ディフューザ型バルブレスマイクロポンプの解析的・実験的研究*

田中 誠一^{*1}, 塚本 寛^{*2}, 宮崎 康次^{*3}Analytical and Experimental Studies of
Diffuser/Nozzle Valve-Less Micro-PumpSeiichi TANAKA, Hiroshi TSUKAMOTO and Koji MIYAZAKI^{*4}^{*4} Department of Mechanical and Control Engineering, Kyushu Institute of Technology,
1-1 Sensui-cho, Tobata-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 804-8550 Japan

A valveless micropump has been developed with a diffuser/nozzle shaped channel and a variable volume actuator which produces an oscillating flow. The pressure-loss in a nozzle is lower than that in a diffuser, therefore one-way flow is considered in the nozzle direction. Frequency characteristics were determined. Simplified 1-dimensional analysis was done for unsteady operation of the pump by considering the channel geometries and pressure loss coefficients based on unsteady Bernoulli's equation under the assumption of quasi steady flow. 3-dimensional calculations were done using the commercial CFD. The calculated pump characteristics agreed with the measured ones for lower drive frequency. The measured and calculated results were rearranged using dimensionless numbers considered the direction, and compared the pump characteristics to understand the physical mechanisms of the micropump.

Key Words: Micropump, Valveless Micropump, Oscillatory Flow, CFD

1. 結 論

近年, マイクロポンプはマイクロ流体機器 (μ -TAS, 小型冷却装置, 小型燃料電池) におけるキーテクノロジーとされ, 盛んに研究が行われている⁽¹⁾. 流路内部に可動部の無いバルブレスマイクロポンプは長寿命だけでなく, 形状が単純なため小型化が容易であり, さらに作動流体を選ばないといった利点もあり, 様々な構造が提案されている⁽²⁾⁻⁽⁴⁾. ダイアフラム式のバルブレスマイクロポンプは非対称な特性を持つ流路に振動流を与えて一方方向流れを実現している. しかし, この非対称流路による液送機構が定性的な理解にとどまっているため, 性能予測が難しく, 構造最適化にまで至っていない現状である. 一方, 著者らは, 単純な形状で解析的に扱いやすい単一ディフューザ形状流路に振動流を与えて液送するマイクロポンプを作製, 特性を測定, 次元解析により実験結果を整理し, メカニズムの解明を目指してきた⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾.

バルブレスマイクロポンプの性能予測には, これまで流れ解析, 電気的等価回路を利用したアプローチが行われてきた. Olsson ら⁽²⁾, Singhal ら⁽⁸⁾は, 非対称流路の流

動抵抗の流れ方向依存に着目し, 定常流れ解析によって, 流れ方向と非対称流路の特性を関連付けた. 一方, Bardell ら⁽⁹⁾, Olsson ら⁽¹⁰⁾は電気的等価回路により実験結果を説明した. Pan ら⁽¹¹⁾はマイクロポンプの内部流れの慣性力は粘性力に比べ無視できず, 効果的であることを指摘した. 以上の研究では, 定常流れによる定性的な考察, 運転条件とポンプの出力の関係を述べるに留まっている.

本研究では, 著者らが開発したディフューザ型バルブレスマイクロポンプに対し, 1次元準定常解析モデルを示し, ポンプ性能を予測する. 得られた結果と3次元非定常流れ解析による計算結果, および実験結果とを比較することで, マイクロポンプの動作原理を明らかにする.

2. 実験装置と方法

2.1 ディフューザ型マイクロポンプ 本研究の供試マイクロポンプの概略を図1に示す. 流路の一部に非対称な形状(以下, ディフューザ・ノズル要素と呼ぶ)を設け, その流路下部にチャンバーおよび圧電振動板を設置して体積変動部とし, 振動流を流路へ流入出させた. 通常, ディフューザ方向の流れの流動抵抗はノズル方向に比べ大きい. 図1(a)のようにチャンバー体積が増加した場合, ディフューザ・ノズル要素はノズルとして振舞う. 一方, チャンバー体積が減少した場合はディフューザとして振舞う. この時, 流動抵抗の差によって, 正味, ノズ

* 原稿受付 2009年9月17日.

^{*1} 正員, 佐賀大学海洋エネルギー研究センター(☎840-8502 佐賀市本庄町1).^{*2} 正員, フェロー, 北九州工業高等専門学校(☎802-0985 北九州市小倉南区志井5-20-1).^{*3} 正員, 九州工業大学大学院工学研究院(☎808-0196 北九州市戸畑区仙水町1-1).

E-mail: miyazaki@mech.kyutech.ac.jp

Fig. 1 Schematic of diffuser/nozzle valve-less micropump for characteristic test.

ル方向へ流体が輸送される⁽⁵⁾⁽⁶⁾。ここで図1の a はポンプの流路幅である。ディフューザ広がり角度と体積変動部の取り付け位置は既報より、最適な $2\alpha=50^\circ$ [°], $b/a=-0.5$ とした^{(5)~(7)}。ポンプサイズによる特性を調べるため、相似な形状を持ち異なる大きさのポンプを製作した(表1)。ポンプの材質はアクリルとし、チャンバおよび圧電振動板は、いずれのポンプサイズでも同一の寸法形状とした。流入、流出口にはリザーバとしてアクリル管を流路に直接取り付けた。

2.2 実験装置 性能試験装置を図2に示す。圧電振動板は、正弦波の交流電圧により駆動した。供試ポンプの特性は、圧電振動板の運動によって大きく左右するため、レーザー変位計で圧電振動板中心部の振動振幅 Δx を測定しながら、信号発生器の出力を調整することで、圧電振動板の振動振幅 Δx と周波数 f を制御して実験を行った。体積変動量 V は、周辺単純支持された円板が周囲に曲げモーメントを加えられてたわんでいるときの変動量と仮定し、 $V \approx A_{dia} \Delta x/2$ から求めた。断面平均速度の振幅 $\bar{v}_a$ は振動板振幅と駆動周波数より $\bar{v}_a \approx 2f \Delta x A_{dia}/a^2$ と求められる。ここで、 A_{dia} は振動板面積である。両側のリザーバの底部には微差圧計を取り付け、ポンプ吐出し圧力と流量を測定した。作動流体は粘性を変化させるため、精製水およびグリセリン水溶液を使用し

Table 1 Channel geometries of the test micropumps.

Channel width, a [mm]	Channel depth [mm]	Diffuser/nozzle opening angle, 2α [deg.]
1.0	1.0	50
0.5	0.5	50

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus: (1) reservoir, (2) test micropump, (3) laser displacement gauge, (4) PC, (5) pressure transducer, (6) data logger, (7) micropump drive assembly.

た。粘度は、気温や圧電素子の発熱などによって変化するため、性能測定ごとに毎回、音叉型振動粘度計を用いて測定した。ポンプの全揚程 H は、流入出側のリザーバ間の水頭差 h より、 $H \approx h$ と仮定した。従って、微差圧変換器で測定された圧力差 ΔP を用いて、 $H \approx \Delta P/(\rho g)$ として求める。流量 Q はリザーバの水頭の上昇速度より流量を求める。ある時間 t の流量 $Q(t)$ と微小時間 dt 後の流量 $Q(t+dt)$ の差がほとんどなく、 $Q(t) \approx Q(t+dt)$ と仮定すると、流量 $Q(t)$ は

$$Q(t) = \frac{d(\Delta P)}{dt} \frac{A_{res}}{2\rho g} \quad (1)$$

となる。ここで、 A_{res} はリザーバ断面積である。流量計算は微分を用いるため、測定時に水頭差が滑らかに変化するように、リザーバ内筒面を清浄に保つ必要がある。

3. 数値解析方法

3.1 1次元準定常解析 準定常の層流流れを仮定し、供試ポンプを、非定常 Bernoulli 式により1次元的にモデル化した(図3)。点1は体積変動部、点2はポンプ出口、点3はポンプ入口を示す。点2、3は十分に広い領域にあり、流れは静止しているとする。ポンプは点1の体積変動部から断面平均流速 $\bar{v}_1$ の流体が周期的に供給されることで駆動する。矢印は各点における流れの正方向を示す。

体積変動部からの振動流が正弦波状に変化するとき、点1、2、3の間では連続の式が成り立つ。

$$A_1 \bar{v}_1 = A_2 \bar{v}_2 + A_3 \bar{v}_3 \quad (2)$$

Fig. 3 Schematic of the one-dimensional micropump model.

ここで、 $\bar{v}_1 = \bar{v}_a \sin(2\pi ft)$ であり $\bar{v}_a$ は振動流の断面平均速度の振幅、 f は駆動周波数、 $\bar{v}_2$ 、 $\bar{v}_3$ は入口側、出口側流路の断面平均速度、 A_1 は体積変動部から流入出する孔の断面積、 A_2 、 A_3 は入口側、出口側流路の断面積である。点 1-2 間、点 1-3 間の非定常 Bernoulli 式より、点 2 と点 3 の関係は、

$$\frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 L_{eq,2} \frac{\partial \bar{v}_2}{\partial t} + \frac{\Delta p_2}{\rho} = \frac{p_3}{\rho} + \alpha_3 L_{eq,3} \frac{\partial \bar{v}_3}{\partial t} + \frac{\Delta p_3}{\rho} \quad (3)$$

となる。ここで、係数 α_2 、 α_3 は、流路内の不均一な速度分布から求められる運動量の拡大率であり、断面平均速度の二乗と断面上の速度の二乗を平均した値の比から得られる。等価管路長 $L_{eq,2}$ 、 $L_{eq,3}$ は、管路断面が流れ方向の途中で変化する場合、慣性力の変化に対して等価となる管路長であり、

$$L_{eq} = A_0 \int_L \frac{1}{A(x)} dx \quad (4)$$

で表される。ここで、 x は管路長さ方向、 L は管路の実長さ、 A_0 は断面積が変化する流路の基準となる断面であり、通常は代表流速をとる断面と同一とする。従って、等価管路長 $L_{eq,2}$ 、 $L_{eq,3}$ は

$$L_{eq,2} = L_2 \quad (5)$$

$$L_{eq,3} = L_3 + L_{dn} \frac{A_3}{A_3 - A_2} \log \frac{A_3}{A_2} \quad (6)$$

式(3)の両辺第 3 項目は流路に発生する圧力損失である。本解析において考慮する圧力損失は、流路形状による圧力損失、管摩擦損失、流路端の流入出損失であり、 Δp_2 、 Δp_3 は点 1 から点 2、点 1 から点 3 の圧力損失を総和したものである。従って、 Δp_2 、 Δp_3 は、流れの方向性を考慮して、

$$\Delta p_2 = k_2 \frac{64}{Re_2} \frac{L_2}{d_{eq,2}} \frac{\bar{v}_2 |\bar{v}_2|}{2} + \zeta_{end,2} \frac{\bar{v}_2 |\bar{v}_2|}{2} \quad (7)$$

$$\Delta p_3 = k_3 \frac{64}{Re_3} \frac{L_3}{d_{eq,3}} \frac{\bar{v}_3 |\bar{v}_3|}{2} + \zeta_{end,3} \frac{\bar{v}_3 |\bar{v}_3|}{2} + \zeta_{dn} \left(\frac{A_3}{A_2} \right)^2 \frac{\bar{v}_3 |\bar{v}_3|}{2} \quad (8)$$

と表される。ここで式(7)、(8)の右辺第 1 項は層流管摩擦による圧力損失である。 Re_2 、 Re_3 は入口側、出

Fig. 4 Computational model of the test micropump for 3-dimensional unsteady analysis (CFD).

口側流路の Reynolds 数 ($= d_{eq} |\bar{v}| / \nu$)、 $d_{eq,2}$ 、 $d_{eq,3}$ は各流路の等価水力直径、 k_2 、 k_3 は円管と矩形管の管摩擦損失係数比である。右辺第 2 項は入口、出口の流路端における急拡大、急縮小形状に起因する圧力損失である。各流路端は丸みの無い直角である場合、圧力損失係数 $\zeta_{end,2}$ 、 $\zeta_{end,3}$ は、流れ方向ごとに、以下のように、表される。

$$\zeta_{end,2}, \zeta_{end,3} = \begin{cases} 1 & (\bar{v}_2 \geq 0, \bar{v}_3 \geq 0) \\ 0.5 & (\bar{v}_2 < 0, \bar{v}_3 < 0) \end{cases} \quad (9)$$

式(8)の右辺第 3 項はディフューザ・ノズル要素で発生する圧力損失であり、圧力損失係数 ζ_{dn} は、

$$\zeta_{dn} = \begin{cases} \zeta_d & (\bar{v}_3 \geq 0) \\ \zeta_n & (\bar{v}_3 < 0) \end{cases} \quad (10)$$

となる。ここで、 ζ_d はディフューザ方向流れの、 ζ_n はノズル方向流れの圧力損失係数である。このとき、式(7)、(8)では、流路中の分岐、合流による圧力損失は十分に小さいとして無視した。ディフューザ・ノズル要素の圧力損失係数は、汎用流体解析コード ANSYS CFX を用いた 3 次元定常流れの数値実験により求めた。計算結果より、 $\zeta_d = 0.55$ となり、 ζ_n は定常流の管摩擦損失の理論解と一致した。従って、1 次元準定常解析ではこれらの値を適用した。駆動条件や形状条件から決定されるパラメータを除くと、未知数は入口、出口の圧力 p_2 、 p_3 と流速 $\bar{v}_2$ 、 $\bar{v}_3$ の 4 つである。従って、解を得るために、4 つの未知数のうち 2 つを境界条件として与えた。

3・2 3 次元非定常解析 汎用流体解析コード ANSYS CFX を利用した 3 次元非定常解析を行うことによって、供試ポンプの性能と振動流による流路内部の流れの状態を観察した。計算モデルは図 4 に示すような層流モデルとした。ポンプ実験装置のリザーバを再現するため、ポンプ出入口部にはポンプに対して十分大きい領域として、直径 $D = 30a$ の 1/4 球を取り付けた。入口部、出口部の境界条件はこの球面で設定、両側を圧力 0 [Pa] とし、流れが十分に

Fig. 5 Measured and calculated (1D and 3D analyses) Head-volume characteristics for various pump sizes; $f=60$ [Hz], $\Delta x=10$ [μm].

発達しているものとして速度勾配を0とした。計算格子は非構造、要素数は1,073,834とした。振動板面には移動境界条件を適用して、性能測定と同様に、振動板の動きを円板のたわみと仮定して再現した。境界面上で流量の保存と運動量の保存を満足するようにしている。振動板の中心部での変位は、単振動で周期的に変動するとして $x_c = s \sin(2\pi f)$ と与えた。壁面は滑り無しの壁面境界条件とした。

4. 結果および考察

4・1 実験結果と計算結果の比較

4・1・1 ポンプ特性 図5に、異なるポンプサイズによるポンプ性能曲線を、横軸に流量、縦軸に全揚程として示す。図より、1次元および3次元解析結果は実験結果と同様の傾向を示している。特にポンプサイズ $a=0.5$ [mm] の場合、1次元解析は実験値と良好な一致が見られる。一方、 $a=1.0$ [mm] では、3次元解析の結果がより実験値と一致しているが、1次元解析は一致しない。次に、図6、7に、全揚程が0 [Pa] の場合の、異なる振動板振幅による流量の周波数特性を、横軸に駆動周波数、縦軸に流量として示す。図6は流路幅 $a=1.0$ [mm]、図7は $a=0.5$ [mm] の結果である。図6、7より、吐出し流量は、駆動周波数、振動板振幅が高くなるにつれて高い値を示す。1次元および3次元解析の結果も同様の傾向を示し、実験結果と定性的に一致している。3次元解析の計算結果は、図6より、駆動周波数が100 [Hz]未滿で実験値とほぼ一致している。3次元の層流非定常解析は、低い駆動周波数の場合にポンプの動作をよく表すと考えられる。次に1次元準定常解析の計算結果は、図6において、ポンプサイズの大きい $a=1.0$ [mm] の場合では、実験値より低い値となり一致しない。一方、図7の $a=0.5$ [mm] では、1次元準定常解

Fig. 6 Measured and calculated (1D and 3D) flow-frequency characteristics for various diaphragm displacements; $a=1.0$ [mm], $H=0$ [mm].

Fig. 7 Measured and calculated (1D) flow-frequency characteristics for various diaphragm displacements; $a=0.5$ [mm], $H=0$ [mm].

析は駆動周波数が60 [Hz]以下で実験値との良好な一致が確認でき、ポンプ性能を予測する手法として有用であるといえる。1次元準定常解析は、定常流の場合の圧力損失係数を適用して計算しており、低い駆動周波数、小さな流路幅の場合、つまり後節の W_0 が小さい場合に実験値と一致すると考えられる。

4・1・2 方向性次元解析 著者らはこれまで、作動流体粘性、ポンプサイズを変更した場合の実験値が、無次元数によって、整理されることを示した⁽⁵⁾⁽⁶⁾。ここでは、ポンプ特性と内部流れの関係を詳細に調べるため、物理量の方向性を考慮して無次元化を行う。供試ポンプの吐出し流量 Q は、以下のように6変数を指定すれば一意に定まるとする。このとき、従属変数 Q に対する独立変数は、全揚程 ΔP 、作動流体密度 ρ 、動粘度 ν 、流路寸法 a 、駆動周波数 f 、体積変動部の流速振幅 $\bar{v}_a$ であり、以下の関係を持つ。

$$Q = F(\Delta P, a, f, \bar{v}_a, \rho, \nu) \quad (11)$$

ここで全揚程は圧力ヘッドとして、 $\Delta P = \rho g H$ から求める。図4中に示したポンプの座標系より、基本次元を質量 M 、時間 T 、そして長さを L_x, L_y とする。

Fig. 8 Measured and calculated Dimensionless head-volume characteristics for various Wo ; $\psi = 0$, $a = 0.5$ [mm].

Fig. 9 Measured and calculated $\phi/\sqrt{Re}$ - Wo characteristic curves; $\psi = 0$.

作動流体が流れる方向の長さの基本単位を L_x , 流路幅方向もしくはせん断応力の伝わる方向の長さの基本単位を L_y とすると, 上式は, 以下の無次元式で表すことができる.

$$\phi/\sqrt{Re} = F'(\psi, Wo) \quad (12)$$

ここで, ϕ は流量係数, ψ は揚程係数, Re は Reynolds 数, Wo は Womersley 数である. これらの無次元数は, 以下のように, 表される.

$$\phi = Q/(a^2 \bar{v}_a) \quad (13)$$

$$\psi = \Delta P/(\rho \bar{v}_a^2 / 2) \quad (14)$$

$$Re = a \bar{v}_a / \nu \quad (15)$$

$$Wo = a \sqrt{\pi f} / \sqrt{2\nu} \quad (16)$$

ここで, Re は体積変動部から流入出される流れの最大の Reynolds 数である. Wo はポンプの内部流れの非定常度を表す無次元数であり, 流路代表長さと振動による粘性浸透深さとの比である.

4・1・3 無次元特性 図 8 に異なる Re , Wo による $\phi/\sqrt{Re}$ と揚程係数 ψ の関係を, 図 9 に $\psi = 0$ の場合の Wo と $\phi/\sqrt{Re}$ の関係を示す. 図 8 より, 得られた無次元特性は異なる Wo ごとに概ね同一の直線状

Fig. 10 Dimensionless Total pressure rise across the test micropump; $Wo = 5.0$.

になることが分かる. しかし, Re ごとには正確に一致しておらず, 性能測定中の圧電素子の発熱による作動流体粘度の低下などが影響していると考えられる. 図 9 より, 実験値の $\phi/\sqrt{Re}$ は Wo に対して放物線的に増加することが分かる. 図 8, 9 より, 1 次元準定常解析による計算結果は Wo の増加に対して $\phi/\sqrt{Re}$, ψ 共に変化しない. 方向性を考慮した次元解析により, 求められた $\phi/\sqrt{Re}$ は, せん断応力の方向を考慮しているため, $1/\sqrt{Re}$ は要素内部流れの壁面境界層の規模を表していると考えられる. 従って, Wo の増加による $\phi/\sqrt{Re}$ の増加は, ディフューザ方向流れにはく離などが生じ, ポンプの吐出し流量が増加していると考えられる.

図 9 より, 実験値は, Wo が低くなる程, 一定値に漸近する傾向が確認でき, ポンプ内部の流れが準定常に近づいていると考えられる. 実験値と 1 次元解析の計算結果との比較では, 性能測定における低流量の測定の不安定さから, 低い Wo での定量的な一致は確認できない. 従って, 図 9 より, 1 次元準定常解析は Wo の低い領域で, マイクロポンプの定性的な動作を再現することが可能といえる.

4・2 ポンプ出入口の全圧変動 1 周期に渡る流体輸送の状態を明らかにするために, 3 次元流れ解析および 1 次元準定常解析の計算結果によるポンプ出入口の全圧 ($P = p + \rho v^2/2$) の変動に注目する. 図 10 に, ポンプ出入口における全圧差の時間履歴を示す. 計算結果は非定常計算が十分に収束した時間での結果である. 無次元時間は, $ft = 0 \sim 0.5$ まだが図 1(b) に示した吐出し過程であり, $ft = 0.5 \sim 1$ まだが図 1(a) に示した吸込み過程である. 無次元全圧差 $\Delta\psi$ は式 (14) で示した ψ と同様に, 以下のように表される.

$$\Delta\psi = \frac{P_2 - P_3}{\rho \bar{v}_a^2 / 2} \quad (17)$$

ここで, P_2 はポンプ出口での全圧, P_3 はポンプ入口での全圧である. 図 10 より, $\Delta\psi$ は正方向に大きな

Fig. 11 Velocity vector diagram in the micropump channel; $f = 60$ [Hz], $s = 15$ [μm], $V = 1.9$ [mm^3] ($Wo = 10$, $\psi = 0$).

値を示している。従って、吐出し過程における、ディフューザ方向流れの圧力損失によって、ポンプ出口方向へ多くのエネルギーが輸送されていることが分る。従って、供試ポンプは、ディフューザ・ノズル要素がポンプ出入口に対し非対称なエネルギー輸送を行うことで、一方方向へ正味の流体輸送を発生させていることが確認された。

1次元および3次元解析の計算結果を比較すると、3次元解析の $\Delta\psi$ は、ポンプ吐出し過程において、高い値となっている。ここで、3次元流れ解析によるポンプ動作の1周期の内部流れの様子を図11に示す。図11左上のグラフはポンプ入口、出口の平均流速の変動を示しており、各点の時刻はベクトル図と対応している。流速が最大値となる状態(a)では、流れは壁面に沿って滑らかに流れる。しかし、吐出し過程の減速の状態(b)になると、ディフューザ・ノズル要素内部に渦が発生し、壁面で流れがはく離している。従って、このような渦やはく離の発生がディフューザ方向の流れを抑制し、ポンプ出口側に高い流速を発生させている。一方、吸込み過程の状態(c)では、発生した渦は消え、流れは壁面に沿って流れている。従って、図10の3次元解析の計算結果は、1次元準定常解析では説明できないこれらの非定常なはく離や渦が発生し、ディフューザ方向の流れを妨げ、ポンプ出力を増加させている状態を示している。

5. 結論

- (1) 方向性次元解析より、無次元数 $\phi/\sqrt{Re}$, ψ ,

Wo を導出し、ポンプ性能を整理した。その無次元特性より、 Wo がポンプ特性に影響することを明らかにした。

- (2) 1次元準定常解析による計算結果は Wo の低い場合に本マイクロポンプの動作を表現できる可能性を示した。
- (3) 1次元、3次元解析によるポンプ出入口全圧差の時間変動から、本バルプレスマイクロポンプはディフューザ・ノズル要素のディフューザ方向流れの圧力損失が大きくなることで流体を輸送し、ポンプ出力が上がることを示された。

謝辞

本研究を進めるにあたり、JST シーズ発掘試験(発展型)(平成20年度)から助成を受けた。併せてここに記して謝意を表する。

文 献

- (1) Nguyen, N., Huang, X., and Chuan, T.K., MEMS-Micropumps: A Review, *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 124(2002), pp.385-392.
- (2) Olsson, A., Stemme, G., and Stemme, E., Numerical and experimental studies of flatwall diffuser elements for valveless micropumps, *Sensors and Actuators A*, Vol. 84(2000), pp. 165-175.
- (3) Nguyen, N. and Huang, X., Miniature valveless pumps based on printed circuit board technique, *Sensors and Actuators A*, Vol. 88(2001), pp. 104-111.
- (4) Kidera, M., Tsukamoto, H., and Miyazaki, K., A valveless micro-pump driven by a piezoelectric device, *Turbomachinery*, Vol. 31, No. 7(2003), pp. 435-439.
- (5) Tanaka, S., Tsukamoto, H., and Miyazaki, K., Development of diffuser/nozzle based valveless micropump, *Transaction of JSME, Series B*, Vol. 74, No. 738(2008), pp.323-328.
- (6) Tanaka, S., Tsukamoto, H., and Miyazaki, K., Development of diffuser/nozzle based valveless micropump, *Journal of Fluid Science and Technology*, Vol. 3, No. 8(2008), pp.999-1007.
- (7) Miyazaki, K., Tanaka, S., Shimooka, H., and Tsukamoto, H., "VALVELESS MICROPUMP", International Patent Application No. PCT/JP2006/313691 (2007).
- (8) Singhal, V., Garimella, S. V., and Murthy, J. Y., Low Reynolds number flow through nozzle-diffuser elements in valveless micropumps, *Sens. Actuators A*, Vol. 113(2004), pp. 226-235.
- (9) Bardell, R., Sharma, N., Foster, F., Afromowitz, M., and Penne, R., Designing highperformance micro-pumps based on no-moving-parts valves, *Proc. MEMS 1997 ASME*, Vol. 354(1997), pp. 47-53.
- (10) Olsson, A., Stemme, G., and Stemme, E., A numerical design study of the valveless diffuser pump using a lumped-mass model, *J. of Micromech. Microeng.*, Vol. 9, No.1(1999), pp. 34-44.
- (11) Pan, L. S., Ng, T. Y., Wu, X. H., and Lee, H. P., Analysis of valveless micropumps with inertial effects, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 13(2003), pp. 390-399.