

(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2010-502887  
(P2010-502887A)

(43) 公表日 平成22年1月28日(2010.1.28)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>FO2D 15/04 (2006.01)</b>	FO2D 15/04	Z
<b>FO2D 15/00 (2006.01)</b>	FO2D 15/04	H
	FO2D 15/00	E

審査請求 有 予備審査請求 未請求 (全 52 頁)

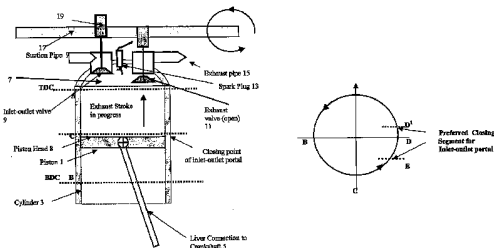
(21) 出願番号	特願2009-527186 (P2009-527186)	(71) 出願人	509067751 アタラ ナジ アミン
(86) (22) 出願日	平成18年11月22日 (2006.11.22)		イギリス ビーティー47 2エルユー
(85) 翻訳文提出日	平成21年5月11日 (2009.5.11)		ロンドンデリー オルトナゲルヴィン パ
(86) 国際出願番号	PCT/GB2006/004373		ーク 23
(87) 国際公開番号	W02007/045918	(74) 代理人	100082005
(87) 国際公開日	平成19年4月26日 (2007.4.26)		弁理士 熊倉 禎男
(31) 優先権主張番号	0617726.5	(74) 代理人	100088694
(32) 優先日	平成18年9月8日 (2006.9.8)		弁理士 弟子丸 健
(33) 優先権主張国	英国 (GB)	(74) 代理人	100103609
			弁理士 井野 砂里
		(74) 代理人	100095898
			弁理士 松下 満
		(74) 代理人	100098475
			弁理士 倉澤 伊知郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃エンジンの効率を改善する装置及び方法

(57) 【要約】

本発明は、内燃エンジンの燃焼室及びシリンダ内部の空気又は空気と未燃焼燃料の混合気の容積を制御する方法及び装置に関する。本発明による装置は、空気又は混合気の供給源に連結され且つ開放状態と閉鎖状態とを有する入口/出口ポート(9)と、低減された容積を有する燃焼室(7)を有する。入口/出口ポート(9)は、開放時、空気又は混合気が燃焼室(7)及びシリンダ(3)に流入すること又は流入したり流出したりすることができるように制御され、閉鎖時、空気又は混合気が燃焼室(7)及びシリンダ(3)に流入したり流出したりすることができないように制御される。入口/出口ポート(9)が閉鎖するとき燃焼室(7)及びシリンダ(3)内にある空気又は混合気の容積は、入口/出口ポート(9)が閉鎖され且つピストン(1)がシリンダ(3)内部の下死点位置にあるときに定められる燃焼室(7)及びシリンダ(3)の容積よりも小さい。



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

内燃エンジンの燃焼室及びシリンダ内の空気、又は、空気と未燃焼燃料の混合気の容積を制御するための装置であって、

(a) 空気、又は、空気と未燃焼燃料の混合気の供給源に連結され、開放状態と閉鎖状態とを有する入口/出口ポートと、

(b) 低減された容積を有する燃焼室と、を有し、

前記入口/出口ポートは、開放時において、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室及び前記シリンダに流入すること又は流入したり流出したりすることができるように制御され、閉鎖時において、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室及び前記シリンダに流入したり流出したりすることができないように制御され、

前記入口/出口ポートが閉鎖するときの前記燃焼室及び前記シリンダ内にある空気又は空気と未燃焼燃料の混合気の容積は、前記入口/出口ポートが閉鎖され且つ前記シリンダ内部の下死点位置にピストンがあるときに定められる前記燃焼室及び前記シリンダの容積よりも小さい、装置。

**【請求項 2】**

更に、前記燃焼室の容積を低減するために前記燃焼室内部に配置された実質的に非圧縮性の部材を有する、請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 3】**

更に、前記燃焼室の容積を低減するためにピストンヘッドに取付けられた実質的に非圧縮性の部材を有する、請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 4】**

更に、前記燃焼室の容積を低減するために前記ピストンのストロークを下死点及び上死点(TDC)位置を越えて拡張することを含む、請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 5】**

前記ピストンが下死点位置から上死点位置に向かって移動するとき、圧縮ストロークの少なくとも一部分の間、前記入口/出口ポートが開放状態を維持し、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室及び前記シリンダから出ることができるようにする、請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 6】**

前記ピストンが上死点位置から下死点位置に向かって移動するとき、吸入ストロークの少なくとも一部分の間、前記入口/出口ポートが閉鎖されて、更なる空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室に入ることができないようにする、請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 7】**

更に、前記入口/出口ポートを開くためのカムと、

前記入口/出口ポートを閉鎖するためのパネと、を有する請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 8】**

前記カムは、前記ピストンの下死点位置に対してオフセットされる、請求項 7 に記載の装置。

**【請求項 9】**

前記ピストンの圧縮ストロークの間、前記ピストンヘッドが、下死点位置から上死点位置へ向かう距離の実質的に 30% から実質的に 60% の間の位置に移動したとき、前記入口/出口ポートが閉鎖するように、前記カム及びバルブが構成される、請求項 7 に記載の装置。

**【請求項 10】**

吸入ストロークの間、前記ピストンヘッドが、上死点位置から下死点位置へ向かう距離の実質的に 40% から実質的に 70% の間の位置に移動したとき、前記入口/出口ポートが閉鎖するように、前記カム及びバルブが構成される、請求項 7 に記載の装置。

**【請求項 11】**

10

20

30

40

50

前記燃料は、天然ガス、液化石油ガス、ガソリン、灯油、ディーゼル燃料、軽質又は重質ガス油、残油、アルコール、エタノール、バイオ燃料、水素のうちの何れか1つ又はそれ以上を含む、請求項1～10の何れか1項に記載の装置。

【請求項12】

(a) 少なくとも1つのシリンダと、  
(b) 少なくとも1つのピストンと、  
(c) 前記シリンダ又は前記各シリンダに連結され且つ低減された容積を有する燃焼室と、  
(d) 空気、又は、空気と未燃焼燃料の混合気の供給源に連結され、開放状態と閉鎖状態とを有する、各燃焼室のための少なくとも1つの入口/出口ポートと、  
(e) 各入口/出口ポートを制御する回転カムと、を有し、  
前記カムが、前記ピストン又はそれぞれのピストンの下死点位置に対してオフセットされる、内燃エンジン。

10

【請求項13】

更に、前記燃焼室の内部に配置された実質的に非圧縮性の部材を有する、請求項12に記載の内燃エンジン。

【請求項14】

容積を低減するために燃焼室内に配置された実質的に非圧縮性の部材を有する内燃エンジン。

【請求項15】

内燃エンジンのシリンダと低減された容積の燃焼室の内部の空気、又は、空気と未燃焼燃料の混合気の容積を制御する方法であって、

20

(a) 空気又は空気と未燃焼燃料の混合気の供給源に連結され、開放状態と閉鎖状態とを有する入口/出口ポートを制御するステップを含み、

前記入口/出口ポートは、開放時において、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室及び前記シリンダに流入すること又は流入したり流出したりすることができるように制御され、閉鎖時において、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室及び前記シリンダに流入したり流出したりすることができないように制御され、

前記入口/出口ポートが閉鎖するときの前記燃焼室及び前記シリンダ内にある空気又は空気と未燃焼燃料の混合気の容積は、前記入口/出口ポートが閉鎖され且つ前記シリンダ内部の下死点位置にピストンがあるときに定められる前記燃焼室及び前記シリンダの容積よりも小さい、方法。

30

【請求項16】

前記ピストンが下死点位置から上死点位置に向かって移動するとき、圧縮ストロークの少なくとも一部分の間、前記入口/出口ポートを開放状態に維持し、前記空気又は空気と未燃焼燃料の混合気を前記燃焼室から出すことができるようにする、請求項15に記載の方法。

【請求項17】

前記ピストンが上死点位置から下死点位置に向かって移動するとき、吸入ストロークの少なくとも一部分の間、前記入口/出口ポートを閉鎖し、更なる空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室に入ることができないようにする、請求項15に記載の方法。

40

【請求項18】

前記ピストンの圧縮ストロークの間、前記ピストンヘッドが、下死点位置から上死点位置へ向かう距離の実質的に30%から実質的に60%の間の位置に移動したとき、前記入口/出口ポートを閉鎖するように、カム及びバルブが前記入口/出口ポートを制御するよう構成される、請求項15に記載の方法。

【請求項19】

吸入ストロークの間、前記ピストンヘッドが、上死点位置から下死点位置へ向かう距離の実質的に40%から実質的に70%の間の位置に移動したとき、前記入口/出口ポートが閉鎖するように、カム及びバルブが前記入口/出口ポートを制御するよう構成される、

50

請求項 15 に記載の方法。

【請求項 20】

添付図面を参照しながら本明細書で実質的に記載された方法。

【請求項 21】

添付図面を参照しながら本明細書で実質的に記載された装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、往復動内燃エンジンの分野に関し、例えば、「空気標準オットーサイクル」又は「空気標準ディーゼルサイクル」を使用して作動する往復動内燃エンジンの分野に関する。本発明はまた、かかるエンジンの効率を向上させるためのかかるエンジンの修正に関する。

10

【背景技術】

【0002】

この着想の基本的な理論的原理は、自動車用内燃エンジンの構造及び構成要素、「空気標準出力サイクル」のステップ（ストローク）の動作及び熱力学、各ストロークの作用、並びにこれらの動作の効率が比較的低い理由に対する寄与等に関する長期にわたる詳細な研究と徹底した調査から明らかになり、発展してきた。

【0003】

「空気標準オットーサイクル」で作動する自動車用ガソリンエンジンは、22%～28%の効率を有する。

20

「空気標準ディーゼルサイクル」で作動する自動車用ディーゼルエンジンは、36%～42%の効率を有する。

船舶用ユニット等の大形エンジンは、50%に達する高い効率を有する。

しかしながら、2ストロークエンジンの効率は低く、その効率は、22%を超えることは殆んどない。

【0004】

ガソリンエンジン及びディーゼルエンジンにおいて放出されるエネルギーの大部分は、高温の排気ガスによって、及びエンジンを冷却するのに使用される冷却水又は冷却空気によって失われる。

30

【0005】

従来のガソリンエンジン及びディーゼルエンジンの設計、構造、及び構成材料は、使用される燃料から最高の効率を得るために、100年以上もの間、継続的に研究及び開発がなされてきた。燃料の品質と2ストローク及び4ストロークエンジンの作動モードも発展し、各ストロークのタイミングと進行及び同一エンジンの異なるシリンダ間のストロークの同期をより良く制御するように調整されてきた。

【0006】

内燃エンジンの効率を更に改善するために、多くの科学者、設計者、研究者、及び発明者らによって大きな努力が払われ、世界中で、様々な特許請求の範囲に対する数多くの特許が付与されてきた。特許の多くは、より良好な動作の制御及びタイミングに関するが、他の特許は、新規の複雑な部品及び構成要素の追加を含み、既存のエンジンに実装し又は導入するのに困難であり、或いは極めて高コストである。いくつかの提案は、エンジンの構造を弱くし、実際に実装するには実用的ではない。しかしながら、内燃エンジンの効率は、放出される燃料エネルギー利用の観点では、全般的に低い状態のままである。

40

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

本発明の実施形態は、燃料の燃焼による有用なエネルギーの抽出を増大させることができ、従来のエンジンのより高い効率を達成することができ、しかも、従来のエンジンの構造、構成、及び動作の変化及び修正を最少にすることを追求することができる方法及び手

50

段を提供し、従って、

- ・新しい複雑な部品又は装置、特に可動部品の追加の必要性を最小にし又はなくし、
- ・既存の構成要素に対する識別され可能性のある有用な修正をできるだけ制限し簡素化し、
- ・可動部品、機構、及び制御システム内の干渉を最小にし又は好ましくはなくし、
- ・現在の従来エンジンのストロークの動作によるプラスの効果を最大にし、
- ・最小コスト、好ましくはより少ないコスト又は追加コストがない、新しいエンジンへの導入が容易であり、
- ・最小コストで既存のエンジンに導入が可能であり、
- ・最高効率を達成し、
- ・大気に与える自動車産業の「環境的」影響を改善する。

10

【課題を解決するための手段】

【0008】

本発明の実施形態は、従来エンジン（2ストローク内燃エンジン及び4ストローク内燃エンジンの両方）を修正し、これらのエンジンの効率及び性能を著しく増大させ、また、自動車産業の環境に対する影響全体を改善する。

【0009】

本発明の実施形態は、エンジンの個々の（及び全ての）入口/出口ポート（吸入バルブ）の開閉において、吸入バルブの開放を計算され且つ予め定められた時間だけ延長（又は短縮）した、燃焼室の容積を予め定められ且つ計算された量だけ減少させるように、カムシャフト又はその機能を有する任意の代替装置を修正する。

20

【0010】

本発明の実施形態は、既存のエンジンに導入されてもよいし、新しいエンジンに含まれてもよく、多くの利点を有し、かかる利点は、

- ・従来エンジン又は新しいエンジンの「出力サイクル」ストローク（吸入ストローク、圧縮ストローク、出力及び膨張ストローク）の動作の全ての原理を維持すること、
- ・いかなる新しい可動部品の追加も伴わず、いかなる既存の構成要素も除去しないこと

- ・従来エンジンの現在の基本的な設計、構造及び動作の原理を維持すること、
- ・使用燃料による有用なエネルギーの抽出を著しく改善するように、いくつかのストロークの動作を少しだけ分割し又は拡張して、これらの作動及び効果を再構成すること、
- ・より少ない冷却水又は空気しか必要としないこと、
- ・修正された新しいエンジンの設計及び製造のためにいかなる超過コストも追加しないこと、修正エンジンの設計及び構成を習熟した後に実際にコストを低減することができ、また大型で高価な冷却システム、排気システムの必要性が軽減され、燃料消費量が減少し、極めて高いオクタン価の燃料の必要性を軽減することができること、

30

- ・これらのエンジンの効率及び性能を高めること、「空気標準ottoサイクル」を使用するガソリンエンジンでは、効率が約25%から40%を超えるまで増大させること、「空気標準ディーゼルサイクル」を使用するガソリンエンジンでは、効率が約38%から48%を超えるまで増大させること、
- である。

40

【0011】

修正は、燃料及びコストの著しい節約と比較して許容できるレベルのコストで、現在作動しているエンジンに容易に導入することができ、この修正は、既存のエンジンカバー（ヘッド）を本発明の実施形態を含む別のカバーと交換することにのみ制限される。

【0012】

本発明の実施形態は、2ストロークエンジンにも適用することができ、これらのタイプのエンジンの効率を、より大きい余裕をもって、すなわち控え目にみて35%よりも大きく、実際に増大させ、これらの環境に対する影響を大幅に改善する。

【0013】

50

本発明の実施形態により、修正エンジン（ガソリンエンジン及びディーゼルエンジン）が、修正されていないエンジンが必要とする燃料の50%～60%で作動することを可能にし、同じエンジンが従来モードで100%の燃料で作動する場合と比べて85～95%よりも大きな出力を達成する。本発明の実施形態は、このことを、燃焼ガスの膨張比を増大した状態を作り出し、次いで、排気ガスの圧力及び温度を現在の0.55MPa（絶対圧力、5.5bar）よりも大きいレベルから0.2MPa（絶対圧力、2.0bar）よりも小さいレベルまで低下させ、排気温度を現在の1300Kよりも高いレベルから1000Kよりも低いレベルまで低下させることによって達成する。

**【0014】**

本発明の第1の実施形態によれば、内燃エンジンの燃焼室及びシリンダ内部の空気の容積を制御するための装置が提供され、この装置は、空気源に連結され且つ開放状態及び閉鎖状態を有する入口/出口ポートと、低減容積を有する燃焼室と、を有し、入口/出口ポートは、開放時において空気が燃焼室及びシリンダに流入できるように制御され、閉鎖時において空気が燃焼室及びシリンダに流入及び流出することを防止するように制御され、入口/出口ポートの閉鎖時に燃焼室及びシリンダ内に配置された空気の容積は、入口/出口ポート閉鎖時にシリンダ内部の下死点（BDC）位置にピストンがあるときに定められる燃焼室及びシリンダの容積よりも小さい。この実施形態は、吸入ストローク中に燃焼室及びシリンダ内に取り込まれる空気とは別個に燃焼室内に燃料が噴射されるエンジンに対して特に適用される。好ましくは、吸入ストローク中、ピストンヘッドが上死点位置から下死点位置へ向かう距離の実質的に40%から実質的に70%の間の位置に移動したとき、入口/出口ポートは閉じる。

10

20

**【0015】**

本発明の第2の実施形態によれば、内燃エンジンの燃焼室及びシリンダ内部の空気の容積を制御するための装置が提供され、この装置は、空気源に連結され且つ開放状態及び閉鎖状態を有する入口/出口ポートと、低減容積を有する燃焼室と、を有し、入口/出口ポートは、開放時において空気が燃焼室及びシリンダに流入及び流出できるように制御され、閉鎖時において空気が燃焼室及びシリンダに流入及び流出することを防止するように制御され、入口/出口ポートの閉鎖時に燃焼室及びシリンダ内に配置された空気の容積は、入口/出口ポートが閉じ且つピストンがシリンダ内部の下死点（BDC）位置にあるときに定められる燃焼室及びシリンダの容積よりも小さい。この実施形態は、吸入ストローク中に燃焼室及びシリンダ内に取り込まれる空気とは別個に燃焼室内に燃料が噴射されるエンジンに対して特に適用される。好ましくは、ピストンの圧縮ストローク中、ピストンヘッドが下死点位置から上死点位置へ向かう距離の実質的に30%から実質的に60%の間の位置に移動したとき、入口/出口ポートは閉じる。

30

**【0016】**

本発明の第3の実施形態によれば、内燃エンジンの燃焼室及びシリンダ内部の空気と未燃焼燃料の混合気の容積を制御するための装置が提供され、この装置は、空気と未燃焼燃料の混合気の供給源に連結され且つ開放状態及び閉鎖状態を有する入口/出口ポートと、低減容積を有する燃焼室とを有し、入口/出口ポートが、開放時において空気と未燃焼燃料の混合気が燃焼室及びシリンダに流入できるように制御され、閉鎖時において空気と未燃焼燃料の混合気が燃焼室及びシリンダに流入及び流出することを防止するように制御され、入口/出口ポートの閉鎖時に燃焼室及びシリンダ内に配置された空気と未燃焼燃料の混合気の容積は、入口/出口ポートが閉じ且つピストンがシリンダ内部の下死点（BDC）位置にあるときに定められる燃焼室及びシリンダの容積よりも小さい。この実施形態は、エンジンの吸入ストローク中に空気と未燃焼燃料の混合気が燃焼室及びシリンダ内に取り込まれるエンジンに特に適用される。好ましくは、吸入ストローク中、ピストンヘッドが上死点位置から下死点位置へ向かう距離の実質的に40%から実質的に70%の間の位置に移動したとき、入口/出口ポートは閉じる。

40

**【0017】**

本発明の第4の実施形態によれば、内燃エンジンの燃焼室及びシリンダ内部の空気と未

50

燃焼燃料の混合気の容積を制御するための装置が提供され、この装置は、空気と未燃焼燃料の混合気の供給源に連結され且つ開放状態及び閉鎖状態とを有する入口/出口ポートと、低減容積を有する燃焼室とを有し、入口/出口ポートは、開放時において空気と未燃焼燃料の混合気が燃焼室及びシリンダに流入し又は流入及び流出できるように制御され、閉鎖時において空気と未燃焼燃料の混合気が燃焼室及びシリンダに流入及び流出することを防止するように制御され、入口/出口ポートの閉鎖時に燃焼室及びシリンダ内部に配置された空気と未燃焼燃料の混合気の容積は、入口/出口ポートが閉じ且つシリンダ内部の下死点(BDC)位置にピストンがあるときに定められる燃焼室及びシリンダの容積よりも小さい。この実施形態は、エンジンの吸入ストローク中に空気と未燃焼燃料の混合気が燃焼室及びシリンダ内に取り込まれるエンジンに特に適用される。好ましくは、圧縮ストローク中、ピストンヘッドが下死点位置から上死点位置へ向かう距離の実質的に30%から実質的に60%の間の位置まで移動したとき、入口/出口ポートは閉じる。

10

20

30

40

50

#### 【0018】

入口/出口ポートは好ましくは入口/出口バルブを含む。

#### 【0019】

本発明の第5の実施形態によれば、少なくとも1つのシリンダと、少なくとも1つのピストンと、1つのシリンダ又は各シリンダに連結された低減容積を有する燃焼室と、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気の供給源に連結され且つ開放状態及び閉鎖状態を有する各燃焼室のための少なくとも1つの入口/出口ポートと、各入口/出口ポートを制御する回転カムとを有する内燃エンジンが提供され、この内燃エンジンにおいて、カムは、1つのピストン又は各ピストンの下死点位置に対してオフセットされる。

#### 【0020】

本発明の第6の実施形態によれば、内燃エンジンの容積を低減するために内燃エンジンの燃焼室内に配置された実質的に非圧縮性の部材を有する内燃エンジンが提供される。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0021】

【図1】「空気標準オットーサイクル」の概略的なP-V線図である。

【図2】「空気標準ディーゼルサイクル」の概略的なP-V線図である。

【図3】「空気標準アタラ修正サイクル」の概略的なP-V線図である。

【図4】ディーゼルエンジンのための「空気標準アタラ修正サイクル」の概略的なP-V線図である。

【図5】ガソリンサイクル(エンジン)の概略的なT-S線図である。

【図6】ディーゼルタイプサイクルの概略的なT-S線図である。

【図7】シリンダの構成要素及びクランクシャフトの回転(従来と修正)を示す概略図である。

【図8】カムシャフトが要求される設計修正形態及び入口/出口ポートを開くタイミングを示す概略図である。

【図9】燃焼室、従来シリンダ、及び修正されたシリンダを示す図である。

【図9a】燃焼室、従来シリンダ、及び修正されたシリンダを示す図である。

【図10】シリンダ構成要素及びクランクシャフトの回転を示す概略図である。

【図11】クランクシャフト上のクランクが互いに角度180°でどのように構成されているかを示す、4シリンダエンジンの概略図である。

【図12】2ストロークエンジンのシリンダ構成要素及びクランクシャフトの回転(従来と修正)を示す概略図である。

#### 【発明を実施するための形態】

#### 【0022】

次に添付図面を参照しながら本発明の好ましい実施形態を説明する。

#### 【0023】

図面の図7、図8、図9、図9a、図10、図11及び図12を参照すると、本発明の実施形態は、シリンダ3内に収容されたピストン1を有するエンジンを含む。しかしなが

ら、本発明の実施形態は、既存のエンジンを修正すると同時に、本発明の実施形態に従って作動するように従来エンジンを改造するのに用いることができ、よってエンジンの全ての特徴部を含む必要はない。

【0024】

ピストン1は、シリンダ3内で自由に動けるようにシリンダ内に収容される。ピストンは、コネクティングロッド（連結レバー）5に枢動自在に連結され、コネクティングロッド5は、クランクシャフト（図示せず）に枢動自在に連結される。このクランクシャフトに対するピストン1の連結は、シリンダ内のピストンの往復運動をクランクシャフトの回転運動に変換する。この連結はまた、シリンダ内のピストン1の運動を、ピストンヘッド8（燃焼した燃料又は燃料と空気に曝されるピストンの面）がクランクシャフトから最も離れた位置までに制限している。これは上死点（TDC）として知られている。ピストンヘッド8がクランクシャフトに最も近接したときのシリンダ内におけるピストンヘッドの位置は、下死点（BDC）として知られている。往復動燃焼エンジンにおいて、上死点（TDC）は、燃焼室の容積を定め、下死点（BDC）は、燃焼室の容積とシリンダの容積の和を定める。ピストンは、シリンダ内で下死点位置（BDC）から上死点位置（TDC）まで自由に移動する。

10

【0025】

ピストンとシリンダとの間のシールは、ピストンが上死点（TDC）から下死点（BDC）まで移動するエンジンの膨張ストローク中の膨張燃焼ガスが、ピストンとシリンダの接合部の間から漏出できないように十分良好でなくてはならない。更に、ピストンとシリンダの間のシールは、ピストンが上死点（TDC）から下死点（BDC）まで移動するエンジンの圧縮ストローク中、空気又は空気と燃料の混合気がシリンダ内のピストンによって圧縮されたとき、空気又は空気と燃料の混合気を収容できるように十分良好でなくてはならない。

20

【0026】

シリンダは、ピストンヘッドが下死点（BDC）と上死点（TDC）の間を移動するときにピストンヘッドが迎える容積と等しい作動容積を有する。従って、シリンダの作動容積は、シリンダの断面積（例えばシリンダが円形断面を有する場合には円の面積）と、上死点（TDC）と下死点（BDC）の間の距離とを乗算したものになる。シリンダの容積は通常、エンジン出力の尺度として用いられる。

30

【0027】

シリンダ3の一方の端部は、燃焼室7に連結されている。燃焼室は、ピストンが上死点（TDC）位置に達したときに空気又は空気と未燃焼燃料が圧縮される容積である。燃焼室は、一方の端部に入口/出口ポート9を有する。好ましくは、入口/出口ポートは、入口/出口バルブを含む。入口/出口ポートは、開状態と閉状態を有し、好ましくは吸入管である管9を介して空気供給源又は空気と未燃焼燃料の供給源に連結される。典型的には、入口/出口ポートが空気と燃料の供給源に連結されている場合、空気用の1つの供給源と、それと異なる燃料用の供給源が存在する。この場合、2つの成分は、吸入管に供給される前に混合される。また、燃焼室の一方の端部には、図7において開位置で図示する排気バルブ11と点火プラグ13とが設けられる。排気バルブ11は、燃焼ガスを燃焼室7から除去できるように排気管15に連結される。通常、カムシャフト19上に取付けられたカム17は、入口/出口ポート9及び排気バルブ11を制御する。しかしながら、任意その他の装置を用いて、入口/出口ポート9及び排気バルブ11の開閉を制御してもよい。

40

【0028】

本発明の実施形態は、往復動燃焼エンジン、特に図1の「空気標準オットーサイクル」又は図2の「空気標準ディーゼルサイクル」等の「空気標準出力サイクル」の原理で作動するピストン/シリンダ型内燃エンジン（2ストローク又は4ストローク）の現在の設計及び作動を修正する。かかる内燃エンジンは、任意の燃料をエネルギー源として使用することができ、燃料は、例えば、天然ガス、LPG、ガソリン、灯油、ディーゼル燃料、軽

50



質又は重質の真空燃料、残留燃料、アルコール、バイオ燃料、水素、燃料の組合せ、又は任意その他の燃料である。これらを燃料として参照する。修正により、燃焼した燃料から有効エネルギー（熱的又は機械的）を抽出することを改善して上記タイプのエンジンの効率及び性能を改善するように、全出力サイクルの全てのストローク、例えば、4つのストローク（吸入、圧縮、膨張、及び排気ストロークの連続）の反復作動を可能にする。これを達成するために、本発明の実施形態は、従来エンジンを2つの仕方で修正する。

【0029】

ピストン及びシリンダは、通常、ピストンの運動軸線に沿って見たときに円形の断面を有する。しかしながら、例えば長円形又はその他の形状等の任意の形状を有するピストン及びシリンダを用いてもよい。

10

【0030】

〔第1の修正〕

本発明の実施形態は、エンジンの個々の入口／出口ポート（吸入バルブ）の開閉を制御する位置において、カムシャフト機構又はその機能を有するその他の代替装置の円形スパン（金属の拡張部（hump））を増大（拡張）させることによって、既存のカムシャフトを変更（修正）する。修正が必要となるのは、入口／出口ポートを作動させるカムのみであり、排気口を作動させるカムは修正されないままであることに注目すべきである。カムは通常、カムシャフトに取付けられる。修正されたカムは、断面が実質的に長円形である部分を含む。好ましくは、カムの断面は、実質的にデカルト卵形の断面である。修正は、ピストンの運動存続期間において、各入口／出口ポートの開放を、次のように延長させるべきである。

20

【0031】

a．ピストンが上死点（TDC）にあるときに入口／出口ポートを開く（「吸入ストローク」の開始）。

b．ピストンが上死点（TDC）から下死点（BDC）まで移動する間、入口／出口ポートを開放したまま保つ。

【0032】

ピストンのこの運動により、シリンダを空気と燃料の混合気（噴射式燃料供給の場合には空気のみ）で満たし、加圧空気と燃料の混合気の場合、入口／出口ポートの開放により、シリンダに空気と燃料の混合気を供給することを可能にする。空気は通常、大気を含み、大気は、15、1気圧において、容積が少なくなる順に、約78容積%の窒素、21容積%の酸素、0.9容積%のアルゴン、及び0.1容積%未満の二酸化炭素、ネオン、メタン、ヘリウム、クリプトン、水素、及びキセノンの組成を有する。しかしながら、その他の組成の空気が少なくともある割合の酸素を有していれば、かかる空気を使用してもよい。

30

【0033】

c．ピストンが下死点（BDC）に達し、反転して上死点（TDC）に向かって戻り、必須ではないが理想的には、下死点（BDC）と上死点（TDC）との間の距離の30%～60%の距離だけ移動する間、入口／出口ポートを開放したまま保ち続ける。

【0034】

ピストンのこの運動は、空気と燃料又は空気のみのある割合の容積を、まだ開いている入口／出口ポートを介してシリンダから排出して、空気と燃料の供給管に戻す。このことは、入口／出口ポートを作動させるのにカムが使用される場合、図8に示す修正カムのよう、カムがピストンの下死点（BDC）位置からオフセットされるようにカムを拡張することによって達成される。このように、入口／出口ポートは、それが圧縮ストロークの第1の部分の少なくとも一部分の間において開くように制御され、その結果、空気又は空気と燃料の混合気が入口／出口ポートを介して燃焼室及びシリンダから出る。図8に示すように、修正されたカムが時計方向に回転するとき、ピストンが下死点（BDC）から上死点（TDC）まで移動する間、Zとして示すカムの拡張部分又はハンプが入口／出口ポートを強制的に開いたままにするように、修正されたカムが拡張され、その結果、いく

40

50

らかの空気又は空気と燃料が燃焼室及びシリンダから出る。この実施形態において、入口／出口ポートを作動させる修正カムは、普通、ピストンヘッドが排気ストローク終了において上死点（TDC）に達する時点である図8の点Yで入口／出口ポートを開放する。

【0035】

排出される空気と燃料の混合気は、組成の顕著な変化を受けていない（恐らくは、CO<sub>2</sub>含有量が僅かに多く、温度が高くなる）。この空気と燃料の混合気は、気化器又は供給空気管及びエアフィルタから受け入れられる他の新鮮な流入混合気と混合されて、吸入ストローク（ステップ）を行っている又は行うことになる作動中のエンジンの他のシリンダに供給される。

【0036】

d. ピストンが点Cのような予め決められた位置に達するとき、入口／出口ポートを閉鎖する。

【0037】

カムシャフト（又はカムの機能を有する任意その他の代替装置）の機械的修正により、上述した所定距離、好ましくは下死点（BDC）から上死点（TDC）までの約30%から60%にわたる箇所（ピストンの位置）に対応する瞬間に、入口／出口ポートの閉鎖を強制することが可能であるべきである。

【0038】

エンジンの「4ストローク」の作動に対して修正されたカムシャフト機構（又はその代替装置）の効果を次に示す。

【0039】

[i] 各シリンダ及び吸入ストローク毎に、「吸入プロセス（ストローク）」の時間を延長し、吸入プロセスを次の2つのステップに分割する。

【0040】

[i-1] 充填ステップ（セクション）

図7の点A（上死点（TDC））から点B（下死点（BDC））までを参照すると、任意のシリンダの入口／出口ポートは、シリンダがピストンと共に吸入ストロークを上死点（TDC）で開始する瞬間に、カムシャフト機構によって開放される。次いで、ピストンは、下死点（BDC）まで移動し、シリンダを空気と燃料の混合気（或いは噴射式燃料供給の場合には空気のみ）で満たし、過給式の空気と燃料の混合気の場合には、入口／出口ポートの開放により、シリンダに空気と燃料の混合気を供給することを可能にする。

【0041】

[i-2] 排出ステップ（セクション）

図7の点B（下死点（BDC））から点Cまでを参照すると、入口／出口ポートは、強制的に開放を保ち続け、シリンダの下死点（BDC）に達した後のピストンは反転して上死点（TDC）に向かって所定の距離にわたって移動し（上述した項目c参照）、所定の距離は、必須ではないが理想的には上死点（TDC）と下死点（BDC）との間の距離の約30～60%であり、ピストンは、一定の割合の容積の空気と燃料又は空気のみを、未だ開放されている入口／出口ポートを介してシリンダから排出して、空気と燃料の供給管に戻す。

【0042】

[ii] 現在の従来エンジンの作動と対比させて、「圧縮ストローク」の時間及び作用を2つのステップ（セクション）に分割し、それを次に示す。

[ii-1] 排出ステップ（セクション）

図7の点B（下死点（BDC））から点Cまでであり、上述した項目cと同じ。

[ii-2] 圧縮ステップ（セクション）

図7の点Cから点A（上死点（TDC））までである。

【0043】

修正されたカムシャフト又はその任意の代替装置がシリンダの入口／出口ポートの閉鎖を強制的に行う（閉鎖する）瞬間（上述した項目c参照）、ピストンは、点Cから上死点

10

20

30

40

50

( T D C ) に向けて移動し続け、空気と燃料の混合気 ( 又は噴射式エンジンの場合には空気のみ ) を圧縮する。ピストンがシリンダの上死点 ( T D C ) に達するとき、ピストンは、空気と燃料の混合気 ( 又は空気のみ ) の全容積をシリンダから燃焼室の中に圧縮して、空気と燃料の混合気 ( 又は空気のみ ) の予め決められ且つ要求される「圧縮比」を達成する。

【 0 0 4 4 】

図 8 を参照すると、従来のカムシャフトでは、吸入バルブの作動の持続時間は、約 9 0 度の角度であり、その間、クランクシャフトが 1 8 0 度の角度を移動する。修正されたカムシャフトでは、入口 / 出口ポートの作動の持続時間は、約  $9 0 + 4 5 = 1 3 5$  度の角度であり、その間、クランクシャフトが 2 7 0 度の角度を移動する。

10

【 0 0 4 5 】

このように、入口 / 出口ポートは、クランクシャフトの完全な 1 回転のうちの約 2 5 0 ~ 2 8 0 度にわたって開放状態に保持されるように構成され、このことは、上述した項目 a、b、c、及び d を表す。回転の残りの部分の間 ( 8 0 ~ 1 1 0 度の角度 )、入口 / 出口ポートは閉鎖され、排気バルブは閉鎖位置にあり、ピストンが圧縮ストロークの圧縮段階 ( セクション ) を実施する。

【 0 0 4 6 】

要求される実用的な「圧縮比」は、

- a 「空気標準オットーサイクル」であるガソリンエンジンの場合、8 ~ 1 0 であり、
- b 「空気標準ディーゼルサイクル」であるディーゼルエンジンの場合、2 2 ~ 2 6 である。

20

【 0 0 4 7 】

ピストンが移動して所望の圧縮比を達成する最適距離は、最高効率を達成するために、実際の作動経験によって最適化され、最高効率は、3 0 % よりも小さいこともあるし、6 0 % よりも大きいこともある。

【 0 0 4 8 】

[ i i i ] 「膨張ストローク」を延長する。

【 0 0 4 9 】

従来エンジンにおいて、膨張比は、通常、圧縮比と等しく、概ね

- a 「空気標準オットーサイクル」であるガソリンエンジンの場合、8 ~ 1 0 であり、
- b 「空気標準ディーゼルサイクル」であるディーゼルエンジンの場合、2 2 ~ 2 6 である。

30

【 0 0 5 0 】

従って、上死点 ( T D C ) と下死点 ( B D C ) の間のエンジンのシリンダの作動容積 ( 長さ ) を 2 つのセクション、即ち、

「排出セクション」 ( 上述した項目 [ i - 1 ] 参照 ) と、

「圧縮セクション」 ( 上述した項目 [ i - 2 ] 参照 ) と

に分割することによって、増大された実用的膨張比を達成するように、シリンダのこれら 2 つのセクションの分割線を設計し且つ制御する好適な機会を提供し且つ作成し、増大された膨張比は、

40

「ガソリンエンジン」の場合、1 5 ~ 2 2 になり、

「ディーゼルエンジン」の場合、3 5 ~ 5 0 になる。

【 0 0 5 1 】

燃焼ガスの高圧が、その燃焼ガスの好ましい正圧下で、ピストンを上死点 ( T D C ) から下死点 ( B D C ) までの全ストローク ( シリンダの作動長さ ) にわたって強制的に移動させ続ける。

【 0 0 5 2 】

実際には、エンジンのシリンダの排出セクション及び圧縮セクションの分割線は、1 0 0 を超える膨張比を提供するように選択することもできる。しかしながら、排出セクションのシリンダ及び圧縮セクションのシリンダの最も実用的な分割線は、エンジンの好適で

50

実用的な膨張比、最高効率及び信頼性のある円滑な作動をもたらすような分割線である。

【 0 0 5 3 】

ガソリン4ストロークエンジンのカムシャフトが、クランクシャフトの2回の完全回転毎に1回の完全回転を行うと、これらのシャフトの回転角度の関係は、従来エンジン及び修正エンジンの全出力サイクル（吸入、圧縮、出力ストローク（膨張）、及び排気）において、後述する表1に示すものである。

【 0 0 5 4 】

但し、点Bから点Cまでの排出ステップのピストンの運動がストロークの50%に等しいこと（上述した項目[ i i - 2 ]参照）を仮定する。

【 0 0 5 5 】

別の実施形態において、空気と燃料の混合気の供給管内への排出と同じ効果を、ピストンが下死点（BDC）に達する前の40から70%だけ入口/出口ポートを閉鎖することによって達成することができ、それにより、ピストンを部分真空下で下死点（BDC）までの残りの距離だけ移動させる。

【 0 0 5 6 】

このような事例には、システムを異なる方式で修正することも含まれ、詳細には、入口/出口ポートの開閉を制御又は作動させるカムシャフトの拡張部は、図8に示すように（代替形態）、上述したような拡張ではなく縮小されることになる。このようにして、入口/出口ポートは、カムをピストンの下死点（BDC）位置からオフセットすることによって制御される。入口/出口ポートは、空気又は空気と燃料の吸入ストローク中にピストンが下死点（BDC）位置に達する前に閉鎖される。入口/出口ポートを吸入ストロークの最後の部分の少なくとも一部の間閉鎖することは、バルブの閉鎖時に燃焼室及びシリンダに取り込まれる空気などの容積が、シリンダが下死点（BDC）に位置するときの燃焼室及びシリンダの全容積よりも小さいことを意味している。しかしながら、それでも修正されたカムは、図8に点Yで示すように、吸入ストロークの開始時に入口/出口ポートを開放する。

【 0 0 5 7 】

勿論、ピストンは、バルブが閉じているときでも下死点（BDC）位置に向かって移動し続けることになる。ピストンが下死点（BDC）に達するとき、シリンダは空気又は空気と燃料を含み、その容積は、ピストンがシリンダ内部の下死点位置にあるときの燃焼室内部の容積に等しく、この容積内に含まれるガスの圧力は、一定のエンタルピー（内部エネルギー）で行われることを仮定すると、より低くなる。従って、入口/出口ポートは、空気又は空気と未燃焼燃料がそれぞれ、圧力P及び温度Tで燃焼室及びシリンダに流入し又は流入及び流出するのを可能にするように制御され、入口/出口ポートが閉鎖しているとき、空気又は空気と未燃焼燃料が燃焼室及びシリンダに流入又は流出することを防止するように制御される。入口/出口ポートが閉鎖される（閉鎖状態を維持する）ときの圧力P及び温度Tでの燃焼室及びシリンダ内部に配置された空気又は空気と未燃焼燃料の容積は、ピストンがシリンダ内の下死点（BDC）位置にあるときの燃焼室及びシリンダの容積よりも小さい。

【 0 0 5 8 】

10

20

30

40

【表 1】

表 1						
	プロセス (ストローク) の説明	ピストン運動 (図 7 参照)	シャフトの回転角 (度)			
			従来エンジン		修正エンジン	
			カムシャフト	クランクシャフト	カムシャフト	クランクシャフト
1	吸入ストローク					
	a 充填ステップ	点Aから点Bまで	90	180	90	180
	b 排出ステップ	点Bから点Cまで			45	90
2	圧縮ストローク					
	a 従来エンジン	点Bから点Aまで	90	180		
	b 修正エンジン	点Cから点Aまで			45	90
3	膨張ストローク					
	a 従来エンジン	点Aから点Bまで	90	180		
	b 修正エンジン	点Aから点Bまで			90	180
4	排気ストローク	点Bから点Aまで	90	180	90	180
	全角度		360 完全1回転	2×360 完全2回転	360 完全1回転	2×360 完全2回転

10

20

30

## 【0059】

## 〔第2の修正〕

各図面の図7、図8、図9、図9a、図10、図11、及び図12を参照すると、燃焼室の容積は、圧縮比を回復するために減少される。従来エンジンにおいては、圧縮比は、ピストンが上死点(TDC)位置にあるときのシリンダ及び燃焼室の容積に対しての、ピストンが下死点(BDC)位置にあるときのシリンダ及び燃焼室の容積の比である。

40

## 【0060】

上記第1の修正のような吸入及び排出プロセスの終了時にシリンダ内に残留している空気と燃料の混合気の容積が減少すると、これに比例した燃焼室の容積の減少が要求される。これにより、シリンダ(エンジン)内の空気と燃料の混合気の所定の効率的な圧縮比が回復される。図9及び図9aを参照すると、これは、限定ではないが、以下の対策によって達成される。

50

## 【 0 0 6 1 】

[ a ] 各燃焼室（図 9 及び図 9 a のシリンダ C 2 ）に固定死容積、すなわち実質的に非圧縮性の部材 2 1 を付加する。死容積は、内燃エンジンの内部で生じる圧力及び温度（例えば、約 1 0 ~ 1 2 M P a の圧力及び最大 2 5 0 0 K の温度）で実質的に非圧縮性であり且つ耐熱性を有する必要がある。この部材は、シリンダ内でのピストンの動作を妨げないように燃焼室内に固定されるように取付けられる必要がある。

[ b ] 上死点（T D C ）及び下死点（B D C ）の位置を（A 1 及び B 1 へ）変えることもできる固定死容積、すなわち、実質的に非圧縮性の部材 2 3 を、各ピストンの上面（ピストンヘッド）（シリンダ C 1 ）に付加する。これは、内燃エンジンの内部で生じる圧力及び温度で実質的に非圧縮性であり且つ耐熱性を有する必要がある。この部材は、シリンダ内でのピストンの動作を妨げないために、燃焼室内に固定されるように取付けられる必要がある。

[ c ] ピストン（シリンダ C 1 ）のストロークを点 A 1 と点 B 2 の間に変更し、ストロークが通常の下死点（B D C ）及び上死点（T D C ）位置を越えて拡張されるようにする。ピストンが拡張された上死点（T D C ）位置にあるときには、燃焼室の容積は、上死点（T D C ）位置にあるピストンの非拡張位置と比べて減少される。

[ d ] 上記及び他の選択肢の組合せ。

## 【 0 0 6 2 】

選択される材料は、容積弾性係数（非圧縮性）が高く、高温に耐性がなければならない。典型的には、ほとんどのタイプの鋼は適切であり、通常、 $2 \times 10^{11}$  パスカルまでの体積弾性係数を有する鋼は、十分に非圧縮的で高温に対して耐性がある。これらの選択肢のいずれも、空気と燃料の混合気に必要な所定の圧縮比を達成可能にする必要条件を満たし、ピストンは、（上記第 1 の修正で説明した）入口 / 出口ポートの閉鎖時点（瞬間）から上死点（T D C ）まで所定の距離を移動し、所定の距離は、下死点（B D C ）と上死点（T D C ）との間の距離の約 3 0 % ~ 6 0 % であり、例えば、図 7 及び図 9 における点 C から上死点（T D C ）までの距離である。

## 【 0 0 6 3 】

空気と燃料の混合気の圧縮比は、「空気標準サイクル」の作動において極めて重要であり、合理的に許容可能な（制御された）作動条件下でエンジンに使用される燃料から最良の効率（性能）を達成するという主目的に基づいて選ばれるのが通常である。現在の圧縮比のレベルは、

- a 「空気標準オットーサイクル」であるガソリンエンジンの場合、8 ~ 1 0 であり、
- b 「空気標準ディーゼルサイクル」であるディーゼルエンジンの場合、2 2 ~ 2 6 である。

## 【 0 0 6 4 】

従って、任意の修正エンジンについての燃焼室の必要な容積低減は、任意のピストンがシリンダの残りの距離を移動するとき、すなわち、そのシリンダの入口 / 出口ポートが閉鎖された（上述した）位置から上死点（T D C ）まで移動するとき（全ストロークの約 4 0 % ~ 7 0 % を移動するとき）、所定の圧縮比を達成するようにする必要がある。この達成された容積低減は、従来エンジン（空気標準オットーサイクル又は空気標準ディーゼルサイクル）の作動圧縮比と同様であるべきである。

## 【 0 0 6 5 】

エンジンの特定の燃焼室に要求される低減の決定の見積もりを、次に示す。

[ 仮定 ]

- ・エンジンは「空気標準オットーサイクル」（4 シリンダ、4 ストローク、ガソリンタイプ）である。
- ・エンジンの作動サイズは 2 0 0 0 c c （立方センチメートル）であり、各シリンダは、 $2 0 0 0 / 4 = 5 0 0 c c$  （立方センチメートル）の作動容積を有する。
- ・元々の設計圧縮比は、下死点（B D C ）から上死点（T D C ）までのピストンの完全移動に対して 9 . 5 であった。

10

20

30

40

50

・従来のシリンダのための圧縮室のサイズ、即ち、容積 ( $V_{comp}$ ) は、58.8 cc である (次式参照)。

【数 1】

$$V_{comp} = \frac{500}{9.5-1} = 58.8 \text{ cc}$$

【0066】

修正エンジンにおいて下死点 (BDC) から上死点 (TDC) までのピストンのストロークの 50% の距離で入口 / 出口ポートを閉鎖することは、ピストンが、空気と燃料の混合気 (又は噴射式エンジンの場合は空気のみ) の約 50% をシリンダから排出して供給管内に戻し、空気と燃料の混合気の半分だけがシリンダ内にあることを意味する。従って、10  
 燃焼室の容積の低減がないことは、関係するシリンダの上死点 (TDC) にピストンが達したときに達成される圧縮比は、必要レベルの約半分に過ぎないことを意味する (次式参照)。

【数 2】

$$\text{圧縮比 (CR)} = \frac{(500 \times 0.5) + 58.8}{58.8} = 5.25$$

【0067】

これは「空気標準オットーサイクル」を作動させるには、良好で効率的な圧縮比ではなく、20  
 特に排気燃焼ガスに対して著しいエネルギー損失を生じることになる。各々が 500 cc の作動容積を有する 4 つのシリンダを有する 2000 cc のサイズのエンジンにおいて、圧縮比を 9.5 に回復するために燃焼室サイズに要求される物理的低減は、29.4 cc まで低減することを必要とする (次式参照)。

【数 3】

$$\text{必要な低減 (Red)} = \frac{500}{(9.5-1)} / 2 = 29.4 \text{ cc}$$

【0068】

それにより、修正エンジン (シリンダ) の圧縮比 (CR) は、9.5 に回復される (次式参照)。

【数 4】

$$CR = \frac{250 + 29.4}{29.4} = 9.5$$

【0069】

修正シリンダのこの圧縮比は、同じシリンダの上死点 (TDC) から下死点 (BDC) までの上記シリンダの「膨張比」18 に対応する (次式参照)。

【数 5】

$$\text{修正膨張比} = \frac{500 + 29.4}{29.4} = 18$$

【0070】

これは、膨張比の大幅な増大であり、この「出力サイクル」から著しい量の追加エネルギー (機械的又は熱的) を抽出するのに好適な作動条件を提供する。

【0071】

作動エンジンのより高い圧縮比を達成するためには、燃焼室のサイズをこれに比例して物理的に低減し、シリンダ内の圧縮空気と燃料の混合気の容積を減少させることが必要である。

例えば、シリンダに対して膨張比 22 が要求される場合、燃焼室の容積 ( $V_c$ ) に要求

10

20

30

40

50

される物理的低減の見積りを、次に示す。

【数 6】

$$\text{各燃焼室のサイズ} = \frac{500 + V_c}{V_c} = 22$$

ここで、 $V_c$  は、要求される燃焼室の容積であり、

$$V_c = 23.8 \text{ c c}$$

であり、燃焼室のサイズに要求される更なる低減は、

$$29.4 - 23.8 = 5.6 \text{ c c}$$

である。

10

【0072】

この燃焼室において圧縮比 9.5 を達成するための作動空気と燃料の混合気の容積の計算を次に示す。

【数 7】

$$CR = \frac{V_{af} + 23.8}{23.8} = 9.5$$

ここで、 $V_{af}$  はシリンダ内の空気と燃料の混合気の作動容積であり、

$$V_{af} = 202.3 \text{ c c}$$

である。

20

【0073】

この空気と燃料の混合気の量は、従来の作動モード（修正なし）で作動している場合、全シリンダサイズ（容積）のうちの次の割合に過ぎない。

【数 8】

$$\frac{202.3}{500} \times 100 = 40.5\%$$

【0074】

下死点（BDC）と上死点（TDC）との間の半分の距離のピストン運動、及び、空気と燃料の混合気の半分の作動シリンダ容積だけで、ガソリンエンジンにおけるガスと燃料の混合気の圧縮比を例えば 9.5 まで回復することによって、燃焼ガスが 18 ~ 19 の増大した膨張比を達成し、以下に述べるように、現在のエンジンと比べて遙かに長い距離（時間）、燃焼ガスの正圧によりピストンを作動（移動）させることが可能になる。

30

【0075】

[ i ] ピストンは、上死点（TDC）及び下死点（BDC）間のシリンダ距離の半分を移動する間、従来の出力サイクルの部分を実施することになる。出力サイクルのこのセクションにおいて、現行の従来エンジンの「空気標準オットーサイクル」と同様の作動条件及び仕方で実施されるのは、次の点に関する。

・ 約 9.5 の膨張比を達成する。

・ 燃焼ガスの圧力は、7.5 MPa（75 bar）を超える値から約 0.45 MPa（4.5 bar）又はこれを僅かに超える値まで低下する。

40

・ 燃焼ガスの温度は、2400 K を超える値から約 1250 K（場合によっては約 1400 K）まで低下する。

【0076】

修正エンジンのこの作動時点（ピストンがシリンダの中間部分にあるとき）における作動条件は、従来エンジンの作動において、ピストンがシリンダの下死点（BDC）に接近し、排気バルブが開いて燃焼ガスを廃棄するときの瞬間に対応する。

【0077】

[ ii ] しかしながら、ピストンがシリンダのほぼ中間にあると、燃焼ガスの高圧（極めて好ましい条件）の連続作用によって、ピストンは下死点（BDC）に向かってシリンダ

50



の残りの半分を引き続き移動し、燃焼ガスは、約 8.5 ~ 9.5 (又は ~ 12) の別の膨張比で更に膨張する。これは、燃焼ガスからかなりの量の追加の有用な機械エネルギーを抽出して、全体的なエンジン効率及び性能の改善の助けになる。

#### 【0078】

膨張ストロークのこのセクションの開始及び終了時における燃焼ガスの圧力及び温度条件の見積もりを、次に示す。

・圧力は、開始時点において、0.45 MPa よりも高く、恐らくは 0.6 MPa よりも高く、終了時点において、約 0.15 MPa まで低下する。

・温度は、開始時点において、1250 K よりも高く、恐らくは 1400 K よりも高く、終了時点において、約 950 K まで低下する。

10

#### 【0079】

このため、上記エンジンは、設計燃料量のわずか 50% ~ 60% で作動し、従来の出力サイクルに従って作動した場合、同じ回転数 (RPM) における同じエンジンの設計馬力の 85% ~ 95% を達成することができる。このことは、エンジンが設計された自動車を使用燃料 1 リットル当り遙かに長い距離 (より多くの km) で動かすことができることを伴う。本発明の実施形態は、エンジン効率を現在の作動と比べて 30% を上回って向上させる (実施例において図示するように、現在のガソリンエンジンの基準効率を 100% と仮定している)。

#### 【0080】

この第 2 の修正 (燃焼室の容積の物理的減少) を既存のエンジン及び将来のエンジンの両方に導入することによって達成されることを、次に説明する。

20

#### 【0081】

##### 〔既存の車両の修正〕

既存の車両への修正は、次のように導入される。

[a] ピストンストロークを増大させる (図 9 のシリンダ C 1 参照)。

既に設計されているピストンの移動距離 (ストローク) を有する既存の作動エンジンのストローク長を、必要な圧縮比 9.5 を得るように修正することは、極めてむずかしく、極めて高コストであろう。

「b」各ピストンの上面に、適正な死容積を付加する。これは、ピストンを実際に交換することによって可能である (図 9 のシリンダ C 1 参照)。

30

現在の設計上の制約、及び、上死点 (TDC) とエンジンカバー (ヘッド) との間のギャップがごく僅かであることにより、この方策も導入することは容易ではないかもしれない。

[c] その代わりに、各シリンダの既存の容積に、死容積を付加することによって、燃焼室のサイズ (ピストンが上死点 (TDC) に達した時のピストンよりも上方のサイズ) を低減させる (図 9 のシリンダ C 2 参照)。

この手段は、実施がそれ程難しくなく、また、それ程高コストでもなく、(後述するように) エンジン (自動車) の性能を大幅に改善することが期待される。固体金属片等の死容積の位置及び形状は、燃焼室内部の選択された適当な位置に固定される。

[d] 必要に応じてこれらの選択肢を任意に組合せる。

40

[e] 既存のエンジンカバー (ヘッド) を、燃焼室容積を低減した新しいエンジンカバーと置き換える。

#### 【0082】

##### 〔新しい自動車エンジンの修正〕

この修正事項は、より単純で直截的である。修正事項は、熟練した工学設計及び手段を用いて含められる。

#### 【0083】

重要なのは、要求される修正の大部分は、カムシャフトの修正を含むエンジンのカバー (ヘッド) 部分に限定される点である。既存の車両のエンジンヘッドを外して必要な修正を実施すること、或いは、ヘッドを同様の修正済みエンジンヘッドと置き換えることが

50

まさに可能であり、修正された自動車エンジンは、大幅に改善された効率で作動する。

【 0 0 8 4 】

燃料噴射式エンジンでは、噴射機構の修正に、燃焼室内の空気の修正された作動容積当たりの燃料噴射を調節することが要求される。

【 0 0 8 5 】

現在作動しているエンジン（ガソリンエンジン又はディーゼルエンジン等）を修正する本発明の実施形態は、複雑ではなく、むしろ単純であり、

- ・全体のエンジンサイズを既存レベルに維持し、
- ・既存エンジンのシリンダのボア及びストロークを維持し、
- ・上記エンジンの他の構成要素に影響を与えることなしに、燃焼室のサイズを一定の割合で低減させ（死容積）、
- ・シリンダ内の作動空気と燃料の混合気の容積を（必須ではないが、理想的には30%～60%だけ）低減し、空気と燃料の混合気の圧縮比を現在のレベルに維持し、
- ・膨張ストローク（燃焼ガスの膨張）のために全シリンダサイズを利用し、従って、燃焼ガスの膨張比を大幅に増大させる。

10

【 0 0 8 6 】

理論的には、膨張比は、極めて高く、100程度の大きさにすることができる。しかしながら、実際には、エンジンが最高の機械的及び熱的効率及び性能をもたらし、エンジンの円滑な作動を維持するように最適化する必要がある。

【 0 0 8 7 】

利用可能な理論的情報によれば、最も実用的な膨張比の見積もりは、  
ガソリンエンジンの場合、15～22であり、  
ディーゼルエンジンの場合、35～50である。

20

【 0 0 8 8 】

また、  
・燃料の放出エネルギー（燃焼ガス中の）からかなり大きい（場合によっては15%より高い）追加の有効エネルギーを抽出し、抽出される有効エネルギー（機械的効率）を現在のレベルから増大させることができ、  
ガソリンエンジンの場合、現在の22%～28%から40%よりも高いレベルに、  
ディーゼルエンジンの場合、現在の36%～42%から50%よりも高いレベルに増大させる。

30

【 0 0 8 9 】

〔既存の従来エンジンとの比較〕

新しい概念を適切に説明し、「空気標準サイクル」の効率及び性能の改善がどのように達成されるかを示すために、（例えば、4ストロークガソリンエンジンに対する）全「出力サイクル」の構成要素及び作動についての詳細な分析と説明が必要であろう。出力サイクルのステップを、次に示す。

【 0 0 9 0 】

[ i ] 既存の従来ガソリンエンジン（修正なし）に適用される「空気標準オットーサイクル」の作動について説明し分析する。

40

最小の原理が「空気標準ディーゼルサイクル」に対しても適用可能である。

[ i i ] 従来エンジンに対する修正について＜実際の物理用語を用いて説明し、修正エンジンの作動について説明する。

[ i i i ] 「空気標準オットーサイクル」に対して修正された作動及び性能について分析する。

[ i v ] 両方の「空気標準出力サイクル」の動作結果を比較する。

【 0 0 9 1 】

〔既存のガソリンエンジンの作動の説明及び分析〕

図1、図2、及び図5～12を参照すると、「空気標準オットーサイクル」に従って作動しているキャブレター型4ストロークガソリンエンジンについての説明は、自動車産業

50

においてよく知られており、以下の説明は、主として従来エンジンの作動と修正を行った同じエンジンの作動との必要な比較を目的としたものである。

従来エンジンの4ストロークの各機能は、通常、ピストンの全ストローク（シリンダの一方の端部、即ち、上死点（TDC）から他方の端部、即ち、下死点（BDC）までの上記ピストンの運動）中に完了される。これらのストロークを、次に示す。

#### 【0092】

##### [ a ] 吸入ストローク（吸入ストローク）

ピストンが上死点（TDC）から下死点（BDC）まで移動するとき、新鮮な空気と燃料の混合気をシリンダ内に吸入し、又は、ターボ及び正圧過給の場合には、シリンダ内に充填する。

##### [ b ] 圧縮ストローク

空気と燃料の混合気の圧縮は、好ましい条件を出力サイクル内に誘起するために実施され、燃焼燃料から最大量の有効エネルギーを抽出するのを助けて、最良の効率を達成する。このストロークは、ピストンが下死点（BDC）から上死点（TDC）に移動する間に実施される。

##### [ c ] 出力サイクル

これは「空気標準出力サイクル」の最も重要なステップであり、燃焼空気と燃料の混合気の熱エネルギーを有効な機械仕事に変換する。本サイクルは、ピストンが理想的に上死点（TDC）に置かれ、入口／出口ポートと排気バルブの両方が閉鎖された時点から実施される。

##### [ d ] 排気ストローク

これは、燃焼ガスをシリンダから排出して、新鮮な空気と燃料の混合気の導入を可能にし、次のサイクルを実施するのに必要なステップである。このサイクルは、ピストンが下死点（BDC）に接近している間に実施され、入口／出口ポートは閉鎖され、ピストンが下死点（BDC）に接近している間、排気バルブを所定の位置で開放して、燃焼ガス（排気バルブが開くとかなり膨張する）を最小量のエネルギーで排出するのに十分な時間を許容する。

#### 【0093】

従って、ピストンが排気ストロークの終わりに上死点（TDC）に達することにより、全出力サイクルが完了され、次のサイクルが上記のステップ a ~ d で説明したのと同様にして直ちに開始される。これらのサイクルは、上記エンジンの作動中に何度も繰り返され、場合によっては何日間も、或いは何年間も持続される。

#### 【0094】

##### [ 従来エンジンの効率 ]

「空気標準出力サイクル」及び「空気標準ディーゼルサイクル」の多数の作動因子、特に、2300（2600K）よりも高い値に（瞬間的に）達する可能性のある「出力サイクル」の開始時及びその間に燃焼ガスの極めて高い温度によって、燃料燃焼から放出される熱エネルギーのかなりの損失をもたらす。一般的に、燃料から放出される熱エネルギーを、2つの主要部分に分割し、かかる主要部分を次に示す。

・有効エネルギー（自動車移動、流体の圧送、その他のような、エンジンの使用目的のために用いられるエネルギー）。

・損失エネルギー（エンジンの使用目的のために利用されないエネルギー）。

#### 【0095】

全放出エネルギー  $E_t$  に対する使用される有効エネルギー  $E_u$  の比は、エンジンの正味効率を表す（次式（1）参照）。

$$= E_u / E_t \quad \dots \text{ (式 1)}$$

ここで、

$E_u$  は、エンジンの熱効率であり、

$E_u$  は、必要な仕事を実施するのに使用できる有効熱エネルギーであり、

$E_t$  は、消費燃料から放出される全熱エネルギーである。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 9 6 】

好ましい条件下で作動している従来の「空気標準出力サイクル」の効率（ ）の現在のレベルは、

- 「空気標準オットーサイクル」の場合、22～28%の範囲内であり、
- 「空気標準ディーゼルサイクル」の場合、36～42%の範囲内である。

## 【 0 0 9 7 】

このことは、燃料エネルギーのかなりの部分（実際には大部分）が、現在の従来ガソリン及びディーゼルエンジンの作動中に失われ、車両を動かすのに使用することができないことを意味し、通常、失われる形態は、

- [ a ] 排気燃焼ガス中の残留熱エネルギーと、
- [ b ] 冷却水又は冷却空気に対して失われる熱エネルギーと、
- [ c ] エンジンの部品及び構成要素を作動させるための機械的損失である。

10

## 【 0 0 9 8 】

従来エンジンの作動時に出口（構成要素）間で放出されるエネルギーの概略的分析結果（分布）は、通常、以下の通りである。

## 【 0 0 9 9 】

## 【表 2】

	ガソリンエンジン	ディーゼルエンジン
自動車を動かすための有効エネルギー	22～28%	34～40%
排出される燃焼ガスによる損失	44～48%	36～40%
冷却水による損失	23～25%	18～21%
機械的損失	5%	6%
合計	100%	100%

20

## 【 0 1 0 0 】

上の表は、放出されたエネルギーの大部分が、排気ガスと冷却水によって失われることを示している。中型のガソリン自動車用エンジン（1600cc～2200ccの）は、リットル当たり10～14kmを上回って達成することはほとんどないが、同じサイズのディーゼル自動車は、1リットル当たり約15～17kmを達成することができる。理想的条件でも、製造業者がこれよりも高い性能を主張することはほとんど不可能である。

30

## 【 0 1 0 1 】

従って、同じ自動車を1リットル当たり約35～40kmで動かすのに等しいエネルギー量が、主として大気（燃焼ガス及び冷却水）に失われている。

## 【 0 1 0 2 】

〔修正エンジンにおいていかに従来エンジンよりも高い効率及び性能が達成されるか〕

エンジン効率及び性能の期待され且つ特許請求の範囲に記載した改善を図示し、説明し、実証するために、従来の「空気標準オットーサイクル」と修正された「空気標準サイクル」の両方に関する熱力学、動作、及び作動原理を分析し、修正を説明し、達成される結果を比較することが必要である。従って、以下の説明に、

40

- [ i ] 現在の従来条件下における作動ストロークと結果の説明と、
- [ i i ] 修正を加えた場合の同じ作動ストロークと結果の説明と、
- [ i i i ] 結果の比較

が含まれる。

## 【 0 1 0 3 】

〔従来の「空気標準オットーサイクル」の動作の分析、及び修正された「空気標準出力サイクル」（エンジン）の作動との比較〕

図1、図2、図3、図4、図5、及び図6を参照のこと。

## 【 0 1 0 4 】

50

[ 動作ステップと熱力学 ]

現在及び将来の「空気標準サイクル」(ガソリンエンジン)の作動における圧縮比を9.5(好適且つ実用的な比率)と仮定する。エンジンの各ストロークの比較を、以下に説明する。

【0105】

[ 吸入ストローク(吸気ストローク) ]

[ A - 1 ] 従来エンジンの「空気標準オットーサイクル」の場合、図7では、上死点(TDC)から下死点(BDC)までであり、図1, 図2, 図3, 図4, 図5、及び図6では、点Aである。

このストロークは、シリンダを新鮮な空気と燃料の混合気で満たすために行われ、ほとんどの場合、作動中に極めて小さなエネルギーしか必要ではないと考えられ、エネルギー要件又は放出の観点においてニュートラルストロークとして扱われる。

【0106】

[ B - 1 ] 修正エンジンの場合、図7では、上死点(TDC)から下死点(BDC)までと、反転してから点Cまでであり、図1, 図2, 図3, 図4, 図5、及び図6では、点Aである。

・修正エンジンでは、上死点(TDC)から下死点(BDC)まで、シリンダへの空気と燃料の混合気吸入(吸気)と同じ原理が適用可能である。エネルギー要件に大きな差はない。

・しかしながら、ピストンが下死点(BDC)に達すると、反転して上死点(TDC)に向かって戻り、入口/出口ポートは、開放され続ける。従って、ピストンが上死点(TDC)に向かって移動するとき、入口/出口ポートが閉鎖される時点まで、ある割合の量の空気と燃料の混合気をシリンダから供給管に排出し、この時点において、ピストンは、下死点(BDC)から上死点(TDC)までの距離の約30%~50%の所定の距離にわたって移動する。

・ピストンは、全作動サイズ(ストローク)の50%を満たすと仮定する。

・この動作もあまり多くのエネルギーを必要とせず、無視される。

【0107】

[ 圧縮ストローク ]

空気と燃料の混合気を必要な圧縮比まで圧縮する原理は、従来エンジンに対しても、修正エンジンに対しても適用可能である。

【0108】

[ A - 1 ] 従来エンジンの場合、ピストンは、図7では、下死点(BDC)から上死点(TDC)まで移動し、図1、図2、図3、図4、図5、及び図6では、点Aから点Bまでで移動する。吸入バルブ及び排気バルブが共に閉じている間、ピストンは移動して、圧縮ストロークを実施する。

【0109】

[ B - 1 ] 修正エンジンの場合、ピストンは、図7では、点Cから上死点(TDC)まで移動し、図1、図2、図3、図4、図5、及び図6では、点Aから点Bまで移動する。

圧縮ストロークの間、修正により、シリンダ自体は、ピストン動作(運動)の2つの別個のセクションに分割される。

【0110】

[ i ] 排出セクション

下死点(BDC)から点Cまで(シリンダの下側部分であり、ストロークの約30%~60%)、ピストンが移動している間、空気と燃料の混合気の一部をシリンダから空気・燃料分配器(供給システム)に排出して戻し、このセクションの間、入口/出口ポートは開いたままであり、このセクションの終了時に閉鎖する。

【0111】

[ ii ] 圧縮セクション

点C(上述の位置)から上死点(TDC)(シリンダの上側部分)までであり、ピスト

10

20

30

40

50

ンが移動して、圧縮ストロークを行い、この間、入口ノ出口バルブ及び排気バルブは共に閉鎖されている。シリンダ内の空気と燃料の混合気の量は、全シリンダ作動サイズ（ストローク）の約50%である。

【0112】

[圧縮ストロークの熱力学]

[A]「空気標準オットーサイクル」である従来エンジン

従来エンジンの動作では、空気と燃料の混合気の圧縮は、ピストンの下死点（BDC）からの運動によって行われ、ピストンは、上死点（TDC）に達すると、圧縮ストロークを完了し、空気と燃料の混合気又は単に空気の全量を燃焼室内に押し込む。このプロセスには、かなりの量のエネルギーを必要とし、温度及び圧力両方の断熱上昇を引き起こす。理論上の圧力上昇は、次式（2）に従う。

10

【数9】

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[ \frac{V_1}{V_2} \right]^K \cdots \text{(式2)}$$

ここで、

$P_1$ は、吸入ストロークの終わり及び圧縮ストロークの開始における空気と燃料の混合気の圧力であり、理想的（通常）には0.1MPa（1bar）であり、

$P_2$ は、圧縮ストロークの終わり及び出力ストロークの開始（燃料の点火前）における空気と燃料の混合気の圧力であり、

20

$V_1$ は、吸入ストロークの終わり及び圧縮ストロークの開始における空気と燃料の混合気の容積（シリンダ及び燃焼室の全容積）であり、

$V_2$ は、圧縮ストロークの終わり及び出力ストロークの始めにおける空気と燃料の混合気の容積（燃焼室の容積）であり、

$K$ は、 $C_p / C_v$ を表す定数であり、空気では $K = 1.4$ であり、

$C_p$ は、定圧下における空気の比熱、

$C_v$  - 空気の定容比熱である。

【0113】

従って、圧縮比9.5の「空気標準オットーサイクル」において、圧縮ストロークの終わりに現れる圧縮空気と燃料の混合気の圧力及び温度を、次に示す。

30

【数10】

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[ \frac{9.5}{1} \right]^{1.4}$$

$$P_2 = 2.33 \text{ MPa} \text{ (} 23.3 \text{ bar)}$$

【0114】

圧縮空気と燃料の混合気の温度も断熱的に上昇し、次式（3）に従って上昇する。

【数11】

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[ \frac{V_1}{V_2} \right]^{K-1} \cdots \text{(式3)}$$

40

ここで、

$T_1$ は、吸入ストロークの終わり及び圧縮ストロークの始めにおける空気と燃料の混合気（大気）の温度であり、

$T_2$ は、圧縮ストロークの終わり及び出力ストロークの始め（空気と燃料の混合気の点火前）における圧縮空気と燃料の混合気の温度である。

【0115】

吸入温度（大気温度）が15（288K）であると仮定したときの、圧縮ストロークの終わりににおける理論上の温度を、次に示す。

## 【数 1 2】

$$\frac{T_2}{288} = \left[ \frac{9.5}{1.0} \right]^{0.4}$$

$$T_2 = 710 \text{ K}$$

## 【0 1 1 6】

認められるように、このストロークは、圧縮空気と燃料の混合気の圧力及び温度を上昇させるために、かなりの量の機械エネルギーを必要とする。必要な出力は通常、他のシリンダの出力ストローク（又はフライホイール）によって提供されるが、上記シリンダの後続の出力サイクル中に放出される出力の一部として放出され、幾らかの損失を除外すれば、均衡状態をもたらすことになる。 10

## 【0 1 1 7】

[ B ] 修正された「空気標準出力サイクル」（修正エンジン）

修正エンジンの圧縮ストローク（プロセス）は、それに対応するエネルギー要件並びに圧力及び温度上昇を有する「空気標準オットーサイクル」で説明したことと同様に実施される。

## 【0 1 1 8】

主な相違点は、まったく同じストローク及びボア（同一サイズ）のシリンダ内における空気と燃料の混合気の実際の容積にある。吸入ストローク（入口/出口ストローク）について述べたように、シリンダは、全作動ストローク + 燃焼室の約 50% が空気と燃料の混合気で満たされるに過ぎない。 20

## 【0 1 1 9】

従って、従来シリンダ内の空気と燃料の混合気の容積が、修正されたシリンダにおける空気と燃料の混合気の容積の 2 倍であり、同じ圧縮比まで圧縮される場合、この圧縮比を達成するために必要なエネルギーもまた、従来エンジンに対して 2 倍になることが明らかである。しかしながら、圧縮に費やされるエネルギーの大部分は、後続の膨張（出力）ストローク中に回復されるので、正味エネルギー要件の差違はほとんどないことになる。

## 【0 1 2 0】

圧縮ストロークの終わりにおける圧力及び温度に関して、（同じ圧縮比が適用される場合）かかる圧力及び温度は、従来「空気標準オットーサイクル」の圧力及び温度と同様であり、 30

圧力は、2.33 MPa (23.3 bar) であり、  
温度は、710 K である。

## 【0 1 2 1】

[ 出力ストローク ]

従来エンジンの場合、図 1、図 2、図 3、図 4、図 5 及び図 6 において、点 B から点 C を経て点 D で終了する。

修正シリンダの場合、同様に、図 3、図 4 及び図 6 において、点 B から点 C、点 D を経て点 E で終了する。

このストローク中、従来エンジンと修正エンジンの両方に対して、次の 2 つの同時プロセスが起こる。 40

## 【0 1 2 2】

[ 燃料点火及び燃料の燃焼からの熱エネルギーの導入 ]

「空気標準オットーサイクル」では、図 1 において点 B から点 C までであり、

「空気標準ディーゼルサイクル」では、図 2 において点 B から点 C までである。

## 【0 1 2 3】

しかしながら、「空気標準オットーサイクル」及び「空気標準ディーゼルサイクル」の主な相違点を、次に示す。

[ a ] 遙かに高い圧縮比に起因して、「空気標準ディーゼルサイクル」は、極めて高い燃焼圧を有する。

[ b ] 「空気標準ディーゼルサイクル」では、空気と燃料の混合気の自己着火であるのに対し、「空気標準オットーサイクル」では、電子式点火システムを有する。

[ c ] 燃料導入（噴射）式ディーゼルエンジンでは、ピストンが上死点（TDC）から下死点（BDC）までの距離の約20～30%で移動する間、燃料噴射を、ほぼ一定の所定圧力（圧縮圧に近接した）に維持するように制御することができる。

[ d ] このプロセスは、燃焼ガスからより多くの有効エネルギーを抽出し、サイクルの効率を増大させる助けとなる。

【0124】

「内燃エンジン」の通常動作（速度70～100 km/h）に使用される（エンジンに供給される）燃料量は、空気1リットル当り約2300～3260ジュール（550～780 cal）を発生させるようなものであり、約16.5～19の空燃比を達成する。

10

【0125】

[ A ] 「空気標準オットーサイクル」（従来エンジン）の場合

この「出力サイクル」の分析において、以下のように仮定する。

[ a - 1 ] 空気と燃料の混合気の点火は、カムシャフト及び点火プラグの動作によって開始される。

[ a - 2 ] 空気と燃料の混合気の点火（燃焼）とエネルギーの放出は、同時プロセスである。

[ a - 3 ] 上記プロセスは、一定容積（燃焼室内の容積）において起こる。

[ a - 4 ] 燃焼ガスの比熱は、750 K + の温度で、1 K・グラム毎に1.15ジュール（0.275 cal）である。

20

[ a - 5 ] 空気と燃料の混合気の密度は、1.14 g/l である。

[ a - 6 ] 供給燃料の発熱量は、1グラム当り46.872ジュール（11200 cal）である。

[ a - 7 ] 供給エネルギーは、基準状態の空気の1リットル当り2720ジュール（650 cal）である。

【0126】

対象エンジンに対するこのエネルギー供給は、通常、炭化水素燃料に対する空気の重量比（次式）に関係している。

【数13】

30

$$\text{空気/燃料} = \frac{(46,872/2720) \times 1.14}{1} = \frac{19.64}{1}$$

【0127】

この比は、理想空燃比（16.0～16.5）/1よりも高く、それによりもたらされる結果は、

- ・燃料消費のより実用的な燃焼状態
- ・排気ガス中約2～4%の過剰酸素
- ・燃料燃焼のより良好な状態

である。

40

【0128】

更に、高い空燃比（19.64/1）は、理想空燃費よりも15～20%多い付加的な空気量を288 Kから1200 Kを超える温度まで加熱して大気に排気することを意味しているので、これにより著しいエネルギー損失が生じる。

【0129】

1リットル当り2720ジュール（650 cal）と仮定した供給熱エネルギーは、燃焼室内の圧縮された（及び燃焼した）ガスの温度を瞬間的に極めて急激に上昇させる。燃焼室内における燃料燃焼による理論上の温度上昇（ $T_{\text{increase}}$ ）は、エネルギーの瞬間的放出を仮定すると、

$$T_{\text{increase}} = 2720 / (1.150 \text{ジュール} / \text{g} \cdot \text{K} \times 1.14 \text{g} / \text{l}) = 2075$$

50



K

であり、ここで、

1.150 は、空気の比熱 (ジュール / g · K) であり、

1.14 は、298 K における空気の密度である。

【0130】

燃料の完全燃焼終了時における全燃焼ガス温度 (理論上の)  $T_{th\ com}$  は、理想条件を仮定すると、

$$T_{th\ com} = 710 + 2075 = 2785 \text{ K}$$

である。

注意すべきことは、理想空燃比 16 の条件下での理論上の理想的温度 ( $T_{th\ id}$ ) はかなり高く、3200 K よりも大きい。

10

【0131】

燃焼室内の燃焼ガスの温度上昇は、一定容積  $V$  の下で、理想ガスに対する次式 (4)

$$P_2 / P_3 = T_2 / T_3 \quad \dots \text{ (式 4)}$$

に従った圧力上昇をもたらす、ここで

$P_3$  は、空気と燃料の混合気の燃焼後及び全理論放出熱のこれらのガスへの伝達後の燃焼ガスの圧力であり、

$T_3$  は、空気と燃料の混合気の点火後及び全理論放出熱のこれらのガスへの伝達後の燃焼ガスの温度である。

$$2.33 / P_3 = 710 / 2785$$

20

$$P_3 = 9.13 \text{ MPa (91.3 bar)}$$

【0132】

従って、燃料点火後及び従来の「空気標準オットーサイクル」の「出力ストローク」開始後の理論圧力及び温度は、次のようになる。

[i] 圧力は、9.13 MPa である。

[ii] 温度は、2785 K である。

【0133】

しかしながら、「内燃エンジン」の実際の動作経験から、燃焼ガスの温度及び圧力は共に、これらのレベルよりもかなり低くなり、その理由を次に示す。

[i] 点火の瞬間 (好ましくは、ピストンが上死点 (TDC) に達する直前) の正確なタイミング (調整) を効果的に維持することが難しい。

30

[ii] 燃料燃焼を完了するために時間を要する (極めて迅速であるのが好ましく、ピストンが上死点 (TDC) を通過した直ぐの下死点 (BDC) に向けて移動し始める間)。

[iii] 非常に高温のガス (2400 K よりも高い温度) からシリンダ壁 (金属) 及び冷却水又は空気への熱伝達。

これは、不可避因子であり、全ての試みは、排除ではなく、熱損失を最小にすると共に、エンジンの効率及び円滑な作動 (出力サイクル) を維持するためのものである。

【0134】

ガソリンエンジンの作動の実際の最高温度及び圧力は、理論上の最高値 («空気標準オットーサイクル」による) よりも 15 ~ 25 % 程度低くなる可能性がある。

40

【0135】

[B] 修正「空気標準出力サイクル」 (修正エンジン)

「空気標準オットーサイクル」において、前述した空気と燃料の混合気点火 (又はディーゼルエンジンの場合の自己着火)、エネルギー放出、及び温度上昇は、修正したエンジンに対しても同様に実施される。

【0136】

この場合も同様に、主な相違点は、まったく同じストローク及びボア (同一サイズ) のシリンダにおける空気と燃料の混合気の実際の容積にある。上述したように、シリンダは、全ストローク + 燃焼室の約 50 % が空気と燃料の混合気で満たされるに過ぎない。

【0137】

50

燃料点火及び「出力ストローク」開始後の圧力及び温度については、従来の「空気標準オットーサイクル」の圧力及び温度と同じである。

圧力は、 $9.13 \text{ MPa}$ である。

温度は、 $2783 \text{ K}$ である。

【0138】

[ 燃焼ガスの膨張（出力ストローク） ]

従来エンジンの場合、図1、図2、図3、図4、図5、及び図6の点Cから点Dまでであり、

修正エンジンの場合、図3、図4、図5、図6の点Cから点Dを経て点Eまでである。

従来エンジンと修正エンジンの動作間の主要な熱力学的相違点は、膨張ストロークにおいて生じ、以下に示す。

10

【0139】

従来エンジン及び修正エンジンの両方における燃焼ガスの膨張は、ピストンが上死点（TDC）を通過した直後に始まり、下死点（BDC）に向けて移動する。燃焼ガスの膨張はまた断熱的に起こり、式2及び式3（上述）に従って起こる。

膨張ストローク開始時における実際の温度を $2400 \text{ K}$ と仮定する。

膨張ストローク開始時における実際の圧力を $7.5 \text{ MPa}$ （ $75 \text{ bar}$ ）と仮定する。

【0140】

[ A ] 従来エンジンの「空気標準オットーサイクル」

図1、図2、図3、図4、図5、図6の点Cから点Dまでである。

20

膨張ストロークの終了時（下死点（BDC））の温度を以下に示す。

【0141】

[ A - 1 ] 膨張ストロークの終了時（下死点（BDC））における理論温度（ $T_{th}$ ）を、次に示す。

【数14】

$$\frac{2785}{T_{th}} = \left[ \frac{9.5}{1.0} \right]^{0.4}$$

$$T_{th} = 1132 \text{ K}$$

【0142】

30

[ A - 2 ] しかしながら、膨張ストロークの開始時（上死点（TDC））における仮定温度が $2400 \text{ K}$ である場合、膨張ストロークの終了時（下死点（BDC））における予想温度（ $T_e$ ）を、次に示す。

【数15】

$$\frac{2400}{T_e} = \left[ \frac{9.5}{1.0} \right]^{0.4}$$

$$T_e = 975 \text{ K}$$

【0143】

実際には、膨張ストロークの終了時及び排気ストロークの開始時の実際の温度は、ピストンが下死点（BDC）に近接している間、空気と燃料の混合気の燃焼が未だ進行中である可能性があることに起因して、これらの温度よりもかなり（ $15 \sim 30\%$ も）高くなる。

40

【0144】

仮定として、燃焼ガスの排気温度を約 $1250 \text{ K}$ とする。

【0145】

燃焼ガスと共に排出されるエネルギー（ $E_{ex}$ ）を次に示す。

$$E_{ex} = (1250 - 288) \times 1.150 \text{ ジュール} / \text{g} \cdot \text{K} = 1106 \text{ ジュール} / \text{g} \quad (265 \text{ cal} / \text{g})$$

注意すべきことは、燃焼ガスの比熱は、より高い温度においては僅かに高くなると予想

50

される。

排出されるエネルギーのパーセンテージ =  $(1106 / (2720 / 1.14)) \times 100 = 46.35\%$

これは、排気ガスと共に失われる極めて大量のエネルギーである。

【0146】

[A-3] 従来エンジンに対する点Eでの膨張ストローク終了時における理論圧力 ( $P_E$ ) を、次に示す。

【数16】

$$\frac{9.13}{P_E} = \left[ \frac{9.5}{1} \right]^{1.4}$$

10

$$P_E = 9.13 / 23.4 = 0.391 \text{ MPa}$$

【0147】

[A-4] 膨張ストローク (従来エンジン) の開始時における仮定される圧力が  $7.5 \text{ MPa}$  ( $75 \text{ bar}$ ) である場合の、点Eでの膨張ストローク終了時の圧力 ( $P_E$ ) は、式2に従って、次式のようになる。

【数17】

$$\frac{7.5}{P_E} = \left[ \frac{9.5}{1} \right]^{1.4}$$

20

$$P_E = 7.5 / 23.4 = 0.321 \text{ MPa} (3.21 \text{ bar})$$

【0148】

しかしながら、膨張ストローク終了時における実際の圧力 ( $P_D$ ) は、膨張ストローク終了時における燃焼ガスの極めて高い温度に起因してかなり高くなり、次のようになる。

$$P_D = 1250 / 288 = 0.43 \text{ MPa} (4.3 \text{ bar})$$

この場合も同様に、これは極めて高い圧力であり、有効に利用できる場合、特にその圧力がシリンダ全容積の燃焼ガスに加えられると、これに比例した機械的仕事を行うことができる。

【0149】

エンジンの修正は、正にこの問題に対処しており、以下に説明するように、燃焼ガスを大気に排出する前に、この利用可能な (現在は損失されている) 機械的仕事 (エネルギー) の大部分を利用するよう試みている。

30

【0150】

[B] 空気標準「出力サイクル」(修正エンジン)

図3、図4、図5、図6の点Cから点Dを経て点Eまでである。

燃焼ガスは、制御された条件下で、従来サイクルの膨張セクションの終点から始まる、別の9.5倍の燃焼室サイズ (図3及び4の点Dから点Eまで) だけ断熱的に膨張し続ける。このことは、導入された燃料の燃焼プロセスを完了し、以下に示すように排気温度を著しく低下させる助けとなる。

【0151】

40

[B-1] 膨張ストローク終了時における理論温度  $T_{thmod}$  を、次に示す。

【数18】

$$\frac{2783}{T_{thmod}} = \left[ \frac{19}{1} \right]^{1.4-1.0}$$

$$T_{thmod} = 857 \text{ K}$$

【0152】

[B-2] 初期温度が  $2400 \text{ K}$  と仮定した場合、膨張ストローク終了時における予想温度  $T_{EXmod}$  を、次に示す。

## 【数 19】

$$\frac{2400}{T_{EXmod}} = \left[ \frac{19}{1} \right]^{1.4-1.0}$$

$$T_{EXmod} = 739 \text{ K}$$

## 【0153】

しかしながら、実際の排気温度は、遙かに長い燃焼時間に起因して僅かに高くなり、約 850 ~ 1000 K である（控え目に言って）。これは、排出されるガスの排気温度及び関連する熱エネルギーの極めて著しい低減である。修正を加えた燃焼ガスと共に排気されるエネルギーは、次のようになる（排気温度が高 950 K であると仮定する）。

$$E_{EXmod} = (950 - 288) \times 1.150 \text{ j / g} \cdot \text{K} = 761 \text{ ジュール / g (182 cal / g)}$$

$$\text{排出されるエネルギーのパーセンテージ} = (761 / (2720 / 1.14)) \times 100 = 31.89\%$$

## 【0154】

節約される熱エネルギー量は次のようになる。

$$46.35 - 31.89 = 14.46\%$$

## 【0155】

全ての基準及び概念に基づいて、これは期待される排出熱エネルギーの極めて大きな低下であり、対象車両を動かすために有効に利用することができる。

## 【0156】

[B-3] 修正された膨張（断熱的）ストローク終了時における理論圧力  $P_{thmod}$  を、次に示す。

## 【数 20】

$$\frac{9.12}{P_{thmod}} = \left[ \frac{19}{1} \right]^{1.4}$$

$$P_{thmod} = 0.146 \text{ Pascal (1.46 bar)}$$

## 【0157】

[B-4] 膨張ストローク開始時における初期温度が 2400 K であると仮定した場合、修正された膨張（断熱的）ストローク終了時における予想圧力  $P_{mod}$  を、次に示す。

## 【数 21】

$$\frac{75}{P_{mod}} = \left[ \frac{19}{1} \right]^{1.4}$$

$$P_{mod} = 0.119 \text{ MPa (1.19 bar)}$$

## 【0158】

しかしながら、膨張ストローク終了時における実際の圧力  $P_a$  は、排気温度に応じてこれら両方の圧力よりも僅かに高く、控え目に言って、高い排気温度に起因して約 0.14 ~ 0.17 MPa (1.4 ~ 1.7 bar) である。

## 【0159】

図 3 及び 4 において、点 D から点 E、点 F、点 A、更に点 D にまで戻る面積は、追加的な有効エネルギーを表しており、これは、点 A から点 B、点 C、点 D、更に点 A に戻る従来エンジンの有効エネルギーに追加される。この面積は、主要入力を表し、車両の運転効率及びパラメータを著しく向上させる。

注意すべきことは、噴射式自動車の場合、燃料の噴射は、シリンダサイズの 30% ~ 60% を満たす空気の実際の量の修正に対しても調整することが必要である。

## 【0160】

膨張ストローク終了時における 2 つの「出力サイクル」の温度及び圧力の要約を、次に示す。

10

20

30

40

50

【 0 1 6 1 】

【表 3】

	オットーサイクル	修正された出力サイクル
[ i ] 温度 (K)		
・理論温度	1 1 3 2	8 5 6
・膨張ストローク開始時の仮定された温度	9 7 5	7 3 9
・仮定された作動温度	1 2 5 0	9 5 0
[ i i ] 圧力 (MP a)		
・理論圧力	0. 3 9 1	0. 1 4 6
・膨張ストローク開始時の仮定された圧力	0. 3 2 1	0. 1 1 9
・仮定された作動圧力	0. 4 3	0. 1 5
[ i i i ] 燃焼ガスと共に廃棄される熱 (ジュール)		
・仮定された排気温度において排気される熱	1 1 0 6	7 6 1

10

20

【 0 1 6 2 】

上記のデータは、膨張ストローク終了時及び排気ストローク開始時における燃焼ガスの温度及び圧力の著しい改善（低下）を示している。

【 0 1 6 3 】

[ 排気ストローク ]

[ A ] 従来エンジンの「空気標準オットーサイクル」の場合、ピストンは、図 7 では、下死点 ( B D C ) から上死点 ( T D C ) であり、図 1、図 2、図 3、図 4、図 5、図 6 では、点 D から点 A まで移動する。

このストロークは、シリンダから外部環境に燃焼ガスを排出し、そのシリンダを次のサイクルに準備させるために行われる。このストロークは、毎分 1 6 0 0 回転 ( 1 6 0 0 R P M ) よりも低いエンジン ( クランクシャフト ) 速度において高いエネルギーを必要とせず、また、排気バルブのサイズに依存する。しかしながら、エンジンへのエネルギー入力が増大し、その結果出力ストローク ( 燃焼ガス膨張 ) の終了時における燃焼ガスの残留圧力及び温度が著しく上昇すると共に、エンジン速度が増大すると、燃焼ガスをシリンダから外へ排出するエネルギー要件が増大する。エンジン速度が約 3 0 0 0 R P M に達する時までには、燃焼ガスの排出プロセスは、ピストン及びクランクシャフトから最大で 0 . 1 M P a ( 1 . 0 b a r を上回る ) の圧力を必要とする可能性がある。

30

【 0 1 6 4 】

[ B - 1 ] 修正エンジンの場合、エンジンは同様に、図 7 では、下死点 ( B D C ) から上死点 ( T D C ) であり、図 3、図 4、図 5、図 6 では、点 D から点 E まで移動する。

40

シリンダ内の新鮮な空気と燃料の混合気の容積の著しい低減、及びその結果生じる修正エンジンの出力ストローク ( 燃焼ガス膨張 ) の終了時における残留圧力及び温度の著しい低下に起因して、燃焼ガスを排出するためのエネルギーに対する要求は、6 0 0 0 R P M を更に上回るエンジン ( クランクシャフト ) 速度においても無視できる。

【 0 1 6 5 】

2 つの出力サイクルの作動結果 ( データ ) の要約全体を、下記の表に示す。

【 0 1 6 6 】

【表 4】

表 2 : 2つのタイプのエンジンの運転結果の要約					
	4ストロークガソリンエンジンの説明	単位	従来エンジン	修正エンジン	
1	圧縮比		9.5	19	
2	圧縮ストローク終了時における温度	K	710	710	
3	圧縮ストローク終了時における圧力	MP a	2.33	2.33	
4	空気エネルギー導入 ジュール/リットル	ジュール	2720	2720	
5	燃料燃焼終了時における温度	K			
		理論温度	2783	2783	
		仮定された温度	2400	2400	
6	膨張ストローク終了時における温度	K			
		理論温度	K	1132	856
		仮定された初期温度	K	975	739
		仮定された温度		1250	950
7	膨張ストローク終了時における圧力	MP a			
		理論圧力		0.391	0.138
		初期膨張温度を2400 Kと仮定した場合		0.321	0.119
		仮定された排気温度		0.43	0.15
8	燃焼ガスと共に排出されるエネルギー	ジュール/リットル	1106	761	
9	熱効率	%	53.64	68.1	

10

20

30

40

## 【0167】

この表は、修正エンジンの熱効率が、従来エンジンの効率53.64%と比べて、約14%増大して、68.1%に著しく増大したことを示している。200Kよりも大きなエンジン動作の温度低下は、冷却水によって失われるエネルギーを数パーセント（恐らくは、5%よりも多く）低減し、「空気標準オットーサイクル」の現在の動作と比べて、（正味エネルギー入力）の19%を上回るガソリンエンジンの運転効率を全体的に改善する結果となる。「空気標準ディーゼルサイクル」の動作効率のほぼ同様な改善も期待することができる。これは試験して、更に実際の経験で改善することができる。

## 【0168】

従来エンジンの動作における主出口（構成要素）間の放出エネルギーの分布と、修正形態の動作による期待される分布との比較は、次の表の通りである。

## 【0169】

【表 5】

	エネルギー出口	ガソリンエンジン		ディーゼルエンジン	
		従来動作 %	修正あり %	従来動作 %	修正あり %
1	自動車を動かすための有効エネルギー	22～28	40～48	34～40	45～55
2	排気燃焼ガスあり	45～48	26～32	36～40	21～28
3	冷却水あり	23～25	20～25	18～21	18～21
4	機械的損失	5	5	6	6
	合計	100	100	100	100

10

## 【0170】

注意すべきことは、これらの数字は、推定値に過ぎず、実際に行われているところでは異なる可能性がある。これらの変化は確実であると期待される。

## 【0171】

修正は、エンジンの効率及び性能を著しく向上させ（上記表に示されているよりも更に遙かに高く）、その後、自動車業界での1リットル当りのkmを増大させる。修正は、300mmを超えるシリンダボアとストロークを有する軽質及び重質減圧軽油（船舶用エンジン）で作動するディーゼル発電所などの大型エンジンの作動に極めて有用である。排気ガスの低い温度及び拡張された膨張ストロークにより、エンジンの効率及び性能を顕著に改善することが期待されるのは、以下の点である。

20

## 【0172】

- ・排気ガス温度を著しく低下させる（恐らくは、300Kよりも大きい、例えば1250Kから950Kを下回る温度まで）。
- ・従来エンジンと比べて、主要動作パラメータを維持し改善しながら、作動温度の全体の著しい低下に起因した冷却水又は冷却空気に対する熱損失が減少する。  
2000ccサイズのエンジンについても空冷のみで十分であると立証することができる。
- ・極めて高い圧力及び温度をストロークの上方1/4部分に限定することにより（より楽な作動条件）機械的損失が少ない。
- ・より多くの熱エネルギーを有効な機械の仕事に変換することにより、冷却水又は冷却空気の必要性がより小さい。
- ・上記第1のNo. 1で述べたように、同じグロス馬力を得るための燃焼ガスの量が少なく（恐らくは、40%よりも多く）、温度がより低いことに起因して、排気管の条件があまり厳しくない。
- ・エンジンの作動をより円滑にするために、将来の4シリンダエンジンのクランクシャフト上のクランク配置は、180°の現在の好ましい構成配置（図11）と比べて、互いに角度90°で配置することができる。

30

40

## 【0173】

## [環境]

- ・同じ正味制動馬力を得るのに必要な燃料が遙かに少ない内燃エンジンの高い効率によって、大気へのCO<sub>2</sub>及び他の汚染物質のエミッションが大幅に低減される。
- ・より高い温度条件下でシリンダ自体における燃料の燃焼を完了するのに遙かに多くの時間を許容することにより、大気への有害物質及び不完全燃焼物質のエミッションが著しく少ない（量及び品質共に）。

50

・従って、このようなエンジンの作動から環境条件がより好ましくなり、且つ著しく改善される。

【0174】

この修正形態により（既存の自動車に導入された場合）、特に、例えば120 km/hを超える極めて高速度を達成する際にエンジン出力を僅かに変えることができる。しかしながら、このことは、燃料（LPG、ガソリン、ディーゼル燃料、その他）の購入の期待される大きな節減と比べると、受け入れることができる小さな代償である。また、例えば約750 RPMといった低い駐車RPM（アイドリング）でのエンジンの連続運転を確保するには、僅かにより大きな「フライホイール」を必要とする可能性がある。

【0175】

新しいエンジンの十分な性能（高出力及び高速度要件）に関する課題は、設計に直接組み込まれる可能性があるが、熟練の設計者に対して問題を提起するものではない。

【0176】

〔圧縮ストロークの開始時に60%充填されたシリンダの場合〕

圧縮比が低い場合の影響を示すために、上記と同じ分析を圧縮ストローク開始時にシリンダが60%充填される場合に対して行う。圧縮ストローク開始時にシリンダの60%が空気と燃料の混合気で満たされる場合、新しい圧縮比を次に示す。

$$\text{圧縮比} = 9.5 + (9.5 \times 0.6) = 15.2$$

【0177】

圧縮ストローク終了時における温度及び圧力を、次に示す。

【数22】

$$\frac{2400}{T_{\text{mod}}} = \left[ \frac{15.2}{1} \right]^{1.4-1.0}$$

$$T_{\text{mod}} = 808 \text{ K}$$

【0178】

実際の排気温度は、（控え目に言って）約920～1000である。これは排出されるガスの排気温度及び関連する熱エネルギーの極めて大きな低下となる。修正形態での燃焼ガスと共に排出されるエネルギーを、次に示す。

$$E_{\text{EXMod}} = (1000 - 288) \times 1.150 \text{ ジュール/g} \cdot \text{K} = 820 \text{ ジュール/g} \quad (196 \text{ cal/g})$$

【0179】

排出されるエネルギーのパーセンテージを、次に示す。

$$E_{\text{EXMod}} = (820 / (2720 / 1.14)) \times 100 = 34.37\%$$

節約されるエネルギー量は、46.35 - 34.37 = 11.65%である。

【0180】

任意の基準及び概念に基づいて、これはまた、極めて大きな低下であり、対象車両を動かすために有効に利用することができる。修正された膨張（断熱的）ストロークの終了時における理論圧力 $P_{\text{mod}}$ を、次に示す。

【数23】

$$\frac{7.5}{P_{\text{mod}}} = \left[ \frac{15.2}{1} \right]^{1.4}$$

$$P_{\text{mod}} = 0.167 \text{ MPa} \quad (1.67 \text{ bar})$$

この圧力はまた、「空気標準オットーサイクル」（ガソリンエンジン）の従来の運転で生じる圧力よりも著しく低い。

【0181】

図3及び図4から分かるように、排気ガスの圧力が約19～22の圧縮比で実際には0.12 MPa（絶対圧力）（1.2 bar（絶対圧力））を下回って低下させることができるので、シリンダ内の燃焼ガス（圧縮比20を超える）からの更なるエネルギー抽出（

10

20

30

40

50



機械的)は無視することができ、或いは、極めて高コストになることを明らかにすることができる。この残留正圧力が必要となることが実際の経験から立証することができ、低いRPM(駐車状態)下でシリンダ内部に真空が生じるのを回避するのに十分である。

【0182】

これらの分析は、著しい量の追加的エネルギーを燃焼ガスから抽出し、これを利用して、図3及び図4のPV(圧力 速度)線図の拡張された膨張ストロークで示される有効な機械的仕事(自動車を動かすこと)を実施することができることを示している。

【0183】

[新しい出力サイクル]

図3及び図4に示した「出力サイクル」は、新しいタイプの「空気標準出力サイクル」であり、これはこの出力サイクルの膨張ストロークを従来の「空気標準オットーサイクル」及び「空気標準ディーゼルサイクル」の両方の膨張ストロークを超えて大きく拡張することができる、これら両方とは実質的に異なる。

10

【0184】

この新しい出力サイクルは、エンジン動作を次のように再編成し再設計する。

[i] 従来の吸入ストロークを以下に分割する

[a] 充填段階

上死点(TDC)から下死点(BDC)まで移動するピストンがシリンダを空気と燃料の混合気で満たす(入口/出口ポートは開いている)。

[b] 排出段階

上記ピストンが下死点(BDC)に達して、上記段階[a]に従ってシリンダを空気と燃料の混合気で充填すると、ピストンは、反転して上死点(TDC)に向かって移動し始め、下死点(BDC)及び上死点(TDC)間の距離の約30%~60%の所定距離にわたって移動し、入口/出口ポートはこのセクションの間は開いたままである。この段階中に、ピストンは、空気と燃料の混合気の比例部分を排出して燃料配給(供給)管内へ戻す。

20

入口/出口ポートは、下死点(BDC)と上死点(TDC)の間の全距離の30%~60%の所定距離の終わりに対応するピストン位置において閉鎖される。

【0185】

[ii] 従来の圧縮ストロークを次のように分割する

30

[a] 排出段階

ピストンが下死点(BDC)から移動して、上述した項目[i][b]に従って下死点(BDC)と上死点(TDC)との間の所定距離を移動する期間である。

[b] 圧縮段階

ピストンが所定距離(上記段階[a]で説明したような)から移動して、対応するシリンダの上死点(TDC)に移動する(シリンダの上半部分にわたる)期間である。

【0186】

[iii] 膨張ストロークの拡張

[a] 出力サイクルの膨張ストロークと、これに応じた燃焼ガスの膨張比とを従来の「空気標準オットーサイクル」及び「空気標準ディーゼルサイクル」両方のこれらを超えて大幅に拡張する。

40

これは、対象のエンジンが最大効率を得るようにエンジンの膨張比を選択する機会を実際に提供する。

【0187】

[iv] 排気ストロークの状態改善

[a] 排気ストロークは、エンジンの従来動作と同様であり、対応するピストンが下死点(BDC)から上死点(TDC)まで移動する間に行われる。しかしながら、主な相違点は、排気される燃焼ガスの実際のサイズにあり、これは修正エンジンにおいて低圧低温で遙かに小さい。従って、燃焼ガスをシリンダから外に排出するための出力要件が遙かに小さくなる(無視できる)。

50

## 【0188】

理解されるように、新しい出力サイクルは、従来の「空気標準オットーサイクル」及び「空気標準ディーゼルサイクル」の両方と実質的に異なる。これは、自己分析的特徴及び手法を有し、特に重要なのは、燃焼ガスの膨張比に高い柔軟性を与えることである。制御システム及び機構（カムシャフト）を調節及び制御して、「クランクシャフト」の低RPMに対する低膨張比と、高RPMに対する高膨張比とを有するようにし、更に排気圧力を大気圧よりも少し高く制御することができる。

## 【0189】

新しい出力サイクルは、往復動「内燃エンジン」の作動に対して適用され、一部又は全ての修正形態をこれらの構造に導入させ、上記エンジンに対して高い効率及び性能の作動条件を提供する（図3、図4、図5、及び図6参照）。

10

## 【0190】

この新たに適用された「出力サイクル」が「空気標準アタラ修正サイクル」と名付けられることは全く妥当である（アタラは、発明者の名）。

この「空気標準アタラ修正サイクル」で作動するエンジンは、実際に行われている分類、表現を次に示す。

- ・アタラ修正30では、シリンダは全サイズの70%充填される。
- ・アタラ修正40では、シリンダは全サイズの60%充填される。
- ・アタラ修正50では、シリンダは全サイズの50%充填される。
- ・アタラ修正60では、シリンダは全サイズの40%充填される。

20

更に、シリンダの他の全ての選択された充填は、アタラ修正35、アタラ修正38、アタラ修正42、アタラ修正45、その他である。

## 【0191】

## 〔2ストロークエンジン〕

これらは通常小型エンジンであり、自動二輪車（高速移動車両）に適用される。しかしながら、本修正は2ストロークエンジンに対しても上手く適用され、これらのタイプのエンジンに関連する効率、性能、及び環境問題を改善することができる。

## 【0192】

「空気標準オットーサイクル」又は「空気標準ディーゼルサイクル」に対する修正は、2ストロークエンジンにも適用することができる。本修正はまた、入口/出口ポートの開閉及び燃焼室サイズの必要な低減を制御するカムシャフト又はカムシャフトの機能を有する任意の代替装置の機構を含む。

30

## 【0193】

しかしながら、2ストロークエンジンの動作モードが様々であることによる特徴を次に示す（図12参照）。

[a] 4つの作動ストローク全ては、クランクシャフトの完全な1回転中に行われる。

[b] 排気バルブは存在しない。

[c] 燃焼ガスの排気は、各シリンダの下方セクション内の長手方向スロットを介して起こる。

[d] 空気と燃料の混合気はほとんど圧縮されず、正圧下でシリンダに供給される。

40

[e] シリンダ内に供給される空気と燃料の混合気は、燃焼ガスの排出も行う（排気プロセスストローク）。

[f] これらのエンジンの効率は通常、極めて低い。

## 【0194】

従って、本修正は、期待される改善を実現するためにように巧妙且つ注意深く適用される必要がある。入口/出口ポートの開閉を制御する機構の修正は、完全出力サイクル（クランクシャフトの完全な1回転毎に2ストローク）が従来の動作と比べて円滑且つ不具合も生じない稼働を可能にし、エンジンの効率を改善するように適用（導入）される必要がある。

## 【0195】

50

2ストロークエンジンの効率向上を、従来エンジンと比較した修正エンジンの作動ストロークにより、以下のように説明する。

・クランクシャフトの完全回転（角度で360°）毎において、点A（図12）から始まる修正エンジンの2つのストローク（ストローク）は、従来エンジンと比較して、次のように行われる。

・出力サイクルは出力ストロークから始まると仮定する。

【0196】

[出力ストローク（膨張ストローク）]

[A]従来エンジン：

ピストンは、上死点（TDC）から点Cまで（図12a）、及び点Aから点Cまで（図12b）移動する。

圧縮された空気と燃料の混合気の点火が始まり、燃焼ガスの温度及び圧力が大きく上昇し、これにより燃焼ガスが膨張して、ピストンを上死点（TDC）から点Cまで押し下げる（図12a）か、又はクランクシャフトの角度経路上の点Aから点Cまで移動させる（図12b）。

膨張比は、8～9である。

【0197】

[B]修正エンジン：

この場合もまたピストンは、上死点（TDC）から点Cまで（図12a）、及び点Aから点Cまで（図12b）移動する。

圧縮された空気と燃料の混合気の点火により燃料燃焼が始まり、燃焼ガスの温度及び圧力が大きく上昇し、これにより燃焼ガスが膨張して、ピストンを上死点（TDC）から点Cまで押し下げる（図12a）か、又はクランクシャフトの角度経路上の点Aから点Cまで移動させる（図12b）。

膨張比は、16～18である。

【0198】

[排気ストローク]

[A]従来エンジン

ピストンは、点Cから下死点（BDC）まで移動して点Cまで戻り（図12a）、更に点Cから点D<sup>1</sup>まで（図12b）移動する。

ピストンが点Cに達してこれを越えると、排気スロットの上部線（縁部）を更に超え、依然として高圧状態で且つ極めて高温の燃焼ガスは、それぞれのシリンダから排気管、次いで外部の大気に流出し始める（極めて高速度で）。このプロセスは、ピストンが移動して下死点（BDC）（図12aの点D）に達し、反転して上死点（TDC）に向けて戻り点D<sup>1</sup>（図12a）に達する間継続し、点D<sup>1</sup>において、ピストンは、排気スロットの上縁部を通過し、排気プロセス（ストローク）を終了する。

【0199】

[B]修正エンジン

この場合もまたピストンは、点Cから下死点（BDC）まで移動し、点Cまで戻り（図12a）、更に点Cから点D<sup>1</sup>まで（図12c）移動する。

ピストンが点Cに達してこれを越えると、排気スロットの上部線（縁部）を更に超え、依然として高圧状態で且つ極めて高温の燃焼ガスは、それぞれのシリンダから排気管、次いで外部の大気に流出し始める（極めて高速度で）。しかしながら、燃焼ガスの排出圧力及び温度は、類似した従来2ストロークエンジンの排出圧力及び温度よりもかなり低い。このプロセスは、ピストンが移動して下死点（BDC）（図12aの点D）に達し、反転して上死点（TDC）に向けて戻り、点D<sup>1</sup>（図12a）に達する間継続し、点D<sup>1</sup>においてピストンは、排気スロットの上縁部を通過して、排気プロセス（ストローク）を終了する。

【0200】

[並流充填（吸入）ストローク]

## [ A ] 従来エンジン

ピストンは、点Cから下死点(BDC)まで移動し、反転して点Cまで戻り(図12a)、更に点Cから点D<sup>1</sup>まで(図12b)移動する。

ピストンが下死点(BDC)、点D(図12b)に達し、充填(吸入)バルブが開くと、空気と燃料の混合気は、正圧下でシリンダ内に充填され、燃焼ガスを排気スロットを介して排気管及び外部に押し出す。このプロセスは、ピストンが点C(図12a)及び点D<sup>1</sup>(図12b)に達するまで継続する。燃焼ガスの置換えは完了していないが、大部分の燃焼ガスがシリンダから外へ押し出されることが期待される。

- ・ピストンが点C(図12a)に達すると、充填バルブは閉じられる。
- ・シリンダは、新鮮な空気と燃料の混合気で点C(図12a)まで充填される。

10

## 【0201】

## [ B ] 修正エンジン

この場合もまたピストンは、点Cから下死点(BDC)まで移動し、反転して点Cまで戻り(図12a)、更に点Cから点D<sup>1</sup>まで(図12c)移動する。

ピストンが下死点(BDC)、点D(図12a及び12c)に達し、充填(吸入)バルブが開くと、空気と燃料の混合気は、正圧下でシリンダ内に充填され、排気スロットを介して燃焼ガスを排気管及び外部に押し出す。このプロセスもまた、ピストンが点C(図12a)及び点D<sup>1</sup>(図12c)に達するまで継続する。燃焼ガスの置換えは完了していないが、大部分の燃焼ガスがシリンダから外へ押し出されることが期待される。

ピストンが点C(図12a)に達すると、充填バルブ(入口/出口バルブ)は開いたままであり、ピストンが点E(図12c)に達すると閉じられる。

20

これにより、上記ピストンは、一部の空気と燃料の混合気を点Cから点C<sup>1</sup>(図12a)まで(点D<sup>1</sup>から点Eまで、図12c)、シリンダから排出することが可能になる。

- シリンダは、上死点(TDC)から点C<sup>1</sup>(図12a)まで新鮮な空気と燃料の混合気で充填される(従来エンジンの作動サイズの40%~60%)。

## 【0202】

## [ 圧縮ストローク ]

## [ A ] 従来エンジン

ピストンは、点Cから上死点(TDC)まで(図12a)、及び点D<sup>1</sup>から上死点(TDC)点Aまで(図12b)移動する。

30

ピストンは、空気と燃料の混合気を燃焼室内に圧縮し、要求される圧縮比8~10を達成する。

## 【0203】

## [ B ] 修正エンジン

ピストンは、点C<sup>1</sup>から上死点(TDC)まで(図12a)、及び点D<sup>1</sup>から点A(上死点(TDC))まで(図12c)移動する。

ピストンは、空気と燃料の混合気を燃焼室内に圧縮(従来シリンダの作動サイズの約40%~60%)し、要求される圧縮比8~9(燃焼室の低減された容積で)を達成する。

## 【0204】

修正を導入することにより、同じ回転動作が僅かに変化するが、エンジンの効率及び性能を著しく改善することが期待される。従って、点A(図12b)から始まるクランクシャフトの完全回転(360°)に対して、修正エンジンの2つのストロークは、従来エンジンの2ストロークと比較して以下の表に示すようになる。

40

## 【0205】

本発明の実施形態により、修正された4ストロークエンジンと同様にして2ストロークエンジンの動作を著しく改善するのは、次の点である。

- ・排気ガス温度を著しい低下させる(恐らくは、400Kよりも大きい、例えば1400Kから1000Kを下回る温度まで)。
- ・従来エンジンと比べて主要動作パラメータを維持し改善しながら、作動温度の全体の著しい低下に起因した冷却空気に対する熱損失が減少する。

50

- ・極めて高い圧力及び温度をストロークの上方 1 / 4 部分に限定することにより、機械的損失が少ない。

- ・第 1 の修正で述べたように、同じグロス馬力を得るための燃焼ガスの量が少なく（恐らくは、40%よりも多く）、温度がより低いことに起因して排気管の条件があまり厳しくない。

【 0 2 0 6 】

[ 環境 ]

- ・同じ正味制動馬力を得るのに必要な燃料が遙かに少ない内燃エンジンの高い効率によって、大気への  $\text{CO}_2$  のエミッションが大幅に低減される。

- ・より高い温度条件下でシリンダ自体における燃料の燃焼を完了するのに遙かに多くの時間を許容することにより、大気への有害物質及び不完全燃焼物質のエミッションが著しく少ない（量及び品質共に）。

- ・排気圧力を大きく低下させた結果として、エンジンノイズが大幅に低減される。

【 0 2 0 7 】

【表 6】

表 4 : 本発明の実施形態による従来及び修正された 2 ストロークエンジンの動作			
	実行されるストローク	従来エンジン (図 1 2 b)	修正エンジン (図 1 2 c)
1	出力ストローク 点火及び燃焼ガス膨張。ピストンは、次の期間中に移動する。 a 燃焼ガスの断熱膨張及び有効エネルギーの抽出 b 入口／出口ポートが閉じている	a 点Aから点Cまで b 閉鎖を継続	a 点Aから点Cまで b 閉鎖を継続
2	排気ストローク 燃焼ガスは、シリンダ側面上の側方スロットを介して排気される。ピストンは、次の期間中に移動する。 a 燃焼ガスの排気が始まり、継続する b 並流吸入（又はこの場合は充填）バルブが開く c 入口／出口ポート閉鎖	a 点Cから点D <sup>1</sup> まで b 点Dを丁度通過した点から c ピストンが点D <sup>1</sup> に達したとき	a 点Cから点D <sup>1</sup> まで b 点Dを丁度通過した点から c ピストンが点Eに達したとき
4	圧縮ストローク ピストンは、次の期間中に移動する。 a 空気と燃料の混合気が圧縮される b 充填バルブは閉じている	a 点D <sup>1</sup> から点Aまで b 閉鎖を継続	a 点Eから点Aまで b 閉鎖を継続
	新たなサイクルを開始し、反復するか？	する	する
	作動パラメータ		
	圧縮比	8～9	8～9
	膨張比	8～9	1.5～1.8
	効率%	1.6～2.2	最小2.5～3.5

## 【 0 2 0 8 】

皮肉にも、2 ストロークエンジンの効率は、4 ストロークエンジンよりも高いマージンで改善することができ、更に、ノイズとCO<sub>2</sub>及び有害ガスのエミッションが大幅に低減される点で、2 ストロークエンジンの動作の環境面も著しく改善される。

## 【 0 2 0 9 】

## 〔実施例〕

下記事項に従い、「空気標準オットーサイクル」で作動する従来エンジンと、修正されて「空気標準アタラ修正サイクル」で作動する同一エンジンとの性能を比較する。

- ・ 2 0 0 0 c c サイズの 4 ストロークガソリンエンジンを仮定する。
- ・ エンジンが 2 4 0 0 R P M で作動していると仮定する。
- ・ 圧縮比は、9 . 5 である。

10

20

30

40

50

・供給燃料が1リットル当り2720ジュール(650cal)である。

【0210】

[A] 従来エンジンの場合(「空気標準オットーサイクル」)

・エンジン効率が25%と仮定する。

[主要動作指標]

【数24】

$$1 \text{ 秒当たりの放出エネルギー} = \frac{2400/2^*}{60s/\text{min}} \times 2 \text{ リットル} \times 2720 = 108800 \text{ ジュール/秒}$$

ここで、2\*は、完全な1出力サイクルを完了するためのクランクシャフトの完全2回転を表す。

【数25】

$$1 \text{ 秒当たりの有効エネルギー} = 108800 \times \frac{25}{100} = 27200 \text{ ジュール/秒}$$

【数26】

$$\text{発生馬力} = \frac{27200}{10} \times 1/75(\text{kg/s}) = 36.26 \text{ HP}$$

ここで、10は、熱エネルギーと機械エネルギーとの間の変換係数である。

$$1 \text{ kg} \cdot \text{m} = 10 \text{ ジュール} (2.39 \text{ cal})$$

【0211】

[B] 修正エンジン(「空気標準アタラ修正サイクル」)

・同一ガソリンエンジン(有効動作仕事は1000cc)である。

・圧縮比は、19である。

・効率は、40%である。

【数27】

$$1 \text{ 秒当たりの放出エネルギー} = \frac{2400/2}{60} \times 1 \text{ リットル} \times 2720 = 54,400 \text{ ジュール/秒}$$

【数28】

$$1 \text{ 秒当たりの有効エネルギー} = 54,400 \times \frac{40}{100} = 21,760 \text{ ジュール/秒}$$

【数29】

$$\text{発生馬力} = \frac{21,760}{10} \times 1/75 = 29.00 \text{ HP}$$

【0212】

この馬力は、「空気標準オットーサイクル」と比べて、わずか50%の燃料を使用して発生される。

従って、改善された性能は、同量の燃料に対して同一物理サイズのエンジンで2つの「出力サイクル」において達成される出力として表現することができる。

【0213】

改善度を、次に示す。

【数30】

$$\frac{29.00 \times 2}{36.26} \times 100 = 160\%$$

これは、極めて有望な結果であり、実際に達成可能であると考えられ、又は最も好適な

10

20

30

40

50

工学設計及び作動条件の開発及び選択に関してあらに改善することができる。

【 0 2 1 4 】

現在の従来自動車、例えば1リットルの燃料当りに10kmであるとしたときの、修正を加えた同一の自動車の改善を、次に示す。

$$1.6 \times 10 = 16 \text{ km / リットル}$$

【 0 2 1 5 】

修正を加えた同一エンジン（自動車）はまた、回転数（RPM）を（この実施例において）仮定の2400RPMから、（例示として）3000RPMまで増大させることによって、36.26馬力（HP）を発生させる。

【 数 3 1 】

$$\text{RPM (近似)} = \frac{36.26}{29.00} \times 2400 = 3000$$

10

【 0 2 1 6 】

同一エンジンはまた、充填される空気と燃料の混合気の作動容積をシリンダ内の空気と燃料の混合気作動容積（WV）増大させることによって、36.26馬力（HP）を発生することもできる。

【 数 3 2 】

$$WV = \frac{\text{従来エンジンの効率 } 0.25}{\text{修正エンジンの効率 } 0.40} \times 100 = 62.5\%$$

20

【 図 1 】

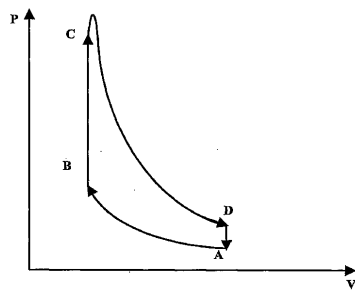


Figure 1

【 図 2 】

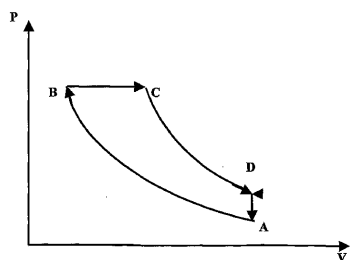


Figure 2

【 図 3 】

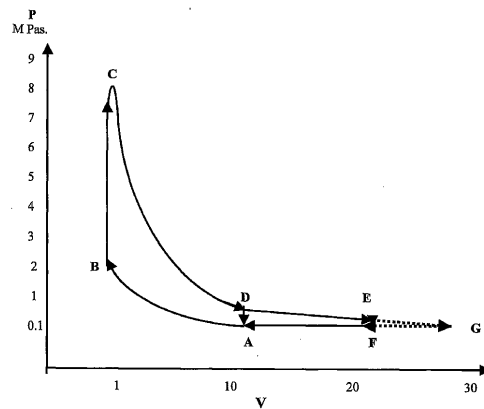


Figure 3



【 図 4 】

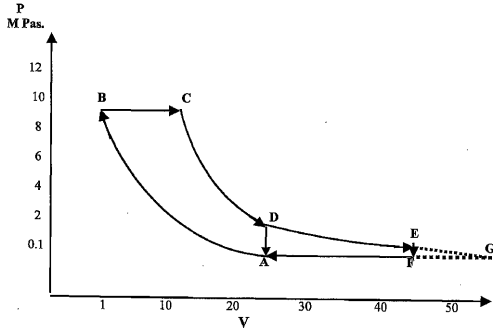


Figure 4

【 図 6 】

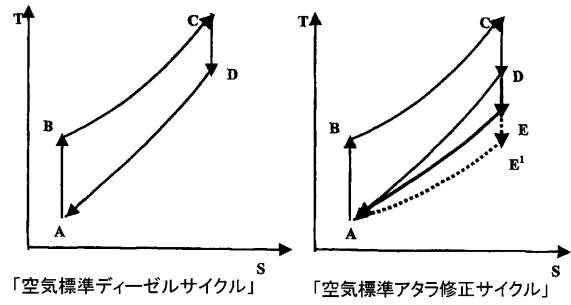


Figure 6

【 図 5 】

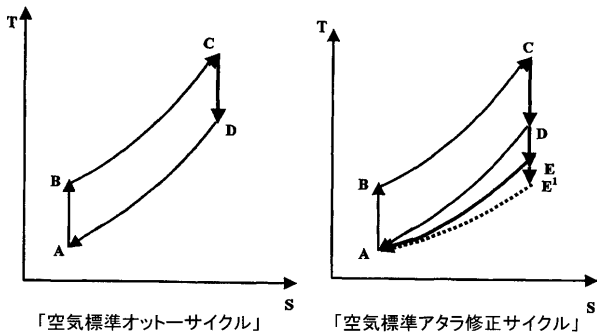


Figure 5

【 図 7 】

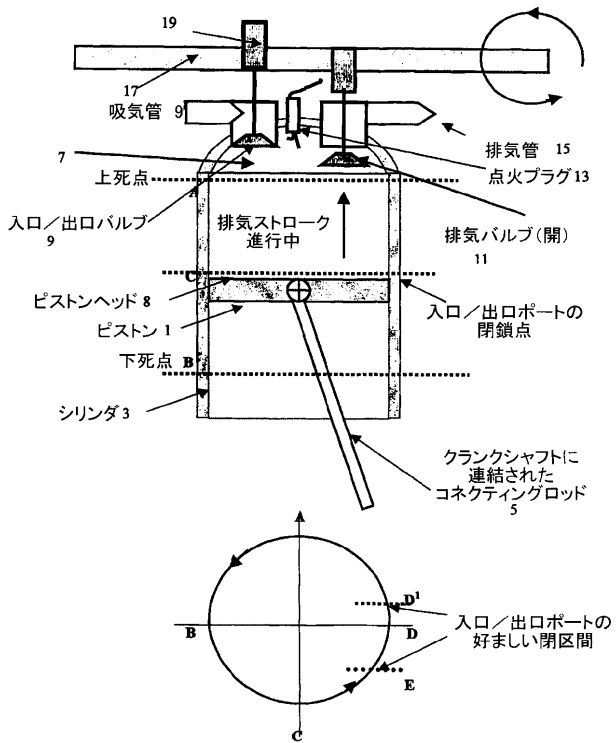


Figure 7

【 図 8 】

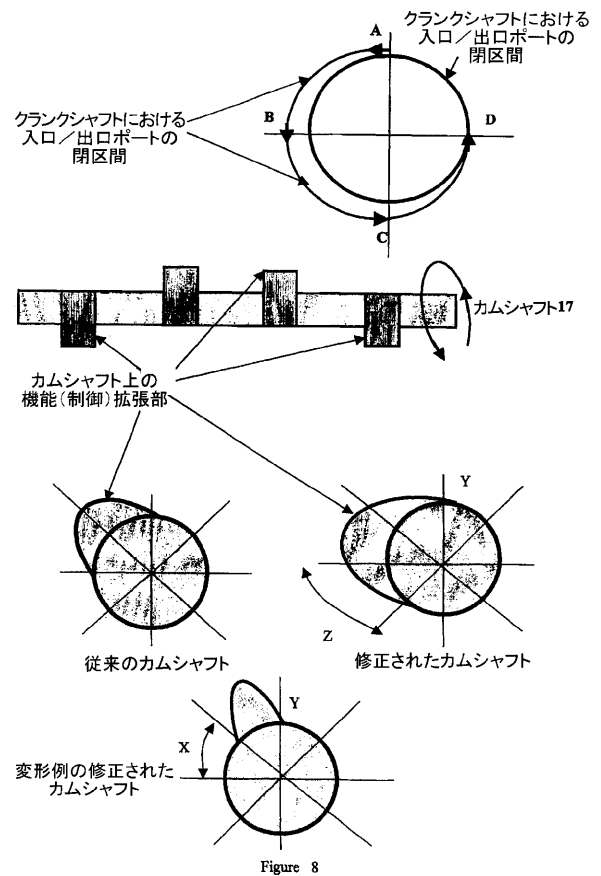


Figure 8

【図9】

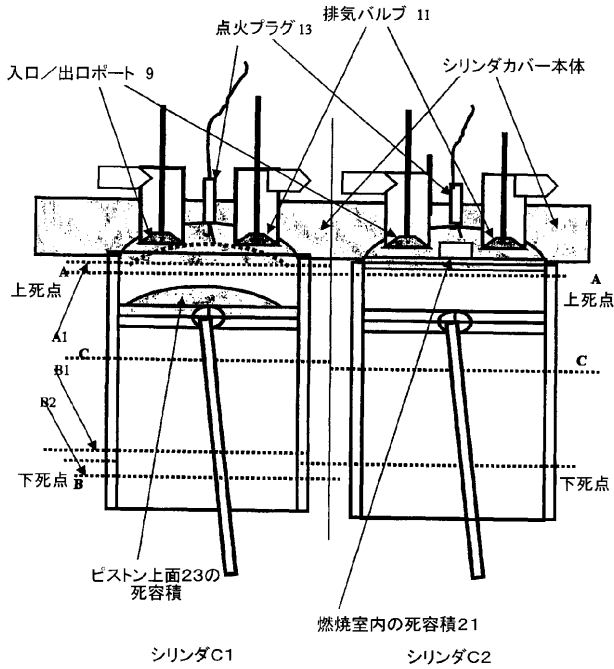


Figure 9

【図9a】

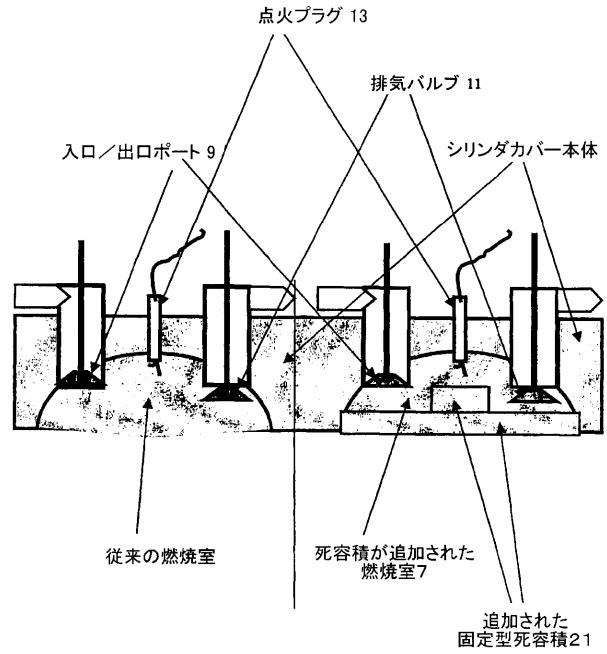


Figure 9a

【図10】

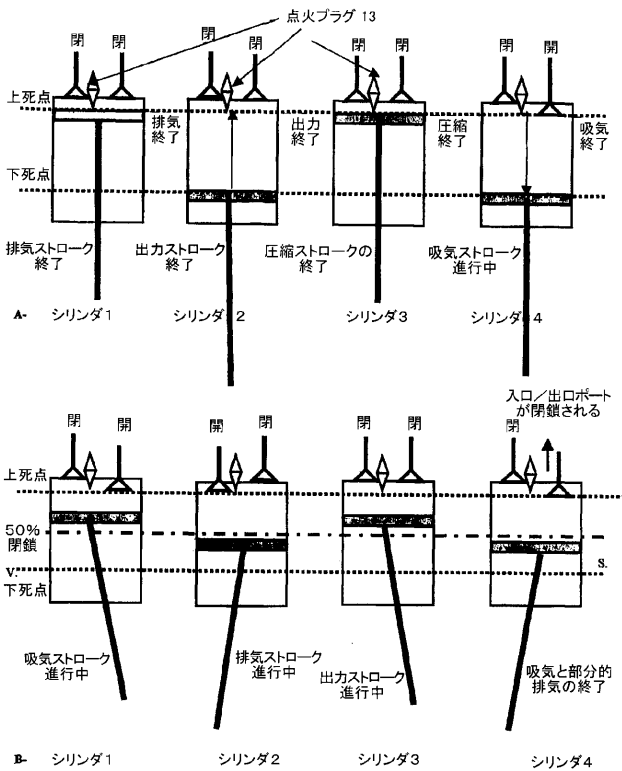


Figure 10

【図11】

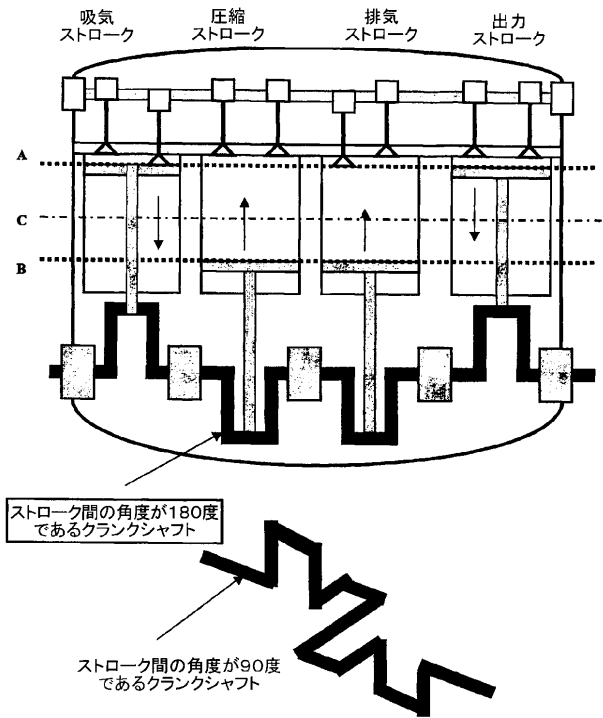


Figure 11

【 図 1 2 】

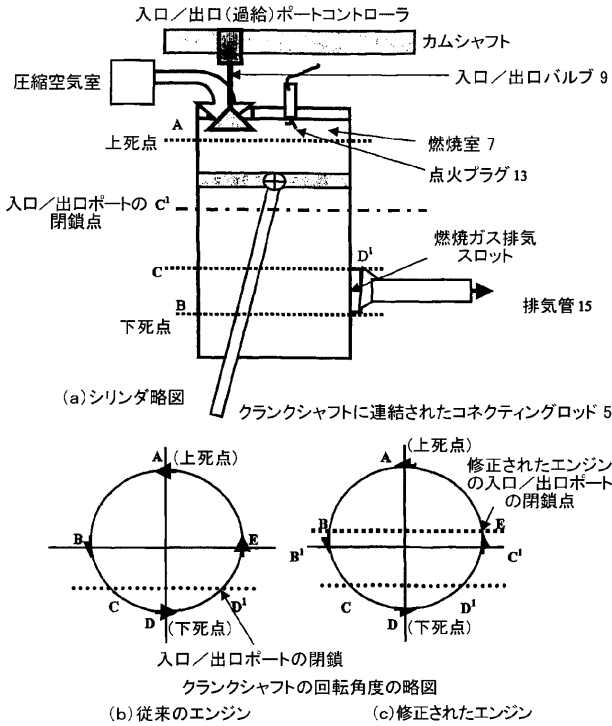


Figure 12

【 手続 補正書 】

【 提出日 】 平成21年11月20日 (2009.11.20)

【 手続 補正 1 】

【 補正対象書類名 】 特許請求の範囲

【 補正対象項目名 】 全文

【 補正方法 】 変更

【 補正の内容 】

【 特許請求の範囲 】

【 請求項 1 】

内燃エンジンの燃焼室及びシリンダ内の空気、又は、空気と未燃焼燃料の混合気の容積を制御するための装置であって、

( a ) 空気、又は、空気と未燃焼燃料の混合気の供給源に連結され、開放状態と閉鎖状態とを有する入口／出口ポートと、

( b ) 低減された容積を有する燃焼室と、を有し、

前記入口／出口ポートは、開放時において、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室及び前記シリンダに流入すること又は流入したり流出したりすることができるように制御され、閉鎖時において、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室及び前記シリンダに流入したり流出したりすることができないように制御され、

前記入口／出口ポートが閉鎖するときの前記燃焼室及び前記シリンダ内にある空気又は空気と未燃焼燃料の混合気の容積は、前記入口／出口ポートが閉鎖され且つ前記シリンダ内部の下死点位置にピストンがあるときに定められる前記燃焼室及び前記シリンダの容積よりも小さい、装置。

【 請求項 2 】

更に、前記燃焼室の容積を低減するために前記燃焼室内部に配置された実質的に非圧縮性の部材を有する、請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 3】**

更に、前記燃焼室の容積を低減するためにピストンヘッドに取付けられた実質的に非圧縮性の部材を有する、請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 4】**

更に、前記燃焼室の容積を低減するために前記ピストンのストロークを下死点及び上死点（TDC）位置を越えて拡張することを含む、請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 5】**

前記ピストンが下死点位置から上死点位置に向かって移動するとき、圧縮ストロークの少なくとも一部分の間、前記入口/出口ポートが開放状態を維持し、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室及び前記シリンダから出ることができるようにする、請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 6】**

前記ピストンが上死点位置から下死点位置に向かって移動するとき、吸入ストロークの少なくとも一部分の間、前記入口/出口ポートが閉鎖されて、更なる空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室に入ることができないようにする、請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 7】**

更に、前記入口/出口ポートを開くためのカムと、  
前記入口/出口ポートを閉鎖するためのバネと、を有する請求項 1 に記載の装置。

**【請求項 8】**

前記カムは、前記ピストンの下死点位置に対してオフセットされる、請求項 7 に記載の装置。

**【請求項 9】**

前記ピストンの圧縮ストロークの間、前記ピストンヘッドが、下死点位置から上死点位置へ向かう距離の実質的に 30% から実質的に 60% の間の位置に移動したとき、前記入口/出口ポートが閉鎖するように、前記カム及びバルブが構成される、請求項 7 に記載の装置。

**【請求項 10】**

吸入ストロークの間、前記ピストンヘッドが、上死点位置から下死点位置へ向かう距離の実質的に 40% から実質的に 70% の間の位置に移動したとき、前記入口/出口ポートが閉鎖するように、前記カム及びバルブが構成される、請求項 7 に記載の装置。

**【請求項 11】**

前記燃料は、天然ガス、液化石油ガス、ガソリン、灯油、ディーゼル燃料、軽質又は重質ガス油、残油、アルコール、エタノール、バイオ燃料、水素のうちの何れか 1 つ又はそれ以上を含む、請求項 1 ~ 10 の何れか 1 項に記載の装置。

**【請求項 12】**

(a) 少なくとも 1 つのシリンダと、  
(b) 少なくとも 1 つのピストンと、  
(c) 前記シリンダ又は前記各シリンダに連結され且つ低減された容積を有する燃焼室と、  
(d) 空気、又は、空気と未燃焼燃料の混合気の供給源に連結され、開放状態と閉鎖状態とを有する、各燃焼室のための少なくとも 1 つの入口/出口ポートと、  
(e) 各入口/出口ポートを制御する回転カムと、を有し、  
前記カムが、前記ピストン又はそれぞれのピストンの下死点位置に対してオフセットされる、内燃エンジン。

**【請求項 13】**

更に、前記燃焼室の内部に配置された実質的に非圧縮性の部材を有する、請求項 12 に記載の内燃エンジン。

**【請求項 14】**

容積を低減するために燃焼室内に配置された実質的に非圧縮性の部材を有する内燃エン

ジン。

【請求項 15】

内燃エンジンのシリンダと低減された容積の燃焼室の内部の空気、又は、空気と未燃焼燃料の混合気の容積を制御する方法であって、

(a) 空気又は空気と未燃焼燃料の混合気の供給源に連結され、開放状態と閉鎖状態とを有する入口/出口ポートを制御するステップを含み、

前記入口/出口ポートは、開放時において、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室及び前記シリンダに流入すること又は流入したり流出したりすることができるように制御され、閉鎖時において、空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室及び前記シリンダに流入したり流出したりすることができないように制御され、

前記入口/出口ポートが閉鎖するときの前記燃焼室及び前記シリンダ内にある空気又は空気と未燃焼燃料の混合気の容積は、前記入口/出口ポートが閉鎖され且つ前記シリンダ内部の下死点位置にピストンがあるときに定められる前記燃焼室及び前記シリンダの容積よりも小さい、方法。

【請求項 16】

前記ピストンが下死点位置から上死点位置に向かって移動するとき、圧縮ストロークの少なくとも一部分の間、前記入口/出口ポートを開放状態に維持し、前記空気又は空気と未燃焼燃料の混合気を前記燃焼室から出すことができるようにする、請求項 15 に記載の方法。

【請求項 17】

前記ピストンが上死点位置から下死点位置に向かって移動するとき、吸入ストロークの少なくとも一部分の間、前記入口/出口ポートを閉鎖し、更なる空気又は空気と未燃焼燃料の混合気が前記燃焼室に入ることができないようにする、請求項 15 に記載の方法。

【請求項 18】

前記ピストンの圧縮ストロークの間、前記ピストンヘッドが、下死点位置から上死点位置へ向かう距離の実質的に 30% から実質的に 60% の間の位置に移動したとき、前記入口/出口ポートを閉鎖するように、カム及びバルブが前記入口/出口ポートを制御するよう構成される、請求項 15 に記載の方法。

【請求項 19】

吸入ストロークの間、前記ピストンヘッドが、上死点位置から下死点位置へ向かう距離の実質的に 40% から実質的に 70% の間の位置に移動したとき、前記入口/出口ポートが閉鎖するように、カム及びバルブが前記入口/出口ポートを制御するよう構成される、請求項 15 に記載の方法。

## 【 国際調査報告 】

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No PCT/GB2006/004373
---

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER INV. F02D41/00 F02B75/04 F02D15/02 F02D13/02		
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) F02D F02B		
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		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	EP 1 630 392 A (HONDA MOTOR CO LTD [JP]) 1 March 2006 (2006-03-01) abstract paragraphs [0006] - [0026] paragraph [0028] - paragraph [0032] paragraphs [0042], [0060] - [0140] figures 12-14, 4, 17, 19, 21	1, 4-12, 15-19 2, 3, 13
X Y	JP 60 230549 A (MAZDA MOTOR) 16 November 1985 (1985-11-16) abstract	14 2, 13
X Y	JP 02 040056 A (FUJI HEAVY IND LTD) 8 February 1990 (1990-02-08) the whole document abstract; figure 1	14 2, 13
	-/--	
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" 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 '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 12 June 2007		Date of mailing of the international search report 26/06/2007
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  Wettemann, Mark

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (April 2005)

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

 International application No  
 PCT/GB2006/004373

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 1 541 849 A (HONDA MOTOR CO LTD [JP]) 15 June 2005 (2005-06-15)	14
Y	abstract paragraphs [0004] - [0007] figures 2,9,13,17-19	3,13
X	EP 1 363 002 A1 (NISSAN MOTOR [JP]) 19 November 2003 (2003-11-19)	1,4-6, 12,15-18
Y	abstract paragraphs [0001], [0007] - [0011] paragraphs [0013] - [0016] paragraphs [0025] - [0036] paragraphs [0045] - [0047] paragraphs [0050] - [0052] figures 1,2,5,6,8a,8b,12	2,3

International Application No. PCT/GB2006/004373

**FURTHER INFORMATION CONTINUED FROM PCT/ISA/ 210**

Continuation of Box II.2

Claims Nos.: 20,21

Article 6 PCT and Rule 6.2(a) PCT. Claims 20 and 21 containing no technical features.

The applicant's attention is drawn to the fact that claims relating to inventions in respect of which no international search report has been established need not be the subject of an international preliminary examination (Rule 66.1(e) PCT). The applicant is advised that the EPO policy when acting as an International Preliminary Examining Authority is normally not to carry out a preliminary examination on matter which has not been searched. This is the case irrespective of whether or not the claims are amended following receipt of the search report or during any Chapter II procedure. If the application proceeds into the regional phase before the EPO, the applicant is reminded that a search may be carried out during examination before the EPO (see EPO Guideline C-VI, 8.5), should the problems which led to the Article 17(2) declaration be overcome.



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.  
PCT/GB2006/004373**Box II Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 2 of first sheet)**

This International Search Report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1.  Claims Nos.:  
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:
2.  Claims Nos.: 20, 21  
because they relate to parts of the International Application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful International Search can be carried out, specifically:  
see FURTHER INFORMATION sheet PCT/ISA/210
3.  Claims Nos.:  
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

**Box III Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 3 of first sheet)**

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

see additional sheet

1.  As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this International Search Report covers all searchable claims.
2.  As all searchable claims could be searched without effort justifying an additional fee, this Authority did not invite payment of any additional fee.
3.  As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this International Search Report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:
4.  No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this International Search Report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

**Remark on Protest**

- The additional search fees were accompanied by the applicant's protest.
- No protest accompanied the payment of additional search fees.

International Application No. PCT/GB2006/004373

**FURTHER INFORMATION CONTINUED FROM PCT/ISA/ 210**

This International Searching Authority found multiple (groups of) inventions in this international application, as follows:

1. claims: 1-13,15-19

Apparatus and method for controlling the volume of air or air and non-combusted fuel mixture inside a combustion chamber and cylinder of an internal combustion engine

2. claim: 14

Internal combustion engine comprising a substantially incompressible member located inside the combustion chamber for reducing the volume of said engine.

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

Information on patent family members

International application No

PCT/GB2006/004373

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 1630392	A	01-03-2006	CN 1740539 A JP 2006065692 A US 2006047350 A1	01-03-2006 09-03-2006 02-03-2006
JP 60230549	A	16-11-1985	NONE	
JP 2040056	A	08-02-1990	NONE	
EP 1541849	A	15-06-2005	AU 2003252367 A1 WO 2004013480 A1 JP 2004068682 A US 2006102115 A1	23-02-2004 12-02-2004 04-03-2004 18-05-2006
EP 1363002	A1	19-11-2003	DE 60306032 T2 JP 2003328794 A US 2003213451 A1	02-11-2006 19-11-2003 20-11-2003

## フロントページの続き

(81)指定国 AP(BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, 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, IS, IT, LT, LU, LV, MC, NL, PL, 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, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW

(74)代理人 100123607

弁理士 渡邊 徹

(72)発明者 アタラ ナジ アミン

イギリス ビーティー 4 7 2 エルユー ロンドンデリー オルトナゲルヴィン パーク 2 3  
Fターム(参考) 3G092 AA12 AB03 AB05 AB07 AB08 AB09