

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3990438号
(P3990438)

(45) 発行日 平成19年10月10日(2007.10.10)

(24) 登録日 平成19年7月27日(2007.7.27)

(51) Int. Cl. F I
FO2B 33/22 (2006.01) FO2B 33/22 A
FO2F 1/18 (2006.01) FO2F 1/18 A

請求項の数 15 (全 44 頁)

(21) 出願番号	特願2006-517225 (P2006-517225)	(73) 特許権者	504023903
(86) (22) 出願日	平成16年6月14日 (2004.6.14)		スクデリ グループ リミテッド ライア
(65) 公表番号	特表2007-521439 (P2007-521439A)		ビリティ カンパニー
(43) 公表日	平成19年8月2日 (2007.8.2)		アメリカ合衆国 01089 マサチュー
(86) 国際出願番号	PCT/US2004/018567		セッツ州 ウェスト スプリングフィール
(87) 国際公開番号	W02004/113700		ド エルム ストリート 1111 スイ
(87) 国際公開日	平成16年12月29日 (2004.12.29)		ート 4
審査請求日	平成18年9月12日 (2006.9.12)	(74) 代理人	100077481
(31) 優先権主張番号	60/480,342		弁理士 谷 義一
(32) 優先日	平成15年6月20日 (2003.6.20)	(74) 代理人	100088915
(33) 優先権主張国	米国 (US)		弁理士 阿部 和夫
早期審査対象出願		(72) 発明者	デイビッド ビー. 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 9
			723
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 分割サイクル4行程エンジン

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンの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、
 膨張ピストンであって、膨張シリンダー内に摺動可能に収納され、クランクシャフトの
 1回転中に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するように、クランク
 シャフトに作動可能に連結された膨張ピストンと、

圧縮ピストンであって、圧縮シリンダー内に摺動可能に収納され、クランクシャフトの
 同じ回転中に同じ4行程サイクルの吸気行程および圧縮行程を通して往復するように、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、

圧縮シリンダーと膨張シリンダーとを相互接続し、間に圧力室を区画するインレットバ
 ルブとクロスオーバーバルブとを含むクロスオーバー通路とを備え、

クロスオーバーバルブは、全4行程サイクル中に圧力室から膨張シリンダーへのガスの
 略一方向流れを許容し、クロスオーバーバルブは略50度以下のクランク角のクロスオー
 ババルブ継続期間を有し、そして、クロスオーバーバルブは膨張ピストンが上死点位置
 から下死点位置に下降する間に閉じ、

膨張シリンダー内でのガスの燃焼は、膨張ピストンの上死点後に開始され、

クロスオーバーバルブは、膨張シリンダー内の燃焼事象の少なくとも一部の間は開弁状
 態にあることを特徴とするエンジン。

【請求項2】

全燃焼事象の略少なくとも5%は、クロスオーバーバルブの閉弁前に生じることを特徴

10

20

とする請求項 1 に記載のエンジン。

【請求項 3】

全燃焼事象の略少なくとも 10% は、クロスオーバ・バルブの閉弁前に生じることを特徴とする請求項 1 に記載のエンジン。

【請求項 4】

全燃焼事象の略少なくとも 15% は、クロスオーバ・バルブの閉弁前に生じることを特徴とする請求項 1 に記載のエンジン。

【請求項 5】

クロスオーバ・バルブは、膨張ピストンが上死点に到達する前の 0 から 10 度 C A の間

10

に開くことを特徴とする請求項 1 に記載のエンジン。

【請求項 6】

クロスオーバ・バルブは、略 35 度以下のクランク角のクロスオーバ・バルブ継続期間を有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 7】

略 40 対 1 以上である、膨張シリンダーおよび圧縮シリンダーのいずれか一方の B D C から T D C までのシリンダー容積の比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】

略 80 対 1 以上である、膨張シリンダーおよび圧縮シリンダーのいずれか一方の B D C から T D C までのシリンダー容積の比を備えることを特徴とする請求項 1 に記載のエンジン。

20

【請求項 9】

略 50 度以下のクランク角の T D C 位相を有する膨張ピストンおよび圧縮ピストン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 10】

30 度未満のクランク角の T D C 位相を有する膨張ピストンおよび圧縮ピストン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 11】

略 25 度以下のクランク角の T D C 位相を有する膨張ピストンおよび圧縮ピストンを備えることを特徴とする請求項 1 に記載のエンジン。

30

【請求項 12】

エンジンの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、
膨張ピストンであって、膨張シリンダー内に摺動可能に収納され、クランクシャフトの 1 回転中に 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するように、クランクシャフトに作動可能に連結された膨張ピストンと、

圧縮ピストンであって、圧縮シリンダー内に摺動可能に収納され、クランクシャフトの同じ回転中に同じ 4 行程サイクルの吸気行程および圧縮行程を通して往復するように、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、

圧縮シリンダーと膨張シリンダーとを相互接続するクロスオーバ通路であって、間に圧力室を区画するインレットバルブとクロスオーバ・バルブとを含むクロスオーバ通路と、

40

を含むエンジンにおけるガスの燃焼方法であって、

エンジンの圧縮シリンダー内にガスを吸入し、

圧縮シリンダー内で該ガスを圧縮し、

エンジンの圧縮シリンダーからクロスオーバ通路への圧縮されたガスの流れを許すべく

インレットバルブを開き、

エンジンのクロスオーバ通路から膨張シリンダーへの圧縮されたガスの流れを許すべく

クロスオーバ・バルブを開き、そして

膨張ピストンの上死点後であってクロスオーバ・バルブが開いている間に、膨張シリンダー内でガスの燃焼を開始させる

ステップを備えることを特徴とするガスの燃焼方法。

50

【請求項 13】

ガスの全燃焼の少なくとも5%が生じた後に、該クロスオーバ・バルブを閉じるステップをさらに備えることを特徴とする請求項12に記載のガスの燃焼方法。

【請求項 14】

ガスの全燃焼の少なくとも10%が生じた後に、該クロスオーバ・バルブを閉じるステップをさらに備えることを特徴とする請求項12に記載のガスの燃焼方法。

【請求項 15】

ガスの全燃焼の少なくとも15%が生じた後に、該クロスオーバ・バルブを閉じるステップをさらに備えることを特徴とする請求項12に記載のガスの燃焼方法。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

本発明は、内燃機関に関する。具体的には、本発明は、一对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。

【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、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。

20

【0003】

内燃（IC）機関は、火花点火（SI）機関と圧縮着火（CI）機関とに分類できる。SI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、CI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。

30

【0004】

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索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。

40

【0005】

図1から図4では、先行技術の4行程サイクル内燃機関の模範的实施形態を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2

50

6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。

10

【0006】

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(例えば、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(BDC)、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。

20

【0007】

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、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、この実施形態では、(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、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。

30

【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。

40

【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。更にはエミッションに関する厳しい規制、更なる効率向上への市場や法律上の要求によって、エンジン製造者は、リーン燃焼技術をこの更なる効率向上への道として検討することができる。しかしながら、リーン燃焼は三元触媒と両立しないので、このようなアプローチから生じるNOxの排出は他の方法で処理する必要がある。

【0011】

50

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の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出される。

10

【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。

20

【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。

【0015】

従って、効率を向上させ、NOxエミッションレベルを減少することのできる、改善した4行程内燃機関への要求がある。

30

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0016】

本発明は、重要なパラメータがより大きな効率と性能のために最適化されてい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。これらの最適化されたパラメータは、膨張比、圧縮比、上死点位相、クロスオーバー・バルブ継続期間、クロスオーバー・バルブ事象と燃焼事象とのオーバーラップのうち、少なくとも1つを含む。

40

【0017】

これらと他の利点は、エンジンの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。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、クランクシャフトが一回転する間に4行程サイクルの膨張行程と排気行程を通して往復動するように、クランクシャフトと作動可能に連結されている。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、クランクシャフトの同一回転中に同じ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、クランクシャフトと作動可能に連結されている。膨張シリンダーと圧縮シリンダーのいずれか一方における下死点から上死点のシリンダー容積の比は、略20対1以上である。

50

【 0 0 1 8 】

本発明の他の実施形態では、エンジンの膨張ピストンと圧縮ピストンは、略50°以下の上死点位相を有する。

【 0 0 1 9 】

本発明のさらに別の実施形態においては、エンジンは、エンジンの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。膨張ピストンは膨張シリンダー内に摺動可能に收容され、クランクシャフトが一回転する間に4行程サイクルの膨張行程と排気行程を通して往復動するように、クランクシャフトと作動可能に連結されている。圧縮ピストンは圧縮シリンダー内に摺動可能に收容され、クランクシャフトの一回転中に同じ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、クランクシャフトと作動可能に連結されている。クロスオーバー通路は圧縮および膨張シリンダーを相互に連結している。クロスオーバー通路は、インレットバルブとクロスオーバー・バルブとを有し、その間に圧力室を画成する。クロスオーバー・バルブは、ほぼ69°以下のクランク角のクロスオーバー・バルブ期間を有している。

10

【 0 0 2 0 】

本発明のさらに別の実施形態において、エンジンは、エンジンの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。

膨張ピストンは膨張シリンダー内に摺動可能に收容され、クランクシャフトが一回転する間に4行程サイクルの膨張行程と排気行程を通して往復動するように、クランクシャフトと作動可能に連結されている。圧縮ピストンは圧縮シリンダー内に摺動可能に收容され、クランクシャフトの一回転中に同じ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、クランクシャフトと作動可能に連結されている。クロスオーバー通路は圧縮および膨張シリンダーを相互に連結している。クロスオーバー通路はインレットバルブとクロスオーバー・バルブとを有し、その間に圧力室を画成する。クロスオーバー・バルブは、膨張シリンダー内における燃焼事象の少なくとも一部中は開いている。

20

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 2 1 】

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 (SwRI (登録商標))に、コンピュータによる研究を依頼した。そのコンピュータによる研究は、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に同じ取り込みマス(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。このコンピュータによる研究によって、分割サイクルエンジンに関する実施形態でもってここに記述される本発明がもたらされた。

30

【 0 0 2 2 】

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。

40

- ・ 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。
- ・ ブレーキ平均有効圧力 (B M E P) : 平均有効圧力値で表したエンジンのブレーキトルク出力。エンジン排気量によって除されたブレーキトルクに等しい。
- ・ ブレーキ動力 : エンジン出力軸での出力。
- ・ ブレーキ熱効率 (B T E) : 接頭語“ブレーキ” : エンジン出力軸での測定トルクから導きだされるパラメータを処理しなければならない。これは、摩擦による損失をとった後の性能パラメータである。従って、 $B T E = I T E - \text{摩擦}$
- ・ 燃焼オーバーラップ : クロスオーバー・バルブが閉じるまでに完了される全燃焼事象(す

50

なわち、燃焼の0%から100%)のパーセンテージ。

- ・ ブレーキトルク：エンジン出力軸でのトルク出力。
- ・ クランク角(CA)：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。
- ・ 計算流体力学(CFD)：流動様式を多数の微細要素に分けることによって複雑な流体流動問題を解決する方法であり、流動溶液に関する流動特性、熱移動、その他の特性を決定するために解かれる。
- ・ 一酸化炭素(CO)：規制汚染物、人に有害、炭化水素燃料の不完全酸化の生成物。
- ・ 燃焼継続期間：このテキストでは、燃焼事象の開始から10%ポイントと90%ポイントとの間のクランク角期間として定義される。これは、燃焼率としても知られる。図13のWeibe放熱カーブを参照方。
- ・ 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(XVC)
- ・ クロスオーバー弁の開弁(XVO)
- ・ 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。圧縮比は、TDCでの燃焼室容積に対するBDCでの燃焼室容積の比である。TDCでの容積は、クリアランス容積、すなわち V_{c1} である。

【0023】

$$V_d = \pi/4 \times \text{ボア}^2 \times \text{ストローク}$$

$$CR = (V_d + V_{c1}) / V_{c1}$$

【0024】

- ・ 排気バルブの閉弁(EVC)
- ・ 排気バルブの開弁(EVO)
- ・ 膨張比：圧縮比と同等の用語であるが、膨張シリンダーに使用される。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。
- ・ 摩擦平均有効圧力(FMEP)：MEPにより表された摩擦レベル。シリンダー圧縮カーブから直接には決定できない。これを測定するための1つの普通の方法は、シリンダー圧力カーブからNIMEPを計算し、ダイナモメータで測定されたトルクからBMEPを計算し、その相違を摩擦、すなわちFMEPとして割り当てる。
- ・ グラフによるユーザインターフェイス(GUI)
- ・ 図示平均有効圧力(IIMEP)：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(NIMEP)または総量としての図示平均有効圧力(GIMEP)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(ITE)：(正味の)図示馬力に基づく熱効率。
- ・ 吸気バルブの閉弁(IVC)
- ・ 吸気バルブの開弁(IVO)
- ・ 平均有効圧力：実際のサイクルと同じ動力出力の結果になるべく膨張行程中にピストンに与えられるべき圧力。この値はまた、排気量当りのトルク出力に比例する。
- ・ NOx：種々の窒素酸化化学物質種、主にNOおよびNO₂。規制汚染物でありスモッグの因。酸素および窒素を含む環境(すなわち、空気)が極めて高温にさらされることにより発生される。
- ・ ピークシリンダー圧力(PCP)：エンジンサイクルの間に燃焼室内で得られる最大圧力。

・ 接頭辞：動力、トルク、M E P、熱効率、および他の用語は、以下の所定の接頭辞を有することができる。

- ・ 図示：摩擦損失が考慮される前の、ピストンの頂部に及ぼされる出力を言う。
- ・ 総図示：圧縮と膨張行程のみを考慮した、ピストン頂部に及ぼされる出力を言う。

・ 正味図示：（別に指示されていない限り、“図示”の解釈でもある）：サイクルの4つの行程すべて、すなわち圧縮、膨張、排気そして吸気を考慮した、ピストン頂部に及ぼされる出力を言う。

・ ポンピング：吸気と排気行程のみを考慮した、エンジンの出力を言う。この報告において、正のポンピング仕事は、エンジンによる仕事の出力を言い、負のポンピング仕事は排気と吸気行程を果たすために、エンジンによって消費される仕事を言う。

これらの定義によれば、以下の通りである。

正味図示 = 総図示 + ポンピング

ブレーキ = 正味図示 - 摩擦

・ ポンピング平均有効圧力 (P M E P)：排気と吸気行程に関連する図示 M E P である。吸気過程で消費される出力の測定値。しかしながら、付けられた記号の約束は、正の値は仕事がポンピンググループ中にクランクシャフトに成されたことを意味することである。（もし、エンジンがターボ過給あるいは、その他別の方法で過給されれば、P M E P は正の値を得ることができる。）

・ 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。

・ 熱効率：燃料エネルギー入力率に対する動力出力の比。この値は、計算器に用いられる動力パラメータに依存して、ブレーキ (B T E)，または図示 (I T E) 熱効率として特定化できる。

【0025】

V_p ：平均ピストン速度：サイクル中に於けるピストンの平均速度。数学的には $2 \times$ ストローク \times エンジン速度として表される。

・ バルブの継続期間（またはバルブ事象の継続期間）：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。

・ 体積効率：ある基準条件時に、シリンダー排気量を満たすであろうチャージ（空気と燃料）のマスと比較した、吸気バルブの閉弁後シリンダー内に閉じ込められるチャージ（充填）のマス。この基準条件は、通常、大気または吸気マニフォールド条件である。（後者は通常ターボ過給エンジンで用いられる。）

・ 広開度スロットル (W O T)：あるスピードにおけるスロットルされた (S I) エンジンの最大可能出力を言う。

【0026】

I I I . コンピュータによる研究に起因する分割サイクルエンジンの実施形態

図6から図11を参照するに、100は、それぞれ、本発明による4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は、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は駆動可能に接続され、クランクシャフト軸線110（こ

10

20

30

40

50

の用紙平面に直交して延びる)を中心として回転する。

【0027】

エンジンブロック102は、エンジン100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。

【0028】

シリンダー104と106は、ほぼ円形断面の開口部であり、エンジンブロック102 10
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、磨かれて膨張(動力)ピストン114と圧縮ピストン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。

【0029】

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。

【0030】

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、ピストンとシリンダー壁との隙間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。

【0031】

第1および第2コネクティングロッド122および124は、動力および圧縮シリンダー114および116に、夫々の上端部126および128において枢動可能に取り付けられている。クランクシャフト108は、第1および第2スロー130および132と呼ばれる一対の機械的にオフセットされた部分を含み、これらは、第1および第2のコネクティングロッド122および124の反対側にある底端部134および136に夫々枢動可能に取り付けられている。ピストン114、116とクランクシャフト・スロー130、132に対するコネクティングロッド122、124の機械的連結は、ピストンの往復動作(膨張ピストン114に対しては方向矢印138で示され、圧縮ピストン116に対しては方向矢印140で示されるように)をクランクシャフト108の回転動作(方向矢印142によって示されるように)に変換するように機能する。

【0032】

この実施形態では、第1と第2ピストン114、116は、それぞれコネクティングロッド122、124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に機能的に連結できるようにすることは、本発明の範囲内である。例えば、第2クランクシャフトを用いてピストン114、116を第1クランクシャフト108に機械的に連繋させても良い。

【0033】

シリンダーヘッド112は、第1シリンダー104および第2シリンダー106を相互接続する気体クロスオーバー通路144を含む。クロスオーバー通路は、第2シリンダー10 50

6の近傍のクロスオーバー通路144の端部内に位置されたインレットチェックバルブ146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150が、第1シリンダー104の上部の近傍のクロスオーバー通路144の反対側の端部内にも配置されている。チェックバルブ146およびクロスオーバーバルブ150は、その間に圧力室148を区画する。チェックバルブ146は、第2シリンダー106から圧力室148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150は、圧力室148から第1シリンダー104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146およびアウトレット・クロスオーバーバルブ150として説明したが、使用に適した設計のバルブが代わりに用いられてもよく、例えば、インレットバルブ146はポペット型でもよい。

10

【0034】

シリンダーヘッド112は、圧縮シリンダー106の頂部の上に配置されたポペット型の吸気バルブ152と、第1シリンダー104の頂部の上に配置されたポペット型の排気バルブ154とを含む。典型的には、ポペットバルブ150、152、および154は、バルブ開口を閉鎖するように取付けられたディスク158を一端部に備える金属シャフト（すなわちステム）156を有する。ポペットバルブ150、152および154のシャフト156の他端部は、それぞれ、カムシャフト160、162および164と機械的に連結されている。カムシャフト160、162および164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、エンジンブロック102内またはシリンダーヘッド112に位置されている。

20

【0035】

カムシャフト160、162および164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108と機械的に連結されている。クランクシャフト108がカムシャフト160、162および164を回転させるとき、カムシャフト160、162および164のローブは、バルブ150、152および154にエンジンサイクルの正確な時点で開閉を行わせる。

【0036】

圧縮ピストン116のクラウン120と、第2シリンダー106の壁部と、シリンダーヘッド112とは第2シリンダー106の圧縮室166を構成する。動力ピストン114のクラウン118と、第1シリンダー104の壁部と、シリンダーヘッド112とは第1シリンダー104の別の燃焼室168を構成する。点火プラグ170は第1シリンダー104上のシリンダーヘッド112内に配置され、制御装置（図示せず）により制御され、燃焼室168内の圧縮空気混合気の点火を正確なタイミングで行う。

30

【0037】

この実施形態は、火花点火式（S I）エンジンを説明しているが、圧縮着火式（C I）エンジンもまたこの種のエンジンの範囲に入ることを当業者なら認識するであろう。加えて、本発明による分割サイクルエンジンは、ガソリン以外の種々の燃料、例えば、ディーゼル、水素、天然ガスで運転するのに用いられ得ることを当業者は認識するであろう。

【0038】

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（C A）回転の角度によって決められる。この後のコンピュータによる研究で説明するように、適切な熱効率レベル（B T EまたはI T E）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。

40

【0039】

図6から図11は、分割サイクルエンジン100が所定の閉じこまれた空気/燃料混合気のマス（ドットで示される部分）のポテンシャルエネルギーを回転機械エネルギーに変

50

換するときの、エンジン 100 の一つの完全なサイクルを示している。すなわち、図 6 から図 11 は、それぞれ、閉じ込められるマスの吸気、部分圧縮、完全圧縮、燃焼の開始、膨張および排出を示している。しかしながら、エンジンが、十分に空気 / 燃料混合気で充填され、吸入され、圧縮シリンダー 116 によって圧縮された空気 / 燃料混合気の各閉じ込められたマスに対して、略同一の閉じ込められたマスが膨張シリンダー 104 によって燃焼され、排出されることに注意することが重要である。

【 0040 】

図 6 は、動力ピストン 114 が下死点 (B D C) に到達し、まさに (矢印 138 で示すように) 上昇して排出行程を始めたときの動力ピストン 114 を示している。圧縮ピストン 116 は、動力ピストン 114 に遅れて、吸気行程を下降中である (矢印 140) 。インレットバルブ 152 は、所定量の燃料と空気の爆発性混合気が圧縮室 166 に吸引され、そこに閉じ込められる (つまり、図 6 のドットで示す閉じ込められたマス) のを許容すべく開いている。排気バルブ 154 も開いており、ピストン 114 が燃焼後の生成物を燃焼室 168 から排出するのを許容する。

10

【 0041 】

クロスオーバー通路 144 のチェックバルブ 146 およびクロスオーバー・バルブ 150 は、2つの室 166 および 168 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ぐべく閉じられている。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 146 およびクロスオーバー・バルブ 150 は、圧力室 148 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。

20

【 0042 】

図 7 を参照するに、閉じ込めたマスの部分圧縮が進行中である。すなわち、インレットバルブ 152 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 (T D C) 位置方向に上昇 (矢印 140) 中である。同時に、排気バルブ 154 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 138) 中である。

【 0043 】

図 8 を参照するに、閉じ込めたマス (ドット) はさらに圧縮され、チェックバルブ 146 を介してクロスオーバー通路 144 に入り込み始めている。膨張ピストン 114 は上死点 (T D C) 位置に到達し、下降して (矢印 138 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 140 で示す) 圧縮行程による上昇の最中である。このとき、チェックバルブ 146 は部分的に開いている。クロスオーバー・アウトレットバルブ 150、吸気バルブ 152 および排気バルブ 154 は、すべて、閉じている。

30

【 0044 】

T D C において、ピストン 114 は、ピストン 114 のクラウン 118 とシリンダー 104 の頂部間にクリアランス距離 178 を有する。このクリアランス距離 178 は、(先行技術の図 3 に示されるように) 従来エンジン 10 のクリアランス距離 60 と比較して非常に小さい。これは、従来エンジンのクリアランス (圧縮比) が、意図しない圧縮着火と過剰なシリンダー圧を避けるために制限されているからである。さらに、クリアランス距離 178 を減少させることで、排気生成物の更なる完全な排出が行われる。

40

【 0045 】

ピストン 114 が B D C に位置するときの膨張シリンダー (つまり燃焼室 168) 容積の、ピストンが T D C 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。この比は、従来エンジン 10 の B D C と T D C 間のシリンダー容積の比より通常はるかに大きい。続くコンピュータによる研究の記述において示されるように、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。

【 0046 】

図 9 を参照するに、閉じ込めたマス (ドットで示した部分) の燃焼開始が示されている

50

。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、点火プラグ170が点火され、燃焼が始まる。圧縮ピストン116はちょうど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146を全開させる閾値圧力に達する一方、カム162はクロスオーバー・バルブ150をも開くべくタイミング付けられている。したがって、動力ピストン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が圧縮シリンダー106の圧縮室166から膨張シリンダー104の燃焼室168に移動される。

【0047】

以下のコンピュータによる研究の説明に記されるように、クロスオーバー・バルブ150のバルブ継続期間、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152および排気バルブ154のバルブ継続期間と比較すると、非常に小さい。バルブ152、154の典型的なバルブ継続期間は、通例、160度CAを超える。有益な効率レベルを維持するためには、クロスオーバー・バルブ継続期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・バルブ継続期間は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。

【0048】

さらに、コンピュータによる研究はまた、クロスオーバー・バルブ継続期間と燃焼継続期間とが、燃焼継続期間の所定の最低パーセンテージ分、重なる場合には、燃焼継続期間は実質的に減少する(閉じ込めたマスの燃焼率が実質的に上がる)ことを示している。具体的には、クロスオーバー・バルブ150は、好ましくは、クロスオーバー閉弁前に、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。この後さらに詳細に説明するように、空気・燃料混合気が燃焼している(すなわち、燃焼事象)期間にクロスオーバー・バルブ150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。このオーバーラップへの制限は、後ほど説明する。

【0049】

クランクシャフト108がさらに回転すると、圧縮ピストン116は、上死点にまで進み、その後別の吸気行程を開始して再びサイクルを繰り返し始める。この圧縮ピストン116は、また標準エンジン10に比べて非常に小さいクリアランス距離182を有している。これは、圧縮シリンダー106の圧縮室166のガス圧力が、圧力室148の圧力に到達すると、ガスが通過するのを許容するようにチェックバルブ146が開かれるので、可能である。それ故に、圧縮ピストン116が上死点位置に到達するとき、その頂部に非常に小さい容積の高圧ガスが閉じ込められる。

【0050】

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166)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。この比は一般に従来エンジン10のBDCとTDC間のシリンダー容積の比よりはるかに大きい。次のコンピュータによる研究の記述に示されるように、有益な効率レベルを維持するためには、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。

【0051】

図10を参照するに、閉じ込めたマスでの膨張行程が示されている。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。

【0052】

図11を参照するに、閉じ込めたマスでの排気行程が示されている。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154の外に排出さ

10

20

30

40

50

れ次のサイクルを始める。

【 0 0 5 3 】

I V コンピュータによる研究

1 . 0 結果の要約

1 . 1 . 利点

コンピュータによる研究の主たる目的は、コンセプト分割サイクルエンジンを研究し、性能と効率に関して最も大きな影響を及ぼすパラメータを識別し、従来の4行程エンジンと比較して、理論的な利益、有利さ、または欠点を判断することであった。

【 0 0 5 4 】

このコンピュータによる研究は、エンジン性能と効率に関して影響を与える重要な変数として、圧縮比、膨張比、TDC位相（すなわち、圧縮と膨張ピストン間の位相角（図6の項目172参照））、クロスオーバー・バルブ継続期間、燃焼継続期間を識別した。具体的には、これらのパラメータは、以下のように設定された。

・圧縮と膨張比は、20対1以上であるべきで、この研究ではそれぞれ100対1と20対1に設定された。

・位相角は、50度以下であるべきで、この研究では約20度に設定された。

・クロスオーバー継続期間は69度以下であるべきで、この研究では約25度に設定された。

【 0 0 5 5 】

更に、クロスオーバー・バルブ継続期間と燃焼継続期間は、効率レベル向上のために、燃焼事象の所定のパーセントだけオーバーラップすべきである。この研究では、全燃焼事象の5%オーバーラップが現実的であり、この研究でモデル化された実施形態での35%を到達できない上限として、より大きなオーバーラップが可能であることをCFD計算は示した。

【 0 0 5 6 】

これらのパラメータが適切な構成に適用されると、分割サイクルエンジンは、ブレーキ熱効率(BTE)とNOxエミッションにおいてかなりの有利性を示した。テーブル9は、従来エンジンモデルと分割サイクルエンジンの種々の実施形態における、BTEに関するコンピュータ研究の結果を要約し、図24は、予測NOxエミッションをグラフにしている。

【 0 0 5 7 】

エンジン回転数1400rpmでの分割サイクルエンジンコンセプトにおける予測ポテンシャルゲインは、33.2ポイントBTEの従来の4行程エンジンと比較して、ブレーキ熱効率(BTE)の0.7から5.0（すなわち、パーセントポイント）の範囲にある。換言すると、分割サイクルエンジンのBTEは、潜在的に、ほぼ33.9と38.2ポイントの間になると計算された。

【 0 0 5 8 】

ここで使用される用語“ポイント”は、理論的に可能な100パーセントポイントからパーセントBTEの絶対計算または測定値を言う。ここで使用される用語“パーセント”は、分割サイクルエンジンとベースライン従来型エンジンの計算BTE間の相対的な比較上の差異を言う。従って、分割サイクルエンジンのBTEにおける0.7から5.0ポイントの増加は、従来4行程エンジンの33.2のベースラインを越えてBTEにおける約2パーセント（すなわち、7/33.2）から15（5/33.2）の増加の範囲を表す。

【 0 0 5 9 】

加えて、もしも分割サイクルエンジンが、セラミック製の膨張ピストンとシリンダーから構成されるとすれば、このBTEは、最大さらに2ポイント潜在的に増加することができ、つまり、40.2パーセントポイントBTEになることをコンピュータ研究はまた示しており、これは、従来型エンジンに対して約21パーセント増加を表す。しかしながら、セラミック製のピストンとシリンダーは長い期間使用すると耐久性の問題があることを留意する必要がある。加えて、この方法によれば、これらの材質の使用によるシリンダー

10

20

30

40

50

壁の温度が高くなり、潤滑の問題を悪化させる可能性がある。

【 0 0 6 0 】

エミッションに関する厳しい規制や、より効率を求める市場の要請によって、多くのエンジン製造者は、リーン空燃比で動作させる一方で、NOxエミッションを減少させる努力をしている。コンピュータによる研究中に実行されたCFD燃焼分析のアウトプットは、リーン空燃比で両方のエンジンを比較すると、分割サイクルエンジンが、従来型エンジンのNOxエミッションレベルより50%から80%、潜在的に、減少させることができることを示した。

【 0 0 6 1 】

NOxエミッションの減少は、エンジン効率や環境への影響を考えると重要になる可能性がある。SIエンジンでは、(空燃比14.5対1をはるかに超える)リーンで動作すると、効率が改善されることはよく知られている事実である。しかしながら、要求エミッションレベルに到達するために、理論空燃比の排気流を必要とする三元触媒コンバータ(TWC)への依存は、生産エンジンにおけるこの選択肢を排斥している。(理論空燃比はガソリンエンジンで約14.5である。)分割サイクルエンジンのNOxエミッションは更に低いので、分割サイクルはリーンで動作し、従来のTWCを有する従来型エンジンより1ポイント(すなわち、約3%)のオーダーで更なる効率ゲインを得ることを許容するかもしれない。従来型エンジンのTWCは、95%を越えるNOx還元レベルを示し、その結果、分割サイクルエンジンは、現在のポストTWCレベルに到達はできないが、その適用によっては、後処理技術の使用により、分割サイクルエンジンは、リーン空燃比で動作しつつ、要求NOxレベルを満足させることができるかもしれない。

【 0 0 6 2 】

これらの結果は、実験データとの相関はなかったが、多くの数値モデルによるエミッション予測は、燃焼事象中のトレース種の追跡に大きく依存する傾向がある。もしこれらの結果が実際のテストエンジンで確認されたら、分割サイクルエンジンコンセプトの重要な有利さを構成することになる。

【 0 0 6 3 】

1.2 リスクと提案された解決策

このコンピュータによる研究はまた、分割サイクルエンジンに関連した以下のリスクを確認した。

・膨張シリンダーで高温が保持されると、部品の熱的構造上の損傷と潤滑油保持の問題が生じる、

- ・高加速負荷に起因する、クロスオーバー・バルブの弁機構耐久性問題の可能性、
- ・膨張シリンダーにおける、バルブとピストンの干渉、
- ・自動着火および/またはクロスオーバー通路への火炎伝播

【 0 0 6 4 】

しかしながら、上記にリストアップしたリスクは、多くの可能な解決策によって解決することができる。利用可能な、技術や解決策の例は、以下に示される。

【 0 0 6 5 】

高温が保持される膨張シリンダーに対しては、シリンダー壁に対してユニークな材質および/また構造技術を利用することができる。加えて、より低いおよび/または異なる冷却剤を使用する必要があるかもしれない。また、高温の処理の懸念は、潤滑の問題である。この問題を解決する可能な技術は、非常に高い温度に耐える液体潤滑剤(改良合成物)および固体潤滑剤である。

【 0 0 6 6 】

非常に速い動作を行うクロスオーバー・バルブにおける、弁機構負荷の第2の問題の解決は、最新の高速レーシングエンジンにおいて現在使用されている、いくつかの技術、例えば空気式バルブスプリングおよび/またはバルブ毎に複数の機械式スプリングを有する低慣性チタニウムバルブ等を含むことができる。また、設計が詳細な設計に向かうと、より小さなバルブの数が多くなればさらに速く移動させることが容易になり、低いリフトでも

10

20

30

40

50

より良い流れをもたらすより大きな合計周囲を提供するので、バルブの数が再検討されるであろう。

【0067】

TDC近傍でのピストンとクロスオーバー・バルブの干渉に関する第3の問題は、ヘッドにクロスオーバー・バルブ用くぼみを設けること、バルブ用のスペースを許すためにピストン頂部に逃げ、すなわち、バルブ切欠きを設けること、または、外向きに開弁するクロスオーバー・バルブを設計することによって対処され得る。

【0068】

リストされた最後の解決策は自動着火および/またはクロスオーバー通路への火炎伝播である。クロスオーバー通路における自動着火とは、サイクル間でクロスオーバー通路に空気と燃料の混合気が留まっているとき、高温、高圧力下で比較的長い期間保持される可燃混合気の存在に起因して生じる自己着火を言う。これは、ポート式燃料噴射によって解決することができ、そこでは空気のみがサイクル間でクロスオーバー通路内に存在するので、自動着火を防止することができる。この場合、燃料はクロスオーバー・バルブの開弁時とタイミング付けられ、シリンダーに直接に、またはクロスオーバー通路の出口端に噴射される。

10

【0069】

この問題の2番目、クロスオーバー通路への火炎伝播の問題は、開発に伴ってさらに最適化することができる。すなわち、燃焼事象の小さな部分、例えば、5%以下の期間、開弁するように、分割サイクルエンジンのクロスオーバー・バルブのタイミングを設計することは極めて合理的ではあるが、クロスオーバー・バルブが燃焼事象中より長く開くようにすると、このエンジンで達成され得る熱効率への積極的な影響はより大きくなる。しかしながら、クロスオーバー・バルブと燃焼事象との間のオーバーラップを増加させる方向は、クロスオーバー通路への火炎伝播の可能性を大きくしてしまう。従って、クロスオーバー通路への火炎伝播を避けることに関しては、燃焼タイミング、点火プラグの位置、クロスオーバーバルブオーバーラップ、およびピストン動作間の関係を理解する方向に努力が向けられ得る。

20

【0070】

2.0 従来型エンジンモデル

サイクルシミュレーションモデルは、2気筒従来型自然吸気4行程S Iエンジンから構成され、イリノイ州ウエストモントのガンマ技術会社によって所有され、GT-Powerと称される市販のソフトウェアパッケージを用いて分析した。このモデルの特性は、自然吸気ガソリンS Iエンジンの代表的性能と効率値を産出すべく代表的なエンジンパラメータを用いてチューニングされた。これらのモデル化の努力の結果が分割サイクルエンジンコンセプトに対する比較のベースラインを確立するために用いられた。

30

【0071】

2.1 GT-Powerの概要

GT-Powerは、エンジンシミュレーションを行う産業内で共通して使用されている、1-d コンピュータ流体解法である。GT-Powerは、特に安定した状態、および過渡のエンジンシミュレーション用に設計されている。そして、それは全てのタイプの内燃機関に適用可能であり、内燃機関に用いることのできる、多くの異なる部品をモデル化するためにユーザにいくつかの、メニューベース対象物を提供する。図12Aは、2気筒の従来型エンジンモデル用のGT-Powerグラフィックユーザインターフェイス(GUI)を示している。

40

【0072】

図12Aと図12Bを参照するに、吸入空気は合流部211、212によって示されるように、大気源から吸気マニフォールドへ流れる。そこから、その吸入空気は、燃料が噴射されて空気流と混合する、吸気ポート(214ないし217)へ流入する。そのサイクルの適切なタイミングにおいて、吸気バルブ(vix-y)が開く一方、各シリンダー(cyl1とcyl2)のピストンは、下降行程(吸気行程)にある。空気と燃料の混合気は、この行程中シリンダーへ入れられ、その後、吸気バルブは閉じる。(cyl1とcyl2とは必ずしも位相が一致する必要はない; すなわち、それらは、完全に異なるタイミン

50

グで吸気行程を行ってもよい。)吸気行程後、ピストンは上昇し、混合気を高温、高圧まで圧縮する。圧縮行程の終わり近くで、点火プラグは励磁され、空気/燃料混合気の燃焼が始まる。燃焼によりさらに混合気の温度と圧力を上昇させ、膨張、すなわち動力行程中、ピストンを下降させる。膨張行程の終わり近くで、排気バルブが開き、ピストンが上昇し始めて、シリンダーから排気ポート(229ないし232)への排出を行う。排気ポートから排気が排気マニフォールド(233ないし234)へ移動され、そこから大気を表す端部環境(排気)へ移動される。

【0073】

2.2 従来型エンジンモデル構成

典型的なガソリンS Iエンジンを表すようにエンジン特性が選択された。排気量は自動車用直列4気筒202in³(3.3L)エンジンの2気筒タイプと同様とした。圧縮比は8.0対1に設定された。余剰空気がなく、燃料のすべてが完全に酸化された生成物に変換するのに必要な空気と燃料を規定する、ガソリンの理論空燃比はほぼ14.5対1である。選択した空燃比18対1は、リーン燃焼となる。典型的な自動車用ガソリンS Iエンジンは、全負荷で理論空燃比またはわずかにリッチな状態で作動する。しかしながら、通常リーン燃焼は熱効率の増加をもたらす。

10

【0074】

典型的なガソリンS Iエンジンは理論空燃比状態で作動する。なぜなら三元触媒コンバータの適切な作動のためにそれが必要だからである。三元触媒(TWC)は、HC、COのH₂OおよびCO₂への酸化と、NO_xのN₂およびO₂への還元を提供する能力の故にそのように名づけられている。これらTWCは非常に効果的であり、生じる排気流の90%を超える還元を成すが、理論空燃比作動に近接している必要がある。S Iエンジンをリーン状態で作動させると効率が改善されるということは周知の事実であるが、要求エミッションレベルを達成させるためのTWCへの依存は、生産エンジンでのこの選択肢を通常は排除してしまう。

20

【0075】

なお、リーン作動下でHC、COを酸化する、酸化触媒は容易に入手できるが、同一の条件ではNO_x還元は非常に困難である。最近のディーゼルエンジン領域における開発によってリーンNO_xトラップとリーンNO_x触媒が導入された。この時点では、これらは、還元効率の悪さおよび/または周期的再生の必要性等の他の欠点を有しているが、現在開発の焦点になっている。

30

【0076】

いずれの場合においても、コンピュータ研究の主たる焦点は効率と性能の相対的問題である。空燃比18対1で両方のエンジン(分割サイクルと従来型)を比較することで比較可能な結果を得ることができる。いずれのエンジンも、TWCが機能し、両エンジンも同様な性能上の欠陥を引き起こす可能性がある理論空燃比の条件下の代わりに、この研究の比較結果が有効となるように作動され得る。従来型エンジンのパラメータがテーブル1に掲げられている。

【0077】

【表 1】

テーブル 1 従来型エンジンパラメータ

パラメータ	値
ボア	4.0 in (101.6mm)
行程	4.0 in (101.6mm)
コネクティングロッド長	9.6 in (243.8mm)
クランクロー	2.0 in (50.08mm)
排気量	50.265 in ³ (0.824L)
クリアランス容積	7.180 in ³ (0.118L)
圧縮比	8.0:1
エンジン速度	1400rpm
空燃比	18:1

10

【0078】

最初に、エンジン速度が1400rpmに設定された。この速度はパラメータ掃引のためプロジェクト中使用することになっていた。しかしながら、種々のモデル構成段階において、スピード掃引は1400, 1800, 2400, 3000rpmで実行された。

【0079】

ピストン頂部とシリンダー間のクリアランスは、当初、0.040インチ(1mm)となるように薦められた。7.180 in³ (0.118L)でこの要求を満たすには、ボールインピストンタイプの燃焼室を必要とすることになるが、これは自動車用S Iエンジンでは通常ではない。多いのは、自動車用S Iエンジンは、ペントルーフタイプ燃焼室を特徴としている。SwRI(登録商標)は、GT-Powerモデルを単純化させるため、平坦頂部ピストンとシリンダーヘッドを仮定し、この結果、0.571 in (14.3mm)のクリアランスとして、クリアランス容積の要求を満たした。大きなピストンとヘッドとのクリアランスを有することで、0.6ポイントのブレーキ熱効率(BTE)の不利があった。

20

【0080】

このモデルは、直径1.260インチ(32mm)の2つの吸気バルブと直径1.102インチ(28mm)の2つの排気バルブを備えた4バルブシリンダーヘッドを仮定している。吸気と排気ポートは、流量損失の全てがバルブにあることとなるように、パイプのストレート部としてモデル化された。最大リフトでの流量係数は、吸気および排気とも約0.57であり、夫々、代表的なエンジンシリンダーヘッドによる実際の流量テストの結果から取られた。

30

【0081】

エンジンの吸気ポートと排気ポートの流量性能を定量化するために、流量係数が使用される。1.0の値は何らの流量損失のない、完全なポートを意味することになる。実際のエンジンポートにおける通常の最大リフト値は、0.5から0.6の範囲である。

40

【0082】

吸気および排気マニフォールドは、何らの流量損失のない、直径2.0インチ(50.8mm)のパイプとして作成された。焦点は広角度スロットル(WTO)、すなわち全負荷作動であるので、吸気系にスロットルのないモデルにした。燃料はマルチポートタイプの燃料噴射によって配分された。

【0083】

バルブ事象は、実際のエンジンから取り、速度範囲(1400, 1800, 2400および3000rpm)に亘って、実際の性能、特に体積効率を生じるように定められた。テーブル2は、従来型エンジンのバルブ事象を掲げている。

【0084】

50

【表 2】

テーブル 2

従来型エンジンのブリージングと燃焼のパラメータ

パラメータ	値	
吸気バルブ開弁 (IVO)	28° BTDC-ブリージング*	332° ATDC-着火
吸気バルブ閉弁 (IVO)	17° ABDC	557° ATDC-着火
ヒーク吸気バルブリフト	0.412in (10.47mm)	
排気バルブ開弁 (EVO)	53° BBDC	127° ATDC-着火
排気バルブ閉弁 (EVC)	37° ATDC-ブリージング*	397° ATDC-着火
ヒーク排気バルブリフト	0.362in (9.18mm)	
50%燃焼ポイント	10° ATDC-着火	10° ATDC-着火
燃焼継続期間 (10%-90%)	24° クランク角 (CA)	

10

【 0 0 8 5 】

燃焼プロセスは、経験的 W i e b e 放熱を用いてモデル化され、50% 燃焼ポイントと 10% から 90% 燃焼継続期間は固定のユーザ入力であった。点火タイミングと着火遅れを追跡する必要がないので、50% の燃焼ポイントは、燃焼事象を位相化する、更なる直接的な手段を提供している。10% から 90% 燃焼継続期間は、充填容量を燃焼させるのに必要とするクランク角期間であり、燃焼事象の期間を規定するための普通の用語である。W i e b e 燃焼モデルの出力は、実際の非瞬時的放熱曲線であり、シリンダー圧力をクランク角 (° C A) の関数として計算するために用いられた。

20

【 0 0 8 6 】

W i e b e 関数は、経験的放熱相関関係用の産業規格であり、それは典型的な放熱プロフィールの前の履歴に基づいていることを意味している。それは、いくつかのユーザ入力条件に基づいて、式を提供し、合理的な放熱プロフィールを提供するために簡単に定められ、位相化される。

【 0 0 8 7 】

図 13 は、キーパラメータのいくつかが指定された、典型的な W i e b e 放熱カーブを示している。図示されるように、放熱プロフィールの端部 (<10% 燃焼 > 90% 燃焼) は非常に長くなっているが、放熱量が少ないので性能上では強い効果はない。同時に、0% と 100% 燃焼ラインへの非対称アプローチのために、実際の開始と終わりを確かめるのは困難である。これは、特にテストデータに当てはまるもので、放熱カーブは、測定したシリンダー圧力カーブと他のパラメータに基づき計算したプロフィールである。それ故に、10% と 90% 燃焼ポイントが、放熱カーブの名目上の終わりを表すために用いられている。W i e b e 相関において、ユーザは、10% - 90% 燃焼期間 (すなわち、10% - 90% の継続期間) の継続を特定化し、その結果による放熱スピードをコントロールする。ユーザは、エンジンサイクルに対する放熱カーブの位相を提供するアンカーとして、プロフィール上の他のポイント、多くは 10% または 50% ポイントのクランク角位置を特定化することもできる。

30

40

【 0 0 8 8 】

G T - P o w e r の壁温解法が、従来型エンジンでのピストン、シリンダーヘッドおよびシリンダーライナの壁温を予測するために使用された。G T - P o w e r は、作動流体から各通路または部品 (シリンダーを含む) への伝熱速度を継続して計算している。この計算は、限界条件として壁温を有する必要がある。これは固定入力として提供されるか、他の入力から計算されるべく壁温解法が作動されることもできる。後者の場合、壁厚と材質を特定化して、壁伝導率を決定できる。加えて、壁の裏側が臨んでいるバルク流体温度は、対流伝熱係数と共に提供される。これらの入力から、このプログラムは、なにかんずく、作動流体の温度とスピードの関数である壁温プロフィールを解く。この仕事のために用いられたアプローチは、シリンダー部品の実際の温度について解くべく壁温解法が実施され

50

、それから、これらの温度が、残りの動作の間、固定温度としてこれらの部品に割り当てられた。

【 0 0 8 9 】

シリンダーヘッド冷却剤は、 $3000\text{ W/m}^2\text{-K}$ 、の伝熱係数を有し、 200°F (366 K) で使用された。ピストンの下面は、 $5\text{ W/m}^2\text{-K}$ の伝熱係数を有し、 250°F (394 K) のオイルでスプラッシュ冷却された。シリンダー壁は、伝熱係数 $500\text{ W/m}^2\text{-K}$ を有し、 200°F (366 K) の冷却剤、および伝熱係数 $1000\text{ W/m}^2\text{-K}$ を有し、 250°F (394 K) のオイルで冷却される。これらの熱限界条件が、筒内部品表面温度を予測するためにモデルに適用された。予測温度は、速度領域に亘って平均化され、残りのシミュレーションにおいて固定壁温として用いられた。残りの研究に対して、燃焼ガスと筒内部品間の伝熱をモデル化するために、ピストンの固定表面温度、 464°F (513 K)、シリンダーヘッドの 448°F (504 K)、ライナーの 392°F (473 K) が使用された。

10

【 0 0 9 0 】

エンジン摩擦は、総エンジン摩擦に対するシリンダー圧と平均ピストン速度に関する実験に基づく経験的關係である、チェン フリン相関を用いる GT-Power 内に特徴づけられた。チェン フリン相関關係に使用される係数は、速度領域に亘って実際の摩擦値を与えるように調整された。

【 0 0 9 1 】

2.3 従来型エンジンの結果の要約

20

テーブル3は、従来型2気筒4行程エンジンモデルに関する性能結果を要約している。これらの結果は、図示トルク、図示馬力、図示平均有効圧力、(IMEP)、図示熱効率(ITE)、ポンピング平均有効圧力(PMEP)、摩擦平均有効圧力(FMEP)、ブレーキトルク、ブレーキ動力、ブレーキ平均有効圧力(BMEP)、ブレーキ熱効率(BTE)、体積効率、ピークシリンダー圧力に関してリストアップされている。参考のために、平均有効圧力とは、サイクル当たりの排気量によって除されたサイクル当たりの仕事として定義される。

【 0 0 9 2 】

【表 3】

テーブル 3

従来型エンジンの予測性能の要約（英語圏諸国単位）

パラメータ	1400rpm	1800rpm	2400rpm	3000rpm
図示トルク(ft-lb)	90.6	92.4	93.4	90.7
図示馬力(hp)	24.2	31.7	42.7	51.8
ネットIMEP(psi)	135.9	138.5	140.1	136.1
ITE(%)	37.5	37.9	38.2	38.0
PMEP(psi)	-0.6	-1.2	-2.4	-4.0
FMEP(psi)	15.5	17.5	20.5	23.5
ブレーキトルク(ft-lb)	80.3	80.7	79.7	75.1
ブレーキ動力(hp)	21.4	27.7	36.4	42.9
BMEP(psi)	120.4	121.0	119.6	112.6
BTE(%)	33.2	33.1	32.6	31.5
体積効率(%)	88.4	89.0	89.5	87.2
ピストンシリンダー(psi)	595	600	605	592

従来型エンジンの予測性能の要約（S I 単位）

パラメータ	1400rpm	1800rpm	2400rpm	3000rpm
図示トルク(ft-lb)	122.9	125.2	126.7	123.0
図示馬力(hp)	18.0	23.6	31.8	38.6
ネットIMEP(bar)	9.4	9.6	9.7	9.4
ITE(%)	37.5	37.9	38.2	38.0
PMEP(bar)	-0.04	-0.08	-0.17	-0.28
FMEP(bar)	1.07	1.21	1.42	1.62
ブレーキトルク(N-m)	108.9	109.4	108.1	101.8
ブレーキ動力(Kw)	16.0	20.6	27.2	32.0
BMEP(bar)	8.3	8.3	8.2	7.8
BTE(%)	33.2	33.1	32.6	31.5
体積効率(%)	88.4	89.0	89.5	87.2
ピストンシリンダー(bar)	41.0	41.4	41.74	40.8

【0093】

図14を参照するに、性能は速度領域に亘って、ブレーキトルク、ブレーキ動力、BMEP、体積効率、FMEP、ブレーキ熱効率に関してプロットされている。バルブ事象は、現存エンジンからの測定リフトプロファイルを使用して最初に設定された。吸気と排気バルブ事象のタイミングと継続期間は、速度領域に亘って代表的な体積効率値を生み出すべく調整された。図14に示されるように、体積効率は速度領域に亘って約90%であるが、3000rpmにおいてわずかに下がり始めた。同様に、ブレーキトルク値は、速度領域に亘ってほぼ平坦であるが、3000rpmにおいてわずかに徐々に減った。トルクカーブの形は、ほぼ直線の動力カーブになった。速度領域に亘るブレーキ熱効率の傾向は、ほとんど一定していた。1400rpmでの最大33.2%から3000rpmでの最小31.5%までの1.7ポイントの熱効率の範囲があった。

【0094】

3.0 分割サイクルエンジンモデル

分割サイクルコンセプトのモデルは、スクデリグループ、LLCによって提供されたエンジンパラメータに基づき、GT-Powerにおいて作られた。圧縮と膨張シリンダーの幾何学的なパラメータは、互いにユニークであり、従来型エンジンとは少し異なって

いた。従来型エンジン結果に対する比較の有効性は、充填吸気の閉じ込められたマスをマッチングすることによって維持された。すなわち、分割サイクルエンジンは、従来型と同様に吸気バルブ閉弁後、圧縮シリンダーに閉じ込められた同一マスを有するように作られた。つまりこれが比較のベースとなった。典型的には、エンジン間の公平な比較を保証するために、等量の排気量が用いられるが、分割サイクルエンジンの排気量を規定することは非常に困難である。かくて、等量の閉じ込めマスをベースとして用いられた。

【 0 0 9 5 】

3.1 初期分割サイクルモデル

分割サイクルエンジンモデルとしていくつかの異なる形態が作られた。もっとも重要なパラメータのいくつかは、TDC位相と圧縮・膨張比であることが判明した。変更されたエンジンパラメータがテーブル4と5にまとめられた。

【 0 0 9 6 】

【表4】

テーブル4

分割サイクルエンジンパラメータ (圧縮シリンダー)

パラメータ	値
ボア	4.410 in (112.0mm)
ストローク	4.023 in (102.2mm)
コネクティングロッドの長さ	9.6 in (243.8mm)
クランクスロー	2.011 in (51.1mm)
排気量	61.447 in ³ (1.007L)
隙間容積	0.621 in ³ (0.010L)
圧縮比	100:1
シリンダーのオフセット	1.00 in (25.4mm)
TDC位相	20度CA
エンジン速度	1400rpm
空燃比	18:1
パラメータ	値
ボア	4.410 in (112.0mm)

【 0 0 9 7 】

【表5】

テーブル5

分割サイクルエンジンパラメータ (膨張シリンダー)

パラメータ	値
ボア	4.000 in (101.6mm)
ストローク	5.557 in (141.1mm)
コネクティングロッドの長さ	9.25 in (235.0mm)
クランクスロー	2.75 in (70.0mm)
排気量	69.831 in ³ (1.144L)
隙間容積	0.587 in ³ (0.010L)
膨張比	120:1
シリンダーオフセット	1.15 in (29.2mm)

【 0 0 9 8 】

図15Aおよび15Bを参照するに、分割サイクルエンジンモデルのGT - Power GUIが示されている。吸入空気は、パイプ吸気パイパスと合流部吸気スプリッターによ

って示されるように、大気源から吸気マニフォールドへ流入する。そこから、吸入空気は吸気ポート（吸気ポート1、吸気ポート2）に流れ、そこで燃料が噴射され、空気流と混合される。サイクルの適切なタイミングで、吸気バルブ（v i l - y）が開弁し、同時に圧縮シリンダー内のピストンは下降行程（吸気行程）にある。空気と燃料の混合気は、この行程中にシリンダーへ入れられ、その後、吸気バルブが開弁する。吸気行程後、ピストンは上昇し、混合気を高温・高圧まで圧縮する。圧縮行程の終端近くで圧力が十分になり、チェックバルブを開弁し、空気／燃料混合気をクロスオーバー通路へ押込む。同時に、動力シリンダーがちょうど排気行程を終えて、T D Cを通過する。ほぼこの時点で、クロスオーバー・バルブが開弁し、クロスオーバー通路とピストンがT D Cに近づいている圧縮シリンダーから空気が導入する。圧縮シリンダーのピストンがほぼT D Cにあるときに（すなわち、動力シリンダーのピストンがT D Cから位相角のオフセット分の後）、クロスオーバー・バルブが開弁し、点火プラグが、動力シリンダー内で点火される。混合気の燃焼によって、膨張、すなわち動力行程を通して混合気の温度と圧力をさらに上昇させてピストンを降下させる。膨張行程の終端近くで排気バルブが開弁し、ピストンは上昇し始め、排気を、排気バルブ（バルブ1、2）を介して排気ポート（排気ポート1、2）へシリンダーから流入させる。なお、吸気および動力行程と共に、圧縮および排気行程は、異なるシリンダーではあるがほぼ同時に行われている。排気は排気ポートを介して排気マニフォールド（排気合流部）へ流れ、そこから大気を表す排気端部環境に流れる。

10

【0099】

尚、このモデルのレイアウトは、従来型エンジンモデルとほぼ同じである。吸気と排気のポートおよびバルブ、並びにマルチポート燃料噴射弁は従来型エンジンモデルから直接持ってきたものであった。クロスオーバー通路は、入口部での1つのチェックバルブと出口部での複数のポペットバルブを有する、曲がった一定の直径を有するパイプとしてモデル化された。初期の構成においては、クロスオーバー通路は、直径1.024インチ（26.0mm）であり、出口に直径0.512インチ（13.0mm）の4つのバルブを有した。膨張シリンダーに供給するポペットバルブは、クロスオーバー・バルブと称された。

20

【0100】

このクロスオーバー通路は、チェックバルブ入口とポペットバルブ出口を有する曲がった一定直径のパイプとしてモデル化されているが、当業者なら他の形状も本発明の範囲に入ること認めるであろう。例えば、クロスオーバー通路は、燃料噴射システムを含むことができるし、入口バルブは、チェックバルブよりむしろポペットバルブであってもよい。さらに種々の周知の変換バルブタイミング装置が、クロスオーバー通路に対するクロスオーバー・バルブ、または入口バルブのいずれかに使用されてもよい。

30

【0101】

図16を参照するに、分割サイクルエンジンのモデルが、ピストン動作プロフィールを確認し、メカニズムの動画を作成するためにM S C . A D A M S（登録商標）動的解析ソフトウェアパッケージを用いて構成された。カリフォルニア州サンタアナのM S C . ソフトウェア会社によって所有されるM S C . A D A M S（登録商標）ソフトウェアは、エンジン産業において、もっとも広く使用されている動的シミュレーションソフトウェアパッケージの1つである。これは、通常、運動部品に関連する力と振動を計算するために使用される。1つの適用例は、エンジンシステムにおいて、運動、速度、慣性力と振動を生成させるためである。図16は、M S C . A D A M S（登録商標）モデルの概括的表示である。

40

【0102】

一旦分割サイクルエンジンモデルが正の仕事をしているとき、いくらかの他の改良がなされた。吸気バルブ開弁（I V O）と排気閉弁（E V C）事象のタイミングは、バルブタイミングと、バルブとピストンの干渉によって制限されるクリアランス容積間の最適トレードオフを発見するために調整された。これらの事象は、初期の分割サイクルモデル化試み中に調査され、最適なI V OとE V Cが設定された。I V Oは、クロスオーバー通路への供給後、残っている高ガス圧からの膨張仕事を圧縮ピストンが受けるのを許容すべく

50

、わずかに遅角された。これにより、クリアランス容積を減少させることとブリージングを改善するための早期 I V O と間のトレードオフをなくした。エンジンは良好にブリージングし、遅れた I V O はピストンが膨張仕事を若干回収するのを可能にした。

【 0 1 0 3 】

E V C は、クロスオーバー・バルブ開弁 (X V O) 前にわずかな圧力上昇を構築すべく進角された。これによって、クロスオーバー室から大容積低圧リザーバへ高圧ガスが廃棄されることによる取り返すことのできない損失を減少させた。

【 0 1 0 4 】

W i e b e 燃焼モデルを使用して、分割サイクルエンジンでの放熱を計算した。テーブル 6 は、圧縮ピストンの T D C を基準とする吸気バルブ事象を除いて、膨張ピストンの T D C を基準として、バルブ事象と燃焼パラメータを概括する。

【 0 1 0 5 】

【表 6】

テーブル 6 分割サイクルエンジンのブリージングおよび燃焼パラメータ

パラメータ	値	動力シリンダーの TDC基準
吸気バルブの開弁 (IVO)	17度ATDC(圧縮)	42度ATDC
吸気バルブの開弁 (IVC)	174度BTDC(圧縮)	211度ATDC
ピーク吸気バルブリフト	0.412in (10.47mm)	
排気バルブの開弁 (EVO)	134度ATDC(動力)	134度ATDC
排気バルブの開弁 (EVC)	2度BTDC(動力)	358度ATDC
ピーク排気バルブリフト	0.362in (9.18mm)	
クロスオーバー・バルブ開弁 (XVO)	5度BTDC(動力)	355度ATDC
クロスオーバー・バルブ開弁 (XVC)	25度(ATDC)(動力)	25度ATDC
ピーククロスオーバーバルブリフト	0.089in (2.27mm)	
50%燃焼ポイント	37度ATDC(動力)	37度ATDC
燃焼継続期間 (10-90%)	24度CA	

【 0 1 0 6 】

さらに、図 1 7 は、分割サイクルエンジンの圧縮ピストンと膨張ピストンとの位置およびバルブ事象のグラフを提供する。

第 1 ステップのうちのひとつは、クロスオーバー・バルブと動力シリンダーピストンとの間の間隔をチェックすることである。膨張シリンダーピストンが T D C にあるとき、クロスオーバー・バルブは開き、ピストンとヘッドとの間隔は 0 . 0 4 0 i n (1 . 0 m m) である。バルブとピストンとの接触を示す干渉があった。クロスオーバー・バルブの位相を調整することによりこの問題を解決すべく試みられたが、これは、速度領域の全域において

、1～2ポイントの図示熱効率（I T E）を無駄にするという結果になってしまった。このトレードオフ策は検討され、干渉を緩和し前回の位相に戻してI T Eの値を高く維持することが得策であろうと決定された。考慮すべき可能な解決策は、ピストン・クラウンにバルブ逃げを設ける、シリンダーヘッドの凹みにバルブを納める、またはバルブを外側に開けるといった策を含む。

【0107】

次に、クロスオーバー・バルブの数を4つから2つに減らした。このとき、バルブはクロスオーバー通路の排出口の横断面積と一致するサイズとした。クロスオーバー通路の排出口の直径が1.024 in (26 mm)の場合、0.512 in (13.0 mm)のバルブ4つは0.724 in (18.4 mm)のバルブ2つに相当する。この変更によりクロスオーバー・バルブ機構が簡素となり、膨張側のシリンダーヘッドが吸気バルブを2つ備えた典型的なシリンダーヘッドらしくなる。

10

【0108】

G T - P o w e rの壁温解法を用いて、従来型エンジンおよび分割サイクルエンジン双方のピストンとシリンダーヘッドとシリンダーライナーとの壁面温度を予測した。最初は、従来型エンジンおよび分割サイクルエンジンともにアルミニウム製ピストンを使用するものとした。従来型エンジンおよび分割サイクル圧縮シリンダーピストンの双方の予測ピストン温度は、十分に標準の限界範囲内であったが、分割サイクル動力シリンダーピストンは制限を越えた約266 °F (130 °C)であった。これに対処するために、動力シリンダーピストンを一体型スチール製油冷ピストンに変えた。これにより平均温度をスチールクラウンピストン用の制限内にした。分割サイクル動力シリンダーのシリンダー壁面温度の平均は、従来のエンジンよりも高い約140 °F (60 °C)であった。これは潤滑油の保持にかかわる問題となり得る。壁面温度は速度領域にわたり計算され平均化され、残り全調査研究において固定壁面温度として用いられた。膨張シリンダーの各部品の固定表面温度は、ピストンで860 °F (733 K)、シリンダーヘッドで629 °F (605 K)およびライナーで552 °F (562 K)であった。圧縮シリンダーの部品では、ピストンの表面温度が399 °F (473 K)、シリンダーヘッドが293 °F (418 K)およびライナーが314 °F (430 K)であった。

20

【0109】

テーブル7は分割サイクルエンジンの初期モデルの性能結果をまとめたものである。この結果は、図示トルク、図示馬力、図示平均有効圧力（I M E P）、図示熱効率（I T E）、およびピークシリンダー圧力に関して掲げられている。

30

【0110】

【表7】

テーブル7

エンジンの予測性能の要約（英語圏諸国単位）

パラメータ	1400 rpm	1800 rpm	2400 rpm	3000 rpm
図示トルク(ft-lb)	92.9	91.9	88.1	80.8
図示馬力(hp)	24.8	31.5	40.3	46.2
ネットIMEP(psi)	53.8	53.2	51.0	46.8
ITE(%)	36.1	35.8	34.6	33.0
圧縮シリンダーのピークシリンダー圧力(psi)	630	656	730	807
膨張シリンダーのピークシリンダー圧力(psi)	592	603	623	630

10

エンジンの予測性能の要約（S I 単位）

パラメータ	1400 rpm	1800 rpm	2400 rpm	3000 rpm
図示トルク(N-m)	126.0	124.6	119.4	109.6
図示馬力(kW)	18.5	23.5	30.0	34.4
ネットIMEP(bar)	3.71	3.67	3.52	3.23
ITE(%)	36.1	35.8	34.6	33.0
圧縮シリンダーのピークシリンダー圧力(psi)	43.4	45.2	50.3	55.6
膨張シリンダーのピークシリンダー圧力(psi)	40.9	41.6	43.0	43.5

20

【0111】

図18は、図示トルク、図示馬力および速度領域に亘る新しいIMEPに関する性能を示す。図示トルクおよびネットIMEPの傾向は、1400rpmと1800rpmとでは横ばいだが、速度が増すにつれ下降している。動力曲線は幾分線形である。重視すべきほとんどのことが、1400rpmの動作点でのチューニングに集中していたため、高速エンジン動作を最適化するための努力がほとんど費やされなかった。

【0112】

3.2 パラメータの掃引

パラメータの掃引を行って、図示熱効率に対する以下のキーとなる変数の影響を判断した。

- ・ クロスオーバー通路の直径
- ・ クロスオーバー・バルブの直径
- ・ TDC位相
- ・ クロスオーバー・バルブのタイミング、継続期間、リフト
- ・ 10%～90%燃焼継続期間
- ・ ボア対ストローク比（一定変位）
- ・ 膨張シリンダーの膨張比
- ・ クロスオーバー通路内の熱移動
- ・ 膨張シリンダーのシリンダー内熱移動

30

40

【0113】

全パラメータの掃引を行うためには、エンジン速度が1400rpmの状態、最も見込みのありそうな構成を決定すべく運転が数回行なわれた。一旦、構成を特定した後、全速度領域で運転を行った。この結果は、分割サイクルエンジンの初期モデルまたは先の最適なケースで得た結果に対して、ITEにおけるゲインまたは損失に関して表わされている。

【0114】

3.2.1 クロスオーバー通路の直径

50

クロスオーバー通路の直径を 0.59 in (15.0 mm) から 1.97 in (50.0 mm) で変化させた。各ステップにおいて、2つのバルブの面積がクロスオーバー通路の排出口の面積と合うように、クロスオーバー・バルブの直径を変えた。クロスオーバー通路の最も見込みのある構造は、吸気口と排出口の横断面が 1.18 in (30 mm) の直径で、2つの 0.83 in (21.2 mm) のクロスオーバー・バルブを備えることであった。吸気口を実際的な時定数の逆止め弁でモデル化した。クロスオーバー通路の直径の最適化の結果としての、速度領域の全域における熱効率のゲインは最小であった (0.3 ポイント未満の I T E)。

【 0 1 1 5 】

3.2.2 T D C 位相

圧縮シリンダーと動力シリンダーとの間の T D C 位相を掃引すると、熱効率に著しい影響をおよぼした。T D C 位相は 18 度 C A から 30 度 C A の間で掃引された。各ステップにおいて、 50% 燃焼ポイントとクロスオーバー・バルブのタイミングが、クロスオーバー・バルブの閉弁 (X V C) 事象時またはバルブの閉弁 (X V C) 事象後に 10% 燃焼ポイントが生じるように位相を維持すべく調整された。これは、クロスオーバー通路内への火炎伝播を防ぐためである。最も見込みのある構造は、 20 度 C A の T D C 位相から得られた。これは、速度領域の全域において適度なゲイン (前の 25 度 T D C 位相に対して $1.3 \sim 1.9$ ポイントの I T E) を示した。さらに、クロスオーバー・バルブ継続期間およびリフトを最適化する研究は、最小の改良に帰した (0.2 ポイント未満の I T E)。

【 0 1 1 6 】

3.2.3 燃焼継続期間

燃焼継続期間、すなわち、 $10\% \sim 90\%$ の燃焼率を変えることも、また、熱効率に強い影響を及ぼした。 $10\% \sim 90\%$ の燃焼継続期間の初期設定は、 24 度 C A で設定されたが、これは典型的な S I 型エンジンについては急速な燃焼継続期間である。最も重要な目的は、従来型エンジンと分割サイクルエンジンとで同じタイプの燃焼継続期間を維持することであった。しかしながら、分割サイクルエンジンには固有かもしれない燃焼の高速化に関する理論の故に、高速化した燃焼事象に関するエンジンの反応性が試験された。 $10\% \sim 90\%$ の燃焼継続期間を 24 度 C A から 16 度 C A に減らす (燃焼率をあげる) ことは、速度領域の全域において I T E の 3 ポイントまでのゲインを示した。

【 0 1 1 7 】

この研究は、従来型エンジンのモデルが比較のための基準ポイントを確立するまで繰り返えされた。従来型エンジンについてのゲインは、 0.5 ポイントの I T E に限られた。従来型エンジンでは、燃焼はほぼ一定容積で行われる。

【 0 1 1 8 】

図 19 を参照するに、 24 度 C A の $10\% \sim 90\%$ の燃焼継続期間での、従来型エンジンについての対数圧力対対数容積 ($\log - \log P - V$) 線図が示されている。理想的なオットーサイクルの一定容積の熱添加ラインと比較すると、燃焼事象が膨張行程内に移行するところの上部に陰影付けられた領域がある。 16 度 C A まで燃焼継続期間を減らすことにより、T D C 付近で燃焼する燃料の量が増し、膨張仕事が増加することとなる。換言すると、陰影付けられた領域が小さくなるほど、P - V 曲線は理想的なオットーサイクルにますます近似してくる。これにより、熱効率は僅かに向上する。エンジン製造者は重要な開発努力をこの段階的向上のトレードオフの最適化に注ぎ込んできた。

【 0 1 1 9 】

図 20 を参照するに、分割サイクルエンジンの圧力容積線図が示されている。分割サイクルエンジンの膨張シリンダーには、従来型エンジンと比較すると、燃焼事象の間に容積に大幅な変化がある。図 20 にこの変化が示されている。黒い線は 24 度 C A の $10\% \sim 90\%$ の燃焼継続期間を表している。

【 0 1 2 0 】

分割サイクルエンジンの T D C 方向に燃焼がシフトされているので、熱効率は増加しているが、 10% 燃焼ポイントの進角はクロスオーバー閉弁 (X V C) 事象のタイミングによ

10

20

30

40

50

り制限される。10%～90%の燃焼継続期間を減らすことは、燃焼を効果的に進め、容積の減少された変化に亘り作用する圧力が増すことになる。したがって、燃焼継続期間を減少させると、従来型エンジンの場合よりも分割サイクルエンジンでは、よりゲインが大きくなる。

【0121】

従来の火花点火型ガソリンエンジンの典型的な10%～90%の燃焼継続期間は20度CAから40度CAである。燃焼率増加の制限要因のひとつは、シリンダー内部において如何程の渦流が発生させ得、これにより火炎前面に襞をつくりシリンダー内に広がる火炎伝播を速め得るかである。GP-PowerのWiebe燃焼モデルではこのレベルの複雑性の説明がない。クロスオーバの流れの強い動きおよび遅いタイミングにより、分割サイクルエンジンの膨張シリンダーにおいては非常に大きな度合の大量の空気の動きと燃焼時の渦流が起きて、従来型のエンジンより速い火炎速度となっているという仮説をたてた。計算流体力学(CFD)分析を行い、燃焼事象をより正確にモデル化し、分割サイクルエンジンに可能な燃焼率のタイプを確定することが決定された。この課題はセクション3.3で説明する。

10

【0122】

3.2.4 シリンダー内幾何学的形状

パラメータ研究の次のセットにおいて、シリンダー内幾何学的形状を変化させて熱効率にかかる作用を判断した。圧縮シリンダーおよび動力シリンダーに対して、それぞれの排気量を一定に保ちながら、独立して、ボア対ストローク比を変化させた。圧縮シリンダーでは、ボア対ストローク比を0.80から1.20で掃引した。エンジン速度1400rpmの時の最も見込みのある圧縮シリンダーのボア対ストローク比は、0.90であった(0.3ポイントのITEのゲイン)。しかしながら、この値は、ほかのエンジン速度の時にはゲインとならなかった。ボア対ストローク比の減少は、ストロークとコネクティングロッドの延長となり、エンジンの重量、特に、エンジンブロックの重量の増加となる。膨張シリンダーのボア対ストローク比の変化により実証されるゲインはなかった。120から130への膨張シリンダーの膨張比の増加は、1400rpmの動作点での0.7ポイントITEのゲインを示した。しかし、エンジン速度が上がるとITEが僅かに悪化した。すべての事柄は、エンジンを1400rpm使用に調整した場合、圧縮シリンダーのボア対ストローク比および動力シリンダーの膨張比を変えることにより、ITEに関して多少のメリットが生じることを示す。しかしながら、全速度領域においてチューニングすると、値は変化しないままである。

20

30

【0123】

3.2.5 熱移動

クロスオーバ通路内の残留熱および上昇した圧力に起因して起こりうる熱効率のゲインを数値化するべく、セラミック被覆がモデル化され、クロスオーバ通路に塗布された。6.2W/m-Kの熱伝導率を使って、放射率と被覆の厚さを変化させた。0.059in(1.5mm)から0.276in(7mm)で変化させた壁厚は、熱効率にそれほど影響を与えなかった。0.059in(1.5mm)の厚さは、エンジン部品のセラミック被覆の典型的な数値であるので、デフォルトとして用いた。セラミック材に対して0.5から0.8に変わり得る放射率を変更させると、0.5の低い値が最良の結果をもたらす状態で、0.2ポイントのITEのシフトとなった。この放射率によれば、全速度領域において0.7ポイントITEのゲインが予想された。

40

【0124】

セラミック被覆をシリンダー内部品に塗布するための迅速で簡単な方法はGT-Powerにはなかった。膨大な時間をかけて必要な計算を行うためのサブモデルを作成するのではなく、動力シリンダーピストンとシリンダーヘッドの材料特性がセラミックに変更された。結果は、セラミック部品を採用することにより、全速度領域において、2ポイントITEにまでゲインが高くなり得るということを示唆する。

【0125】

50

3.2.6 分割サイクルエンジンの I T E 結果の要約

下のテーブル 8 は、パラメータの研究過程における I T E の変化を示す。

【 0 1 2 6 】

【表 8】

テーブル 8

分割サイクルエンジンについての図示熱効率予測

構成	1400rpm	1800rpm	2400rpm	3000rpm
従来型エンジンモデル	37.5	27.9	38.2	38.0
初期分割サイクルエンジンモデル	36.1	35.8	34.6	33.0
30mmクロスオーバー通路	36.2	36.0	34.9	33.3
20度TDC位相	37.5	37.5	36.6	35.2
16度 10%~90%燃焼維持時間	40.6	40.6	40.0	38.6
1.5mmセラミック被覆 (クロスオーバー)	41.3	41.4	40.9	39.6
膨張シリンダーセラミック部品	42.8	42.9	42.6	41.5

10

【 0 1 2 7 】

図 2 1 を参照するに、これらの結果がグラフにして示されている。比較の基準として、従来型エンジンは、分割サイクルエンジンと同様な動力レベルで、37.5%~38.2%の範囲の図示熱効率を生じさせた。燃焼率の高速化は、検査した変数のいずれにも最も重大な影響を有した。上昇した燃焼率は、分割サイクルエンジンの熱効率が、従来型エンジンに対して予測されたレベルを超えて、約3ポイント上がることを可能とした。さらに、潜在的に可能な増加が、セラミック被覆を用いることにより実証された。

20

【 0 1 2 8 】

3.3 燃焼分析

G T - P o w e r で行ったパラメータの掃引は、10%~90%の燃焼継続期間が分割サイクルエンジンの I T E に重大な影響を及ぼすことを実証した。また、分割サイクルエンジンの膨張シリンダーでは、従来型エンジンと比較すると、シリンダー内での大量の空気の動きおよび渦流のレベルが高くなり、燃焼率を速くできるという仮説をたてた。G T - P o w e r のサイクルシミュレーション研究中に用いた W i e b e 燃焼モデルは、50%燃焼ポイントおよび10%~90%燃焼継続期間についてのユーザ入力に基づいて、放熱曲線を描く。これは燃焼事象のほぼ近似を提供するが、増加した渦流の影響を説明してはいない。

30

【 0 1 2 9 】

仮説をテストし、分割サイクルエンジンコンセプトで達成可能な10%~90%燃焼継続期間を定量化すべく、計算流体力学(CFD)が利用された。計算流体力学は、複雑な幾何学的フィールドを小さな複数の区画(「グリッド」で分割された「要素」と称す)に減らすソフトウェアのフィールドに言及する。さらに、適用可能な支配方程式(流体流量、質量保存、運動量、エネルギー)がこれらの要素のそれぞれにおいて解かれる。時間内に前方に段階的に進み、各時間ステップ毎に各要素についての計算を完了させることにより、非常に複雑な流れフィールドを解くことが可能となるが、高い計算能力を必要とする。

40

【 0 1 3 0 】

C F D モデルは、比較分析ができるように、従来型エンジンと分割サイクルエンジンの両方で構成された。従来型エンジンに対して、サイクルシミュレーションの結果から、閉じ込みマスおよび50%燃焼ポイントと一致するように、吸気バルブ事象および点火タイミングが調整された。C F D から得られた10%~90%燃焼継続期間は約24度C A であり、これはG T - P o w e r W i e b e 燃焼モデルで用いられた数値に一致した。

【 0 1 3 1 】

50

分割サイクルモデルに対しては、クロスオーバー通路はセラミックで被覆するが膨張シリンダーにはセラミック部品がないという仮定で、固定壁面温度を入力は含んだ。燃焼のはじめの部分はクロスオーバー・バルブの開弁状態で起きる。クロスオーバー通路からの吸気充填と燃焼による膨張シリンダーの圧力上昇との間の相互作用が閉じ込みマスに影響する。従来型エンジンからの閉じ込みマスと4%以内で一致させるには数回の繰り返しを要した。結果の第1のセットでは、クロスオーバー・バルブの閉弁に先立ち発生した、全燃焼事象(すなわち、燃焼の0%ポイントから100%ポイントまで)の約35%の大幅なオーバーラップを有した。(これは、以降35%“燃焼オーバーラップ”と称される。)CFDモデルでは、クロスオーバー通路内での燃焼は不可能とした。しかしながら、結果を再検討すると、このオーバーラップ量はクロスオーバー通路内への火炎伝播におそくなつたであろうことが明らかになった。生じた10%~90%燃焼継続期間は約10度CAであった。

10

【0132】

図22を参照するに、35%燃焼オーバーラップの場合が、CFD分析を介して算出されて示されている。クロスオーバー・バルブ250は、燃焼の約35%が生じた後に閉弁され、膨張ピストン252が熱ガスにより下方に動かされている。火炎前面254(暗い陰影部)は、クロスオーバー・バルブ座部256を過ぎて進行した。したがって、本実施形態において、火炎前面254はクロスオーバー通路258内に這い入ることができるようである。

【0133】

さらに、燃焼オーバーラップを減らすべく他の繰り返しが行なわれた。目標は、クロスオーバー・バルブの閉弁前に起きる10%未満の燃焼であった。再度、閉じ込みマスと一致させるために、数回の反復が必要であった。この場合は、クロスオーバー・バルブの閉弁前に起きた、全燃焼事象(すなわち、燃焼の0%ポイントから100%ポイント)の約5%であった。10%~90%燃焼継続期間は約22度CAであった。クロスオーバー・バルブ事象と燃焼事象とのオーバーラップ量は、燃焼継続期間に著しい影響を及ぼした。

20

【0134】

図23を参照するに、5%燃焼オーバーラップの場合が、CFD分析を介して算出されて示されている。クロスオーバー・バルブ250は燃焼の約5%が生じた後に閉弁され、膨張ピストン252が熱ガスにより下方に動かされている。火炎前面254(暗い陰影部)は、クロスオーバー・バルブ座部256を過ぎて進行してはいない。したがって、本実施形態においては、火炎前面254はクロスオーバー通路258内に這い入ることができないようである。

30

【0135】

CFD分析による興味深い発見のひとつは、分割サイクルエンジンは、NOxエミッションに関して従来型エンジンに対して潜在的固有の利点を有するようであるということである。10度CA、10%~90%燃焼継続期間の分割サイクルエンジンのケースについて予測されたNOxエミッションは、従来型エンジンのために予測されたNOxエミッションのおよそ50%であった。一方、22度CA、10%~90%燃焼継続期間の場合は、従来型エンジンのNOxエミッションの約20%となった。分割サイクルエンジンにおいて判明した燃焼中の高い膨張率は、ほとんど一定の容積で燃焼する従来型エンジンでは通常経験される末端ガスの最高温度の低下という結果となる。したがって、これらの結果の傾向は妥当なようである。

40

【0136】

典型的なSIガソリン自動車エンジンは、全負荷で理論空燃比またはわずかにリッチな空燃比で動作する。熱効率はリーンな空燃比で向上する傾向にあるが、NOxエミッションの増加と触媒性能の大幅な低下を伴う。触媒はこの条件下でNOxエミッションを効果的に減らすことができないので、後部排気管のNOxレベルをさらに悪化させる。空燃比が18:1で作動する従来型エンジンについて予測されたNOxエミッションは、理論空燃比またはわずかにリッチな空燃比で動作する典型的なエンジンの代表的なものよりも高いようである。

50

【 0 1 3 7 】

これらの結果は実験データと相互関連しておらず、数値モデルからのエミッション予測は燃焼事象を通してのトレース種 (species) の追跡に高く依存する傾向にある。もしも、これらの結果が実際のテストエンジンで確認されれば、これらの結果は分割サイクルエンジンコンセプトの重要な利点を構成するであろう。予測されたCOエミッションは分割サイクルエンジンについては高いが、しかし、これらの種は、酸化触媒のような容易に入手可能な排気後処理装置を用いて、リーン動作条件下で酸化させるのはNOxよりも容易である。

【 0 1 3 8 】

図24を参照するに、全ての3つのケース、つまり、従来型エンジン、前期分割型 (5%燃焼オーバーラップ) および後期分割型 (35%燃焼オーバーラップ)、についての予測NOxエミッションが示されている。経験は、これらのケース間の相対的NOx傾向が正確に予測されることを示しているが、絶対的な大きさを予測できないかもしれない。両方の分割サイクルのケースは、従来型のケースよりもサイクルの後半に燃焼事象を有する結果、高温の全時間が少なく、従来型のケースよりもNOxが少ない。より遅いタイミングのケース程ほとんどNOxを発生しなかった。これは、遅い燃焼はより低いシリンダー温度となるからである。膨張サイクルは燃焼が発生したときには進行中であった。

【 0 1 3 9 】

後期燃焼分割サイクルのケースではシリンダー温度が低く、従来型エンジンおよび前期タイミング分割サイクルエンジンの両ケースと比較すると、COエミッションが増加した。最終のCO濃度は、従来型、前期タイミング分割サイクルおよび後期タイミング分割サイクルのそれぞれにおいて、39ppm、29ppmおよび109ppmであった。

【 0 1 4 0 】

3.4 摩擦研究

GT-Powerで用いた摩擦モデルは、チェン-フリン相関に基づいており、下記の経験的関係を用いて摩擦を予測する。

$$FMEP = a \times PCP + b \times Vp + c \times Vp^2 + d$$

式中、FMEP：摩擦平均有効圧力 (または変位当たりの摩擦トルク)

a, b, c, d：相関係数 (調整パラメータ)

PCP：ピークシリンダー圧力

Vp：平均ピストン速度

【 0 1 4 1 】

この相関は、従来型ピストン・エンジンのためにある期間に亘り開発されてきたものであり、相関係数のための適切な値が実験データに対して検証されている。しかしながら、経験的モードは分割サイクルエンジンコンセプトのユニークなピストン運動とコネクティングロッドの角度を考慮に入れていない。

【 0 1 4 2 】

エンジンのこすり摩擦の主な原因はピストンアセンブリにある。より詳しくは、ピストンアセンブリの摩擦の主な原因は、ピストンリングとシリンダーライナの接触にある。従来型エンジンと分割サイクルエンジンとのエンジン摩擦の固有差を判断するために、摩擦計算がGT-Powerの外部で行なわれた。スプレッドシート形式でGT-Powerから取り入れられたシリンダー圧力対クランク角のデータの関数として、ピストンのスラスト荷重を計算した。摩擦力は、摩擦値の平均 (一定) 係数をこの力に乗じて求めた。摩擦仕事は、0.2度CA単位でストロークを通してF-dx仕事を積分して求めた。F-dx摩擦仕事の和は全エンジン摩擦の半分を占めると仮定した。摩擦値の平均係数は、スプレッドシートからの予測摩擦仕事を1400rpmでの従来型エンジン用のチェン-フリン相関から予測した摩擦仕事に適合させて求めた。次いで、この値を分割サイクルエンジンに適用し、ピストンアセンブリ摩擦を予測した。摩擦の残りの半分は、弁列、軸受摩擦およびアクセサリ損失を扱うので、2つのエンジン構成間で一定のままであると仮定した。FMEPはエンジン速度とともに変化し、1400rpmポイントが前回のパラメ

10

20

30

40

50

トリック研究と一致したままであるように選択された。

【0143】

摩擦仕事量は、所与のエンジンについての図示仕事とブレーキ仕事との間の相違に表れる。摩擦トルク値と動力値は、22度での10%~90%燃焼継続期間の分割サイクルエンジンと従来型エンジンとの間では非常に似通っていた。しかしながら、結果は、10%~90%燃焼継続期間は22度CAから小さくされるので、分割サイクルエンジンが従来型エンジンよりも僅かに高い機械効率は有し得ることを示唆する。例えば、16度CA 10%~90%燃焼継続期間では、分割サイクルエンジンは機械効率において1.0ポイント優位を有し、これはBTEで1.0ポイントのゲインになる。

【0144】

図25を参照するに、この傾向の理由が示されている。図25は、10度CAおよび22度CAの10%~90%燃焼継続期間のケースについて、膨張ピストンのTDC基準で、膨張ピストンのスラスト荷重対クランク角をプロットしている。10度CAの10%~90%燃焼継続期間は、22度CAのケースより約1.2ポイント高い機械効率になった。10度CAの10%~90%燃焼継続期間のケースでは、コネクティングロッドが0度ポイントを通過後、スラスト荷重がより急激に増加した。10度CAのケースがより高いピークスラスト荷重に達するけれども、22度CAのケースは、ストロークの残りにおいて、10度CAのケースよりも僅かに高いスラスト荷重を維持した。F-dxの積分を行うと、10度CAの方が、より低いピストン摩擦仕事を有した。

【0145】

3.5 分割サイクルエンジンについての結果の要約

CFD燃焼分析により得られた燃焼率を使って、分割サイクルエンジンのGT-Powerにおける追加の繰り返しを設定し、運転した。テーブル9は、その結果をまとめたものであり、その結果を図示値、摩擦値およびブレーキ値に関して従来型エンジンと比較する。全ての運転は1400rpmのエンジン速度で行った。

【0146】

10

20

【表 9】

テーブル 9

結果の要約 (英語圏諸国単位)

パラメータ	従来型 (運転#96)	分割サイクル (運転#180)	分割サイクル (運転#181)	分割サイクル (運転#183)
10-90%燃焼継続期間(度CA)	24	16	10	22
50%燃焼ポイント (度ATDC)	10	28	24	32
図示トルク(ft-lb)	91.8	102.4	103.6	93.7
図示馬力(hp)	24.2	27.0	27.2	24.6
ITE (%)	37.5	41.2	42.7	38.2
摩擦トルク(ft-lb)	10.4	10.5	10.3	10.4
摩擦動力(hp)	2.76	2.79	2.74	2.78
ブレイキトルク(ft-lb)	81.4	92.0	93.3	83.3
ブレイキ動力(hp)	21.4	24.5	24.9	22.3
機械効率(%)	88.7	89.8	90.1	88.9
BTE (%)	33.2	37.0	38.4	33.9

結果の要約 (S I 単位)

パラメータ	従来型 (運転#96)	分割サイクル (運転#180)	分割サイクル (運転#181)	分割サイクル (運転#183)
10-90%燃焼継続期間(度CA)	24	16	10	22
50%燃焼ポイント (度ATDC)	10	28	24	32
図示トルク(N-m)	124.4	138.9	140.5	127.0
図示馬力(kW)	18.0	20.2	20.3	18.4
ITE (%)	37.5	41.2	42.7	38.2
摩擦トルク(N-m)	14.1	14.2	13.9	14.1
摩擦動力(kW)	2.07	2.08	2.04	2.07
ブレイキトルク(N-m)	110.3	124.7	126.5	112.9
ブレイキ動力(kW)	16.0	18.3	18.6	16.6
機械効率(%)	88.7	89.8	90.1	88.9
BTE (%)	33.2	37.0	38.4	33.9

【0147】

分割サイクルの運転#180は、前のパラメータの掃引からの16度CAの10%~90%燃焼継続期間を表す。運転#181は、分割サイクルエンジンのモデルで行われたCFD燃焼分析の最初の繰り返しを表す。この運転は、クロスオーバー・バルブの閉弁前に起きる約35%燃焼になり、これはクロスオーバー通路内に火炎の伝播を導くこととなるであろう。運転#183は、クロスオーバー・バルブの閉弁時に起きる約5%燃焼で、CFD燃焼分析の第2の反復を表す。

【0148】

運転#181からの10度CA10%~90%燃焼継続期間では、従来型エンジンに対しておよそ5.0ポイントBTEのゲインが生じた。しかしながら、現在の構成では、これらの条件はクロスオーバー通路内への火炎伝播を導きやすい。運転#183からの22度CAの10%~90%燃焼継続期間は、クロスオーバー通路内への火炎の伝播を回避することに関して現実的に達成可能であり、約0.7ポイントITEのゲインになった。

【0149】

10

20

30

40

50

3.6 重要なパラメータについての下限の検討

研究は初期分割サイクルモデルを構成する間行われ、続くパラメータの掃引では、エンジン性能および効率に影響する重要な変数として、圧縮比、膨張比、TDC位相および燃焼継続期間が特定された。追加のサイクルシミュレーションの運転を行って、エンジン性能および/または効率が漸減する圧縮比と、膨張比と、TDC位相とクロスオーバーバルブのリフトおよび動作時間との下限を特定した。

【0150】

比較のベースラインは、22度CAの10%~90%燃焼継続期間(運転#183)の分割サイクルエンジンであった。この基本構成から掃引を行って、圧縮比と、膨張比と、TDC位相と、クロスオーバーバルブのリフトおよび動作時間との関数として、図示馬力およびITEを定量化した。なお、これら変数の相互依存の作用は、分割サイクルエンジンコンセプトの性能と効率に多大な影響を及ぼす。この研究のために、各変数の作用を切り離した。変数の組合わされた影響を分析するためには、掃引を行わなかった。これらの変数の各々を変更することは、閉じ込みマスに強い影響を及ぼすので、運転#183または従来型のエンジンとの相対比較は有効でないかもしれない。

【0151】

図26は、様々な圧縮比についての図示馬力とITEを示す。ベースラインは100:1の圧縮比に設定された。この値を80:1まで減らすと、空気流と図示馬力は6%減となる。ITEは圧縮比とともに減少するが、40:1およびそれ以下でより劇的に減少する。

【0152】

図27は、様々な膨張比について図示馬力とITEをプロットする。図示馬力は、膨張比が初期値120:1から減少するにつれて、空気流の僅かな増加を伴って幾らか安定していた。40:1では、シリンダー内への空気流は5%高く、ITEは穏やかに下降した。20:1では、空気流は9%高く、図示馬力は4%低く、ITEはベースラインより4.0ポイントを超えて低かった。

【0153】

図28は、様々なTDC位相角についての同じデータをプロットする。これらの運転が行われている間、クロスオーバーバルブ事象および燃焼事象についての位相は、膨張ピストンのTDCに関して変化されずに残された。TDC位相が20度CAの原値から減らされるにつれ、ITEにおいては穏やかな低下があった。空気流と図示馬力は、TDC位相角と共に、より急激に減少する。また、摩擦は、ピークシリンダー圧力がより高くなるので増加する。10度のTDC位相で、空気流と図示馬力はベースラインから略4%ダウンし、ITEが0.7ポイント低下し、同様に、増大した摩擦によりBTEがさらに0.5ポイント犠牲を払った。

【0154】

より高い位相オフセット角での性能の横ばいは、実際のエンジン動作を表していないかもしれない。この点では、この研究の下限セクションの検証におけるアプローチが取られ、クロスオーバーバルブ事象および圧縮事象は、分割サイクルコンセプトが正確に表わされないほどに、大幅にタイミングがずらされた。遅い位相では、クロスオーバーバルブは、基本プロセスがあるサイクルでクロスオーバー通路内にマスを蓄積し、次のサイクルで動力シリンダーにそれが入るのを許容するように、圧縮シリンダーが本格的にクロスオーバーを充填し始める前に開弁する。それが、それらの高い位相角で曲線が平坦である理由である。

【0155】

図29は、クロスオーバーバルブの継続期間とリフトの関数として、同じ結果をプロットしている。テーブル2とテーブル6を比較すると、分割サイクルエンジンのクロスオーバーバルブ継続期間(すなわち、30度CA)は、従来型エンジンの吸気および排気バルブ継続期間(それぞれ、225度CAと270度CA)よりはるかに小さいということがわかる。クロスオーバーバルブ継続期間は、膨張シリンダー内に燃料投入の全体マスを移動

10

20

30

40

50

させるのに十分な長さ開放状態のままにすることができ、しかも、クロスオーバー通路内での燃焼の発生を防ぐために十分に早く閉じることができるようになるべく、典型的には70度CA以下、好ましくは40度CA以下である。クロスオーバー・バルブ継続期間は、燃焼率およびITEの両方に甚大な影響を与えることが判明した。

【0156】

継続期間およびリフトを同時に増やすべく、増加要因が適用された。バルブ開弁ポイントは一定に保持され、かくて、バルブ閉弁事象は継続期間に伴い変化した。燃焼事象は一定に保持されたので、クロスオーバー・バルブの継続期間の延長はクロスオーバー・バルブの開弁に伴って生じる燃焼の割合を高くすることとなり、これは現在の分割サイクルエンジンの構成についてはクロスオーバー通路内へ火炎伝播することを可能にする。バルブ事象を延ばすのと一緒に燃焼を遅らせることは、ここで示されるよりも急激に熱効率を犠牲にすることになるであろう。

10

【0157】

バルブ継続期間とリフトの延長は空気流を増やすことになる。42度CAまでのクロスオーバー・バルブ継続期間をもたらす増加要因を適用することは、増大された空気流から図示馬力を僅かに増大させることとなる。なお、42度CAのための乗数も3.3mmの最大リフトをもたらす。フィギュア15に対する継続期間と最大リフトとの関係はテーブル10に示される。参考のため、ベースライン構成(運転#183)は、25度CAのクロスオーバー・バルブ継続期間および2.27mmの最大リフトを有した。熱効率と図示馬力は著しく低下するが、バルブ事象はさらに延びる。69度CAの継続期間(および付随するリフトの増加)を用いると、空気量が10%高くなり、図示馬力は9.5%落ち、ITEは5.0ポイント落ちる。下のテーブル10は、図29の研究についてのクロスオーバー・バルブの継続期間とリフトとの関係を示す。

20

【0158】

【表10】

テーブル10

図29の研究についてのクロスオーバー・バルブの継続期間とリフトとの関係

クロスオーバー・バルブ継続期間	クロスオーバー・バルブ最大リフト	
度CA	mm	
25	2.27	運転#183
27.8	2.2	
41.7	3.3	
55.6	4.4	
69.4	5.5	

30

【0159】

4.0 結論

コンピュータによる研究は、圧縮比、膨張比、TDC位相(すなわち、圧縮ピストンと膨張ピストンとの間の位相角(図6の符合172参照))、クロスオーバー・バルブ継続期間および燃焼継続期間を、分割サイクルエンジンのエンジン性能と効率に影響を与える重要な変数として、特定した。詳しくは、パラメータは次のようにして設定された。

40

【0160】

- ・ 圧縮比および膨張比は、20対1またはそれ以上とすべきであり、この研究では、それぞれ、100対1と120対1に設定された。

- ・ 位相角は50度以下とすべきであり、この研究ではおよそ20度に設定された。

- ・ クロスオーバー・バルブ継続期間は、69度以下とすべきであり、この研究ではおよそ25度に設定された。

【0161】

50

さらに、クロスオーバー・バルブ継続期間と燃焼継続期間は、効率水準を引き上げるために、燃焼事象の所定割合分オーバーラップするべきである。この研究では、CFD計算が、全燃焼事象の5%のオーバーラップが实际的であり、それより大きいオーバーラップはこの研究でモデル化した実施形態に対し達成不可能な上限である35%で達成可能であるということを示した。

【0162】

パラメータが適切な構成に適用されるときは、分割サイクルエンジンは、ブレーキ熱効率(BTE)とNOxエミッションの両方において優れた利点を示した。

【産業上の利用可能性】

【0163】

様々な実施形態が示され説明されるが、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】

【0164】

【図1】吸気行程中の先行技術の従来4行程内燃機関の概略図である。

【図2】圧縮行程中の図1の従来エンジンの概略図である。

【図3】膨張行程中の図1の従来エンジンの概略図である。

【図4】排気行程中の図1の従来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】吸気行程中の本発明による分割サイクル4行程内燃機関の模範的な実施形態の概略図である。

【図7】圧縮行程の部分圧縮中にある図6の分割サイクルエンジンの概略図である。

【図8】圧縮行程の圧縮終了中にある図6の分割サイクルエンジンの概略図である。

【図9】燃焼事象の開始中にある図6の分割サイクルエンジンの概略図である。

【図10】膨張行程中にある図6の分割サイクルエンジンの概略図である。

【図11】排気行程中にある図6の分割サイクルエンジンの概略図である。

【図12A】コンピュータによる比較研究で用いた、従来型エンジンのコンピュータモデル用GT-Powerのグラフィカル・ユーザ・インターフェースの概略図である。

【図12B】図12Aの従来型エンジンの項目の定義である。

【図13】典型的なWiebeの放熱曲線である。

【図14】図12Aの従来型エンジンの性能パラメータのグラフである。

【図15A】コンピュータによる研究で用いた、本発明による分割サイクルエンジンのコンピュータモデル用GT-Powerのグラフィカル・ユーザ・インターフェースの概略図である。

【図15B】図15Aの分割サイクルエンジンの項目の定義である。

【図16】図15Aの分割サイクルエンジンのMSC.ADAMS(登録商標)モデル図形の概略図である。

【図17】図15Aの分割サイクルエンジンについての圧縮および膨張ピストンの位置とバルブ事象のグラフである。

【図18】図15Aの分割サイクルエンジンの初期性能パラメータのうち幾つかのグラフである。

【図19】従来型エンジンのlog-log圧力容積図である。

【図20】本発明による分割サイクルエンジンの動力シリンダーの圧力容積図である。

【図21】従来型エンジンと本発明による種々の分割サイクルエンジンとの図示熱効率の比較グラフである。

【図22】3%燃焼オーバーラップのケースについての、クロスオーバー・バルブと膨張ピストンとの間の火炎前面位置のCFD予測図である。

【図23】5%燃焼オーバーラップのケースについての、クロスオーバー・バルブと膨張ピストンとの間の火炎前面位置のCFD予測図である。

10

20

30

40

50

【図24】従来型エンジン、5%燃焼オーバーラップ分割サイクルエンジンのケース、および、35%燃焼オーバーラップ分割サイクルエンジンのケースについてのNOxエミッションのCFD予測グラフである。

【図25】分割サイクルエンジンについての膨張ピストンのスラスト荷重のグラフである。

【図26】本発明による分割サイクルエンジンについての図示馬力および熱効率対圧縮比のグラフである。

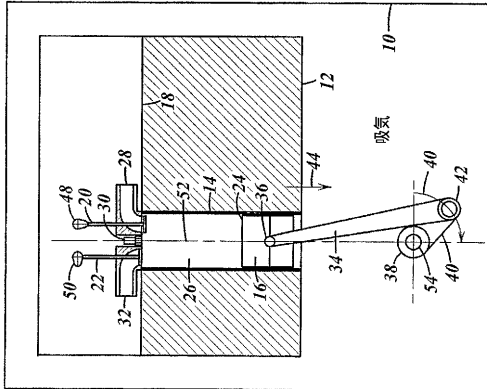
【図27】本発明による分割サイクルエンジンについての図示馬力および熱効率対膨張比のグラフである。

【図28】本発明による分割サイクルエンジンについての図示馬力および熱効率対TDC位相のグラフである。

【図29】本発明による分割サイクルエンジンについての図示馬力および熱効率対クロスオーバー・バルブ継続期間のグラフである。

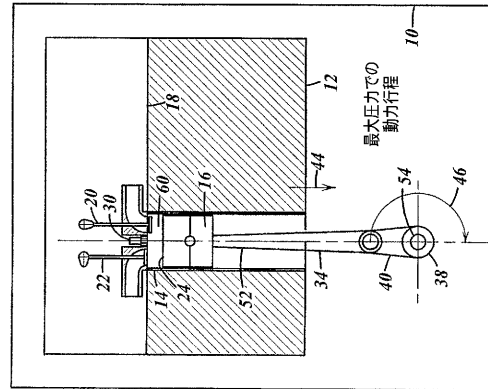
【図1】

先行技術



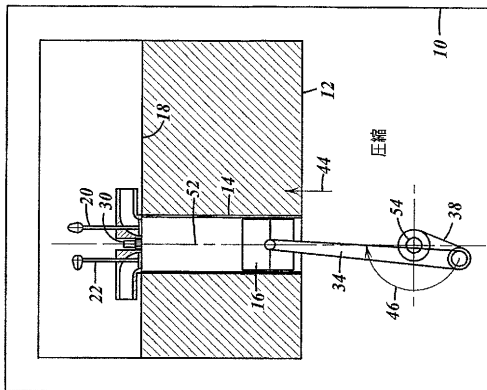
【図3】

先行技術



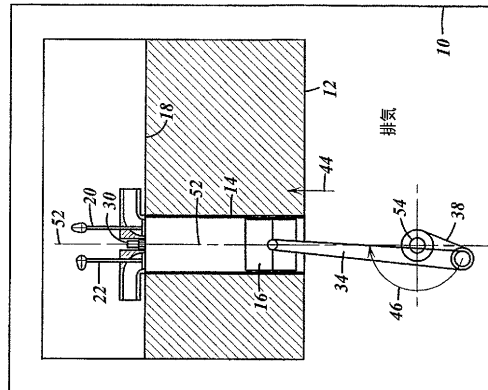
【図2】

先行技術

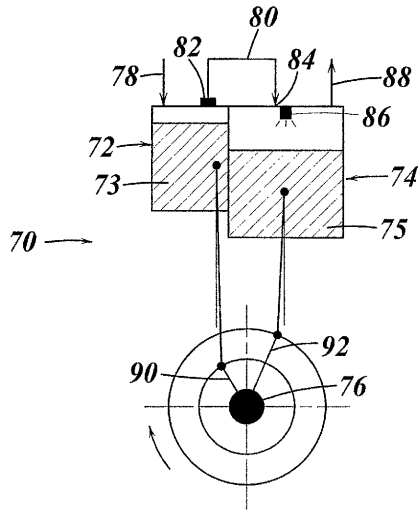


【図4】

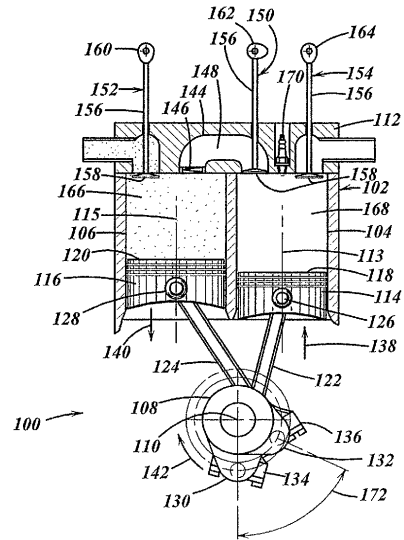
先行技術



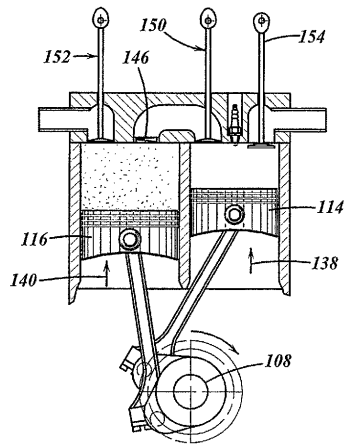
【 図 5 】
先行技術



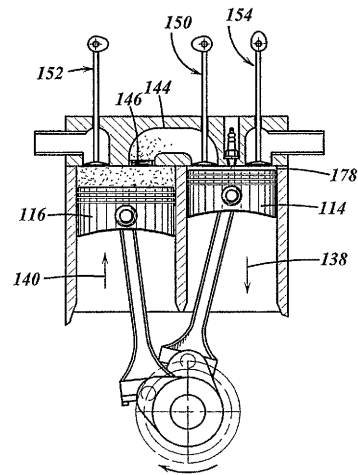
【 図 6 】



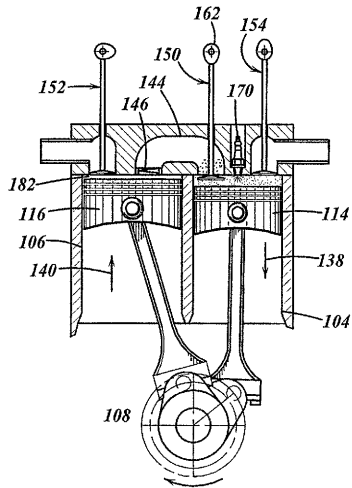
【 図 7 】



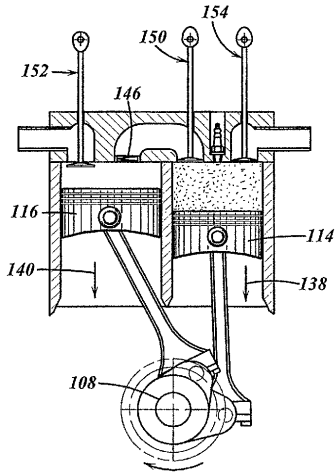
【 図 8 】



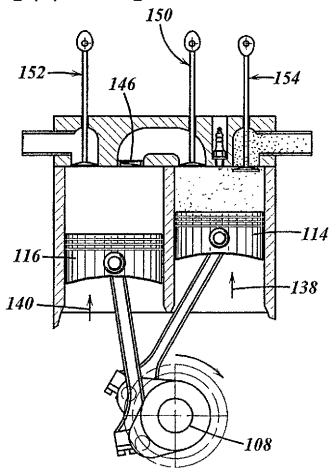
【 図 9 】



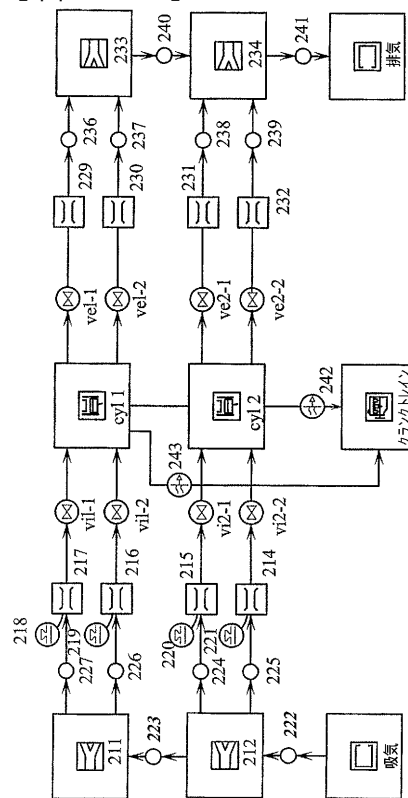
【 図 10 】



【 図 11 】



【 図 12 A 】

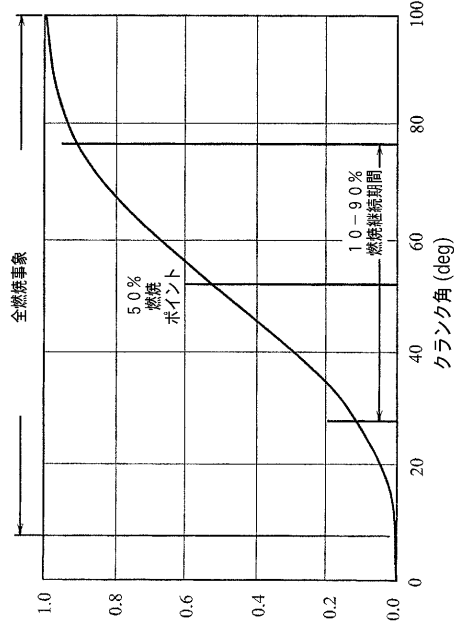


【 図 1 2 B 】

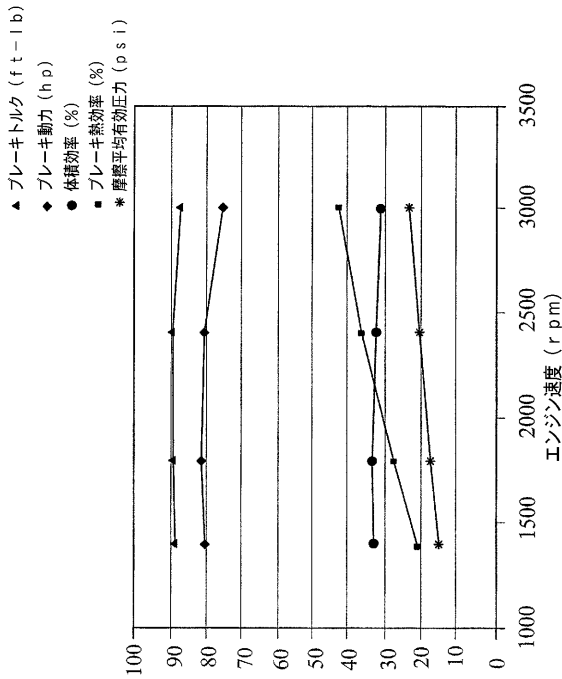
項目定義：従来型エンジン

- 211,212：吸気マニフォールド合流部／T字管
- 吸気：吸気端部環境（無限の大気源）
- 214,215,216,217：吸気ポート
- 218,219,220,221：燃料噴射弁
- vix-y：吸気バルブ
- cyl1：従来型エンジンシリンダ#1
- cyl2：従来型エンジンシリンダ#2
- vex-y：排気バルブ
- 229,230,231,232：排気ポート
- 233,234：排気合流部またはT字管
- 排気：排気端部環境（無限の大気ダンブ）
- クランクトレイン：全てのエンジンシリンダからの項目を総計し点火順序のような秩序系統を取り扱うための数学的項目
- 224-232 (not 228)：モデル内のパイプと合流部との接続を扱う“オリフィス”接続。これらの項目は実際のハードウェア内の何にも当てはまらない。
- 243,248：シリンダとクランクトレインとの間の機械的接続を表す数学的結合

【 図 1 3 】

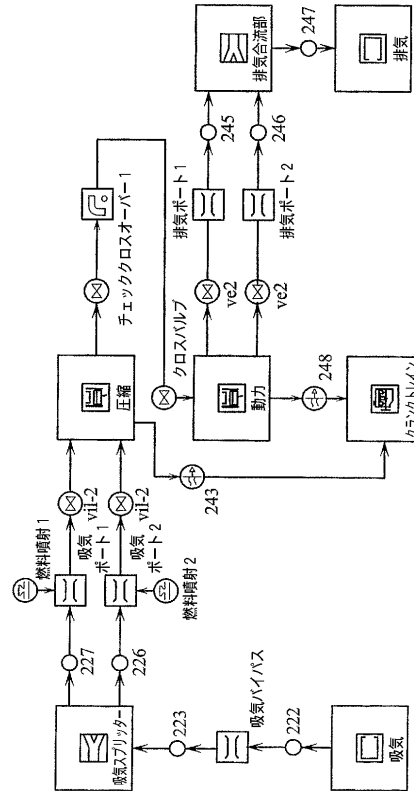


【 図 1 4 】



【 図 1 5 A 】

従来型エンジン性能対エンジン速度の概要

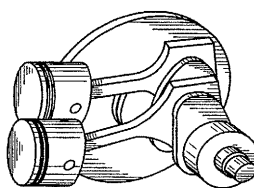


【 図 1 5 B 】

項目定義：スプリットサイクルエンジン

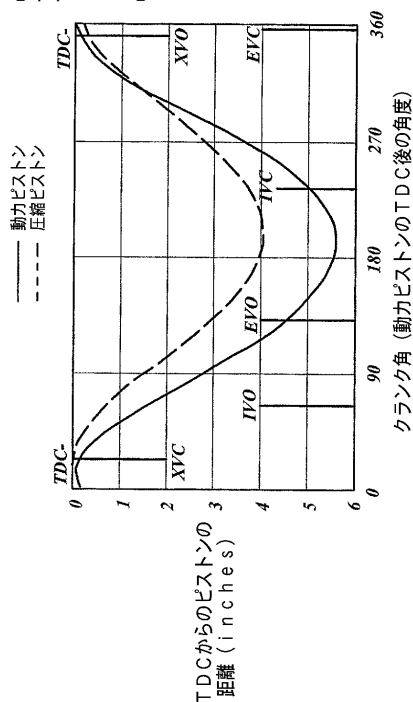
- 吸気：吸気端部環境（無限の大気源）
- 吸気バイパス：分離前の単一の吸気ポート
- 吸気スプリッター：吸気マニフォールド合流部/T字管
- 吸気ポート1，吸気ポート2：吸気ポート
- 燃料噴射1，燃料噴射2：燃料噴射弁
- *vil-y*：吸気バルブ
- 圧縮：圧縮シリンダー
- チェック：圧縮シリンダーの排出位置におけるチェックまたはリードバルブ
- クロスオーバー1：クロスオーバー通路
- クロスバルブ：クロスオーバーバルブの起動
- 動力：膨張または動力シリンダー
- *vex*：排気バルブ
- 排気ポート1，排気ポート2：排気ポート
- *exh-jcn*：排気合流部/T字管
- 排気：排気端部環境（無限の大気ダンプ）
- クランクトレイン：全てのエンジンシリンダからの項目を総計し点火順序のような秩序系統を取り扱うための数学的項目
- 222,223,226,227,245,246,247：モデル内のパイプと合流部との接続を扱う“オリフィス”接続。これらの項目は実際のハードウェア内の何にも当てはまらない。
- 243,248：シリンダとクランクトレインとの間の機械的接続を表す数学的結合

【 図 1 6 】

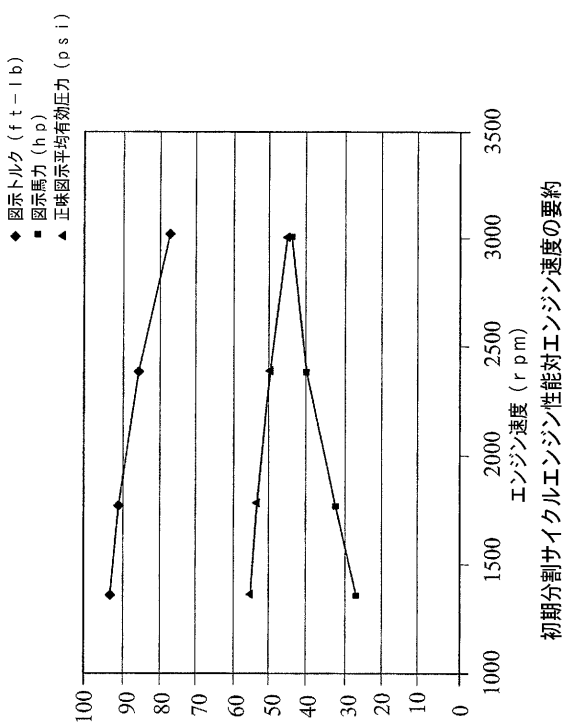


分割サイクルエンジンのMSC. ADAMS®モデル

【 図 1 7 】

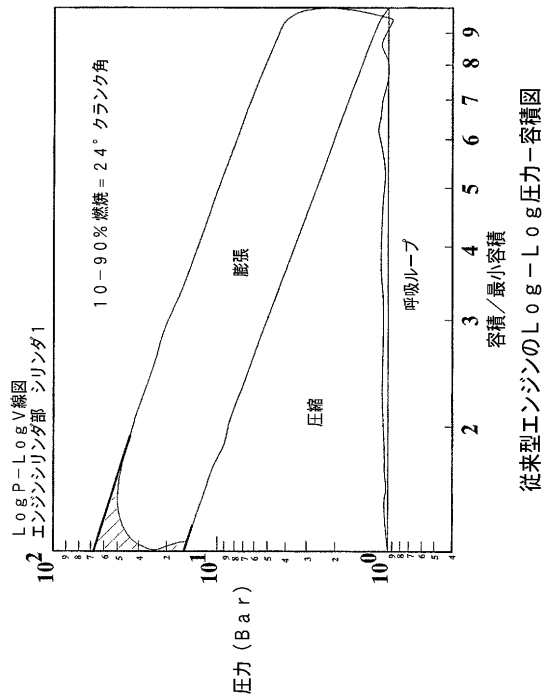


【 図 1 8 】

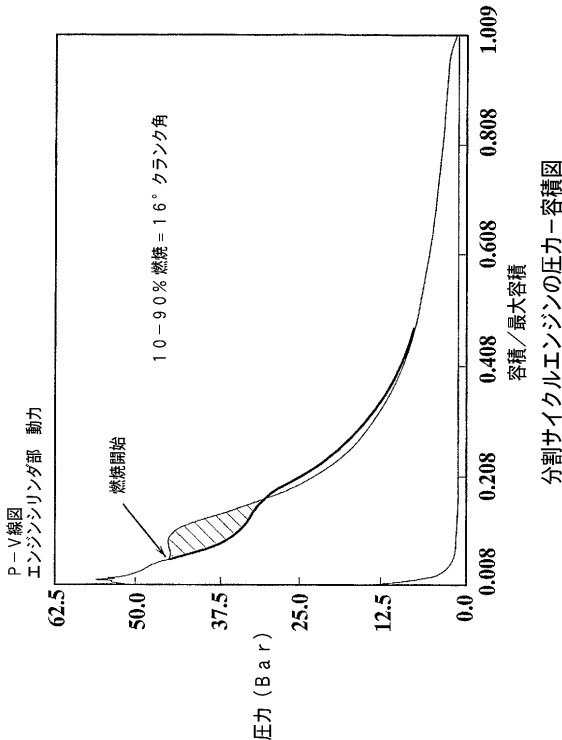


初期分割サイクルエンジン性能対エンジン速度の要約

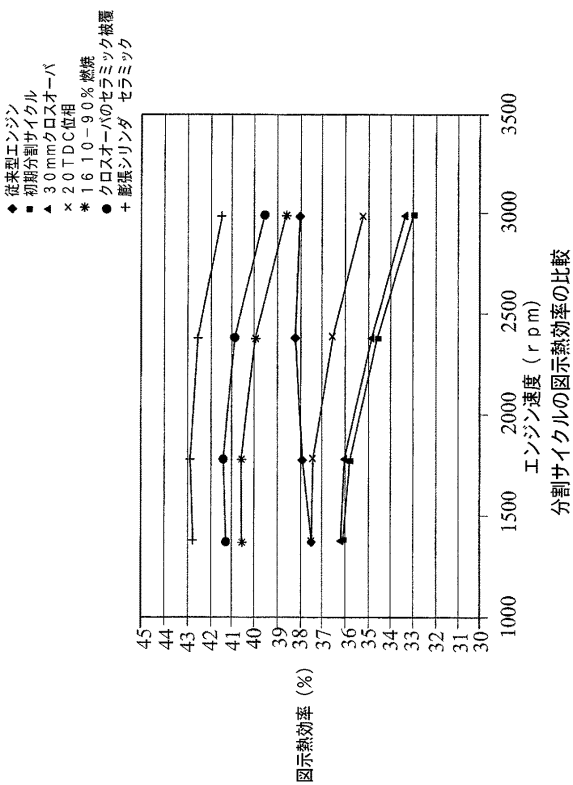
【 図 1 9 】



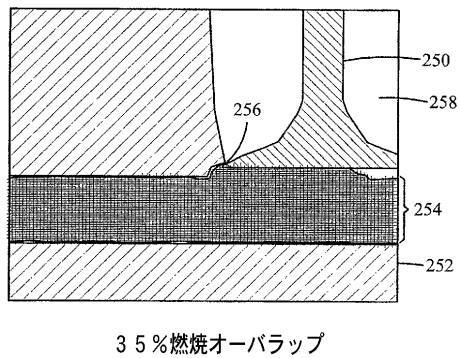
【 図 2 0 】



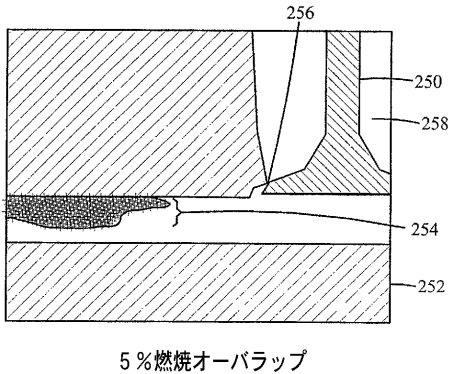
【 図 2 1 】



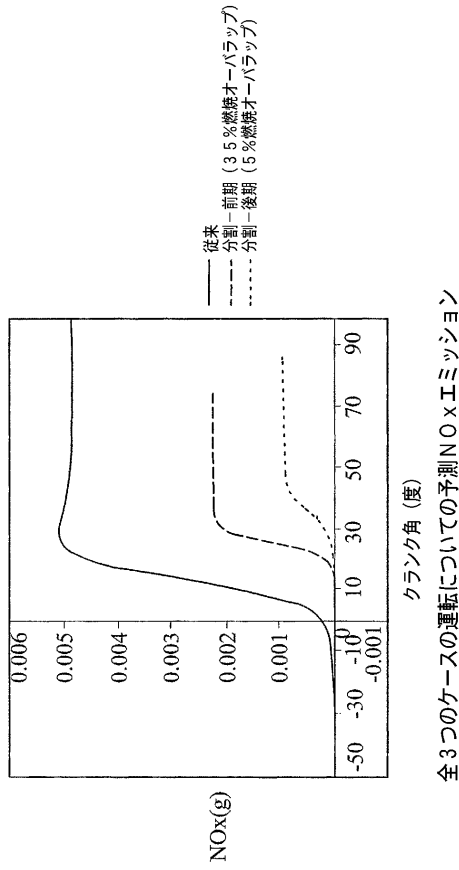
【 図 2 2 】



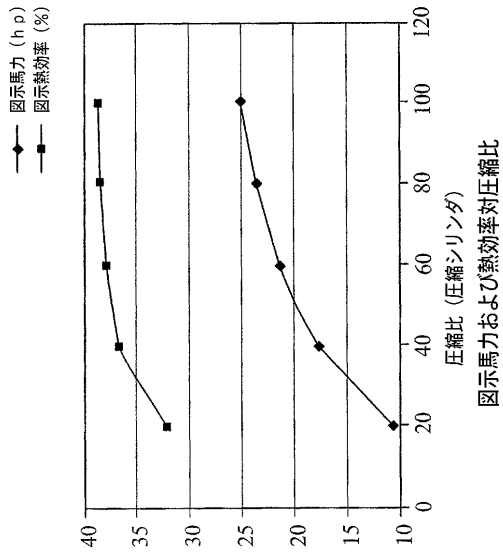
【 図 2 3 】



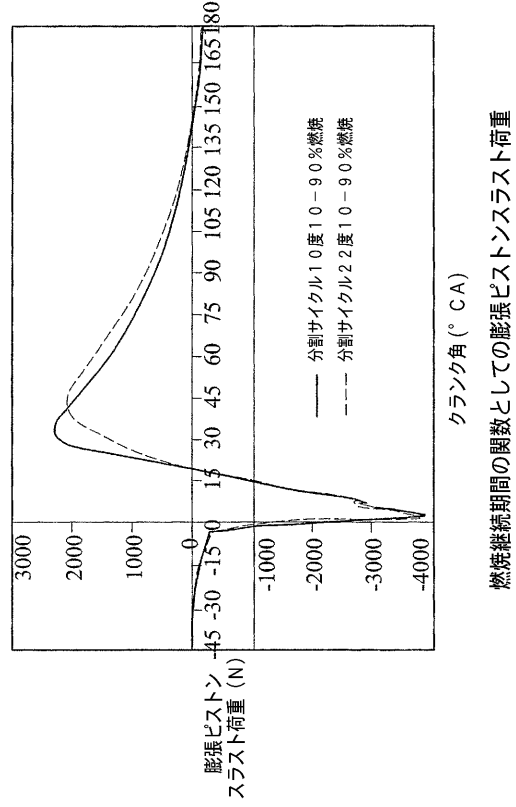
【 図 2 4 】



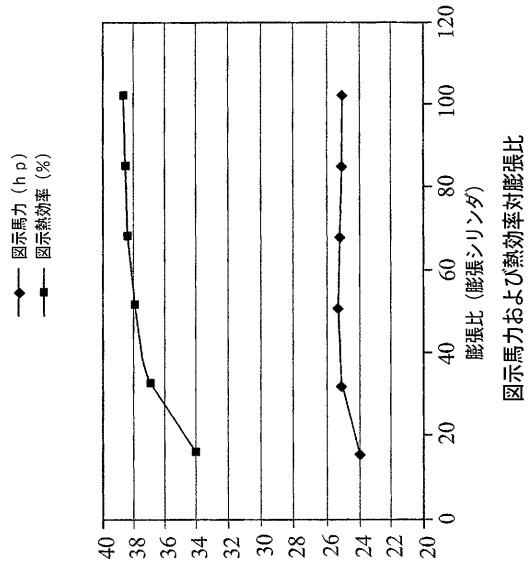
【 図 2 6 】



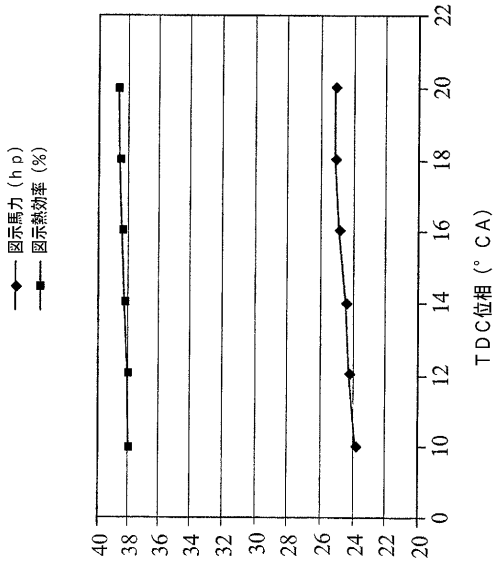
【 図 2 5 】



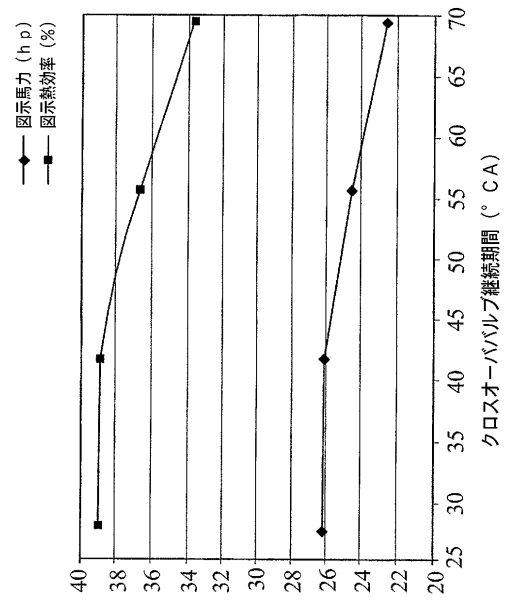
【 図 2 7 】



【 図 28 】



【 図 29 】



図示馬力と熱効率 対 クロスオーバーバブル継続期間とリアフト

フロントページの続き

(72)発明者 ジェレミー ディー・ユーバンクス
アメリカ合衆国 78250 テキサス州 サン アントニオ リッジ グローブ ストリート
9219

審査官 栗倉 裕二

(56)参考文献 特開平03-037332(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02B 33/22

F02F 1/18

F02B 75/02

F02B 75/18