

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4837865号  
(P4837865)

(45) 発行日 平成23年12月14日(2011.12.14)

(24) 登録日 平成23年10月7日(2011.10.7)

(51) Int.Cl. F I  
**F 0 2 G 1/055 (2006.01)** F 0 2 G 1/055 A

請求項の数 6 (全 15 頁)

|               |                               |           |                                |
|---------------|-------------------------------|-----------|--------------------------------|
| (21) 出願番号     | 特願2001-563774 (P2001-563774)  | (73) 特許権者 | 500025466                      |
| (86) (22) 出願日 | 平成13年3月1日(2001.3.1)           |           | ニュー・パワー・コンセプツ・エルエルシー           |
| (65) 公表番号     | 特表2003-525387 (P2003-525387A) |           | アメリカ合衆国、ニュー・ハンプシャー州            |
| (43) 公表日      | 平成15年8月26日(2003.8.26)         |           | 03101、マンチェスター、コマーシャル・ストリート 340 |
| (86) 国際出願番号   | PCT/US2001/040201             |           |                                |
| (87) 国際公開番号   | W02001/065102                 | (74) 代理人  | 100071010                      |
| (87) 国際公開日    | 平成13年9月7日(2001.9.7)           |           | 弁理士 山崎 行造                      |
| 審査請求日         | 平成20年2月26日(2008.2.26)         | (74) 代理人  | 100119253                      |
| (31) 優先権主張番号  | 09/517,686                    |           | 弁理士 金山 賢教                      |
| (32) 優先日      | 平成12年3月2日(2000.3.2)           | (74) 代理人  | 100121762                      |
| (33) 優先権主張国   | 米国 (US)                       |           | 弁理士 杉山 直人                      |

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱サイクルエンジンのバーナへの燃料及び空気の配送を制御する装置及び方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

自動点火温度及び火炎速度を有する燃料と空気を混合することにより特定の燃料空気比を有するように構成され燃焼した際に排気ガスを生成する燃料空気混合物の前記燃料と空気をヒータヘッドを有する外燃機関のバーナで燃焼させる方法であって、

第1空気流量及び1燃料流量によって生じる第1燃料空気比において前記燃料空気混合物に点火して火炎を形成し、

前記第1空気流量を大きくして第2燃料空気比を生じさせ、

少なくとも前記ヒータヘッドの温度に基づいて前記燃料流量を制御し、

少なくとも前記燃料流量に基づいて前記空気流量を調節することにより該第2燃料空気比で前記火炎を維持することを含み；

前記燃料空気混合物に点火すると、入口から出口まで一定の断面積を有するスロートの該入口に前記火炎速度を超える速度で前記空気を推進させ、かつ、燃料を前記空気と混合して前記燃料空気混合物を形成し前記出口から排出させて前記スロートの出口の外側において前記空気燃料混合物内に火炎を形成させることになり；

前記燃料に混合される前の前記空気は、前記燃料の自動点火温度以上の温度に加熱されている；

方法。

【請求項 2】

少なくとも前記排気ガスの酸素濃度に基づき前記空気流量を調節することによって前記

10

20

## 第2 燃料空気比を維持する

請求項1の方法。

## 【請求項3】

少なくとも前記燃料流量及び前記空気の温度に基づいて前記空気流量を調節することによって前記第2 燃料空気比を維持する

請求項1の方法。

## 【請求項4】

少なくとも前記空気の温度及び前記排気ガスの酸素濃度に基づいて前記空気流量を調節することによって前記第2 燃料空気比を維持する

請求項1の方法。

10

## 【請求項5】

前記燃料空気混合物は、前記燃料の前記自動点火温度以下の第1 空気温度で点火される  
請求項1の方法。

## 【請求項6】

前記火炎は、前記燃料の前記自動点火温度を超える第2 空気温度で維持される  
請求項1の方法。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

## 【技術分野】

本発明は、スターリングサイクル熱機関又は冷蔵庫の改良に関し、特に、熱機関の作動効率を高めかつ寿命を長くし、また、それを小型化し、複雑さを少なくしコストを安くすることに貢献するスターリングサイクル熱機関又は冷蔵庫の改良に関する。

20

## 【0002】

## 【背景技術】

スターリングマシンは、熱機関及び冷蔵庫を含み、オックスフォード・ユニバシティ・プレス（1980）刊行のウォーカー（Walker）による「スターリングエンジン」に説明されるように、長い技術的遺産を有する。この刊行物は参照のためにここに組み入れられる。スターリングサイクル機関の原理は、スターリング熱力学サイクル、即ち、シリンダ内のガスの等積加熱と、該ガスの（ピストンを駆動することによってなされる仕事の間の）等温膨脹と、等積冷却と、等温圧縮の機械的達成である。スターリングサイクル冷蔵庫はまた、その理想スターリング熱力学サイクルを近似する熱力学サイクルの機械的達成である。理想スターリング熱力学サイクルにおいて、作動油は、等積加熱、等温膨脹、等積冷却及び等温圧縮の連続するサイクルを受ける。段階が等積でも等温でもないこのサイクルの現実的な達成は本発明の範囲に含まれ、また、請求される本発明の範囲の限定のない理想ケースの説明として明細書において言及される。

30

## 【0003】

本発明の種々の局面はスターリングサイクル機関と、スターリングサイクル冷蔵庫の両方に適用することができ、この機関と冷蔵庫は、明細書及び特許請求の範囲において集合的にスターリングサイクルマシンとして言及される。

## 【0004】

40

スターリングサイクル機関の作動原理は図1 a－1 f に関して説明される。図において同じ又は同様な要素に同様な番号を用いている。スターリングサイクル機関の多くの機械的レイアウトは従来技術において公知であり、番号10で示す一般的に構成されたスターリングサイクル機関は単に例示的な目的で示すものである。図1 a－1 d において、ピストン12（ここでは、圧縮ピストンとも言われる）と、第2ピストン（これは「膨脹ピストン」としても知られている）はシリンダ16内で同期往復運動を行う。圧縮ピストン12と、膨脹ピストン14は、互いに分離しているが相互に連結されたシリンダ内で運動することができる。ピストンシール18、18は、ピストン12とピストン14との間でシリンダ16内に含まれる作動油の流れがいずれかのピストン12の回りに逃げることを防止する。作動油は、以下で議論するように、その熱力学特性によって選択され、それは典型

50

的には数気圧のヘリウムである。膨脹ピストン 1 4 の位置によって定まる作動油の容積は膨脹スペース 2 2 と呼ばれる。圧縮ピストン 1 2 の位置によって定まる作動油の容積は圧縮スペース 2 4 と呼ばれる。図示の構造のスターリング機関 1 0 あるいはその他の構造のスターリング機関 1 0 であれ、膨脹スペース 2 2 と圧縮スペース 2 4 の間で作動油を流すために、作動油は再生器 2 6 を通る。再生器 2 6 は表面積対体積の比率が大きい材料のマトリックスであり、熱い作動油が膨脹スペース 2 2 から入るときにそれから熱を吸収し、そして、作動油が圧縮スペース 2 4 から再生器を通して膨脹スペース 2 2 に戻るときに作動油を加熱する役目を果たす。

#### 【0005】

機関のサイクルの第 1 フェーズの間に、その開始条件は図 1 a に表されており、ピストン 1 2 が圧縮スペース 2 4 において作動油を圧縮する。圧縮は一定の温度下で生じる。なぜならば、熱が作動油から周囲環境へ抽出されるからである。実際には、以下に説明するように冷却器 6 8 (図 2 に示す) が備えられる。

#### 【0006】

圧縮後の機関 1 0 の状態が図 1 b に示される。サイクルの第 2 フェーズの間に、膨脹ピストン 1 4 は圧縮ピストンと同期して運動し作動油の一定容積を維持する。作動油は膨脹スペース 2 2 に移送されるので、再生器 2 6 を通りそれから熱を得て圧力が大きくなる。移送フェーズの最後において、作動油の圧力はより高く、そして、図 1 c に示すように膨脹スペース 2 2 内に含まれる。

#### 【0007】

機関のサイクルの第 3 フェーズ(膨脹)の間、熱が機関の外部から引き込まれて熱を仕事に変換するので、膨脹スペース 2 2 の容積は増加する。実際には、熱はヒータ 6 4 (図 2 に示す) によって膨脹スペース 2 2 内の作動油に与えられる。このことについては、以下に詳細に説明する。膨脹フェーズの最後で、図 1 d に示すように、熱い作動油が膨脹スペース 2 2 を満たす。機関のサイクルの第 4 フェーズの間、作動油は膨脹スペース 2 2 から圧縮スペース 2 4 へ移送され、作動油が再生器 2 6 を通過するのでそれを加熱する。第 2 移送フェーズの最後において、作動油は、図 1 a に示すように、圧縮スペース 2 4 内に存在して、圧縮フェーズの繰り返しの準備ができた状態にある。スターリングサイクルは、図 1 e に示すように、P-V (pressure-volume; 圧力-容積) 図表で示され、また、図 1 f に示すように、T-S (temperature-entropy; 温度-エントロピー) 図表で示される。スターリングサイクルは、サイクル循環の間に作動油が典型的に取り替えられない閉サイクルである。

#### 【0008】

スターリングサイクル冷蔵庫の作動原理を図 1 a-1 e に言及して説明することができる。これらの図において、同じ又は同様なパーツに同じ番号を使用している。上に説明した機関と冷蔵庫としてのスターリングマシンの差異は、圧縮スペース 2 2 が典型的に周囲温度と熱連絡し、膨脹スペース 2 4 が外部冷却負荷(図示省略)に繋がれている点である。冷蔵庫の運転はネットワーク入力を必要とする。

#### 【0009】

スターリングサイクル機関は一般的に実際的な応用に用いられていないが、スターリングサイクル冷蔵庫は、それを発展させるための気の遠くなるような工学的挑戦によって低温工学の特殊分野に限定されていた。こういった挑戦は効率、振動、寿命及びコストといったものを考慮する。本発明は、こういった考慮に向けられるものである。

#### 【0010】

##### 【発明の開示】

燃料と空気を混合することにより変化する燃料空気比を有するように構成される燃料空気混合物であって、燃焼した際に排気ガスを生成する燃料空気混合物の前記燃料と空気を外燃機関のバーナで燃焼させる方法であって、第 1 空気流量及び第 1 燃料流量によって生じる第 1 燃料空気比において前記燃料空気混合物に点火して火炎を形成し、前記第 1 空気流量を大きくして第 2 空気流量を生じさせ、少なくとも前記ヒータヘッドの温度に基づいて前

10

20

30

40

50

記燃料流量を制御し、少なくとも前記空気の温度と、前記排気ガス生成物の酸素濃度に基づいて前記空気流量を調節することにより第2燃料空気比で前記火炎を維持することを含んでなる方法。

【0011】

自動点火温度及び火炎速度を有する燃料と、空気を点火することは、入口から出口まで一定の断面積を有するスロートの該入口に前記火炎速度を超える速度で前記空気を推進させ、かつ、燃料を前記空気と混合して前記燃料空気混合物を形成し前記出口から排出させて前記スロートの出口の外側において前記空気燃料混合物内に火炎を形成させる。

【0012】

発明の別の実施の形態によれば、第2燃料空気比は、排気ガスの酸素濃度に基づいて空気流量を調節することによって維持される。更に別の実施の形態において、第2燃料空気比は、少なくとも空気の温度と燃料流量に基づいて空気流量を調節することにより維持される。代替の実施の形態において、第2燃料空気比は、少なくとも空気の温度と排気ガスの酸素濃度に基づいて空気流量を調節することによって維持される。

10

【0013】

ヒータヘッドを有する熱サイクル機関の燃焼器であって、燃焼軸によって特徴づけられる燃焼器を運転し、かつ、空気内において燃料を燃焼させて熱及び排気ガス生成物を生成することによって前記熱サイクル機関の前記ヒータヘッドに熱を配送するシステムであって、内方向に流れる空気を搬送するために前記燃焼器の前記燃焼軸に関して対象である、軸を有するスワラと、前記空気と燃料を混合して特定の空気燃料比を有する空気燃料混合物を形成するように、放射状に内方向に流れる前記空気内に燃料を噴射する燃料噴射器と、特定の燃料配送速度で燃料を配送する燃料供給調整器とを含んでなるシステム。

20

【0014】

このシステムは、特定の空気燃料比を生じさせるように特定の空気流量において前記バーナに空気を配送するブロワと、前記燃焼器へ配送された空気の温度を測定するスワラ空気温度センサと、少なくとも前記燃焼器に配送された空気の温度に基づいて空気配送速度を制御するコントローラをさらに含む。

【0015】

更なる実施の形態において、前記システムは、前記ヒータヘッドの温度を測定するヒータヘッド温度センサと、少なくとも前記ヒータヘッドの温度と前記燃焼器に配送された空気の温度に基づいて前記燃料配送速度を制御するコントローラとをさらに含む。

30

【0016】

さらに別の実施の形態において、前記システムは、前記バーナの前記排気ガス生成物のガス濃度を監視するガス成分センサと、少なくとも前記燃焼器に配送された空気の温度と、前記排気ガス生成物のガス濃度とに基づいて空気配送速度を制御するコントローラとを含む。前記システムは燃料配送速度を測定する流量センサをさらに含んでなり、前記コントローラは、少なくとも前記燃焼器に配送された空気の温度と、前記測定された燃料配送速度とに基づくコントローラを含む。

【0017】

添付の図面を参照してなされる以下の実施形態の詳細な説明を参照することにより本発明はより容易に理解されるであろう。

40

【0018】

【発明の実施形態】

ここで、図2に言及し、スターリングサイクル機関の1実施の形態を番号28で表し、断面で示す。発明を図2に示すスターリング機関を参照して一般的に述べるが、本発明の主題である種々の実施の形態や改良から生じる冷蔵庫、その他の多くの熱機関は同様に利点を有する。図2に示すスターリング機関28の構造は、圧縮ピストン30と膨脹ピストン32がそれぞれ別のシリンダ内で線形運動を行い、即ち、圧縮ピストン30が圧縮シリンダ34内で、膨脹ピストン32が膨脹シリンダ36内で線形運動を行う特徴を有し、アルファ構造と呼ばれる。アルファ構造は単に例として説明するものであり、特許請求の範囲

50

をそれに限定するものではない。

#### 【0019】

圧縮ピストン30と膨脹ピストン32に加えて、スターリング機関28の主要構成要素として、ヒータ64と、再生器66と、冷却器68が含まれる。圧縮ピストン30と膨脹ピストン32（集散的に両ピストンと呼ばれる）は、それぞれのピストンスペース38、40内で往復線形運動を行うように拘束される。シリンダライナ42はそれぞれのシリンダ表面を裏打ちする。ヒータ64と冷却器68に近接するシリンダの内部スペースは、ここでの説明において、それぞれ機関28の熱部及び冷却部と呼ばれる。圧縮ピストン30と膨脹ピストン32の往復線形運動の相対位相（「位相角」）はクランクケース46内に収納された駆動機構44に連結される両ピストンのカップリングによって支配される。以下により詳細に説明される駆動機構44は、両ピストンの相対的タイミングを支配しかつ線形及び回転運動を変換するために使用される。圧縮ピストン30と膨脹ピストン32はそれぞれ、第1連結ロッド48と、第2連結ロッド50を介して駆動機構44に連結される。圧縮シリンダ34のスペース38は、作動油を周期的に冷却するために、ダクト45を介して冷却器68に接続される。更に詳しくいうと、ダクト45は、冷却器68、再生器66、ヒータ64を含む管状の熱交換器に圧縮スペース38を接続する。ダクト45と環状プレナム47との間の流れの分岐は図6に関連して以下に説明する。

10

#### 【0020】

駆動機構44の作動についてここで図3及び図4を参照して説明する。図3は番号300で示す2折り返しガイドリンク駆動機構の断面図である。図3の駆動機構は2つの折り返しガイドリンク303、313を含む。ピストン301、311はそれぞれ、図2に関して上で説明したスターリングサイクル機関のディスプレイサと、圧縮ピストンである。明細書及び請求の範囲で使用されるように、ディスプレイサピストンはシールを有さない、あるいは、シールを有するピストン（一般に、「膨脹」ピストンとして知られる）。ディスプレイサピストン301はピストン連結点302においてガイドリンク303のピストン端に堅固に連結される。ガイドリンク303はロッド連結点305において連結ロッド306に回転可能に連結される。ピストン連結点302とロッド連結点305はガイドリンク303の縦軸324を定める。

20

#### 【0021】

連結ロッド306は、クランクシャフト回転軸326から固定距離オフセットしたクランクシャフト連結点307においてクランクシャフト308に回転可能に連結される。クランクシャフト回転軸326はガイドリンク303の縦軸324に垂直であり、かつ、ロッド連結点305とピストン連結点302の間に配設される。好ましい実施の形態において、クランクシャフト回転軸326は縦軸324と交差する。

30

#### 【0022】

ガイドリンク303の一端328は一組のローラ304の間に拘束される。好ましい実施の形態において、ローラ304の1つはガイドリンク303との転がり接触を維持するためにばね負荷されている。ピストンシリンダ322に対するガイドリンク303の縦軸324のアライメントはローラ304とピストン301によって維持される。クランクシャフト308はクランクシャフト回転軸324回りに回転し、ロッド連結点305はガイドリンク303の縦軸324に沿った線形経路をたどる。

40

#### 【0023】

ピストン301とガイドリンク303はレバーの一端においてピストン301に対するレバーを形成し、レバーの他端においてガイドリンク303のロッド端328を形成する。レバーの支点はローラ304、304の両中心によって定められる直線上に位置する。レバーはロッド連結点305に作用する力によって負荷される。ロッド連結点305は、ガイドリンク303の縦軸に沿った経路をたどるので、ロッド連結点305と支点の間の距離、即ち、第1レバーアームは0からピストン301のストローク距離の半分の大きさまで変化する。第2レバーアームは支点からピストン301までの距離である。第1レバーアームに対する第2レバーアームのレバー比は常に1より大きく、好ましくは、5から1

50

5である。ピストン301における横力は、前記レバー比によって倍率されるロッド連結点305において作用する力であり、レバー比が大きければ大きいほど、ピストン301に作用する横力は小さい。

#### 【0024】

圧縮ピストン311は、ピストン連結点312においてガイドリンク313のピストン端に堅固に連結されている。ガイドリンク313はロッド連結点315において連結ロッド316に回転可能に連結されている。ピストン連結点312及びロッド連結点315はガイドリンク313の縦軸を定める。連結ロッド316は、クランクシャフト回転軸326から固定距離オフセットしたクランクシャフト連結点317においてクランクシャフト308に連結される。ガイドリンク313の一端330は一对のローラ314間で拘束される。上に説明したように、好ましい実施の態様において、2つのローラ314のうちの1つはばね負荷されガイドリンク313に対する転がり接触を維持している。ガイドリンク313の作動はガイドリンク303に関して上に説明したものと同様である。ピストンシリンダ320に対するガイドリンク313の縦軸のアライメントはローラ314とピストン301によって維持される。クランクシャフト308がクランクシャフト回転軸326回りに回転するので、ロッド連結点305はガイドリンク313の縦軸に沿った線形経路をたどる。

10

#### 【0025】

図4は、図3に示す2ガイドリンク駆動機構の斜視図である。圧縮ピストン311とディスプレイサピストン301はそれぞれ別個のシリンダ内で、即ち、圧縮ピストン311は圧縮シリンダ320内で、ディスプレイサピストン301は膨脹シリンダ322内で線形運動を行う。ガイドリンク303とガイドリンク313はディスプレイサピストン301と圧縮ピストン311にそれぞれピストン連結点302と312において堅固に連結されている（図3参照）。連結ロッド306、316は、ガイドリンク303、313の遠端の連結点305、315においてクランクシャフト308にクランクシャフト連結点307、317において回転可能に連結されている（図3参照）。ガイドリンク303、313に作用する横荷重はローラの組304、314によって受け取られる。

20

#### 【0026】

ここで、図5a-5cに言及すると、燃焼源からスターリングサイクル機関28の内部に多量の熱を移送するための、本発明の実施の形態に従う新規な構造の断面を図に示す。バーナ150によって生成したガス300から機関の内部空間306に含まれる作動油への熱の移送効率を良くするために、ヒータヘッド64のいずれかの側面に湿潤した大きな表面積が必要である。大きな表面積を得るために、ヒータヘッド64の内面312と外面314のいずれか又は両方に多数の金属ピン310を設けている。金属ピンは焼き流し精密鑄造のような方法を用いて低コストで作ることができる。金属ピン310はヒータヘッド64のいずれかの側面に湿潤した表面積を増やすだけでなく、作動油をよりよく混ぜて熱流をより促すような急激なウェイクを生成させる。この構造は、冷却器68における熱移送のため、あるいは、2つのガス空間の間で必要とされる十分な熱移送が必要とされる如何なる応用における熱移送のために採用することができる。図5cは本発明の好ましい実施の形態に従い概略的に示す熱移送ピン130、124を備える図5aのヒータヘッドアセンブリの断面図である。図5cにおいて、内側熱移送ピン124と外側熱移送ピン130はヒータヘッド64の両側に沿って位置する。

30

40

#### 【0027】

図6aに言及すると、この図はヒータダクト400のシステムの斜視図であり、該ダクトシステムは作動油を熱交換器ネットワークを介して、即ち、冷却器ヘッド68、再生器66（図2に示す）、そしてヒータヘッド64（図2に示す）を介して圧縮スペース38と、該作動油の環状領域との間に流す。作動油の環状流は環状ヘッダ47で終端する。シリンダスペース38と、ヘッダ47の全環状領域の間に等しい長さの複数の環状流路を創成するために、この環状ヘッダ47に分岐ダクト400が連結されている。環状流領域の全部の部分とシリンダスペースの間の流れ抵抗をほぼ等しくすることによって、熱交換器を

50

通る不均一な流れによるロスを減少させることができ、しかも、熱交換領域に閉じこめられ、それにより機械的仕事のために失われるループ内の作動油の流れを最小にすることができる。図6bは、図6aの分岐ダクト400のシステムの「覆われていない」姿の概略平面図であり、分岐ダクト400を介した圧縮スペース38と環状ヘッダ47の間の流体の連通を示すものである。

#### 【0028】

スターリング機関は高い熱効率を与えることができ、かつ汚染物質の排出量を少なくすることができる、こういった目標は、熱効率要件、特に、図8に示すようなスターリング機関のヒータヘッド808を加熱するために用いるバーナ806の熱効率要件を課す。そのような熱効率の要素は、燃焼させるため及びヒータヘッド808から去る熱い排気ガスを取り戻すためにバーナ806を介したオキシダント（典型的には空気であるが、空気に限定するものではなく、ここでの説明及び請求の範囲においてオキシダントという）の効率的なポンピングを含む。多くの応用において、空気（その他のオキシダント）は、燃焼の前に、ヒータヘッド808の温度近くまで加熱されて上述の熱効率目標を達成する。スターリング機関のヒータヘッドが加熱された後も、いまだ燃焼ガス内にかなり多量のエネルギーが残っており、そして、当業者に知られるように、バーナに燃焼空気を送る前に、排気ガスから燃焼空気に熱を移送するために熱交換器が用いられる。高い熱効率と低排出量を達成するために、バーナはほぼ完全な燃焼を与えなければならない。ほぼ完全な燃焼を与えるために、きれいな燃焼燃料、好ましくはプロパンと共に計量された空気量をバーナに送らなければならない。燃料及び空気の流量は、バーナでの炎の着火のため及び着火後のクリーンな排出のために制御されなければならない。燃料と空気は、一酸化炭素（CO）及び炭化水素（HC）の排出を削減するために十分な量の酸素と十分に混合されなければならないし、また、窒素酸化物（NO<sub>x</sub>）の形成を削減するために十分に低い火炎温度で燃焼されなければならない。

#### 【0029】

高い熱効率を達成するために望ましい予熱空気の高温は、燃料と空気を予め混合することを困難にし、また、火炎温度を制限するために多量の過剰空気を必要とするので低排出目標を達成することが面倒になる。ここでの説明及び請求の範囲で用いられる用語「自動点火温度」は、空気と燃料の圧力の現在の条件下で減温触媒を用いることなく燃料が点火する温度をいう。典型的な予熱された空気温度はほとんどの燃料の自動点火温度を超え、燃料空気混合物が燃焼器（燃焼室）に入る前にそれを着火させる。この問題に対する一つの解決法は、事前に混合されていない拡散火炎を用いることである。しかしながら、そういった拡散火炎はよく混合されないので、望まれるCO、HC及びNO<sub>x</sub>排出量以上の量が生じることになる。火炎動力学の詳細な議論はターنز（Turns）著の「燃焼の序：概念及び応用」（マクグロウヒル1996年刊行）によって与えられている。この文献は、参照のためにここに組み入れられる。火炎温度を制限するために空気流量を大きくして与えることは、典型的にエアポンプ又はブロワによって消費される動力を増加させ機関の全体的効率を落とすことになる。

#### 【0030】

本発明によれば、燃料の自動点火温度以上に加熱された空気が存在するときでさえ事前に混合された火炎を生成することにより、かつ、それに加えて、空気入口と火炎領域間の圧力降下を最小にしてブロワの動力消費を最小にすることにより、低排出量かつ高効率を提供することができる。

#### 【0031】

用語「火炎速度」は、火炎面が特定の燃料空気混合物の中を伝搬する速度をいう。明細書及び請求の範囲において、用語「燃焼軸」とは、流体が燃焼するときの支配的な流体の流れの方向をいう。

#### 【0032】

図7a-7cに言及し、本発明の実施の形態に従うスターリングサイクル機関又はその他の燃焼応用例に適用される取入れマニホールド699を示す。発明の好ましい実施の形態に

10

20

30

40

50

よれば、燃料はその自動点火温度以上の温度に加熱された空気と事前に混合され、燃料と空気が燃焼器 809（図 8 に示す）内でよく混合されるまで火炎が形成されることが防止される。図 7 a は装置の好ましい実施の形態を示すものであり、ここでは装置は取入れマニホールド 699 と燃焼器 710 を含む。取入れマニホールド 699 は、ブロワ 728 を介して供給される空気 700 を受ける取入れマニホールド 703 を備える軸対象のコンジット 701 を有する。空気 700 はある温度、典型的に 1000 K（この温度は燃料の自動点火温度を超えるかもしれない）まで予熱される。コンジット 701 は、燃焼軸 720 に関して放射状に内側に流れる空気 700 をコンジット 701 内に配設されたスワラ 702 に運ぶ。

#### 【0033】

10

図 7 b は、本発明の実施の形態に従うスワラ 702 を含むコンジット 701 の断面を含む。図 7 b の実施の形態において、スワラ 702 は、空気 700 の流れを放射状に内側に向けかつ空気に回転成分を与えるためのいくつかの螺旋形の羽根 730 を有する。コンジットのスワラ部分の直径は、スワラの羽根 730 の長さによって決まり、スワラ 702 の入口から出口へ向かって小さくなる。スワラの羽根 730 の直径が減少することで空気 700 の流量がほぼ該直径に反比例して増える。空気流量は、燃料の火炎速度を超えるように大きくなる。スワラ 702 の出口 734 において、燃料 706（好ましい実施の形態においてプロパン）は内側に向かって流れる空気に噴射される。

#### 【0034】

好ましい実施の形態において、燃料 706 は、図 7 c に示す一連のノズル（燃料噴射口）を介して燃料噴射装置 704 によって噴射される。更に詳しく説明すると、図 7 c はコンジット 701 の断面を示すものであり、燃料噴射ノズル 736 を含んで示すものである。各ノズル 736 はスワラの羽根 730 の出口に位置され、2 つの隣接する羽根の中心（中間）に位置される。このように、ノズル 736 は、空気と燃料を混合する効率を高めるように位置されている。燃料噴射ノズル 736 のサイズは、噴射された燃料がコンジット 701（図 7 a、7 b に示す）を横切る少なくとも半分の道のりに広がるようなサイズにされる。燃料噴射ノズル 736 のサイズを決定する計算方法は公知であり、John Wiley & Sons の 1972 年刊行のボア及びチギア（Boer & Chigier）著の「燃焼空力学」に説明されている。ノズル 736 は、空気流 700 を横切るように燃料 706 を同時に噴射する。空気流は火炎速度よりも速いため、空気燃料混合物の温度が燃料の自動点火温度を超えている時点でさえ、火炎は形成されない。プロパンが使用される好ましい実施の形態において、ヒータヘッドの温度によって支配される予熱温度は約 900 K である。

20

30

#### 【0035】

再び図 7 a を参照すると、今混合された空気と燃料（本説明において「空気燃料混合物」709 という）は、コンジット 701 の出口 707 に取り付けられ成形フェアリング 722 を備えるスロート 708 を通る方向に移送される。燃料 706 は燃料調整器 724 を介して供給される。スロート 708 は内半径 714 と、外寸法 716 を有する。空気燃料混合物の移送は、燃焼軸 720 のほぼ横方向かつ放射状に内方向の方向から燃焼軸 720 にほぼ平行な方向になされる。スロート 708 のフェアリング 722 の輪郭は、燃焼軸に関するスロート 708 の断面積がスロートの入口 711 から出口 712 まで一定のままとするように、逆さベルの形状を有する。この輪郭は段差がなく滑らかであり、スワラの出口からスロート 708 の出口まで流れ速度を維持して流れの分離や面に沿った再循環を防止する。一定の断面積は、流れ速度を低減させることなく、また、圧力降下を生じさせることなく空気及び燃料が混合し続けることを許容する。滑らかな一定の断面は効率の良いスワラを生じさせる。スワラ効率とは、渦巻流の動圧に変換されるスワラを横切る静圧力降下の部分をいう。本発明によって 80% 以上の渦巻効率を達成することができる。したがって、燃焼空気ファンの寄生電力排出を最小化できる。

40

#### 【0036】

スロートの出口 712 は外側に広がっており、そのため空気燃料混合物 709 がチャンバ 710 内で拡散しその速度が遅くなるので、火炎を局在化させ該火炎を含み、そして、環

50

状火炎を形成する。スワラ602によって生じる回転モーメントは、当該技術分野においてよく知られているように、リング状の渦を安定させる火炎を生じさせる。

#### 【0037】

上述したように、燃料及び空気の流量は、バーナでの火炎発火を生じさせかつ発火の後の排出物をクリーンにするために、制御される。図7aに言及し、バーナコントローラ726は、燃料調整器724及びブロワ728からそれぞれ供給される燃料及び空気の流量を制御するために使用される。燃料調整器724は発火のための初期値に設定される。火炎の発生が一端立証されると、バーナコントローラ726は燃料流量を変化させ、ヒータヘッド温度を制御する。ヒータヘッド温度はヘッド温度センサ804（図8に示す）によって測定される。火炎検出器が火炎の存在を検出すると火炎が生じたことが立証される。サーモカップルや紫外線センサを含み、当該技術分野においてよく知られたいくつかのタイプの火炎検出器が存在する。

10

#### 【0038】

燃焼空気ブロワ729の出力（あるいは空気質量流量）はバーナコントローラ726によって設定され燃焼器809（図8に示す）内の燃料空気比を制御する。燃料空気比は、空気質量流量に対する燃料質量流量の比であり、排出物に影響を与える主要ファクタである。ブロワ728は燃料質量流量に対する空気質量流量を増減することで燃料空気比を制御する。バーナコントローラ726は、燃料調整器724がその出力を増大させるときにブロワ出力を増大させ、燃料調整器724がその出力を減少させるときにブロワ出力を減少させる。望ましい燃料空気比及び燃料流量は同時に変えることとしてもよく、そうすれば、バーナコントローラ726はブロワ728の出力を変えて望ましい燃料空気比と燃料流量の両方の変化に適応する。

20

#### 【0039】

一酸化炭素（CO）、炭化水素（HC）及び窒素酸化物（NO<sub>x</sub>）の排出を最小化することは、いまだ完全な燃焼を達成する希薄（リーン、即ち、可燃成分の少ない）燃料空気混合物を必要とする。希薄燃料空気混合物は、理論混合気（即ち、例えば、プロパン1gにつき、15.67g）よりも多くの空気を有する。より多くの空気が固定量の燃料に加えられるので、火炎が不安定になるほど燃料空気混合物の量が十分大きくなるまで、一酸化炭素（CO）、炭化水素（HC）及び窒素酸化物（NO<sub>x</sub>）の排出量は減少する。この時点において、燃料空気混合物のポケットは燃焼を完結させることなくバーナを通過する。燃料空気混合物の不完全燃焼は大量のCO及びHCを発生させる。CO及びHCの放出量は、リーン・ブLOWアウト（吹消え）限度（Lean Blow-Out limit: 「LBO」）において火炎が消えるまで燃料空気混合物により多くの空気が加えられるので、素早く増加する。入ってくる空気（即ち、予熱された空気）の温度が高くなると、LBOは増加する。その結果、スターリング機関のウォームアップフェーズの間に予熱された空気の温度が上昇すると、燃料空気混合物の最適燃料空気比は減少する。スターリング機関が一端ウォームアップされると、燃料空気比は一定に維持される。

30

#### 【0040】

したがって、発火のための最適燃料空気比を与えるために燃料空気比は最初に制御されなければならない。一端火炎が提供されると、燃料空気比が制御されて予熱された空気の温度及び燃料のタイプに基づいて放出量を最小化する。ヒータヘッドの温度を調整するために燃料流量を増減するとき、望ましい燃料空気比を維持するために空気の流量もまた調節される。

40

#### 【0041】

限定された範囲の燃料空気比において、所定の燃料のみが発火する。発火の際、点火燃料空気比は、使用される燃料に相応する理論燃料空気比以下に選択される。燃料がプロパンである好ましい実施の形態において、点火燃料空気比は、空気1gに付き0.1gのプロパンに設定される。点火燃料空気比は、火炎が安定しかつ燃焼器内部の温度がウォームアップ温度まで上がるまで維持される。図8に言及すると、燃焼器809の温度は典型的に、ヒータヘッド808の温度を測定することによって、あるいは、燃焼器を所定の時間間

50

隔で加熱することによって、測定される。サーモカップル 804 のような温度センサを用いてヒータヘッド 808 の温度を測定することができる。好ましい 1 つの実施の形態において、点火燃料空気比は、ヒータヘッド温度が 300℃ に達し、かつ、火炎が 5 秒間点火するまで維持される。

#### 【0042】

一端火炎が安定化し、かつ、燃焼器 809 の温度が所望のウォームアップ温度に達すると、次に燃料空気比が空気予熱温度及び燃料のタイプに基づいて制御される。上述したように、予熱空気 903 の温度が図 9 に示すように高くなると、燃料空気混合物の最適燃料空気比 901 は小さくなる。予熱空気の温度はサーモカップル 810 のような温度センサを用いて、図 8 に示すように燃焼器 806 に接続された空気スワラ 802 内において測定される。空気予熱温度はまた、ヒータヘッド温度から数百℃ 差し引くことによってヒータヘッド 808 から推定する（見積もる）ことができる。好ましい実施の形態において、空気予熱温度は、ヒータヘッド温度から 300℃ 引いた温度とされる。

10

#### 【0043】

最適燃料空気比は、最初は、予熱された空気温度と共に、室温の空気の「開始」燃料空気比からウォームアップされた予熱空気温度の「実行」燃料空気比に至るまで線形的に小さくなる。空気が燃料の公知の自動点火温度を超えると、それは完全にウォームアップされたと考えられる。例えば、プロパンの自動発火温度は 490℃ である。燃料がプロパンである 1 つの好ましい実施の形態において、「開始」燃料空気比は空気 1 グラムに対して燃料 0.052 グラムであり、これは、スターリング機関の排気ガス中に約 4% の酸素を含む結果となる。この好ましい実施の形態において、「開始」燃料空気比は空気 1 グラムに対して燃料 0.026 グラムであり、これは、スターリング機関の排気ガス中に約 13% の酸素を含む結果となる。

20

#### 【0044】

空気と燃料流量を測定することによって燃料空気比を測定することができる。圧力センサを用いてブロワ 728（図 7a に示す）において空気流量を測定することができる。燃料流量は、燃料調整器 724（図 7a に示す）の 1 セットの燃料制御弁の上流及び下流の圧力を測定し、かつ、それらの弁のうちのいずれの弁が現在開いているかを監視することによって測定される。代替の実施の形態において、燃料空気比はスターリング機関の排気ガス中の含有酸素量に基づくことができる。酸素センサをスターリング機関に設けて排気ガスをサンプリングして排気ガス中の酸素含有率を測定することができる。

30

#### 【0045】

スターリング機関に関して本発明を説明したが、ここで説明した装置及び方法はスターリング機関以外の他の例に応用できる。説明した発明の実施の形態は、単に説明だけのためであり、多くの変形及び変更例は当業者にとって明らかである。そういった変形及び変更例は添付の請求の範囲で定められる発明の範囲内に含まれることを意図するものである。

#### 【図面の簡単な説明】

【図 1】 図 1a-1f は従来技術のスターリングサイクルマシンの作動原理を表す図である。

【図 2】 本発明の実施の形態のスターリングサイクル機関の断面側面図である。

40

【図 3】 本発明の好ましい実施の形態のスターリングサイクルマシンのようなツー（2）ピストンマシンのための折り返しガイドリンク駆動機構の断面図である。

【図 4】 図 3 の折り返しガイドリンク駆動機構の 1 つの実施の形態の斜視図である。

【図 5】 図 5a は本発明に従う、ピン型熱交換器を使用するスターリングサイクル機関の断面図である。図 5b は、図 5a のピン型熱交換器の拡大詳細図である。図 5c は、本発明の好ましい実施の形態に従い、熱伝達ピンを概略的に示す図 5a のヒータヘッドアセンブリの断面図である。

【図 6】 図 6a は、図 2 のスターリングサイクル機関を底面から見た斜視図であり、本発明の実施の形態に従う流れの均一性を高揚させるための分岐ダクトを示す図である。図 6b は、図 6a の分岐ダクトシステムの平面図である。

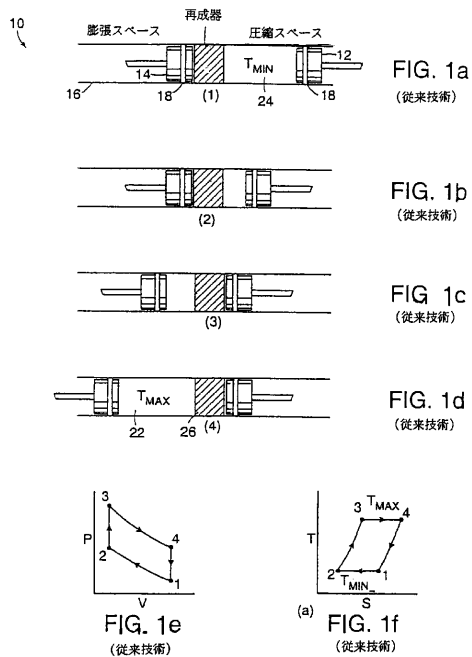
50

【図 7】 図 7 a は、本発明の好ましい実施の形態に従うスターリングサイクル機関のための燃料取り入マニホルドを側面から見た断面図である。図 7 b は、図 7 a の燃料取り入マニホルドの 7 b - 7 b 線断面図である。図 7 c は、図 7 a の燃料取り入マニホルドの 7 c - 7 c 線断面（見上げ）図であり、燃料噴射ノズルを示す図である。

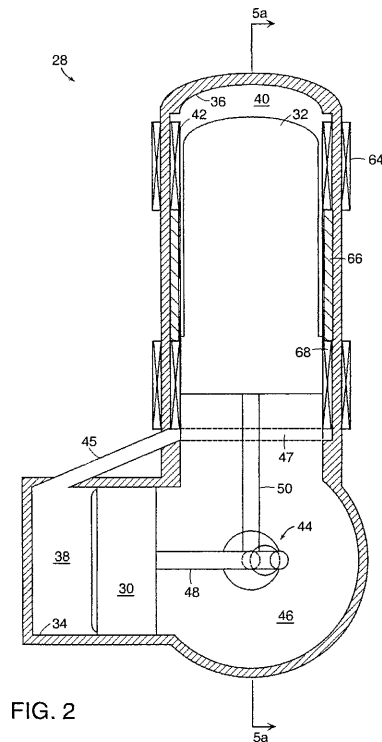
【図 8】 本発明に従い、設置した温度センサを示すバーナ及びヒータヘッドアセンブリの断面図である。

【図 9】 本発明の好ましい実施の形態に従い、プロパンの空気予熱温度に対する最適燃料空気比の関係を示す図である

【図 1】



【図 2】



【図 3】

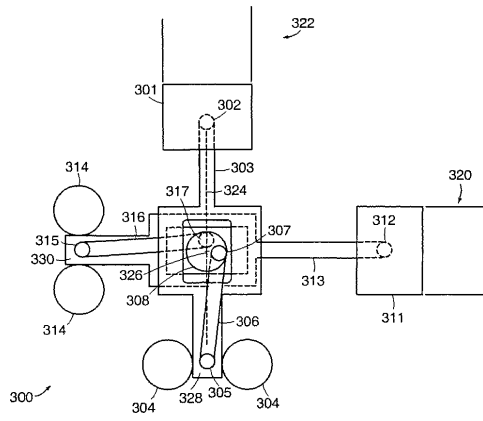


FIG. 3

【図 4】

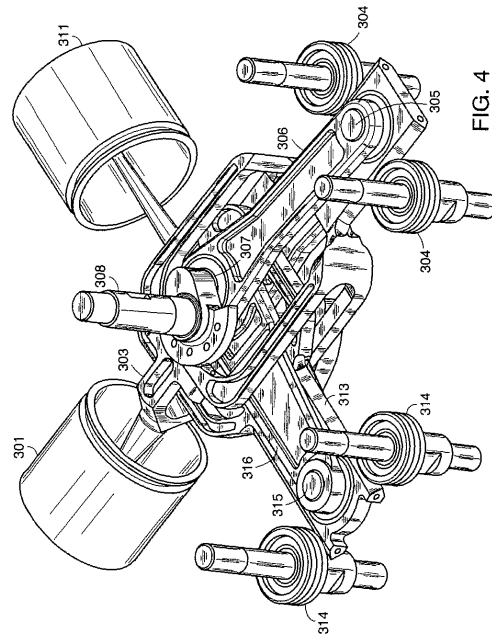


FIG. 4

【図 5】

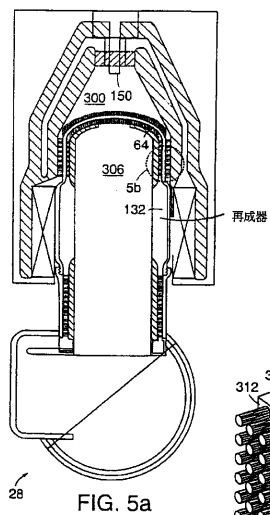


FIG. 5a

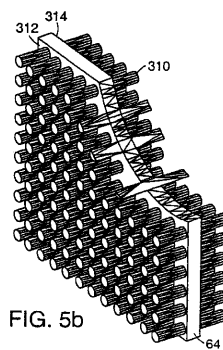


FIG. 5b

【図 5 c】

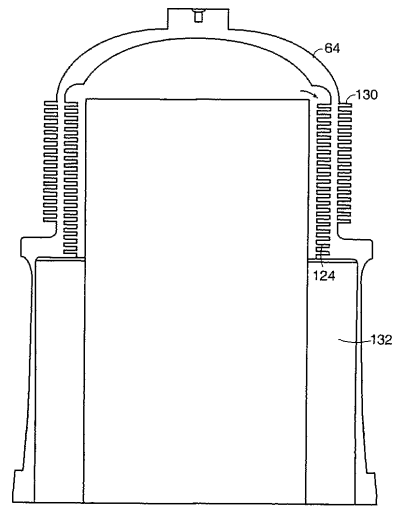


FIG. 5c

【图 7】



【図 8】

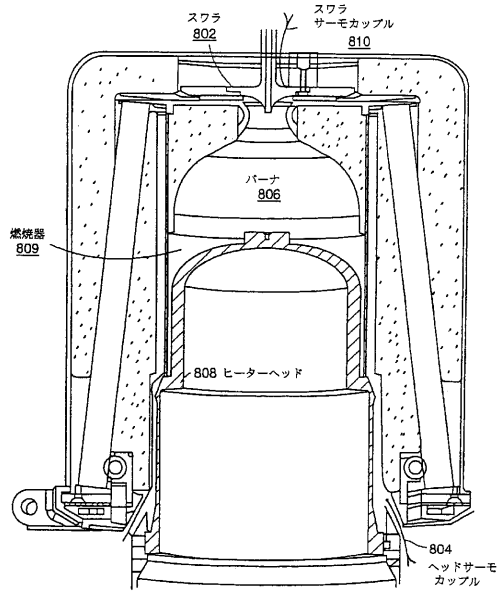


FIG. 8

【図 9】

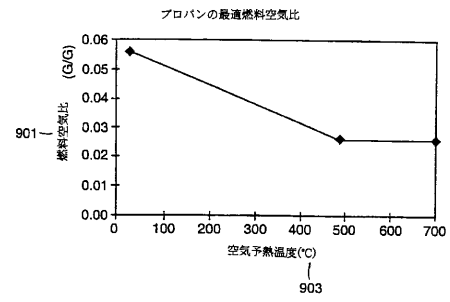


FIG. 9

---

フロントページの続き

- (72)発明者 カメン、ディーン・エル  
アメリカ合衆国、ニューハンプシャー州 03110、ベッドフォード、ウェストウィンド・ロード 15
- (72)発明者 ノリス、マイケル  
アメリカ合衆国、ニューハンプシャー州 03104、マンチェスター、ミラー・ストリート 95
- (72)発明者 ランジェンフェルド、クリストファー・シー  
アメリカ合衆国、ニューハンプシャー州 03063、ナシュア、ダンロギン・ロード 4

審査官 井上 茂夫

- (56)参考文献 米国特許第04231222 (US, A)  
特開昭62-197661 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F02G 1/055