

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5519788号
(P5519788)

(45) 発行日 平成26年6月11日(2014.6.11)

(24) 登録日 平成26年4月11日(2014.4.11)

(51) Int.Cl.

F I

F O 2 G 1/043 (2006.01)

F O 2 G 1/043

A

F O 2 G 1/053 (2006.01)

F O 2 G 1/043

D

F O 2 G 1/045 (2006.01)

F O 2 G 1/043

Z

F O 2 G 1/053

A

F O 2 G 1/053

D

請求項の数 20 (全 43 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2012-518715 (P2012-518715)
 (86) (22) 出願日 平成22年7月12日 (2010.7.12)
 (65) 公表番号 特表2012-532277 (P2012-532277A)
 (43) 公表日 平成24年12月13日 (2012.12.13)
 (86) 国際出願番号 PCT/CA2010/001092
 (87) 国際公開番号 W02011/003207
 (87) 国際公開日 平成23年1月13日 (2011.1.13)
 審査請求日 平成25年7月9日 (2013.7.9)
 (31) 優先権主張番号 61/213,760
 (32) 優先日 平成21年7月10日 (2009.7.10)
 (33) 優先権主張国 米国 (US)

(73) 特許権者 512006413
 エタリム インコーポレイテッド
 カナダ国 ヴィ5ワイ 1エム7 プリテ
 イッシュ コロンビア、ヴァンクーヴァー
 、スイート ナンバー400、ウエスト
 8番 アヴェニュー 62
 (74) 代理人 100080791
 弁理士 高島 一
 (74) 代理人 100125070
 弁理士 土井 京子
 (74) 代理人 100136629
 弁理士 鎌田 光宣
 (74) 代理人 100121212
 弁理士 田村 弥栄子

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 熱エネルギーと機械エネルギーとの間の変換を行うスターリングサイクル変換器

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

熱エネルギーと機械エネルギーとの間の変換を行うためのスターリングサイクル変換器装置であって、当該装置は、

ハウジングを有し、

前記ハウジングの中に配置された圧縮室を有し、該圧縮室は、該圧縮室の容積を変化させるように作動し得る少なくとも第1のインタフェースを持っており、

前記ハウジングの中に配置された膨張室を有し、該膨張室は、該膨張室の容積を変化させるように作動し得る第2のインタフェースを少なくとも持っており、

前記圧縮室と前記膨張室の各々と流体連絡している熱再生器を有し、該熱再生器は、該再生器を第1の方向に通って流れるガスから熱エネルギーを受け取ることと、該再生器を第1の方向とは反対の方向に通って流れるガスへ熱エネルギーを引き渡すこととを、交互に行うように作動可能であり、前記圧縮室と前記膨張室と前記再生器とが一緒になって、加圧された作動ガスを収容する作動容積を定めており、前記第1及び第2のインタフェースの各々は、変換器軸と一線上にそろった方向への往復運動のために構成されており、該往復運動は前記膨張室と前記圧縮室との間で作動ガスの周期的な交換を引き起こすように作動可能であり、

前記第1及び第2のインタフェースの少なくとも1つは、

弾力性を有するダイヤフラムを有し、

前記ダイヤフラムと前記ハウジングとの間に結合された円筒形の管状バネを有し、該管

10

20

状バネは、該ダイヤフラムによって該管状バネに分与された力に応じて、前記変換器軸と概して一線上にそった方向へと弾性的に変形し、前記第 1 及び第 2 のインタフェースの少なくとも 1 つに所望の固有振動数を持たせるように構成されている、前記装置。

【請求項 2】

前記第 1 のインタフェースが、弾力性を有するダイヤフラムを有し、

前記第 2 のインタフェースが、前記膨張室と前記圧縮室との間に配置されたディスプレイサを有し、該第 2 のインタフェースの往復運動が、前記膨張室と前記圧縮室の双方の容積を変化させるように作動し得る、請求項 1 に記載の装置。

【請求項 3】

前記膨張室が、前記ディスプレイサの第 1 の表面と前記ハウジングの壁との間に定められており、該ディスプレイサの第 1 の表面は、該ディスプレイサの往復運動を許容するように構成されたたわみ部を備え、前記壁の中心部分は、該ディスプレイサの往復運動に対応するため、前記壁の周辺部分に対して前記ディスプレイサから前記変換器軸に沿って片寄っている、請求項 2 に記載の装置。

【請求項 4】

前記圧縮室が、前記ディスプレイサの第 2 の表面と前記ダイヤフラムとの間に定められており、該ディスプレイサの前記第 2 の表面は、該ディスプレイサの往復運動を許容するように構成されたたわみ部を備え、前記ダイヤフラムの中心部分は、該ディスプレイサの往復運動に対応するため、前記ダイヤフラムの周辺部分に対して前記変換器軸に沿って片寄っている、請求項 2 に記載の装置。

【請求項 5】

前記ディスプレイサがたわみ部を有し、該たわみ部は、

周辺部分を有し、

中心部分を有し、かつ、

前記周辺部分と前記中心部分との間に延びる中間屈曲部分を有し、前記ディスプレイサの往復運動中に実質的に該中間屈曲部分において屈曲が起こるように、該屈曲部分が構成されている、

請求項 2 に記載の装置。

【請求項 6】

前記周辺部分と、前記中間屈曲部分と、前記中心部分とが、一緒になって前記たわみ部の厚さプロファイルを定めており、かつ、該厚さプロファイルは、前記たわみ部が有効面積を持つように選択されており、該有効面積は、前記ディスプレイサの往復運動が第 1 のインタフェースの往復運動に対して所望の位相角だけ位相を外れるようにするものであり、該有効面積は、往復運動中の前記たわみ部の変形に起因して、該たわみ部の物理的な領域よりも小さいものである、請求項 5 に記載の装置。

【請求項 7】

前記たわみ部の厚さプロファイルが、当該装置の往復の相補的な振動が存在しないときに、前記ディスプレイサに前記所望の位相角での往復運動を与えるための有効面積を前記たわみ部が有するように選択される、請求項 6 に記載の装置。

【請求項 8】

前記たわみ部は、前記膨張室の容積を変化させるように作動し得る第 1 のたわみ部を有し、前記ディスプレイサは、前記圧縮室の容積を変化させるように作動し得る第 2 のたわみ部を更に有し、前記第 1 及び第 2 のたわみ部は、間隔を置いて離されかつ対応した往復運動のために構成され、

前記第 2 のたわみ部は、

周辺部分を有し、

中心部分を有し、かつ、

前記周辺部分と前記中心部分との間に延びる中間屈曲部分を有し、往復運動中に実質的に該中間屈曲部分において屈曲が起こるように、該中間屈曲部分が構成されている、

10

20

30

40

50

請求項 5 に記載の装置。

【請求項 9】

当該装置が、前記第 1 及び第 2 のたわみ部同士の上に配置された絶縁材料をさらに有し、該絶縁材料は、前記膨張室と前記圧縮室との間に熱絶縁を提供するように作動し得るものである、請求項 8 に記載の装置。

【請求項 10】

前記第 1 及び第 2 のたわみ部が、それらの間に絶縁容積を定めており、該絶縁容積は、前記作動ガスよりも低い熱伝導率を有する絶縁ガスを受け入れるように作動し得るものである、請求項 8 に記載の装置。

【請求項 11】

前記管状バネが、前記加圧された作動ガスを収容するように配置された少なくとも一部分を備える、請求項 1 に記載の装置。

【請求項 12】

前記管状バネが内腔を有し、かつ、当該装置が、前記ダイヤフラムへ機械的に結合されて前記管状バネの前記内腔の内部で外側に延びるロッドをさらに有し、該ロッドは、前記変換器を電気機械的な変換器へ連結することを容易にするように作動し得るものである、請求項 1 に記載の装置。

【請求項 13】

前記ダイヤフラムが、無限の疲労寿命で作動し得る材料を有し、該ダイヤフラムは、該ダイヤフラムを渡る厚さプロファイルを有し、前記ダイヤフラムを渡る応力密度が前記材料の疲労閾値限度より下に低減されることを引き起こすように前記厚さプロファイルが選択されている、請求項 1 に記載の装置。

【請求項 14】

前記作動ガスが、前記ダイヤフラムの第 1 の表面を押し、かつ、当該装置が、前記ダイヤフラムの第 2 の表面を押し加圧ガス体積を収容するための反発室をさらに有し、かつ、

前記反発室の容積が、前記往復運動中に前記ダイヤフラムによって押し退けられる行程容積よりも十分大きくなるように選択されて、該反発室の中の圧力振動が低減されるようになっており、これにより、該反発室中の前記ガス体積に関係したヒステリシス損失が低減されており、かつ、

当該装置が、前記膨張室と圧縮室の中の作動ガスと、前記反発室中のガス体積との間のガス連絡を容易にするための均等化導管をさらに有し、該均等化導管は、前記作動ガスと前記反発室の内部のガス体積との間の静圧均等化を許容するサイズであると同時に十分に狭く、当該変換器装置の作動サイクル数に対応する期間中の著しいガス連絡を防止する、請求項 1 に記載の装置。

【請求項 15】

当該装置が、さらに、

前記膨張室と連絡している第 1 の熱交換器を有し、

前記圧縮室と連絡している第 2 の熱交換器を有し、これら第 1 及び第 2 の熱交換器同士の上に前記熱再生器が配置されており、かつ、

前記第 1 及び第 2 の熱交換器の各々は、前記ハウジングの内部に前記変換器軸に関して周囲に配置され、それぞれの前記室へまたは前記室から流れる作動ガスを受け取るように、かつ、前記作動ガスの流れの方向を変えて前記再生器を通過させるように構成されている、

請求項 1 に記載の装置。

【請求項 16】

前記第 1 及び第 2 の熱交換器の各々が、高さよりも大きい横方向の広がりをも有し、前記熱交換器を通る概して横方向へのガス流を引き起こすように構成されている、請求項 15 に記載の装置。

【請求項 17】

前記第 1 及び第 2 の熱交換器の各々が、前記再生器と連絡している実質的に横方向に延

10

20

30

40

50

びるインタフェースを有し、前記インタフェースの近位で前記作動ガス流の方向変えが起こる、請求項 15 に記載の装置。

【請求項 18】

前記膨張室が、該膨張室と前記圧縮室との間での熱伝導を低減するための十分な熱絶縁を提供する寸法の絶縁壁によって、前記圧縮室から分離されており、かつ、

当該装置が、さらに、

前記膨張室と前記第 1 の熱交換器との間、または

前記圧縮室と前記第 2 の熱交換器との間、

のうちの少なくとも 1 つにおいて、作動ガスを方向づけるための少なくとも 1 つのアクセス導管を有する、請求項 15 に記載の装置。

10

【請求項 19】

当該変換器装置が、熱エネルギーと機械エネルギーとの間での変換を行うために使用され、前記膨張室は膨張室壁を有し、該膨張室壁は、

高い熱伝導率の壁を有し、かつ、

前記壁と前記ハウジングとの間に延びる低い熱伝導率の絶縁スペーサを有する、請求項 1 に記載の装置。

【請求項 20】

前記高い熱伝導率の壁が、高い熱伝導率を有する第 1 のシリコンカーバイド材料組成を有し、前記低い熱伝導率の絶縁スペーサが、低い熱伝導率を有する第 2 のシリコンカーバイド材料組成を有する、請求項 19 に記載の装置。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明の背景

1. 発明の分野

本発明は、概しては変換機に関するものであり、更に具体的には、熱エネルギーを機械エネルギーへ変換する、または、機械エネルギーを熱エネルギーへ変換する、スターリングサイクル変換器(Stirling cycle transducer)に関する。

【0002】

2. 関連技術の説明

30

スターリングサイクル熱エンジン及び熱ポンプは、1816年に遡り、多くの異なる構成で生産されてきた。そのようなスターリングサイクル装置の潜在的な利点は、高い効率と高い信頼性を含む。スターリングエンジンの採用は、高温材料のコスト、及び高圧と高温の往復または回転ガスシールを作ることの困難性によって部分的に妨げられてきた。更に、内燃機関と比較して比較的大きい熱交換器と低い比出力を必要とすることも、スターリングエンジンの広い採用を妨げてきた。比出力とは、質量、容積、または面積の単位当たりの出力パワーであり、低い比出力は所与の出力パワーについてエンジンの材料コストを高くする結果となる。

【0003】

熱音響熱エンジンは、最近になって開発されたものであり、この場合、作動ガスの慣性を無視し得ない。この無視は、スターリングエンジンの分析でしばしば行われる。熱音響エンジンの設計では、ガスの慣性が考慮に入れられるべきであり、エンジン内の同調共振管の使用が要件となる。不都合なことに、合理的な作動サイクル数(operating frequencies)では、音波の波長が長すぎて小型エンジンには許されず、結果として比較的低い比出力を生じる。しかしながら、熱音響エンジンは従来のスターリングエンジンよりも機械的に簡単であり、摺動または回転する高圧シールを必要としない。

40

【0004】

スターリングエンジンの 1 つの有望な変形は、ダイヤフラムエンジンである。ダイヤフラムエンジンでは、ダイヤフラムのたわみ部(flexure)が従来のスターリングエンジンの摺動ピストンに取って代わり、摩擦と摩耗を低減する。幾つかのダイヤフラムエンジンが

50

提案されかつ構築されたが、一般的に低い比出力を有する（即ち、単位容積あたりに生成されるパワーは低い）。改善された熱エンジン及び熱ポンプ、更に具体的には、改善されたダイヤフラム熱エンジン及び熱ポンプの一般的必要性が残存する。

【 0 0 0 5 】

発明の概要

本発明の 1 つの態様によれば、熱エネルギーと機械エネルギーとの間の変換を行うためのスターリングサイクル変換器装置が提供される。当該装置は、ハウジングを有し、前記ハウジングの中に配置された圧縮室を有し、該圧縮室は、該圧縮室の容積を変化させるように作動し得る少なくとも第 1 のインタフェースを持っており、前記ハウジングの中に配置された膨張室を有し、該膨張室は、該膨張室の容積を変化させるように作動し得る第 2 のインタフェースを少なくとも持ってあり、前記圧縮室と前記膨張室の各々と流体連絡している熱再生器を有する。該熱再生器は、該再生器を第 1 の方向に通って流れるガスから熱エネルギーを受け取ることと、該再生器を第 1 の方向とは反対の方向に通って流れるガスへ熱エネルギーを引き渡すこととを、交互に行うように作動可能である。前記圧縮室と前記膨張室と前記再生器とが一緒になって、加圧された作動ガスを収容する作動容積を定めている。前記第 1 及び第 2 のインタフェースの各々は、変換器軸と一線上にそった方向への往復運動のために構成されており、該往復運動は前記膨張室と前記圧縮室との間で作動ガスの周期的な交換を引き起こすように作動可能である。前記第 1 及び第 2 のインタフェースの少なくとも 1 つは、弾力性を有するダイヤフラムを有し、前記ダイヤフラムと前記ハウジングとの間に結合された円筒形の管状バネを有し、該管状バネは、該ダイヤフラムによって該管状バネに分与された力に応じて、前記変換器軸と概して一線上にそった方向へと弾力的に変形し、前記第 1 及び第 2 のインタフェースの少なくとも 1 つに所望の固有振動数を持たせるように構成されている。

【 0 0 0 6 】

前記第 1 及び第 2 のインタフェースの各々は、弾力性を有するダイヤフラムを有していてもよい。

【 0 0 0 7 】

前記第 1 及び第 2 のインタフェースの各々は、少なくとも約 2 5 0 H z の固有振動数での往復運動のために構成されていてもよい。

【 0 0 0 8 】

前記加圧された作動ガスは、少なくとも 3 M P a の静圧を有していてもよい。

【 0 0 0 9 】

前記第 1 のインタフェースが、弾力性を有するダイヤフラムを有していてもよく、前記第 2 のインタフェースが、前記膨張室と前記圧縮室との間に配置されたディスプレーサを有していてもよく、かつ、該第 2 のインタフェースの往復運動が、前記膨張室と前記圧縮室の双方の容積を変化させるように作動し得るものであってもよい。

【 0 0 1 0 】

当該装置は、当該変換器装置を取付けるための取付け台をさらに有していてもよく、該取付け台は、前記変換器軸の方向に当該装置の往復の相補的な振動を許容するように作動可能に構成され、所望の位相角において前記ディスプレーサへ往復運動を与えるように作動可能に構成されているものであてよい。

【 0 0 1 1 】

前記膨張室は、前記ディスプレーサの第 1 の表面と前記ハウジングの壁との間に定められており、該ディスプレーサの第 1 の表面は、該ディスプレーサの往復運動を許容するように構成されたたわみ部を備え、前記壁の中心部分は、該ディスプレーサの往復運動に対応するため、前記壁の周辺部分に対して前記ディスプレーサから前記変換器軸に沿って片寄っていてもよい。

【 0 0 1 2 】

前記圧縮室は、前記ディスプレーサの第 2 の表面と前記ダイヤフラムとの間に定められており、該ディスプレーサの前記第 2 の表面は、該ディスプレーサの往復運動を許容する

ように構成されたたわみ部を備え、前記ダイヤフラムの中心部分は、該ディスプレイサの往復運動に対応するため、前記ダイヤフラムの周辺部分に対して前記変換器軸に沿って片寄っていてもよい。

【 0 0 1 3 】

前記ディスプレイサはたわみ部を有していてもよく、該たわみ部は、周辺部分を有し、中心部分を有し、かつ、前記周辺部分と前記中心部分との間に延びる中間屈曲部分を有し、前記ディスプレイサの往復運動中に実質的に該中間屈曲部分において屈曲が起こるように、該屈曲部分が構成されていてもよい。

【 0 0 1 4 】

前記たわみ部の前記中間屈曲部分は、前記中心部分の近位において増加した厚さを有し、該中心部分の遠位において減少した厚さへとしだいに減っていてもよい。

10

【 0 0 1 5 】

前記周辺部分と、前記中間屈曲部分と、前記中心部分とが、一緒になって前記たわみ部の厚さプロファイルを定めていてもよく、かつ、該厚さプロファイルは、前記たわみ部が有効面積(effective area)を持つように選択されており、該有効面積は、前記ディスプレイサの往復運動が第 1 のインタフェースの往復運動に対して所望の位相角だけ位相を外れるようにするものであり、該有効面積は、往復運動中の前記たわみ部の変形に起因して、該たわみ部の物理的な領域よりも小さいものであってよい。

【 0 0 1 6 】

前記たわみ部の厚さプロファイルは、当該装置の往復の相補的な振動が存在しないときに、前記ディスプレイサに前記所望の位相角での往復運動を与えるための有効面積を前記たわみ部が有するように選択されてよい。

20

【 0 0 1 7 】

前記たわみ部は、前記膨張室の容積を変化させるように作動し得る第 1 のたわみ部を有してよく、前記ディスプレイサは、前記圧縮室の容積を変化させるように作動し得る第 2 のたわみ部を更に有してよく、前記第 1 及び第 2 のたわみ部は、間隔を置いて離されかつ対応した往復運動のために構成されてよく、

前記第 2 のたわみ部は、周辺部分を有し、中心部分を有し、かつ、前記周辺部分と前記中心部分との間に延びる中間屈曲部分を有し、往復運動中に実質的に該中間屈曲部分において屈曲が起こるように、該中間屈曲部分が構成されていてもよい。

30

【 0 0 1 8 】

前記第 1 及び第 2 のたわみ部のうちの少なくとも 1 つの中間屈曲部分が、前記中心部分の近位において増加した厚さを有し、該中心部分の遠位において減少した厚さへとしだいに減っていてもよい。

【 0 0 1 9 】

当該装置は、前記第 1 及び第 2 のたわみ部同士の上に配置された絶縁材料をさらに有してよく、該絶縁材料は、前記膨張室と前記圧縮室との間に熱絶縁を提供するように作動し得るものであってよい。

【 0 0 2 0 】

前記第 1 及び第 2 のたわみ部は、それらの間に絶縁容積を定め、該絶縁容積が、前記作動ガスよりも低い熱伝導率を有する絶縁ガスを受け入れるように作動し得るものであってよい。

40

【 0 0 2 1 】

前記絶縁ガスは、アルゴン、クリプトン、及びキセノンから成る群から選択されるガスを有するものであってよい。

【 0 0 2 2 】

前記周辺部分と、前記中間屈曲部分と、及び前記中心部分とが一緒になって、前記それぞれの第 1 及び第 2 のたわみ部についての厚さプロファイルを定めていてもよく、前記第 1 及び第 2 のたわみ部の少なくとも 1 つの前記厚さプロファイルは、前記たわみ部が有効面積を持つように選択されており、該有効面積は、前記ディスプレイサの往復運動が第 1

50

のインタフェースの往復運動に対して所望の位相角だけ位相を外れるようにするものであり、該有効面積は、往復運動中の前記たわみ部の変形に起因して、前記第 1 及び第 2 のたわみ部の物理的面積よりも小さいものであってよい。

【 0 0 2 3 】

前記第 1 のたわみ部及び前記第 2 のたわみ部の少なくとも 1 つが、少なくとも前記周辺部分と前記中心部分との間に延びる追加のたわみ部を更に備えていてよく、該追加のたわみ部は、前記第 1 及び第 2 のたわみ部の間に配置され、前記第 1 及び第 2 のたわみ部の少なくとも 1 つに関連した剛性を増加するように作動し得るものであってよい。

【 0 0 2 4 】

当該装置は、前記第 1 のたわみ部と前記第 2 のたわみ部との間に延びる支持体をさらに有していてもよく、該支持体は、前記第 1 及び第 2 のたわみ部同士を結合するように作動し得るものであってよい。

10

【 0 0 2 5 】

前記支持体は、複数の支持体を有していてもよい。

【 0 0 2 6 】

前記支持体は、環状リブを有するものであってもよい。

【 0 0 2 7 】

前記支持体は、前記それぞれの第 1 及び第 2 のたわみ部の前記中心部分、及び

前記それぞれの第 1 及び第 2 のたわみ部の前記中間屈曲部分、のうちの少なくとも 1 つの中に配置されていてもよい。

20

【 0 0 2 8 】

前記第 1 及び第 2 のたわみ部の各々は、無限の疲労寿命で作動し得る材料を有するものであってもよい。

【 0 0 2 9 】

当該装置は、前記ディスプレイサに結合された電気機械的な変換器をさらに有していてもよく、該電気機械的な変換器は、前記ディスプレイサへ機械エネルギーを結合し、前記膨張室と前記圧縮室との間で前記作動ガスの周期的な交換を引き起こすこと、前記ディスプレイサから機械エネルギーを結合し、前記ディスプレイサの往復運動を制動すること、のうちの 1 つのために構成されていてもよい。

【 0 0 3 0 】

30

前記管状バネが、前記加圧された作動ガスを収容するように配置された少なくとも一部分を備えていてもよい。

【 0 0 3 1 】

前記管状バネが、前記変換器軸と一線上にそろった方向に十分な剛性を提供し、前記第 1 及び第 2 のインタフェースの少なくとも 1 つに、少なくとも約 2 5 0 H z の固有振動数を持たせるように構成されていてもよい。

【 0 0 3 2 】

前記管状バネは、外側円筒形壁を有し、該外側円筒形壁は第 1 及び第 2 の端部を有し、該第 1 の端部は前記ハウジングへ連結されていてもよく、かつ、内側円筒形壁を有し、該内側円筒形壁は前記の外側円筒形壁の内部に同軸状に配置され、かつ、該外側円筒形壁の第 2 の端部と前記ダイヤフラムとの間に連結されていてもよい。

40

【 0 0 3 3 】

前記作動ガスが前記ダイヤフラムの第 1 の表面を押すものであり、前記管状バネは、前記ダイヤフラムの第 2 の表面と前記ハウジングとの間に連結されることで、前記ダイヤフラムの第 2 の表面と、前記ハウジングと、前記管状バネとの間に反発室を定めており、該反発室は、前記ダイヤフラムの前記第 2 の表面を押すガス体積を収容するように作動し得るものであってもよい。

【 0 0 3 4 】

前記管状バネは内腔を有してよく、かつ、当該装置は、前記ダイヤフラムへ機械的に結合されて前記管状バネの前記内腔の内部で外側に延びるロッドをさらに有し、該ロッドは

50

、前記変換器を電気機械的な変換器へ連結することを容易にするように作動し得るものであってよい。

【 0 0 3 5 】

当該装置は、前記管状バネの壁上に配置された歪みゲージをさらに有してよく、該歪みゲージは、往復運動中の前記管状バネの壁の瞬時歪みを表す時間変動歪み信号を生成するように作動可能に構成され、該時間変動歪みは、前記ダイヤフラムの往復運動の振幅に比例し、かつ、該時間変動歪み信号の平均値は、さらに、平均の作動ガス静圧に比例するものであってもよい。

【 0 0 3 6 】

前記ダイヤフラムは、無限の疲労寿命で作動し得る材料を有し、該ダイヤフラムは、該ダイヤフラムを渡る厚さプロファイルを有し、前記ダイヤフラムを渡る応力密度が前記材料の疲労閾値限度より下に低減されることを引き起こすように前記厚さプロファイルが選択されていてもよい。

10

【 0 0 3 7 】

前記ダイヤフラムは、周辺部分を有していてもよく、該周辺部分の厚さよりも大きい厚さを有する中心部分を有し、前記周辺部分と前記中心部分との間に延びる渡り部分を有し、該渡り部分は、前記周辺部分と前記中心部分との間において概して増加する厚さを有するものであってよい。

【 0 0 3 8 】

前記作動ガスは、前記ダイヤフラムの第 1 の表面を押すものであってよく、かつ、当該装置は、前記ダイヤフラムの第 2 の表面を押す加圧ガス体積を収容するための反発室をさらに有してもよい。

20

【 0 0 3 9 】

前記反発室の容積は、前記往復運動中に前記ダイヤフラムによって押し退けられる行程容積よりも十分大きくなるように選択されていてもよく、該反発室の中の圧力振動が低減されるようになっており、これにより、該反発室中の前記ガス体積に関係したヒステリシス損失が低減されていてもよい。

【 0 0 4 0 】

当該装置は、前記膨張室と圧縮室の中の作動ガスと、前記反発室中のガス体積との間のガス連絡を容易にするための均等化導管をさらに有してもよく、該均等化導管は、前記作動ガスと前記反発室の内部のガス体積との間の静圧均等化を許容するサイズであると同時に十分に狭く、当該変換器装置の作動サイクル数に対応する期間中の著しいガス連絡を防止するものであってもよい。

30

【 0 0 4 1 】

前記膨張室は、該膨張室の内部の前記作動ガスの温度を増加するため外部源から熱エネルギーを受け取るように構成されていてもよく、前記第 1 及び第 2 のインタフェースの少なくとも 1 つの前記往復運動は、前記膨張室の中の増加された温度の作動ガスが再生器を通過し、それによって前記圧縮室の中へ流れる前記作動ガスの温度を低減することと、前記圧縮室の中の低減された温度の作動ガスが前記再生器を通過し、それによって前記膨張室の中へ流れる前記作動ガスの温度を増加することとを、交互に引き起こすものであってよい。前記第 1 及び第 2 のインタフェースの少なくとも 1 つの前記往復運動は、前記作動ガスの平均温度が増加されるとき前記作動ガスの膨張を容易にし、前記作動ガスの前記平均温度が低減されるとき前記作動ガスの圧縮を容易にするものであってもよい。

40

【 0 0 4 2 】

前記第 1 及び第 2 のインタフェースの少なくとも 1 つは、前記インタフェースへ結合された電気機械的な変換器を有し、該電気機械的な変換器は、前記インタフェースから機械エネルギーを受け取り、該機械エネルギーを電気エネルギーへ変換するように作動可能に構成されていてもよい。

【 0 0 4 3 】

前記第 1 及び第 2 のインタフェースの少なくとも 1 つは、前記往復運動を該インタフェ

50

ースへ与えるために該インタフェースに連結された電気機械的な変換器を有してよく、

前記第1及び第2のインタフェースの少なくとも1つの前記往復運動が、前記圧縮室の中の前記作動ガスが再生器を通過し、それによって前記膨張室の中へ流れる前記作動ガスの温度を低減することと、前記膨張室の中の前記作動ガスが再生器を通過し、それによって前記圧縮室の中へ流れる前記作動ガスの温度を増加することとを、交互に引き起してよい。前記第1及び第2のインタフェースの少なくとも1つの前記往復運動は、前記作動ガスの平均温度が増加されるとき前記作動ガスの圧縮を容易にし、前記作動ガスの前記平均温度が低減されるとき前記作動ガスの膨張を容易にし、それによって前記膨張室が前記圧縮室に対して冷却されることを引き起こすものであってよい。

【0044】

10

本発明の他の態様によれば、熱エネルギーと機械エネルギーとの間の変換を行なうスターリングサイクル変換器装置が提供される。当該装置は、ハウジングを有し、前記ハウジングの中に配置された圧縮室を有し、該圧縮室は、該圧縮室の容積を変化させるように作動し得る第1のインタフェースを少なくとも持っており、前記ハウジングの中に配置された膨張室を有し、該膨張室は、該膨張室の容積を変化させるように作動し得る第2のインタフェースを少なくとも持っている。当該装置は、また、前記膨張室と連絡している第1の熱交換器を有し、前記圧縮室と連絡している第2の熱交換器を有し、前記第1及び第2の熱交換器の間に配置された熱再生器を有し、該熱再生器は、該再生器を通して第1の方向に流れるガスから熱エネルギーを受け取ることと、該再生器を通して第1の方向とは反対の方向に流れるガスへ熱エネルギーを引き渡すこととを、交互に行うように作動し得るものである。前記膨張室と、前記第1の熱交換器と、前記再生器と、前記第2の熱交換器と、前記圧縮室とは、一緒になって、前記作動ガスを収容する作動容積を定めている。前記第1及び第2のインタフェースの各々は、変換器軸と一線上にそろった方向の往復運動のために構成されており、前記往復運動は、前記膨張室と前記圧縮室との間の作動ガスの周期的な交換を引き起こすように作動し得るものである。前記第1及び第2の熱交換器の各々は、前記ハウジングの内部に前記変換器軸に関して周囲に配置され、それぞれの部屋へまたは部屋から流れる作動ガスを受け取るように、かつ、前記作動ガスの流れの方向を変えて前記再生器を通過させるように構成されている。

20

【0045】

前記第1及び第2の熱交換器の各々は、高さよりも大きい横方向の広がりをも有し、前記熱交換器を通る概して横方向へのガス流を引き起こすように構成されていてもよい。

30

【0046】

前記第1及び第2の熱交換器の各々は、前記再生器と連絡している実質的に横方向に延びるインタフェースを有してよく、前記インタフェースの近位で前記作動ガス流の方向変えが起こるものであってもよい。

【0047】

前記膨張室と前記圧縮室の各々は、それぞれの部屋の高さよりも著しく大きい横方向の広がりをも有してよく、往復運動中に押し退けられる前記容積の部分が、前記作動ガスを収容する前記容積の割合として増加されるものであってよい。

【0048】

40

当該装置は、前記第1及び第2の熱交換器の少なくとも1つと熱連絡するように配置された熱輸送導管をさらに有してよく、該熱輸送導管は、外部環境と前記第1及び第2の熱交換器の少なくとも1つとの間で熱を輸送する熱交換流体を搬送するように構成されていてもよい。

【0049】

前記膨張室は、前記膨張室と前記圧縮室との間の熱伝導を低減するための十分な熱絶縁を提供する寸法の絶縁壁によって前記圧縮室から分離されていてもよく、当該装置が、さらに、前記膨張室と前記第1の熱交換器との間、または、前記圧縮室と前記第2の熱交換器との間、のうちの少なくとも1つにおいて、作動ガスを方向づけるための少なくとも1つのアクセス導管を有するものであってもよい。

50

【 0 0 5 0 】

本発明の他の態様によれば、熱エネルギーと機械エネルギーとの間の変換を行うスターリングサイクル変換器の中で使用される高温壁装置が提供され、前記変換器はハウジングを有し、該ハウジングは、膨張室と、圧縮室と、熱再生器とを有し、前記膨張室と、圧縮室と、熱再生器とが一緒になって、加圧された作動ガスを収容する容積を定めている。

当該高温壁装置は、高い熱伝導率の壁を有し、該壁と前記ハウジングとの間に延びる低い熱伝導率の絶縁スペーサを有する。

【 0 0 5 1 】

前記高い熱伝導率の壁は、シリコンカーバイドを含むセラミック材料、アルミニウムニトリドを含むセラミック材料、シリコンニトリド (Si_3N_4) を含むセラミック材料、

サファイアを含む材料、耐火性金属、タングステンを含む耐火性金属、及び、炭素 - 炭素複合材料、のうちの少なくとも1つを有するものであってもよい。

【 0 0 5 2 】

前記高い熱伝導率の壁は、高い熱伝導率を有する第1のシリコンカーバイド材料組成を有するものであってよく、前記低い熱伝導率の絶縁スペーサは、低い熱伝導率を有する第2のシリコンカーバイド材料組成を有するものであってよい。

【 0 0 5 3 】

前記高い熱伝導率の壁は第1の熱膨張率を有する材料を有してよく、前記絶縁スペーサは第2の熱膨張率を有する材料を有してよく、かつ、高温で作動する場合に、前記壁と前記スペーサとの間のインタフェースにおける機械応力を低減するため、熱膨張率同士の間の十分に近い整合を提供する前記材料が選択されてよい。

【 0 0 5 4 】

前記高い熱伝導率の壁は、引っ張りよりも圧縮において大きい強度の材料を有してよく、前記壁はドーム形に組み立てられ、作動中に前記壁は主に圧縮応力に支配されるものであってもよい。

【 0 0 5 5 】

前記低い熱伝導率の絶縁スペーサが、石英ガラスを含む材料、ジルコニアを含むセラミック材料、ムライトを含むセラミック材料、アルミナを含むセラミック材料、及び、サイアロンを含むセラミック材料、のうちの少なくとも1つを有するものであってもよい。

【 0 0 5 6 】

前記低い熱伝導率の絶縁スペーサは、低い熱伝導率を有するシリコン・カーバイド・セラミック、低い熱伝導率を有するシリコンニトリド (Si_3N_4) セラミック、低い熱伝導率を有するアルミニウム・ニトリド・セラミック、のうちの少なくとも1つを有するものであってもよい。

【 0 0 5 7 】

前記高い伝導率の壁と前記低い熱伝導率の絶縁スペーサの各々は、炭素 - 炭素複合材料を有してよく、該炭素 - 炭素複合材料は、高い伝導率のカーボンファイバを有してよく、該高い伝導率のカーボンファイバが半径方向に向けられて、半径方向の高い伝導率と横方向の低い伝導率を同時に提供するものであってもよい。

【 0 0 5 8 】

本発明の他の態様と特徴は、添付の図面と関連させた本発明の具体的な実施形態についての以下の説明を検討することによって、当業者に明らかになるであろう。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 5 9 】

【 図 1 】 図 1 は、本発明の第 1 の実施形態に従ったスターリングサイクル変換器装置の断面図である。

【 図 2 】 図 2 は、図 1 で示されたスターリングサイクル変換器装置の前方から見た断面の概略図である。

【 図 3 】 図 3 は、図 2 で示されたスターリングサイクル変換器装置の断面の概略図である。

10

20

30

40

50

【図 4】図 4 は、図 2 で示されたスターリングサイクル変換器装置の更なる断面の概略図である。

【図 5】図 5 ~ 図 8 は、図 2 で示されたスターリングサイクル変換器装置の作動を描いた一連の前方から見た断面の概略図である。

【図 6】図 5 ~ 図 8 は、図 2 で示されたスターリングサイクル変換器装置の作動を描いた一連の前方から見た断面の概略図である。

【図 7】図 5 ~ 図 8 は、図 2 で示されたスターリングサイクル変換器装置の作動を描いた一連の前方から見た断面の概略図である。

【図 8】図 5 ~ 図 8 は、図 2 で示されたスターリングサイクル変換器装置の作動を描いた一連の前方から見た断面の概略図である。

10

【図 9】図 9 は、図 5 から図 8 までに示されているスターリングサイクル変換器装置のダイヤフラムとディスプレイサのそれぞれの場所のグラフ描写である。

【図 10】図 10 は、図 2 で示されるスターリングサイクル変換器装置における流体導管の拡大断面の概略図である。

【図 11】図 11 は、図 2 で示されるスターリングサイクル変換器装置における音響パワーの流れの概略図である。

【図 12】図 12 から図 16 までは、図 2 で示されるスターリングサイクル変換器装置の音響パワーの流れに関連づけられた変数間の相対位相を描いた一連の図形フェーザー図である。

【図 13】図 12 から図 16 までは、図 2 で示されるスターリングサイクル変換器装置の音響パワーの流れに関連づけられた変数間の相対位相を描いた一連の図形フェーザー図である。

20

【図 14】図 12 から図 16 までは、図 2 で示されるスターリングサイクル変換器装置の音響パワーの流れに関連づけられた変数間の相対位相を描いた一連の図形フェーザー図である。

【図 15】図 12 から図 16 までは、図 2 で示されるスターリングサイクル変換器装置の音響パワーの流れに関連づけられた変数間の相対位相を描いた一連の図形フェーザー図である。

【図 16】図 12 から図 16 までは、図 2 で示されるスターリングサイクル変換器装置の音響パワーの流れに関連づけられた変数間の相対位相を描いた一連の図形フェーザー図である。

30

【図 17】図 17 は、本発明の代替実施形態によるスターリングサイクル変換器装置の前方から見た断面の概略図である。

【図 18】図 18 は、図 1 と図 2 で示される管状バネの断面図である。

【図 19】図 19 は、本発明の代替の実施形態による管状バネの断面図である。

【図 20】図 20 は、本発明の他の代替の実施形態による管状バネの断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0060】

詳細な説明

緒言

40

スターリングエンジンの出力パワー W_{out} は、経験的に次の式に従う：

式 1

$$W_{out} = N_w \cdot P_m \cdot f \cdot V_s \frac{T_h - T_c}{T_h + T_c}$$

ここで、

N_w は、「ウエスト(West)」数 (" Principles and Applications of Stirling Engines ", Colin D. West, Van Nostrand Reinhold, 1986)、

P_m は、平均作動ガス圧、

50

f は、作動サイクル数、

T_h 、 T_c は、それぞれ高温側と低温側の温度、

V_s は、パワーピストンによって押し退けられる容積（行程容積）

である。

【0061】

ダイヤフラムエンジンでは、ダイヤフラムは、通常、金属、例えばスチールによって組み立てられる。これはダイヤフラムの最大の作動の振れを制限し、式1の行程容積 V_s に制約を置く。行程容積の制約は、特定のエンジンについて、より大きいパワー出力を提供するため、増加されたサイクル数、増加された温度差、および/または増加された圧力で作動することによって補償される。ウエスト数 N_w は損失を明らかにし、損失を最小にするエンジン設計は、より大きいウエスト数を有する。先行技術のエンジンの範囲についてのウエスト数は、平均で約 $N_w = 0.25$ であることが見出された。

10

【0062】

式1の温度差項は、高温側温度 T_h を増加することによって増加される。高温 T_h の熱リザーバと温度 T_c の低温熱リザーバとの間で作動している熱エンジンの最大理論効率、次のカルノー効率である：

式2

$$\eta_C = \frac{T_h - T_c}{T_h}$$

20

【0063】

熱エンジンは、一般的に、この最大理論効率のほんの一部でのみ作動する。高温側温度を上げることは、ガスサイクルへの他の有害な副作用なしにエンジンの比出力と効率を改善する概念的に簡単な方法である。しかしながら、スターリングエンジンで従来まで使用された材料の制限が、高温側の最大実用温度を制約する。増加された圧力が、材料の選択を更に複雑にする。というのは、材料は、増加された温度と圧力の双方を処置しなければならないからである。従来のエンジン設計では、一般的にステンレススチールまたはニッケル合金を採用し、結果として最大の高温側の温度が約800℃となっている。

【0064】

より高い、サイクル数および/または作動ガス圧での作動は、式1に従って W_{out} を増加するように見えるが、これらの作動条件のもとでの増加された損失は、ウエスト数 N_w を低減し、よって利得を相殺する。例えば、流動摩擦パワー消散(flow friction power dissipation)は、作動ガス(working gas)の速度と共に増加し、よって増加するサイクル数と共に増加する。より高いサイクル数と圧力では、従来のスターリングエンジン分析は、エンジン作動を十分に表現しない。というのは、作動ガスの慣性が増加的に重要となり、故に、熱音響分析を適用してエンジンの作動を正確にモデル化することが必要である。

30

【0065】

構造的概観

図1を参照すると、本発明の第1の実施形態に従ったスターリングサイクル変換器装置が概略的に100で示されている。当該装置100は、ハウジング102、及びハウジングから突き出たロッド104を含む。装置は圧縮室112を含む。圧縮室112は、ハウジング102の中に配置され、圧縮室の容積を変化させるように作動可能な少なくとも第1のインタフェース(interface、境界部)を有する。当該装置100は、膨張室110を更に含む。該膨張室110は、ハウジング102の中に配置され、少なくとも該膨張室の容積を変動させるように作動可能な第2のインタフェース122を有する。図示された実施形態では、膨張室と圧縮室110と112の垂直範囲すなわち高さは、約200 μm にすぎない。従って、膨張室と圧縮室110と112は、図面のスケールに起因して図1では明瞭には見えない。

40

【0066】

当該装置100は、圧縮室112と膨張室114の各々と流体連絡している熱再生器1

50

１４を更に含む。

【００６７】

圧縮室１１２と膨張室１１０と再生器１１４とが一緒になって、加圧された作動ガスを収容するための作動容積を定めている。第１及び第２のインタフェース１２０及び１２２の各々は、変換器軸１２３と一線上にそろった方向に往復運動するように構成される。往復運動は、膨張室と圧縮室との間で作動ガスの周期的な交換を引き起こすように作動可能である。熱再生器１１４は、再生器を第１の方向へ流れているガスから熱エネルギーを受け取ること、及び、再生器を第１の方向とは反対の方向に流れているガスへ熱エネルギーを引き渡すこと、を交互に行い得る。

【００６８】

第１及び第２のインタフェース１２０及び１２２の少なくとも１つは、弾力性ダイヤフラムを含む。図１で示される実施形態では、第１のインタフェース１２０は、支持体１２９の間に延びる弾力性ダイヤフラム１２８を含む。当該装置は、ダイヤフラム１２８とハウジング１０２との間に結合された円筒形管状バネ１５６を更に含む。管状バネ１５６は、ダイヤフラム１２８によって管状バネに分与された力にตอบสนองして、概して変換器軸１２３と一線上にそろった方向へ弾性変形し、第１のインタフェース１２０が所望の固有振動数を持つように構成される。

【００６９】

全般的に、当該スターリング変換器装置１００は、任意の方位で作動する。本明細書では、「頂部(top)」または「底部(bottom)」とは、図面に描かれた特定の方位を意味し、作動的な意味を有しない。

【００７０】

図１で示されるスターリングサイクル変換器装置１００は、概して剛性を有する頂部壁１２６を有する「ベータ(beta)」構成と一般的に呼ばれる。他の実施形態では、第２のインタフェース１２２は膨張室の頂部壁を形成し、ダイヤフラム１２８と類似した弾力性ダイヤフラムとして構成される。そのようなスターリングサイクル変換器の実施形態は、一般的に「アルファ(alpha)」構成と呼ばれる。

【００７１】

図１で示される実施形態では、第１のインタフェース１２０は、ダイヤフラム１２８へ機械的に結合されるロッド１０４を含む。ロッド１０４は、装置１００が熱ポンプとして作動するための機械的往復駆動をダイヤフラム１２８へ提供することを容易にする。代替として、装置１００がエンジンとして作動されるとき、ロッド１０４は、被駆動負荷、例えば、機械エネルギーを電気エネルギーへ変換するように作動可能に構成された電気機械的な変換器へ結合される。

【００７２】

当該装置１００は、図２に概略的に示されている。図２では、室１１０、１１２の各々の垂直範囲は、本発明の或る一定の特徴を示すために増加されている。第１のインタフェース１２０、第２のインタフェース１２２、及びこれらのインタフェースのそれぞれの振れも、図２では誇張されている。しかしながら、図２は、本発明の或る一定の特徴を示す目的のみで含まれているが、図１に示した当該装置１００は、装置の様々な要素の相対的寸法を一層良好に表現していることを理解すべきである。

【００７３】

図２を参照すると、図示された実施形態では、第２のインタフェース１２２は、第１の弾性的たわみ部(flexure)１３２を含み、該たわみ部１３２は、周辺部分１３３、中心部分１３４、及び支持部分と中心部分との間に延びる中間屈曲部分１３５を有する。第２のインタフェース１２２も、第２の弾性的たわみ部１３６を含み、該たわみ部１３６は、周辺部分１７０、中心部分１７４、及び支持部分と中心部分との間に延びる中間屈曲部分１７２を有する。図示された実施形態では、中心部分１３４、１７４、及び、周辺部分１３３、１７０は、それぞれの中間屈曲部分１３５、１７２よりも厚く、たわみ部１３２、１３６の屈曲は、それぞれの中間屈曲部分で優越的に起こる。中心部分１３４、１７４、及

10

20

30

40

50

び、周辺部分 133、170 の増加された厚さは、第 2 のインタフェースの往復運動中に、これらのそれぞれの領域で屈曲を最小にする。

【0074】

1 つの実施形態（図示せず）では、屈曲部分 135 は、中心部分 134 の近位領域で増加された厚さを有し、たわみ部 132 の厚さのプロフィールは、中心部分から離れるにつれて低減された厚さにされ、中心部分の遠位で屈曲が優越的に起こるようにされる。中心部分 134 は、一般的に屈曲部分 135 よりも厚く、往復運動中に中心部分の屈曲を低減する。

【0075】

第 2 のインタフェース 122 は、支持体 189 を更に含む。支持体 189 は、第 1 のたわみ部 132 の中心部分 134 と第 2 のたわみ部 136 の中心部分 174 とを接続し、一緒に運動させる。この実施形態では、第 2 のインタフェース 122 は支持体 182 を更に含む。支持体 182 は、第 1 及び第 2 のたわみ部 132 及び 136 の屈曲部部分 135 及び 172 の間を接続する。支持体 182、189 は、環状円筒形支持体として実現されるか、複数の柱として実現される。第 2 のインタフェース 122 は、絶縁材料 180、例えば多孔性セラミックまたは繊維材料を更に含む。絶縁材料 180 は、第 1 及び第 2 のたわみ部 132 及び 136 の間の空間を占める。この空間は、支持体 182、189、及び他の要素、例えば再生器 114 によって占拠されていない。

【0076】

当該装置 100 は、図 3 の頂部断面図で示される。図 3 を参照すると、図示された実施形態では、再生器 114 は、膨張室及び圧縮室 110 及び 112 の周縁 118 に配列される複数の再生器セグメント 116 を有する。

【0077】

図 2 へ戻ると、図示された実施形態では、当該装置 100 は、膨張室 110 と連絡する第 1 の熱交換機 138 及び圧縮室 112 と連絡する第 2 の熱交換器 140 を更に含む。再生器 114 は、第 1 及び第 2 の熱交換器の間に配置される。第 1 の熱交換器 138、再生器 114、及び第 2 の熱交換器 140 は、一緒になって膨張室 110 と圧縮室 112 との間に延びるガス通路 146 を形成する。通路 146 は、圧縮室 112 と連絡するアクセス導管部分 148 を更に含む。アクセス導管部分は、第 2 の熱交換器 140 と圧縮室 112 との間でガス流を方向づけるように作動可能である。

【0078】

当該装置 100 は、第 2 の熱交換器 140 と熱連絡している熱輸送導管 142 を更に含む。熱輸送導管 142 は、外部環境 144 と第 2 の熱交換器との間で熱を輸送する熱交換流体を搬送する（図 4 では、熱輸送導管 142 の 2 つが、部分的に切除された図で示され、下にある熱交換器 140 を顕している）。

【0079】

図 4 を参照すると、熱輸送導管 142、アクセス導管部分 148、及び第 2 の熱交換器 140 の各々は、図 3 で示される再生器セグメント 116 と概略的に対応する複数のセグメントを備える（図 4 の断面図で示される）。図示した実施形態では、熱輸送導管 142 は、流体入口 220 及び流体出口 222 を含む。流体入口 220 は入口マニホールド 224 と連絡しており、出口 222 は出口マニホールド 226 と連絡している。熱輸送導管 142 は、入口マニホールド 224 と出口マニホールド 226 との間に延びる複数の通路 228 を更に含む。通路 228 は第 2 の熱交換器 140 と熱連絡しており、入口マニホールド 224 及び出口マニホールド 226 は、それぞれ低温輸送流体を受け取り、高温輸送流体を排出する。アクセス導管部分 148 は、圧縮室 112 と第 2 の熱交換器 140 との間に延びる複数のアクセス管 230 を含む。

【0080】

作動においては、当該装置 100 は、作動ガス、例えばヘリウムまたは水素を用いて圧力 P_m へ装填される。作動ガスは、膨張室 110、圧縮室 112、及び通路 146 を占拠する。作動ガスの装填静圧は、約 3 MPa 以上である。作動ガス圧は、ダイヤフラム 12

10

20

30

40

50

8の第1の表面150を押す。これはダイヤフラムの順応性に起因してダイヤフラムの外側へ方向づけられた変形を引き起こす。しかしながら、図示された実施形態では、当該装置100は、ダイヤフラムの第2の表面154を押す加圧ガス体積を収容するための反発室(bounce chamber)152を更に含む。反発室の中のガスは、ダイヤフラムの第1及び第2のそれぞれの表面150、154の上の力を少なくとも部分的に均等化するため、圧力 $P_B \neq P_m$ へ装填される。反発室152は、ハウジング102及びダイヤフラム128によって画定される壁を有し、ダイヤフラムの第2の表面154とハウジング102との間に延びる管状バネ156によって密封される。

【0081】

1つの実施形態では、意図的な漏れが、狭い均等化導管155、例えばルビーピンホルの形態で、反発室152と圧縮室112との間に導入される。均等化導管155は、膨張室110及び圧縮室112の中の作動ガスと反発室152の中のガス体積との間で、ガス連絡を容易にする。均等化導管155は、作動ガスとガス体積との間の静圧均等化を許容するサイズであるが、十分に狭く、変換器装置の作動サイクル数に対応する時間での著しいガス連絡を防止する。

【0082】

管状バネ156は、往復運動中にダイヤフラム128へ復元力を更に提供する。管状バネ156、ダイヤフラム128、及びロッド104は、一緒になって第1のインタフェース120を形成する。インタフェース120は、図2では、振れていない位置または均衡位置にあるように示されている。

【0083】

図1へ戻ると、図示した実施形態では、当該装置100は、概略的に252で示される高温側と、概略的に254で示される低温側とを有するベータ・スターリングエンジンとして構成されている。ハウジング102は、高圧、例えば $> 3 \text{ MPa}$ で作動ガスを収容するための圧力容器として構成される。頂部壁126は絶縁柱246によって定位置に保持され、絶縁柱246は、ハウジング102と柱246との間に作用する1対のバネ248によって下方へ強制される。ハウジング102とエンジン部品との間の空間は、絶縁材料250で充填され、装置100の高温側252からの熱損失を低減する。

【0084】

作動

スターリングエンジンとしての当該装置100の概念的な作動は、図5～図9を参照して説明される。ベータ・スターリングエンジンとして構成されたとき、第2のインタフェース122は、膨張室110と圧縮室112との間に置かれ、ディスプレーサ(displacer、押しのける物)として作用する。便宜と明瞭を目的として、「ディスプレーサ」の用語は、ベータ構成(Beta configuration)のスターリングエンジンの第2のインタフェース122を指すときに使用される。

【0085】

全般的には、スターリングエンジンというものは、外部源(外部ソース)200から熱エネルギーを受け取る。外部源200は、膨張室内の作動ガスを加熱し、平均のガス温度の増加を引き起こす。エンジンは、平均作動ガス温度が概して低い間に作動ガスを圧縮し、作動ガス温度が概して高い間に作動ガスを膨張することによって働く。低温作動ガスを圧縮することは、高温作動ガスの膨張を介して提供されるエネルギーよりも少ない作業を必要とし、これらのエネルギー間の差は、正味の機械エネルギー出力を提供する。

【0086】

図5を参照すると、エンジンとして作動しているとき、第1の熱交換器138は、外部熱源から提供された熱エネルギー200を受け取り、第1の熱交換器を介して流れている作動ガスの温度を上昇させる。作動ガス平均温度の要求される変化は、膨張室及び圧縮室110及び112の間の作動ガスの周期的な交換によって提供される。これは、この実施形態では、ディスプレーサ122の往復運動によって引き起こされる。

【0087】

図 9 を参照すると、エンジンの完全な 360° の作動サイクルについて、ダイヤフラム 128 とディスプレイサ 122 のそれぞれの位置が、グラフの 202 及び 204 でそれぞれ描かれる。第 1 のインタフェースの運動は、一連の変位位置として 202 でプロットされ、ディスプレイサの運動は、一連の変位位置として 204 でプロットされる。図 5 ~ 図 9 は、ダイヤフラム 128 とディスプレイサ 122 の連続瞬時位置を、それぞれ 0° 、 90° 、 180° 、及び 270° で表している。この実施形態では、ディスプレイサの往復運動 204 は、第 1 のインタフェース 120 の往復運動 202 を 45° だけリードしている。

【0088】

図 5 を参照すると、ダイヤフラム 128 は、その中心位置で示される。これは任意的に 0° の状態として表され、第 1 のインタフェース 120 は下方へ移動しつつある（矢印 206 によって示される）。ディスプレイサ 122 も下方へ移動しつつあり（矢印 208 によって示される）、その下方ストロークの底部へ近づきつつある。作動ガスの大きい割合は膨張室 110 の中に置かれ、再生器 114 と第 1 の熱交換器 138 を通過する間に加熱されている。ガスの加熱は瞬時圧力 P を増加し、ダイヤフラム 128 を下方へ駆動する。これはエンジンのパワー出力ストロークである。ここで、膨張する作動ガスによって仕事が行われる。仕事の一部分は、ダイヤフラム 128 の弾力性、管状バネ 156 の圧縮、及び反発室 152 中のガス体積の圧縮に対抗して働き、こうしてエネルギーを貯蔵する。仕事の残りの部分は、出力パワーとしてロッド 104 で利用可能である。

【0089】

ここで、 90° でのエンジン状態を表す図 6 を参照する。第 1 のインタフェース 120 はそのストロークの底部にあり、ディスプレイサ 122 は、方向を逆転して上方への移動を開始している。この時点で、上方へのディスプレイサの運動は、膨張室 110 からガスを強制する。ガスは高温の熱交換器を通過し、及び再生器 114 を通過する。これは高温のガスから熱を抽出して再生器の内部に貯蔵する。次いで、ガスは第 2 の熱交換器 140 を通過する。第 2 の熱交換器 140 は、熱輸送導管 142 と熱連絡している。熱輸送導管 142 は、この実施形態では、冷却流体、例えば水を搬送する。第 2 の熱交換器 140 はガスを冷却する。次いで、ガスはアクセス導管部分 148 を通過して圧縮室 112 の中へ入る。こうして、圧縮室の中の作動ガス部分は、膨張室の中のガスよりも低温の平均温度を有する。ディスプレイサ 122 が上方への移動を継続するにつれて、作動ガスの大きな割合が圧縮室 112 の中へ強制され、よって作動ガスの平均温度を減少させる。

【0090】

180° でのエンジン状態を表す図 7 を参照すると、ダイヤフラム 128 は再びその中心位置にあり、上方へ移動して作動ガスを圧縮しつつあり、ディスプレイサ 122 はそのストロークの頂部へ近づきつつある。仕事は、作動ガスが圧縮されるにつれて作動ガスの上で行われ、圧縮のためのエネルギーは、ダイヤフラム 128、管状バネ 156、及び反発室 152 中の圧縮されたガス体積の中の貯蔵されたエネルギーによって提供される。幾つかの実施形態では、反発室 152 中のガス体積に起因する復元力を最小にし、管状バネ 156 によって提供される復元力が優越することが望ましい。反発室 152 によって提供される復元力は、ヒステリシス損失に関連づけられ、管状バネ 156 によって提供されつつある優越復元力に頼ることは、そのようなヒステリシス損失を回避する。反発室 152 によって提供される復元力は、ダイヤフラム 128 の第 2 の表面 154 によって押し退けられる容積と比較して、反発室の容積を十分大きくすることによって低減される。低温作動ガスの圧縮は、高温作動ガスの膨張から利用可能なエネルギーよりも少ないエネルギーを必要とするので、エンジンは有用な出力パワーをロッド 104 で提供する。

【0091】

270° でのエンジン状態を表す図 8 を参照すると、第 1 のインタフェース 120 はそのストロークの頂部にあり、ディスプレイサ 122 は方向を逆転して下方への移動を開始しており、圧縮室 112 から第 2 の熱交換器 140 と再生器 114 へガスを強制しつつある。再生器 114 では、貯蔵された熱（即ち、図 5 で描かれた作動段階中の高温ガスから

10

20

30

40

50

抽出された熱)の少なくとも一部分がガスへ戻される。作動ガスの更なる加熱は、第1の熱交換器138を通して膨張室110の中へ流れる間に起こる。故に、高温ガスが膨張室110の中へ強制されるにつれて、作動ガスの平均温度が上昇する。図6と図7のスターリングエンジンサイクル部分は、いわばスターリングエンジンの高温から低温への吹き出しを表し、図8と図5は、いわばスターリングエンジンの低温から高温への吹き出しを表す。

【0092】

こうして、サイクルは図5から図8までを反復する。4つだけの瞬時状態が図5～図8で示されたが、図9で第1のインタフェース120とディスプレイサ122の正弦波運動202、204によって示されるように、状態は連続的に変化することを理解すべきである。

10

【0093】

エネルギーは、ロッド104での機械的仕事の形態で、及び熱輸送導管142の内部の熱交換流体の加熱を介して、エンジンから抽出される。熱輸送導管142の中の熱交換流体は、エンジンの作動中に加熱され、この熱は、例えば2次加熱目的のために抽出される。熱交換流体の温度増加は、熱交換流体の熱容量と流量に依存する。例えば、約10の温度上昇は、高熱容量の熱交換流体、例えば水の場合に可能性がある。第2の熱交換器140の温度は、一般的に、熱交換流体と、およそ同じ温度である。第2の熱交換器140は、最良のエンジン効率を得るため可能な限り低温に保たれるべきである。こうして、熱交換流体の低温の維持は、エンジン作動効率に有益である。しかし、熱交換流体からの熱を特定の目的に利用することが望まれる幾つかの実施形態では、エンジンは、熱交換流体での特定の使用のために所望の温度上昇を生成するように作動または構成される。

20

【0094】

熱エネルギー200は、第1の熱交換器138の中で優越的に作動ガスへ連続的に提供され、第2の熱交換器140の中で優越的に拒絶される。これは、膨張室110と圧縮室112の中の作動ガス間で温度差を維持するためである。熱エネルギー200が提供されかつ排出される限り、第1のインタフェース120とディスプレイサ122の往復運動は自己持続的である。有利には、熱交換器138、140は、作動ガスと熱的に連絡している大きな表面積を有する。これは、熱交換器表面と、熱を移転するための作動ガスとの間で、必要な温度差を制限するためである。しかしながら、熱交換器138、140の表面積は、それぞれの熱交換器を通過するガス流を実質的に阻害するほど大きくあってはならない。

30

【0095】

図2へ戻ると、第1のインタフェース122の第1のたわみ部132の表面188は、第1の物理的面積と第1の有効面積を有し、第2のたわみ部136の表面190は第2の物理的面積と第2の有効面積を有する。該有効面積は、類似の固定ピストンディスプレイサの物理的面積に関して定義される。たわみ部132と136は変位と共に変形するので、それぞれの有効面積は、それぞれの物理的面積よりも小さい。もし表面188と190の第1及び第2の有効面積が等しければ、ディスプレイサ122の往復運動は作動ガス体積を変動しない。流れの摩擦、ガス慣性、及び温度差が存在しない場合、ディスプレイサ122の往復運動は作動ガス内に圧力振動を生成しない。しかしながら、もし膨張室及び圧縮室110及び112の間に温度差が与えられるならば、ディスプレイサ122の往復運動は圧力振動を生成する。圧力振動は高温ガスと低温ガスとの容積比に依存し、容積比はディスプレイサの往復運動と共に変動する。膨張室と圧縮室の容積の双方における結果の圧力スイングは、相互に同じ位相であり、運動の符号規約(sign convention)と温度差の符号とに応じて、ディスプレイサ122の運動と同じ位相であるか180°の位相外れである。ディスプレイサ122の往復運動は、膨張室と圧縮室の容積を変更し、室間の圧力不平衡を低減するためガスが通路146を流れることを引き起こす。現実のガスは幾らかの粘性を有し、故に、このガス流を駆動するため、膨張室110と圧縮室112における作動ガスの、それぞれの容積間の駆動圧力差が必要である。この圧力差は、ガスの体積

40

50

流量と同じ位相であり、再生器 1 1 4 で損失を生成し、主な流れ制限として作用する。作動ガスの慣性(inertia)も、高いサイクル数と高い圧力では重要であるが、従来のスターリングエンジン分析では考慮されていない。サイクル当たり 2 回、ガス流 3 0 4 の方向を変更することは、作動ガス質量の加速を必要とする。作動ガスの容積部分の所与の変位について、必要とされる加速は作動サイクル数の二乗として増加する。この加速を提供するためには、膨張室 1 1 0 と圧縮室 1 1 2 におけるガス体積間の圧力差が必要である。この圧力差は、ガスの体積流量と方形関係にあり、追加の損失を生成しない。しかしながら、それはディスプレイサ 1 2 2 の共振振動数に影響する。というのは、作動ガス質量の慣性に起因する圧力差は、ディスプレイサに関連づけられた追加の有効質量として作用するからである。

10

【 0 0 9 6 】

この後で本明細書で説明するように、1つの操作態様では、ディスプレイサ表面 1 8 8 と 1 9 0 に作用する力を選択的に平衡させることによって、ディスプレイサ 1 2 2 は自己開始と自己持続往復運動を提供する。それぞれの第 1 及び第 2 の表面 1 8 8 及び 1 9 0 の第 1 及び第 2 の有効面積が等しいとしても、膨張室及び圧縮室 1 1 0 及び 1 1 2 の中の圧力スイングに起因して正味の力がディスプレイサ 1 2 2 の上に依然として存在する。前記の圧力スイングは、ガス粘性と慣性効果に起因して正確には同位相ではない。

【 0 0 9 7 】

図 1 と図 2 で示されるようなベータ型スターリングエンジンとして構成されたときのスターリングサイクル変換器装置 1 0 0 の様々な部品が、今から一層詳細に説明される。

20

【 0 0 9 8 】

ダイヤフラム

ダイヤフラム 1 2 8 は、金属、例えばスチールから組み立てられ、疲労応力閾値よりも下で作動されたとき、無限の疲労寿命を顯示する。ダイヤフラム 1 2 8 の最大振れは、こうして材料の最大無限寿命疲労応力または耐久限度によって限定される。ダイヤフラム 1 2 8 は、もし普通の低コストスチール合金、例えば 1 0 4 0 から作られると、約 2 0 0 M P a の耐久限度応力を有する。耐久限度応力は、スチール合金の引っ張り強度の約半分であり、最大約 7 0 0 M P a までである。故に、もっと高価な合金を使用して、より高い最大応力を利用し得る。例えば、1 7 - 4 P H ステンレススチールを使用すると、約 5 0 0 M P a の最大許容ダイヤフラム応力を生じる。耐久限度応力は、温度の増加と共に下降するが、7 5 0 C で最大応力 > 3 0 0 M P a を有するニッケル超合金が利用可能である。図 2 で示される実施形態のベータエンジン構成では、ダイヤフラム 1 2 8 は上昇した温度では作動されない。

30

【 0 0 9 9 】

図 2 では、ダイヤフラムは均衡位置で示される。均衡位置は、ダイヤフラムに作用する正味の力が存在しないときに起こる。均衡位置では、ダイヤフラム 1 2 8 の第 1 の表面 1 5 0 の中心部分 1 3 0 は、周辺部分 1 5 8 に関してオフセットされており、ディスプレイサ 1 2 2 が均衡位置から下方へ変位されたときのディスプレイサ 1 2 2 の形状に概して対応する形状を有する。図 2 では、ダイヤフラム 1 2 8 のオフセットと形状の垂直目盛は誇張されている。

40

【 0 1 0 0 】

ダイヤフラム 1 2 8 のオフセットと形状は、ダイヤフラムとディスプレイサの運動の入れ子を容易にする。対照的に、もしダイヤフラム 1 2 8 の第 1 の表面 1 5 0 が、均衡位置にあるとき平坦であったとすれば、ダイヤフラムとディスプレイサ 1 2 2 のそれぞれの往復運動を容易にするためには、より大きい圧縮室容積が必要となるであろう。有利には、ダイヤフラム 1 2 8 は、他の場合よりもハウジング 1 0 2 の近位で室の高さを小さくすることを可能にし、これによって室 1 1 2 の容積を低減する。

【 0 1 0 1 】

ダイヤフラム 1 2 8 は、ダイヤフラムの中心配置部分、概して中心部分 1 3 0 の領域で、増加された厚さを有する。より厚い中心部分 1 3 0 は、往復運動中にダイヤフラムの中

50

心配置部分で起こる応力を低減する。これらの応力は、作動容積内の圧力条件を変更することによって引き起こされたガス圧応力を含む。ガス圧応力は、ダイヤフラム 128 の中心部分 130 の曲げ応力へ追加され、ダイヤフラムの周辺領域 158 の応力を低減する。図示された実施形態では、ダイヤフラム 128 の厚さプロファイルは、中心部分 130 と周辺領域 158 の応力を均等化するために調整される。ガス圧応力は、作動中の作動容積の周期的な圧力スイングの振幅に依存するので、ダイヤフラム 128 の厚さプロファイルは、設計圧力振幅またはその近傍で作動するとき、応力を均等化するだけである。図 1 で示される実施形態では、支持体 129 とダイヤフラム 128 は一体的に形成される。装置 100 の合理的な作動寿命時間を達成するため、ダイヤフラム 128 は、ダイヤフラムの作動応力が疲労閾値限度の下へ低減されるように設計されるべきである（即ち、無限疲労寿命を提供するため）。この実施形態では、当該装置 100 は、均衡位置から約 $\pm 200 \mu\text{m}$ の中心変位に設計される。

10

【0102】

ダイヤフラム 128 の中心部分 130 は、周辺部分 158 よりも大きい厚さを有し、周辺部分 158 と中心部分 130 との間に延びる渡り部分 (transition portion) 160 を更に含む。渡り部分 160 は、周辺部分 158 と中心部分 130 との間で、概して増加する厚さを有する。より厚い中心部分 130 は、比較的剛性を有する中心部分を生じ、ダイヤフラムの力を駆動ロッド 104 へ結合する。渡り部分 160 の厚さプロファイルは、この部分の応力が疲労閾値限度の下になるように選択される。ダイヤフラム 128 の選択されたプロファイルは、変位応力を考慮に入れるだけでなく、作動ガス体積を変更する往復運動中のダイヤフラムの振れによって誘起されるガス圧応力も考慮に入れる。ダイヤフラム 128 を渡る (across) 厚さの変動は、こうして所与の変位に対するダイヤフラムのピーク応力を材料の疲労閾値限度の下へ低減する。1 つの実施形態では、ダイヤフラム 128 の厚さプロファイルは、応力集中を平らにして、最大変位時にダイヤフラム上の点の応力が概して一樣になるように選択される。図示したようなダイヤフラム 128 の厚さプロファイルは、ダイヤフラム材料の疲労応力閾値内で一貫して高いダイヤフラム変位を有利に生じる。

20

【0103】

管状バネと反発室

管状バネ 156 は、図 18 に詳細に示されている。管状バネ 156 は、第 1 及び第 2 の端部 210 及び 212 を持った外側円筒形壁 162 と、第 3 と第 4 の端部 214 と 216 を持った内側円筒形壁 164 とを含んでいる。外側円筒形壁 162 の第 1 の端部 210 はハウジング 102 へ接続され、内側円筒形壁 164 の第 3 の端部 214 は、環状リング 215 によってダイヤフラム 128 へ強固に結合される。外側円筒形壁 162 の第 2 の端部 212 と、内側円筒形壁 164 の第 4 の端部 216 とが一緒に接続され、内側と外側円筒形壁の各々が、往復運動 124 と概して一線上にそろった方向に弾性変形することを引き起こす。有利には、内側と外側の壁 162 と 164 を有する折り返された管の使用は、より短い長さを有する管状バネを生じる。他の実施形態では、管状バネ 156 は、1 つを超える折り返しを有する。有利には、管状バネ 156 は反発室 152 の便利な密封を更に提供する。これは、滑動するガスシールを必要とすることなく、ロッド 104 によって、ハウジング 102 の内部からハウジングの外部への機械力結合を可能にする。

30

40

【0104】

有利には、図 2 と図 18 で示されるような、折り返された (folded back) 管状バネ 156 は、ダイヤフラムの有意の変位または管状バネ内の追加の応力を引き起こすことなく、管の長さに沿った温度勾配に起因する管状バネ全体長の変化に順応する。内側壁 164 と外側壁 162 の熱膨張または熱収縮は、実質的に相互を打ち消して、ハウジング 102 とダイヤフラム 128 との間に内側壁 164 の短い非熱補償長さを残すだけである。

【0105】

稼動においては、管状バネ 156 は、往復運動 128 の方向で圧縮と膨張の歪みを受ける。内側壁 164 と外側壁 162 は、反対符号の歪みを有する（即ち、もし内側壁 164

50

が圧縮されていれば、外側壁 162 は引っ張られている)。管状バネ 156 の長さは、所与の振れについて管状バネの壁 162 と 164 の応力を決定し、管内の応力を疲労閾値限度の下へ低減するため、内側と外側壁の最小結合長が計算される。壁の厚さと管の長さは、バネの剛性またはバネ定数 k を決定する。反発室 152 のガス圧 P_B は、管状バネ 156 を押すものであるが、内側と外側壁 162 と 164 の最小壁厚を更に設定してもよい。

【0106】

図 2 へ戻ると、均等化導管 155 は、反発室 152 の圧力が作動ガス圧と均等化することを引き起こす。しかしながら、エンジンの作動サイクル数の時間目盛での、かなりの圧力均等化は、狭い導管寸法に起因して許容されない。従って、反発室 152 の中の瞬時圧力は、ダイヤフラムの往復運動中に作動ガス圧の振りに従わない。しかしながら、ダイヤフラム 128 の第 2 の表面 154 の往復運動は、反発室が、ダイヤフラム 128 の行程容積に対応して周期的な容積変化に支配されることを引き起こす。もし反発室 152 の容積がダイヤフラムの行程容積に匹敵したとすれば、反発空間はガスバネとして作用し、第 1 のインタフェース 120 の全体の機械的こわさに寄与するであろう。図 1 で示される実施形態では、反発室 152 の容積は、行程容積よりも十分に大きく、有意の圧力振動は反発室内で起こらず、よって反発室内のガス・バネ・ヒステリシス損失を回避する。

【0107】

加圧されたガスは、ダイヤフラム 128 の第 1 及び第 2 表面 150 及び 154 の両方を押すので、ダイヤフラムは完全な作動ガス圧に耐えるように設計される必要はない。むしろ、ダイヤフラム 128 は、作動ガス体積と反発室 152 の中のガス体積との差圧に耐えることを要求されるだけである。しかしながら、第 2 の表面 154 へ結合された管状バネ 156 とロッド 104 に起因して、圧力 P_B へ露出される第 2 の表面の面積は、作動ガス圧 P_m へ露出される第 1 の表面 150 の面積よりも小さい。結果として、均等化導管 155 が静圧 P_B と P_m を均等化するこの実施形態では、不平衡に起因する正味の下方への力が存在する。この正味の下方への力は、ダイヤフラム 128 の静的下方振れを引き起こし、管状バネ 156 の中に静的な長手方向の歪を生成する。この長手方向の歪は、フープ応力が反対方向に引き起こした長手方向の歪によって部分的に相殺される。一般的に、フープ応力は、円筒形の構造における円周方向の応力であって、内部のまたは外部の圧力の結果としてのものである。この場合、管状バネ 156 は作動ガス圧に支配される。これは管状バネ壁 162 と 164 の中にフープ応力を引き起こす。フープ応力は、対応するフープ歪み並びに縦方向歪みを引き起こす。ここで、縦方向歪みとフープ歪みとの比は、材料依存特性であるポアソン比を使用して計算される。スチールの場合、ポアソン比は約 -0.3 である。

【0108】

残りの振れは、この力に対抗するため管状バネに予荷重(preloading)を加えることによって補償され、振れていないまたは均衡の位置で、管状バネがダイヤフラムを上方へ強制して不平衡と対抗する。箔歪みゲージ(図示せず)が管状バネの壁に搭載され、この予荷重を調整するための歪み信号を提供する。有利には、往復運動中に、歪みゲージは時間変動歪み信号(time varying strain signal)を生成する。この信号は、ダイヤフラムの往復運動中の管状バネの瞬時歪みを表す。これはダイヤフラムの往復運動の振幅に比例する。更に、時間変動歪み信号の平均または DC 値は、平均の作動ガス静圧に比例する。

【0109】

均等化導管 155 を含まない代替の実施形態では、不平衡は、反発室 152 を作動ガス圧よりも大きい圧力へ装填することによって補償される。

【0110】

有利には、図 2 で示される内側と外側壁 162 と 164 を有する管状バネ 156 の折り返し実施形態が、ハウジング 102 の、より短い、従って、より低い質量を可能にする。

【0111】

図 19 を参照すると、代替の管状バネの実施形態が、大まかに 500 で示される。図 1

10

20

30

40

50

9では、ハウジング502、ダイヤフラム504、及びロッド506の部分のみが示され、変換器の他の部品は概して図2で示されるものと同じである。この実施形態では、単一の円筒形壁の管状バネ508は、ハウジング502とロッド506の遠位端との間に延びる。管状バネ508は、環状リング510によってロッドへ強固に取り付けられる。環状リング510もガス密封シールを提供する。ハウジング502、ダイヤフラム504の下面、及び管状バネの円筒形壁は、一緒になって反発室512を画定する。管状バネ508の膨張と圧縮は、反発室512の中にガス圧 P_g が収容される間にロッド506の往復運動を可能にする。この実施形態では、管状バネ508はロッド506を介してダイヤフラムへ間接的に結合される。

【0112】

10

図20を参照すると、更なる代替の管状バネの実施形態が大まかに520で示される。図20では、再びハウジング522、ダイヤフラム524、及びロッド526の部分のみが示され、他の部品は図2で示されるものと概して同じである。この実施形態では、単一の円筒形壁の管状バネ528は、ハウジング522とダイヤフラム504との間に延びる。管状バネは、環状リング530によってダイヤフラムへ強固に取り付けられる。環状リング530もガス・タイト・シールを提供する。ハウジング522、ダイヤフラム524の下面、及び管状バネの円筒形壁は一緒になって、加圧されたガスを収容するための反発室532を画定する。

【0113】

第2のインタフェース（ディスプレイサ）

20

図2へ戻ると、ディスプレイサ122は第1及び第2のたわみ部132及び136を含む。たわみ部132、136は、それぞれの表面188、190を有する。表面188、190は、室110、112と、たわみ部同士の間の絶縁材料180との間のガス交換を許さない（即ち、たわみ部は、ガス不浸透表面を有する）。

【0114】

絶縁材料180は、膨張室110と圧縮室112とを熱的に分離する。1つの実施形態では、絶縁材料180は、分散された内部容積を有する多孔性絶縁材料を備える。絶縁材料180の内部容積は加圧されたガスを装填され、ガス不浸透表面188、190は作動ガス圧に耐える必要はない。絶縁材料180とディスプレイサ122の内部容積は、狭い導管またはピンホール184を介して膨張室および/または圧縮室110、112の中の作動ガスと連絡し、装置100を作動ガスで装填したとき、絶縁材料180も同じ静圧に加圧される。狭い導管184は、作動サイクル数の時間目盛で狭い導管を通過する流れが有意でない間、静圧の均等化を容易にする。それ故に、絶縁材料180の内部容積は、作動ガス体積へ高々弱く接続され、作動中の作動ガス圧の振りは絶縁材料180へ伝達されない。故に、たわみ部132及び136は、作動ガスと絶縁材料180の中のガス圧との間の振動差圧のみに耐えなければならない。本明細書で前述されたように、たわみ部132及び136の屈曲は、比較的薄い、たわみ部の中間屈曲部分135及び172の中で優越的に起こる。作動ガス圧の振りのもとでは、中間屈曲部分135及び172の表面188及び190は、それでも変形し、支持体182は作動中に起こるそのような変形を防止する。有利には、2つのたわみ部132及び136の使用は、屈曲面188及び190が相互への支持を提供することを可能にする。というのは、室の中の圧力スイングは、略同じ位相だからである。

【0115】

代替の実施形態では、絶縁材料180は作動ガス体積から絶縁され、作動ガスよりも低い熱伝導率を有する絶縁ガスを装填される。作動ガスが、低い原子量、例えば水素またはヘリウムである実施形態では、作動ガスと絶縁ガスとの混合を防止するため絶縁材料180は作動ガス体積から絶縁され、絶縁材料180は重い原子量ガス、例えばアルゴンを装填される。アルゴンは、水素またはヘリウムよりも低い熱伝導率を有し、絶縁材料180を介する寄生伝導損失は低くなり、故にエンジン効率は高くなる。有利には、アルゴンは安価であり、エンジン作動コストへの有意の追加はない。他のガス、例えばクリプトン及

50

びキセノンも絶縁ガスとして使用され、より低い熱伝導率を提供するが、コストは高くなる。

【0116】

ディスプレイサ122の変位は、図2では例示のために誇張されているが、作動では、中間屈曲部分135、172は、約 $\pm 200\mu\text{m}$ の変位でディスプレイサ122の往復運動を許すように構成される。ダイヤフラム128に関連して前述したように、たわみ部132及び136の厚さプロファイルは、たわみ部材料の疲労限度応力を超過することなくディスプレイサ122の所望の変位を許すように選択される。支持体182は、たわみ部の厚さプロファイルを選択するときの追加の可能性を提供する。例えば、中間屈曲部分135及び172は作動ガスの圧力に支配され、支持体182が使用されて支持を提供し、中間屈曲部分135及び172の厚さおよび/またはプロファイルが調整されて、ディスプレイサ122のために所望のバネ定数を提供するようにされる。

10

【0117】

ディスプレイサ122の第1のたわみ部132は、エンジンとして構成されるとき、膨張室110の中の高い作業温度に耐えることを要求される。ハウジング102の頂部壁126も、膨張室110の中のディスプレイサ122の往復運動に順応するように構成された形状と垂直オフセットを有する。形状とオフセットは、膨張室110の全体的容積を低減するが、ディスプレイサ122の中心領域上の最小室高を過度に制限することなく、依然としてディスプレイサの運動を許す。後に本明細書で説明されるように、低減された室の高さは、粘性損失の増加を生じる。有利には、頂部壁126の形状とオフセットは、ハウジング102の近位で、他の場合よりも室の高さを小さくすることを容易にする。図2では、頂部壁126のオフセットと形状の垂直目盛は誇張されている。

20

【0118】

概しては、ディスプレイサ122の固有振動数が、第1のインタフェース120の固有振動数に近い一致すれば便利である。第1のインタフェース120は、より大きい質量(即ち、ダイヤフラム128、ロッド104、及びロッドによって駆動される負荷の質量の結合質量)を有するので、ディスプレイサ122は、中間屈曲部分135及び172の剛性(stiffness)が、管状バネ156とダイヤフラム128との組み合わせられた剛性よりも小さいことを一般的に要求する。

【0119】

全般的には、ディスプレイサ122のための外部駆動器を提供する必要を回避することが望まれる。外部ディスプレイサの力の要求がゼロであること(zero required external displacer force)は、この後で本明細書で開示される方法を使用して、ディスプレイサ122の有効質量、中間屈曲部分135及び172のバネ定数、第1及び第2の表面188及び190の有効面積、及びハウジング102の質量を選択することによって達成される。ディスプレイサ122の有効質量は、類似する剛性ピストンディスプレイサの物理質量に関して定義され、質量へのたわみ部132、136、及びガスの動的寄与の効果を考慮に入れる。もし追加のバネ力が必要ならば、それは第1及び第2のたわみ部132及び136のいずれかまたは双方の間の追加のたわみ部183によって提供される。有利には、追加の内部たわみ部183の追加は、表面188、190の有効面積またはこれらの表面のピーク応力を変更することなく、ディスプレイサ122のバネ定数を調整することを容易にする。更なる詳細は、この後で、本明細書の見出し「熱音響作動の考慮」のもとで説明される。ディスプレイサ122に作用する力が適切に平衡されたとき、外部のディスプレイサ駆動力は、ディスプレイサ運動に必要とされない。

30

40

【0120】

実際のハードウェアにおけるそのような平衡を正確に予測し、設計によって達成することは、具体的な装置の正確な数学モデルの構築を必要とする。1つの実施形態では、平衡力からの小さい残差の決定を容易にするため、ディスプレイサ122の外部駆動が提供される。次いで、前記の小さい残差が特性化及び補償されて、ゼロ駆動力条件が達成される。補償された設計に後続する実装は、外部駆動を省略する。図1へ戻ると、図示された

50

実施形態では、ディスプレイサの駆動器は、磁気回路 2 4 2 と環状コイル 2 4 4 を備える音声コイルによって提供される。コイル 2 4 4 は、第 1 のインタフェース 1 2 2 へ機械的に結合され、第 1 のインタフェースに分与された駆動器力は、コイルを介して電流を制御することにより制御される。

【 0 1 2 1 】

ガス通路

本明細書で前述されたように、流動摩擦パワー消散は、作動ガス速度と共に増加し、故に増加するサイクル数(frequency)と共に増加する。しかしながら、もし増加するサイクル数が相応のストローク低減を伴うならば、速度は一定に保たれる。しかしながら、振動する流れの速度が一定に保たれたとしても、もし流れの通路の水力学的半径(hydraulic radius、水理学的半径)が粘性特性長よりも大きければ、依然として流れ摩擦はサイクル数と共に増加する。流れの通路の水力学的半径または特性寸法 r_h は、次式のとおりである：

式 3

$$r_h = V_i / A_w$$

ここで、

V_i は、ガス通路の内部のガス浸透容積、

A_w は、ガス通路のぬれ表面積

である。

【 0 1 2 2 】

粘性特性長は、次式のとおりである：

式 4

$$\delta_v = \sqrt{2\mu / \omega\rho}$$

ここで、

μ は、作動ガスの粘性、

ρ は、作業温度と圧力におけるガス密度、

ω は、振動流(oscillating flow)の角振動数

である。

【 0 1 2 3 】

粘性特性長よりも略小さい水力学的半径を有する構造の中の流れの場合、振動流に対する水力抵抗は、定常の非振動の流れと本質的に同じである。この場合、流れの反転前に流れが定常流れのプロフィールへ完全に発展するための十分な時間が存在する。しかしながら、もし水力学的半径が粘性特性長よりも略大きいならば、水力抵抗は定常流れよりも大きい。故に、せん断された流体層は特性長と略同じ厚さにすぎず、この境界層の外側では流れは振動するプラグ流である。

【 0 1 2 4 】

類似の熱的特性長は、振動する熱交換に要求される寸法の日盛を与える。2つの実体を分離するインタフェースの特性長の中にある実体の容積のみが、作動サイクル数によって決定されるような時間で相互熱交換へ関与し得る。熱的特性長は次式のとおりである：

式 5

$$\delta_k = \sqrt{2k / \omega\rho C_p}$$

ここで、

k は、熱伝導率、

ω は、作動角振動数、

10

20

30

40

50

ρ は、ガスまたは材料密度、
 C_p は、定圧での材料熱容量
 である。

【 0 1 2 5 】

ガスについては、熱的特性長と粘性特性長は、ほとんど同じである（ガスのプラントル(Prandtl)数は1に近い。プラントル数は粘性拡散率と熱拡散率との比である）。熱交換器のガス側では、密度は圧力に依存し、故に圧力が増加するにつれて熱的特性長は減少する。この理由は、ガスの熱伝導率は圧力から大きく独立しているが、容積熱容量 ρC_p はガス分子の数に比例し、故に圧力と共に増加するからである。故に、高压ガスを完全に加熱または冷却するのは困難であり、これは作動ガスの作動圧に対する制限の1つである。ガスの圧力または作動サイクル数が増加されるにつれて、熱交換器内のガス流の通路の特性寸法は、同じような熱接触を維持するため特性長の低減に対応して収縮すべきである。しかしながら、ガス流の通路の寸法の低減は、流れの摩擦損失の増加を生じる。発明者らは、通路 1 4 6 における再生器の縦横比を変更して、より大きい前方面積と、より短い流動長(flow length)を有することにより、これらの増加された損失を緩和することを発見した。

【 0 1 2 6 】

通路 1 4 6 の1つの実施形態が、図 1 0 で詳細に拡大されて示される。この実施形態では、通路 1 4 6 は絶縁材料 1 8 0、及びたわみ部 1 3 2、1 3 6 を通過し、膨張室 1 1 0 と圧縮室 1 1 2 との間に流体流路を提供する。図 1 0 を参照すると、圧縮室 1 1 2 から流れるガスは、アクセス導管部分 1 4 8、第1の熱交換器 1 4 0、再生器 1 1 4、及び第2の熱交換器 1 3 8 を通過する。絶縁体 1 8 0 で満たされたディスプレイサ 1 2 2 の厚さは、膨張室 1 1 0 と圧縮室 1 1 2 との間に十分な絶縁を提供するように選択される。熱交換器 1 3 8、1 4 0、及び再生器 1 1 4 は、ディスプレイサ 1 2 2 の完全な厚さを占拠するように構成されているが、これらの要素を最適サイズにすれば、最適効率を得るため、より小さい垂直範囲が要求されるかもしれない。アクセス導管部分 1 4 8 は、過剰な垂直範囲を占め、熱交換器 1 3 8、1 4 0、及び再生器 1 1 4 の最適サイズを容易にする。アクセス導管部分 1 4 8 に関連づけられた摩擦、弛緩、及び小さい損失（例えば、断面積の曲がりおよび/または変化に起因する）並びに作動ガス体積の増加に起因する圧縮損失が存在する。ディスプレイサ 1 2 2 の厚さは、アクセス導管部分 1 4 8 の含有に起因する結合損失、及び、ディスプレイサ絶縁体を介する膨張室と圧縮室との間の熱伝導損失が、最小になるように選択される。

【 0 1 2 7 】

第2の熱交換器

装置 1 0 0 をエンジンとして作動するとき、第2の熱交換器 1 4 0 はガスを冷却する低温熱交換器として働く。第2の熱交換器 1 4 0 の高さ h_2 は、ガス流 3 0 4 が、平均の流れ方向において、アクセス導管部分 1 4 8 の概して垂直な流れから、第2の熱交換器を通る概して横方向(transverse)の流れへの変化を受けることを引き起こす。有利には、ガス流方向のこの変化は、ガスが横方向に流れている間、熱抽出を容易にする。第2の熱交換器 1 4 0 は、ガス流 3 0 4 の通路内で、複数の垂直(vertically)に延びる熱伝導ピンまたはフィン 3 0 2 を含む。

【 0 1 2 8 】

第2の熱交換器 1 4 0 は、実質的に横方向(transversely)に延びるインタフェース 3 0 0 を更に含む。このインタフェースは再生器 1 1 4 と連絡している。図示された実施形態では、第2の熱交換器 1 4 0 の横方向寸法は、高さ h_2 よりもずっと大きく、故に垂直方向では、ピンが水平方向に向いているときよりも、ずっと大きい伝導面積が、伝導ピン 3 0 2 を通る高温の流れに利用可能である。加えて、ピンに沿って熱を伝導する必要がある距離は、ピンが水平方向に向いているときよりもずっと短い。更に、第2の熱交換器 1 4 0 は再生器 1 1 4 よりも広く、第2の熱交換器の入口 3 0 6 におけるガス流 3 0 4 は、再生器 1 1 4 へ入る前に、伝導ピン 3 0 2 との最小相互作用長 3 0 8 を有する。第2の熱交

10

20

30

40

50

換器 140 を通るガス流 304 は、概して横方向の流れから、インタフェース 300 の近位における概して垂直方向の流れへ、更なる流れの方向変えを経験する。

【0129】

当該装置 100 をエンジンとして作動させるとき、熱輸送導管 142 は冷却熱交換流体、例えば水を搬送する。熱伝導ピン 302 によって作動ガスから第 2 の熱交換器の中で抽出された熱は、熱交換流体へ伝導される。有利には、説明されたようにガス流の方向を変えることによって、再生器 114 の中のガス流と同じ公称方向で熱伝導が起こり、故に、より実質的な断面積が、伝導ピン 302 と熱輸送導管 142 との間の熱伝導に利用可能であり、これによって、作動ガスと熱輸送流体との間の温度差を最小にする。対照的に、先行技術のエンジンは、再生器ガスの流れ方向に対して直角に熱を除去しようと試み、結果として、熱伝導用の断面積はずっと小さくなった。

10

【0130】

再生器 (Regenerator)

この実施形態では、再生器 114 は、多孔性材料 (マイクロ・キャピラリー・アレイ、多孔性セラミック、または、押固めた球 (packed spheres)) の母材 (マトリックス) 310 によって構築される。代替として、積層ワイヤスクリーンまたは巻線再生器も使用される。式 3 に従って計算された母材 310 の孔水力学的半径は、式 4 に従って計算された熱的特性長よりも小さくしなければならず、従って再生器 114 の中の局部ガス温度は、局部母材 310 の温度と略同じになる。局部温度は、再生器の 1 つの端部から他の端部へ変動する。もしこの条件が満足されるならば、再生器を通るガスの熱弛緩損失は無視され得る。しかしながら、母材 310 の小さい孔寸法は、比較的大きい流動摩擦損失を生じる。有利には、再生器 114 は、ガス流 320 に垂直な大きい断面積を有し、比較的短い垂直範囲 h_3 は母材 310 を通る短いガス流動長を生じる。更に、母材 310 の中の孔の数は、ガス流 320 の速度、故に流動摩擦損失が、再生器熱交換効率に対して最適に平衡するように選択される。

20

【0131】

図示した実施形態では、装置 100 によって経験される完全な高から低への温度勾配は、再生器 114 を渡って (across) 現れ、故に母材 310 は良好な熱絶縁体でなければならない。これは再生器を渡る非生産的な熱伝導を低減するためであり、このような熱伝導は損失を生じる。母材 310 は、高温から低温への吹き出し中に作動ガスから熱を吸収し、母材壁の温度は増加する。これは、吹き出しの終わりへ向かって再生器 114 から出るガスが吹き出しの始まりよりも高温であることを意味する。というのは、再生器の中のガス温度が母材 310 の壁と等温だからである。これは、第 2 の熱交換器 140 へ移転される不所望の余剰熱を構成する。この余剰熱は、第 2 の熱交換器によって除去されねばならない。同様に、低温から高温への吹き出しでは、母材が熱をガスへ移動していることに起因して、母材 310 の壁の温度は吹き出しの終わりへ向かって低減される。故に、再生器 114 から出るガスの温度は、吹き出しの終わりでは始まりよりも低温である。これは、第 1 の熱交換器 138 によって埋め合わせる必要がある温度不足を構成する。故に、母材 310 は、高温から低温または低温から高温への吹き出しに関連づけられた熱を、相当の温度変化なしに貯蔵するための十分な熱容量を有すべきである。適切な再生器母材は、Mar-ti-ni への米国特許第 4,416,114 号で説明されている。この米国特許は、参照によって、その全体を本明細書の中に組み入れられる。

30

40

【0132】

第 1 の熱交換器

装置 100 をエンジンとして作動するとき、第 1 の熱交換器 138 は、ガスを加熱する高温熱交換器として作用する。第 1 の熱交換器 138 は、外部熱源と熱連絡しており、膨張室 110 へ流入及び流出するガスへ熱を伝導する。第 1 の熱交換器 138 の高さ h_1 は、ガス流 304 が、再生器 114 の中の概して垂直方向 (vertical) の流れから、第 1 の熱交換器を通る概して横方向 (transverse) の流れへ、平均の流れ方向の更なる変化を受けることを引き起こす。第 2 の熱交換器の場合と同じように、このガスの流れ方向の変化は、

50

横方向に流れる間のガスへの熱移動を容易にする。第１の熱交換器１３８は、ガス流３０４の通路の中に複数の垂直方向に延びる熱伝導ピンまたはフィン３１２を含む。

【０１３３】

ガス流３０４が再生器１１４を離れ、高温交換器を通るにつれて、ガス流は、再生器と第１の熱交換器１３８との間のインタフェース３１４で、平均の流れ方向の実質的な変化を受ける。このガスの流れ方向の変化は、熱をエンジンへ伝導するための断面積を大きくする。第１の熱交換器１３８は再生器１１４よりも広く、ガス流３０４に対してピンまたはフィン３１２との最小相互作用長を提供する。加えて、第２の熱交換器１４０での余剰幅を補償する余剰幅は、再生器母材３１０が側面方向流(sideways flow)の再分配へ構成されていなくても、再生器１１４と第１の熱交換器１３８を通るガス流３０４の流路部分

10

【０１３４】

図２へ戻ると、図示した実施形態では、外部から提供された熱エネルギー２００は、ハウジング１０２を介して装置１００へ伝導される。熱エネルギーは、再生器１１４を通るガス流３２０と略同じ方位で、第１の交換器１３８の伝導ピン３１２の中へ伝導される。有利には、第１の熱交換器１３８の横方向に延びる範囲は、熱交換器を通して熱流束密度を管理可能レベルへ保つための十分な断面積を提供する。

【０１３５】

代替として、他の実施形態では、高温の熱伝導流体と第１の熱交換器１３８との間で熱エネルギーを伝導するため、熱輸送導管１４２に類似した熱輸送導管が提供される。図１で示されるエンジン実施形態では、エンジン装置１００をテストする目的で、熱はカートリッジヒータ２４０によって提供される。

20

【０１３６】

熱音響作動の考慮

前述したように、高振動数および／または高圧力では、作動ガスの慣性を考慮に入れることを無視すると、装置１００の作動的な振る舞いの数学モデルは不正確になる。

【０１３７】

図１１を参照すると、装置１００の中の音響パワーの流れが３５０で概略的に示されている。図１で示される第１のインタフェース１２０は、略図的に３７０で表され、これからの説明では便宜上、「ダイヤフラム」の用語で呼ばれる。図１で示される第２のインタフェースは、概略的に３７２で表され、便宜上「ディスプレーサ」の用語で呼ばれる。エンジンとして図１で示される装置１００の定常状態作動中、ダイヤフラム３７０とディスプレーサ３７２は固定振幅で振動する。ディスプレーサ３７２の往復運動は、或る位相角（例えば、４５°）だけダイヤフラム３７０の往復運動をリードする。振動は、ダイヤフラム３７０のそれぞれの表面１５０、１９０とディスプレーサ３７２との間で画定された容積内の作動ガスの圧力スイングと流れを引き起こす。作動ガスの流れと随伴する圧力の揺れ(swing)は、圧縮室１１２の中の音響パワーの流れ３５２に対応し、この流れは圧縮室から第２の（低温）熱交換器１４０、再生器１１４、及び第１の（高温）熱交換器１３８を通して膨張室１１０へ移動する。図１１の矢印は、音響パワーの循環方向を表す。

30

40

【０１３８】

再生器１１４は、再生器母材３１０の温度と略同じ温度で作動ガスを保つ。というのは、母材内の孔に対応する水力学的半径は、熱的特性長よりも小さいからである（式３と式４）。当該装置１００を渡る温度勾配は、再生器１１４を渡って現れ、温度は圧縮室１１２から膨張室１１０へと増加する。従って、作動ガスが圧縮室１１２から膨張室１１０へ流れるにつれて、温度が増加するので体積流量は増加し、圧力は再生器１１４の全体で略等しく、作動ガスの質量は保存される。これは、理想気体の法則 $PV = nRT$ から、次のように定性的に理解される。

【０１３９】

増加する体積流の振幅(volume flow amplitude)は、増加する音響パワーに対応し、故

50

に再生器 1 1 4 から流出する音響パワーは、再生器へ流入する音響パワーよりも大きい。再生器 1 1 4 は、こうして音響パワー増幅器として作用し、エネルギーは再生器を渡る(a cross)温度差によって提供される。熱交換器 1 4 0、1 3 8 は、熱をエンジンへ入れ及び出すことによって、この温度差を維持するように機能する。再生器 1 1 4 を通る音響パワーの流れを表す破線輪郭の増加幅は、増幅された音響パワー 3 5 4 を生じるパワー増加を表すために使用される。

【 0 1 4 0 】

点線による輪郭 3 5 6 によって示されるように、ディスプレイサ 3 7 2 は、膨張室 1 1 0 に関連づけられた容積（今後は、膨張空間と呼ぶ）の中の増幅された音響パワー 3 5 4 を吸収し、圧縮室 1 1 2 に関連づけられた容積（今後は、圧縮空間と呼ぶ）へパワーを戻す。図 1 1 で示されるように、輪郭 3 5 6 は破線ではなく点線で示される。というのは、音響パワーはディスプレイサ 3 7 2 の振動(oscillation)によって移されるのであって、ループ 3 5 0 の残りの場合のように、作動ガスを介して伝達されるのではないからである。ディスプレイサ 3 7 2 によって戻されたパワーは、圧縮室 1 1 2 から流出する定常状態音響パワーよりも大きく、差はダイヤフラム 3 7 0 の往復運動 3 5 8 を介して流れる。これはエンジンの有用な出力パワーを表す。図 1 1 は、ディスプレイサ 3 7 2 の無い、移動波(traveling wave)の熱音響エンジンに対する類似を示唆するために描かれている。むしろ、そのような移動波の熱音響エンジンでは、音響パワーは作動ガスの容積を介して戻る。音響パワーを戻すために機械的なディスプレイサ 3 7 2 の運動を使用することは、エンジンサイズを大きく低減すること、並びにガストリーミングの可能性を除去すること、の利点を有する。ストリーミングは、熱音響エンジン内のループを回る作動ガスの大量循環であり、高温側から低温側への不所望の熱移動を導入する。というのは、高温ガスは低温側へ流れ込み、低温ガスは高温側へ流れ込むからである。対照的に、音響パワーは、ループを回る正味の運動なしに、ガス質量の前後への振動である。ストリーミングは、2 次熱音響効果によって引き起こされる。

【 0 1 4 1 】

図 1 1 に関連して説明された作動は、ベータ構成エンジンの場合である。アルファ構成エンジンの場合、第 2 のダイヤフラム（またはピストン）は膨張空間内の音響パワーを吸収し、第 1 及び第 2 のダイヤフラム間に結合された外部機械的手段または外部電気的手段のいずれかによって、音響パワーを圧縮空間へ戻す。ベータ構成装置は、図 1 1 で示されるように、ディスプレイサ 3 7 2 の運動を介して音響パワーの戻りを提供する。

【 0 1 4 2 】

非理想エンジンでは、上記で説明したプロセスに関連づけられる損失が存在する。圧縮室 1 1 2 では、音響パワーを低減する粘性と熱弛緩損失 3 6 0 が存在する。同様に、それぞれの熱交換器 1 3 8、1 4 0 の中に損失 3 6 6、3 6 2 が存在し、再生器 1 1 4 の中に損失 3 6 4 が存在し、膨張室 1 1 0 の中に損失 3 6 8 が存在する。これらの損失の全ては、音響パワーを熱へ変換することによって音響パワーを低減するように作用し、本明細書で説明されるように、エンジンの寸法と設計を最適化することによって最小にされる。直接の音響パワー損失に加えて、考慮すべき非生産的熱伝達損失も存在する。例えば、再生器母材 3 1 0 を介する熱伝導は、有用なエンジン出力パワーに寄与しない。再生器 1 1 4 の残留非効率も、追加の非生産的熱伝達に寄与する。熱音響理論は、これらの損失を考慮に入れ、寸法を最適化し、装置 1 0 0 の最適の性能を達成する適切な方法を提供する。

【 0 1 4 3 】

図 1 2 を参照すると、音響パワーの流れ（図 1 1 で示される）に関連づけられた動的変数の相対位相を示すフェーザー図(phasor diagram)が、大まかに 4 0 0 で示されている。全ての動的変数は、この熱音響モデルにおいてシヌソイドとして変動することを暗黙に仮定され、便宜的に複素変数として表される。これらの複素変数は、位相ベクトル（「フェーザー」として知られる）として、フェーザー図 4 0 0 に表されている。この場合、実部の成分は x 軸に沿ってプロットされ、虚部の成分は y 軸に沿ってプロットされている。

【 0 1 4 4 】

図 1 2 から図 1 4 までは、位置 (S)、速度 (V)、ガス流量 (U)、及び圧力 (P) を表す 4 つのタイプのフェーザーを描いている。全てのフェーザータイプは、単位参照長を与えられるが、同じタイプのフェーザーについては、それぞれの長さは、これらのフェーザー間の相対的大きさを示す。フェーザー図 4 1 0 は、体積流のフェーザーの近似表現のみを提供する。実際の流れのフェーザーの長さとは、熱音響的に計算される必要があり、装置を通して連続的に変動する。しかしながら、結果は定性的に非常に類似している。それぞれのフェーザーの間の角度は、対応する動変数の間の位相関係を表す。フェーザー図 4 0 0 は、任意的に割り当てられた位相角 0° を有するダイヤフラム位置フェーザー 4 0 2 (S_{dia}) を有する。ディスプレイサ位置のフェーザー 4 0 4 (S_{dis}) は、 45° だけダイヤフラム位置フェーザー 4 0 2 をリードしている。対応する速度フェーザーは、 $i\omega$ で乗じることによって見出される。ここで ω は角振動数であり、 i は -1 の平方根である。対応するダイヤフラムとディスプレイサ速度フェーザー 4 0 6 (V_{dia}) と 4 0 8 (V_{dis}) は、それらのそれぞれの位置フェーザー S_{dis} と S_{dia} を 90° だけリードしている。ダイヤフラム 3 7 0 とディスプレイサ 3 7 2 は、この解析では等価の振幅と有効面積を有するものとされる。ダイヤフラムとディスプレイサ 3 7 0、3 7 2 の運動は、室内のガス流を引き起こす。符号規約は、ダイヤフラム 3 7 0 の正の速度が図 1 1 では下向きであるようになっており、ダイヤフラム 3 7 0 の中心へ向かうガス流に対応する。ガス流は反時計方向であり、従って図 1 1 の正の流れ方向に関しては負である。

【 0 1 4 5 】

図 1 3 を参照すると、圧縮空間においてダイヤフラムが誘起したガス流量のフェーザー 4 1 2 (U_{dia}) は、こうしてダイヤフラム速度 V_{dia} (即ち、図 1 3 のフェーザー 4 0 6) と略反対である。圧縮空間においてディスプレイサが誘起した流れは、時計方向で正のディスプレイサ速度であり (図 1 1 の下方)、故に正である。フェーザー 4 1 4 は圧縮空間においてディスプレイサが誘起した流れ (U_{dis}) であり、図 1 2 の 4 0 8 で示されるディスプレイサ速度フェーザーと略同じ方向にある。圧縮空間内の総ガス流量は、ダイヤフラムとディスプレイサが誘起した流れ (即ち、 U_{dia} と U_{dis}) のベクトル和であり、フェーザー 4 1 6 (U_{tot}) によって表される。これは、部分的な流れの打消しが存在するので短い長さになっている。実際の熱音響的に計算された圧縮空間圧力フェーザーは、図 1 1 のエンジンについて 4 1 8 (P_1) で示される。膨張室及び圧縮室 1 1 0 及び 1 1 2 は、低い流動摩擦のガス流の通路によって接続され、図 1 1 で示される音響パワーループに沿って測定されたエンジンの寸法は、作動サイクル数において音の波長よりもずっと短いので、圧力フェーザー 4 1 8 は、エンジン内のどこでもほとんど同じである。圧力フェーザー 4 1 8 は、圧縮室 1 1 2 の中心で計算されるが、圧力フェーザーはエンジン内の他の場所では非常に類似している。ダイヤフラム運動の正方向は、エンジン内で作動ガス体積を増加する方向に割り当てられ (即ち、図 1 1 の下方)、従って、増加された作動容積 (working volume) を引き起こす正のダイヤフラム変位はエンジン内の圧力を減少させる。圧力フェーザー 4 1 8 は、こうしてダイヤフラム運動 S_{dia} (フェーザー 4 0 2) から近 180° の位相外れであることを期待され、これは計算されたフェーザー 4 1 8 によって満足される。

【 0 1 4 6 】

音響パワーは次式によって与えられる：

式 6

$$P_{ac} = \frac{1}{2} \cdot \text{Re}[U_1 \cdot P_1^*]$$

ここで、

U_1 は、ガス流量 (volumetric gas flow) の複素変数表現、

P_1^* は、ガス圧振幅の複素変数表現の共役複素数

である。

【 0 1 4 7 】

上記の式から、ダイヤフラムによって除去される音響パワーは、ダイヤフラムが誘起したものの U_1 (即ち、フェーザー 4 1 2) 上の P_1 (即ち、フェーザー 4 1 8) の射影に比例する。図 1 3 は、ダイヤフラムとディスプレイサが誘起した流れ U_{dia} 、及び U_{dis} の上の P_1 の射影を示す。示されたような相対位相角の場合、ダイヤフラムが誘起した流れ U_{dia} の上の P_1 の射影は負であり、図 1 1 の時計方向音響パワーループから除去される音響パワーを表す。これは、エンジンの有用な出力を表す。ダイヤフラムとディスプレイサのそれぞれの運動における位相差が与えられたとすれば、ディスプレイサが誘起した流れ U_{dis} (フェーザー 4 1 4) の上の P_1 の射影は、ダイヤフラムが誘起した流れ U_{dia} (フェーザー 4 1 2) の上の P_1 の射影よりも大きい。故に、ディスプレイサ運動に起因する音響パワー入力は、ダイヤフラムによって除去される音響パワーよりも大きい。もし、それぞれのたわみ部 1 3 2 及び 1 3 6 の表面 1 8 8 及び 1 9 0 が等しい有効面積を有し、ディスプレイサの面が固定距離だけ厳密に間隔を置いているとすれば、膨張室と圧縮室のガス流量に対するディスプレイサの影響は等しい。ガス流量の正の方向は、図 1 1 では反時計方向に取られる。こうして、現在の仮定のもとでは、ディスプレイサによって圧縮空間へ提供されるパワーと等しいパワーが、ディスプレイサによって膨張空間から除去される。

10

【 0 1 4 8 】

ディスプレイサ駆動器

膨張と圧縮の空間における圧力フェーザーは、しかしながら、流動摩擦とガス慣性に起因して正確には等しくない。図 1 4 を参照すると、ディスプレイサ位置フェーザー S_{dis} は 4 0 4 で示され、ディスプレイサ速度フェーザー V_{dis} は 4 0 8 で示され、計算された膨張空間圧力フェーザーは 4 2 6 で示され、計算された圧縮空間圧力フェーザーは 4 1 8 で示される。圧力差はベクトル 4 3 0 であり、これは原点へ平行移動されて 4 3 2 で示される。この圧力差はディスプレイサを渡って現れ、ディスプレイサに作用する力に対応する。こうして、ディスプレイサの第 1 及び第 2 の表面 1 8 8 及び 1 9 0 の有効面積が等しくても、圧力差がディスプレイサの駆動力または制動力を生成する。この特定の場合、圧力差は、ディスプレイサの位置フェーザー 4 0 4 と、ほとんど正確に同調する。ディスプレイサを渡る圧力差は、こうして主として追加の有効ディスプレイサ質量として作用し、その起源は、作動ガスの慣性に対する振動加速を提供するために要求される圧力差である。ガス力学は、こうしてディスプレイサ 1 2 2 の固有振動数に影響し、ディスプレイサの運動質量と機械バネ力を設計するときに考慮されねばならない。この特定の場合、ディスプレイサ速度ベクトル 4 2 4 への圧力差の射影は非常に小さく、従ってディスプレイサはエンジンガス力学によって実質的に駆動または制動されない。ディスプレイサ表面の有効面積における小さい変化は、ディスプレイサ速度フェーザーへの圧力差フェーザーの非ゼロ投影(non-zero projection)を生成することによって、ダンピングまたはディスプレイサ駆動器を提供し得る。

20

30

【 0 1 4 9 】

図 1 4 のフェーザー図で示される結果は、熱音響学的に計算されるような作動ガス力学に起因するディスプレイサ駆動成分のみを考慮に入れている。これらの力はハウジング 1 0 2 の内部で生成され、エンジンに作用する外部の力が存在しないとき、装置の質量中心は空間内で固定されたままである。こうして、当該装置の作動では、ハウジングは、往復する相補振動を有し、この振動は、運動するインタフェースの質量に対するハウジング質量の比に依存した振幅を有する。より重いインタフェース 1 2 0 に対するハウジングの質量比は、優越した寄与を提供する。ハウジングが固定される搭載構造体 (図示されず) によって提供される制動力とバネ力は、質量中心に作用する外部力を提供する。この外部力も、ハウジング運動の大きさと位相を計算するために考慮されねばならない。図 2 へ戻ると、ディスプレイサ 1 2 2 は周辺部分 1 3 3、1 7 0 でハウジング 1 0 2 へ取り付けられるが、中間屈曲部分 1 3 5、1 7 2 によって提供される屈曲に起因して、中心部分 1 3 4、1 7 4 はハウジングとのロックステップで運動しない。

40

【 0 1 5 0 】

50

ディスプレイサは剛性中心（部分 1 3 4 及び 1 7 4）として考えられ、この剛性中心は、ハウジング 1 0 2 へバネで取り付けられた有効質量と、中間屈曲部分 1 3 5、1 7 2 に起因する有効バネ定数を有する。そのようなシステムの動的モデルでは、周辺部分 1 3 3、1 7 0 に起因するディスプレイサの有効質量は、ハウジング 1 0 2 へ割り当てられる。というのは、ディスプレイサ 1 2 2 のこの部分は、厳密にハウジングと一緒に運動すると仮定されるからである。ディスプレイサ 1 2 2 の剛性中心は、ハウジングと別々に運動し、有効運動質量を割り当てられる。中間屈曲部分 1 3 5、1 7 2 は、バネ定数によって特性化されたゼロ質量バネとしてモデル化される。部分 1 3 5、1 7 2 のたわみに起因して、中心部分に対するハウジングの変位が存在するとき、常にハウジング 1 0 2 の振動運動はディスプレイサ 1 2 2 の剛性中心部分に駆動力を分与する。この駆動力の大きさは、ハウジング 1 0 2 の質量とハウジングが搭載されている搭載構造体の質量を調整することによって制御される。搭載構造体の質量を増加することは、ハウジング 1 0 2 の振動の大きさを低減し、故にディスプレイサ 1 2 2 の剛性中心部分の上の駆動力を低減する。

10

【 0 1 5 1 】

代替的または追加的には、例えば、図 2 で示される往復部品と 1 8 0 ° の位相外れで作動する第 2 のシリンダを装置 1 0 0 へ追加して、装置 1 0 0 を動的に平衡させてもよい。他の実施形態では、ハウジング 1 0 2 を動的に平衡させることによって、ハウジングの運動に起因するディスプレイサ駆動力が大きく削除される。単一シリンダエンジンは、バネによって装置へ取り付けられた質量を、第 1 及び第 2 のインタフェースの運動の質量加重フェーザー和に対して 1 8 0 ° の位相外れで駆動することによっても平衡する。ハウジングの振動(vibration)は変換器の作動には必要とされない。というのは、ガス圧は、前に検討されたように、有効面積を適切に選択することによって単独でダイヤフラムを駆動し得るからである。

20

【 0 1 5 2 】

第 1 及び第 2 の表面 1 8 8 及び 1 9 0 の上のガス圧の力の大きさと符号は、第 1 の表面 1 8 8 と第 2 の表面 1 9 0 の有効面積同士の比を調整することによって調整される。図 2 では、図示したディスプレイサ 1 2 2 は、第 1 のたわみ部 1 3 2 の中心部分 1 3 4 と、第 2 のたわみ部 1 3 6 の中心部分 1 7 4 の非均等面積を有する。中心部分 1 7 4 の面積は、中心部分 1 3 4 の面積よりも約 1 0 % 大きく、ディスプレイサ 1 2 2 に作用する力とディスプレイサの固有振動数は、ディスプレイサ 1 2 2 の所望の往復運動を生じるように調整される。この往復運動は、エンジンについて第 1 のインタフェース 1 2 0 の往復運動を位相角だけリードしている。1 つの実施形態では、略 4 5 ° の位相角が望ましい。しかし他のエンジン実施形態では、4 5 ° 以外の角も可能である。

30

【 0 1 5 3 】

ディスプレイサ 1 2 2 に作用するガス圧の力は、熱音響効果を考慮に入れて装置 1 0 0 の数学モデルを構築することによって計算される（この後で、本明細書で詳細に説明される）。数学モデルでは、第 1 のインタフェース 1 2 0 とディスプレイサ 1 2 2 の所望の往復運動振幅が、これらの運動間の所望の相対位相角（例えば、4 5 °）と共に指定される。所望の往復運動は数学モデルの入力を形成する。数学モデルは、装置 1 0 0 の作動容積の全ての点で圧力、振幅、及び圧力位相角を計算するために使用される。ディスプレイサ 1 2 2 の第 1 及び第 2 の表面 1 8 8 及び 1 9 0 の上の圧力を積分することは、ディスプレイサに作用する正味の計算されたガス圧の力を生じる。というのは、表面は、略剛性の支持体 1 8 9 によって一緒に接続されているからである。周辺支持体 1 3 3、1 7 0 の近位の場所では、表面の上の結果の力は、主としてハウジング 1 0 2 に作用し、中心部分 1 3 4、1 7 4 の上では、同じ圧力の力は、主としてディスプレイサ 1 2 2 の剛性中心の有効運動質量に作用する。指定された半径におけるディスプレイサ 1 2 2 の中心の有効質量の駆動に寄与する力の端数は、その半径での計算された力をスケールリングすることによって決定される。スケールリングは、その半径での往復運動振幅と最大振幅（例えば、ディスプレイサ 1 2 2 の中心における振幅）との間の比によって行われる。第 1 の表面 1 8 8 または第 2 の表面 1 9 0 のいずれかの上の圧力積分の結果は、ディスプレイサの運動有効質量

40

50

に作用するカフェーザー並びにハウジング 102 に作用するカフェーザーである。

【0154】

代替的には、計算は、ディスプレイサ 122 の表面の有効面積に作用する平均圧カフェーザーを生成することと解釈される。有効面積は、前記表面の真の表面積の部分(fraction)である。平均圧カフェーザーによって乗ぜられた残りの表面積は、ハウジング 102 の上の力を生成する。

【0155】

上記の方法を使用して、ディスプレイサ 122 の剛性中心部分に作用する正味の力を表すカフェーザー、及びハウジング 102 に作用する正味の力を表すカフェーザーが、表面 188 に作用するガス圧から計算される。同様に、剛性中心部分 132 とハウジング 102 に作用するカフェーザーが、第 2 の表面 190 に作用するガス圧から計算される。表面 188 及び 190 の有効面積が等しかったとしても、第 1 及び第 2 の表面 188 及び 190 に作用するそれぞれの力は、大きさにおいて近いが、正確には等しくなく、位相は略反対である。第 1 及び第 2 の表面 188 及び 190 に作用するそれぞれの力は、等しくない。というのは、ガス圧の振幅と位相は、ガスの粘性と慣性に起因して膨張室 110 と圧縮室 112 の中で正確には等しくないからである。ディスプレイサ 122 の運動中心に作用する正味の力とハウジング 102 に作用する正味の力は、ディスプレイサ 122 の第 1 及び第 2 の表面 188 及び 190 にわたって計算されたそれぞれの成分のベクトル和である。

【0156】

同じように、ダイヤフラム 128 の上の正味の力を生成するため、数学モデルが適用される。この場合、反発室 152 の効果を考慮に入れるため別個の熱音響計算が使用される(反発室の中のガス体積が有意のガスバネを構成する場合)。

【0157】

システムの動的モデルの場合、3つの有意の運動が存在する。これらは、第 1 のインタフェース 120 の運動、ディスプレイサ 122 の運動、及びハウジング 102 の運動である。これら 3つの運動の各々の大きさと位相は、複素平面におけるフェーザーによって便宜に数学的に表される。速度フェーザーは、こうして対応する変位フェーザーを 90°だけリードする。

【0158】

3つのカフェーザーが、こうしてディスプレイサ 122、ダイヤフラム、及びハウジング 102 について計算される。これらのカフェーザーは、対応する往復運動フェーザーと一線上にそった成分へと分解され得る。往復運動フェーザーは、射影の符号に依存して余剰バネ力または余剰有効質量として作用する。加えて、カフェーザーは、速度フェーザーと一線上にそった成分へと分解される。この成分は、射影の符号に依存して制動または駆動係数として解釈される。ディスプレイサ 122、ダイヤフラム、及びハウジング 102 の、結果のバネ類似と制動類似成分(熱音響モデルから計算される)は、次いで他の点で標準的な 3 質量結合振動器計算の純粋に機械的な寄与へ追加され、要求される追加の外部ディスプレイサとダイヤフラムの力が、所望の定常状態作動について計算される。3 質量連成振動子(Three mass coupled oscillator)の計算は、Marion, "Classical Dynamics of Particles and Systems" 2nd edition, J. B. Marion, Academic Press(1970)で説明されている。この文献は、その全体を本明細書の中に組み入れられる。外部ディスプレイサとダイヤフラムの力とは、図 2 で示される要素に作用しているガス圧、またはそれらの要素の機械バネ定数に起因しない力である。計算された外部ディスプレイサの力は、ディスプレイサ 122 の中心部分とハウジング 102 との間で作用し、外部ダイヤフラム力は、第 1 のインタフェース 120 とハウジング 102 との間で作用する。

【0159】

定常状態の作動に要求されるダイヤフラム上の計算された外部カフェーザーは、ダイヤフラムの変位フェーザーと一線上にそった成分、及び対応する速度フェーザーと一線上にそった成分へと分解される。変位フェーザーと一線上にそった非ゼロ成分はバネ類

10

20

30

40

50

似力に対応し、この外部成分は、ダイヤフラム 1 2 8 または管状バネ 1 5 6 の機械バネ定数、または、第 1 のインタフェースの質量への対応する調整を行うことによって削除される。速度フェーザーと一線上にそろった非ゼロ成分は、外部駆動器またはダンピングの要件に対応する。

【 0 1 6 0 】

もし装置 1 0 0 がエンジンとして構成されるならば、それはパワーを生成し、故に最小でも、ロッド 1 0 4 へ取り付けられた負荷（図示されず）は、ロッド（これはインタフェース 1 2 0 の一部分である）とハウジング 1 0 2 との間に作用する制動力を提供すべきである。そのような制動力（これは、エンジンによって生成されたパワーの利用に対応する）がないと、第 1 のインタフェース 1 2 0 の往復運動の振幅は増大する。この増大は、定義によって、定常状態作動を構成しない。生成器が誘起した制動の大きさは、生成器から見た見かけの負荷抵抗を変更することによって調整される。これは生成器に取り付けられたパワー変換エレクトロニクスによって行われる。

10

【 0 1 6 1 】

もし定常状態の作動に必要な外部ディスプレイサ駆動器またはダンピングがゼロでなければ、ディスプレイサ 1 2 2 の剛性中心とハウジング 1 0 2 との間に接続されたディスプレイサ駆動器が、システムへパワーを供給するかシステムからパワーを除去しなければならない。表面 1 8 8 と 1 9 0 との間に比較的大きなスペースが与えられたとすれば、絶縁材料 1 8 0 の幾分かを除く犠牲を払って、たわみ部 1 3 2 と 1 3 6 との間に小さいアクチュエータ（例えば、図 1 で示される音声コイルアクチュエータ）を置くことが可能である。しかしながら、この後で説明するように、要求される外部ディスプレイサの力がゼロとなるように、装置 1 0 0 を設計することが有利である。

20

【 0 1 6 2 】

ハウジング振動とガス力学を考慮に入れたディスプレイサ駆動器のフェーザー表現は、図 1 5 と図 1 4 に示されている。図 1 5 を参照すると、ディスプレイサ運動フェーザー S_{dis} は再び 4 0 4 で示され、対応する速度フェーザー V_{dis} は 4 0 8 で示される。ハウジング運動フェーザー S_h は 4 4 2 で示され、ダイヤフラム運動フェーザー 4 0 2 (S_{dia}) よりもずっと小さく、圧倒的に位相外れである。というのは、装置の質量中心は固定されたままであり、ハウジング質量はダイヤフラムと取り付けられた負荷の質量よりもずっと大きいからである。ハウジング 1 0 2 とディスプレイサ 1 2 2 の剛性中心部分との間に作用するバネ力は、ディスプレイサとハウジングとの間の相対運動に依存する。この相対運動は、フェーザー 4 0 4 と 4 4 2 との間のベクトル差によって表される。このベクトル差は、原点へ平行移動した後のフェーザー 4 4 4 として描かれている。中間屈曲部分 1 3 5 及び 1 7 2 に起因してハウジング 1 0 2 とディスプレイサ 1 2 2 の中心との間に作用するバネ力は、この相対運動と反対であり、故に力フェーザー 4 4 6 として表される。注意すべきは、ディスプレイサ運動フェーザー 4 0 4 へのフェーザー 4 4 6 の射影は、期待されるようなバネ力であるが、速度フェーザー 4 0 8 へのフェーザー 4 4 6 の、小さいが非ゼロの射影 4 4 8 が更に存在することである。この射影は、正であり非ゼロであるから駆動力を構成する。この駆動力は、ディスプレイサ 1 2 2 の剛性中心に作用する総計の力を取得するため、ガス動的寄与力へ追加されなければならない。ハウジング振動駆動力の大きさは、ディスプレイサの運動有効質量に対するハウジングの質量比に依存し、ハウジング質量が増加すると減少する。

30

40

【 0 1 6 3 】

ハウジング振動駆動の寄与とガス動的力の寄与との非ゼロベクトル和は、和の符号に依存して、ディスプレイサが駆動されなければならないか、パワーがディスプレイサから抽出されなければならないことを暗示する。いずれの場合にも、これは前述したようにアクチュエータを提供することによって達成され、アクチュエータはディスプレイサ 1 2 2 へパワーを提供するか、パワーを抽出するように構成される。しかしながら、低コストのスターリングエンジンの設計においては、ディスプレイサ駆動器の追加の必要を回避することが有利であり、故に平衡を達成して駆動要求がゼロになることが望ましい。ゼロ駆動要

50

求は、ディスプレイサの第 1 及び第 2 の表面 1 8 8 及び 1 9 0 の有効面積の正確な選択によって達成される。図 1 6 で示される膨張側の力のフェーザー 4 5 0 (F_e) は、第 1 の表面 1 8 8 の有効面積と膨張側有効圧力フェーザー 4 2 6 の大きさとの積である。膨張側の力のフェーザー角は有効圧力フェーザー角と同じである。有効圧力フェーザー角は膨張側の中心の圧力角と略同じであるが、全く同じというわけではない。というのは、圧力の位相はディスプレイサの表面にわたって完全に一定というわけではないからである。同様に、圧縮側の力のフェーザー 4 5 2 は、第 2 の表面 1 9 0 の有効面積と圧縮側の有効圧力フェーザー 4 1 8 の大きさとの積である。図 1 1 の符号規約 (正方向は下方) によれば、圧縮側の力のフェーザー角は膨張側の力のフェーザーに対して約 1 8 0 ° の位相外れである。というのは、表面 1 9 0 の上では、圧力は膨張側からの力と反対だからである。

10

【 0 1 6 4 】

図 1 6 に示されているフェーザー図の例では、表面 1 8 8 の有効面積に対して表面 1 9 0 の有効面積が大きい場合が考慮されている。これは図 2 で示される実施形態に対応する。この場合、中心部分 1 7 4 は中心部分 1 3 4 よりも 1 0 % 大きい。注意すべきは、結果の力フェーザーが有効圧力フェーザーと一致しているので、双方の力はディスプレイサ運動フェーザー 4 0 4 とディスプレイサ速度フェーザー 4 0 8 への非ゼロ射影を有することである。ディスプレイサ中心に作用する正味の力 4 5 4 は、膨張側 4 5 0 の力と圧縮側 4 5 2 の力とのベクトル和である。ディスプレイサ速度 4 0 8 へのこの正味の力の射影は、ディスプレイサ駆動器またはダンピングへのガス動的寄与である。大きく対抗する力フェーザー 4 5 0 及び 4 5 2 の大きさは、膨張側と圧縮側の表面 1 8 8 と 1 9 0 の 1 つまたは双方の有効面積を変化させることによって調整される。有効面積比における比較的小さい変化は、正味の力 4 5 4 の大きさと方向に大きな影響を有する。注意すべきこととして、ディスプレイサ表面の有効面積を変更することはディスプレイサ運動フェーザー 4 0 4 への 4 5 4 の力射影を更に変更し、これは有効バネ力またはディスプレイサの有効質量を変更することと同じである。ディスプレイサ表面の有効面積の変化は、こうしてディスプレイサの機械バネ力またはディスプレイサ質量の相応の変化を要求する。これは、ディスプレイサの共振振動数を往復運動の所望の固有振動数に保つためである。ディスプレイサ表面の 1 つの有効面積の変化は、装置内のガス流への 2 次効果を更に有し、故に圧縮及び膨張室のそれぞれで圧力フェーザー 4 1 8 及び 4 2 8 への変化を引き起こす。しかしながら、有効面積の小さい変化は、正味のディスプレイサの力に大きな変化を引き起こすが、ガス圧には小さい変化を引き起こすにすぎない。こうして、反復計算は迅速に収斂する。

20

30

【 0 1 6 5 】

第 1 及び第 2 の表面 1 8 8 及び 1 9 0 の 1 つの有効面積の変化は、表面の実際の面積を変化させることによって達成される。

【 0 1 6 6 】

代替として、有効面積の変化は、表面の実際の面積を変更することなく達成される。図 2 へ戻ると、第 1 及び第 2 のたわみ部 1 3 2 及び 1 3 6 は、ディスプレイサ 1 2 2 の中心からハウジング 1 0 2 の壁 1 9 2 まで外側へ延びている。描かれるように、第 1 及び第 2 の表面 1 8 8 及び 1 9 0 の面積は等しいが、有効面積は等しくない。屈曲表面の有効面積は積分によって計算される。これは、共通軸対称の場合、次のように記述され得る：

40

式 7

$$A_{eff} = 2\pi \int_0^{r_o} \frac{z(r)}{z(0)} r dr$$

ここで、

z は、半径 r の関数としての表面の局部振動振幅、

$z(0)$ は、表面の中心振幅であり、

r_o は、表面の外側半径

である。

50

【 0 1 6 7 】

各々の面積差環は、こうしてその運動のサイズに比例して有効面積に寄与する。こうして、壁 1 9 2 へ取り付けられたたわみ部のエッジは何も寄与せず、ディスプレイサの運動中心は、その完全面積を、計算された有効面積へ寄与する。同様に、たわみ部表面に作用する圧力スイングに起因する力は次式によって与えられる：

式 8

$$F_1 = \pm 2\pi \int_0^{r_0} P_1(r) \frac{z(r)}{z(0)} r dr$$

10

ここで、

$P_1(r)$ は、半径の関数としての圧力フェーザー、

F_1 は、たわみ部の運動中心部分と取り付けられた質量とバネによって構成される動的システムに作用する結果の力フェーザーである。

【 0 1 6 8 】

力の符号は、符号規約(sign convention)と対象表面とに応じて、正または負のどちらかとなる。考慮しているケースでは、圧力の位相が表面上で少しだけ変動するとき、しばしば次の近似式が使用され得る：

式 9

$$F_1 \cong \pm A_{eff} \cdot P_1(0)$$

20

【 0 1 6 9 】

表面の全体の実際の面積に作用する作業圧の残りの力は、中心動的システムの上ではなくハウジング 1 0 2 の壁 1 9 2 に作用し、次式によって与えられる：

式 1 0

$$F_{h1} \cong \pm (A - A_{eff}) P(0)$$

【 0 1 7 0 】

上記の式 7 から、有効面積は、ダイヤフラム 1 2 8 について行われたように、関数 $z(r)$ の形を制御することによって変更されることが分かる。厚さプロフィール $z(r)$ の変化は、漸次的であるか（図 2 で示される）、主な屈曲部分 1 3 5 及び 1 7 2 で薄くなる表面 1 8 8 及び 1 9 0 のように、厚さの階段変化である。たわみ部表面の有効面積は、こうして厚さプロフィールを変更することによって調整される。ディスプレイサの場合、第 1 及び第 2 の表面 1 8 8 及び 1 9 0 のそれぞれのプロフィールは、所望のディスプレイサ駆動器を達成するため異なる。

30

【 0 1 7 1 】

プロフィールが半径の関数として漸次に変動されるダイヤフラムの場合、振れたダイヤフラムの形状に結果の変化が存在する。より厚い中心は、より大きい半径で、より多い曲りを生じ、有効面積は、均一厚さのダイヤフラムよりも大きくなる。

【 0 1 7 2 】

高温エンジンの実施形態

40

式 1 から、高温側と低温側の温度 T_h と T_c の間の差を大きくして作動することにより、エンジンの増加された出力パワーが提供されることが明らかであろう。それ故に、上昇された T_h でエンジンを作動することが望まれる。もっとも、この温度は、材料の制約に起因して際限なく増加されることはない。図 2 で示された装置 1 0 0 では、たわみ部 1 3 2 の第 1 の表面 1 8 8 は、温度 T_h に支配される。所望の振幅と作動サイクル数（例えば、250 Hz を超える振動数）で運動を往復させるため、たわみ部は、作動時の応力が疲労閾値限度よりも下まわるものに設計されるべきである。少数の材料のみが、無限の疲労寿命を顕示する。スチールは、もっとも目立っている。しかしながら、最大無限疲労応力は温度増加と共に減少し、故に T_h はたわみ部の最大温度によって厳しく制約される。加えて、ハウジング 1 0 2 の頂部壁 1 2 6 は、作動ガス圧力によって提供された負荷のもとで

50

作動する。最大の作動温度 T_h は、こうしてハウジング 102 の中で使用される材料によって更に制約される。最大の作動温度は、高い T_h と実質的な負荷のもとでは、負荷なしの最大使用温度よりも小さいであろう。

【0173】

図 17 を参照すると、高温エンジン 580 の略図が、大まかに 580 で示される。エンジン 580 は、圧力容器として作用する、ベル形スチールハウジング 600 を含む。ハウジング 600 の下方部分は概して球形である。これは構築に必要な材料の量を最小にする。エンジン 580 は圧縮室 601 と膨張室 622 を含む。エンジン 580 は、ダイヤフラム 602、管状バネ 603、反発室 604、及びロッド 605 を更に含み、これらの全ては、図 2 で示された対応要素に略同じである。というのは、これらの要素は全てエンジンの低温側に置かれるからである。

10

【0174】

エンジン 580 はディスプレーサ 582 を更に含む。ディスプレーサ 582 は、第 1 及び第 2 のガス不浸透たわみ部 630 及び 632 を含む。これらのたわみ部は、周辺部分 606、中心部分 608、及び中間屈曲部分 607 を有する。周辺部分 606 はハウジング 600 へ取り付けられる。この実施形態では、ディスプレーサ 582 は、例えば環状リブまたは柱である支持体 609 を更に含む。ディスプレーサ 582 は、ディスプレーサ 582 の高さが低減されていること以外は、図 2 で示されたディスプレーサ 122 と概して同じである。というのは、この実施形態では、これらの要素は、エンジン 580 の高温側と低温側の間で、もはや主な絶縁体として機能しないからである。

20

【0175】

ディスプレーサ 582 は、運動絶縁体 610 を更に含む。この絶縁体は、少なくとも上部表面 615 で最大エンジン温度 T_h に耐え得る材料から組み立てられる。運動絶縁体 610 は、たわみ部 630 の中心部分 608 へ取り付けられ、ディスプレーサ 582 と同じ往復運動に支配される。エンジン 580 は、周辺部分 606 へ接続された環状絶縁体 611 を更に含む。環状絶縁体 611 は、運動絶縁体 610 と同一または類似の材料から組み立てられる。運動絶縁体 610 は環状絶縁体 611 に相対して運動する。環状絶縁体 611 と運動絶縁体 610 は、一緒になって狭い環状ギャップ 612 を画定する。このギャップは、今後は「付録ギャップ」と呼ばれる。付録ギャップ 612 は、容積 613 と連絡しており、たわみ部 630 及び 632 の運動と干渉することなくディスプレーサ 582 の運動を容易にする。運動絶縁体 610 と環状絶縁体 611 は、高温膨張室 614 と低温圧縮室 601 との間に主な絶縁を提供する。絶縁体 610、611 の壁はガス不浸透であるべきであるが、絶縁体の内部は低い熱伝導率を提供するように作動し得る多孔性セラミックである。

30

【0176】

エンジン 580 は高温壁 616 (この後で詳細に説明する) を更に含み、運動絶縁体 610 の頂部表面 615 は高温壁の形状とマッチする対応形状を有する。運動絶縁体 610 の頂部表面 615 は、ディスプレーサ 582 の高温側表面として作用する。頂部表面 615 の面積は、ディスプレーサ 582 の低温側の有効面積と同じであるべきであるが、前に本明細書で説明したように、作動中にディスプレーサの上の力を平衡させるため少し異なる面積であってもよい。頂部表面 615 は剛性表面であるから、その有効面積は、その物理的面積と同じである。低温側では、図 2 と関連して前に本明細書で開示したように、半径を有する底部たわみ部のストローク変動を考慮に入れるため、有効面積は物理的面積よりも小さい。

40

【0177】

高温壁 616 は、ドーム形を有し、高伝導率セラミック材料、例えばシリコンカーバイド (SiC) またはアルミニウムニトリド (AlN) の使用を可能にする。セラミック材料は、圧縮に強いが引っ張りに弱いことが知られている。高温壁 616 のドーム形状は、図 17 で示される向きでは、作動ガスの負荷圧力に起因する高温壁の上の力が、圧縮力によって支配されることを許す。結果として、エンジン 580 の高温壁は、従来のステンレ

50

スチールまたはニッケル合金を使用して可能であるよりも、かなり高い最大の作動温度 T_h を有する。更に、高温壁は、耐火性金属、例えばタングステンまたは繊維複合材、例えば、炭素 - 炭素複合材料から組み立てられる。この場合、このような材料は引っ張りにも強いので、高温壁は必ずしもドーム形でなくてもよい。代替として、非セラミック材料から組み立てられるとき、高温壁 616 は、外側に向いたドーム形（即ち、図 17 で描かれた高温壁 616 とは反対のドーム形）を有する。

【0178】

1 つの実施形態では、エンジン 580 の外部熱源は集中太陽光である。この場合、高温壁 616 は透明な石英ガラスまたはサファイアのドームとして組み立てられる。熱をエンジンの中へ伝導する代わりに、透明ドームは、太陽光放射がエンジンへ入って、エンジン 580 の内部で吸収されかつ熱へ変換されることを許す。

10

【0179】

エンジン 580 は、ハウジング 600 から下方へ延びる絶縁スペーサ 617 を更に含む。絶縁スペーサ 617 は高温壁 616 のマウントを提供し、高温壁の中の圧縮応力が絶縁スペーサへ移転されるようにする。絶縁スペーサ 617 は、低い熱伝導率の耐火性金属、例えば石英ガラス、完全安定化ジルコニアセラミックまたはムライトセラミックから組み立てられる。代替として、絶縁スペーサ 617 は、高温性能と高強度を有するアルミナセラミックから組み立てられる。アルミナセラミックの室温熱伝導率はジルコニアよりも大幅に大きい、上昇された温度では、アルミナセラミックスの伝導率はジルコニアと同じ値へ急速に低下する。

20

【0180】

通路を長くするか、壁を薄くするか、または双方によって熱伝導損失を十分に低く保った、より高い伝導率の材料を使用することも可能である。代替として、絶縁スペーサ 617 は、入念に調整された特性を有する一層進歩した材料、例えば SiC、AlN、シリコンニトリド (Si_3N_4) またはサイアロンセラミックスの低熱伝導バージョンから組み立てられる。これらの材料の中で、焼結助剤と焼結プロフィールを調整することによって、材料の機械的特性、例えば熱膨張係数と機械的強度の有意の変更なしに、熱伝導率が大幅に変えられる。

【0181】

絶縁リング 617 は、作動ガス圧に起因する負荷を高温壁 616 からハウジング 600 へ移転する。こうして、ドーム形高温壁 616 の場合と同じように、絶縁スペーサ 617 も圧縮力の下に置かれ、これはセラミック材料にとって好ましい負荷状態である。絶縁スペーサ 617 とハウジング 600 との間の残りの容積 618 は、非負荷保有多孔耐火性材料絶縁材で充填され、作動ガス圧へ加圧される。

30

【0182】

エンジン 580 は、ドーム形高温壁 616 と絶縁スペーサ 617 との間に、密封要素 620 を更に含む。密封要素 620 は、やや柔軟なリングである。このリングは耐ガスシールを提供し、ハウジング 600、スペーサ 617、及び高温壁 616 が、一緒になって必要な圧力封入を提供するようにする。密封要素 620 は、高い真空型シールである。このシールは、スペーサ 617 の固いセラミック材料と高温壁 616 との間に、より柔らかい柔軟材料を押し込むことによって提供される。密封要素 620 は、ニッケル・コバルト・超合金金属のような材料から組み立てられる。

40

【0183】

1 つの実施形態では、高温壁 616 には高い熱伝導率を有する材料が選択され、絶縁スペーサ 617 には良好な熱絶縁体材料が選択される。2 つの非類似材料が類似の熱膨張率を有しないならば、これらの材料の結合は複雑になる。というのは、非類似の熱膨張率は、温度が T_h へ増加されるにつれて、材料間のインタフェースで大きな応力を生成するからである。セラミック材料アルミニウムニトリド（高温壁 616 について）とムライト（絶縁スペーサ 617 について）は、良好な熱膨張のマッチを提供する。

【0184】

50

代替として、半径方向を向いたファイバを有するカーボン - カーボンファイバ高温壁 6 1 6 は、ジルコニア絶縁スペーサ 6 1 7 とペアにされる。高温壁 6 1 6 の半径方向を向いたファイバは、優れた半径方向の熱伝導を提供し、同時に熱膨張係数はファイバ軸に交差する方向に沿ってジルコニアへ近くなるように構成される。半径方向を向いたファイバを有するカーボン - カーボン高温壁 6 1 6 は、良好な引っ張り強度を提供しないので、図 1 7 で示されるような向きのドーム形を有するべきである。この場合、ファイバ間の母材が支配的に圧縮状態にある。この選択の更なる利点は、ファイバが母材を通過して延びて、膨張室 6 1 4 に熱交換ピンを形成するような配列によって、高温側熱交換器 6 1 9 が単純な体裁にされることである。

【 0 1 8 5 】

10

代替として、上記で言及したように、熱膨張率へ有意に影響を及ぼすことなく、セラミックスの熱伝導率が入念に変えられる。従って、高温壁 6 1 6 と絶縁スペーサ 6 1 7 は、有利には同じ材料から製造される。例えば、ドームは高伝導率 SiC であり、リングは低伝導率 SiC である。ドームと絶縁リングは、こうして同じ熱膨張係数を有し、これは結合を容易にする。セラミック材料の高いおよび低い導電率バージョンのものを接着するため、セラミックの焼結助剤と類似した組成を有する接着層が使用される。

【 0 1 8 6 】

他の代替の実施形態では、熱伝導高温壁 6 1 6 と絶縁スペーサは、異方性熱伝導特性を有する単一の複合材料から組み立てられる。これによって、高温シールおよび / または密封要素 6 2 0 の必要が回避される。例えば、ドーム状になった高温壁 6 1 6 と絶縁スペーサ 6 1 7 は、全てのカーボンファイバが半径方向を向いた単一炭素 - 炭素複合材料として製造される。ファイバは、こうしてスペーサ部分で高温の流れに対して直角をなす向きにされ、故に良好な絶縁を提供する。というのは、炭素複合材の熱伝導率は、ファイバ方向におけるよりもファイバ交差 (cross-fiber) 方向における方がずっと低いからである。スペーサ 6 1 7 は、こうしてハウジング 6 0 0 からドーム高温壁部分を効果的に絶縁する。高温壁部分では、同じ複合材料は、ドームにおける半径方向のファイバの方向付けに起因して、エンジン 5 8 0 の中へ熱を効果的に伝導する。

20

【 0 1 8 7 】

エンジン 5 8 0 は、高温熱交換器 6 1 9、再生器 6 2 1、及び低温熱交換器 6 2 3 を含み、これらは概して図 1 0 で示される対応要素と同じである。一般的に、ドーム高温壁 6 1 6、絶縁スペーサ 6 1 7、非負荷保有絶縁体 6 1 8、第 1 の熱交換器 6 1 9、再生器 6 2 1、運動絶縁体 6 1 0、及び環状絶縁体 6 1 1 に使用される特性のみが、エンジン 5 8 0 の高温側温度 T_h を限定する。これらの部品の全ては、カーボンファイバまたは様々な多孔性および非多孔性のセラミックスから組み立てられる。ドーム高温壁 6 1 6 と絶縁スペーサ 6 1 7 のみが、完全なガス圧負荷を支持しなければならず、この実施形態では、双方の要素は引っ張られるよりも圧縮されている。こうして、適切な材料選択によって、エンジン 5 8 0 は、高温スチールまたはニッケル合金を使用して作られたエンジンよりも高い温度で作動し得ることが明らかであろう。

30

【 0 1 8 8 】

代替として、直接加熱ソーラー・パワー・エンジン 5 8 0 の場合、高温壁 6 1 6 と絶縁スペーサ 6 1 7 は、1 つの石英ガラスから組み立てられ、高温結合を必要としない。石英ガラスは非常に低い熱伝導率を有し、故に、良好な絶縁スペーサを提供する。従って、そのような実施形態では、熱をエンジンの中へ伝導する必要はなく、ドーム部分 (ドーム高温壁 6 1 6 に対応する) は、他の実施形態のように高い熱伝導率を有する必要はない。

40

【 0 1 8 9 】

ディスプレイサ 5 8 2 が作動ガスを圧縮室 6 0 1 から膨張室 6 2 2 へ前後に強制するプロセスでは、作動ガスは、高温熱交換器 6 1 9、再生器 6 2 1、低温熱交換器 6 2 3、及びアクセス管 6 2 4 を通って流れる。これらの部品の機能は、図 2 と図 1 0 の低温度実施形態で説明したものと同一である。高温 T_h での作動の場合、高温交換器 6 1 9 と再生器 6 2 1 は、より高い温度に耐えなければならない。カーボンファイバは非常な高温に耐

50

え得るので、カーボンファイバから組み立てられた高温交換器は、温度限定部品にはならない。高温再生器は、多孔性セラミックまたはマイクロ・キャピラリー・アレイから組み立てられる。マイクロ・キャピラリー・アレイは、例えば石英ガラス管組織から組み立てられる。

【0190】

エンジン580は、エンジンの低温側から熱を抽出するため、低温熱交換器623と熱連絡している熱輸送導管625を更に含む。故に完全温度勾配 $T_h - T_c$ が再生器621を渡って現れ、再生器材料はガスの流れ方向には良好な熱絶縁体でなければならない。再生器621は、有意の寄生熱流路を提供する。この流路は、運動絶縁体610を介する熱通路長と比較したとき、比較的短い流動長さを与えられる。しかしながら、この短い熱通路長は、再生器621の環状面積の上だけにあり、この面積は、エンジン的高温側と低温側とを分離する総断面積の小さい端数にすぎない。再生器621の母材の熱伝導率は、エンジン580の最適性能を達成するため再生器の前面面積と再生器を通過する流動長を最適化するとき考慮しなければならない1つの項目である。

10

【0191】

高温作動について部品寸法を最適化するとき、一般的に低温作動の場合とは異なった方法になる。全ての損失と効果を同時に考慮して全体的最適設計を生成しなければならない、これはエンジンの完全な熱音響モデルを構築することによって行われる。図2の低温エンジンと図17の高温エンジンとの更なる差異は、付録ギャップ612の中に導入される追加の損失である。ガスが付録ギャップ612から出入りして流れるときの粘性流動損失と、熱交換損失との、双方が存在する。最後に、往復損失も存在するが、もしエンジン580の中の変位が小さいとすれば、往復損失は無視され得る。

20

【0192】

付録ギャップ612を設計する場合、少なくとも3つの選択肢が存在する。第1の実施形態では、ギャップ612は、その長さに沿った或る点で十分に狭くされ、流れ抵抗が十分に大きく、付録ギャップ612の低温端での容積613の圧力が、エンジン580の中で圧力スイングに従わないようにされる。この場合、熱弛緩損失は容積613の中で回避される。圧縮室601と容積613との間の異なる圧力に耐えるため、たわみ部630及び632が必要とされる。というのは、容積613の中の圧力は略一定であり、室601の中の圧力は振動するからである。環状絶縁体611と運動絶縁体610を組み立てて、十分に狭い付録ギャップ612を提供するには、要素の厳しい製造公差が維持されなければならない。

30

【0193】

代替の実施形態では、付録ギャップ612は十分に広く、容積613はエンジン580の圧力スイングに従う。容積613は、故に、エンジン作動容積の一部分であり、ディスプレイサとダイヤフラムによって生成される与えられた行程容積について圧縮を低減する。追加的に、容積613の中の圧力スイングに起因する熱弛緩損失が存在する。圧力変化は、付録ギャップ612を通るガス流の結果であるので、流動損失も存在する。低温側へ向かう高温のガス流と高温側へ戻る低温のガス流に起因する熱伝達損失も存在する。付録ギャップ612は熱的特性長(式3)よりも狭くなければならない、従ってギャップは、容積613の中で圧力スイングを生成するガス流の再生器として機能する。もし容積613が、低減された容積を有するならば、全てのこれらの損失は低減される。たわみ部630及び632の中間屈曲部分607の半径方向の幅を低減することは、容積613の低減を容易にし、この場合、これは可能である。というのは、もし空間613の圧力が圧縮室601と略同じであれば、たわみ部は実質的な差圧に耐える必要はないからである。故に、2つのたわみ部630及び632は、より薄くて狭い単一のたわみ部に置き換えてもよい。

40

【0194】

第3の実施形態は、残りのたわみ部がその中へガス通路を切り込まれ、容積613が有効に圧縮室601の一部分になること以外は、上記の第2の実施形態と概して同じである

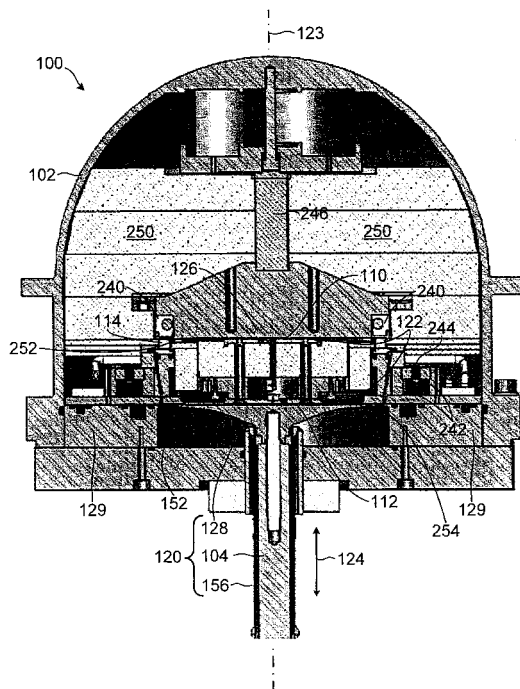
50

。この場合、容積 6 1 3 の中の圧スイングは圧縮室からの流れによって優越的に供給され、これによって付録ギャップ 6 1 2 の中の流れは低減される。この第 3 の場合、付録ギャップ 6 1 2 は、作動ガスの小さい端数のための平行な再生ガス通路となる。付録ギャップ損失は、これらの設計選択肢に強く依存し、最適設計を達成するためエンジンの熱音響モデルの中に含まれねばならない。

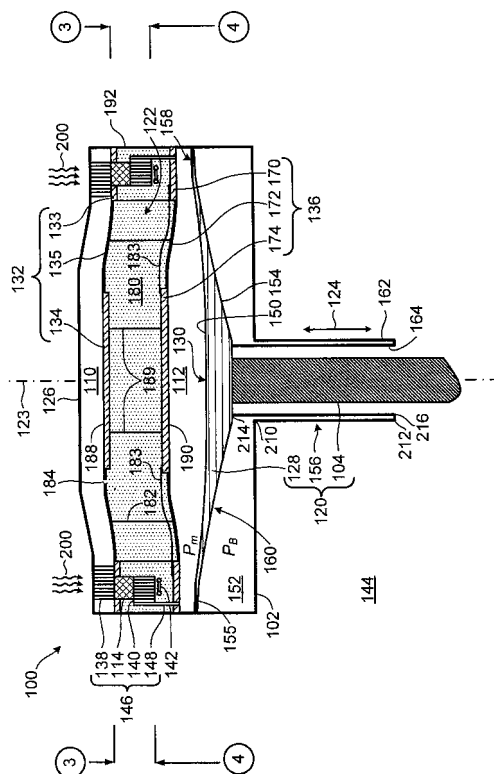
【 0 1 9 5 】

本発明の具体的実施形態が説明されかつ図示されたが、このような実施形態は、本発明の例示にすぎないと思えるべきであり、添付の特許請求の範囲に従って解釈される本発明を限定すると思えるべきではない。

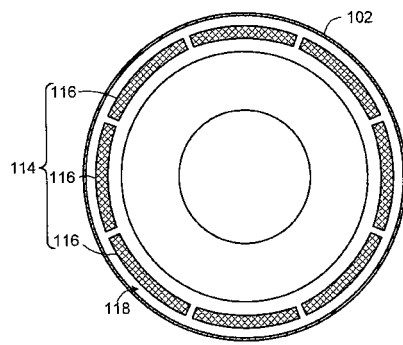
【 図 1 】



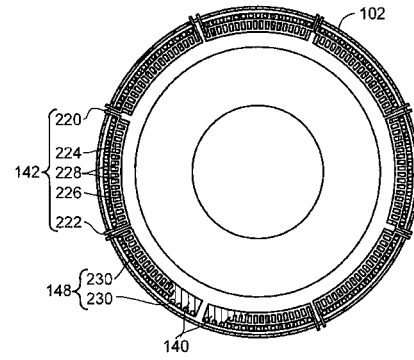
【 図 2 】



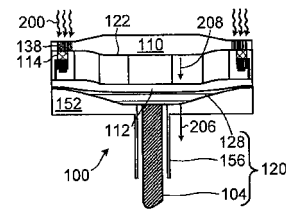
【図 3】



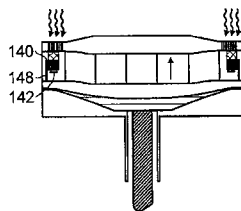
【図 4】



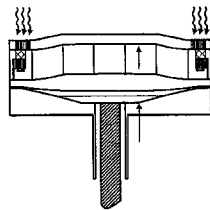
【図 5】



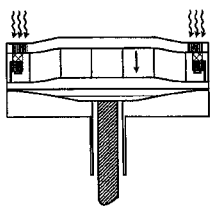
【図 6】



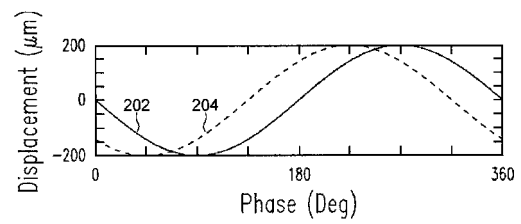
【図 7】



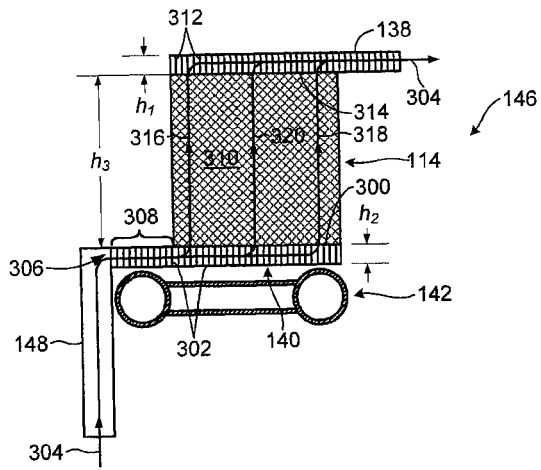
【図 8】



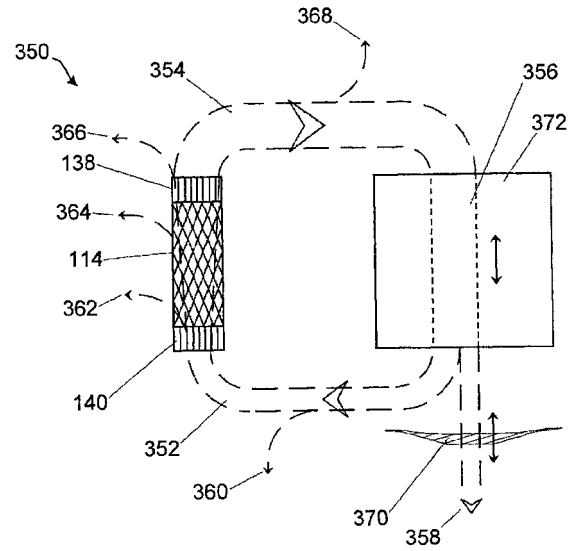
【図 9】



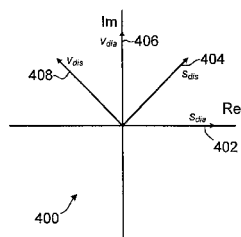
【図 10】



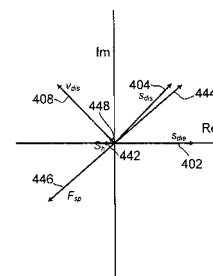
【図 11】



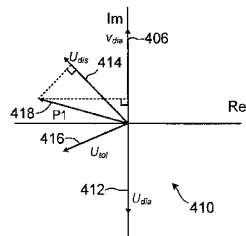
【図 12】



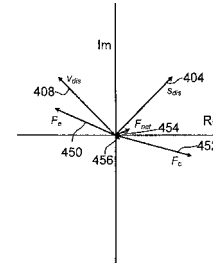
【図 15】



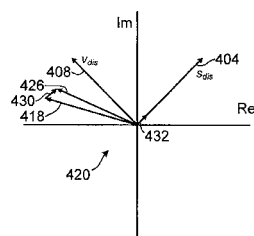
【図 13】



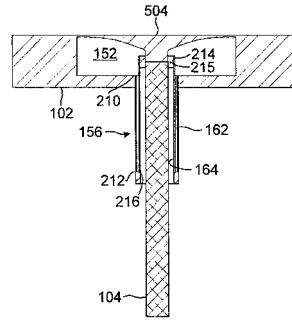
【図 16】



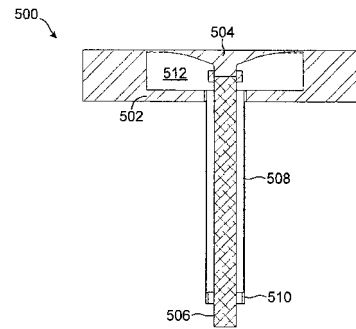
【図 14】



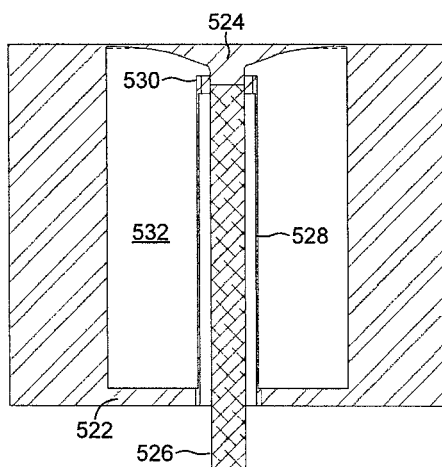
【 図 1 8 】



【 図 1 9 】



520



フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

F 0 2 G 1/053 H

F 0 2 G 1/045 Z

(74)代理人 100122688

弁理士 山本 健二

(74)代理人 100117743

弁理士 村田 美由紀

(74)代理人 100163658

弁理士 小池 順造

(74)代理人 100174296

弁理士 當麻 博文

(72)発明者 ステイナー、トーマス、ウォルター

カナダ国 ヴィ５シー １ティー７ プリティッシュ コロンビア、バーナビー、ノース マクドナルド アヴェニュー １１０

(72)発明者 メダール デ シャルドン、ブリアック

カナダ国 ヴィ５ティー ２ジー２ プリティッシュ コロンビア、ヴァンクーヴァー、イースト １１番 アヴェニュー、１０４２

(72)発明者 カネマル、タカオ

カナダ国 ヴィ３シー １エイチ１ プリティッシュ コロンビア、ポート コキットラム、オードリー ドライヴ ２１０６

審査官 寺町 健司

(56)参考文献 特開２００５－００２９１９（ＪＰ，Ａ）

特開平０５－００５４７９（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)

F 0 2 G １／０４３－０５７