的なスライダ-クランク設計で生じるであろう速度と比較してより鋭い傾斜すなわち速度で点火閾値と交差させることにより、均一充填圧縮点火燃焼が行なえるように処理される。これにより、図10に概略的に示すように、点火位置の、より矛盾の少ないロバスト制御が行なえる。図10には、標準のスライダ-クランクエンジンの上死点(TDC)近くのピストン運動プロファイルの曲線(「標準ピストン運動」として示されている)と、本発明の一実施形態によるピストン運動プロファイルの曲線(高加速度運動として示されている)とが示されている。均一充填圧縮点火燃焼が生じる領域を示す水平な温度閾値ラインも示されている。図示のように、本発明は、ピストンが、より高速かつ急勾配の曲線で閾値ラインと交差するプロファイルを与える。これは、点火位置の、より矛盾が少ないロバスト制御を行なうことにより均一充填圧縮点火燃焼を可能にする技術として使用できる。

40

#### 【0047】

本発明の他の他の形態によれば、点火ストローク時に、伝統的なスライダ-クランク設計よりも迅速に上死点からピストンを後退させることを、ピストン運動プロファイルに含めることができる。このより迅速な後退により、均一充填圧縮点火燃焼に一般に経験され

50

る高い圧力上昇速度が緩和される。点火上死点からのこれと同じ迅速後退は、バルクガスの膨張を用いて末端ガス温度を制御することにより、火花点火形態での末端ガスデトネーションの回避に使用することもできる。これらは、エンジンの点火および燃焼プロセスの制御に、点火上死点運動のこの調節をいかに使用できるかの単なる2つの例である。

【0048】

点火TDC近くのピストン運動を入念に調節することにより、a) 作動流体からチャンバ壁への熱損失の低減と、b) より一定容積(容積変化に対して瞬時的)の燃焼事象に向かう移動との交換が行なえる。これにより、エンジンの熱効率(すなわち、燃料消費量)を改善できることが見込まれる。

【0049】

本発明の他の形態によれば、ブリージングストローク(吸入および/または排気)中のピストン速度を低下させかつこれらの領域でのピストン反転加速度を低下させることにより、伝統的なスライダ-クランク設計と比較してエンジンのブリージング損失を低減または最小にすることができる。ピストン反転加速度を低下させると、ピストンが上死点または下死点の近くで費やす時間が長くなり、このため、弁を開/閉させる時間が長くなると同時にピストン速度は最小になる。ブリージングストローク中のピストン速度を低下させると、排気速度が低下し、従って弁および/またはポートを通るのに要する流速が低下する。空気の速度が低いと、所与の弁/ポートジオメトリを通る駆動圧力差は小さくて済み、従ってエンジンのポンピング損失が低下する。また、この方法は掃気効率を最大化するのにも使用できる。

【0050】

本発明の更に別の形態によれば、ピストン運動プロファイルは、特に加速度レベルに関して調整でき、これにより、ピストンに作用する慣性力と圧力との間に良いバランスが得られる。例えば、点火上死点の直後に、ガス圧力が上方のピストンローラ58に高い圧縮力を加えると、ピストンの高い(伝統的なスライダ-クランク設計に比べて高い)下向き加速度を用いて、同じく高い引張り慣性力を得ることができる。これらの反対方向の力の合計は或る範囲の作動条件について実質的に低下され、従ってローラとカム面との界面でのヘルツ接触応力が低下される。同様にして、ブリージング上死点および上下の両下死点での加速度レベルは低下される。なぜならば、これらの領域ではピストンに最小のオフセット圧力が作用するからである。この態様では、最大シリンダ圧力および最高速度についてのエンジン能力は、所望の加速度レベルの達成に必要な部品以外の部品に実際的変更を全く行なうことなく高めることができる。下死点およびブリージング上死点(排気ストロークと吸入ストロークとの間)でのピストンの小さい加速度レベル(伝統的スライダ-クランク設計と比較した加速度レベル)は、ピストン50の中間部分56に作用する正味力およびローラ58、60に作用するヘルツ接触応力を低減させ、並びに優れたブリージング効率がえられるようにする上で望ましい。

【0051】

本発明によれば、上死点でのピストンとその燃焼チャンバの上端部との間隙(上死点間隙と呼ばれる)は、ブリージング上死点事象(排気ストロークと吸入ストロークとの間)および点火上死点事象(圧縮ストロークと膨張ストロークとの間)で同じである必要はない。一実施形態では、点火時の上死点間隙は、所望の圧縮比が得られるように設定され、ブリージングストローク同士の間の上死点間隙は点火時の上死点間隙より大きくなるように設定される。一例では、これにより、弁オーバーラッププロセス(これは排気ストロークと吸入ストロークとの間の上死点およびその近くで生じる)中の弁-ピストン間隙をより大きくできる。ブリージング上死点で利用できる大きい間隙は、ピストンの性能および構造的-一体性の両方にとって有害であることが知られている、ピストンクラウンに弁ポケットを設ける必要性をなくする。より大きい弁リフトも使用できる。また、ピストン運動プロファイルは、長時間(伝統的なスライダ-クランク設計と比較して長時間)または短持間、ピストンをブリージング上死点の近くに留めるように設計される。

【0052】

10

20

30

40

50

点火上死点間隙より大きいブリージング上死点間隙を使用すると、残留留分すなわち燃焼ガス生成物からなる捕捉されたシリンダ充填物の増大が促進される。残留留分は、窒素酸化物（ $\text{NO}_x$ ）の排出を低減させる点で有益であることが知られている。従って、単動カム駆動バレルエンジンにより可能となるこのユニークなピストン運動は、有害な排気ガス排出物を低減させる有益な方法である。増大する残留留分はまた、ラジカル種を混合気中に導入することにより、均一充填圧縮点火燃焼に利益をもたらすことができる。残留留分はまた、或る場合に、均一充填圧縮点火エンジンにおける点火位置を変えるのにも使用できる。

#### 【0053】

図9には、非正弦波であるピストン運動プロファイル150の一例が示されている。このプロファイルは、燃焼シリンダの閉端部から離れる方向へのピストン移動および燃焼チャンバの膨張に一致する、下降吸入傾斜152を有する。この吸入傾斜152は、「吸入下死点」154を通る遷移部で終了する。これには上昇圧縮傾斜156が続き、該圧縮傾斜156は「圧縮上死点」158を通る遷移部で終了する。殆どの条件下で、圧縮上死点158またはこの近くで燃焼が生じ、ピストンは、爆発すなわち膨張傾斜160で示すように、下方に移動する。次に、ピストンは「膨張下死点」162を通過して遷移し、排気傾斜164で示すように上昇移動し始める。排気ストロークは、「排気上死点」166を通る遷移部で終了し、吸入ストローク152が反復される。

#### 【0054】

現在のプロファイルは、吸入ブリージング上死点での遅いピストン運動を示す。この時点での遅いピストン運動は、前述のように容積効率の改善を補助する。このプロファイルはまた、圧縮/爆発上死点でのピストン位置より低いブリージング上死点でのピストン位置を示している。前述のように、このようなプロファイルは、より高い圧縮比を使用できるように、弁-ピストン間隙を増大させるのに使用できる。吸入152と圧縮156との間の遅い遷移を使用することもできる。これは、吸入充填を最大化しかつ下死点でピストンおよび上方ローラ58に作用する慣性力を低減させるために設けられる。圧縮ストローク156は、爆発ストローク160より長い時間に亘って生じることが示されている。

#### 【0055】

このプロファイル150では、ピストン運動は、爆発上死点およびこの直後では速い。この時点での速いピストン運動は、均一充填圧縮点火での燃焼（爆発）を改善し、または火花点火エンジンでの末端ガスデトネーションを防止するのに使用できる。爆発ストローク160は、圧縮ストローク156より大きい変位をもつものとして示されている。これは、バレルエンジンの他の長所である。ミラーサイクル効果を得るため長い膨張ストロークを使用し、多量の燃焼エネルギーが捕捉されかつ図示のように長い遷移が得られるようにする。クランク駆動型エンジンでは、種々のストロークは必然的に同じ変位であり、従って効率が制限される。図9に示すピストン運動プロファイルは、化学量論的火花点火エンジン、希薄燃焼火花点火エンジン、均一充填圧縮点火エンジン、またはディーゼルエンジンに最も良く適合するように容易に製造できる。

#### 【0056】

本発明の他の実施形態として、本願での全ての教示は、本願に援用する米国特許出願第10/021,192号明細書での任意の教示と組合せることができる。例えば、本発明は、均一充填圧縮点火、火花点火、または当業者に知られまたは本願に援用する係属中の出願で論じられた他の任意の点火を含むあらゆる燃焼ストラテジーにより実施できる。同様に本発明は、4ストロークまたは2ストロークエンジン設計並びに他の一般的でない設計を用いて実施できる。

#### 【0057】

また、本発明の種々の特徴は、エンジンの用途に基いて種々の態様で組合せることができる。例えば、バレルエンジンに双頭二重ローラピストンを設けて、可変圧縮比装置および/または一体過給および/または非正弦波ピストン運動を用いることができる。

当業者に知られたもの以外に、本発明の全ての実施形態は、次の燃焼ストラテジーすな

10

20

30

40

50

わち、化学量論的火花点火、希薄燃焼火花点火、均一充填圧縮点火、ディーゼル、デュアルモード希薄燃焼火花点火／化学量論的火花点火、デュアルモード均一充填圧縮点火／化学量論的火花点火、デュアルモード均一充填圧縮点火／ディーゼル、およびトリモード均一充填圧縮点火／希薄燃焼火花点火／化学量論的火花点火に適合できる。

当業者ならば、本願に開示した本発明の実施形態は、本発明の範囲または教示から逸脱することなく種々の態様に変更できることが理解されよう。

【図面の簡単な説明】

【0058】

【図1】従来技術による単頭パレルエンジンを示す断面図である。

【図2】従来技術による双頭パレルエンジンを示す断面図である。

【図3】本発明に使用する双頭ピストンの第一実施形態を示す斜視図である。

【図4】図3のピストンを示す側面図である。

【図5】図3のピストンの5-5線に沿う断面図である。

【図6】本発明による単頭パレルエンジンの第一実施形態を示す断面図である。

【図7】本発明に使用する双頭ピストンの第二実施形態を示す斜視図である。

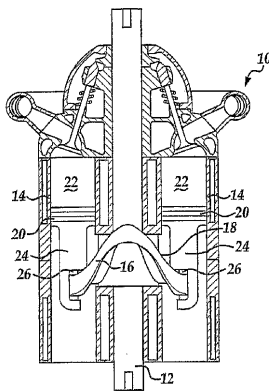
【図8】本発明によるパレルエンジンの第二実施形態を示す断面図である。

【図9】本発明に使用する非正弦波状ピストン運動プロファイルの一態様を示すグラフである。

【図10】上死点にある2つのピストン運動プロファイルを比較するグラフである。

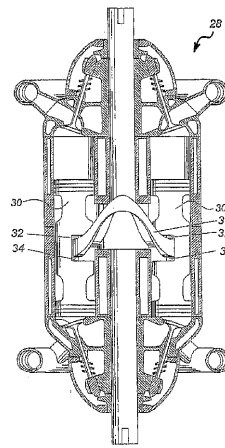
10

【図1】



**Fig - 1**  
(PRIOR ART)

【図2】



**Fig - 2**  
(PRIOR ART)

【 図 3 】

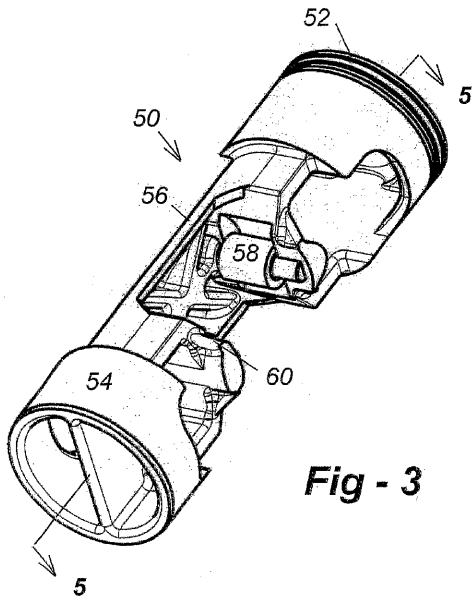


Fig - 3

【 図 4 】

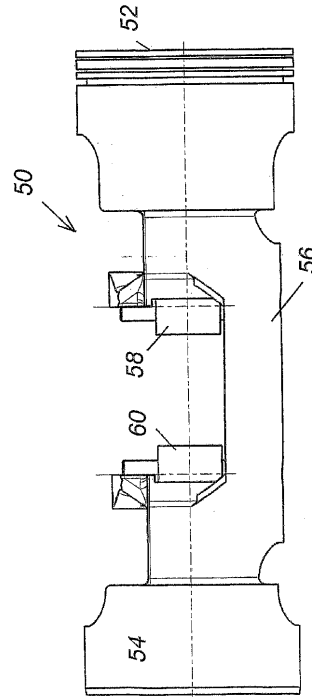


Fig - 4

【 図 5 】

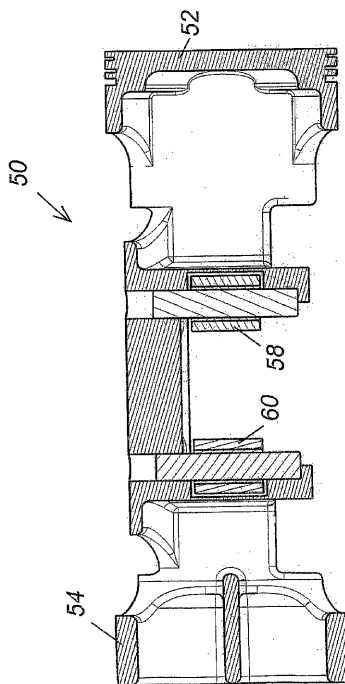


Fig - 5

【 図 6 】

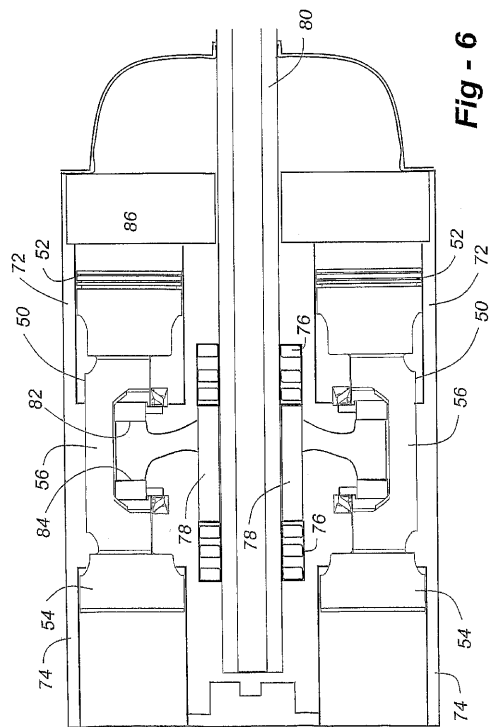


Fig - 6

【 図 7 】

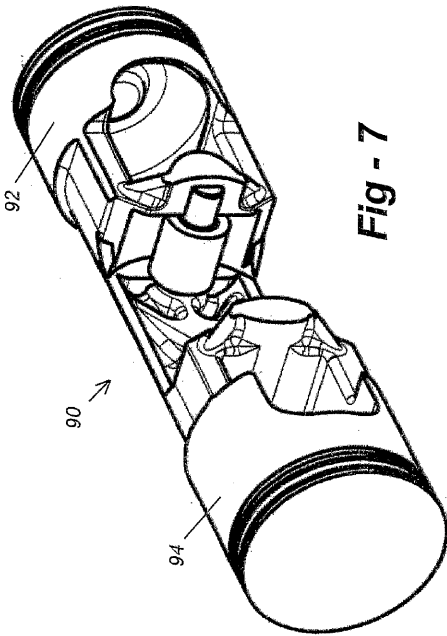


Fig - 7

【 図 8 】

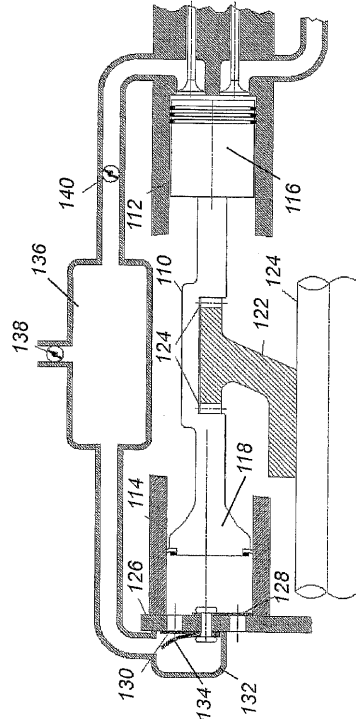


Fig - 8

【 図 9 】

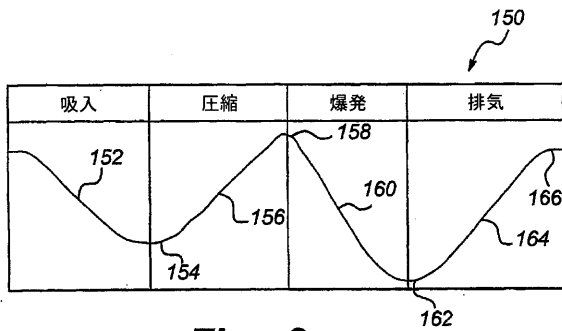


Fig - 9

【 図 10 】

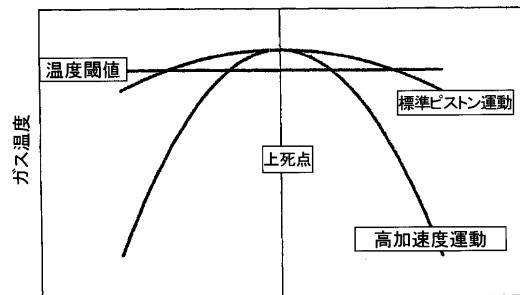


Fig - 10

## 【 国際調査報告 】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International application No. PCT/US03/13831
<b>A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER</b> IPC(7) : F02B 53/00, 57/00 US CL : 123/43AA, 241, 247, 56.8 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
<b>B. FIELDS SEARCHED</b> Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) U.S. : 123/43AA, 241, 247, 56.8  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 practicable, search terms used) EAST		
<b>C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT</b>		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X — Y	US 5,749,337 A (PALATOV) 12 May 1998 (12.05.1998) see entire document	1-3, 8-9 — 4-7
X — Y	US 2,966,899 A (HERRMANN) 03 January 1961 (03.01.1961), see entire document	1-3, 8-9 — 4-7
A	US 2,983,264 A (HERRMANN) 09 May 1961 (09.05.1961), see entire document	1-9
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents:		
"A"	document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"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
"E"	earlier application or patent published on or after the international filing date	"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
"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)	"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
"O"	document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	"&" document member of the same patent family
"P"	document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	
Date of the actual completion of the international search 10 July 2003 (10.07.2003)		Date of mailing of the international search report <b>28 JUL 2003</b>
Name and mailing address of the ISA/US Mail Stop PCT, Attn: ISA/US Commissioner for Patents P.O. Box 1450 Alexandria, Virginia 22313-1450 Facsimile No. (703)305-3230		Authorized officer Sheldon J Richter <i>Diase Smith f</i> Telephone No. (703) 308-0861

## フロントページの続き

- (31)優先権主張番号 60/376,638  
 (32)優先日 平成14年4月30日(2002.4.30)  
 (33)優先権主張国 米国(US)  
 (31)優先権主張番号 10/263,264  
 (32)優先日 平成14年10月2日(2002.10.2)  
 (33)優先権主張国 米国(US)  
 (31)優先権主張番号 10/426,527  
 (32)優先日 平成15年4月29日(2003.4.29)  
 (33)優先権主張国 米国(US)

(81)指定国 AP(GH,GM,KE,LS,MW,MZ,SD,SL,SZ,TZ,UG,ZM,ZW),EA(AM,AZ,BY,KG,KZ,MD,RU,TJ,TM),EP(AT, BE,BG,CH,CY,CZ,DE,DK,EE,ES,FI,FR,GB,GR,HU,IE,IT,LU,MC,NL,PT,RO,SE,SI,SK,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,M W,MX,MZ,NI,NO,NZ,OM,PH,PL,PT,RO,RU,SC,SD,SE,SG,SK,SL,TJ,TM,TN,TR,TT,TZ,UA,UG,US,UZ,VC,VN,YU,ZA,ZM,ZW

- (74)代理人 100088694  
 弁理士 弟子丸 健  
 (74)代理人 100103609  
 弁理士 井野 砂里  
 (72)発明者 トマス チャールズ ラッセル  
 アメリカ合衆国 ルイジアナ州 70435 コヴィントン パーチ ベンド 74333  
 (72)発明者 ハウザー ブレット アール  
 アメリカ合衆国 テキサス州 75028 フラワー マウンド メイヤーウッド レーン ノー  
 ス 1837  
 (72)発明者 ブランヨン ディヴィッド ピー  
 アメリカ合衆国 テキサス州 78254 サン アントニオ ブラウン ラン 9723