

# 複動型バルブレスポンプの送液特性と性能設計法

吉富秀樹\*

## Pumping Characteristics of a Double Acting Valve-less Pump and Performance Design Method

Hideki YOSHITOMI

The study described in this paper was performed to analyze the pumping characteristics of a double acting valve-less pump. This valve-less pump uses the fluidic diode instead of usual mechanical movable valve to rectify the flow. The author designed and produced a test machine of the double acting valve-less pump driven by servo motor. As the results of the transport examination, the maximal flow rate of the test valve-less pump was 90ml/min and the lift head was 450mm in drive cycle number 109cycle/min. The influence of driving cycle number on pump performance was also clarified, and it was appeared that the optimum cycle number was in existent. In addition, the author developed the performance design method of the double acting valve-less pump. The experimental performance values agreed with the design values. So, the validity of the performance design method was able to be confirmed.

*Key Words:* Valve-less Pump, Double Acting Pump, Pumping Characteristics, Performance Design method

### 1. はじめに

マイクロ化学反応装置などのマイクロ分野のポンプにおいては、機械的可動弁を用いると弁の摩擦力が流体力に比べて相対的に増大し、ポンプの安定な作動を妨げる要因になると言われている<sup>1)</sup>。このため、マイクロ分野において機械的可動弁を用いないバルブレスポンプを実現するため、流体素子の技術を用いて薬液を操作しようとするマイクロフルイディクスの技術が注目されるようになった<sup>2)</sup>。すなわち、バルブレスポンプは、機械的可動弁を持たないもののポンプとして機能するためには弁の代わりに整流する機構が必要であり、この整流機構にノズル・ディフューザ構造などのマイクロフルイディクスの技術が使われている<sup>2)</sup>。筆者もフルイディクスの技術を応用したバルブレスポンプを提案しており、ノズル・ディフューザ構造とは異なる渦流型流体ダイオード<sup>3)</sup>で整流するバルブレスポンプについて研究開発を行っている<sup>4)~7)</sup>。渦流型流体ダイオードは、ノズル・ディフューザ構造より整流効率が良

く、バルブレスポンプを構成したときの性能も優れている。このため、バルブレスポンプの用途としても、マイクロ分野に限ることなく、電子機器冷却用ポンプや携帯用化学分析機器組み込みポンプなど、より広範囲な利用分野への展開を目指している。

筆者の研究報告において、第1報<sup>4)</sup>では、渦流型流体ダイオードの整流特性を実験的に解析するとともに、渦流型流体ダイオードを用いたバルブレスポンプについてポンプ性能の理論解析法を示した。第2報<sup>5)</sup>では、空気圧駆動バルブレスポンプを製作し、送液試験によってポンプ特性を解析するとともに第1報<sup>4)</sup>で示した性能解析法の妥当性を実証した。また、第3報<sup>7)</sup>では、電子機器冷却用ポンプや携帯用化学分析機器組み込み用ポンプを想定し、作動音が静かでバッテリー駆動も可能なバルブレスポンプとして、形状記憶合金アクチュエータで駆動するバルブレスポンプを試作し、その特性や課題を明らかにした。

以上の研究は、いずれも基本的なバルブレスポンプの形態である“単動型”に関するものであった。本研究では、これまでの単動型に比べて、より安定で効率的な送液が可能となる“複動型”について、試験研究を通じて特性を解析するとともに、性能設計

---

原稿受付 平成 27 年 9 月 9 日

\*機械工学科

法を開発した。

## 2. バルブレスポンプ

### 2.1 原理

弁の代わりに用いる渦流型流体ダイオードについては第1報<sup>4)</sup>で詳しく説明しているが、ここでも簡単に触れておく。渦流型流体ダイオードの構造を Fig.1 に示す。この流体ダイオードは、逆方向流れにおいて、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。一方、順方向流れでは、流動抵抗は小さく流れやすい。この双方向の流れの流動抵抗の差によって、逆流を完全に止めることはできないものの、ある程度の逆止弁効果を発揮する。本研究では、この渦流型流体ダイオードを吸込弁および吐出弁の代わりに用いてバルブレスポンプを構成している。

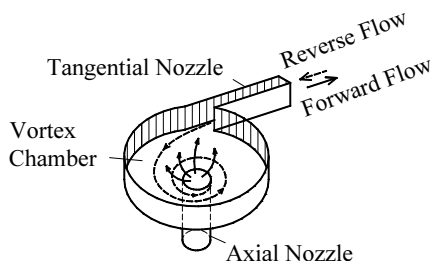


Fig.1 Shape of the vortex diode

### 2.2 単動型と複動型

バルブレスポンプの基本型である単動型バルブレスポンプの概念図を Fig.2 に示す。吸込弁と吐出弁の代わりに流体ダイオードを取り付けて整流する構造となっている。このように、単動型は一对の流体ダイオードと1個のポンプ室で構成されており、ベローズを駆動するアクチュエータが1サイクル作動する間に一回の吐き出しが行われる。

一方、複動型は、Fig.3 に示すように単動型を2個組み合わせたとような構造となっており、4個の流体ダイオードで整流する。ポンプ室も左右に2個持っており、左右のポンプ室のベローズを交互に伸縮させることで作動する。この交互の伸縮を1サイクルと数えると、1サイクルに2回の吐き出しが行われることになる。このため、複動型の長所としては、単動型に比べて流量を増やせるとともに、吐き出し流れの脈動を抑える効果が期待できる。

## 3. 複動型バルブレスポンプ

### 3.1 本体の構造

複動型バルブレスポンプ本体の構造を Fig.4 に示す。主要部は透明アクリル樹脂で作っており、整流

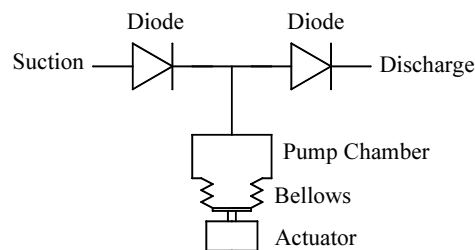


Fig.2 Single acting valve-less pump

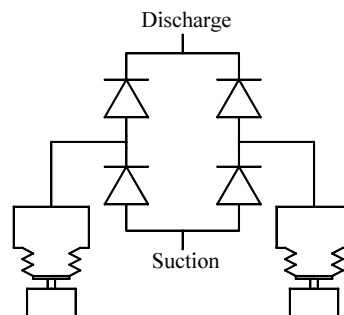


Fig.3 Double acting valve-less pump

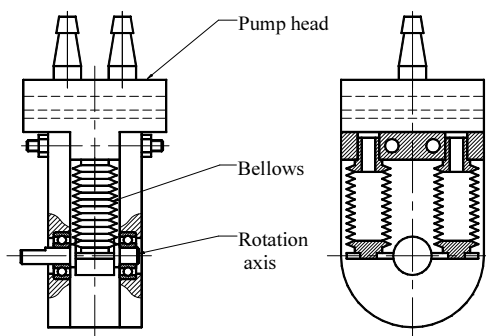


Fig.4 Double acting valve-less pump

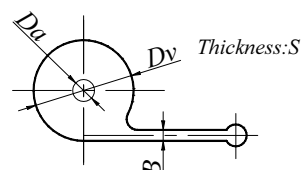


Table 1 Size of the vortex diode

Items	Symbol	Dimension
Diameter of Vortex Chamber	$D_v$	9[mm]
Thickness of Vortex Chamber	$S$	1[mm]
Diameter of Axial Nozzle	$D_a$	2[mm]
Width of Tangential Nozzle	$B$	1[mm]
Thickness of Tangential Nozzle	$S$	1[mm]

用の流体ダイオードはポンプヘッド部に4個組み込まれている。また、複動型であるためベローズは左右に2個付いており、回転軸がシーソーのような揺動運動することで左右のベローズが交互に伸縮され

る。この交互の伸縮を1サイクルと数えると、1サイクルに2回の吐き出しが行われることになる。

ポンプヘッド部分に組み込んでいる渦流型流体ダイオードの形状と主要寸法をTable 1に示す。Table 1の記号と挿絵の記号が対応している。本研究のバルブレスポンプは、ポンプのマイクロ化を意識し、渦流型流体ダイオードの通路寸法はミリオーダーに設定している。Table 1より、主要寸法は、渦室直径9[mm]、渦室厚み1[mm]、軸ノズル直径2[mm]、接線ノズルは断面が1[mm]×1[mm]の正方形流路となっている。

### 3. 2 駆動用アクチュエータとその制御

バルブレスポンプの駆動用アクチュエータとしては、第2報<sup>5)</sup>では空気圧アクチュエータを使い、第3報<sup>7)</sup>では形状記憶合金アクチュエータを用いた。駆動用アクチュエータは、バルブレスポンプの用途に応じて最適なものを組み合わせれば良いが、本研究では、揺動型アクチュエータであること、およびコンパクトであることなどを理由に、模型機器のラジコン用サーボモータを選んだ。ラジコン用サーボモータは、パルス信号で揺動角を制御できるため、マイクロコンピュータによるデジタル制御に向いていることも選定理由の一つである。

ラジコン用サーボモータをバルブレスポンプ本体に取り付けた状態をFig.5に示す。また、外観の写真をFig.6に示す。写真の黒い部分がサーボモータである。比較的コンパクトに纏まっていることが

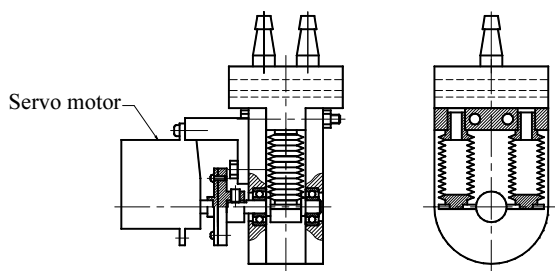


Fig.5 Valve-less pump driven by servo motor



Fig.6 Double acting valve-less pump

わかる。サーボモータは双葉電子工業(株)のS3003型サーボモータを使っており、その特性をTable 2に示す。電源電圧はDC4~6[V]程度で回転可能であり、小型のバッテリーでも駆動できる電圧であることから携帯機器用にも適用できる。定格トルクは、電源電圧6[V]の時に4.1[kgf.cm]であり、最大回転速度は60°回転するのに0.19[sec]となっている。

Table 2 Specifications of the servo motor S3003

Drive voltage	DC6.0[V]
Max. rotating speed	0.19[sec]/60°
Rated torque	4.1[kgf.cm]
Max. current	0.35[A]
Dimension	40.4×19.8×36.0[mm]
Weight	37.2[g]

ラジコン用サーボモータの回転角度はパルス信号で制御でき、Fig.7に示すように、1周期が20[ms]の周期的パルス信号を用いる<sup>8)</sup>。このパルス信号において、立ち上がりパルス幅が1.75[ms]で+30°回転し、1.5[ms]で中立位置にもどり、1.25[ms]で-30°回転する。そこで、立ち上がりパルス幅を1.25[ms]から1.75[ms]まで連続的に変化させれば、Fig.7の下図に示すような±30°の揺動運動をさせることができる。また、パルス信号の変化率を調整することで、動作速度(駆動サイクル数)も任意に設定することが可能である。このような複雑な制御を行うため、ここでは示していないが、マイクロコンピュータを中枢に据えた制御用電子回路を別途製作し、これによ

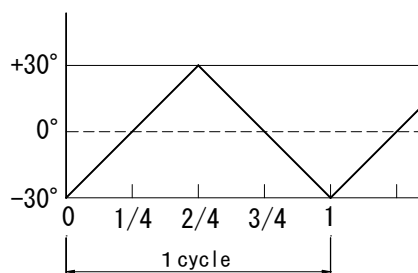
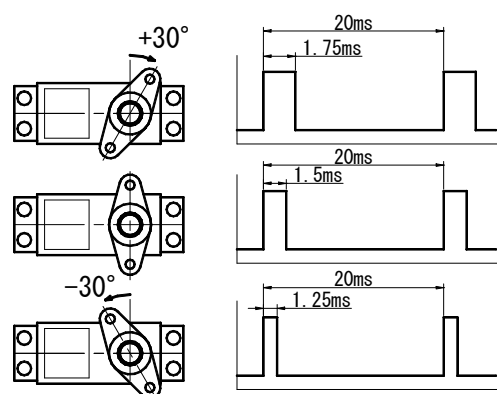


Fig.7 Control method of the servo motor

ってサーボモータをコントロールした。

#### 4. 送液試験

##### 4. 1 試験装置および試験方法

送液試験装置の構成を Fig.8 に示す。吸込側タンクは、補助ポンプとオーバーフロー管によって水位を一定に保っている。送液量は、吐出側タンクのオーバーフロー管から出た水をメスシリンダで受けて容積と時間を測る体積法によって求めた。なお、試験液は常温の水道水である。

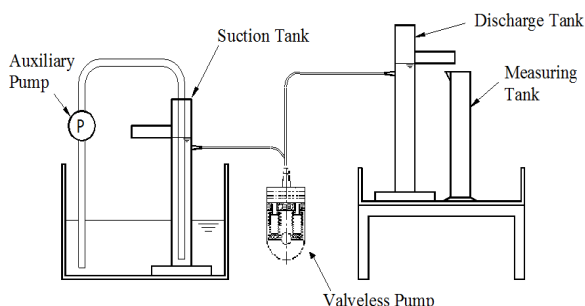


Fig.8 Experimental apparatus

##### 4. 2 送液試験の結果

ラジコン用サーボモータを用いた複動型バルブレスポンプの送液特性について、試験結果を以下に述べる。

###### (1) 流量特性

サーボモータの電源電圧を 6[V]として揚程を変化させた時の特性を Fig.9 に示す。図中の3種類のデータは、凡例に示すように駆動サイクル数を 56[cycle/min], 88[cycle/min], 109[cycle/min]と変化させた時の試験結果である。

駆動サイクル数が 56[cycle/min]の時には、最大流量が 40[mL/min], 限界揚程は 170[mm]となっている。この最大流量と限界揚程は、駆動サイクル数が大きくなるほど増加しており、109[cycle/min]の時には、最大流量が 90[mL/min], 限界揚程は 450[mm]となっている。試験データの近似線の傾きは、いずれの駆動サイクル数においてもほぼ同じであることが

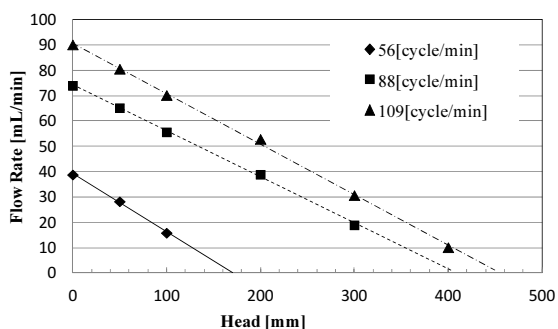


Fig.9 Flow rate of the valve-less pump

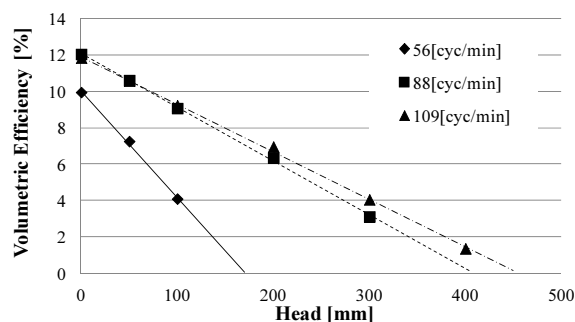


Fig.10 Volumetric efficiency of the valve-less pump

見てとれる。近似線の傾きがほぼ同じであることは、最大流量（揚程がゼロの流量）が与えられれば任意の揚程の流量が計算できることにつながる。後の5章で示す性能設計法では、この考え方を基礎にして、基準となる最大流量を解析的に求める手法を示している。

次に、容積効率を Fig.10 に示す。容積効率は、ベローズの単位時間当たり排除容積に対する送液量の比と定義しており、次式で求められる。

$$\eta_v = \frac{Q}{2fW} \text{----- (1)}$$

ここに、 $\eta_v$ は容積効率、 $Q$ は単位時間当たりの送液量、 $f$ は単位時間当たりの駆動サイクル数であり、複動型は1サイクルに2回吐き出すため式(1)では2倍している。また、 $W$ はベローズ1個当りの排除容積である。

Fig.10によると、56[cycle/min]の容積効率はやや低いが、88[cycle/min]と109[cycle/min]の容積効率はほぼ等しく、最大容積効率はいずれも 12[%]となっている。

###### (2) 流量特性に及ぼす駆動サイクル数の影響

揚程を 20[mm]に固定して、駆動サイクル数のみを 56[cycle/min]から 155[cycle/min]まで段階的に変化した時の送液量を Fig.11 に示す。なお、この試験ではサーボモータの電源電圧を 6[V]に固定している。Fig.11によると、駆動サイクル数が 56[cycle/min]から 100[cycle/min]付近までは駆動サイクル数にほぼ比例して流量も増えているが、100[cycle/min]を超え

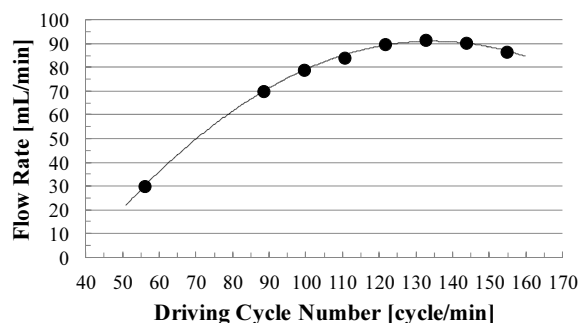


Fig.11 Effect of driving cycle on flow rate

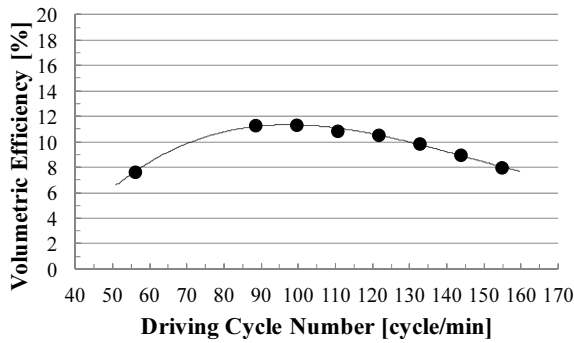


Fig.12 Effect of driving cycle on volumetric efficiency

ると流量の増加割合が減少していることが見てとれる。そして、130[cycle/min]付近で流量は頭打ちになり、その後は減少している。

この130[cycle/min]以上の高速駆動域で、ポンプの状態を観察すると、ゴム製のベローズが少しへこむような変形が認められた。これは、ベローズ内が水で十分に満たされていないことを意味する。つまり、駆動サイクル数を上げ過ぎると、十分な吸込みが出来なくなっているものと考えられる。そこで、Fig.11のデータから容積効率を求めると Fig.12が得られる。Fig.12によると、容積効率のピークは90~100[cycle/min]付近にあり、これより高速域では効率が低下している。したがって、駆動サイクル数には適正值が存在することがわかる。

そこで、適正な駆動サイクル数の設計指針を得るため、吸込行程における吸込み側流体ダイオードの接線ノズル流速に着目する。接線ノズル流速は、直接には計測していないので、理論計算によって推定する。理論計算は第1報<sup>4)</sup>で示したポンプ性能の理論解析法を利用する。ここでは詳細は省略するが、第1報<sup>4)</sup>によると、吸込行程での吸込み側からの吸込流量 $Q_{sf}$ は次式で求められる。

$$Q_{sf} = \frac{WR_r}{R_f + R_r} = W \frac{\psi}{1 + \psi} \quad \text{----- (2)}$$

ここに、 $W$ は排除容積[m<sup>3</sup>]、 $R$ は流れ抵抗[Pa.s/m<sup>3</sup>]、 $\psi$ はダイオード比(逆流抵抗と順流抵抗の比： $R_r/R_f$ )、添え字の $f$ は順方向流れ、 $r$ は逆方向流れを意味する。そして、駆動サイクル数を $f$  [cycle/min]、流体ダイオード接線ノズル断面積を $A_t$  [m<sup>2</sup>]とすると流体ダイオード接線ノズル流速 $v_t$  [m/s]は式(3)で与えられる。なお、式(3)は吸込行程における時間平均的な流速である。

$$v_t = \frac{Q_{sf}}{\left(\frac{60}{f \times 2}\right) A_t} \quad \text{----- (3)}$$

この方法で吸込み側流体ダイオードの接線ノズル流速を計算すると Fig.13が得られる。

Fig.13によると、流量が頭打ちになる130[cycle/m

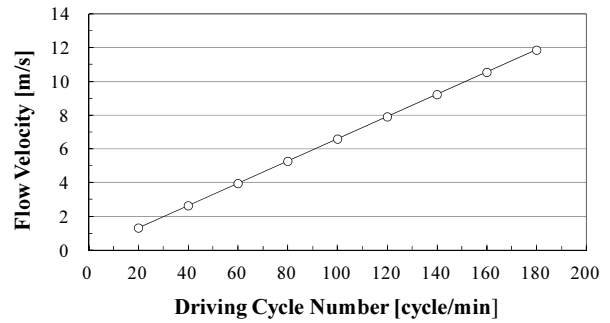


Fig.13 Flow velocity in the tangential nozzle

in]付近での流速は8[m/s]を超えており、これは管内流速としてはかなり高い値であり大きな流動損失が生じるものと考えられる。よって、ポンプをむやみに高速で動かしても、流体ダイオード内の流速が高くなりすぎて流動損失が大きくなり、十分な吸込みができず、かえって性能が低下してしまうのである。

したがって、流体ダイオードの通路寸法とベローズの動き(すなわち、駆動サイクル数)が適正にマッチングすることが必要である。つまり、駆動サイクル数には適正值が存在し、Fig.12において容積効率が最大になる点、すなわち駆動サイクル数にして90[cycle/min]付近が最適と判断される。この90[cycle/min]に対応した流体ダイオード接線ノズル流速を Fig.13から求めると6[m/s]となっている。つまり、駆動サイクル数は、吸込行程における吸込み側流体ダイオードの接線ノズル流速が6[m/s]程度になるよう設計すればよいものと考えられる。式(3)で示した接線ノズル流速は理論的なものであり、実流速を示しているかどうかは不明であるが、一つ的设计指針を与えるものとする。

なお、接線ノズル流速を用いる理由は、次のようである。すなわち、バルブレスポンプに関する筆者の一連の研究における流体ダイオードの形状は、流体ダイオードと同様の形状をした渦流型流体素子に関する研究<sup>9)</sup>から求めた最適形状(最適寸法比)を採用しており、全て相似形状(同一寸法比)の流体ダイオードを用いている。したがって、当該流体ダイオードを用いたバルブレスポンプの最適設計条件を流体ダイオード内流速で評価する場合には、流体ダイオードのどこかの部分の流速を代表流速として用いることは妥当であると考えられる。このため、本研究では、接線ノズル内流速を代表流速として用いた。

### (3) 流量特性に及ぼすモータ駆動電圧の影響

携帯機器組み込み用ポンプを想定すると、電源電圧は低い方が取り扱い易いので、駆動用サーボモータの駆動電圧を下げて行ったときにポンプ流量がどのように変化するかを調べた。この試験では、揚程を20[mm]で固定し、駆動電圧をDC6[V]からDC3[V]

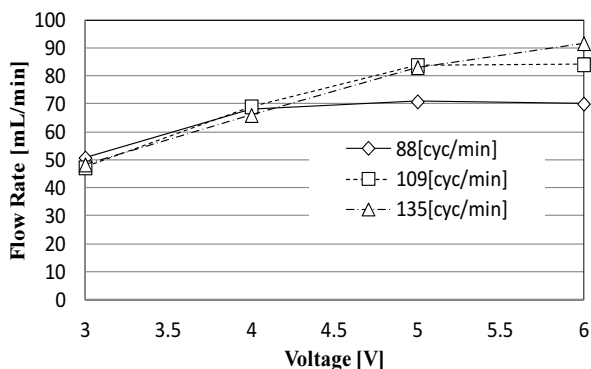


Fig.14 Effect of drive voltage

まで段階的に下げて行きながら送液試験を行った。その結果をFig.14に示す。

駆動サイクル数が一定であれば流量も一定になるはずであるが、Fig.14によると駆動サイクル数が一定でも駆動電圧が低くなると流量が低下する傾向が見てとれる。例えば、88[cycle/min]では電圧が4[V]以下になると流量が低下しており、109[cycle/min]では5[V]以下で流量低下が認められる。135[cycle/min]では6[V]で既に流量低下が起こっているように見える。これは、駆動電圧が低下すると、サーボモータの揺動角が設定通り動いていないものと考えられ、目視でもそのような状況が確認できた。したがって、ラジコン用サーボモータには駆動サイクル数に応じた必要最低電圧というものが存在し、このケースでは88[cycle/min]では4[V]、109[cycle/min]では5[V]、そして135[cycle/min]では6[V]以上の電圧が必要であることがわかる。これは、ラジコン用サーボモータ、あるいはこれと同様の機構のサーボモータを用いる場合の留意点となる。

#### (4) 圧力脈動

まず、比較の基準として単動型バルブレスポンプの圧力脈動の一例をFig.15に示す。これは、第2報<sup>5)</sup>の空気圧駆動バルブレスポンプの試験によって得たデータであり、ポンプの運転条件は、駆動サイクル数66[cycle/min]、ポンプ揚程100[mm]となっている。圧力測定はポンプ室内で測っており、圧力脈動は9~11[kPa.g]の範囲で大きく脈動している。

次に、本研究の複動型バルブレスポンプでは、ポンプ室内の圧力ではなく、吐き出し管内の圧力脈動を測っており、そのデータをFig.16に示す。運転条件は、Fig.15の空気圧駆動バルブレスポンプの試験に合わせて、駆動サイクル数66[cycle/min]、ポンプ揚程100[mm]としている。なお、サーボモータの駆動電圧は6[V]である。

駆動サイクル数66[cycle/min]では、1サイクルに要する時間は0.9[sec]となるが、Fig.16を見ると0.9[sec]間に2つの波があることから、1サイクルに

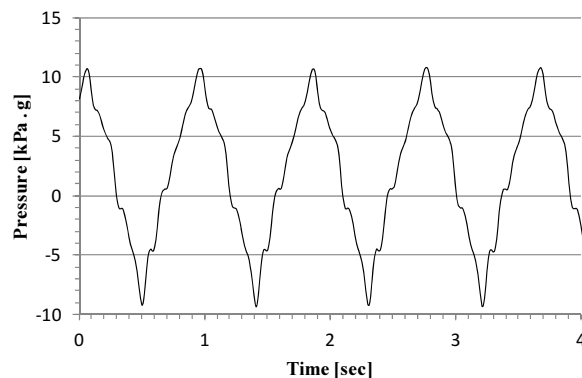


Fig.15 Pressure pulsation in pump chamber of the single acting pump

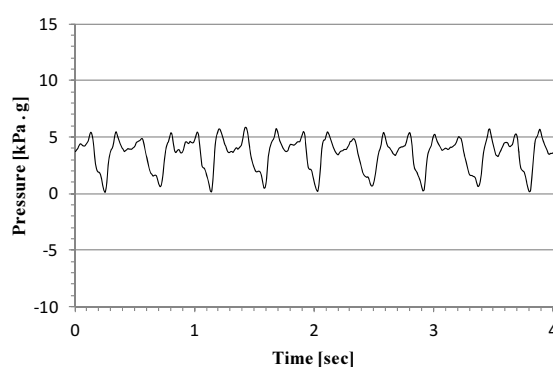


Fig.16 Pressure pulsation in delivery pipe of the double acting pump

2回の吐き出しが行われていることが確認できる。

また、吐き出し流れの脈動について考察すると、Fig.15とFig.16は圧力測定場所が異なるため、直接の比較はできないが、Fig.15の単動型の圧力脈動の山の形は鋭く立っており、吐き出し流れの脈動もかなり大きいものと推察される、一方、Fig.16の複動型の圧力脈動は、吐出行程が終わった時に圧力が1[kPa.g]付近まで一瞬下がっているが、おおむね4~5[kPa.g]の範囲で変動しており、吐き出し流れの脈動は比較的小さく抑えられていることがわかる。

## 5. 性能設計法

第1報<sup>4)</sup>で示したポンプ性能の理論解析法を応用して、複動型バルブレスポンプの性能設計法を開発した。この性能設計法は、4.2節(1)項で述べたように、揚程ゼロにおける送液量を理論的に求めるものである。

さて、第1報<sup>4)</sup>で示したように、バルブレスポンプの理論容積効率 $\eta_{vth}$ は次式で与えられる。

$$\eta_{vth} = \left(1 - \frac{2}{\beta}\right) \frac{\psi - 1}{\psi + 1} \text{ ----- (4)}$$

ここに、 $\beta$  は、ベローズの収縮容積すなわちポンプの排除容積と流体ダイオードの渦室の容積の比であり容積比と呼んでいる。また、 $\psi$  は、式(2)で用いたダイオード比である。

容積効率 $\eta_v$ は、排除容積に対する送液量の割合と定義しているため、複動型バルブレスポンプの単位時間当たりの理論送液量 $Q_{th}$ は次式で計算できる。

$$Q_{th} = 2fW\eta_v \text{ ----- (5)}$$

ここに、 $f$ は単位時間当たりの駆動サイクル数であり、複動型は1サイクルに2回吐き出すため式(5)では2倍している。また、 $W$ は排除容積である。理論送液量 $Q_{th}$ が揚程ゼロにおける流量の設計値となる。

さて、ここで、Fig.9で示した実験結果と式(5)から求まる理論送液量を比較してみよう。

まず、理論送液量は以下の手順で求まる。すなわち、本研究のバルブレスポンプに組み込まれている渦流型流体ダイオードの渦室直径は9[mm]であるから、第1報<sup>4)</sup>で示した渦流型流体ダイオードの性能試験データから換算すると、ダイオード比 $\psi$ は1.3と見なせる。Table 1の寸法表より、渦流型流体ダイオードの渦室容積は0.0636[cm<sup>3</sup>]となる。また、ポンプの排除容積は実測によると3.5[cm<sup>3</sup>]であったので容積比 $\beta$ は、

$$\beta = \frac{3.5}{0.0636} = 55 \text{ ----- (6)}$$

となる。よって、式(4)より理論容積効率は以下となる。

$$\eta_v = \left(1 - \frac{2}{55}\right) \frac{1.3-1}{1.3+1} = 0.125 \text{ ----- (7)}$$

この値は、百分率に直すと、Fig.10の揚程ゼロにおける実験値とほぼ等しく、理論容積効率は実験値と良く合っていることがわかる。

次に、Fig.9の駆動サイクル数56[cycle/min]に対応した理論送液量は式(5)より以下となる。

$$Q_{th} = 2fW\eta_v = 2 \times 56 \times 3.5 \times 0.125 = 49 \text{ ----- (8)}$$

よって、理論送液量は49[mL/min]となる。同様にして、駆動サイクル数が88[cycle/min]と109[cycle/min]についても計算し、Fig.9の揚程ゼロの実流量と比

較するとTable 3のようになる。Table 3によると、駆動サイクル数が56[cycle/min]のときには、理論送液量に対する実験値の割合が81%となっており誤差がやや大きい。駆動サイクル数が88[cycle/min]と109[cycle/min]の場合には誤差は数パーセントであり、比較的簡単な設計法ながら良く合っている。

## 6. まとめ

本研究では、渦流型流体ダイオードを用いたバルブレスポンプについて、既報<sup>4)~7)</sup>で示した単動型に比べて、より安定で効率的な送液が可能となる複動型バルブレスポンプを設計製作し、試験研究を通じて特性を解析するとともに性能設計法を開発した。

製作した複動型バルブレスポンプは、マイクロ化を意識し、渦流型流体ダイオードの通路寸法はミリオーダーに設定し、最小通路寸法は1[mm]×1[mm]の正方形通路となっている。また、駆動用アクチュエータは、駆動軸を揺動運動させるなどの理由からラジコン用サーボモータを採用した。

送液試験を行ったところ、駆動サイクル数109[cycle/min]において最高揚程450[mm]、最大流量90[mL/min]の性能が得られた。また、駆動サイクル数については、ポンプサイズに応じた適正值が存在することがわかり、解析の結果、吸込行程における吸込み側流体ダイオードの接線ノズル流速が6[m/s]となるように設計すべきとの指針が得られた。

また、性能設計法は、第1報<sup>4)</sup>で示したポンプ性能の理論解析法を応用して開発したが、比較的簡単な設計法ながら、設計値と実験値が良く一致することが確認できた。

## 謝 辞

本研究は、(独)科学技術振興機構の研究成果最適展開支援プログラム(A-STEP)の助成を受けて行った(課題番号AS242Z00572K)。ここに記して謝意を表す。

## 参考文献

- 1) 田中, 塚本, 宮崎: ディフューザ型バルブレスマイクロポンプの開発, 日本機械学会論文集(B編), 74巻738号(2008), p.323-328.
- 2) Nam-Trung Nguyen, Steven T. Wereley: Fundamentals and Applications of Microfluidics, Artech House, (2002), pp.308~312.
- 3) 尾崎省太郎, 原美明: 純流体素子入門, 日刊工業新聞社, (1967), pp.97~98.
- 4) 吉富, 井上: 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 -, 津山工業高等専門学校紀要, No.49(2008), pp.9-15.
- 5) 吉富: 空気圧駆動バルブレスポンプの送液特性, 津山工業高

Table 3 Comparison between measured values and calculated ones

item	unit	case 1	case 2	case 3
Cycle number	[cycle/min]	56	88	109
Measured flow rate	[mL/min]	40	74	90
Calculated flow rate	[mL/min]	49	77	95
Ratio of measured value to calculated one	—	81%	96%	95%

- 等専門学校紀要, No.54(2013), pp.1-6.
- 6) 吉富：異なるアクチュエータによって駆動する小型バルブレスポンプの送液特性, 平成24年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, (2012), pp.61-63.
  - 7) 吉富：形状記憶合金アクチュエータで駆動されるバルブレスポンプの研究, 津山工業高等専門学校紀要, 投稿中
  - 8) 平田宏一：マイコン搭載ロボット製作入門, CQ出版社, (2005), pp.52~53.
  - 9) 吉富：サイクロン状渦室を有する排水管の研究開発－渦室の形状パラメータが流れ特性に及ぼす影響－, 津山工業高等専門学校紀要, No.45(2004), pp.1-7.