円柱を用いた粘性マイクロポンプモデルの
流れ場と圧力性能に与える流路高さの影響*酒井 康隆^{*1}, 牧 正幸^{*1}, 尾形 慎太郎^{*2}
佐藤 光太郎^{*3}, 横田 和彦^{*4}, 伊藤 基之^{*4}Influences of Duct Height on Flow Fields and Pressure Performances of a
Viscous Micropump Model Using a Cylindrical Rotor in a Rectangular DuctYasutaka SAKAI, Masayuki MAKI, Shintaro OGATA,
Kotaro SATO, Kazuhiko YOKOTA^{*5} and Motoyuki ITOH^{*5} Department of Mechanical Engineering, Nagoya Institute of Technology,
Gokiso-cho, Showa-ku, Nagoya-shi, Aichi, 466-8555 Japan

With respect to a viscous micropump using a cylindrical rotor in a rectangular duct, influences of duct height on flow fields and pressure performances are investigated. The model experiment, the numerical simulation and the theoretical analysis are performed. In the model experiment, the low Reynolds number flow is realized by using glycerin as a working fluid for a centimeter-scale (not micrometer scale) pump model. In the numerical simulation, the commercial software, STAR-CD, is used. Qualitative and quantitative agreements between experimental and numerical results are obtained with respect to the flow fields and the performances. With an increase of duct height, the pressure rise at zero flow rate decreases and the flow rate at zero pressure rise increases. In the theoretical analysis, the two-dimensional lubrication theory and three dimensional duct loss are used. The new dimensionless numbers are obtained for flow rate and pressure rise. Theoretical performances show qualitative and quantitative agreements for flow rate and pressure rise. Theoretical performances show qualitative and quantitative agreements with the experimental and numerical ones.

Key Words: Micromachine, Pump, Viscous Flow, Viscous Micropump, Flow Visualization, Vortex, Numerical Analysis, Reynolds Number, Pressure Performance

1. 緒 論

MEMS の発展の中で、マイクロポンプは様々な分野への応用が期待されている。例えば、携帯型の薬液注入装置、遺伝子搬送用流体制御、 μ TAS (Micro Total Analysis System) と呼ばれる超小型化学分析システムでの流体輸送、ウルトラマイクロガスタービンやマイクロ宇宙推進機の燃料供給、マイクロマシンの動力源などがあげられる。これら広い分野をカバーするためには、現在のポンプがそうである様に、各々の使用環境・条件等に応じた多様なマイクロポンプが必要とされる。そのため、現在は様々なマイクロポンプが考案・提案され、活発な研究開発が行われている⁽¹⁻¹⁴⁾。

中でも Sen ら⁽¹⁰⁾が提案した円柱を用いた粘性マ

イクロポンプ (以下、円柱マイクロポンプ) は、脈動なく連続輸送が可能、単純な形で小型化が容易という特徴を持ち、様々な研究⁽¹⁰⁻¹⁴⁾が活発に行われている。しかし設計的視点の研究は少なく、流路高さ方向の円柱位置と性能に関する Sharatchandra ら (2 次元)⁽¹¹⁾と DeCourtye ら (3 次元)⁽¹²⁾の研究があるのみである。ところで、ある流路高さに対し円柱をどの程度の大きさにすべきかは、実際の円柱マイクロポンプ設計において重要であると考えられる。しかし、これについて調査した研究は皆無である。

そこで本研究では、円柱マイクロポンプに関し、流路高さ、円柱直径、圧力性能の関係を調査することを目的とする。具体的には、円柱直径を固定し流路高さを変化させて、流路高さが流れ場や圧力性能に与える影響を、実験・数値シミュレーション・理論解析を用いて明らかにする。

ここでナノスケールの膜厚流れを扱っている液体潤滑に関する研究⁽¹⁵⁾によると、膜厚が分子の 10 倍 (10nm) 以上で、連続体近似である Navier-

* 原稿受付 2005 年 10 月 3 日。

^{*1} 名古屋工業大学大学院工学研究科 (☎ 466-8555 名古屋市昭和区御器所町)。^{*2} 工学院大学大学院工学研究科 (☎ 163-8677 東京都新宿区西新宿 1-24-2)。^{*3} 正員、工学院大学国際基礎工学科。^{*4} 正員、名古屋工業大学大学院工学研究科。

E-mail: yokota.kazuhiko@nitech.ac.jp

Stokes 方程式が有効であることが示されている。また、表面粗さについては、簡単な研磨により容易に数十 nm 程度とすることができ、これはマイクロスケールに対する相対粗さが 1/1000 程度であるから層流の場合には影響は小さい。さらに、過去の円柱マイクロポンプに関する研究^(10,14)でも Reynolds 数 (Re) のみをパラメータとして扱っている。これらのことから、マイクロスケールの液体流動では、連続体近似の崩れ・表面粗さを無視し、非圧縮 Navier-Stokes 方程式を用いて Re のみをパラメータとして扱ってもよいと考えられる。そこで円柱マイクロポンプの実験的研究^(10,14)を参考に、実験が容易なセンチスケールの実験用円柱マイクロポンプモデルを製作し、作動流体としてグリセリンを用いることにより、実機円柱マイクロポンプで使用されると予想される低 Re を実現した。

2 おもな記号

D : 円柱直径 ($=1.0 \times 10^{-2}$ m)

h : 円柱-上下壁間の隙間[m]

H : 流路高さ[m]

l : 矩形ダクト長さ[m]

L : 上下流渦の大きさ (無次元, 絶対値)

$\dot{m}$: 質量流量 [kg/s]

ΔP : 圧力差 [Pa]

q : 単位奥行き当りの流量 [m^3/s]

Re : Reynolds 数 ($= \rho DU / \mu$)

U : 円柱外周速度 [m/s]

W : 円柱高さ (=流路幅) ($=1.5 \times 10^{-2}$ m)

X, Y : 上下流渦の中心座標 (無次元, 絶対値)

ρ : 作動流体の密度 [kg/m^3]

μ : 作動流体の粘度 [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]

ϕ : 流量係数 ($= \dot{m} / (\rho \pi DWU)$)

ψ : 圧力係数 ($= \Delta P / (\frac{1}{2} \rho U^2)$)

上付き添え字

+: 円柱上側

-: 円柱下側

下付き添え字

0: 上下壁と円柱の最小隙間高さ

2D: 流体潤滑解析

loss: 矩形流路損失

Q3D: 流路損失を考慮した解析

U, D : 円柱上流, 円柱下流

3 実験方法

図 1 に本研究で用いた実験装置の全体図を示す。装置は上下流のタンク、ポンプ部分で構成されている。作動流体にはグリセリン水溶液を用いた。円柱はモータ (オリエンタルモータ VSD425LAU-GV, 出力 25W, ギア無しで回転数 90~1700rpm, 最小回転数刻み 10rpm, 減速比 1/5 のギア付きで回転数 18~340rpm, 最小回転数刻み 2rpm, 減速比 1/50 のギア付きで回転数 1.8~34rpm, 最小回転数刻み 0.2rpm) により駆動される。上流タンクにおいて単一筒形回転粘度計 (リオン株式会社 VT-04E, 測定可能範囲 0~1.3Pa·s, 最小読み取り値 0.01Pa·s) を用いて実験開始前に粘度測定を行った。ポンプ上下流の圧力差は微差圧計 (effa 社 LPM5481, 測定可能範囲 0~200Pa, 最小読み取り値 0.5 Pa) により測定した。また下流タンクから流出したグリセリンの重量を電子天秤 ((株)島津製作所 UX-4200S, 測定可能範囲 0~4.2kg, 最小目盛り 1×10^{-4} kg) により測定し、重量法により流量を算出した。なお流量は上下流タンクの液面高さの差により変化させた。微差圧計と電子天秤からの出力をパソコンに取り込み自動計測を行った。

図 2 にテストセクションを示す。流路断面は $H \times W$ ($H=112, 13, 15, 17, 20\text{mm}$, $W=15\text{mm}$) の

Fig. 1 Schematic of experimental apparatus

Fig. 2 Test section

矩形で、可視化のためにアクリル製とした。ここで、円柱は片側壁に寄せるほど流量が大きいという報告¹⁰⁾があるため、直径 10mm の円柱を下壁からの隙間 0.1 mm の位置に配置した。次に、圧力測定孔は、回転円柱による渦の影響を受けない様に、円柱上下流 45mm の位置に設けた。流れの可視化では、トレーサ粒子にアルミ粉を、撮影にデジタルビデオカメラ（ソニー(株)DCR-VX2000, 34 万画素）を用いた。実験に際しては、上流タンクのグリセリンの粘度を測定し、設定した Re となるようにモータの回転数を決定した。つまりモータの回転数によって Re を調節した。

4. 数値シミュレーション

本研究では、汎用熱流体解析プログラムである STAR-CD (株)シーディー・アダプコ・ジャパン) を用いて数値シミュレーションを行った。円柱表面およびダクト内壁にすべり無し条件を適用した。入口境界では一様流速を与え、出口境界では圧力ゼロを与えた。また研究対象領域で流れが発達する様に上流計算領域を十分確保した。

円柱近傍の計算格子は、周方向に 200 点、半径方向に 30 点、円柱軸方向に 30 点である。また、その上下流にも格子を配置した。なお、この格子で数値シミュレーション結果に格子依存性がないことを確認した。

5. 結果と考察

5-1 フローパターン 図 3 に、 $Re=1.0$, $\phi=0.035$, $H/D=1.5$ の場合の瞬間写真とフローパターンスケッチを示す。円柱は時計回りに回転している。まず円柱表面近傍では円柱による粘性駆動により左から右への流れ (図中①) が生じている。そして円柱上下流に一つずつ反時計回りの渦 (図中②, ③) が発生している。なお図中の×印はこれら 2 つの渦中心 (渦中で流体がほとんど動いていない点) を示している。さらに、これら 2 つの渦を取り囲む循環 (図中④) が存在していることが分かる。

Fig. 3 Typical flow field and flow pattern sketch near the cylindrical rotor ($Re=1.0$, $\phi=0.035$, $H/D=1.5$)

Fig. 4 Flow fields for H/D of 1.12~2.0 ($Re=1.0$ and $\phi=0$)

Fig. 5 Flow pattern sketches for H/D of 1.12~2.0 ($Re=1.0$, $\phi=0$)

図4にビデオ撮影により得られた $Re=1.0$, $\phi=0$, $H/D=1.12\sim 2.0$ の場合の円柱近傍の瞬間写真を, 図5にそのフローパターンスケッチを, 図6に数値シミュレーションにより得られたベクトル図を示す.

図4～図6を見ると, 全ての H/D において図3で見られた①～④の流れが見られることから, 同様の流れパターンであると言える. なお, 本研究で得られた流れ場は, 全ての H/D , Re , ϕ において, 同様の流れパターンであった. したがって円柱マイクロポンプでは, 低 Re の場合, ①円柱近傍において上流から下流への流れ, ②③円柱上下流に円柱と反対回転の渦, さらに④それらを取り囲む循環, という流れパターンとなると言える.

さらに図4～図6を見ると, 流路高さが高くなるにしたがって上下流の渦は(したがってそれらを取り囲む循環も)拡大していること, 渦中心位置は流路高さが高くなるにしたがって図の上方向(下壁から離れる方向)に移動しているが流路(上下流)方向にはほとんど移動していないこと, も分かる.

図7に, 渦の拡大と位置の変化を定量的に調べるための渦の大きさと渦中心位置の定義を示す. まず,

Fig. 6 Velocity vectors for H/D of 1.12~2.0 ($Re=1.0$, $\phi=0$)

L_U および L_D は, それぞれ円柱回転中心から上壁面の上流剥離点 (SP) および下流再付着点 (RP) までの距離であり, 円柱上下流渦の大きさの指標と考えられる. 一方, X, Y は円柱回転中心から渦中心までの距離であり, 渦中心位置の指標である. ただし, 図中の白丸は渦中心であり, 下付添字 U, D はそれぞれ円柱上流・円柱下流の渦の値であることを意味する. なお, 上下流渦の位置関係を比較するため, L, X, Y は絶対値で表す.

図8に, $Re=1.0$, $\phi=0$, $H/D=1.12\sim 2.0$ の場合の L, X, Y の実験結果を示す. まず渦の大きさを見ると, L_U, L_D は流路高さの増加に伴い増加しており, 上下流渦が拡大していくことが分かる. また渦中心位置を見ると, X_U, X_D は流路高さが増加してもほぼ一定であるが, Y_U, Y_D は流路高さの増加に伴い大きくなっている. したがって, 図4～6について述べた「渦中心位置は流路高さが高くなるにつれ図の上方向(下壁から離れる方向)に移動しているが, 流路(上下

Fig. 7 Definitions of vortex size L , and vortex center location X, Y

Fig. 8 Dependence of vortex size and vortex center location on duct height for $Re=1.0$ and $\phi=0$

流) 方向にはほとんど移動していない」ことが定量的に示された。最後に、上下流の渦を比較すると、円柱の上下流で L, X, Y はほぼ等しいことから、 $Re=1.0$, $\phi=0$ の場合、流れ構造が円柱上下流でほぼ対称で、この対称性は流路高さが変化してもあまり崩れないと言える。ここで和田ら⁽⁴⁾は、低 Re では流量変化に対する対称性の破れは比較的小さいと報告していることから、低 Re の場合、 $\phi \neq 0$ の場合でも、この対称性は保持されるものと予想される。

5.2 圧力性能 図 9 に、 $Re=0.5$, $H/D=1.12 \sim 2.0$ の場合の、実験および数値シミュレーションで得られた圧力性能を示す。横軸は流量係数 ϕ 、縦軸は圧力係数 ψ である。実験結果と数値シミュレーション結果は良く一致していると言える。また、圧力性能線は右下がりの直線であり、流路高さの増加に伴いゼロ流量圧力・性能線が配共に減少することが分かる。

ところで和田ら⁽⁴⁾は、 Re が 100 より小さい場合、圧力の無次元数として ψRe を用いると (ψRe 圧力性能と呼ぶことにする) Re の異なる圧力性能を統一的に扱えることを示している。そこで $Re=0.5, 1.0$ について、 ψRe 圧力性能により結果を検討する。

図 10 に ψRe 圧力性能を示す。ここで、数値シミュレーション結果では、 $Re=0.5, 1.0$ の場合の ψRe 圧力性能は数値誤差程度の違いしかないので、図の凡例に Re を表記していない。図から、 $Re=1.0$ についても実験結果と数値シミュレーション結果は良く一致していると言える。また ($H/D=1.12$ の実験結果ではややバラツキがあるものの) $Re=0.5, 1.0$ の性能線はほぼ 1 本の直線と見なせる。よって流路高さが変化

しても、圧力の無次元数として ψRe を用いると、 Re の異なる圧力性能を統一的に扱えることが示された。

ここで、設計的視点で図 10 を見ると、流路高さが $H/D=1.3$ より小さくなると、ゼロ流量圧力は増加しているが、ポンプとして作動する流量範囲は急激に減少している。よって流路高さの低いものは、低流量・高圧力の使用に適している。一方 $H/D=1.3 \sim 2.0$ では H/D の増加に伴い、ポンプとして作動する流量範囲は広がっているもののわずかなので、ここではゼロ流量圧力が大きい $H/D=1.3$ が有利である。

図 9, 図 10 より、実験結果と数値シミュレーション

Fig. 10 Pressure performance based on ϕ and ψRe for $Re = 0.5, 1.0$ and $H/D = 1.12 \sim 2.0$

Fig. 9 Pressure performance based on ϕ and ψ for $Re = 0.5$ and $H/D = 1.12 \sim 2.0$

Fig. 11 Numerical pressure performance near H/D of 1.1 for $Re = 0.5$

結果は良く一致しているので、数値シミュレーション結果の信頼性は確認されたものと考え、以降は（結果の見やすさのため）数値シミュレーション結果のみを用いる。

ここで再び図 10 を見ると $H/D=1.3$ と $H/D=1.12$ のゼロ流量圧力・性能線勾配は急激に変化している。したがって、 H/D が 1 に近づくと、 H/D のわずかな差が ψRe 圧力性能に大きく影響すると考えられる。そこで $H/D=1.1$ 付近において ψRe 圧力性能を調べた。

図 11 に結果を示す。 $H/D=1.1$ と $H/D=1.11$ で比較すると、ゼロ流量圧力で 144%、ゼロ圧力流量で 92% の差が、 $H/D=1.11$ と $H/D=1.12$ ではそれぞれ 112%、89% の差が生じている。この様に H/D が 1 に近づくと、流路隙間のわずかな差が圧力性能に比較的大きく影響することは、設計上・製造上の注意点の 1 つと言える。

5.3 流体潤滑解析 Day ら⁽³⁾は流体潤滑解析を用いて円柱マイクロポンプを解析的に扱う手法を提案した。そこで、この手法を 3 次元流れである本円柱マイクロポンプに適用し、有効性と適用限界を検討する。

図 12 に、静止した下壁面と、速度 U で移動する上壁面間の 2 次元隙間流れの模式図を示す。一般的な潤滑解析によれば、上下壁の隙間高さ $h(x)$ が非常に小さく、流路の長さ l が $h(x)$ に非常に比べ大きい場合、 $h(x)$ を通る流体の圧力勾配は

$$\frac{dp}{dx} = 12\mu \left(\frac{U}{2h(x)^2} - \frac{q_{2D}}{h(x)^3} \right) \quad (1)$$

で与えられる。

流体潤滑理論の一般式(1)を円柱マイクロポンプに適用するために、Day ら⁽³⁾と同様に、円柱上下の隙間 $h^\pm(x)$ を 2 次関数

$$h^\pm(x) = h_0^\pm + \frac{1}{D} x^2 = \frac{1}{D} (x^2 + Dh_0^\pm) \quad (2)$$

で近似する。まず、円柱下側隙間について解析を行う。式(2)を式(1)に代入すると

Fig. 12 Schematics of flow field for gap flow analysis

$$\frac{dp^-}{dx} = -\frac{6\mu U}{\left\{ \frac{1}{D} (x^2 + Dh_0^-) \right\}^2} - \frac{12\mu q_{2D}^-}{\left\{ \frac{1}{D} (x^2 + Dh_0^-) \right\}^3} \quad (3)$$

となる。ただし、円柱下側隙間では円柱表面は負方向に動いているので、 U を $-U$ と置き換えている。式(3)を積分区間 $[-\infty, +\infty]$ で積分すると

$$\Delta P_{2D}^- = -3\pi\mu U \frac{D^2}{(Dh_0^-)^{3/2}} - \frac{9\pi\mu q_{2D}^-}{2} \frac{D^3}{(Dh_0^-)^{5/2}} \quad (4)$$

となる。同様にして円柱上側隙間について圧力差 ΔP^+ を求めると

$$\Delta P_{2D}^+ = 3\pi\mu U \frac{D^2}{(Dh_0^+)^{3/2}} - \frac{9\pi\mu q_{2D}^+}{2} \frac{D^3}{(Dh_0^+)^{5/2}} \quad (5)$$

となる。ここで、円柱の十分上流と十分下流における圧力差は、同一であることから、円柱上下の隙間における圧力差について

$$\Delta P_{2D} = \Delta P_{2D}^- = \Delta P_{2D}^+ \quad (6)$$

が成り立する。一方、正味の流量 q_{2D} は、円柱下側隙間流量 q_{2D}^- と円柱上側隙間流量 q_{2D}^+ の和、

$$q_{2D} = q_{2D}^- + q_{2D}^+ \quad (7)$$

で与えられる。式(4)~(7)から、 ΔP_{2D}^- , ΔP_{2D}^+ , q_{2D}^- , q_{2D}^+ を消去すると、

$$q_{2D} = -\frac{2}{9\pi\mu D^3} \left\{ (Dh_0^-)^{5/2} + (Dh_0^+)^{5/2} \right\} \Delta P_{2D} + \frac{2U}{3} (-h_0^- + h_0^+) \quad (8)$$

を得る。無次元化すると、

$$\psi_{2D} Re = \frac{-9\pi^2 \phi_{2D}}{\delta^{5/2} \{ \varepsilon^{5/2} + (1-\varepsilon)^{5/2} \}} + \frac{6\pi(2\varepsilon-1)}{\delta^{3/2} \{ \varepsilon^{5/2} + (1-\varepsilon)^{5/2} \}} \quad (9)$$

$$\delta = \frac{h_0^+ + h_0^-}{D}, \quad \varepsilon = \frac{h_0^+}{h_0^+ + h_0^-} \quad (10)$$

を得る。式(10)から、 δ と ε が円柱の大きさと配置に関する無次元量であることが分かる。なお流路高さは $H = h_0^+ + D + h_0^-$ で与えられるので、

$$\delta = \frac{h_0^+ + D + h_0^- - D}{D} = \frac{H}{D} - 1 \quad (11)$$

$$\varepsilon = \frac{h_0^+ + D + h_0^- - D - h_0^-}{h_0^+ + D + h_0^- - D} = \frac{H/D - 1 - h_0^-/D}{H/D - 1} \quad (12)$$

なる関係がある。本研究では、下壁隙間 h_0^-/D を一定としているので、結局式(9)は H/D のみの関数である。さらに重要なことは「式(9)は H/D が一定のとき、

ϕ と ψRe の関係として圧力性能を表すことができることを示している」ということである。すなわち、和田ら¹⁰⁾が次元解析を用いて導出した ψRe という圧力無次元数を、本研究では支配方程式 (式(1)) を用いて導出したことになる。したがって、流体潤滑解析によって、圧力無次元数 ψRe により、 Re の異なる圧力性能を統一的に扱えることが数理的に示された。

次に、式(9)を整理して

$$\psi_{2D} Re \beta = -9\pi^2 \phi_{2D} \alpha + 6\pi \quad (13)$$

$$\alpha = \frac{1}{\delta(2\varepsilon-1)}, \beta = \frac{\delta^{3/2} \{ \varepsilon^{5/2} + (1-\varepsilon)^{5/2} \}}{2\varepsilon-1} \quad (14)$$

を得る。式(13)は、新しい流量無次元数 $\phi \alpha$ と新しい圧力無次元数 $\psi Re \beta$ を用いることにより円柱の大きさや配置によらない圧力性能表現が可能であることを示している。

図 13 に、数値シミュレーション結果を、式(13)を用いて整理し、プロットした圧力性能を示す。横軸が $\phi \alpha$ 、縦軸が $\psi Re \beta$ である。図から、 $\phi \alpha - \psi Re \beta$ で表した圧力性能線も右下がりの直線であることが分かる。また、ゼロ流量圧力は流路高さによらずほぼ一定である。よって、(流路高さと同円柱直径の関係)を考慮した)新しい圧力の無次元数 $\psi Re \beta$ により、圧力上昇に関しては流路高さによらず統一的な扱いが可能となったと言える。

一方、ゼロ圧力流量に関しては流路高さに依存している。ただし、流路高さの減少に伴い近似解析解に近づいている。ここで、流路高さの減少は流路断面アスペクト比 (W/H) の増加、すなわち流れ場が2次元に近づくことを意味する。したがって図 13 より、

Fig. 13 Pressure performance based on $\phi \alpha$ and $\psi Re \beta$

$W/H = 1.36$ ($H/D = 1.1$) であれば 10%程度の誤差で、式(13)による圧力性能予測が可能であると言える。

なお、側壁 (3次元性) の影響について、数値シミュレーションにより調べた DeCourtaye ら¹²⁾も、本研究と同様、ゼロ流量圧力は流路幅によらないこと、および流路断面アスペクト比の増加に伴い2次元数値シミュレーション結果に近づくことを報告している。

以上より、式(13)の信頼性はある程度確認されたとと言える。

5.4 流路損失を考慮した解析 前節の潤滑解析では、流路高さを式(2)により近似したため、円柱の十分上下流では流路高さは非常に大きい。これは、円柱上下の最小隙間に比べ流路高さが十分に大きいと仮定したことを意味する。図 13 の結果はこの仮定 (式(2)) が比較的良好な近似であることを示しているが、この仮定の結果として、円柱の近傍以外では流路高さは非常に大きく、式(13)は円柱近傍以外の粘性の影響、すなわち流路損失を含んでいない。そこで、流路損失として矩形管流路損失を考慮し、式(13)を改良する。まず、矩形管流れにおける断面 1-2 間の圧力降下は

$$\Delta P_{loss} = \frac{12\mu q l}{H^3 W} \left[1 - \frac{192 H}{\pi^5 W} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\tanh((2n-1)\pi W/2H)}{(2n-1)^5} \right]^{-1} \quad (15)$$

で与えられる¹⁰⁾ ($l = 9 \times 10^{-2} \text{ m}$ は圧力測定孔間の距離)。これを無次元化すると

$$\psi_{loss} Re = \frac{24\pi D^2 l}{H^3} \left[1 - \frac{192 H}{\pi^5 W} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\tanh((2n-1)\pi W/2H)}{(2n-1)^5} \right]^{-1} \phi_{loss} \quad (16)$$

となる。

次に、式(13)の圧力上昇と式(16)の圧力損失を同一流量で考えるために $\phi_{Q3D} = \phi_{2D} = \phi_{loss}$ と置いた上で、式(13)と式(16)の差 ($\psi_{Q3D} = \psi_{2D} - \psi_{loss}$) すなわち、

$$\begin{aligned} \psi_{Q3D} Re \beta = & \left\{ -9\pi^2 - \frac{24\pi D^2 l}{H^3} \right. \\ & \times \left[1 - \frac{192 H}{\pi^5 W} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\tanh((2n-1)\pi W/2H)}{(2n-1)^5} \right]^{-1} \\ & \times \frac{\beta}{\alpha} \left. \right\} \phi_{Q3D} \cdot \alpha + 6\pi \end{aligned} \quad (17)$$

が圧力性能曲線を与える式となる。

図 14 に、数値シミュレーション結果と式(17)の結果の比較を示す。図 14 を見ると、式(17)の結果は、全ての H/D に関して、 H/D の増加に伴ってゼロ圧力の $\phi \alpha$ が減少していく傾向を捉えており、式(13)の結果 (図 13) に比べ、数値シミュレーション結果に近

ついていると言える。したがって定性的な信頼性は確認されたと考える。また、 H/D により違いは見られるものの、誤差は 9~18%程度であるので、定量的にもある程度の精度が期待できる。これらのことから、流路損失式(15)を考慮した式(17)は妥当であると言える。なお、9~18%の誤差は、式(17)が円柱近傍の流れについて、(流路損失ではなく)回車近傍流れと側壁の干渉を考慮できていないためと考えられる。

また翻って図 13 を考えると、3次元流れの流路損失を考慮した近似解析結果が、図 14 の様に、数値シミュレーション結果(すなわち実験結果)に近づいたことを考慮すれば、図 13 における数値シミュレーション結果と式(13)の差は流れの3次元性であることが確認されたことにもなる。

図 14 の結果から、式(17)は、流路形状(H, W の値)、円柱大きさ(D)、円柱配置(h_0^-, h_0^+)の様々な値に対して、圧力性能を 9~18%の誤差で予測可能である。したがって、設計に際しては、式(17)によるこれらの形状に関するパラメトリック計算によって概算設計を行なった後、数値シミュレーションによって詳細設計を行なえば、数値シミュレーションのみで設計を行なうよりも設計時間を大幅に短縮することが可能となる。したがって、円柱マイクロポンプ設計の観点から、式(17)は有用であると言える。

今後は、円柱近傍の3次元性を考慮した近似解析手法を考案し、円柱マイクロポンプの圧力性能予測をより高い精度で可能とすることが課題の1つである。

Fig. 14 Pressure performance based on $\phi\alpha$ and $\psi Re\beta$ taking account of duct pressure loss

最後に、式(17)が使用可能な Re の範囲を数値シミュレーションにより調べる。まず式(17)より、 $\phi\alpha=0$ の時、 $\psi Re\beta=6\pi$ である。すなわちゼロ流量なら、ポンプ形状(H/D など)や Re を変化させても $\psi Re\beta=19$ は変化しない。ただし式(17)は、慣性項を無視した低 Re 近似(数理的には式(1))の結果であるから、 Re が大きくなれば $\psi Re\beta$ は変化する様になるはずである。この様子を見るために、ゼロ流量の場合について、 Re に対する $\psi Re\beta$ の依存性を調べた。

図 15 に結果を示す。全ての H/D についてほぼ $\psi Re\beta=19$ であること。および Re が 100 程度までは $\psi Re\beta$ はほぼ一定であることが分かる。定量的には、 $Re \leq 100$ の範囲の $\psi Re\beta$ の変化は 2%未満である。したがって、 $Re \leq 100$ において式(17)が成立すると言える。

6. 結 論

本研究では、構造が単純で流体変動が小さく連続的に液体輸送ができる円柱を用いた粘性マイクロポンプについて流路高さの違いによるポンプ性能とフローパターンの変化を調べ、以下の結論を得た。

- (1) 流路高さ H が増加すると円柱上下流の渦が拡大するが、低 Re では上下流渦の対称性の崩れは小さい。
- (2) 流路高さの減少に伴い、ゼロ流量圧力は増加し、ゼロ圧力流量は減少する。よって必要な圧力・流量範囲に応じた形状を選択できる。

Fig. 15 Dependence of pressure performance on Reynolds number for $\phi=0$ based on $\psi Re\beta$

- (3) H/D が 1 に近い場合に流路高さのわずかな差が圧力性能に比較的大きく影響することは設計・製造上の注意点である。
- (4) 流体潤滑解析による近似式により流路高さの異なる円柱マイクロポンプのゼロ流量圧力を統一的に扱うことができる。
- (5) 流路損失を考慮した解析による近似式により、実機の圧力性能をある程度の精度で予測可能であり、設計上有用である。
- (6) 流体潤滑解析および流路損失を考慮した解析は、流路高さによらず $Re \leq 100$ の流れに適用可能である。

謝 辞

本研究の一部は科学研究費補助金基盤研究C(16560144)によって行われました。ここに記して謝意を表します。

参 考 文 献

- (1) Park, J.H. et al., A Piezoelectric Micropump Using Resonance Drive with High Power Density, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, (in Japanese), Series C, Vol. 65, No. 631 (1999), pp. 1071-1077.
- (2) Kondoh, Y. et al., A Peristaltic Motion Channel-Type Micro Pump with Bimorph-Type PZT Elements Alloy: Fabrication of Single Side-Type, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, (in Japanese), Series C, Vol. 68, No. 666 (2002), pp. 643-649.
- (3) Yokota, S. et al., An SMA-Driven Micropump Using ECF Jet Cooling, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, (in Japanese), Series C, Vol. 66, No. 650 (2000), pp. 3516-3522.
- (4) Hattori, S. et al., Structure and Mechanism of Micropump Using Thermoresponsive Polymer Actuator, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, (in Japanese), Series C, Vol. 58, No. 550 (1992), pp. 1868-1873.
- (5) Miyazaki, K. et al., Development of a Bubble Actuated Micro Pump, *Turbomachinery*, (in Japanese), Vol. 29, No. 3 (2001), pp. 176-181.
- (6) Hosokawa, K. et al., Study of MHD (Magnetohydrodynamic) Micropump, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, (in Japanese), Series C, Vol. 59, No. 557 (1993), pp. 205-210.
- (7) Hattori, S. et al., Structure and Mechanism of Microcapsule Pump Using Osmotic Pressure Actuator, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, (in Japanese), Series C, Vol. 58, No. 552 (1992), pp. 2483-2488.
- (8) Fujiwara, T., Kitoh, O., Basic Study for a Micro-Pump using Electroosmotic Flow, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, (in Japanese), Series B, Vol. 68, No. 671 (2002), pp. 2071-2078.
- (9) Kilani, M.I. et al., Design and Analysis of a Surface Micromachined Spiral-Channel Viscous Pump, *J. Fluids Eng.*, Vol. 125 (2003), pp. 339-344.
- (10) Sen, M. et al., A Novel Pump for MEMS Applications, *J. Fluids Eng.*, Vol. 118 (1996), pp. 624-627.
- (11) Sharatchandra, M.C. et al., Navier-Stokes Simulation of a Novel Viscous Pump, *J. Fluids Eng.*, Vol. 119 (1997), pp. 372-383.
- (12) DeCourtye, D. et al., Analysis of Viscous Micropumps and Microturbines, *Int. J. Computational Fluid Dynamics*, Vol. 10 (1998), pp. 13-25.
- (13) Day, R.F., and Stone, H. A., Lubrication analysis and boundary integral simulations of a viscous micropump, *J. Fluid Mech.*, Vol. 416 (2000), pp. 197-216.
- (14) Wada, K. et al., Model Experiments and Numerical Simulations on the Performance and Flow Fields of a Viscous Micropump Using Cylindrical Rotor, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, (in Japanese), Series B, Vol. 71, No. 702 (2005), pp. 521-529.
- (15) Matsuoka, H. and Kato, T., Measurement of Ultrathin Lubrication Film Thickness in Molecular Scale, *Tribologist*, (in Japanese), Vol. 41, No. 5 (1996), pp. 521-529.
- (16) Japan Society of Mechanical Engineers, JSME Mechanical Engineer's Handbook, (in Japanese), A5(1996), pp. 73-76.