

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4268636号  
(P4268636)

(45) 発行日 平成21年5月27日 (2009.5.27)

(24) 登録日 平成21年2月27日 (2009.2.27)

(51) Int. Cl.	F I
<b>FO2B 75/02 (2006.01)</b>	FO2B 75/02 Z
<b>FO2B 75/32 (2006.01)</b>	FO2B 75/32 B
<b>FO2B 75/18 (2006.01)</b>	FO2B 75/18 P

請求項の数 20 (全 27 頁)

(21) 出願番号	特願2006-521280 (P2006-521280)	(73) 特許権者	504023903
(86) (22) 出願日	平成16年7月21日 (2004.7.21)		スクデリ グループ リミテッド ライア
(65) 公表番号	特表2006-528741 (P2006-528741A)		ピリティ カンパニー
(43) 公表日	平成18年12月21日 (2006.12.21)		アメリカ合衆国 01089 マサチュー
(86) 国際出願番号	PCT/US2004/023802		セッツ州 ウェスト スプリングフィール
(87) 国際公開番号	W02005/010329		ド エルム ストリート 1111 スイ
(87) 国際公開日	平成17年2月3日 (2005.2.3)		ート 4
審査請求日	平成18年1月23日 (2006.1.23)	(74) 代理人	100077481
(31) 優先権主張番号	60/489,893		弁理士 谷 義一
(32) 優先日	平成15年7月23日 (2003.7.23)	(74) 代理人	100088915
(33) 優先権主張国	米国 (US)		弁理士 阿部 和夫
(31) 優先権主張番号	10/895,216	(72) 発明者	サルバトーレ シー, スクデリ
(32) 優先日	平成16年7月20日 (2004.7.20)		アメリカ合衆国 01085 マサチュー
(33) 優先権主張国	米国 (US)		セッツ州 ウェストフィールド サンセツ
			ト ドライブ 108

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ドエルピストン運動分割サイクルエンジン

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

クランクスローを有し、クランクシャフト軸線を中心として回転する前記クランクシャフトと、

該クランクシャフトの1回転中に4行程サイクルの吸気行程と圧縮行程を通して往復するように、圧縮シリンダー内に摺動可能に設けられると共に前記クランクシャフトに作動可能に連結された圧縮ピストンと、

膨張シリンダー内に摺動可能に設けられた膨張ピストンと、

膨張ピストンと駆動可能に連結されたコネクティングロッドと、

前記膨張ピストンが前記クランクシャフトの上記同一回転中に4行程サイクルの膨張行程と排気行程を通して往復するように、クランクピン軸線を有したクランクピンを中心に回転可能に前記クランクスローを前記コネクティングロッドに連結する機械的連結機構と

、  
前記クランクピン軸線がクランクシャフト軸線回りで摺動しながら移動する機械的連結機構により設定される経路であって、経路の全ての点において、前記クランクピン軸線とクランクシャフト軸線との間の距離が有効クランクスロー半径を規定し、膨張シリンダー内の燃焼事象の少なくとも一部において、前記クランクピン軸線が通過する、第1有効クランクスロー半径から第2有効クランクスロー半径までの第1移行領域を含む経路と、  
を備え、

前記膨張ピストンが上死点位置から下方へ向かう時、前記燃焼事象の少なくとも一部に

10

20

において前記膨張ピストンが連続的に加速、減速、再加速を行うように、前記機械的連結機構はプロファイルを前記膨張ピストンへ与えることを特徴とするエンジン。

【請求項 2】

前記クランクピン軸線が第 1 移行領域の少なくとも一部を通過しているとき、前記膨張ピストンの速度が減速することを特徴とする請求項 1 に記載のエンジン。

【請求項 3】

膨張ピストンの速度は、前記クランクピン軸線が第 1 移行領域に最初に入ったときに減速し、前記クランクピン軸線が前記第 1 移行領域を出るときに加速することを特徴とする請求項 2 に記載のエンジン。

【請求項 4】

前記第 1 有効クランクスロー半径は前記第 2 有効クランクスロー半径よりも小さいことを特徴とする請求項 1 に記載のエンジン。

【請求項 5】

第 1 移行領域は上死点を過ぎたクランク角の所定角度で始まることを特徴とする請求項 1 に記載のエンジン。

【請求項 6】

前記経路は前記第 2 有効クランクスロー半径から前記第 1 有効クランクスロー半径に移行する第 2 移行領域を含むことを特徴とする請求項 1 に記載のエンジン。

【請求項 7】

前記機械的連結機構は、  
前記コネクティングロッドに取り付けられ、その中心線として前記クランクピン軸線を有する前記クランクピンと、  
前記クランクスロー内に配置されたスロットであって、前記クランクピンを摺動可能に保持し、前記クランクシャフト軸線に対して前記クランクピンの半径方向の動きを許容できる大きさとされている前記スロットと、  
を備えることを特徴とする請求項 1 に記載のエンジン。

【請求項 8】

前記機械的連結機構は、  
エンジンの固定部分に取り付けられた型板であって、型板は前記クランクピンが延在するクランクピントラックを含み、該クランクピントラックは前記クランクピン軸線が前記経路を介して案内されるように前記クランクピンを可動的に保持する前記型板を備えることを特徴とする請求項 7 に記載のエンジン。

【請求項 9】

前記機械的連結機構は、  
前記クランクシャフトの対向する一対のクランクシャフト・ジャーナルから延びる一対のクランクスローであって、各クランクスローにはスロットが配置されている一対のクランクスローと、  
前記クランクピンは前記クランクシャフトと平行であり、前記クランクシャフトからオフセットされて配置されるように、前記スロットによって摺動可能に保持された前記クランクピンと、  
を備えることを特徴とする請求項 8 に記載のエンジン。

【請求項 10】

前記機械的連結機構は、  
対向する一対の型板であって、各々が、前記クランクピンを移動可能に保持し、前記経路を介して前記クランクピン軸線を案内するクランクピントラックを有する型板を備えることを特徴とする請求項 9 に記載のエンジン。

【請求項 11】

クランクスローを有し、クランクシャフト軸線を中心として回転するクランクシャフトと、  
該クランクシャフトの 1 回転中に 4 行程サイクルの吸気行程と圧縮行程において往復す

10

20

30

40

50

るように、圧縮シリンダー内に摺動可能に設けられると共にクランクシャフトに作動可能に連結された圧縮ピストンと、

膨張シリンダー内に摺動可能に設けられた膨張ピストンと、

膨張ピストンと駆動可能に連結されたコネクティングロッドと、

膨張ピストンがクランクシャフトの上記同一回転中に4行程サイクルの膨張行程と排気行程を通して往復するように、クランクピン軸線を有したクランクピンを中心に回転可能にクランクスローをコネクティングロッドに連結する機械的連結機構と、

前記クランクピン軸線がクランクシャフト軸線回りで摺動しながら移動する機械的連結機構により設定される経路であって、前記経路の全ての点において、前記クランクピン軸線とクランクシャフト軸線との間の距離が有効クランクスロー半径を規定し、前記経路は上死点を過ぎたクランク角の所定角度で始まる第1移行領域を含み、第1移行領域は、膨張シリンダー内の燃焼事象の少なくとも一部において、前記クランクピン軸線が通過する、第1有効クランクスロー半径から大きい方の第2有効クランクスロー半径に移行する経路と、

を備え、

前記膨張ピストンが上死点位置から下方へ向かう時、前記燃焼事象の少なくとも一部において前記膨張ピストンが連続的に加速、減速、再加速を行うように、前記機械的連結機構はプロファイルを前記膨張ピストンへ与えることを特徴とするエンジン。

【請求項12】

前記クランクピン軸線が前記第1移行領域の少なくとも一部を通過しているとき、前記膨張ピストンの速度が減速することを特徴とする請求項11に記載のエンジン。

【請求項13】

前記膨張ピストンの速度は、前記クランクピン軸線が前記第1移行領域に最初に入ったときに減速し、前記クランクピン軸線が前記第1移行領域を出るときに加速することを特徴とする請求項11に記載のエンジン。

【請求項14】

前記経路は前記第2有効クランクスロー半径から前記第1有効クランクスロー半径へ移行する第2移行領域を含むことを特徴とする請求項11に記載のエンジン。

【請求項15】

前記機械的連結機構は、コネクティングロッドに取り付けられ、その中心線として前記クランクピン軸線を有するクランクピンと、

前記クランクピンを摺動可能に保持する前記クランクスロー内に配置されたスロットであって、クランクピンを摺動可能に保持し、前記クランクシャフト軸線に対して前記クランクピンの半径方向の動きを許容できる大きさとされている前記スロットと、

エンジンの固定部分に取り付けられた型板であって、型板は前記クランクピンが延在するクランクピントラックを含み、前記クランクピントラックは前記クランクピン軸線が前記経路を介して案内されるように前記クランクピンを可動的に保持する型板と、を備えることを特徴とする請求項11に記載のエンジン。

【請求項16】

前記機械的連結機構は、前記クランクシャフトの対向する一対のクランクシャフト・ジャーナルから延びる一対のクランクスローであって、各クランクスローにはスロットが配置されている一対のクランクスローと、

前記クランクピンが前記クランクシャフトと平行であり、前記クランクシャフトからオフセットされて配置されるように、スロットによって摺動可能に保持された前記クランクピンと、

対向する一対の型板であって、各々が、前記クランクピンを移動可能に保持し、前記経路を通る前記クランクピン軸線を案内するクランクピントラックを有する型板と、を備えることを特徴とする請求項15に記載のエンジン。

10

20

30

40

50

## 【請求項 17】

クランクスローを有するクランクシャフトであって、クランクスローにはスロットが設けられ、クランクシャフト軸線を中心として回転するクランクシャフトと、

該クランクシャフトの1回転中に4行程サイクルの吸気行程と圧縮行程を通して往復するように、圧縮シリンダー内に摺動可能に設けられると共にクランクシャフトに作動可能に連結された圧縮ピストンと、

膨張シリンダー内に摺動可能に設けられた膨張ピストンと、

膨張ピストンと枢動可能に連結されたコネクティングロッドと、

クランクピン軸線を中心として回転するようにクランクスローを前記コネクティングロッドに連結し、膨張ピストンがクランクシャフトの上記同一の回転において4行程サイクルの膨張行程および排気行程を通して往復できるのを許容する、機械的連結機構が有したクランクピンであって、前記クランクシャフトに対する前記クランクピンの半径方向の動きを許容するように前記クランクスロー内の前記スロットにより摺動可能に保持された前記クランクピンと、

10

前記機械的連結機構が備えた、エンジンの固定部分に取り付けられた型板であって、前記型板は前記クランクピンが延在する前記クランクピントラックを含み、クランクピントラックは前記クランクピン軸線が前記クランクシャフト軸線を中心とした経路を介して案内されるように前記クランクピンを可動的に保持する型板と、  
を備え、

前記膨張ピストンが上死点位置から下方へ向かう時、前記燃焼事象の少なくとも一部において前記膨張ピストンが連続的に加速、減速、再加速を行うように、前記機械的連結機構はプロフィールを前記膨張ピストンへ与えることを特徴とするエンジン。

20

## 【請求項 18】

前記経路の全ての点で前記クランクピン軸線と前記クランクシャフト軸線との間の距離が有効クランクスロー半径を規定し、前記経路が第1有効クランクスロー半径から第2有効クランクスロー半径までの第1移行領域を備えることを特徴とする請求項17に記載のエンジン。

## 【請求項 19】

前記第1有効クランクスロー半径は前記第2有効クランクスロー半径よりも小さいことを特徴とする請求項18に記載のエンジン。

30

## 【請求項 20】

前記第1移行領域は上死点を過ぎたクランク角の所定角度で始まることを特徴とする請求項19に記載のエンジン。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、内燃機関に関する。より詳しくは、本発明は、一対のピストンを有する分割サイクルエンジンであって、一方を吸気と圧縮行程用ピストンとして、他方を膨張（または動力）と排気行程用ピストンとして用い、4行程のそれぞれがクランクシャフトの1回転で完結する分割サイクルエンジンに関する。膨張ピストンをクランクシャフトに作動可能に連結する機械的連結機構が、固定ピンによる連結を介してクランクシャフトと枢動可能に連結されたコネクティングロッドを有するピストンの下降運動と比べると、燃焼期間の一部で同じピストンのより遅い下降運動の期間をもたらす。

40

## 【背景技術】

## 【0002】

内燃機関は、燃焼の反応体、例えば酸化剤と燃料、及び燃焼の生成物が機関の作動流体として機能する一群の装置のひとつである。内燃機関の基本構成は、この技術分野でよく知られており、エンジンプロック、シリンダーヘッド、シリンダー、ピストン、バルブ、クランクシャフトおよびカムシャフトを含む。シリンダーヘッド、シリンダーおよびピストン頂面は、通常、燃焼室を構成し、燃料と酸化剤（例えば空気）が燃焼室に導入され、

50

燃焼が行われる。このような機関は、非反応作動流体、例えば酸化剤・燃料混合物の燃焼中に放出される熱からエネルギーを得る。このプロセスはエンジン内で生じ、装置の熱力学サイクルの一部である。すべての内燃機関において、有用な仕事は、ピストンの頂面すなわちクラウン等の機関の可動表面に直接作用する燃焼の熱い、気体状の生成物から発生される。一般的には、ピストンの往復運動は、コネクティングロッドを介してクランクシャフトの回転運動に変換される。

#### 【 0 0 0 3 】

内燃（I C）機関は、火花点火（S I）機関と圧縮着火（C I）機関とに分類できる。S I機関、すなわち典型的にはガソリン機関では火花を用いて空気と燃料の混合気を点火させるが、C I機関、すなわち典型的にはディゼルエンジンでは空気と燃料の混合気が圧縮熱で着火される。

10

#### 【 0 0 0 4 】

最も普通の内燃機関は4行程サイクル機関であり、その基本設計のコンセプトは100年以上前から変化していない。これは、陸上輸送およびその他の産業における原動力としてのその簡素性および優れた性能のためである。4行程サイクル機関では、1つのピストンの4つの異なるピストン運動（行程）の燃焼プロセスから動力を回収する。従って、ここでは、4行程サイクル機関とは、膨張（または動力）行程毎に、つまり、動力をクランクシャフトに伝達する行程毎に、多くのピストンの1つが4つの完全な行程を要する機関として定義される。

#### 【 0 0 0 5 】

20

図1から図4では、従来技術の4行程サイクル内燃機関の模範的实施例を10で示す。エンジン10は、内部を貫通するシリンダー14を有するエンジンプロック12を含む。シリンダー14は、その中に往復ピストン16を収容する大きさである。シリンダー14の上部には、インレットバルブ20およびアウトレットバルブ22を含むシリンダーヘッド18が取り付けられる。シリンダーヘッド18の底部と、シリンダー14と、ピストン16の頂部（即ち、クラウン24）とが燃焼室26を形成する。吸気行程において（図1）、燃料・空気混合気は、吸気通路28およびインレットバルブ20を介して燃焼室26に吸入され、この燃焼室で混合気は点火栓30によって点火される。燃焼の生成物は、その後、排気行程（図4）においてアウトレットバルブ22および排気通路32を介して排出される。コネクティングロッド34は、その頂部末端部36がピストン16に枢動可能に取り付けられる。クランクシャフト38はクランクシャフトスロー40と称する機械的オフセット部を有し、このクランクシャフトスロー40はコネクティングロッド34の底部末端部42に枢動可能に取り付けられる。ピストン16とクランクシャフトスロー40に対するコネクティングロッド34の機械的連結は、ピストン16の（矢印44によって示されるような）往復動作をクランクシャフト38の（矢印46によって示されたように）回転運動に変換するように作用する。クランクシャフト38はインレットカムシャフト48およびアウトレットカムシャフト50に機械的に連結（図示なし）され、インレットバルブ20およびアウトレットバルブ22のそれぞれの開閉を正確に制御する。シリンダー14は中心線（ピストンシリンダー軸線）52を有し、これがピストン16の往復動作の中心線にもなる。クランクシャフト38は回転中心（クランクシャフト軸線）54を有している。

30

40

#### 【 0 0 0 6 】

図1を参照するに、インレットバルブ20が開口した状態で、ピストン16は、まず、吸気行程において（矢印44で示す方向に）下降する。燃料（たとえば、ガソリン蒸気）と空気の爆発性混合気の所定量は、この下降により生じた部分負圧によって燃焼室26に吸入される。ピストンは、その下死点（B D C）、すなわち、ピストンがシリンダーヘッド18からもっとも離れた点、に達するまで下降し続ける。

#### 【 0 0 0 7 】

図2を参照するに、インレットバルブ20およびアウトレットバルブ22の両方とも閉じており、圧縮行程において（矢印44で示す方向に）ピストン16が上昇するにつれて

50

、混合気が圧縮される。圧縮行程の終わりが上死点（TDC）、即ちピストン16がシリンダーヘッド18にもっとも近接する点に近づくと、混合気の容積は、この実施例では、（圧縮比が8分の1なので）初期の容積の8分の1にまで圧縮される。ピストンがTDCに接近すると、点火栓（30）のギャップに電気火花が発生されて燃焼が開始される。

【0008】

図3を参照するに、続いて、バルブ20およびバルブ22の両方とも閉じたままの状態  
で、動力行程が起きる。燃焼ガスが膨張しピストン16のクラウン24を押圧するため、  
下死点（BDC）に向かって（矢印44で示すように）下方に、ピストン16が動かされる。  
一般的に、従来のエンジン10では、ピストン16がTDCに到達する直前に燃焼を  
開始することにより、効率を上げている。ピストン16がTDCに到達するとき、シリン  
10  
ダーヘッド18の底部とピストン16のクラウン24との間にかなりのクリアランス容積  
60が存在している。

【0009】

図4を参照するに、排気行程において、ピストン16が上昇して、開口しているアウト  
レット（排気）バルブ22を介して燃焼生成物を押し出す。そして、このサイクルが繰返  
される。この先行技術の4行程サイクルエンジン10においては、各ピストン16の4行  
程、即ち吸気、圧縮、膨張および排気行程とクランクシャフト38の2回転とが、1サイ  
クルを完結するために、即ち1つの動力行程をもたらすために必要とされる。

【0010】

問題としては、典型的な4行程サイクルエンジン10の全熱力学的効率が約3分の1に  
過ぎないことである。即ち、燃料エネルギーのおよそ3分の1が有効仕事としてクランク  
20  
シャフトに伝わり、3分の1は熱損失となり、そして3分の1は排気として失われる。

【0011】

図5を参照するに、上述した従来の4行程エンジンの代りが、分割サイクル4行程エン  
ジンである。この分割サイクルエンジンは、スカデリへの「分割式4行程内燃機関」とし  
て2001年7月20日出願された米国特許第6,543,225号に、略開示されてお  
り、本明細書においてこの参照によりその全文が開示に含まれるものとする。

【0012】

分割サイクルエンジン・コンセプトの模範的实施形態が70で示されている。分割サイ  
クルエンジン70では、従来の4行程エンジンの隣接する2本のシリンダーに替えて、1  
30  
本の圧縮シリンダー72と1本の膨張シリンダー74とを一体にしている。これら2本の  
シリンダー72、74は、クランクシャフト76の一回転ごとに、それぞれの機能を一回  
果たす。一般的なポペット型バルブ78を介して、圧縮シリンダー72内に吸気チャー  
ジが引き込まれる。圧縮シリンダーピストン73はこのチャージを加圧し、膨張シリン  
ダー74用の吸気口であるクロスオーバー通路80を介してチャージを排出する。イン  
レットのチェックバルブ82を用いて、クロスオーバー通路80からの逆流を防ぐ。ク  
ロスオーバー通路80のアウトレットのバルブ（複数）84は、加圧された吸気チャー  
ジの膨張シリンダー74への流れを制御する。吸気チャージが膨張シリンダー74に入  
ると、点火栓86は直ぐに点火され、その結果の燃焼が膨張シリンダーピストン75  
を下方に動かす。排気ガスはポペットバルブ88を介して膨張シリンダーの外部に排  
40  
出される。

【0013】

分割サイクルエンジンのコンセプトでは、圧縮シリンダーおよび膨張シリンダーの幾  
何学的エンジンパラメータ（すなわち、ボア、行程、コネクティングロッドの長さ、  
圧縮比等）は、一般的には、それぞれ独立である。例えば、各シリンダーのクランク  
スロー90、92の半径は異なってもよく、また、圧縮シリンダーピストン73の上死  
点（TDC）に先立って、膨張シリンダーピストン75のTDCが生じるように互いに位  
相が異なるようにしてもよい。この独立性により、分割サイクルエンジンには、上  
で説明した、より典型的な4行程エンジンよりも高い効率を達成できる可能性がある。

【0014】

しかし、分割サイクルエンジンには、多くの幾何学的パラメータおよびパラメータの組  
50

み合わせがある。したがって、これらのパラメータをさらに最適化することが、エンジンの性能と効率とを最大限に活用するために必要である。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0015】

本発明は、固定ピン連結を介してクランクシャフトに駆動可能に連結されたコネクティングロッドを有するピストンの下降運動に対して、同じピストンの下降運動をより遅くする、すなわちドエルする期間を実現するように、クランクシャフトに膨張ピストンを作動可能に連結する機械的連結機構を有する分割サイクルエンジンを提供することにより、先行技術に優る利点および代替を提供する。このドエル運動の結果、膨張シリンダーの膨張比または圧縮シリンダーのピーク圧力を上げることなく、燃焼中に膨張シリンダーのピーク圧力が高くなる。したがって、ドエル型分割サイクルエンジンは熱効率の向上が期待できる。

10

【0016】

これらと他の利点は、クランクスローを有し、クランクシャフト軸線を中心に回転するクランクシャフトを含むエンジンを提供することにより本発明の例示の実施形態で達成されている。圧縮ピストンは、クランクシャフトが一回転する間に4行程サイクルの吸気行程と圧縮行程を通して往復動するように、圧縮ピストンは圧縮シリンダー内に摺動可能に収容され、クランクシャフトと作動可能に連結されている。膨張ピストンは膨張シリンダー内に摺動可能に収容される。コネクティングロッドは膨張ピストンと駆動可能に連結されている。機械的連結機構は、膨張ピストンがクランクシャフトの同じ回転中に4行程サイクルの膨張行程と排気行程を通して往復するように、クランクスローをコネクティングロッドにコネクティングロッド/クランクスロー軸線を中心に回転すべく連結する。経路は、コネクティングロッド/クランクスロー軸線がクランクシャフト軸線回りを移動する機械的連結機構により設定される。経路の全ての点での、コネクティングロッド/クランクスロー軸線とクランクシャフト軸線との間の距離が、有効クランクスロー半径を規定する。経路は、膨張シリンダー内の燃焼事象の少なくとも一部において、コネクティングロッド/クランクスロー軸線が通過する第1有効クランクスロー半径から第2有効クランクスロー半径までの第1移行領域を含む。

20

【0017】

本発明の代替の例示の実施形態では、経路は上死点を過ぎた所定度数CAで始まり、そして、第1有効クランクスロー半径は第2有効クランクスロー半径よりも小さい。

30

【0018】

本発明のさらに別の例示の実施形態が提供するエンジンは、クランクスローを有するクランクシャフトを含み、クランクスローにはスロットが設けられ、クランクシャフトはクランクシャフト軸線を中心として回転する。圧縮ピストンが該クランクシャフトの1回転中に4行程サイクルの吸気行程と圧縮行程を通して往復するように、圧縮ピストンは圧縮シリンダー内に摺動可能に設けられると共にクランクシャフトに作動可能に連結されている。膨張ピストンは膨張シリンダー内に摺動可能に設けられている。コネクティングロッドは膨張ピストンと駆動可能に連結されている。クランクピンは、コネクティングロッド/クランクスロー軸線を中心に回転可能にクランクスローをコネクティングロッドに連結して、膨張ピストンがクランクシャフトの同じ回転において4行程サイクルの膨張行程および排気行程を通して往復できるようにする。クランクピンはクランクスロー内のスロットに摺動可能に保持され、クランクシャフトに対するクランクピンの半径方向の動きを許容している。型板がエンジンの固定部分に取り付けられている。型板はクランクピンが延在するクランクピントラックを含んでいる。クランクピントラックは、コネクティングロッド/クランクスロー軸線がクランクシャフト軸線を中心にした経路を案内されるように、クランクピンを可動的に保持している。

40

【発明を実施するための最良の形態】

【0019】

50

## I. 概要

スカデリグループは、テキサス州サンアントニオ在の Southwest Research Institute (登録商標) (SwRI (登録商標)) に、2 件のコンピュータによる研究を依頼した。その第 1 の研究は、分割サイクルエンジンの様々な実施形態を代表する、コンピュータ化したモデルを構成することを含み、このモデルがサイクルごとと同じ取り込みマス (塊) を有する従来の内燃機関をコンピュータ化したモデルと比較された。この第 1 研究の最終報告書 (「分割サイクル 4 行程エンジン・コンセプトの評価」2003 年 6 月 24 日付け SwRI (登録商標) プロジェクト番号 03.05932 号) は、この参照によりその全文が本願の開示に含まれる。第 1 研究の結果は、Branyon 他「分割サイクル 4 行程エンジン」として 2004 年 6 月 9 日に出願された米国特許出願番号 10/864748 号がなされ、これもこの参照により開示に含まれる。第 1 の研究が確認したのは、具体的なパラメータ (例えば、圧縮比、膨張比、クロスオーバー弁の継続時間、位相角、および、クロスオーバー弁事象と燃焼事象とのオーバーラップ) であり、これらは、適切な構成で適用すると、分割サイクルエンジンの効率に多大な影響を及ぼす。

10

### 【0020】

コンピュータによる第 2 の研究では、第 1 の研究において最適化したパラメータを有する分割サイクルエンジンのモデル、すなわち、ベースライン型を、同様に最適化したパラメータに加えてユニークなピストン運動を有する分割サイクルエンジン、すなわち、ドエル型と比較した。このドエル型は、この特許で示されるような機械的装置により実現可能な簡素化した運動を行うものとして作られた。提示したドエル型は、ベースライン型より 4.4% の熱効率の向上を示した。(この研究では、摩擦作用は考慮されなかった。) この第 2 研究の最終報告書 (「分割サイクル 4 行程エンジン・コンセプトのためのドエルピストン運動の評価 フェーズ 801」2003 年 7 月 11 日付け SwRI (登録商標) プロジェクト番号 03.05932 号) は、この参照によりその全文が本願の開示に含まれ、本発明の基礎を構成する。

20

### 【0021】

(この報告書において、「パーセント」(または%) で述べる効率向上は、デルタ・パーセント型の値、すなわち、最初の効率で除算した効率の変化を意味する。「パーセントポイント」(または「ポイント」) で述べる効率向上は、熱効率のその量分の実際の変化、または、構成ごとの熱効率の変化を意味する。30% の基本熱効率に対して、熱効率 33% への向上は、3 ポイントまたは 10% 増ということなる。)

30

ベースライン型とドエル型との基本的な熱力学的な差はピストン運動にあり、スライダ-クランク機構の運動には拘束されない。この運動は、膨張ピストンのコネクティングロッドとクランクスローとの間の連結機構を介して達成可能なものとして意図された。ベースライン型では、運動は標準型の固定クランクピンを介してコネクティングロッドと枢動可能に連結されるクランクスロー (つまり、コネクティングロッド/クランクスロー連結機構) を意味し、この場合、クランクスローの半径 (すなわち、コネクティングロッド/クランクスロー軸とクランクシャフト軸線との間の距離) は略一定である。ドエル型の運動では、ユニークな運動プロファイルを得るために、コネクティングロッドおよびクランクスロー間の連結が異なる必要がある。換言すれば、クランクピンが機械的連結機構に置き換えられ、この機械的連結機構は、クランクスローが上死点 (TDC) を過ぎて所定のクランク角度数回転した後に、有効なクランクスローの半径を第 1 の小さい半径から第 2 の大きい半径に移行させ得るのである。ドエル型のピストン運動は、ベースライン型の膨張ピストンの下方運動に比べて、燃焼期間 (つまり、燃焼事象) の一部において、膨張ピストンの下降運動がより遅い期間を提供する。

40

### 【0022】

下方へのピストン運動を遅くすることにより、シリンダー圧力は、燃焼事象の間に上昇するのにより長い時間が与えられる。これにより、動力シリンダーの膨張比または圧縮シリンダーのピーク圧力を増加させることなく、動力シリンダーのピーク圧力が高くされる

50

。したがって、ドエル型分割サイクルエンジンの熱効率全体が著しく向上し、例えば、略4%向上する。

### 【0023】

#### II. 用語解説

ここで用いられる頭字語および用語の定義の用語解説を参考のために以下に示す。

- ・ 空燃比：吸気チャージにおける空気の燃料に対する割合。
- ・ 下死点 ( B D C )：シリンダーヘッドから最も離れたピストンの位置であり、燃焼室の容積がサイクル中で最大になる。
- ・ クランク角 ( C A )：クランクシャフト・スローの回転角度であり、一般的にはシリンダーボアと整列されているときのその位置をいう。
- ・ クランクピン ( または ロッド・ジャーナル )：コネクティングロッドの底部が取り付け、クランクシャフトの中心線を周回するクランクシャフトの部分。これは、ドエル型では、実際のところ、クランクシャフトではなくコネクティングロッドの一部でもよい。
- ・ クランクシャフト・ジャーナル：軸受け内で回転する回転クランクシャフトの部分である。
- ・ ベースライン型のクランクスロー：クランクシャフトのクランク腕とクランクピンであり、クランクピンはコネクティングロッドの下側端部を支持する。
- ・ ドエル型のクランクスロー ( または クランク腕 )：ドエル型では、クランク腕とクランクピンは別個のものであるので、ここではクランクシャフトへの言及はクランク腕を指す。
- ・ 燃焼継続時間：この説明では、燃焼事象の開始から10%と90%ポイントとの間のクランク角期間として定義される。
- ・ 燃焼事象：典型的にはエンジンの膨張室内で燃料を燃やすプロセス。
- ・ 圧縮比：TDC時の圧縮シリンダー容積に対するBDC時の圧縮シリンダー容積の比。
- ・ クロスオーバー弁の閉弁 ( X V C )
- ・ クロスオーバー弁の開弁 ( X V O )
- ・ シリンダーオフセット：ボアの中心線とクランクシャフト軸線との間の直線距離。
- ・ 排気量：ピストンがBDCからTDCまで変位する容積として定義される。数学的には、BDCからTDCまでの距離としてストロークが定義されると、排気量は  $\pi / 4 \times \text{ボア}^2 \times \text{ストローク}$  に等しい。
- ・ 有効クランクスロー半径：クランクスローの回転軸 ( コネクティングロッド / クランクスロー軸線 ) とクランクシャフト軸線との間の瞬間的な距離。ベースライン型エンジン100の場合は、膨張ピストンの有効クランクスロー半径は略一定であるが、ドエル型エンジンでは、有効クランクスロー半径は膨張ピストンについて変わる。
- ・ 排気バルブの閉弁 ( E V C )
- ・ 排気バルブの開弁 ( E V O )
- ・ 膨張比：圧縮比と同等の用語であるが、膨張シリンダー用である。TDC時のシリンダー容積に対するBDC時のシリンダー容積の比である。
- ・ 図示動力：摩擦損失が考慮される前に、ピストンの頂面に配分される動力出力。
- ・ 図示平均有効圧力 ( I M E P )：P - dV曲線の内側領域の積分であり、排気量で除算した図示エンジントルクにも等しい。実際、すべての図示トルクおよび動力値はこのパラメータの導関数である。この値はまた、実際の圧力曲線と同じエンジン出力をもたらすことになる、膨張行程に亘る一定の圧力レベルを表す。正味の図示平均有効圧力 ( N I M E P ) または総量としての図示平均有効圧力 ( G I M E P ) として特定することができるが、十分に特定されていない場合には、NIMEPが想定されている。
- ・ 図示熱効率 ( I T E )：燃料エネルギー入力率に対する図示動力出力の比。
- ・ 図示トルク：摩擦損失が考慮される前に、ピストンの頂面に配分されるトルクの出力。
- ・ 吸気バルブの閉弁 ( I V C )
- ・ 吸気バルブの開弁 ( I V O )
- ・ ピークシリンダー圧力 ( P C P )：エンジンサイクルの間に燃焼室内で得られる最大圧

10

20

30

40

50

力。

- ・ 火花点火式 ( S I ) : 燃焼室内の電気火花によって燃焼事象を開始するエンジンを指す。
- ・ 上死点 ( T D C ) : サイクル全体を通してピストンが到達するシリンダーヘッドに最も近い位置であり、燃焼室の容積は最小となる。
- ・ T D C 位相 (これはまた、ここでは、圧縮シリンダーと膨張シリンダーとの間の位相角 (図6の参照番号172参照)とも称される) : 2本のシリンダーのクランクスロー間の度数での回転オフセットのこと。ゼロ度オフセットならばクランクスローが同一直線上にあることを意味し、180度オフセットならばクランクスローがクランクシャフトを挟んだ両側 (つまり、一方のピンが頂部にあり、他方が底部にある) にあることを意味する。
- ・ バルブの継続時間 (またはバルブ事象の継続時間) : 開弁と閉弁間でのクランク角期間。
- ・ バルブ事象 : 役目を果たすためにバルブを開閉するプロセス。

【0024】

### III. コンピュータによる第2の研究に起因するドエル型分割サイクルエンジンの実施形態

図6Aおよび6Bを参照するに、100および101は、それぞれ、本発明によるベースライン型およびドエル型分割サイクルエンジンの模範的な実施形態を全体として示す。エンジン100および101は、それぞれ、内部を貫通する膨張 (または動力) シリンダー104と圧縮シリンダー106とを有するエンジンブロック102を備える。クランクシャフト108は枢動可能に接続され、クランクシャフト軸線110 (この用紙平面に直交して延びる) を中心として回転する。

【0025】

エンジンブロック102は、エンジン100および101の主たる構造部材であり、クランクシャフト108からシリンダーヘッド112との接合部へ向かって上方に延びる。エンジンブロック102は、エンジン100および101の構造上の枠として機能し、通常取り付けパッドを有し、このパッドによってエンジンは、シャーシ (図示せず) に支持される。エンジンブロック102は、一般には機械加工された、適切な表面とシリンダーヘッド112やエンジン100および101の他のユニットを装着するためのねじ穴とを有する鋳造品である。

【0026】

シリンダー104と106は、通常全体として円形断面の開口であり、エンジンブロック102の上部を貫通して延びる。シリンダー104および106の直径は、ボアとして知られる。シリンダー104と106の内壁は、くりぬかれ、磨かれて第1膨張 (動力) ピストン114と第2圧縮ピストン116をそれぞれ収容する大きさの、滑らかで、正確な支持面を形成する。

【0027】

膨張ピストン114は、第1膨張ピストンシリンダー軸113に沿って往復動作し、圧縮ピストン116は、第2圧縮ピストンシリンダー軸115に沿って往復動作を行なう。これらの実施形態では、膨張シリンダー104および圧縮シリンダー106は、クランクシャフト軸線110に対してオフセットされている。つまり、第1と第2のピストンシリンダー軸113, 115はクランクシャフト軸線110と交差せず、クランクシャフト軸線110の互いに反対側を通る。しかし、ピストンシリンダー軸がオフセットされていない分割サイクルエンジンもまた本発明の範囲内にあることを、当業者は認めるに違いない。

【0028】

ピストン114と116は通常、鉄、鋼又はアルミニウム合金からなる円筒形鋳造品または鍛造品である。動力ピストン114と圧縮ピストン116の上方の閉端、即ち頂部は、夫々第1および第2のクラウン118および120である。ピストン114と116との外表面は全体として機械加工され、シリンダーボアにきちんと嵌まるように収容され、

10

20

30

40

50

ピストンとシリンダー壁との間隙を密封するピストンリング（図示せず）を設けるための溝が、通常、形成されている。

【 0 0 2 9 】

シリンダーヘッド 1 1 2 は、膨張シリンダー 1 0 4 および圧縮シリンダー 1 0 6 を相互接続する気体クロスオーバー通路 1 2 2 を含む。クロスオーバー通路は、圧縮シリンダー 1 0 6 の近傍の、クロスオーバー通路 1 2 2 の端部内に位置されたインレットチェックバルブ 1 2 4 を含む。また、ポペット型のアウトレット・クロスオーバー・バルブ 1 2 6 が、膨張シリンダー 1 0 4 の上部の近傍の、クロスオーバー通路 1 2 2 の反対側の端部内にも配置されている。チェックバルブ 1 2 4 およびクロスオーバー・バルブ 1 2 6 は、その間に圧力室 1 2 8 を区画する。チェックバルブ 1 2 4 は、圧縮シリンダー 1 0 6 から圧力室 1 2 8 への圧縮ガスの一方の方向の流れを許容する。クロスオーバー・バルブ 1 2 6 は、圧力室 1 2 8 から膨張シリンダー 1 0 4 への圧縮ガスの流れを許容する。チェックバルブおよびポペット型バルブは、それぞれ、インレットチェックバルブ 1 2 4 およびアウトレット・クロスオーバー・バルブ 1 2 6 として説明したが、使用に適した設計のバルブを代わりに用いられてもよく、例えば、インレットバルブ 1 2 4 はポペット型でもよい。

10

【 0 0 3 0 】

シリンダーヘッド 1 1 2 は、圧縮シリンダー 1 0 6 の頂部の上に配置されたポペット型の吸気バルブ 1 3 0 と、膨張シリンダー 1 0 4 の頂部の上に配置されたポペット型の排気バルブ 1 3 2 とを含む。典型的には、ポペットバルブ 1 2 6、1 3 0 および 1 3 2 は、バルブ開口を閉鎖するように取付けられたディスク 1 3 6 を一端部に備える金属シャフト（すなわちステム）1 3 4 を有する。ポペットバルブ 1 3 0、1 2 6 および 1 3 2 のシャフト 1 3 4 の他端部は、それぞれ、カムシャフト 1 3 8、1 4 0 および 1 4 2 と機械的に連結されている。カムシャフト 1 3 8、1 4 0 および 1 4 2 は、通例、全体的に卵形のローブを備える丸型ロッドであり、エンジブロック 1 0 2 内またはシリンダーヘッド 1 1 2 に位置されている。

20

【 0 0 3 1 】

カムシャフト 1 3 8、1 4 0 および 1 4 2 は、通例、歯車、ベルトまたはチェーンリンク（図示せず）を介して、クランクシャフト 1 0 8 と機械的に連結されている。クランクシャフト 1 0 8 がカムシャフト 1 3 8、1 4 0 および 1 4 2 を回転させるとき、カムシャフト 1 3 8、1 4 0 および 1 4 2 のローブは、バルブ 1 3 0、1 2 6 および 1 3 2 にエンジンサイクルの正確な時点で開閉を行わせる。

30

【 0 0 3 2 】

圧縮ピストン 1 1 6 のクラウン 1 2 0 と、圧縮シリンダー 1 0 6 の壁部と、シリンダーヘッド 1 1 2 とは圧縮シリンダー 1 0 6 の圧縮室 1 4 4 を構成する。膨張ピストン 1 1 4 のクラウン 1 1 8 と、膨張シリンダー 1 0 4 の壁部と、シリンダーヘッド 1 1 2 とは膨張シリンダー 1 0 4 の別の燃焼室 1 4 6 を構成する。点火栓 1 4 8 は膨張シリンダー 1 0 4 上のシリンダーヘッド 1 1 2 内に配置され、制御装置（図示せず）により制御され、燃焼室 1 4 6 内の圧縮空気混合気の点火を正確なタイミングで行う。

【 0 0 3 3 】

ベースライン型エンジン 1 0 0 とドエル型エンジン 1 0 1 との構造は、膨張ピストンの運動において熱力学的に異なる。この運動は、本明細書で述べるような膨張ピストンのコネクティングロッドおよびクランクスロー間の連結機構を介して達成し得るものとして意図された。したがって、エンジン 1 0 0 および 1 0 1 のコネクティングロッド/クランクスロー連結機構は、別途、後述する。

40

【 0 0 3 4 】

図 6 A において、ベースライン型分割サイクルエンジン 1 0 0 は第 1 膨張コネクティングロッド 1 5 0 および第 2 圧縮コネクティングロッド 1 5 2 を含み、コネクティングロッド 1 5 1 および 1 5 2 は、それぞれの上端部がピストンピン 1 5 4 および 1 5 6 を介して、動力ピストン 1 1 4 および圧縮ピストン 1 1 6 に駆動可能に取り付けられている。クランクシャフト 1 0 8 は一対の機械的オフセット部、すなわち、第 1 膨張クランクスロー 1

50

5 8 および第2圧縮クランクスロー160を含み、クランクスロー158および160は、それぞれ、クランクピン162および164を介して、コネクティングロッド150、152の反対側の下端部に枢動可能に取り付けられる。ピストン114、116およびクランクスロー158、160に対するコネクティングロッド150および152の機械的連結機構には、各ピストンの（膨張ピストン114については方向矢印166が示すような、また圧縮ピストン116については方向矢印168が示すような）往復運動をクランクシャフト108の（方向矢印170で示すような）回転運動に変換する機能がある。

【0035】

なお、重要なことは、ドエル型エンジン101とは違って、ベースライン型エンジン100における圧縮ピストン116および膨張ピストン114双方のクランクスロー半径、すなわち、クランクピン162、164とクランクシャフト軸線110との間の中心から中心までの距離は概ね一定のままである。したがって、ベースライン型エンジン100のクランクシャフト軸線110を周回するクランクピン162および164の軌跡は、ほぼ円形である。

10

【0036】

図6Bを参照すると、ドエル型分割サイクルエンジン101における圧縮ピストン116のクランクシャフト108に対するコネクティングロッド/クランクスロー連結機構は、ベースライン型エンジン100のものと同一である。したがって、2つのエンジン100および101において、同様の構成要素には同じ参照番号をそのまま用いる。つまり、ドエルエンジン101は、上端部が圧縮ピストンピン156を介して圧縮ピストン116に枢動可能に取り付けられている圧縮コネクティングロッド152を含む。クランクシャフト108は圧縮クランクスロー160を有し、クランクスロー160は圧縮クランクピン164を介して圧縮コネクティングロッド152の反対側の下端部に枢動可能に取り付けられている。したがって、ドエル型エンジン101のクランクシャフト軸線110を周回するクランクピン164の軌跡は、ほぼ円形である。

20

【0037】

図7Aおよび7Bを参照するに、全体を200で示されるのは、ドエル型エンジン101における膨張ピストン114のクランクシャフト108に対するコネクティングロッド/クランクスロー連結機構の拡大正面図および拡大側面図である。連結機構200は、クランクシャフト108の一区分を構成する対向する一対の主クランクシャフト・ジャーナル202を含み、クランクシャフトの主ジャーナルは共にクランクシャフト軸線（すなわち、中心線）110と整列されている。主ジャーナル202の内側端部には、クランクスロー（または、クランク腕）206が取り付けられている。クランクスロー206は主ジャーナル202から半径方向に突出する全体的に長円形板状のアタッチメントである。ロッド・ジャーナル（またはクランクピン）210は、クランク腕（またはスロー）206内に配置された一対の半径方向スロット212間に摺動可能な状態で保持されており、クランクピン210が主ジャーナル202、204と平行な向きで、クランクシャフト軸線110からは半径方向にオフセットされるようになされている。スロット212のサイズは、クランクシャフト軸線110に対してクランクピン210の半径方向の移動を許容できる大きさである。

30

40

【0038】

膨張コネクティングロッド214の上端部は、膨張ピストンピン216を介して膨張ピストン114に枢動可能に取り付けられている。膨張コネクティングロッド214の反対側の下端部（または大端部）はクランクピン210に枢動可能に取り付けられている。代わりに、クランクピン210および膨張コネクティングロッド214は単一部品として一体的に取り付けられてもよい。

【0039】

ベースラインエンジン100との明確な違いは、クランクシャフト108の回転につれて、ドエル型エンジン101のクランクピン210はクランクスロー206の半径方向スロット212に沿って自由に動き、このように動くことにより、クランクシャフト軸線1

50

10 からクランクピン 210 の (両頭矢印 218 で示す) 有効クランクスロー半径を変えることができることである。本実施形態において有効クランクスロー半径 218 はクランクシャフトの回転軸 110 とクランクピン中心 220 の位置との間の瞬間的な距離である。ベースライン型エンジン 100 では、膨張ピストン 114 についての有効クランクスロー半径はほぼ一定であるが、ドエル型エンジン 101 では、有効クランクスロー半径 218 は膨張ピストン 114 について変わる。

【0040】

有効クランクスロー半径 218 がクランクスロー 206 のスロット 212 を介して可変にされているが、その他の手段を利用して半径 218 を変えてもよいことを当業者は認めるに違いない。たとえば、半径方向スロットがコネクティングロッド 214 に設けられ、一方、クランクピン 210 がクランクスロー 206 に固定的に取り付けられてもよい。

10

【0041】

スロット 212 内でのクランクピン 210 の位置は、エンジン 101 の固定エンジン構造物 (図示せず) に固定された一対の型板 222 によって制御される。型板 222 は全体的に円形板で、クランクスロー 206 から軸方向に外側に位置する。型板 222 はクランクシャフト 108 に対して概ね半径方向平面として配向され、クランクシャフト 108 および関連するハードウェア (図示せず) を通せるほどの大きさの穴を中央に含む。

【0042】

クランクピン 210 を案内するクランクピン・トラック 224 が型板 222 に設けられ、クランクピン 210 はクランクスロー 206 を通り型板 222 に突出している。トラック 224 は、クランクピン 210 がクランクシャフト軸線 110 を中心に回転するにつれ、クランクピン 210 が必ず追従する (矢印 226 で示す) 所定の経路を区画している。

20

【0043】

さらに詳細に説明するように (項目 VI . 「ドエル・ピストン運動コンセプト」参照)、機械的連結機構 200 により、燃焼期間において、ベースライン型分割サイクルエンジン 100 の膨張ピストンと比較すると、膨張ピストンの下降運動をより遅く、すなわち、「ドエル」する期間をもたらしめている。このドエル運動により、膨張シリンダーの膨張比または圧縮シリンダーのピーク圧力を上げることなく、シリンダーピーク圧力が高くなる。したがって、ドエル型エンジン 101 は、ベースライン型エンジン 100 より約 4 % 高い熱効率向上を実証した。

30

【0044】

#### IV . 基本ベースラインおよびドエルエンジンの動作

膨張ピストン 114 のコネクティングロッド / クランクスロー連結機構 200 を除き、ベースライン型エンジン 100 およびドエル型エンジン 101 の動作は、ほぼ同じである。したがって、エンジン 100 および 101 の両方の動作をドエル型エンジン 101 のみを参照して説明する。

【0045】

図 6 B は、下死点 (BDC) 位置に到達し、まさに (矢印 166 で示すように) 上昇して排気行程をはじめたときの膨張ピストン 114 を示す。圧縮ピストン 116 は吸気行程の下降 (矢印 168) 中であり、膨張ピストン 114 に遅れている。

40

【0046】

動作中において、膨張ピストン 114 は位相角 172 だけ圧縮ピストン 116 より進んでいる。位相角 172 は、膨張ピストン 114 がその上死点位置に到達した後に、圧縮ピストン 116 がその上死点位置に到達するために、クランクシャフト 108 が回転しなければならないクランク角 (CA) 回転の角度によって決められる。コンピュータによる第 1 の研究 (項目 I . 「大要」参照) で決められたように、適切な熱効率レベルを維持するためには、位相角 172 が典型的にはおよそ 20 度に設定される。さらに、位相角は 50 度以下が好ましく、より好ましくは、30 度以下であり、最も好ましいのは 25 度以下である。

【0047】

50

インレットバルブ130が開いて、燃料と空気の可燃混合気の所定量を圧縮室144に引き入れ、閉じ込める（つまり、図6Bのドットで示す閉じ込めたマス（塊））。排気バルブ132も開いて、ピストン114に燃焼後の生成物を燃焼室146から排出させる。

【0048】

クロスオーバー通路122のチェックバルブ124およびクロスオーバー・バルブ126は閉じており、2つの室144および146間で着火性燃料および燃焼後生成物が移動することを防いでいる。さらに、排気行程および吸気行程中において、チェックバルブ124およびクロスオーバー・バルブ126は、圧力室128を密閉し、前回の圧縮行程および動力行程からそこに閉じ込められていたガスの圧力を略維持する。

【0049】

図8を参照するに、閉じ込めたマス（塊）の圧縮が進行中である。すなわち、インレットバルブ130は閉じており、圧縮ピストン116は空気/燃料混合気を圧縮するように上死点（TDC）位置方向に上昇（矢印168）中である。同時に、排気バルブ132は開いて、膨張ピストン114も燃焼後の燃料生成物を排出するように上昇（矢印166）中である。

【0050】

図9を参照するに、閉じ込めたマス（塊）（ドット）はさらに圧縮され、チェックバルブ124を介してクロスオーバー通路122に入り込み始めている。膨張ピストン114は上死点（TDC）位置に到達し、下降して（矢印166で示す）膨張行程に入ろうとしている一方で、圧縮ピストン116はまだ（矢印168で示す）圧縮行程による上昇の最中

【0051】

ピストン114がBDCに位置するときの膨張シリンダー（つまり燃焼室146）容積の、ピストンがTDCに位置するときの膨張シリンダー容積に対する比が、ここでは、膨張比と定義されている。コンピュータによる第1の研究（項目Iの「大要」参照）において決定されたように、有益な効率レベルを維持するためには、膨張比は典型的にはおよそ120対1に設定される。さらに、膨張比は20対1以上が好ましく、さらに好ましくは40対1以上、最も好ましいのは80対1以上である。

【0052】

図10を参照するに、閉じ込めたマス（塊）（ドットで示した部分）の燃焼開始が示されている。クランクシャフト108は、膨張ピストン114のTDC位置を通過後さらに所定角度回転し、その点火位置に達する。この時点で、点火栓148が点火され、燃焼が始まる。圧縮ピストン116はちょうどその圧縮行程を終了しつつあり、そのTDC位置近くにいる。この回転の最中に、圧縮シリンダー116内の圧縮ガスは、チェックバルブ124を全開させる閾値圧力に達する一方、カム140はクロスオーバー・バルブ126をも開くべくタイミング付けられている。したがって、膨張ピストン114が降下し圧縮ピストン116が上昇するにつれ、圧縮ガスの略等しいマス（塊）が圧縮シリンダー106の圧縮室144から膨張シリンダー104の燃焼室146に移動される。

【0053】

クロスオーバー・バルブ126のバルブ継続時間、すなわち、クロスオーバー開弁（XVO）とクロスオーバー閉弁（XVC）との間でのクランク角間隔（CA）は、吸気バルブ130および排気バルブ132のバルブ継続時間と比較すると、非常に小さい。バルブ130、132の典型的なバルブ継続時間は、通例、160度CAを超える。コンピュータによる第1の研究で確定されたように、有益な効率レベルを維持するためには、クロスオーバー・バルブ継続時間は典型的にはおよそ25度CAに設定される。さらに、クロスオーバー・バルブ継続時間は69度CA以下が好ましく、さらに好ましくは50度CA以下、最も好ましいのは35度CA以下である。

【0054】

さらに、コンピュータによる第1の研究で確定されたように、クロスオーバー・バルブ継

10

20

30

40

50

続時間と燃焼継続時間とが、燃焼継続時間の所定の最低パーセンテージ分、重なる場合には、燃焼継続時間は実質的に減少する（閉じ込めたマス（塊）の燃焼率が実質的に上がる）。具体的には、クロスオーバ・バルブ 150 は、好ましくは、クロスオーバ・バルブ閉弁前に、全燃焼事象（つまり、燃焼の 0% ポイントから 100% ポイント）の少なくとも 5%、より好ましくは全燃焼事象の 10%、さらに最も好ましいのは全燃焼事象の 15% の間、開いたままにしておくべきである。クロスオーバ・バルブの閉弁前の膨張シリンダー内の著しい圧力上昇により、膨張シリンダーからクロスオーバ通路内に戻るマス（塊）の損失および/またはクロスオーバ通路内への火炎の伝播を避けるということについて、コンピュータによる第 1 の研究において述べたようにそのほかの予防措置が採られたと仮定して、空気/燃料混合気の燃焼（つまり、燃焼事象）中にクロスオーバ・バルブ 126 の開く期間をより長く維持できるほど、燃焼率と効率レベルは益々向上する。

10

#### 【0055】

ピストン 116 が BDC に位置するときの圧縮シリンダー（つまり燃焼室 144）容積の、ピストンが TDC に位置するときの圧縮シリンダー容積に対する比が、ここでは、圧縮比と定義されている。再度、コンピュータによる第 1 の研究において確定されているように、有益な効率レベルを維持するためには、通例、圧縮比は典型的にはおよそ 100 対 1 に設定される。さらに、圧縮比は 20 対 1 以上が好ましく、さらに好ましくは 40 対 1 以上、最も好ましいのは 80 対 1 以上である。

#### 【0056】

図 11 を参照するに、閉じ込めたマス（塊）での膨張行程を示す。空気/燃料混合気が燃焼するにつれ、熱いガスが膨張ピストン 114 を下方に動かす。同時に吸気プロセスが圧縮シリンダーにおいて開始している。

20

#### 【0057】

図 12 を参照するに、閉じ込めたマス（塊）での排気行程を示す。膨張シリンダーが BDC に到達し、再び上昇を始めるにつれ、燃焼ガスは開いたバルブ 132 の外に排出され次のサイクルを始める。

#### 【0058】

上記実施形態では、膨張ピストン 114 および圧縮ピストン 116 は、それぞれ、コネクティングロッド 214 および 150 を介してクランクシャフト 108 に直接に連結されているが、他の手段を用いてピストン 114、116 をクランクシャフト 108 に作動可能に連結させることも本発明の範囲内である。たとえば、第 2 のクランクシャフトを使って、ピストン 114 および 116 を第 1 のクランクシャフト 108 に機械的に連結してもよい。

30

#### 【0059】

本実施形態は火花点火（SI）エンジンに関して説明したが、圧縮着火（CI）エンジンもこのタイプのエンジンの範囲に入るとは当業者も認めるに違いない。さらに、本発明による分割サイクルエンジンを利用して、ガソリン以外の、たとえば、ディーゼル、水素ガスや天然ガスなどの様々な燃料で走行することもできる。

#### 【0060】

V. コンピュータによる第 2 の研究において用いたドエルおよびベースライン分割サイクルエンジンのパラメータ

40

コンピュータによる第 1 および第 2 の研究は、イリノイ州ウエストモント在の Gamma Technologies 社所有の GT パワーと呼ばれる市販のソフトウェア・パッケージを用いて行われた。GT パワーとは、エンジンのシミュレーションを行うために産業界では一般的に用いられている次元計算の流体解法である。

#### 【0061】

コンピュータによる第 1 の研究の主な目的は、ドエル動作のないベースライン型分割サイクルエンジン 100 と比較して、ドエル型分割サイクルエンジン 101 の性能について、ユニークな膨張ピストンの「ドエル」運動（または動作）の効果を評価することであった。ここで述べる模範例の実施形態では、膨張シリンダー 114 のコネクティングロッド

50

ノクランクシャフト・アセンブリ、すなわち、コネクティングロッドノクランクスロー連結機構に付加された機械的連結機構200によって、ドエル運動が生起される。機械的連結機構200は、燃焼の期間中に、ベーライン型分割サイクルエンジン100の膨張ピストンと比較し、膨張ピストンのより緩やかな下降運動、すなわち、「ドエル」の期間を実現する。ユニークなピストン運動プロファイルを使うのは、そのようなメカニズムが起こし得るといふ運動を意図したものであり、熱効率レベルが高くなるばかりでなく、膨張シリンダーの膨張比または圧縮シリンダーのピーク圧力を上げることなくシリンダーピーク圧力を高くする。

【0062】

ベーライン型100およびドエル型101間の正当な比較を確実にするためには、注意をもって両エンジンのパラメータを選択しなければならなかった。テーブル1は、ベーラインエンジン100およびドエルエンジン101の比較に用いた圧縮パラメータを示す(なお、ドエルコンセプトの圧縮シリンダーには変更を加えなかった)。テーブル2は、ベーラインエンジン100の膨張シリンダーのために用いたパラメータを示す。ドエルエンジン101の膨張シリンダーに用いたパラメータについては、テーブル4を参照のこと。

【0063】

【表1】

テーブル1 分割サイクルベーラインおよびドエルエンジンのパラメータ  
(圧縮シリンダー)

パラメータ	値
ボア	4.410 in (112.0 mm)
ストローク	4.023 in (102.2 mm)
コネクティングロッドの長さ	9.6 in (243.8 mm)
クランクスローの半径	2.000 in (50.8 mm)
排気量	61.447 in <sup>3</sup> (1.007 L)
クリアランス容積	0.621 in <sup>3</sup> (0.010 L)
圧縮比	100 : 1
シリンダーのオフセット	1.00 in (25.4 mm)
TDC位相	20度CA
エンジンスピード	1400 rpm

【0064】

【表2】

テーブル2 分割サイクルベーラインエンジンのパラメータ  
(膨張シリンダー)

パラメータ	値
ボア	4.000 in (101.6 mm)
ストローク	5.557 in (141.1 mm)
コネクティングロッドの長さ	9.25 in (235.0 mm)
クランクスローの半径	2.75 in (69.85 mm)
排気量	69.831 in <sup>3</sup> (1.144 L)
クリアランス容積	0.587 in <sup>3</sup> (0.010 L)
膨張比	120 : 1
シリンダーのオフセット	1.15 in (29.2 mm)
空燃比	18 : 1

【0065】

テーブル3は、圧縮ピストンのTDCを基準にした吸気バルブ事象を除いて、膨張ピストンのTDC基準でバルブ事象と燃焼パラメータをまとめたものである。これらのパラメータはベースライン型エンジン100およびドエル型エンジン101の両方に使った。

【0066】

【表3】

テーブル3 分割サイクルベースラインおよびドエルエンジンのガス抜きおよび燃焼パラメータ

パラメータ	値	
吸気バルブ開弁 (IVO)	2度ATDC	
吸気バルブ閉弁 (IVC)	170度ATDC	10
ピーク吸気バルブリフト	0.412 in (10.47 mm)	
排気バルブ開弁 (EVO)	134 2度ATDC	
排気バルブ閉弁 (EVC)	2度BTDC	
ピーク排気バルブリフト	0.362 in (9.18 mm)	
クロスオーバー・バルブ開弁 (XVO)	5度BTDC	
クロスオーバー・バルブ閉弁 (XVC)	22度ATDC	
ピーククロスオーバーバルブリフト	0.089 in (2.27 mm)	
50%燃焼ポイント (燃焼事象)	32度ATDC	
燃焼継続時間 (10-90%)	22度CA	20

【0067】

#### VI. ドエルピストン運動コンセプト

図13を参照するに、クランクシャフト軸線110を中心にクランクピン210がたどる経路226の拡大図が示されている。経路226は、ドエル型エンジン101の(図7Aおよび7Bで最もよくわかる)クランクピン210を案内する機械的連結機構200のクランクピン・トラック224により規定されている。

【0068】

経路226は、第1の有効クランクスロー内径232を有する内側円230から第2の有効クランクスロー外径236を有する外側円234まで、クランクピン210を移動させる第1の移行領域228を含んでいる。移行領域228は、上死点後の所定角度CAで始まり、燃焼事象の少なくとも一部の間および膨張ピストン114の下方方向へのストロークの間に起こる。次いで、経路226は、膨張ピストン114の下方方向への残りのストロークおよび上方方向へのストロークの大部分の間、外側円234上に留まる。さらに、経路226は、外側円234から膨張ピストン114の上方方向へのストロークの終点近くの内側円230までクランクピン210を移動させる第2の移行領域238を含む。コンピュータによる第2の研究のための基本ドエル型エンジン101の膨張ピストンのクランクピン210の運動は、以下のように設定された。

【0069】

1. ピストンTDCからTDC後の24度CAまで、クランクピン210は内側円230上にある。

【0070】

2. TDC後の24度CAからTDC後54度まで、クランクピン210は、有効クランクスロー内径232から有効クランクスロー外径236までクランク角に対して直線的に第1移行領域228を通過する。

【0071】

3. TDC後54度から、残りの下方方向へのストロークおよび上方方向へのストロークの大部分を経て、TDC前54度まで、クランクピン210は外側円234上にある。

50

## 【 0 0 7 2 】

4. TDC前54度CAからTDC前24度までクランクピン210は、有効クランクスロー外径236から有効クランクスロー内径232までクランク角に対して直線的に第2移行領域238を通過する。

## 【 0 0 7 3 】

5. TDC前24度CAからTDC後24度CAまでクランクピン210は内側円230上にある。

## 【 0 0 7 4 】

上記経路226がコンピュータによる第2の研究に利用されたが、様々な分割サイクルエンジン用に様々なコネクティングロッド/クランクスロー連結機構が、多数の他の形状の経路およびドエル膨張ピストンの動作を実現できるように設計できることを当業者は認めるに違いない。

10

## 【 0 0 7 5 】

経路226をたどりながら、ベースラインエンジン100と同じストロークおよび相対的ピストン位置を維持するために、有効クランクスロー内径232は、(テーブル2で示すように)2.75インチの基線から2.50インチに減らし、有効クランクスロー外径236を2.75インチから3.00インチに増やした。さらに、コネクティングロッドの長さを9.25インチ(テーブル2)から9.50インチに増やした。テーブル4は、ドエルエンジン101の膨張シリンダー104のために使ったパラメータをまとめたものである。

20

## 【 0 0 7 6 】

## 【表4】

テーブル4 分割サイクルドエルエンジンのパラメータ (膨張シリンダー)

パラメータ	値
ボア	4.000 in (101.6 mm)
ストローク	5.557 in (141.1 mm)
コネクティングロッドの長さ	9.50 in (235.0 mm)
クランクスローの内径	2.50 in (63.5 mm)
クランクスローの外径	3.00 in (76.2 mm)
排気量	69.831 in <sup>3</sup> (1.144 L)
クリアランス容積	0.587 in <sup>3</sup> (0.010 L)
膨張比	120 : 1
シリンダーのオフセット	1.15 in (29.2 mm)
空燃比	18 : 1

30

## 【 0 0 7 7 】

図14を参照するに、ベースラインエンジン100のクランクピンの運動と比較したドエルエンジン101の結果としての膨張ピストンのクランクピン210運動が示されている。グラフ240はドエルエンジンのクランクピン運動を表し、グラフ242はベースラインエンジンのクランクピン運動を表している。

40

## 【 0 0 7 8 】

図15を参照するに、ベースラインエンジンの膨張ピストンの運動と比較した結果としてのドエルエンジン101の膨張ピストンの運動が示されている。グラフ244はドエルエンジンの膨張ピストン運動を示し、グラフ246はベースラインエンジンの膨張ピストン運動を示す。

## 【 0 0 7 9 】

図16を参照するに、ベースラインエンジンの膨張ピストンの速度と比較した結果としてのドエルエンジン101の膨張ピストンの速度が示されている。グラフ248はドエルエンジンの膨張ピストンの速度を示し、グラフ250はベースラインエンジンの膨張ピス

50

トンの速度を示す。

【 0 0 8 0 】

グラフ 2 4 8 と 2 5 0 を比較すると、ベースライン型の膨張ピストン（ベースラインピストン）およびドエル型の膨張ピストン（ドエルピストン）は共に、TDC ポイント 2 5 1 と BDC ポイント 2 5 2 とでは基本的に速度ゼロで動いていることがわかる。ベースラインピストンおよびドエルピストンは共に、TDC から最初はほぼ同じスピードで下方向に動く（マイナス記号は下方向の速度を表し、プラス記号は上方向の速度を表す）。しかし、ドエルピストンがドエルグラフ 2 5 3 の第 1 移行セクションに入ると（約 2 4 度 A T D C ）、最初、ドエルグラフの第 1 移行セクション 2 5 3 のほとんど垂直な部分 2 5 4 が示すように、ドエルピストンの下方向の速度は急速に減速する。これは、ドエルクランクピン 2 1 0 が有効クランクスロー内径 2 3 2 から有効クランクスロー内径 2 3 6 までクランクスロースロット 2 1 2 に沿って半径方向に動き始めるので、ドエルピストンの下方向への運動が実質的に遅くなるためである。さらに、移行領域 2 5 3 全体に関して、ドエルピストンの下方向への速度は、ベースラインピストンよりかなり遅い。

10

【 0 0 8 1 】

第 1 移行セクション 2 5 3 は、燃焼事象の少なくとも一部と一致すべくタイミング付けられているので、第 1 移行セクション 2 5 3 におけるドエルピストンの遅くなった下方向への運動は、燃焼室容積の増加に対し、燃焼が広がって圧力を増すのにより多くの時間を提供する。その結果、より高い膨張シリンダーのピーク圧力が達成され、膨張シリンダー圧力は、ベースラインエンジン 1 0 0 よりもドエル型エンジン 1 0 1 では長い時間維持される。したがって、ドエル型エンジン 1 0 1 はベースラインエンジン 1 0 0 に対して効率、例えば、およそ 4 %、が著しく向上する。

20

【 0 0 8 2 】

第 1 移行セクション 2 5 3 の終点（約 5 4 度 A T D C ）で、クランクピン 2 1 0 はスロット 2 1 2 の半径方向の外側端部に達し、有効クランクスロー内径 2 3 2 から有効クランクスロー外径 2 3 6 への移行は基本的に完了する。このとき、ドエルピストンが急速に（ほとんど垂直な線 2 5 5 が示すように）加速すると、その下方向への速度はベースラインピストンに急速に追いつき、これを超える。

【 0 0 8 3 】

有効クランクスロー外径 2 3 6 を有するクランクピンの経路 2 2 6 の部分に関して、ドエルピストン速度はベースラインピストン速度より基本的に高いままでいることになる。しかし、ドエルピストンがドエルグラフの第 2 の移行セクション 2 5 6 に入ると（約 2 4 度 B T D C ）、最初、第 2 移行セクション 2 5 6 のほとんど垂直な部分 2 5 7 が示すように、ドエルピストンの上方向の速度は急速にベースラインピストンの速度以下に減速する。これは、ドエルクランクピン 2 1 0 が有効クランクスロー外径 2 3 6 から有効クランクスロー内径 2 3 4 まで、クランクスロースロット 2 1 2 に沿って半径方向に動き始めるので、ドエルピストンの上方向への運動がかなり遅くなるからである。

30

【 0 0 8 4 】

第 2 移行セクション 2 5 6 の終点（約 5 4 度 B T D C ）で、クランクピン 2 1 0 はスロット 2 1 2 の半径方向の内側端部に達し、有効クランクスロー外径 2 3 6 から有効クランクスロー内径 2 3 2 への移行は基本的に完了する。このとき、ドエルピストンが急速に（ほとんど垂直な線 2 5 8 が示すように）加速すると、その上方向への速度はベースラインピストンにほとんど追いつく。そして、ドエルピストンおよびベースラインピストンの上方向への速度は、TDC に達しサイクルを再び始めるゼロまで落ちる。

40

【 0 0 8 5 】

#### VII. 結果のまとめ

ピストンの下降運動を遅くすることにより、燃焼室容積の増加に対して燃焼事象の間にシリンダー圧力が上昇する時間を長くすることができる。これにより、膨張シリンダーの膨張比や圧縮シリンダーのピーク圧力を増加することなく、膨張シリンダーのピーク圧力を高くできる。したがって、ドエル型分割サイクルエンジン 1 0 1 の熱効率全体が非常に

50

向上され、たとえば、ベースライン分割サイクルエンジン 100 のおよそ 4% 以上になる。

【0086】

テーブル 6 は、ベースライン型エンジン 100 およびドエル型エンジン 101 の高性能動作の結果をまとめたものである。ドエル型エンジン 101 の図示熱効率 (ITE) は、ベースラインエンジン 100 より高い 1.7 ポイントの増加が予想される。つまり、ドエル型エンジン 101 の予想 ITE 40.5% と比較して、ベースラインエンジン 100 の予想 ITE は 38.8% であった。これは、ベースライン型エンジンより高い 4.4% (すなわち、1.7 ポイント / 38.8% × 100 = 4.4%) の予想増加を意味する。

【0087】

【表 5】

パラメータ	ベースライン	ドエル
図示トルク (ft-lb)	94.0	96.6
図示動力 (hp)	25.1	25.8
正味 IMEP (psi)	54.4	55.5
ITE (ポイント)	38.8	40.5
ピークシリンダー圧力：圧縮シリンダー (psi)	897	940
ピークシリンダー圧力：膨張シリンダー (psi)	868	915

【0088】

図 17A および 17B を参照するに、ドエルピストン運動対ベースラインピストン運動によって生じるシリンダー圧力対容積の変化が示されている。図 17A のグラフ 262 および 264 は、それぞれ、ベースラインの圧縮および膨張のピストン運動を表す。図 17B のグラフ 266 および 268 は、それぞれ、ドエルの圧縮および膨張のピストン運動を表す。なお、ベースライン圧縮曲線 (グラフ 262) とドエル圧縮曲線 (グラフ 266) は略等しい。

【0089】

図 18 を参照するに、ベースライン型エンジン 100 およびドエル型エンジン 101 のそれぞれの膨張シリンダー圧力対クランク角を、グラフ 270 および 272 で示す。グラフ 270 および 272 が示すように、ドエル型エンジン 101 は、ベースライン型エンジン 100 と比べると、高いピーク膨張シリンダー圧力を得ることができ、また、クランク角の広い範囲でこの圧力を維持することができる。これはドエル型エンジンの予想効率向上に貢献した。

【0090】

なお、グラフ 270 および 272 は、前回のテストよりも速い燃焼速度 (または火炎スピード) で取ったものである。つまり、グラフ 270 および 272 は 16 度 CA の燃焼継続時間を用いてプロットされたが、一方、コンピュータによる第 2 の研究の前回の性能計算およびグラフでは 22 度 CA の燃焼継続時間を利用した。このようにしたのは、分割サイクルエンジンではこのように速い火炎スピードを得ることができるという可能性が予想されたためである。さらに、ベースライン型エンジン 100 およびドエル型エンジン 101 の比較結果がより速い火炎スピードで損なわれるということを示すものは何もなかった。

【0091】

様々な実施形態が示され、説明されたが、種々の変形や代替が本発明の趣旨と範囲から逸脱せずに成されることができる。従って、本発明は例示によって説明されたものでそれに限定されないことは勿論のことである。

【図面の簡単な説明】

【0092】

【図 1】吸気行程中の先行技術の通常の 4 行程内燃機関の概略図である。

【図 2】圧縮行程中の図 1 の先行技術エンジンの概略図である。

10

20

30

40

50

【図 3】膨張行程中の図 1 の先行技術エンジンの概略図である。

【図 4】排気行程中の図 1 の先行技術エンジンの概略図である。

【図 5】先行技術の分割サイクル 4 行程内燃機関の概略図である。

【図 6 A】吸気行程中の本発明によるベースライン型分割サイクル 4 行程内燃機関の模範的实施形態の概略図である。

【図 6 B】吸気行程中の本発明によるドエル型分割サイクル 4 行程内燃機関の模範的实施形態の概略図である。

【図 7 A】図 6 B のドエル型エンジンにおいて、クランクシャフトへの膨張ピストンのコネクティングロッド/クランクスロー連結機構の拡大正面図である。

【図 7 B】図 6 B のドエル型エンジンにおいて、クランクシャフトへの膨張ピストンのコネクティングロッド/クランクスロー連結機構の拡大側面図である。

10

【図 8】圧縮行程の圧縮途中での図 6 B のドエル型分割サイクルエンジンの概略図である。

。

【図 9】圧縮行程の完全圧縮時の図 6 B のドエル型分割サイクルエンジンの概略図である。

。

【図 10】燃焼事象の開始中の図 6 B のドエル型分割サイクルエンジンの概略図である。

【図 11】膨張行程中の図 6 B のドエル型分割サイクルエンジンの概略図である。

【図 12】排気行程中の図 6 B のドエル型分割サイクルエンジンの概略図である。

【図 13】図 6 B のドエル型エンジンのクランクピンの運動の概略図である。

【図 14】図 6 A のベースライン型エンジンと図 6 B のドエル型エンジンとのクランクピンの運動のグラフである。

20

【図 15】図 6 A のベースライン型エンジンと図 6 B のドエル型エンジンとの膨張ピストンの運動のグラフである。

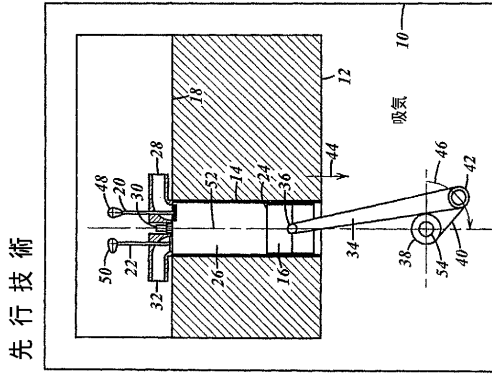
【図 16】図 6 A のベースライン型エンジンと図 6 B のドエル型エンジンとの膨張ピストンの速度のグラフである。

【図 17 A】図 6 A のベースライン型エンジンの圧力対容積の図である。

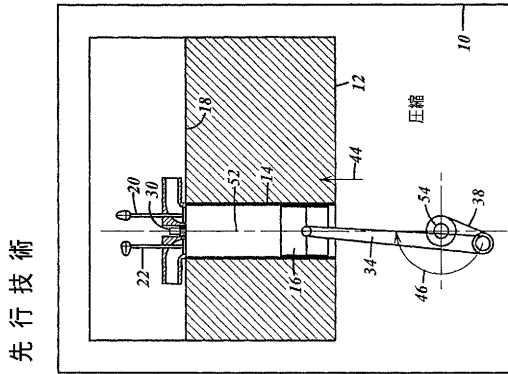
【図 17 B】図 6 B のドエル型エンジンの圧力対容積の図である。

【図 18】図 6 A のベースライン型エンジンと図 6 B のドエル型エンジンとの膨張シリンダー圧力対クランク角度のグラフである。

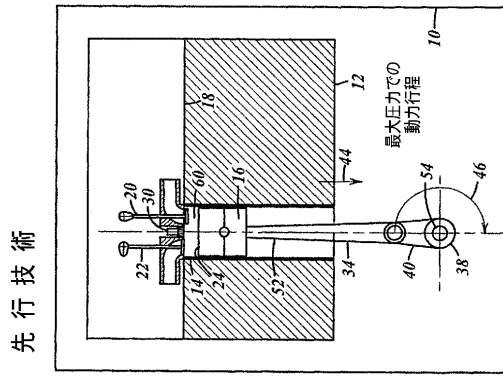
【図1】



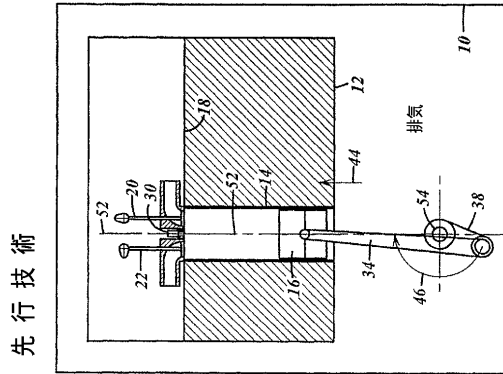
【図2】



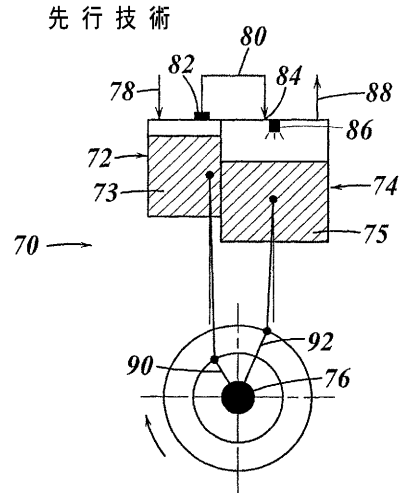
【図3】



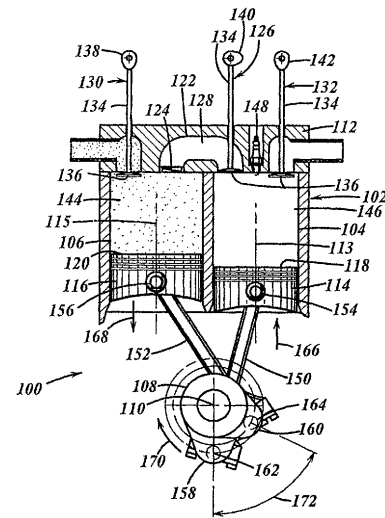
【図4】



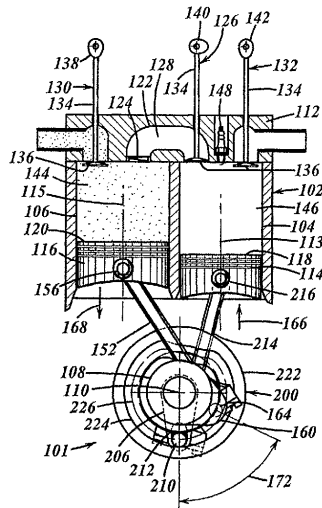
【図5】



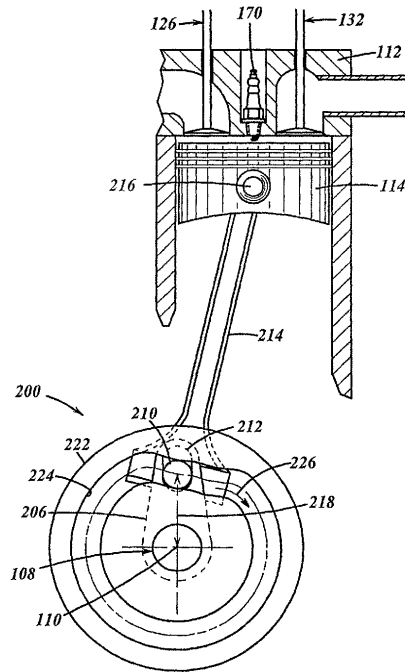
【図6A】



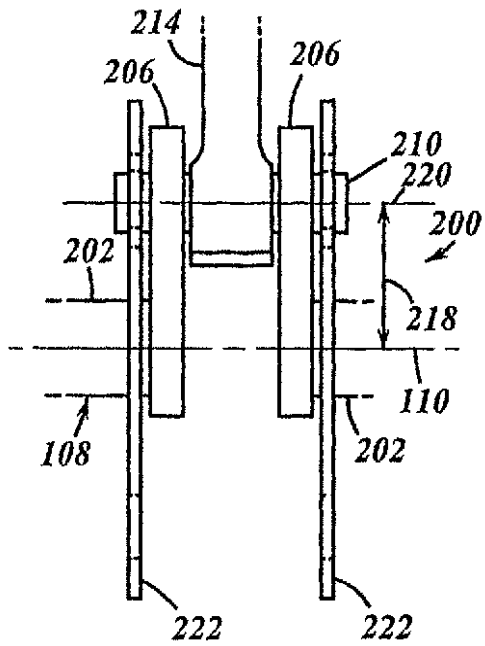
【図 6 B】



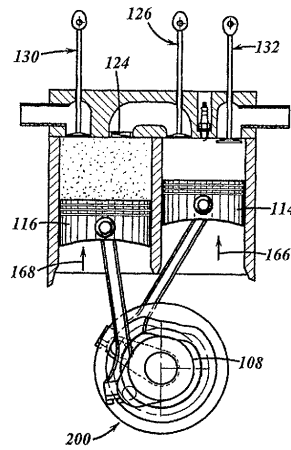
【図 7 A】



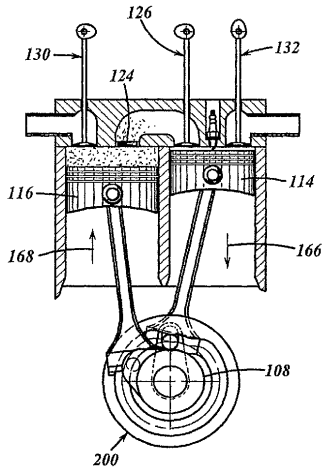
【図 7 B】



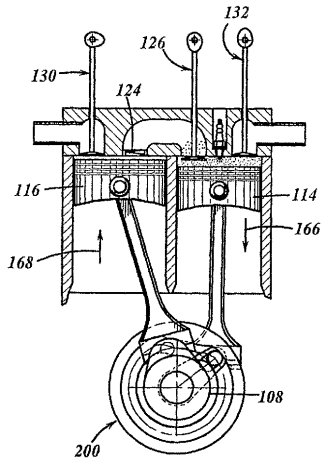
【図 8】



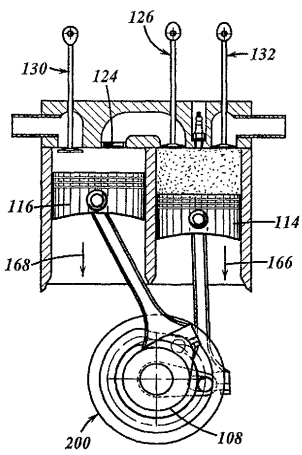
【図 9】



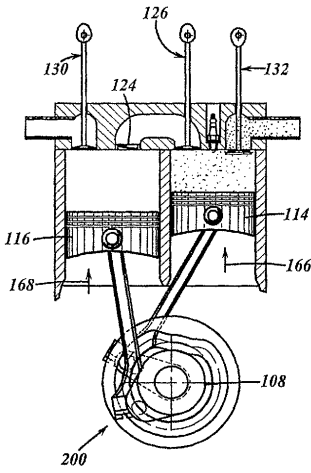
【図 10】



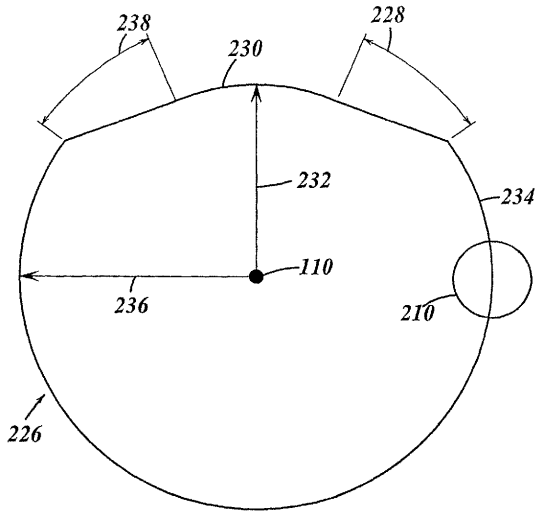
【図 11】



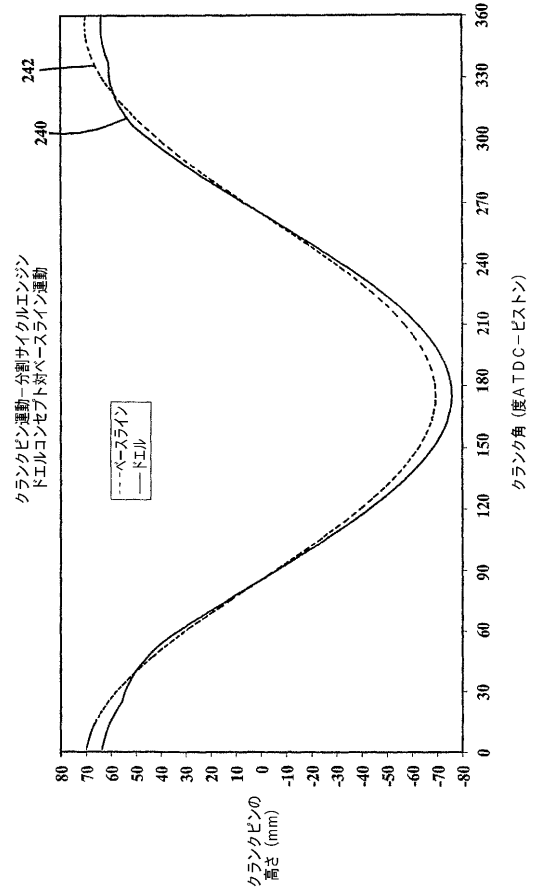
【図 12】



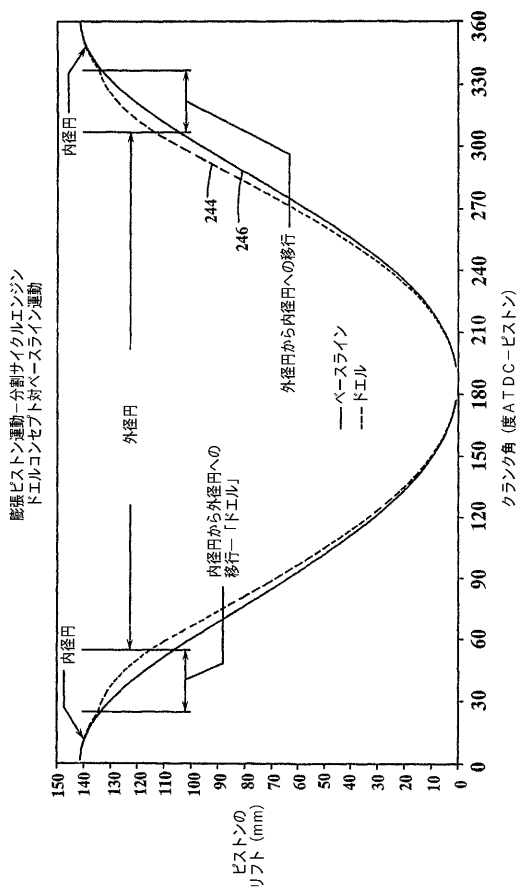
【図13】



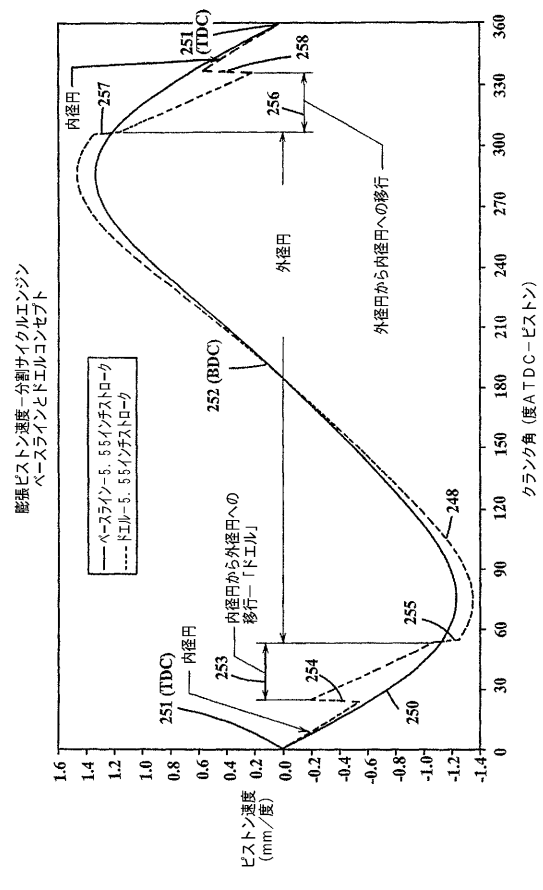
【図14】



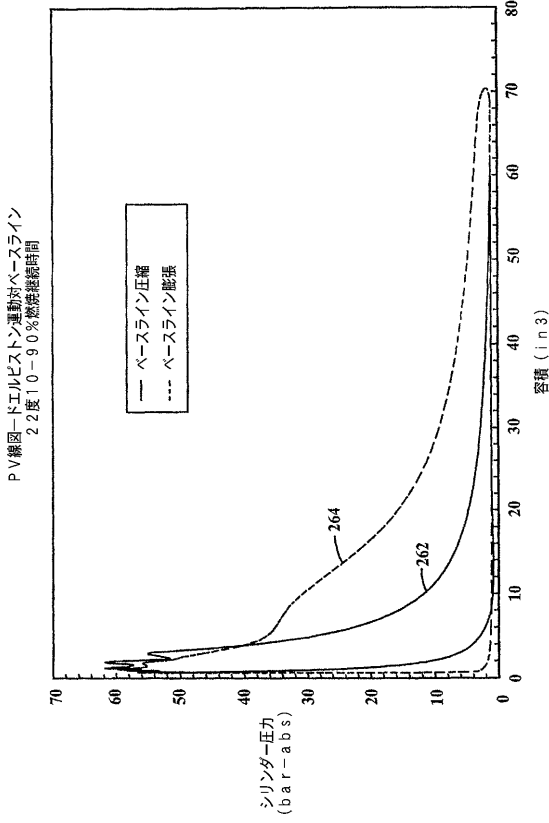
【図15】



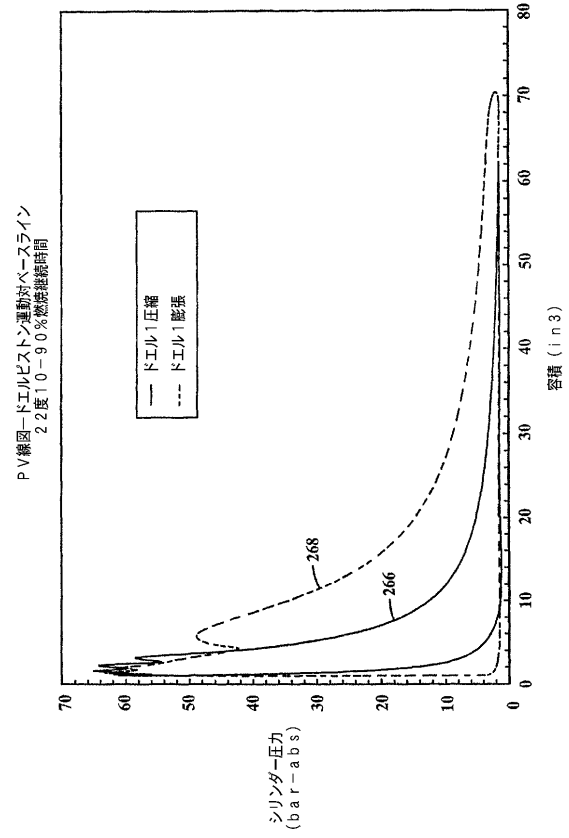
【図16】



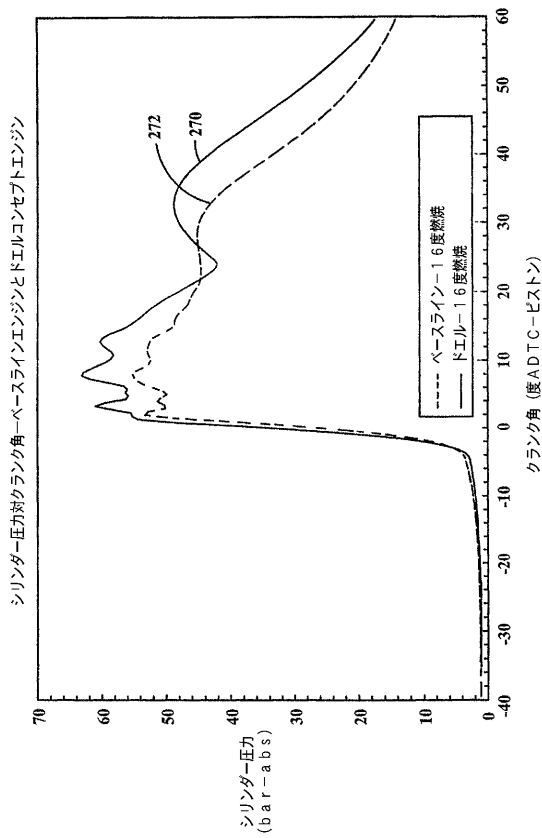
【図 17 A】



【図 17 B】



【図 18】



---

フロントページの続き

(72)発明者 デイヴィッド ピー・ブラニオン

アメリカ合衆国 78254 テキサス州 サンアントニオ ブラウン ラン 9723

審査官 平岩 正一

(56)参考文献 特開昭60-035127(JP,A)

特開平06-026359(JP,A)

特表平01-503166(JP,A)

特開昭61-043222(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02B 75/02

F02B 75/18

F02B 75/32

F01B 9/02