

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6179993号
(P6179993)

(45) 発行日 平成29年8月16日(2017.8.16)

(24) 登録日 平成29年7月28日(2017.7.28)

(51) Int.Cl. F I
F O 4 B 45/047 (2006.01) F O 4 B 45/047 C

請求項の数 20 (全 24 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2014-531828 (P2014-531828) (86) (22) 出願日 平成24年8月22日 (2012.8.22) (65) 公表番号 特表2014-526654 (P2014-526654A) (43) 公表日 平成26年10月6日 (2014.10.6) (86) 国際出願番号 PCT/US2012/051937 (87) 国際公開番号 W02013/043300 (87) 国際公開日 平成25年3月28日 (2013.3.28) 審査請求日 平成27年8月21日 (2015.8.21) (31) 優先権主張番号 61/537, 431 (32) 優先日 平成23年9月21日 (2011.9.21) (33) 優先権主張国 米国 (US)</p>	<p>(73) 特許権者 508268713 ケーシーアイ ライセンシング インコー ポレイテッド アメリカ合衆国 テキサス州 78265 -9508, サンアントニオ, ビー. オー . ボックス 659508, リーガルデパ ートメント-インテレクチュアルプロパテ ー (74) 代理人 110001302 特許業務法人北青山インターナショナル ロック, クリストファー, ブライアン (72) 発明者 イギリス ドーセット州 ビーエイチ9 3エスディー, ボーンマス, ポスワースミ ューズ 6</p>
--	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 デュアルキャビティポンプ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ポンプ本体であって、2つの端壁によって閉じられかつ内部の半径(r)を有する実質的に楕円形状の側壁を有するポンプ本体と、

アクチュエータであって、0.63(r)以上である楕円状の内部プレートと、前記内部プレートの中心部分と機能的に組み合わされ、周波数(f)の振動動作を生じさせることによって前記ポンプ本体内で流体の半径方向圧力振動を発生させるようになっている圧電プレートとにより形成される、アクチュエータと、

アイソレータであって、前記アクチュエータおよび前記アイソレータが前記ポンプ本体内に高さ(h)を有する2つのキャビティを形成するように、前記内部プレートの外周部分に連結された内側の外周部と、前記側壁に柔軟に連結された外側の外周部とを含み、前記半径(r)および前記高さ(h)の比率が約1.2超である、アイソレータと、

前記アクチュエータ内に延在し、前記流体が1つのキャビティから他方のキャビティに流れることを可能にする第1の孔と、

前記第1の孔内に配置され、前記第1の孔を通過する流体の流れを制御する第1のバルブと、

前記端壁のうち第1の端壁内に延在し、前記流体が前記端壁のうち前記第1の端壁に隣接する前記キャビティ内を流れることを可能にする第2の孔と、

前記第2の孔内に配置され、前記第2の孔を通過する流体の流れを制御する第2のバルブと、

10

20

前記端壁のうち第2の端壁内に延在し、前記流体が前記端壁のうち前記第2の端壁に隣接する前記キャビティ内を流れることを可能にする第3の孔と、を含み、
それにより、使用時に流体が1つのキャビティ内に流れ、前記他方のキャビティから出ることを特徴とするポンプ。

【請求項2】

請求項1に記載のポンプにおいて、前記第3の孔内に配置され、使用時に前記第3の孔を通過する流体の流れを制御する第3のバルブをさらに含むことを特徴とするポンプ。

【請求項3】

請求項2に記載のポンプにおいて、前記バルブがフラップバルブであることを特徴とするポンプ。

10

【請求項4】

請求項1に記載のポンプにおいて、各キャビティの前記高さ(h)と各キャビティの前記半径(r)が、さらに、以下の式、 $h^2 / r > 4 \times 10^{-10}$ メートルによって関連付けられることを特徴とするポンプ。

【請求項5】

請求項1に記載のポンプにおいて、前記第2の孔および前記第3の孔が前記端壁の中心から約 $0.63(r) \pm 0.2(r)$ の距離に配置されていることを特徴とするポンプ。

【請求項6】

請求項1に記載のポンプにおいて、前記バルブが、前記キャビティ内を前記流体が実質的に1つの方向に流れることを可能にすることを特徴とするポンプ。

20

【請求項7】

請求項1に記載のポンプにおいて、前記キャビティ内において使用されている前記流体が気体である場合、各キャビティの前記比率 r/h が約 $10 \sim 50$ の範囲内であることを特徴とするポンプ。

【請求項8】

請求項1に記載のポンプにおいて、前記キャビティ内において使用されている前記流体が気体である場合、各キャビティの h^2/r の比率が約 10^{-3} メートル \sim 約 10^{-6} メートルであることを特徴とするポンプ。

【請求項9】

請求項1に記載のポンプにおいて、各キャビティの容量が約 10ml 未満であることを特徴とするポンプ。

30

【請求項10】

請求項1に記載のポンプにおいて、前記内部プレートの前記少なくとも1つが前記振動動作を提供するための磁歪材料であることを特徴とするポンプ。

【請求項11】

請求項1に記載のポンプにおいて、前記端壁の1つが截頭円錐形を有し、前記キャビティの前記高さ(h)が前記側壁における第1の高さから、前記端壁のほぼ中心におけるより低い第2の高さまで変化することを特徴とするポンプ。

【請求項12】

請求項1に記載のポンプにおいて、前記第2の孔および前記第3の孔が各1つずつ前記各端壁の実質的に中心に配置されていることを特徴とするポンプ。

40

【請求項13】

請求項1に記載のポンプにおいて、前記キャビティ内に前記流体の半径方向圧力振動を発生させる前記振動動作により、流体が前記第1の孔と、前記第2の孔と、前記第3の孔とを流れることを特徴とするポンプ。

【請求項14】

請求項13に記載のポンプにおいて、前記半径方向圧力振動の最低共振周波数が約 50Hz 超であることを特徴とするポンプ。

【請求項15】

請求項13に記載のポンプにおいて、前記振動動作の前記周波数が前記半径方向圧力振

50

動の最低共振周波数にほぼ等しいことを特徴とするポンプ。

【請求項 16】

請求項 13 に記載のポンプにおいて、前記振動動作の前記周波数が前記半径方向圧力振動の最低共振周波数の 20% 以内であることを特徴とするポンプ。

【請求項 17】

請求項 13 に記載のポンプにおいて、各キャビティ内の前記振動動作が前記半径方向圧力振動にモード形整合されていることを特徴とするポンプ。

【請求項 18】

請求項 1 に記載のポンプにおいて、前記アイソレータが可撓性膜であることを特徴とするポンプ。

【請求項 19】

請求項 1 に記載のポンプにおいて、各バルブが、少なくとも 2 つの金属プレートと、スペーサと、少なくとも 1 つの高分子層とを含むことを特徴とするポンプ。

【請求項 20】

請求項 19 に記載のポンプにおいて、各バルブが総厚約 200 - 420 μm を有することを特徴とするポンプ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

関連出願の相互参照

本発明は、米国特許法第 119 条 (e) 下で 2011 年 9 月 21 日に出願された「ディスクポンプおよびバルブ構造」という名称の米国仮特許出願第 61/537,431 号明細書の利益を主張するものであり、同明細書はあらゆる目的において参照により本明細書中に組み込まれる。

【背景技術】

【0002】

本発明の例証的な実施形態は、全般的に、流体用ポンプ、特に、ポンピングキャビティが、端壁と、それらの間の側壁とを有する実質的に円筒形状であり、アクチュエータが端壁間に配置されたポンプに関する。本発明の例証的な実施形態は、特に、アクチュエータ内に取り付けられたバルブと、端壁の 1 つに取り付けられた少なくとも 1 つの追加のバルブとを有するディスクポンプに関する。

【0003】

閉じたキャビティ内における高振幅圧力振動の生成は熱音響学およびポンプ型圧縮機分野において大きな注目を受けている。非線形音響学における最近の発展により、従前可能と考えられていたものよりも高い振幅を有する圧力波の生成が可能になった。

【0004】

規定の入口および出口からの流体の圧送を実現するために音響共振を使用することは周知である。これは、一端に音響定在波を駆動する音響ドライバを備えた円筒状のキャビティを使用して実現することができる。このような円筒状のキャビティでは、音響圧力波は限定された振幅を有する。高振幅圧力振動を実現し、それによって、圧送効果を大幅に増加するために円錐、ホーン型円錐、バルブなどの様々な断面を有するキャビティが使用されてきた。このような高振幅波では、エネルギー散逸を伴う非線形メカニズムが抑制される。しかしながら、近時まで、ディスク形状のキャビティ内において半径方向圧力振動が励起される高振幅音響共振は利用されていない。国際公開第 2006/111775 号パンフレットとして公開されている国際出願 PCT/GB2006/001487 号明細書では、高いアスペクト比、すなわち、キャビティの半径とキャビティの高さの比率を有する実質的にディスク形状のキャビティを有するポンプを開示している。

【0005】

このようなポンプは各端部が端壁によって閉じられた側壁を含む実質的に円筒状のキャビティを有する。ポンプは、また、端壁のいずれか 1 つが従動端壁の表面に実質的に垂直

10

20

30

40

50

な方向に振動するように駆動するアクチュエータを含む。従動端壁の動きの空間的プロファイルはキャビティ内の流体圧力振動の空間的プロファイルに整合するものとして記載されるが、これは本明細書中においてはモード整合として記載される状態である。ポンプがモード整合される場合、アクチュエータがキャビティ内の流体に実施する仕事が構造的に従動端壁表面全体に付加され、それによって、キャビティ内の圧力振動の振幅が増加し、高いポンプ効率が伝達される。モード整合されるポンプの効率は従動端壁と側壁との間のインターフェースに依拠する。このようなポンプの効率を、インターフェースが従動端壁の動きを減少も減衰もせず、それによって、キャビティ内における流体圧力振動の振幅のあらゆる減少を軽減するようにインターフェースを構成することによって維持することが望ましい。

10

【0006】

上に記載したポンプのアクチュエータにより、端壁に対して実質的に垂直な方向に、または円筒状のキャビティの長手方向の軸線に対して実質的に平行する方向に従動端壁の振動動作（「変位振動」）を生じさせる。以下、この振動はキャビティ内における従動端壁の「軸方向振動」と呼ばれる。従動端壁の軸方向振動は、キャビティ内における流体の実質的に比例する「圧力振動」を生じさせ、参照によって本明細書中に組み込まれる国際出願PCT/GB2006/001487号明細書に記載されるような、第1種ベッセル関数の分布を近似する半径方向圧力分布を形成する。以下、このような振動はキャビティ内における流体圧力の「半径方向振動」と呼ばれる。アクチュエータと側壁との間の従動端壁の一部は、変位振動の減衰を減少し、キャビティ内における圧力振動のあらゆる低下を軽減するインターフェースをポンプの側壁に提供する。このような部分は、特に、参照によって本明細書中に組み込まれる米国特許出願第12/477,594号明細書に記載されるように、以下、「アイソレータ」と呼ばれる。アイソレータの例証的な実施形態は従動端壁の周辺部分と作動的に組み合わせられ、変位振動の減衰を低減する。

20

【0007】

このようなポンプには、ポンプを通過する流体の流れを制御するための1つまたは複数のバルブ、より具体的には、高周波で動作することができるバルブも必要である。種々の用途における従来のバルブは、一般に、500Hz未満の低周波で動作する。例えば、従来の圧縮機の多くは、一般に、50Hzまたは60Hzで動作する。当技術分野において公知の線形共振圧縮機は150Hz～350Hzで動作する。しかしながら、医療デバイスを含む多くの可搬式電子デバイスは、比較的小型サイズの、正圧を送達する、または真空を提供するためのポンプを必要とする。また、個別の動作を提供するために、動作時、このようなポンプが不可聴であると有利である。これら目的を達成するために、このようなポンプは超短波で動作せねばならず、約20kHz以上での動作が可能なバルブを必要とする。これら高周波での動作のために、バルブは、ポンプを通過する流体の正味の流れを形成するために整流されうる高周波振動圧力（high frequency oscillating pressure）に応動するものでなければならない。

30

【0008】

このようなバルブは、参照によって本明細書中に組み込まれる国際出願PCT/GB2009/050614号明細書により詳細に記載されている。ポンプを通過する流体の流れを制御するために、バルブを第1の孔もしくは第2の孔のいずれか、または両孔内に配置してもよい。各バルブは、第1のプレート内に略垂直に延在する孔を有する第1のプレートと、また、第2のプレート内に略垂直に延在する孔を有する第2のプレートとを含む。第2のプレートの孔は第1のプレートの孔から実質的にずれている。バルブは、第1のプレートと第2のプレートとの間に配置された側壁をさらに含み、側壁は第1のプレートおよび第2のプレートの外周部の周りにおいて閉じられ、第1のプレートと第2のプレートとの間に、第1のプレートの孔と第2のプレートの孔とに流体連通するキャビティを形成する。バルブは、第1のプレートと第2のプレートとの間に配置され、かつ可動のフラップをさらに含み、フラップは、第1のプレートの孔から実質的にずれており、かつ第2のプレートの孔と実質的に整列した孔を有する。フラップは、バルブ全体における流体の

40

50

差圧の方向の変化に応答して第1のプレートと第2のプレートとの間において誘導される。

【発明の概要】

【0009】

上記のポンプキャビティの従動端部壁内に配置される場合に、動作中に流体の流れがさらされる振動下において流体の流れを高周波で制御するのに適したアクチュエータ搭載型バルブのデザインを開示する。

【0010】

参照により本明細書中に組み込む関連の国際出願PCT/GB2009/050614号明細書に高周波での動作に適したバルブの一般的な構造が記載されている。本発明の例証的な実施形態は、ポンプのキャビティ間に共通の内壁を含むデュアルキャビティ構造を有するディスクポンプに関する。

10

【0011】

より具体的には、ポンプの1つの好適な実施形態は、2つの端壁によって閉じられた実質的に楕円形状の側壁と、互いに隣接し、かつ側壁によって支持され、前記ポンプ本体内に、流体を収容するための2つのキャビティを形成する一対の内部プレートとを有するポンプ本体を含む。各キャビティは高さ(h)および半径(r)を有し、半径(r)と高さ(h)の比率が約1.2超である。

【0012】

このポンプは、また、内部プレートによって形成されたアクチュエータを含み、内部プレートの1つを他方の内部プレートの中心部分と作動的に組み合わせて振動動作を生じさせるようになっているため、使用時にアクチュエータに印加されている駆動信号に応答し、少なくとも1つの環状圧力ノードを含むキャビティのそれぞれの内部において流体の半径方向圧力振動を発生させる。

20

【0013】

ポンプは、アクチュエータ内に延在して流体が1つのキャビティから他方のキャビティに流れることを可能にする第1の孔をさらに含み、前記第1の孔には第1の孔を通過する流体の流れを制御するための第1のバルブが配置されている。ポンプは、端壁のうち第1の端壁に隣接するキャビティ内を流体が流れることを可能にする、端壁のうち第1の端壁内に延在する第2の孔をさらに含む。第2のバルブは第2の孔内に配置され、第2の孔を通過する流体の流れを制御する。

30

【0014】

ポンプは、端壁のうち第2の端壁内に延在し、端壁のうち第2の端壁に隣接するキャビティ内を流体が流れることを可能にする第3の孔をさらに含み、それにより、使用時に流体が1つのキャビティ内に流れ、他方のキャビティから出る。ポンプは、第3の孔内に配置された、使用時に第3の孔を通過する流体の流れを制御するための第3のバルブをさらに含んでもよい。

【0015】

例証的な実施形態の他の目的、特徴および利点が本明細書中に開示され、かつ図面および以下の詳細な説明を参照すると明らかになる。

40

【図面の簡単な説明】

【0016】

【図1A】図1Aは、本発明の例証的な実施形態による第1のポンプの概略断面図を示す。

【図1B】図1Bは、図1Aの第1のポンプの概略斜視図を示す。

【図1C】図1Cは、図1Aの線1C-1Cに沿って切った図1Aの第1のポンプの概略断面図を示す。

【図2A】図2Aは、本発明の例証的な実施形態による第2のポンプの概略断面図を示す。

【図2B】図2Bは、本発明の例証的な実施形態による第3のポンプの概略断面図を示す

50

。【図 3】図 3 は、本発明の例証的な実施形態による第 4 のポンプの概略断面図を示す。

【図 4 A】図 4 A は、図 1 A の第 1 のポンプのアクチュエータの基本屈曲モード (fundamental bending mode) の軸方向変位振動のグラフを示す。

【図 4 B】図 4 B は、図 4 A に示される屈曲モードにตอบสนองした図 1 A の第 1 のポンプのキャビティ内の流体の圧力振動のグラフを示す。

【図 5 A】図 5 A は、3 つのバルブが図 7 A ~ 7 D に示した単一バルブによって示される、図 1 A の第 1 のポンプの概略断面図を示す。

【図 5 B】図 5 B は、図 7 A ~ 7 D のバルブの中心部分の概略断面分解図を示す。

【図 6】図 6 は、図 4 B に示すような図 5 A の第 1 のポンプのキャビティ内の流体の圧力振動のグラフを示し、破線によって示される、図 5 A のバルブ全体に印加される差圧を示す。

10

【図 7 A】図 7 A は、閉位置にあるバルブの例証的な実施形態の概略断面図を示す。

【図 7 B】図 7 B は、図 7 D の線 7 B - 7 B に沿って切った図 7 A のバルブの分解断面図を示す。

【図 7 C】図 7 C は、図 7 B のバルブの概略斜視図を示す。

【図 7 D】図 7 D は、図 7 B のバルブの概略頂面図を示す。

【図 8 A】図 8 A は、流体がバルブを流れるとき、閉位置にある図 7 B のバルブの概略断面図を示す。

【図 8 B】図 8 B は、閉鎖前に開位置と閉位置との間において移行する図 7 B のバルブの概略断面図を示す。

20

【図 8 C】図 8 C は、流体流がバルブによって遮断される場合の、閉位置にある図 7 B のバルブの概略断面図を示す。

【図 9 A】図 9 A は、例証的な実施形態による図 5 B のバルブ全体に印加される振動差圧の圧力グラフを示す。

【図 9 B】図 9 B は、開位置と閉位置との間にある図 5 B のバルブの動作サイクルの流体流のグラフを示す。

【図 10 A】図 10 A は、バルブの中心部分の分解図ならびにキャビティ内において印加される振動圧力波の正部分および負部分それぞれのグラフを含む図 3 の第 4 のポンプの概略断面図を示す。

30

【図 10 B】図 10 B は、バルブの中心部分の分解図ならびにキャビティ内において印加される振動圧力波の正部分および負部分それぞれのグラフを含む図 3 の第 4 のポンプの概略断面図を示す。

【図 11】図 11 は、第 4 のポンプのバルブの開状態および閉状態を示す。図 11 A は、第 4 のポンプが自由流モードにある場合に生じる流れ特性を示す。図 11 B は、第 4 のポンプが自由流モードにある場合に生じる圧力特性を示す。

【図 12】図 12 は、ポンプが失速状態に達した場合に第 4 のポンプによって提供される最大差圧のグラフを示す。

【図 13 A】図 13 A は、バルブの中心部分の分解図ならびに 2 つのキャビティ内において印加される振動圧力波の正部分および負部分それぞれのグラフを含む図 2 B の第 3 のポンプの概略断面図を示す。

40

【図 13 B】図 13 B は、バルブの中心部分の分解図ならびに 2 つのキャビティ内において印加される振動圧力波の正部分および負部分それぞれのグラフを含む図 2 B の第 3 のポンプの概略断面図を示す。

【図 14】図 14 は、第 3 のポンプのバルブの開状態および閉状態を示す。図 14 A は、第 3 のポンプが自由流モードにある場合に生じる流れ特性を示す。図 14 B は、第 3 のポンプが自由流モードにある場合に生じる圧力特性を示す。

【図 15】図 15 は、ポンプが失速状態に達するときに第 3 のポンプによって提供される最大差圧のグラフを示す。

【図 16】図 16 は、第 3 のポンプが失速状態近辺で動作する場合の第 3 のポンプのバル

50

プの生じる圧力特性を示す。図16Aは、第3のポンプが失速状態近辺で動作する場合の第3のポンプのバルブの開状態および閉状態を示す。図16Bは、第3のポンプが失速状態近辺で動作する場合の第3のポンプのバルブの生じる流れ特性を示す。

【発明を実施するための形態】

【0017】

いくつかの例証的な実施形態の以下の詳細な説明においては、本発明の一部を形成し、かつ本発明を実施してもよい特定の好適な実施形態の実例として示される添付の図面について述べる。これら実施形態は当業者が本発明を実施することが可能になるよう十分に詳細に記載されており、他の実施形態を使用してもよく、かつ本発明の精神または範囲から逸脱することなく論理的、構造的、機械的、電気的および化学的変更を施してもよいと理解される。当業者が本明細書中に記載される実施形態を実施することを可能にするのに必要のない詳細を避けるため、記載においては当業者に公知の特定の情報を省略する場合がある。したがって、以下の詳細な説明は、限定的な意味で解釈されるものではなく、例証的な実施形態の範囲は添付の特許請求の範囲によってのみ定義される。

【0018】

図1Aは、本発明の例証的な実施形態によるポンプ10の概略断面図である。また、図1Bおよび図1Cを参照すると、ポンプ10は、各端部が端板12、13によって閉じられた円筒状の壁11を含むほぼ楕円形状を有するポンプ本体を含む。ポンプ10は、ポンプ本体の円筒状の壁11に固定された環状のアイソレータ30によってポンプ10内に支持された一対のディスク形状の内部プレート14、15をさらに含む。円筒状の壁11の内部表面と、端板12と、内部プレート14と、環状のアイソレータ30とがポンプ10内に第1のキャビティ16を形成し、円筒状の壁11の内部表面と、端板13と、内部プレート15と、環状のアイソレータ30とがポンプ10内に第2のキャビティ17を形成する。第1のキャビティ16の内部表面は、両端が端壁20、22によって閉じられた円筒状の壁11の内部表面の第1の部分である側壁18を含む。端壁20は端板12の内部表面であり、端壁22は、内部プレート14の内部表面と、アイソレータ30の第1の側とを含む。したがって、端壁22は、内部プレート14の内部表面に相当する中心部分と、環状のアイソレータ30の内部表面に相当する周辺部分とを含む。第2のキャビティ17の内部表面は、両端が端壁21、23によって閉じられた円筒状の壁11の内部表面の第2の部分である側壁19を含む。端壁21は端板13の内部表面であり、端壁23は、内部プレート15の内部表面と、アイソレータ30の第2の側とを含む。したがって、端壁23は、内部プレート15の内部表面に相当する中心部分と、環状のアイソレータ30の内部表面に相当する周辺部分とを含む。ポンプ10およびその構成要素は実質的に楕円形状であるが、本明細書中に開示される特定の実施形態は丸い、楕円形状である。

【0019】

円筒状の壁11および端板12、13は、図1Aに示すようなポンプ本体を含む単一構成要素であっても、図2Aに示されるポンプ60のポンプ本体のような別個の構成要素であってもよい。端板12は、ポンプ60が取り付けられるアセンブリボードであってもプリント配線アセンブリ(PWA: printed wire assembly)であってもよい別個の基板12'により形成される。キャビティ11は実質的に円形であるが、キャビティ11は、また、より略楕円形状であってもよい。図1Aおよび図2Aに示される実施形態では、キャビティ16、17を画定する端壁は略平坦および平行なものとして示される。しかしながら、キャビティ16、17それぞれの内部表面を画定する端壁12、13は、また、截頭円錐面を含んでもよい。特に図2Bを参照すると、ポンプ70は、参照によって本明細書中に組み込まれる国際公開第2006/111775号パンフレットにより詳細に記載されるような截頭円錐面20'、21'を含む。端板12、13およびポンプ本体の円筒状の壁11は、金属、セラミック、ガラス、または射出成形プラスチックを含むがこれに限定されないプラスチックを含むがこれらに限定されない任意の適切な剛性材料から形成してもよい。

【0020】

10

20

30

40

50

ポンプ10の内部プレート14、15は、丁寧に(respectfully)キャビティ16、17の内部表面である端壁22、23の中心部分と作動的に組み合わせられたアクチュエータ40を共に形成する。内部プレート14、15の1つは、印加された電気信号にตอบสนองして歪みを呈する、例えば、電歪または磁歪材料などのいずれかの電氣的に活性な材料を含んでもよい圧電材料で形成しなければならない。1つの好適な実施形態では、例えば、内部プレート15は印加された電気信号にตอบสนองして歪みを呈する圧電材料で形成されており、すなわち、活性な内部プレートである。内部プレート14、15のもう一方は、好ましくは、活性な内部プレートに類似する曲げ剛性を有し、圧電材料で形成しても、金属またはセラミックなどの電氣的に不活性な材料で形成してもよい。この好適な実施形態では、内部プレート14は活性な内部プレート15に類似する曲げ剛性を有し、金属またはセラミックなどの電氣的に不活性な材料で形成されており、すなわち、不活性な内部プレートである。活性な内部プレート15が電流によって励起されると、活性な内部プレート15はキャビティ16、17の長手方向の軸線に対して半径方向に膨張および収縮し、内部プレート14、15を曲げ、それによって、端壁22、23に対して実質的に垂直な方向におけるそれら各々の端壁22、23の軸方向のたわみを誘発する(図4Aを参照)。

10

【0021】

不図示の他の実施形態では、アイソレータ30は、活性な内部プレートであるか不活性な内部プレートであるかに関わらず、ポンプ10の特定の設計および配向に応じて上面または底面から内部プレート14、15のいずれかを支持してもよい。別の実施形態では、アクチュエータ40の代わりに、例えば、機械的なデバイス、磁気デバイスまたは静電デバイスなどの、内部プレート14、15の1つのみと力伝達関係にあるデバイスを使用してもよい。内部プレートは、そのようなデバイス(図示せず)によって上述と同じ手法で振動状態にされる材料の電氣的に不活性な、すなわち受動的な層として形成してもよい。

20

【0022】

ポンプ10は、キャビティ16、17のそれぞれからポンプ10の外側まで延びる少なくとも1つの孔をさらに含む。孔の少なくとも1つは孔を通過する流体の流れを制御するためのバルブを含む。以下により詳細に記載されるように、アクチュエータ40が差圧を発生させる場合、キャビティ16、17内の任意の位置に孔を配置してもよいが、図1A~1Cに示されるポンプ10の一実施形態は入口孔26と出口孔27とを含み、そのそれぞれが、端板12、13のほぼ中心に配置されており、かつ端板12、13内に延びている。孔26、27は少なくとも1つの端部バルブを含む。1つの好適な実施形態では、孔26、27は、矢印によって示される1つの方向に流体の流れを調整する端部バルブ28、29を含む。そのため、端部バルブ28はポンプ10の入口弁として機能する一方で、バルブ29はポンプ10の出口弁として機能する。端部バルブ28、29を含む孔26、27への言及はいずれも、端部バルブ28、29の外側、すなわち、ポンプ10のキャビティ16、17それぞれの外側の開口部の部分を意味する。

30

【0023】

ポンプ10は、キャビティ16とキャビティ17との間において、アクチュエータ40内に延びる少なくとも1つの孔をさらに含む。孔の少なくとも1つは孔を通過する流体の流れを制御するためのバルブを含む。以下により詳細に記載されるように、アクチュエータ40が差圧を発生させる場合、キャビティ16とキャビティ17との間のアクチュエータ40上の任意の位置にこれら孔を配置してもよいが、図1A~1Cに示されるポンプ10の1つの好適な実施形態は、内部プレート14、15のほぼ中心に配置されており、かつ内部プレート14、15内に延びるアクチュエータ孔31を含む。アクチュエータ孔31は、キャビティ16とキャビティ17との間における流体の流れを、矢印によって示される1つの方向に(この実施形態では、第1のキャビティ16から第2のキャビティ17に)調整するアクチュエータバルブ32を含む。このため、アクチュエータバルブ32は第1のキャビティ16からの出口弁として、および第2のキャビティ17への入口弁として機能する。以下にさらに詳細に記載されるように、アクチュエータバルブ32は、キャ

40

50

ピティ 16 とキャピティ 17 との間における流体の流れを増大し、出口弁 27 とともに入
口弁 26 の動作を補足することによってポンプ 10 の出力を向上する。

【 0024 】

本明細書中に記載されるキャピティ 16、17 の寸法はそれぞれ、好ましくは、キャピ
ティ 16、17 の高さ (h) と、キャピティ 16、17 の長手方向の軸線から側壁 18、
19 までの距離であるそれらの半径 (r) との間の関係に関する特定の不等式を満たすべ
きである。これらの式は以下の通りである。

$$r / h > 1.2 \text{ および}$$

$$h^2 / r > 4 \times 10^{-10} \text{ メートル}$$

【 0025 】

本発明の一実施形態においては、キャピティ 16、17 内の流体が気体である場合、キ
ャピティ半径とキャピティ高さの比率 (r/h) は約 10 ~ 約 50 である。この例では、
キャピティ 16、17 の容量は約 10 ml 未満であってもよい。さらに、作動流体が液体
ではなく気体である場合、 h^2 / r の比率は、好ましくは、約 10^{-6} ~ 約 10^{-7} メー
トルの範囲内である。

【 0026 】

さらに、本明細書中に開示されるキャピティ 16、17 のそれぞれは、好ましくは、キ
ャピティ半径 (r) およびアクチュエータ 40 が振動して端壁 22、23 の軸方向変位を
発生させる周波数である動作周波数 (f) に関する以下の不等式を満たすべきである。不
等式は以下の通りである。

【 0027 】

$$\frac{k_0(c_s)}{2\pi f} \leq r \leq \frac{k_0(c_f)}{2\pi f}$$

[式 1]

ここで、キャピティ 16、17 (c) 内の作動流体音速は上記の式に表される約 115 m
/ s の低速 (c_s) ~ 約 1,970 m / s に等しい高速 (c_f) の範囲であってもよく、
 k_0 は定数 ($k_0 = 3.83$) である。アクチュエータ 40 の振動動作の周波数は、好ま
しくは、キャピティ 16、17 内の半径方向圧力振動の最低共振周波数にほぼ等しいが、
その値の 20% 以内であってもよい。キャピティ 11 内の半径方向圧力振動の最低共振
周波数は好ましくは約 500 Hz 超である。

【 0028 】

本明細書中に開示されるキャピティ 16、17 のそれぞれは上に示した不等式を個々に
満たすべきであることが好ましいが、キャピティ 16、17 の相対寸法は同じ高さおよび
半径を有するキャピティに限定されるべきではない。例えば、2つのキャピティ 14、1
5 が所望の様式で共振し、ポンプ 10 から最適な出力を生じさせるように、キャピティ 1
6、17 のそれぞれは、異なる周波数応答を生成する、異なる半径または高さを必要とす
る、わずかに異なる形状を有してもよい。

【 0029 】

動作時、ポンプ 10 は、出口弁 27 に隣接する、負荷 (図示せず) を加圧するための正
圧の供給源として機能してもよく、矢印によって示されるように、入口弁 26 に隣接す
る、負荷 (図示せず) を減圧するための負圧または減圧の供給源として機能してもよい。例
えば、この負荷は処理に負圧を利用する組織処理システムであってもよい。本明細書では
、用語「減圧」は、一般に、ポンプ 10 が配置される周囲圧力よりも低い圧力を意味する
。減圧を説明するために「真空」および「負圧」という用語を使用してもよいが、実際
の減圧は、通常、完全真空を伴う減圧よりも大幅に低くてもよい。圧力はそれがゲー
ジ圧であるという意味で「負」である。すなわち、圧力は周囲大気圧未満に減少する。特
に記載しない限り、本明細書中に記載される圧力の値はゲージ圧である。減圧の増加への言及は

10

20

30

40

50

、一般に、絶対圧の減少を意味する一方で、減圧の減少は、一般に、絶対圧の増加を意味する。

【0030】

上に示したように、ポンプ10は、少なくとも1つのアクチュエータバルブ32と、少なくとも1つの端部バルブ、すなわち端部バルブ28、29の1つと、を含む。例えば、ポンプ70は、端部バルブ28、29の1つのみを含み、孔26、27のもう一方を開いたままにしてもよい。さらに、キャビティ16、17の1つを端部バルブ28、29の1つとともに排除するために端壁12、13のいずれか1つを完全に取り除いてもよい。特に図3を参照すると、ポンプ80は、わずか1つの端部バルブ、すなわち、出口孔27内に収容された端部バルブ29とともに、わずか1つの端壁およびキャビティ、すなわち端壁13およびキャビティ17を含む。この実施形態では、アクチュエータバルブ32はポンプ80の入口として機能する。このため、矢印によって示されるように、アクチュエータ40内に延びる孔が入口孔33としての機能を果たす。ポンプ80のアクチュエータ40は、内部プレート14がキャビティ17内部に配置された状態で内部プレート14、15の配置が反転されるように配向される。しかしながら、ポンプ80が、例えば、プリント回路基板81などの任意の基板上に配置される場合、活性な内部プレート15が中に配置された二次キャビティ16'を形成してもよい。

10

【0031】

図4Aは、各々のキャビティ16、17の従動端壁22、23の軸方向振動を示す1つの可能な変位プロファイルを示す。実線の曲線および矢印はある時点における従動端壁23の変位を示し、破線の曲線は半サイクル(one half-cycle)後の従動端壁23の変位を示す。この図および他の図に示される変位は誇張されている。アクチュエータ40はその外周部において強固に取り付けられておらずむしる環状のアイソレータ30によって吊されているため、その基本モードにおいてアクチュエータ40はその質量中心を中心として自由に振動する。この基本モードでは、従動端壁22、23の中心と、側壁18、19との間に配置された環状変位ノード42におけるアクチュエータ40の変位振動の振幅は実質的にゼロである。垂直矢印によって示されるように、端壁12上の他の点における変位振動の振幅はゼロよりも大きい。中心変位アンチノード43がアクチュエータ40の中心近辺にあり、周辺変位アンチノード43'がアクチュエータ40の外周部近辺にある。中心変位アンチノード43は半サイクル後の破線の曲線によって示される。

20

30

【0032】

図4Bは、図4Aに示される軸方向変位振動から生じるキャビティ16、17のそれぞれ内部の圧力振動を示す1つの可能な圧力振動プロファイルを示す。実線の曲線および矢印はある時点における圧力を示す。このモードおよび高次のモードにおいては、圧力振動の振幅は、キャビティ17の中心近辺に正の中心圧力アンチノード45およびキャビティ16の側壁18近辺に周辺圧力アンチノード45'を有する。中心圧力アンチノード45と周辺圧力アンチノード45'との間にある環状圧力ノード44における圧力振動の振幅は実質的にゼロである。同時に、破線によって示される圧力振動の振幅は、周辺圧力アンチノード47'および同じ環状圧力ノード44を有するキャビティ16の中心近辺に負の中心圧力アンチノード47を有する。円筒状のキャビティでは、キャビティ16、17内の圧力振動の振幅の半径依存性を第1種ベッセル関数によって近似してもよい。上に記載した圧力振動はキャビティ16、17内における流体の半径方向の動きから生じるものであるため、アクチュエータ40の軸方向変位振動とは区別され、キャビティ16、17内における流体の「半径方向圧力振動」と呼ばれる。

40

【0033】

さらに図4Aおよび図4Bを参照すると、キャビティ16、17のそれぞれ1つの所望の圧力振動の振幅の半径依存性(圧力振動の「モード形」)によりぴったりと一致するようにアクチュエータ40の軸方向変位振動(アクチュエータ40の「モード形」)の振幅の半径依存性が第1種ベッセル関数を近似すべきであることがわかる。アクチュエータ40をその外周部において強固に取り付けず、その質量中心を中心としてより自由に振動す

50

ることを可能にすることによって、変位振動のモード形はキャビティ 16、17内の圧力振動のモード形に実質的に整合し、したがって、モード形整合 (mode - shape matching) または、より簡潔にはモード整合を実現する。モード整合はこの点においては常に完全でないかもしれないが、アクチュエータ 40の軸方向変位振動と、対応するキャビティ 16、17内における圧力振動とがアクチュエータ 40の全表面において実質的に同じ相対位相を有し、キャビティ 16、17内の圧力振動の環状圧力ノード 44の半径方向位置と、アクチュエータ 40の軸方向変位振動の環状変位ノード 42の半径方向位置とが実質的に一致している。

【0034】

アクチュエータ 40はその質量中心を中心として振動するため、図 4Aに示されるようにアクチュエータ 40がその基本屈曲モードにおいて振動する場合、必然的に環状変位ノード 42の半径方向位置はアクチュエータ 40の半径の内部に配置される。したがって、環状変位ノード 42が環状圧力ノード 44に一致することを確実にするために、モード整合の最適化のためアクチュエータの半径 (r_{act}) を好ましくは環状圧力ノード 44の半径よりも大きくすべきである。再度、キャビティ 16、17内の圧力振動が第 1種ベッセル関数を近似すると想定すると、環状圧力ノード 44の半径は端壁 22、23の中心から側壁 18、19までの半径の約 0.63、すなわち、図 1Aに示されるようなキャビティの半径 16、17 (r) である。したがって、アクチュエータ 40 (r_{act}) の半径は好ましくは以下の不等式、 $r_{act} > 0.63r$ を満たすべきである。

【0035】

環状のアイソレータ 30は、図 4Aの周辺変位アンチノード 43'における変位によって示されるようにアクチュエータ 40の振動に応答して屈曲および延伸することによって上述のようにアクチュエータ 40の縁端がより自由に動くことを可能にする可撓性膜であってもよい。可撓性膜は、アクチュエータ 40とポンプ 10の円筒状の壁 11との間に低い機械的インピーダンスによる支持を提供することによってアクチュエータ 40の側壁 18、19の潜在的減衰効果に打ち勝ち、それによって、アクチュエータ 40の周辺変位アンチノード 43'における軸方向振動の減衰を低減する。本質的に、可撓性膜は、可撓性膜の外部周辺縁部が実質的に静止したままの状態、アクチュエータ 40から側壁 18、19に伝達されるエネルギーを最小にする。したがって、環状変位ノード 42はポンプ 10のモード整合状態を維持するために環状圧力ノード 44と実質的に整列したままになる。したがって、従動端壁 22、23の軸方向変位振動は、図 4Bに示すように、キャビティ 16、17内における、側壁 18、19の中心圧力アンチノード 45、47から周辺圧力アンチノード 45'、47'までの圧力の振動を効率的に発生させ続ける。

【0036】

図 5Aを参照すると、バルブ 28、29、32を備えた図 1Aのポンプ 10が示される。バルブ 28、29、32は全て、例えば、図 7A~7Dに示され、かつ図 5Bに示される中心部分 111を有するバルブ 110によって示されるように構造が実質的に類似している。図 5~9に関連する以下の説明は全て、ポンプ 10またはポンプ 60、70もしくは 80の孔 26、27、31のいずれか 1つに配置してもよい単一バルブ 110の機能に基づく。図 6は、図 4Bに示すようなポンプ 10内の流体の圧力振動のグラフを示す。上述のように、バルブ 110は流体が 1つの方向にのみ流れることを可能にする。バルブ 110は、逆止弁であっても流体が 1つの方向にのみ流れることを可能にする任意の他のバルブであってもよい。いくつかのバルブタイプでは開位置と閉位置との間において切り換えることによって流体の流れを調整してもよい。このようなバルブがアクチュエータ 40によって発生した高周波で動作するためには、バルブ 28、29、32が圧力変動の時間尺度よりも大幅に短い時間尺度で開閉することができるようにそれらは極めて速い応答時間を有していなければならない。バルブ 28、29、32の一実施形態は、低慣性を有するため、バルブ構造全体の相対圧力の変化にตอบสนองして迅速に動くことができる極めて軽量のフラップバルブを用いることによってこれを実現する。

【0037】

図7A～Dおよび5Bを参照すると、上に記載したバルブ110は例証的な実施形態によるポンプ10のフラップバルブである。バルブ110は、環状であり、一端が保持プレート114によって閉じられ、他端が密閉プレート116によって閉じられた実質的に円筒状の壁112を含む。壁112の内部表面と、保持プレート114と、密閉プレート116とがバルブ110内にキャビティ115を形成する。バルブ110は、保持プレート114と密閉プレート116との間に配置されるが密閉プレート116に隣接する実質的に円形のフラップ117をさらに含む。円形のフラップ117は、以下にさらに詳細に記載される別の実施形態においては保持プレート114に隣接して配置してもよく、この意味において、フラップ117は密閉プレート116または保持プレート114のいずれか1つに対して「付勢される」とみなされる。フラップ117の周辺部分は密閉プレート116と環状壁112との間に挟まれるため、フラップ117の動きはフラップ117の表面に実質的に垂直な面内に制限される。このような面内におけるフラップ117の動きは、また、密閉プレート116または壁112のいずれかに直接取り付けられたフラップ117の周辺部分によって制限してもよく、別の実施形態においては環状壁112内に締められたフラップ117によって制限してもよい。フラップ117の残部は十分に可撓性があり、かつフラップ117の表面に対して実質的に垂直な方向に可動のため、フラップ117のいずれかの表面に印加される力が密閉プレート116と保持プレート114との間のフラップ117を作動させる。

【0038】

保持プレート114および密閉プレート116は両方とも、各プレート内に延びる、それぞれ穴118および穴120を有する。フラップ117は、また、図5Bおよび図8Aの破線矢印124によって示されるように流体が流れてもよい通路を提供するために保持プレート114の穴118と全般的に整列した穴122を有する。フラップ117内の穴122は、また、保持プレート114内の穴118と部分的に整列してもよく、すなわち部分的な重なりのみを有する。穴118、120、122は実質的に均等な大きさおよび形状のものとして示されるが、それらは本発明の範囲を限定することなく異なる直径のものであってもさらには異なる形状のものであってもよい。本発明の一実施形態においては、図7Dの実線および点線の円によってそれぞれ示されるように穴118および穴120はプレートの表面全体に交互するパターンを形成する。他の実施形態では、破線矢印124の個々の組によって示されるように穴118、120、122の個々の組み合わせの機能に関してバルブ110の動作を生じさせることなく穴118、120、122を異なるパターンで配置してもよい。必要に応じてバルブ110を通過する流体の総流を制御するため、穴の数を増加または減少するように穴118、120、122のパターンを設計してもよい。例えば、バルブ110の総流量を増加するためにバルブ110の流れ抵抗を低減するため、穴118、120、122の数を増加してもよい。

【0039】

また、図8A～8Cを参照すると、バルブ110の中心部分111は、フラップ117の表面のいずれかに力が印加された場合にフラップ117が密閉プレート116と保持プレート114との間においていかに誘導されるかを示す。フラップ117の付勢に打ち勝つための力がフラップ117のいずれの表面にも印加されない場合、バルブ110は、フラップの穴122が密閉プレート116の穴118からずれているか整列していない「常時閉」位置にあるため、フラップ117は密閉プレート116に隣接して配置されている。この「常時閉」位置においては、図7Aおよび図7Bに示すように、密閉プレート116を通過する流体の流れはフラップ117の非多孔部分によって実質的に遮断またはカバーされる。図5Bおよび図8Aに示すようにフラップ117の付勢に打ち勝ち、かつフラップ117を密閉プレート116から離して保持プレート114の方に誘導する圧力がフラップ117の両側に印加されると、バルブ110は、ある時間をかけて、すなわち開時間遅延(opening time delay)(T_o)において常時閉位置から「開」位置に動き、流体が破線矢印124によって示される方向に流れることを可能にする。図8Bに示すように圧力が方向を変化すると、フラップ117は密閉プレート116の方

10

20

30

40

50

、常時閉位置に再び誘導される。これが起こると、フラップ 117 が密閉プレート 116 の穴 120 を密閉し、図 8 C に示すように密閉プレート 116 を通過する流体の流れを実質的に遮断するまで破線矢印 132 により示される反対方向に短時間、すなわち閉時間遅延 (closing time delay) (T_c) 流体が流れる。本発明の他の実施形態では、穴 118、122 を「常時開」位置に位置合わせした状態でフラップ 117 を保持プレート 114 に対して付勢してもよい。この実施形態では、フラップ 117 に対する正圧の印加はフラップ 117 を「閉」位置に誘導するのに必要である。本明細書ではバルブ動作に関する「密閉される」および「遮断される」という用語は、バルブの流れ抵抗が「開」位置よりも「閉」位置において大きくなるように相当な(だが完全ではない)密閉または遮断が生じる場合を含むことを意図することに留意されたい。

10

【0040】

バルブ 110 の動作は、バルブ 110 全体の流体の差圧 (P) の方向の変化の関数である。図 8 B では、差圧には下向きの矢印によって示される負値 ($-P$) が割り当てられている。差圧が負値 ($-P$) を有する場合、保持プレート 114 の外部表面の流体圧力は密閉プレート 116 の外部表面の流体圧力よりも大きい。上述のように、この負差圧 ($-P$) はフラップ 117 を完全な閉位置に駆動し、完全な閉位置では、フラップ 117 が密閉プレート 116 に押しつけられ、密閉プレート 116 内の穴 120 を遮断し、それによって、バルブ 110 を通過する流体の流れを実質的に防止する。バルブ 110 全体の差圧が反転し、図 8 A の上向きの矢印によって示される正差圧 ($+P$) になる場合、フラップ 117 は密閉プレート 116 から離れる方におよび保持プレート 114 に向かう方に開位置に誘導される。差圧が正值 ($+P$) を有する場合、密閉プレート 116 の外部表面の流体圧力は保持プレート 114 の外部表面の流体圧力よりも大きい。開位置では、フラップ 117 の動きが密閉プレート 116 の穴 120 を遮断しないため、破線矢印 124 によって示されるように、流体が密閉プレート 116 の穴 120 ならびに整列したフラップ 117 および保持プレート 114 それぞれの穴 122 および穴 118 を流れることができる。

20

【0041】

図 8 B の下向きの矢印によって示されるようにバルブ 110 全体の差圧が正差圧 ($+P$) から再び負差圧 ($-P$) に変化すると、破線矢印 132 によって示されるように流体がバルブ 110 内を反対方向に流れ始め、これにより、フラップ 117 を図 8 C に示される閉位置に強制的に戻す。図 8 B では、フラップ 117 と密閉プレート 116 との間の流体圧力はフラップ 117 と保持プレート 114 との間の流体圧力よりも低い。したがって、フラップ 117 に矢印 138 により示される正味の力がかけられ、これがフラップ 117 を密閉プレート 116 に向かって加速させ、バルブ 110 を閉じる。このようにして、差圧の変化により、バルブ 110 を、バルブ 110 全体の差圧の方向(すなわち正または負)に基づき閉位置と開位置との間において循環させる。差圧がバルブ 110 全体に印加されない場合、フラップ 117 を保持プレート 114 に対して開位置にて付勢することができる、すなわち、したがって、バルブ 110 が「常時開」位置にあることを理解すべきである。

30

【0042】

図 5 B および図 8 A に示すようにバルブ 110 全体の差圧が反転し、正差圧 ($+P$) になると、付勢されたフラップ 117 は、密閉プレート 116 から離れて保持プレート 114 に対して誘導され開位置になる。この位置においては、フラップ 117 の動きが密閉プレート 116 の穴 120 を遮断しないため、破線矢印 124 によって示されるように、流体が密閉プレート 116 の穴 120 ならびに整列した保持プレート 114 の穴 118 とフラップ 117 の穴 122 を流れることが可能となる。差圧が正差圧 ($+P$) から再び負差圧 ($-P$) に変化すると、流体がバルブ 110 内を反対方向に流れ始め(図 8 B を参照)、これがフラップ 117 を閉位置に向かって強制的に戻す(図 8 C を参照)。したがって、バルブ 110 が開位置にある場合、キャピティ 16、17 内の圧力振動がバルブ 110 を常時閉位置と開位置との間において循環するとポンプ 10 は半サイクル毎に減圧

40

50

を提供する。

【 0 0 4 3 】

上に示したように、バルブ 1 1 0 の動作はバルブ 1 1 0 全体における流体の差圧 (P) の方向の変化の関数である。差圧 (P) は保持プレート 1 1 4 の全面にわたり実質的に均一であると想定される。この理由は、(1) 保持プレート 1 1 4 の直径がキャピティ 1 1 5 内の圧力振動の波長に対して小さいこと、および (2) バルブ 1 1 0 が、図 6 に示される正の中心圧力アンチノード 4 5 の正の矩形部分 5 5 および負の中心圧力アンチノード 4 7 の負の矩形部分 6 5 により示されるように正の中心圧力アンチノード 4 5 の振幅が比較的一定な、キャピティ 1 6、1 7 の中心近辺に位置することである。したがって、バルブ 1 1 0 の中心部分 1 1 1 における圧力の空間的変動は事実上ない。

10

【 0 0 4 4 】

図 9 は、バルブ 1 1 0 が時間とともに正值 (+ P) と負値 (- P) との間において変化する差圧にさらされる場合のバルブ 1 1 0 の動的動作をさらに示す。実際にはバルブ 1 1 0 全体の差圧の時間依存はほぼ正弦波であってもよいが、バルブの動作の説明を容易にするため、バルブ 1 1 0 全体の差圧の時間依存は図 9 A に示される矩形波形態において変化するものと想定される。正差圧 5 5 は正圧時限 (t_{p+}) にわたりバルブ 1 1 0 全体に印加され、負差圧 6 5 は矩形波の負圧時限 (t_{p-}) にわたりバルブ 1 1 0 全体に印加される。図 9 B は、この時間変動圧力に応じたフラップ 1 1 7 の動きを示す。また、上に記載したように、および図 9 B のグラフによって示されるように、差圧 (P) が負 6 5 から正 5 5 に切り替わると、バルブ 1 1 0 が開き始め、バルブフラップ 1 1 7 が保持プレート 1 1 4 に接触するまで開時間遅延 (T_o) にわたり開き続ける。また、上に記載したように、および図 9 B に示すように、その後、差圧 (P) が再び正差圧 5 5 から負差圧 6 5 に切り替わると、バルブ 1 1 0 は閉じ始め、閉時間遅延 (T_c) にわたり閉じ続ける。

20

【 0 0 4 5 】

保持プレート 1 1 4 および密閉プレート 1 1 6 は大きな機械的変形なくそれらがさらされる流体圧力振動に耐えるのに十分なほど頑丈にすべきである。保持プレート 1 1 4 および密閉プレート 1 1 6 はガラス、シリコン、セラミックまたは金属などの任意の適切な剛性材料から形成してもよい。保持プレート 1 1 4 および密閉プレート 1 1 6 内の穴 1 1 8、1 2 0 は、化学エッチング、レーザーマシニング、機械的な穴あけ、粉末吹きつけおよび打ち抜きを含む任意の適切なプロセスによって形成してもよい。一実施形態においては、保持プレート 1 1 4 および密閉プレート 1 1 6 は、厚さ 1 0 0 μm ~ 2 0 0 μm の鋼板から形成され、その中の穴 1 1 8、1 2 0 は化学エッチングによって形成される。フラップ 1 1 7 は金属または高分子フィルムなどの任意の小型軽量材料から形成してもよい。一実施形態において、2 0 k H z またはそれを超える流体圧力振動がバルブ 1 1 0 の保持プレート側または密閉プレート側のいずれかに存在する場合、フラップ 1 1 7 は厚さ 1 μm ~ 2 0 μm の薄い高分子シートから形成してもよい。例えば、フラップ 1 1 7 は、厚さ約 3 μm のポリエチレンテレフタレート (P E T) または液晶高分子フィルムから形成してもよい。

30

【 0 0 4 6 】

ここで図 1 0 A および図 1 0 B を参照すると、バルブ 1 1 0 をバルブ 2 9 およびバルブ 3 2 として使用する 2 弁ポンプ (t w o - v a l v e p u m p) 8 0 の分解図が示される。この実施形態では、アクチュエータバルブ 3 2 がポンプ 8 0 の入口孔 3 3 とキャピティ 1 7 との間の空気流 2 3 2 をゲート制御する (図 1 0 A) 一方で、端部バルブ 2 9 がポンプ 8 0 のキャピティ 1 7 と出口孔 2 7 との間の空気流をゲート制御する (図 1 0 B) 。図のそれぞれは、また、アクチュエータ 4 0 が振動するとキャピティ 1 7 内に発生する圧力を示す。バルブ 2 9 およびバルブ 3 2 の双方は、上述のように正の矩形部分 5 5 および負の矩形部分 6 5 それぞれによって示されるように正の中心圧力アンチノード 4 5 および負の中心圧力アンチノード 4 7 それぞれの振幅が比較的一定であるキャピティ 1 7 の中心近辺に配置される。この実施形態においては、バルブ 2 9 およびバルブ 3 2 は双方ともフ

40

50

ラップ 1 1 7 によって示されるように閉位置に付勢され、フラップ 1 1 7 ' によって示されるようにフラップ 1 1 7 が開位置に誘導されると上述のように動作する。図は、また、中心圧力アンチノード 4 5、4 7 の正および負の矩形部分 5 5、6 5 の分解図、ならびにそれらの、両バルブ 2 9、3 2 の動作およびそれぞれを通じて発生した対応する空気流 2 2 9 および空気流 2 3 2 それぞれに対する同時の影響を示す。

【 0 0 4 7 】

また、図 1 1、1 1 A および 1 1 B の関連部分を参照すると、バルブ 2 9 およびバルブ 3 2 (図 1 1) の開状態および閉状態ならびに結果として生じるそれぞれの流れ特性 (図 1 1 A) をキャビティ 1 7 (図 1 1 B) 内の圧力に関連して示す。ポンプ 8 0 の入口孔 3 3 および出口孔 2 7 が双方とも周囲圧力であり、上述のように、アクチュエータ 4 0 が振動を開始しキャビティ 1 7 内において圧力振動を発生させる場合、空気がバルブ 2 9、3 2 内を交互に流れ始め、空気をポンプ 8 0 の入口孔 3 3 から出口孔 2 7 に流す、すなわち、ポンプ 8 0 が「自由流」モードにおいて動作し始める。一実施形態において、ポンプ 8 0 の入口孔 3 3 に周囲圧力の空気を供給してもよい一方で、ポンプ 8 0 の出口孔 2 7 はポンプ 8 0 の動きにより加圧されることになる負荷 (図示せず) に空氣的に結合する。別の実施形態では、ポンプ 8 0 の入口孔 3 3 は負荷に負圧を発生させるためにポンプ 8 0 の動きにより減圧されることになる創傷包帯 (wound dressing) などの負荷 (図示せず) に空氣的に結合してもよい。

【 0 0 4 8 】

特に図 1 0 A ならびに図 1 1、1 1 A および 1 1 B の関連部分を参照すると、上述のように、ポンプサイクルの半分 (one half of the pump cycle) の間におけるアクチュエータ 4 0 の振動により正の中心圧力アンチノード 4 5 の矩形部分 5 5 がキャビティ 1 7 内に発生する。ポンプ 8 0 の入口孔 3 3 および出口孔 2 7 が双方とも周囲圧力である場合、正の中心アンチノード 4 5 の矩形部分 5 5 は、端部バルブ 2 9 全体において正差圧、アクチュエータバルブ 3 2 全体において負差圧を形成する。この結果、アクチュエータバルブ 3 2 は閉じ始め、端部バルブ 2 9 は開き始める。このため、アクチュエータバルブ 3 2 が入口孔 3 3 を通過する空気流 2 3 2 x を遮断する一方で、端部バルブ 2 9 が開き、キャビティ 1 7 内から空気を放出し、空気流 2 2 9 が出口孔 2 7 を通じてキャビティ 1 7 を出ることが可能になる。アクチュエータバルブ 3 2 が閉じ、端部バルブ 2 9 が開く (図 1 1) ため、ポンプ 8 0 の出口孔 2 7 における空気流 2 2 9 は端部バルブ 2 9 のデザイン特性に応じて最大値まで増加する (図 1 1 A) 。開いた端部バルブ 2 9 は、アクチュエータバルブ 3 2 が閉じている間、空気流 2 2 9 がポンプキャビティ 1 7 を出ることが可能にする (図 1 1 B) 。端部バルブ 2 9 全体の正差圧が減少し始めると、空気流 2 2 9 は端部バルブ 2 9 全体の差圧がゼロに到達するまで減少し始める。端部バルブ 2 9 全体の差圧がゼロ未満に低下すると、端部バルブ 2 9 は閉じ始め、図 1 0 B に示すように端部バルブ 2 9 が完全に閉じて空気流 2 2 9 x を遮断するまで空気のいくらかの逆流 3 2 9 が端部バルブ 2 9 を通過することを可能にする。

【 0 0 4 9 】

特に図 1 0 B ならびに図 1 1、1 1 A および 1 1 B の関連部分を参照すると、上述のように、負の中心アンチノード 4 7 の矩形部分 6 5 はポンプサイクルの第 2 の半分の間におけるアクチュエータ 4 0 の振動によりキャビティ 1 7 内に発生する。ポンプ 8 0 の入口孔 3 3 および出口孔 2 7 が双方とも周囲圧力である場合、矩形部分 6 5 負の中心アンチノード 4 7 は端部バルブ 2 9 全体にわたり負差圧およびアクチュエータバルブ 3 2 全体に正差圧を形成する。その結果、アクチュエータバルブ 3 2 は開き始め、端部バルブ 2 9 が出口孔 2 7 を通過する空気流 2 2 9 x を遮断するように端部バルブ 2 9 は閉じ始める一方で、アクチュエータバルブ 3 2 が開き、空気流 2 3 2 により示されるように入口孔 3 3 を通過してキャビティ 1 7 内に空気が流れることを可能にする。アクチュエータバルブ 3 2 が開き、端部バルブ 2 9 が閉じる (図 1 1) ため、ポンプ 8 0 の出口孔 2 7 の空気流は上述のように少量の逆流 3 2 9 以外は実質的にゼロである (図 1 1 A) 。開いたアクチュエータバルブ 3 2 は、端部バルブ 2 9 が閉じている間、空気流 2 3 2 をポンプキャビティ 1 7 (

図 1 1 B) 内に入ることを可能にする。アクチュエータバルブ 3 2 全体の正差圧が減少し始めると、アクチュエータバルブ 3 2 全体の差圧がゼロに到達するまで空気流 2 3 2 が減少し始める。アクチュエータバルブ 3 2 全体の差圧がゼロを超えて上昇すると、アクチュエータバルブ 3 2 は閉じ始め、図 1 0 A に示すようにアクチュエータバルブ 3 2 が完全に閉じて空気流 2 3 2 x を遮断するまで、再度、空気のいくらかの逆流 3 3 2 がアクチュエータバルブ 3 2 を通過することを可能にする。その後、図 1 0 A に関して上述したようにサイクル自体を繰り返す。したがって、ポンプ 8 0 のアクチュエータ 4 0 が図 1 0 A および図 1 0 B に関して上記した 2 つの半サイクル中に振動するため、バルブ 2 9 およびバルブ 3 2 全体の差圧により、空気流 2 3 2、2 2 9 それぞれによって示されるように空気がポンプ 8 0 の入口孔 3 3 から出口孔 2 7 に流れる。

10

【 0 0 5 0 】

ポンプ 8 0 の入口孔 3 3 が周囲圧力に保持され、ポンプ 8 0 の出口孔 2 7 がポンプ 8 0 の動きにより加圧されることになる負荷に空気に結合される場合、入口孔 3 3 から出口孔 2 7 までの空気流がごくわずかであるとき、すなわち「失速」状態であるとき、ポンプ 8 0 の出口孔 2 7 の圧力がポンプ 8 0 の出口孔 2 7 が最大圧力に到達するまで増加し始める。図 1 2 は、ポンプ 8 0 が失速状態にある場合の、キャビティ 1 7 内およびキャビティ 1 7 外の入口孔 3 3 および出口孔 2 7 における圧力を示す。より具体的には、キャビティ 1 7 内の平均圧力は入口圧力を約 1 P 超えており（すなわち周囲圧力の 1 P 超）、キャビティ 1 7 の中心の圧力はほぼ周囲圧力とほぼ周囲圧力プラス 2 P との間において変化する。失速状態において、キャビティ 1 7 内の圧力振動により、入口弁 3 2 または出口弁 2 9 のいずれか全体における十分な正差圧がいずれかのバルブを大きく開き、任意の空気流がポンプ 8 0 を通過することを可能にする時点はない。ポンプ 8 0 では 2 つのバルブを使用するため、上に記載した 2 つのバルブ 2 9、3 2 の相乗的な動作により出口孔 2 7 と入口孔 3 3 との間の差圧を単一バルブポンプの最大差圧の 2 倍である 2 P の最大差圧に増加することが可能である。したがって、前の段落に記載した状況下において、ポンプ 8 0 が失速状態に達すると 2 弁ポンプ 8 0 の出口圧力は自由流モードにおける周囲圧力からほぼ周囲プラス 2 P の圧力に増加する。

20

【 0 0 5 1 】

ここで図 1 3 A および図 1 3 B を参照すると、バルブ 1 1 0 をバルブ 2 8、2 9 および 3 2 として使用する 3 弁ポンプ 7 0 の分解図が示される。この実施形態では、端部バルブ 2 8 がポンプ 7 0 の入口孔 2 6 とキャビティ 1 6 との間の空気流 2 2 8 をゲート制御する一方で、端部バルブ 2 9 がポンプ 7 0 のキャビティ 1 7 と出口孔 2 7 との間の空気流 2 2 9 をゲート制御する（図 1 3 A）。アクチュエータバルブ 3 2 がキャビティ 1 6 とキャビティ 1 7 との間に配置され、これらキャビティ間の空気流 2 3 2 をゲート制御する（図 1 3 B）。フラップ 1 1 7 によって示されるようにバルブ 2 8、2 9 および 3 2 は全て閉位置に付勢され、フラップ 1 1 7' によって示されるようにフラップ 1 1 7 が開位置に誘導される場合は上述のように動作する。動作時、3 弁ポンプ 7 0 のアクチュエータ 4 0 は、キャビティ 1 6 およびキャビティ 1 7 のそれぞれの内部において圧力振動を形成するが、この圧力振動には、アクチュエータ 4 0 の一方の側のキャビティ 1 7 内の主要圧力振動およびアクチュエータ 4 0 の他方の側におけるキャビティ 1 6 内の相補的な圧力振動を含む。図 1 3 A、1 3 B および 1 4 B の実線および破線の曲線それぞれにより示されるようにキャビティ 1 7、1 6 内の主要な圧力振動と相補的な圧力振動は互いに約 1 8 0 ° 位相がずれている。バルブ 2 8、2 9 および 3 2 の全 3 つがキャビティ 1 6 およびキャビティ 1 7 の中心近辺に配置され、(i) 上述のように、正の矩形部分 5 5 および負の矩形部分 6 5 それぞれによって示されるようにキャビティ 1 7 内における主要な正の中心圧力アンチノード 4 5 および負の中心圧力アンチノード 4 7 それぞれの振幅は比較的一定である、および (i i) 正および負の矩形部分 5 6 および 6 6 それぞれによって示されるように、キャビティ 1 6 内の相補的な正の中心圧力アンチノード 4 6 および負の中心圧力アンチノード 4 8 それぞれの振幅は、また、比較的一定である。これら図は、また、(i) キャビティ 1 7 内における正および負の矩形部分 5 5、6 5 の、端部バルブ 2 9 およびアクチュエ

30

40

50

ータバルブ 3 2 の双方により発生し、出口孔 2 7 を出る対応する空気流 2 2 9 および空気流 2 3 2 それぞれを含む、端部バルブ 2 9 およびアクチュエータバルブ 3 2 の動作に対する影響、ならびに (i) キャビティ 1 6 内における正および負の矩形部分 5 6、6 6 の、端部バルブ 2 8 およびアクチュエータバルブ 3 2 の双方により入口孔 2 6 から発生した対応する空気流 2 2 8 および 2 3 2 それぞれを含む、端部バルブ 2 8 およびアクチュエータバルブ 3 2 の動作に対する影響を示すポンプ 7 0 の分解図を示す。

【 0 0 5 2 】

特に図 1 4、1 4 A および 1 4 B の関連部分を参照すると、端部バルブ 2 8、2 9 およびアクチュエータバルブ 3 2 の開状態および閉状態 (図 1 4)、ならびに端部バルブ 2 8、2 9 およびアクチュエータバルブ 3 2 それぞれの生じる流れ特性 (図 1 4 A) がキャビティ 1 6、1 7 (図 1 4 B) 内の圧力に関連して示される。ポンプ 7 0 の入口孔 2 6 および出口孔 2 7 が双方とも周囲圧力であり、上述のようにアクチュエータ 4 0 が振動を開始し、キャビティ 1 6、1 7 内に圧力振動を発生させる場合、空気が端部バルブ 2 8、2 9 とアクチュエータバルブ 3 2 を交互に流れ始め、空気がポンプ 7 0 の入口孔 2 6 から出口孔 2 7 に流れる。すなわち、ポンプ 7 0 は上述のように「自由流」モードにおいて動作し始める。一実施形態においては、ポンプ 7 0 の入口孔 2 6 に周囲圧力の空気を供給してもよい一方で、ポンプ 7 0 の出口孔 2 7 をポンプ 7 0 の動作により加圧されることになる負荷 (図示せず) に空氣的に結合する。別の実施形態では、ポンプ 7 0 の入口孔 2 6 を、負圧を発生させるためにポンプ 7 0 の動作により減圧されることになる負荷 (図示せず) に空氣的に結合してもよい。

【 0 0 5 3 】

特に図 1 3 A ならびに図 1 4、1 4 A および 1 4 B の関連部分を参照すると、上述のようにポンプサイクルの半分の間におけるアクチュエータ 4 0 の振動により主要な正の中心圧力アンチノード 4 5 の正の矩形部分 5 5 がキャビティ 1 7 内に発生する一方で、同時に、相補的な負の中心圧力アンチノード 4 8 の相補的な負の矩形部分 6 6 がキャビティ 1 6 内のアクチュエータ 4 0 の他方の側に発生する。入口孔 2 6 および出口孔 2 7 が双方とも周囲圧力である場合、正の中心アンチノード 4 5 の正の矩形部分 5 5 が端部バルブ 2 9 全体に正差圧を形成し、負の中心アンチノード 4 8 の負の矩形部分 6 6 は端部バルブ 2 8 全体に正差圧を形成する。主要な正の矩形部分 5 5 と相補的な負の矩形部分 6 6 とを組み合わせた作用がバルブ 3 2 全体に負差圧を形成する。その結果、アクチュエータバルブ 3 2 が閉じ始め、同時に端部バルブ 2 8、2 9 が開き始めるため、アクチュエータバルブ 3 2 が空気流 2 3 2 x を遮断する一方で、端部バルブ 2 8、2 9 が開き、(i) キャビティ 1 7 内から空気を放出し、空気流 2 2 9 が出口孔 2 7 を通じてキャビティ 1 7 を出ることを可能にする、および (i i) キャビティ 1 6 内に空気を引き込み、空気流 2 2 8 が入口孔 2 6 を通じてキャビティ 1 6 内に入ることを可能にする。アクチュエータバルブ 3 2 が閉じ、端部バルブ 2 8、2 9 が開く (図 1 4) と、ポンプ 7 0 の出口孔 2 7 の空気流 2 2 9 が端部バルブ 2 9 のデザイン特性に応じて最大値まで増加する (図 1 4 A)。開いた端部バルブ 2 9 は、アクチュエータバルブ 3 2 が閉じている間に空気流 2 2 9 がポンプキャビティ 1 7 を出ることを可能にする (図 1 1 B)。端部バルブ 2 8、2 9 全体の正差圧が減少し始めると、端部バルブ 2 8、2 9 全体の差圧がゼロに到達するまで空気流 2 2 8、2 2 9 が減少し始める。端部バルブ 2 8、2 9 全体の差圧がゼロ未満に低下すると、端部バルブ 2 8、2 9 は閉じ始め、図 1 3 B に示すようにそれらが完全に閉じて空気流 2 2 8 x、2 2 9 x を遮断するまで端部バルブ 2 8、2 9 を通過する空気のいくらかの逆流 3 2 8、3 2 9 を可能にする。

【 0 0 5 4 】

図 1 3 B ならびに図 1 4、1 4 A および 1 4 B の関連部分をより具体的に参照すると、ポンプサイクルの第 2 の半分の間にアクチュエータ 4 0 の振動により主要な負の中心圧力アンチノード 4 7 の主要な負の矩形部分 6 5 がキャビティ 1 7 内に発生する一方で、同時に、アクチュエータ 4 0 の振動により相補的な正の中心圧力アンチノード 4 6 の相補的な正の矩形部分 5 6 がキャビティ 1 6 内に発生する。入口孔 2 6 および出口孔 2 7 が双方と

も周囲圧力である場合、主要な負の中心アンチノード47の主要な負の矩形部分65は端部バルブ29全体に負差圧を形成し、相補的な正の中心アンチノード46の相補的な正の矩形部分56は端部バルブ28全体に負差圧を形成する。主要な負の矩形部分65と相補的な正の矩形部分56を組み合わせた作用がバルブ32全体に負差圧を形成する。その結果、アクチュエータバルブ32が開き始め、端部バルブ28、29が閉じ始めるため、端部バルブ28、29が入口孔26および出口孔27を通過する空気流228x、229xをそれぞれ遮断する一方で、アクチュエータバルブ32は開き、空気流232がキャビティ16からキャビティ17内に入ることを可能にする。アクチュエータバルブ32が開き、端部バルブ28、29が閉じる(図14)ため、ポンプ70の入口孔26および出口孔27の空気流は各バルブ(図14A)を通過する少量の逆流328、329以外は実質的にゼロである。アクチュエータバルブ32全体の正差圧が減少し始めると、アクチュエータバルブ32全体の差圧がゼロに到達するまで空気流232が減少し始める。アクチュエータバルブ32全体の差圧がゼロを超えて上昇すると、アクチュエータバルブ32は閉じ始め、図13Aに示すようにアクチュエータバルブ32が完全に閉じて空気流232xを遮断するまで、再度、空気のいくらかの逆流332がアクチュエータバルブ32を通過することが可能になる。その後、図13Aに関して上記したようにサイクル自体が繰り返す。したがって、図13Aおよび図13Bに関して上に記載した2つのハブサイクル(two have cycles)の間にポンプ70のアクチュエータ40が振動すると、空気流228、232および229によって示されるように、バルブ28、29および32全体の差圧が空気をポンプ70の入口孔26から出口孔27に流す。

10

20

【0055】

ポンプ70の入口孔26が周囲圧力に保持され、かつポンプ70の出口孔27がポンプ70の動作により加圧されることになる負荷に空気に結合する場合、出口孔27における空気流がごくわずかであるとき、すなわち失速状態であるときに、ポンプ70の出口孔27の圧力はポンプ70が最大圧力に到達するまで増加し始める。図15は、ポンプ70が失速状態にある場合のキャビティ16、17内の圧力、キャビティ16外の入口孔26の圧力およびキャビティ17外の出口孔27の圧力を示す。さらに具体的には、キャビティ16内の平均圧力は入口圧力の約1P超(すなわち周囲圧力の1P超)であり、キャビティ16の中心の圧力はほぼ周囲圧力とほぼ周囲圧力プラス2Pとの間において変化する。同時に、キャビティ17内の平均圧力は入口圧力の約3P超であり、キャビティ17の中心の圧力はほぼ周囲圧力プラス2Pとほぼ周囲圧力プラス4Pとの間において変化する。この失速状態においては、キャビティ16、17内の圧力振動がバルブ28、29または32のいずれかの全体において任意のバルブを大きく開き、ポンプ70が任意の空気流を通過させるような十分な正差圧を生じるときはない。

30

【0056】

ポンプ70では2つのキャビティを有する3つのバルブを用いるため、ポンプ70では、ポンプ70の入口孔26と出口孔27との間の差圧を、単一バルブポンプの最大差圧の4倍、4Pの最大差圧に増加することが可能である。したがって、前の段落に記載した状況下において、ポンプが失速状態に達した場合、2キャビティ、3弁ポンプ70の出口圧力は自由流モードにおける周囲圧力から4Pの最大差圧に増加する。

40

【0057】

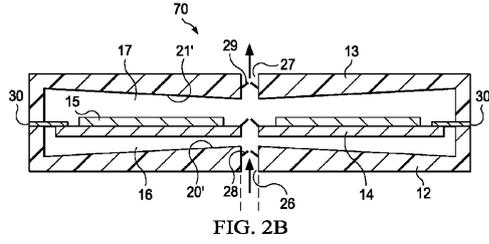
バルブ差圧、バルブの動きおよび空気流動作特性は、初期自由流状態と、事実上空気流がない上記の失速状態(図12、15)との間において極めて異なることを理解すべきである。例えば、図16、図16Aおよび図16Bを参照すると、ポンプ70は、図16に示すようにポンプ70が約3Pの差圧を送達する「ほぼ失速」状態において示される。示されうるように、端部バルブ28、29の開/閉デューティサイクルはバルブが自由流モード(図16A)にある場合のデューティサイクルよりも大幅に低く、これにより、総差圧が増加するときのポンプ70の出口からの空気流を実質的に低減する(図16B)。

【0058】

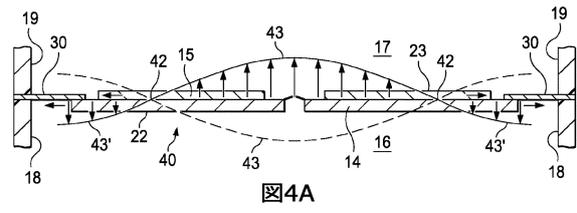
顕著な利点を有する発明が提供されたことは前述から明白であろう。本発明を、その形

50

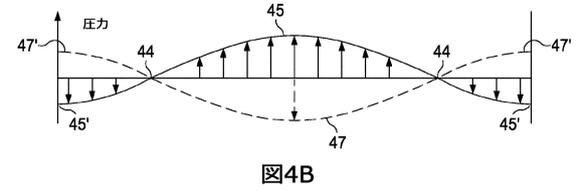
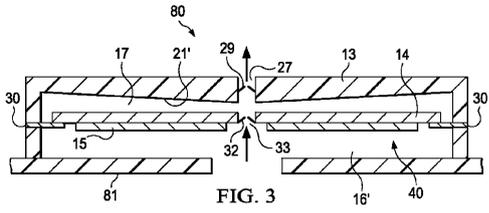
【 図 2 B 】



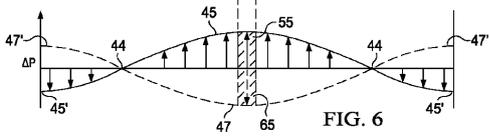
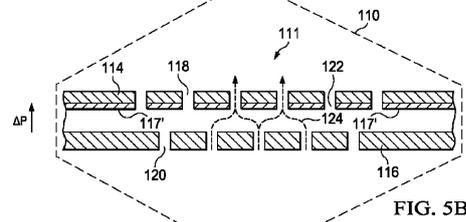
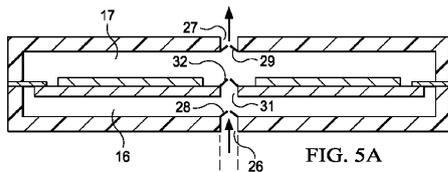
【 図 4 】



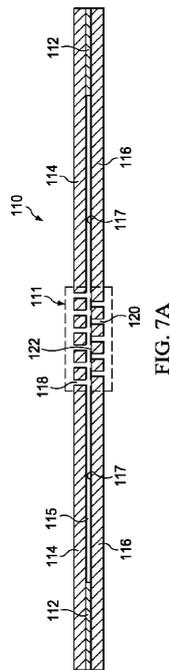
【 図 3 】



【 図 5 A - 6 】



【 図 7 A 】



【図7B】

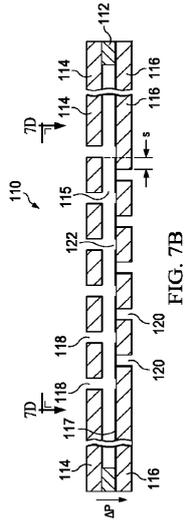


FIG. 7B

【図7C】

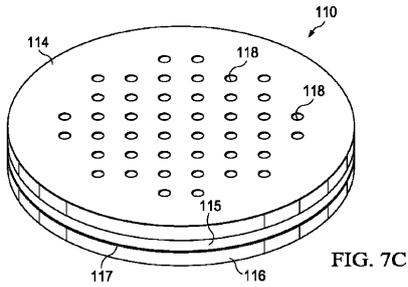


FIG. 7C

【図7D】

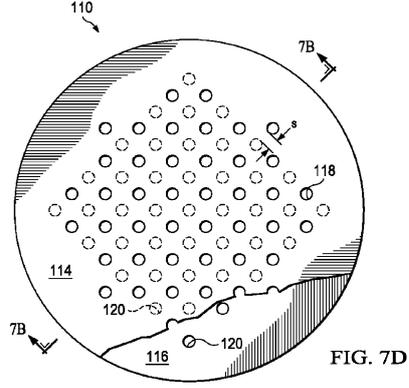


FIG. 7D

【図8A】

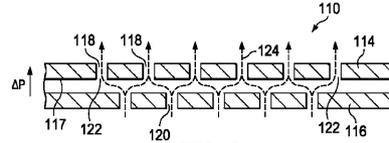


FIG. 8A

【図8B】

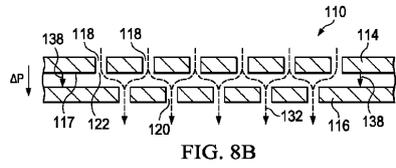


FIG. 8B

【図8C】

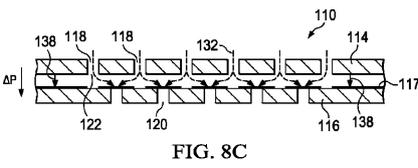


FIG. 8C

【図10A】

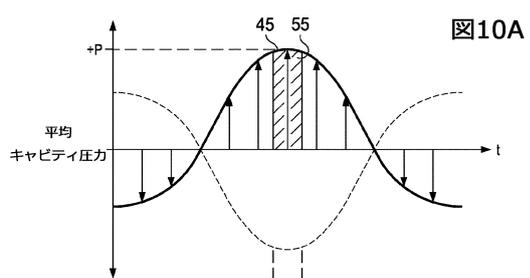


図10A

【図9】

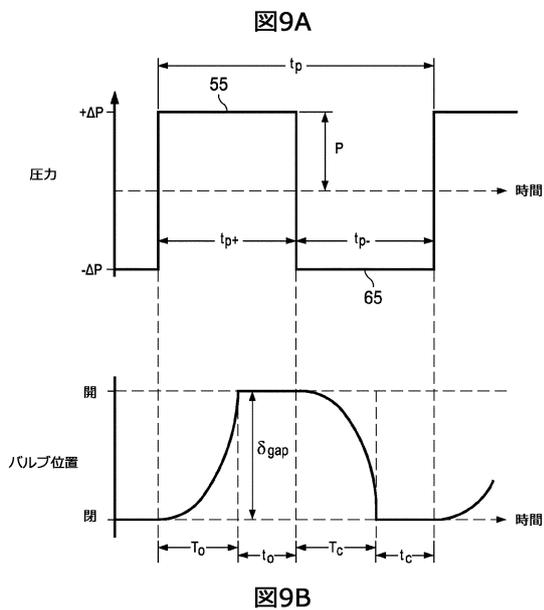
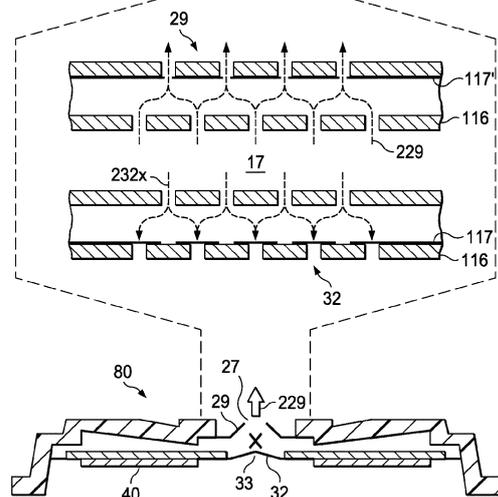
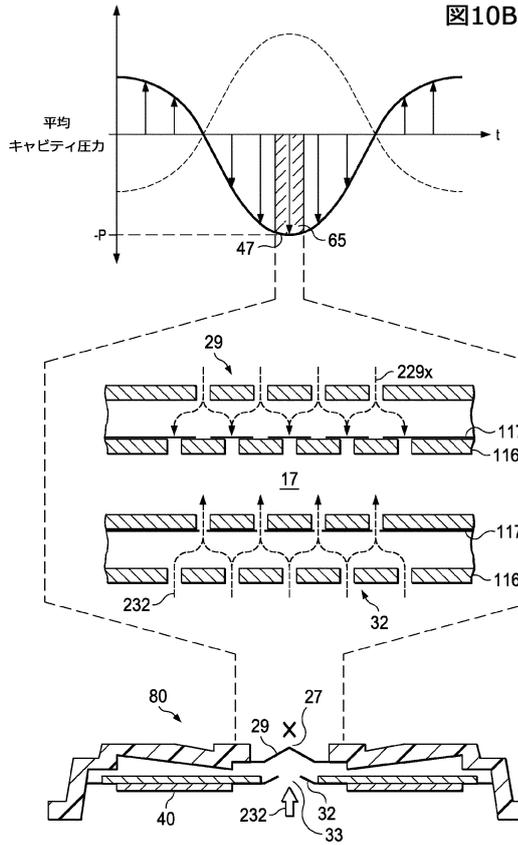


図9A

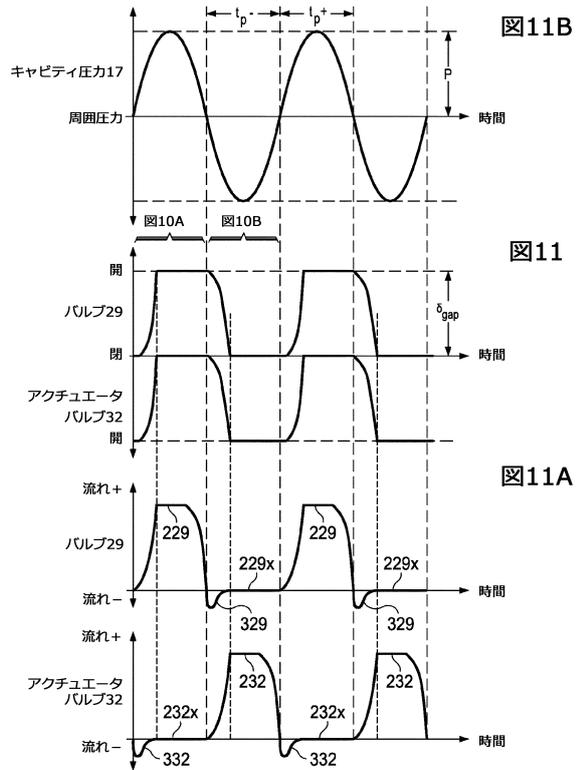
図9B



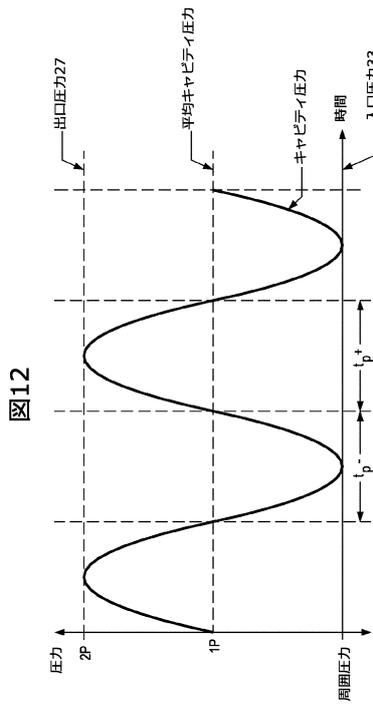
【図10B】



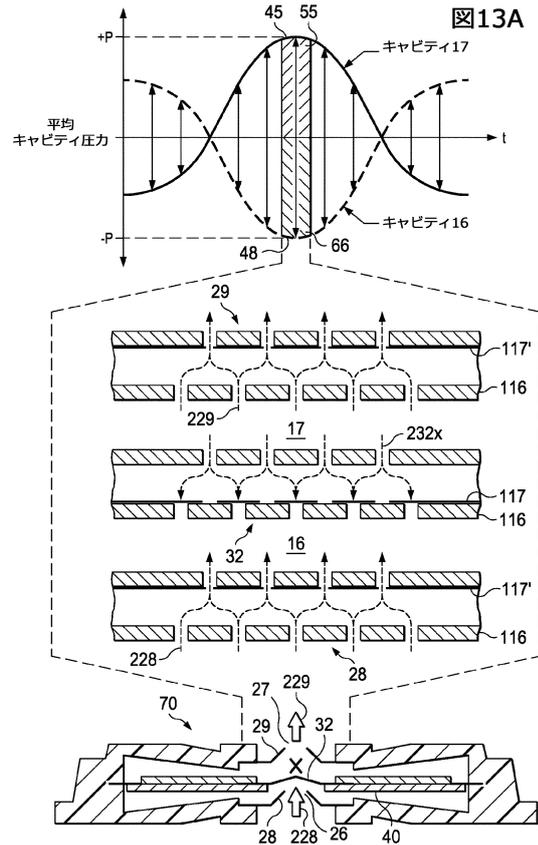
【図11】



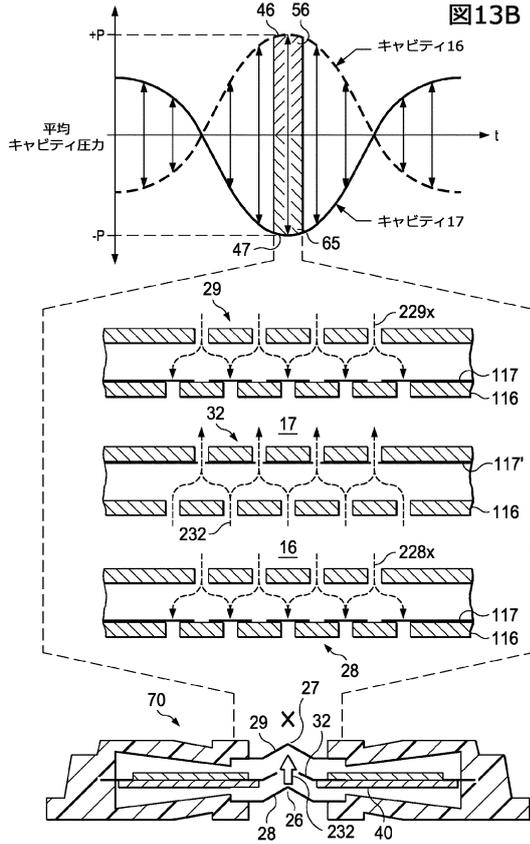
【図12】



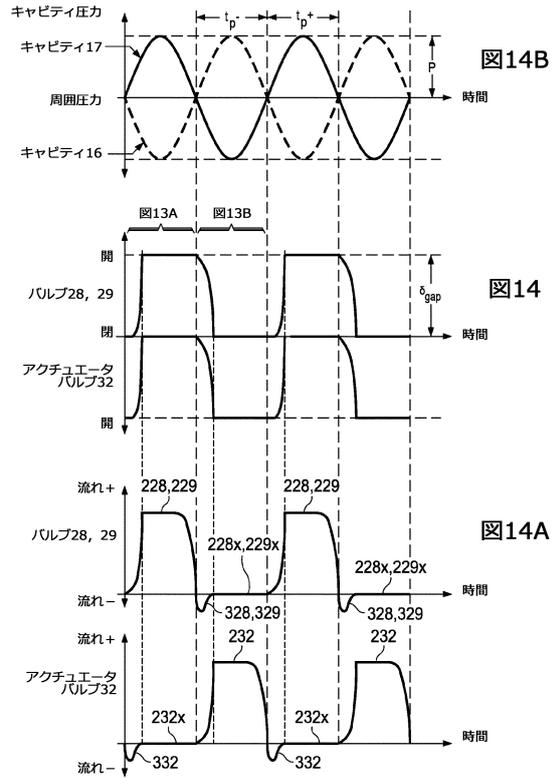
【図13A】



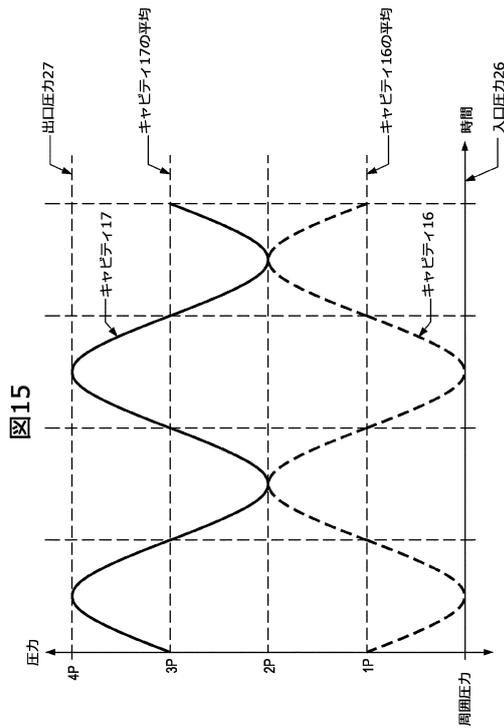
【図13B】



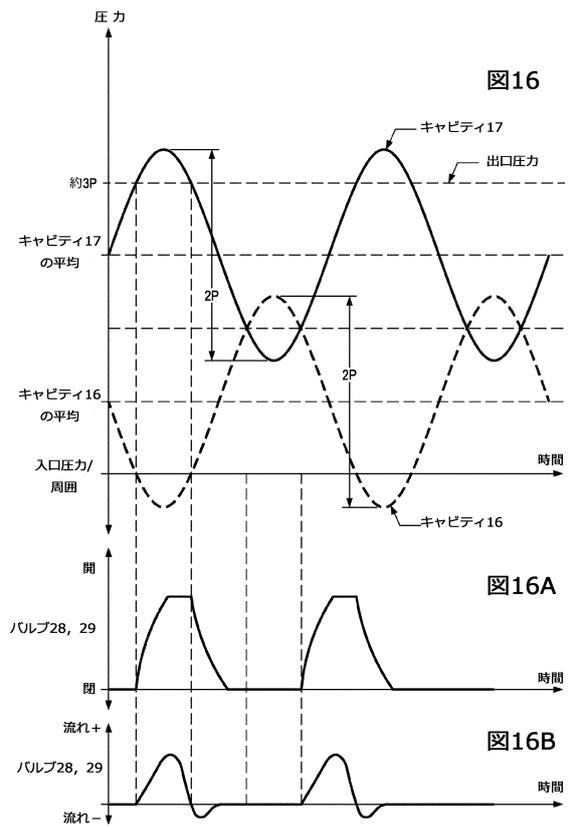
【図14】



【図15】



【図16】



フロントページの続き

(72)発明者 タウト, エイダン, マーカス
イギリス ウィルトシャー州 エスピー5 3エフィー, アルダーベリー, コリングウッドクロー
ス 9

審査官 山本 崇昭

(56)参考文献 特開2007-092677(JP, A)
国際公開第2010/139916(WO, A1)
米国特許出願公開第2010/0310398(US, A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F04B 43/00 - 47/14
F16K 15/00 - 15/20