

流体ダイオードを用いたバルブレスマイクロポンプの研究

—流体ダイオードの整流特性とポンプ性能の理論解析—

吉富秀樹* 井上和宏**

A Study on a Valveless Micro-Pump using Fluidic Diode

- Rectification Characteristics of the Fluidic Diode and Theoretical Analysis of the Pump -

Hideki YOSHITOMI, Kazuhiro INOUE

The investigation described in this paper was undertaken to clarify the feasibility of a valveless micro-pump using fluidic diode. This micro-pump control the flow by the two vortex type fluidic diode instead of the usual mechanical valve. First, in this paper, rectification characteristics of the micro fluidic diode are verified experimentally. Secondly, a theoretical method of performance prediction is discussed to obtain the flow capability of the pump. From the results of this study, the relationship between the performance of the fluidic diode and the Reynolds number is clarified. And, the expected flow rate and pump efficiency are revealed.

Key Words: Valveless Micro-pump, Fluidic Diode, Rectification Characteristics, Theoretical Analysis

1. はじめに

近年、パソコン等情報処理端末のCPU冷却用のマイクロポンプ⁽¹⁾、あるいは、超小型化学分析システム (μ -TAS) 用のマイクロポンプ⁽²⁾など、超小型の送液システムの技術開発が重要な課題となっている。特に今後急速に進むであろう宇宙開発においても、宇宙船等の電子機器から熱を除去するため、信頼性の高いマイクロポンプの必要性が高まってくると考えられる⁽³⁾。ところで、ポンプを実現するためのキーとなる技術は、逆流を阻止する機構である。この逆流阻止機構としては、一般的にはチェック弁が用いられる。このチェック弁として機械的可動弁を用いると、ポンプのマイクロ化に伴い弁の作動部の摩擦力が流体力（慣性力）に比べて相対的に増大し、マイクロポンプの安定な作動を妨げる要因となると言われている⁽²⁾。また、機械的な弁は当然ながらメンテナンスが必要であり、このことも、宇宙などでの長期の運転を考えると機械的可動弁の欠点と言えよう。

そこで、本研究では、機械的可動弁を用いることなく、流体ダイオードで整流することによりバルブ

レス機構を実現する。流体ダイオードはフルイデックス（流体素子）の一種で、流れ方向によって異なる流動抵抗を示すものである⁽⁴⁾。流体ダイオードのうち、ノズル型流体ダイオードを用いたマイクロポンプについては、既にいくつかの研究が成されている⁽⁵⁾。本研究ではノズル型流体ダイオードより高性能である渦流型流体ダイオード⁽⁴⁾を用いてポンプの高性能化を図る。しかし、渦流型流体ダイオードは、逆流を阻止する機能を渦巻き流れの効果に依存しているため、サイズを小さくすると粘性力が支配的となり慣性力が相対的に小さくなるため性能が低下する。したがって、超小型化学分析システム (μ -TAS) 用マイクロポンプのようなミクロンオーダーのマイクロ化においては渦流型流体ダイオードは不利と言えよう。しかし、ミリオーダーのマイクロ化においては従来のノズル型流体ダイオードよりも高性能化が図れる可能性がある。しかし、ミリオーダーのマイクロ化における渦流型流体ダイオードの特性について系統的に調べた研究は見当たらない。

そこで、本研究では、渦流型流体ダイオードをマイクロ化したときにレイノルズ数が下がることによる整流効果の変化を実験的に検討する。次に、この実験データをバルブレスマイクロポンプの理論解析に適用して、渦流型流体ダイオードを用いたバルブレスマイクロポンプの可能性を検討する。

原稿受付 平成19年8月31日

* 機械工学科

** 専攻科 機械・制御システム工学専攻

主な記号

C_p	: 水の比熱
D_e	: 接線ノズルの水力直径
D_v	: 渦室直径
f	: ポンプサイクル数
g	: 重力加速度
H	: 位置ヘッド
L	: 発熱量
M	: 冷却水量
P	: 圧力
Q	: 流量
Q'	: 1 サイクル当りの送液量
q	: 単位時間当りの流量
R	: 流れ抵抗
Re	: レイノルズ数
t	: 時間
V	: 流速
V_n	: 接線ノズルの断面平均流速
W	: ポンプシリンダ排除容積
W'	: ポンプシリンダの正味排除容積
W_v	: 流体ダイオードの渦室容積
β	: 容積比
ΔH	: 損失ヘッド
ΔP	: 圧力損失
ΔT	: 温度上昇
ζ	: 損失係数
η_{th}	: 理論容積効率
η_v	: 容積効率
ν	: 水の動粘性係数
ρ	: 水の密度
X	: 容積効率と理論容積効率の比
Ψ	: ダイオード比

添え字

d	: 吐出行程
f	: 順方向流れ
i	: 吸込側
o	: 吐出側
r	: 逆方向流れ
s	: 吸込行程
1	: 第1段階
2	: 第2段階

2. 渦流型流体ダイオードとバルブレスマイクロポンプ

2.1 渦流型流体ダイオード

渦流型流体ダイオードを Fig.1 に示す. このダイオードは, 薄い円筒状の渦室と, この渦室の中心に軸方向に取り付けられた軸ノズル, および渦室外周

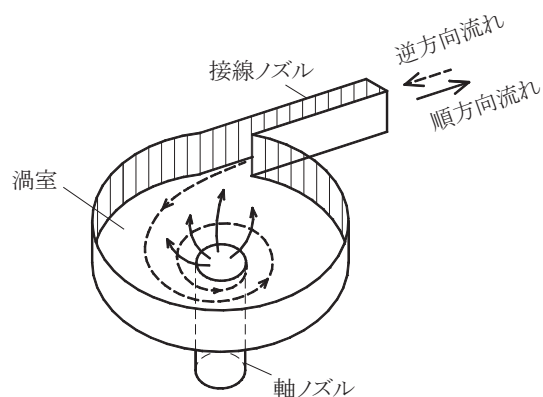


Fig.1 Vortex Diode

に接線方向に取り付けられた接線ノズルより構成されている. 軸ノズルから流入し接線ノズルへ流出する流れを“順方向流れ”と呼び, これと逆方向の流れ, すなわち接線ノズルから流入する流れを“逆方向流れ”と言う. 順方向流れは抵抗が小さいが, 逆方向流れでは渦室内に強い渦巻き流れが生じて大きな流動抵抗を示す. したがって, 順方向流れと逆方向流れで流動抵抗が異なるため, 順方向と逆方向のサイクリックな流れに対して, 逆流を完全には阻止できないもののある程度の整流効果を発揮する. これが電気回路のダイオードの作用に似ていることから流体ダイオードと呼ばれている. 本研究では, この流体ダイオードをチェック弁の代わりに用いてバルブレスマイクロポンプを実現する.

2.2 バルブレスマイクロポンプ

バルブレスマイクロポンプの概念図を Fig.2 に示す. このポンプは形態としては容積型ポンプであり, 前述のようにバルブレス機構を実現するためチェック弁の代わりに流体ダイオードを用いている. 吸込側ダイオードは吸込行程において順方向流れとなる向きに取り付ける. 一方, 吐出側ダイオードは吐出行程において順方向流れとなるように取り付ける. ポンプの駆動はピストンまたは可撓性ダイアフラムで行う.

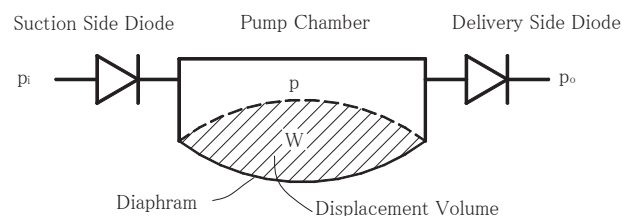


Fig.2 Schematic diagram of valveless micro-pump

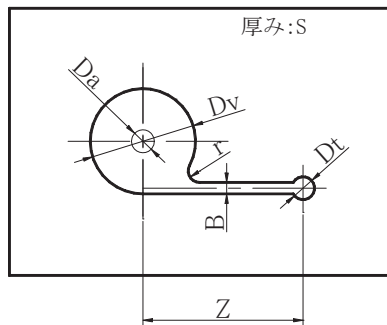
3. 渦流型流体ダイオードのマイクロ化と整流特性

冒頭でも述べたが, 渦流型流体ダイオードは整流効果を渦巻き流れによって得ており, 流体の慣性力

に依存している．このため，寸法が小さくなると慣性力に比べて粘性力が相対的に大きくなり，整流効果が低下してくると予想される．そこで，寸法の異なる流体ダイオードを用いて，渦流型流体ダイオードのマイクロ化と整流特性の関係を実験的に調べる．

3. 1 実験装置および方法

実験用に製作した 4 種類の流体ダイオードの通路寸法を Fig.3 に示す．一番大きい No.1 の寸法は，渦室直径 $D_v=46[\text{mm}]$ ，渦室厚み $S=5[\text{mm}]$ ，軸ノズル直径 $D_a=10[\text{mm}]$ ，接線ノズルは断面が $B \times S=5[\text{mm}] \times 5[\text{mm}]$ の正方形流路となっている．この寸法の 1/10 のサイズが一番小さい No.4 のダイオードとなっている．Fig.3 の形状を真鍮板にワイヤ放電加工によって加工し，この真鍮板を厚さ 10[mm] の透明アクリル板で上下からサンドイッチ状に挟んで流路を形成した．



	D_v	S	D_a	D_t	B	r	Z
No.1	46	5	10	10	5	5	70
No.2	27.6	3	6	6	3	3	42
No.3	9.2	1	2	2	1	1	14
No.4	4.6	0.5	1	2	0.5	0.5	7

Fig.3 Measurements of test diodes (unit : mm)

また，特性計測のための実験装置を Fig.4 に示す．実験方法は，高所に設けたタンクより水を供試ダイオードへ流入させ，ダイオードの入口と出口の間の圧力損失を測った．圧力計測は軸ノズルおよび接線ノズル端部の流路壁面に静圧孔を設け，水柱マンノメータによって計測した．また，流量はメスシリンダとストップウォッチによる体積法によって求めた．

3. 2 実験結果

(1) 圧力損失と流量の関係

まず，圧力損失と流量の関係を Fig.5 に示す．グラフの縦軸の圧力損失 ΔH は次式から求めた全損失を水柱[mmAq]で表したものである．

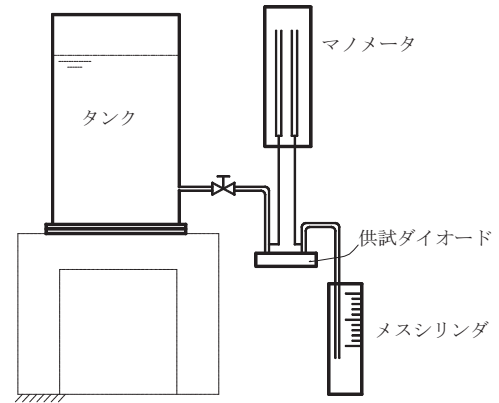


Fig.4 Experimental apparatus

$$\Delta H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + H \right)_{in} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + H \right)_{out} \quad \text{----- (3-1)}$$

渦室直径が 46[mm] と 27.6[mm] のものは，順方向流れと逆方向流れの圧力損失に大きな差が認められ，流体ダイオードとして機能していることが分かる．一方，渦室直径が 9.2[mm] とサイズが小さくなると圧力損失の差が減少しており，渦室直径 4.6[mm] ではさらに差が小さくなっている．渦室直径 4.6[mm] の流体ダイオードは，接線ノズルの通路寸法が一辺 0.5[mm] の正方形断面となっておりサブミリのオーダーであるが，順方向流れと逆方向流れにおいて明らかに抵抗差が認められることから，流体ダイオードとしての整流機能は持っていることになる．

(2) 損失係数とレイノルズ数の関係

本研究のレイノルズ数 Re は接線ノズルで定めており次式で定義する．

$$Re = \frac{V_n D_e}{\nu} \quad \text{----- (3-2)}$$

ここで， D_e は接線ノズルの水力直径であり正方形断面の一辺の長さに等しい．

ダイオードの損失係数 ζ は次式で定義する．

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\frac{\rho V_n^2}{2}} \quad \text{----- (3-3)}$$

ここで，圧力損失 ΔP は式(3-1)の ΔH を圧力に換算したもので，次式で求められる．

$$\Delta P = \rho g \Delta H \quad \text{----- (3-4)}$$

実験した 4 種類の流体ダイオードについて，損失係数とレイノルズ数の関係を Fig.6 に示す．図中の凡例の中の数値は渦室直径を表す．

Fig.6 より，順方向流れの損失係数は，レイノルズ数が 2000 以上ではほぼ一定値となっており，2000 以下の低レイノルズ数領域ではレイノルズ数が小さいほど大きい値を示している．これは，いわゆる管路の損失係数の傾向と同じである．一方，逆方向流れの抵抗係数は高レイノルズ数の領域では大きな値となっているが，レイノルズ数が低下するにつれて損失係数が下がっている．流体ダイオードにおいて

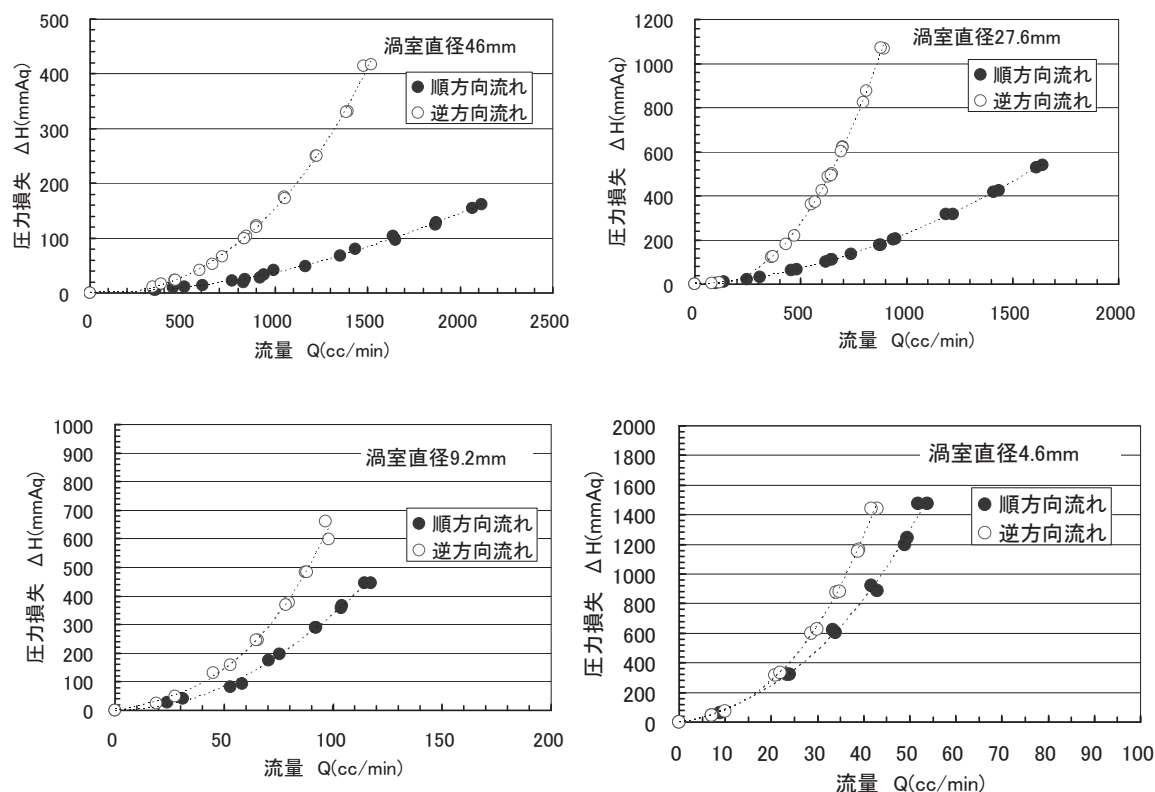


Fig.5 Characteristics between the pressure loss and flow rate

重要なのは、逆方向流れと順方向流れの抵抗比，すなわちダイオード比であるが，Fig.6 よりダイオードの寸法が小さくなるとダイオード比が小さくなるのが分かる．特に，渦室直径 4.6[mm]の逆方向流れの損失係数は他のものより一段と低下しており，レイノルズ数の低下に伴い粘性力が強くなって，渦が弱まっているものと考えられる．

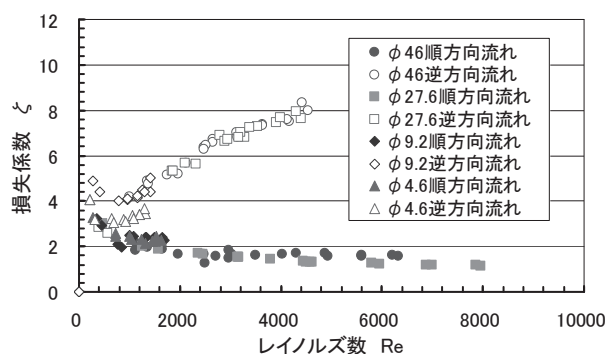


Fig.6 Loss coefficient versus Reynolds number

(3) 圧力損失と流れ抵抗の関係

流体ダイオードを流れる流量 q [m³/s]と圧力損失 ΔP [Pa]および流れ抵抗 R [Pa.s/m³]との関係を次式で定義する．

$$\Delta P = R \cdot q \quad \text{----- (3-5)}$$

流体工学では，圧力損失と流量（または流速）の関係は通常は式(3-3)のように非線形な形で表すが，こ

こでは後の解析を簡単化するため式(3-5)の線形関係で表している⁽⁶⁾．式(3-5)を変形すると流れ抵抗は以下のように書き表せる．

$$R = \frac{\Delta p}{q} \quad \text{----- (3-6)}$$

(4) ダイオード比

流体ダイオードの逆方向流れ抵抗 R_r と順方向流れ抵抗 R_f の比をダイオード比 ψ といい，次式で定義する．

$$\psi = \frac{R_r}{R_f} \quad \text{----- (3-7)}$$

実験した4種類の流体ダイオードのダイオード比を Fig.7 に示す．Fig.7 に示したダイオード比は，同じ圧力損失における逆方向流れ抵抗値と順方向流れ

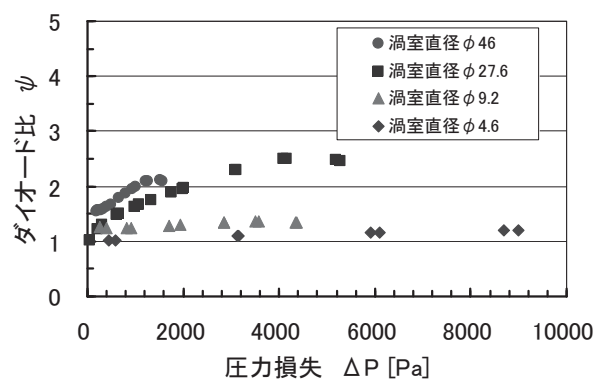


Fig.7 Diode ratio

抵抗値を Fig.5 の実験データより内挿法で求め、その比を計算したものである。渦室直径 46[mm]と 27.6[mm]のものはほぼ同じで、圧力損失が大きい領域では 2.0～2.3 となっている。また、渦室直径 9.2[mm]のものが約 1.3, 渦室直径 4.6[mm]のものは約 1.1 となっている。

4. ポンプ性能の理論解析

ここでは、バルブレスマイクロポンプの特性を理論解析し、前記の実験で得られた流体ダイオードの特性を適用して、バルブレスマイクロポンプの送液性能について可能性を検討する。

なお、渦流型流体ダイオードは流れが順方向流れから逆方向流れに切り換わった時に、渦室内に渦巻き流れが生じて初めて本来の逆流抵抗を発揮する。このため、逆流を阻止するまでに若干の応答遅れがある。この応答遅れを考慮した場合については後の 4.2 項で解析するが、まず、ポンプの基本特性を明らかにするため応答遅れが無いとした理想の場合について解析する。

4. 1 渦生成の応答遅れを考慮しない場合

(1) 吐出行程

まず吐出行程について解析する。解析モデルを Fig.8 に示す。

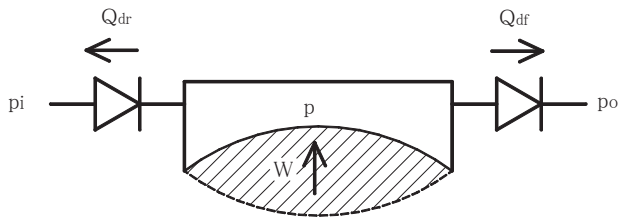


Fig.8 Discharge stroke

以下の理論解析において吐出側と吸入側にヘッド差はないものとする。すなわち、

$$P_i = P_o \quad (4-1)$$

である。よって、吐出行程における吸入側と吐出側の圧力差は等しいから次式が成り立つ。

$$\Delta P_d = P - P_i = P - P_o \quad (4-2)$$

吐出行程においては、吐出側ダイオードは順方向流れ、吸入側ダイオードは逆方向流れとなるから、吐出側への吐出量 $Q_{df}[\text{m}^3]$ 、および吸入側への逆流量 $Q_{dr}[\text{m}^3]$ は吐出行程の所要時間を $t_d[\text{s}]$ とすれば次式となる。

$$Q_{df} = q_{df} \cdot t_d = \frac{\Delta P_d}{R_f} t_d \quad (4-3)$$

$$Q_{dr} = q_{dr} \cdot t_d = \frac{\Delta P_d}{R_r} t_d \quad (4-4)$$

一方、ポンプの 1 サイクルにおける排除容積を $W[\text{m}^3]$ とすれば、

$$W = Q_{df} + Q_{dr} \quad (4-5)$$

が成り立つ。よって、式(4-5)に式(4-3)と式(4-4)を代入して吐出時間を求め、これを式(4-3)および式(4-4)に代入すれば吐出量と逆流量は次式で求められる。

$$Q_{df} = \frac{WR_f}{R_f + R_r} \quad (4-6)$$

$$Q_{dr} = \frac{WR_r}{R_f + R_r} \quad (4-7)$$

(2) 吸入行程

次に吸入行程について解析する。解析モデルを Fig.9 に示す。

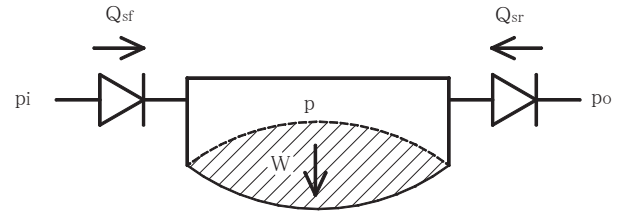


Fig.9 Suction stroke

吸入行程ではダイヤフラムが膨らんだ時に、吸入側からの吸入量 $Q_{sf}[\text{m}^3]$ および吐出側からの逆流量 $Q_{sr}[\text{m}^3]$ が発生する。これらの量は、吸入行程の所要時間を $t_s[\text{s}]$ とすれば次式で得られる。

$$Q_{sf} = q_{sf} \cdot t_s = \frac{\Delta P_s}{R_f} t_s \quad (4-8)$$

$$Q_{sr} = q_{sr} \cdot t_s = \frac{\Delta P_s}{R_r} t_s \quad (4-9)$$

ここで、 $\Delta P_s = P_i - P = P_o - P$ である。詳細は省略するが吐出行程と同様の解析を行えば、吸入量と逆流量は次式で求められる。

$$Q_{sf} = \frac{WR_f}{R_f + R_r} \quad (4-10)$$

$$Q_{sr} = \frac{WR_r}{R_f + R_r} \quad (4-11)$$

(3) ポンプ性能

1 サイクル当りの送液量 $Q'[\text{m}^3]$ は、吐出側へ吐き出される正味の量であるから次式で得られる。

$$Q' = Q_{df} - Q_{sr} = W \left(\frac{R_r - R_f}{R_r + R_f} \right) \quad (4-12)$$

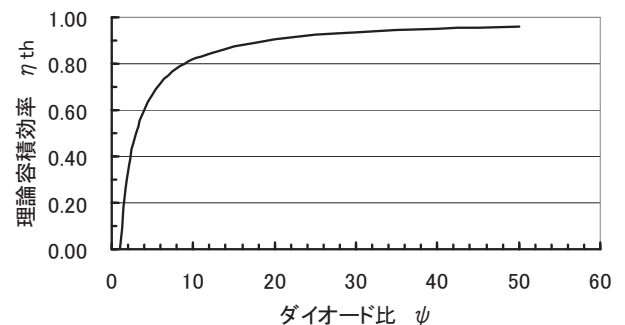


Fig.10 Theoretical volumetric efficiency

ここで、式(3-6)のダイオード比 ψ を用いると、式(4-12)は次式となる。

$$Q' = W \left(\frac{\psi - 1}{\psi + 1} \right) \quad (4-13)$$

よって、容積効率 η_v は、

$$\eta_v = \frac{Q'}{W} = \frac{\psi - 1}{\psi + 1} \quad (4-14)$$

となる。この渦生成の応答遅れを無視した場合の容積効率を理論容積効率 η_{th} と呼ぶことにする。よって、

$$\eta_{th} = \eta_v = \frac{\psi - 1}{\psi + 1} \quad (4-15)$$

ダイオード比と理論容積効率の関係を Fig.10 に示す。ダイオード比が 10 以下に低下すると理論容積効率は急激に減少する。したがって、ダイオード比は 10 以上が望ましいことが分かる。

4. 2 渦生成の応答遅れを考慮した場合

渦流型流体ダイオードの応答遅れに関する特性は解明されていないが、これと同様の形状をした渦室付排水管の応答遅れに関する筆者らのこれまでの研究⁽⁷⁾によると、応答遅れ時間は渦室内の水が入れ代わるに要する時間にほぼ等しいという知見が得られている。そこで、この知見に基づいて、応答遅れを考慮した場合のポンプ性能を解析する。

(1) 吐出行程

まず吐出行程について解析する。解析モデルを Fig.11 に示す。

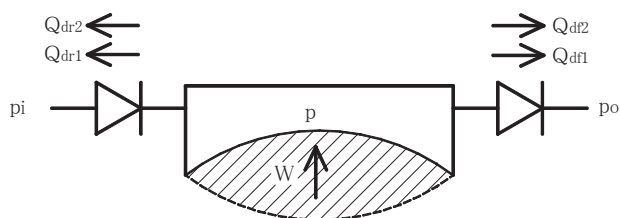


Fig.11 Discharge stroke (with response delay)

渦が生成するまでの過程を第 1 段階、渦が生成して本来の逆流抵抗を示している状態を第 2 段階と呼ぶことにする。

(a) 第 1 段階

逆流側流体ダイオードは、解析を簡単化するため、渦が生成するまでは順流と等しい抵抗を示すものとする。すなわち、第 1 段階においては、

$$R_r = R_f \quad (4-16)$$

とみなす。Fig.11 において、吐出行程では吸込側ダイオードが逆流状態となるので、吸込側への逆流量が渦室容積に等しくなるまでが第 1 段階である。よって、渦室容積を W_v とする。

$$Q_{dr1} = W_v \quad (4-17)$$

一方、式(4-16)の関係を考慮すると、第 1 段階の所要

時間を t_{d1} とすれば、

$$Q_{dr1} = \frac{\Delta P_d}{R_f} t_{d1} \quad (4-18)$$

の関係があるから、式(4-17)と式(4-18)より、

$$t_{d1} = \frac{R_f W_v}{\Delta P_d} \quad (4-19)$$

となる。また、第 1 段階における吐出側への流量 Q_{df1} は、

$$Q_{df1} = \frac{\Delta P_d}{R_f} t_{d1} = \frac{\Delta P_d}{R_f} \cdot \frac{R_f W_v}{\Delta P_d} = W_v \quad (4-20)$$

となり、第 1 段階における吸込側および吐出側への流量は渦室容積に等しい。

(b) 第 2 段階

第 1 段階における吸込側および吐出側への流量は、それぞれ渦室容積に等しいから、第 2 段階の正味のシリンダ排除容積 W' は、

$$W' = W - 2W_v \quad (4-21)$$

である。以降は、4. 1 項で示した応答遅れを考慮しない場合の式において、 W の代わりに W' と置けばよいから、

$$t_{d2} = \frac{W' R_f R_r}{\Delta P_d (R_f + R_r)} \quad (4-22)$$

$$Q_{df2} = \frac{W' R_r}{R_f + R_r} \quad (4-23)$$

よって、第 1 段階と第 2 段階を合わせた吐出側への送液量は、

$$Q_{df} = Q_{df1} + Q_{df2} = W_v + \frac{R_r}{R_f + R_r} W' \quad (4-24)$$

となる。

(2) 吸込行程

渦生成の応答遅れを考慮した場合の吸込行程の概念図を Fig.12 に示す。

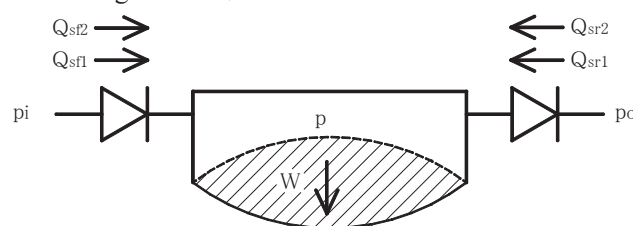


Fig.12 Suction stroke (with response delay)

解析方法は吐出行程と同様であるので詳細は省略するが、第 1 段階と第 2 段階を合わせた吐出側からの逆流量は、

$$Q_{sr} = Q_{sr1} + Q_{sr2} = W_v + \frac{R_f}{R_f + R_r} W' \quad (4-25)$$

となる。

(3) ポンプ性能

1 サイクル当りの送液量 Q [m³]は吐出側への正味の吐き出し量であるから、

$$Q' = Q_{df} - Q_{sr} = W' \left(\frac{R_r - R_f}{R_r + R_f} \right) \quad (4-26)$$

で得られる．ここで，ダイオード比 ϕ を用いると式(4-26)は以下となる．

$$Q' = W' \left(\frac{\psi - 1}{\psi + 1} \right) = (W - 2W_v) \frac{\psi - 1}{\psi + 1} \quad (4-27)$$

ここで，式を少し変形し，シリンダ排除容積と流体ダイオードの渦室容積の比を容積比 β とおくと，

$$\beta = \frac{W}{W_v} \quad (4-28)$$

となり，式(4-27)は次式となる．

$$Q' = W_v (\beta - 2) \frac{\psi - 1}{\psi + 1} \quad (4-29)$$

よって，容積効率 η_v は，

$$\eta_v = \frac{Q'}{W} = \frac{Q'}{\beta W_v} = \left(1 - \frac{2}{\beta} \right) \frac{\psi - 1}{\psi + 1} \quad (4-30)$$

となり，容積効率はダイオード比 ϕ だけでなく，容積比 β の影響を受けることが分かる．

また，式(4-15)で示した理論容積効率と式(4-30)の容積効率の比を χ とおくと，

$$\chi = \frac{\eta_v}{\eta_{th}} = \left(1 - \frac{2}{\beta} \right) \quad (4-31)$$

となり，容積比の影響が明確になる．

容積効率に及ぼす容積比 β の影響を Fig.13 に示す．容積比 β は 10 以下では容積効率に与える影響が大きいが，容積比 10 において容積効率は理論容積効率の 80% 程度となり，容積比が 10 以上では容積効率が横ばい状態となる．したがって，シリンダ容積はむやみに大きくする必要はなく，排除容積が渦室容積の 10 倍程度になるようにすればよいことが分かる．

次に，ポンプのサイクル数を f [c/s] とすると，単位時間当たりの送液量 Q [m³/s] は，

$$Q = fQ' = fW\eta_v = fW \left(1 - \frac{2}{\beta} \right) \frac{\psi - 1}{\psi + 1} \quad (4-32)$$

となる．

実験で使った渦室直径が 27.6[mm]，9.2[mm] および 4.6[mm] の 3 つのダイオードについて，ダイオード比をそれぞれ実験で得られた値である

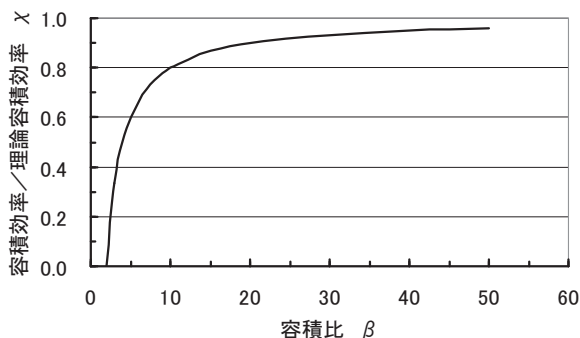


Fig.13 Effect of the volume ratio β

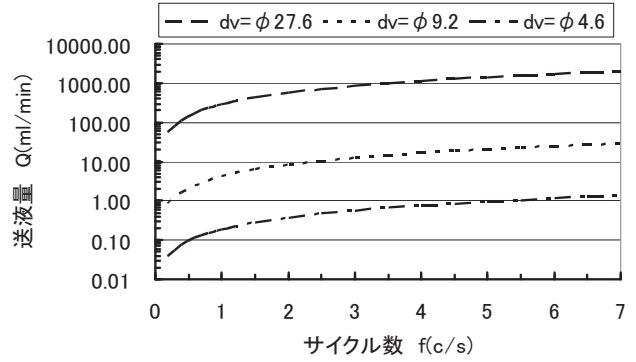


Fig.14 Calculated flow rate

2.0, 1.3, 1.1 とし，容積比 β は 10 としたときの送液量の計算値を Fig.14 に示す．サイクル数にもよるが，渦室直径が 27.6[mm] のものは送液量は 1000[ml/min] のオーダーであり，9.2[mm] のものが 10[ml/min]，および 4.6[mm] のものが 1[ml/min] のオーダーである．

5. まとめ

本報では，渦流型流体ダイオードを用いたバルブレスマイクロポンプの可能性を検討するため，渦流型流体ダイオードのマイクロ化に伴う性能変化を，渦室直径 46[mm] から 4.6[mm] までの 4 種類の相似形状をした渦流型流体ダイオードを用いて実験的に調べた．また，この実験結果をバルブレスマイクロポンプの理論解析に適用して，送液ポンプとしての可能性を検討した．

その結果，最も小さい渦室直径 4.6[mm] のものでも整流効果が認められた．また，ポンプ性能の理論解析によると，送液量は，渦室直径 27.6[mm] のものが 1000[ml/min] のオーダーであり，9.2[mm] のものが 10[ml/min]，および 4.6[mm] のものが 1[ml/min] のオーダーが期待できることがわかった．

参考文献

- 1) 横田，徐，吉田，枝村：電界共役流体(ECF)を応用した電子チップ液冷用平面薄形ポンプ，日本機械学会論文集(C 編)，Vol.71, No.709(2005)，pp.2798～2804
- 2) 木寺，塚本，宮崎：圧電素子をアクチュエータとするバルブレスマイクロポンプ，ターボ機械，Vol.31, No.7(2003)，pp.435～439
- 3) <http://www.all-waseda.com/news/research/862>
- 4) 尾崎省太郎，原美明：純流体素子入門，日刊工業新聞社，(1967)，pp.34～37
- 5) Nam-Trung Nguyen, Steven T. Wereley: Fundamentals and Applications of Microfluidics, Artech House, (2002)，pp.308～311
- 6) 増渕正美：システムのモデリング，計測と制御，Vol.45, No.1(2006)，pp.2～7
- 7) 吉富，田中，井上：流体自身の流れで吸引力を制御する渦室付排水管の研究（第 4 報）流れ状態の変化に伴う吸引力の動的応答性，空気調和・衛生工学会平成 18 年度学術講演会講演論文集，(2006)，pp.789～792

