円柱を用いた粘性マイクロポンプの性能と流れに関する
モデル実験及び数値シミュレーション*和田 健太郎^{*1}, 伊藤 正博^{*2}, 廣瀬 智水^{*3}
佐藤 光太郎^{*4}, 横田 和彦^{*5}, 伊藤 基之^{*5}Model Experiments and Numerical Simulations on the Performance and
Flow Fields of a Viscous Micropump Using Cylindrical RotorKentarō WADA, Masahiro ITOH, Tomomi HIROSE,
Kotaro SATO, Kazuhiko YOKOTA^{*6} and Motoyuki ITOH^{*6} Department of Mechanical Engineering, Nagoya Institute of Technology,
Gokiso-cho, Showa-ku, Nagoya-shi, Aichi, 466-8555 Japan

The present paper describes the pressure performance of a viscous micropump using a cylindrical rotor in a rectangular duct using both experimental method and numerical simulation. In the experiment, the low Reynolds flow in the micropump is realized by using glycerin as work fluid and a usual-scale (not micro-scale) model pump. In the numerical simulation, the commercial software, STAR-CD, is used. Qualitatively and quantitatively, there are good agreements between the experimental and numerical results with respect to the flow fields and pressure performance. The flow fields show three vortices which rotate in the direction opposite of the cylindrical rotor. The pressure performance of the micropump shows straight lines with negative slopes. A new nondimensional number is proposed to estimate the pressure performance of viscous micropumps.

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

1. 緒 論

マイクロポンプは、医学、バイオテクノロジー、化学、航空宇宙工学、機械工学など様々な分野への応用が期待されている。例えば、医学では携帯型の薬液注入装置、バイオテクノロジーでは遺伝子搬送用流体制御、化学では μ TAS (Micro Total Analysis System) と呼ばれる超小型化学分析システム、航空宇宙工学ではウルトラマイクロガスタービン・マイクロ宇宙推進機の燃料供給、機械工学では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ように、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。

その例としては、朴ら⁽¹⁾の共振駆動を用いた圧電式、近藤ら⁽²⁾のバイモル形 PZT 素子を用いたぜん動運動式、横田ら⁽³⁾の SMA (Shape Memory Alloy) 駆動式、服部ら⁽⁴⁾の熱感応性高分子ゲル式、宮崎ら⁽⁵⁾の気泡による表面張力式、細川ら⁽⁶⁾の電磁流体力学式、服部ら⁽⁷⁾の浸透圧式を、富士原ら⁽⁸⁾の電気浸透流式、Sen ら⁽⁹⁾や Kilani ら⁽¹⁰⁾の粘性式が挙げられる。

中でも Sen ら⁽⁹⁾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⁽¹¹⁻¹³⁾が行われている。しかし、それらの多くは数値的な研究⁽¹¹⁻¹³⁾であり、実験に関するもの⁽⁹⁾も流量・圧力特性、流れ構造などに言及しておらず、円柱マイクロポンプ特性に関する知見は十分とは

* 原稿受付 2003 年 8 月 25 日。

^{*1} 元：名古屋工業大学大学院工学研究科(☎466-8555 名古屋昭和区御器所町)。^{*2} 元：横浜国立大学大学院工学府(☎240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台 79-5)。^{*3} 元：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)。^{*4} 正員、工学院大学国際基礎工学科。^{*5} 正員、名古屋工業大学大学院。

E-mail: yokota@nitech.ac.jp

言えない。そこで本研究では、円柱マイクロポンプに関し、実験・数値シミュレーション・理論解析を用いて、その特性を明らかにすることを目的とした。

実機の円柱マイクロポンプの様な小さなスケールでは、Reynolds 数以外に、表面粗さの影響・連続体近似の崩れなどが考えられる。ところが、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ほとんど影響しない。したがって、研磨を前提とすれば表面粗さを考慮する必要はない。また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^{9,10}によると、膜厚が分子の 10 倍 (10nm) 以上で、低 Reynolds 数近似の Navier-Stokes 方程式 (いわゆる Reynolds 方程式) から得られる理論的な流体力と膜厚の関係が実験結果とよく一致することが示されている。このことは、流路幅が 10nm 以上の液体流れでは、連続体近似である非圧縮 Navier-Stokes 方程式がよい近似となっている (すなわち、粘性の影響のみ考慮すれば十分である) ことを意味している。さらに、過去の粘性マイクロポンプに関する研究^{9,13}でも Reynolds 数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、表面粗さの影響・連続体近似の崩れを無視し、非圧縮 Navier-Stokes 方程式を用いて、Reynolds 数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⁹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 Reynolds 数を実現した。

2. おもな記号

D : 円柱直径 ($=1.0 \times 10^{-2}$ [m])

W : 円柱高さ ($=1.5 \times 10^{-2}$ [m])

L_{th} , L_D : 円柱上下流の渦の無次元長さ

$\dot{m}$: 質量流量 [kg/s]

ΔP : 圧力差 [Pa]

Re : Reynolds 数 ($=DU/\nu$)

U : 円柱外周速度 [m/s]

$\vec{v}$: 流速ベクトル

X_{th} , Y_{th} : 円柱上流渦中心の無次元位置

X_D , Y_D : 円柱下流渦中心の無次元位置

ρ : 作動流体の密度 [kg/m³]

μ : 作動流体の粘度 [Pa·s]

ν : 作動流体の動粘度 [m²/s]

ϕ : 流量係数 ($=\dot{m}/(\rho\pi DWU)$)

η : ポンプ効率 (式(1))

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

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を用いた。円柱はモータ (オリエンタルモータ VSD425IAU-GV, 出力 25W, 回転数 90~1700rpm, 最小回転数刻み 10rpm) で駆動される。

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) を用いて実験中、常時粘度測定を行った。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 0.5Pa) 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 BL-3200S, 測定可能範囲 0~3200g, 最小目盛 0.1g) により測定し、重量法により流量を算出した。

Fig. 1 Schematic of experimental apparatus

Fig. 2 Test section

図2にテストセクションを示す。可視化のためダクトをアクリル製とした。流路断面は $15 \times 15 \text{ mm}$ の正方形である。一方、回転円柱は直径 $D=10 \text{ mm}$ 、高さ $H=15 \text{ mm}$ である。ところで Sharatchandra ら⁽¹⁾はギャップが性能に及ぼす影響を数値シミュレーションによって調べ、ギャップが小さいほどダクトの流速が高いという結果を得ている。そこで本研究では、できる限り小さいギャップ 0.1 mm とした。

また圧力測定孔は、回転円柱の影響の小さい円柱上下流 45 mm の位置に設けた。

本研究ではトレーサ粒子にアルミ粉を用いて円柱周りの流れの可視化を行った。撮影には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 Reynolds 数となるようにモータの回転数を決めた。つまりモータの回転数によって Reynolds 数を調節した。

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

(a) side view

(b) bird's-eye view

Fig. 3 Calculation grid near rotor

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。図3に円柱近傍の計算格子を示す。

液体では、固体表面のポテンシャルが深く、固体表面で液体分子が動くことができないため、ナノスケールにおいても、すべり無し条件は良い近似となっている。このことは先に述べた液体潤滑の研究⁽⁴⁾において、Reynolds 方程式にすべり無し条件を用いたシミュレーションが、膜厚 10 nm （10 分子）程度以上で実験とよく一致することから確認されている。また過去の数値的研究⁽⁶⁾⁽¹³⁾においても、壁面境界条件として、すべり無し条件を用いている。これらのことから、本研究でも、固体壁の境界条件として、すべり無し条件を採用した。

5. 結果と考察

5.1 フローパターン 図4に、ビデオ撮影により得られた $Re=1.75$ 、 $\phi=0.02$ の場合の円柱近傍の可視化写真とフローパターンを示す。円柱は時計回りに回転しており、流体を左から右へ輸送している。なお図中の×印は上下流の渦中心（渦中で流体がほとんど動いていない点）を示している。図は、円柱表面近傍では円柱による粘性駆動により時計回りの流れが生じていること、また円柱上下流に一つずつ反時計回りの渦（図中①、②）とそれらの渦を取り囲む渦（図中③）が発生していること、を示している。ポンプでは基本的に下流の圧力は上流の圧力より高いが、円柱表面近傍では粘性力により圧力勾配に逆らって上流から下流へ流れる。一方、円柱から離れた上壁近くでは圧力勾配に負けて下流から上流へと押し戻される。これが3つの渦の発生原因と考えられる。

図5に数値シミュレーションの流速ベクトルを示す。(a) $z=0 \text{ mm}$ は流路中央断面、(d) $z=7.5 \text{ mm}$ は側壁に隣接する格子断面である（側壁面上では流速がゼロ

Fig. 4 Flow visualization and flow pattern for $Re = 1.75$ and $\phi = 0.02$

なので隣接する格子で代用)．また速度ベクトルの長さは3つの図で統一してある．図から、流れが円柱軸方向に3次的であること、(d)ではやや見にくいものの3つの渦は全ての断面に現れていること、側壁ほど流れが緩やかとなって(最大流速が減少して)いること、上下流の渦中心位置は円柱軸方向にほとんど変化しないこと、などがわかる．すなわち、本質的な流れ構造は円柱軸方向のどの断面も同様である．このことは、側面・上面からの撮影、実験中の目視などによっても確認された．これらのことから、数値シミュレーションは定性的に流れを捉えており、また側面から撮影した画像を流れ構造の代表と考えてよいと言える．なお、ここで述べたことは、本研究で扱った範囲全ての実験・数値シミュレーションにおいて確認されたことを付記する．

5.2 流れ構造の流量係数依存 図6に、 $Re = 1.75$ 、流量係数(a) $\phi = 0.02$ 、(b) $\phi = 0.01$ 、(c) $\phi = 0$ の場合の可視化写真を示す．いずれの場合も、図4で述べた3つの

Fig. 5 Flow velocity vectors for $Re = 1.75$, $\phi = 0.02$

渦が可視化されており、図4と同様の流れ構造と言える．また流量係数が小さくなると渦が拡大することもわかる．

次に、渦の拡大と位置の変化を定量的に調べるため、渦の諸量 L, X, Y を図7のように定義する．ただし上下流渦の位置関係を比較するため、 L, X, Y は絶対値で、円柱直径で無次元化された値とする．図中の白丸は渦中心を、SP, RP は上壁面上の剥離点・再付着点を表す．また下付添字 U, D はそれぞれ円柱上・下流の渦の値であることを意味する．ここで渦の大きさを示す指標 L としては、円柱中心から上壁面上のはく離点・再付着点までの流路方向距離 L_U, L_D を考える．また渦の位置を示す指標 X, Y としては、円柱回転中心を原点とした渦中心の流路方向座標 X と、流路に垂直方向座標 Y を考える．

図8に、 $Re = 1.75$ の場合の L, X, Y を流量係数の関数として示す．まず渦の大きさ (L_U, L_D) を見ると、全流量域ではほぼ等しく ($L_U \approx L_D$)、流量減少に伴っ

Fig. 6 Flow visualizations with respect to flow coefficient for $Re = 1.75$

て上下流渦が拡大 (L_U, L_D が増加) し、ゼロ流量付近のみ上流渦の方が下流渦よりわずかに大きくなる ($L_U > L_D$) ことがわかる。一方、渦中心の流路方向位置 (X_U, X_D) を見ると、上流渦の方が下流渦より円柱からわずかに離れて ($X_U > X_D$) おり、流量変化に対してほぼ一定で、ゼロ流量付近のみ X_U, X_D の差が若干拡大することがわかる。また、渦中心の流路に垂直方向位置 (Y_U, Y_D) を見ると、全流量において上下流の渦の位置はほぼ等しく ($Y_U \approx Y_D$)、流量減少に伴って上下流の渦は下壁に近づく (Y_U, Y_D が減少する) ことがわかる。全体として、低 Reynolds 数 ($Re=1.75$) では、上下流の渦は円柱に関して上下流にほぼ対称 ($L_U \approx L_D, X_U \approx X_D, Y_U \approx Y_D$) で、流量変化に対する対称性の崩れは比較的小さいと言える。

5.3 流れ構造の Reynolds 数依存 図 9 に、 $\phi=0$ 、Reynolds 数 (a) $Re=1.75$, (b) $Re=9$, (c) $Re=45$ の場合の可視化写真を示す。いずれの場合も、図 4 で述べた 3 つの渦が可視化されており、図 4 と同様の流れ構造で

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

Fig. 8 Dependence of vortex size and vortex center location on flow coefficient for $Re=1.75$

あると言える。また Reynolds 数が大きくなると、渦が拡大し、円柱上下流の渦中心が円柱の回転方向へ移動して、円柱上下流の対称性が崩れることがわかる。

(a) $Re=1.75$

(b) $Re=9$

(c) $Re=45$

Fig. 9 Flow visualizations with respect to Reynolds number for $\phi=0$

Fig. 10 Dependence of vortex size and vortex center location on Reynolds number for $\phi=0$

次に、渦の拡大と位置の変化を定量的に調べるため、図8と同様に渦の大きさ L と中心位置 X, Y を計測した。図10に、 $\phi = 0$ の場合の L, X, Y を Reynolds 数の関数として示す。まず渦の大きさ (L_U, L_D) に関しては、Reynolds 数の増加に伴い、上下流渦が拡大するとともに、 L_U, L_D の差も広がっていることがわかる。ただし、 $Re \geq 30$ では、Reynolds 数変化に対する渦大きさの変化はほとんどなくなり、ほぼ一定となっている。一方、渦中心の流路方向位置 (X_U, X_D) に関しては、上下流渦でほぼ等しく、Reynolds 数が増加してもほぼ一定である。なお、 Δ がプロットされていないように見えるものは $\blacktriangle$ に重なっている。また、渦中心の流路に垂直方向位置 (Y_U, Y_D) は、低 Reynolds 数ではほぼ等しく、Reynolds 数の増加に伴って、上流渦は下壁から離れ (Y_U が増加)、下流渦は下壁に近づく (Y_D が減少) ことがわかる。この Y_U, Y_D の変化の傾向は、図9で述べた「円柱上下流の渦中心が円柱の回転方向へ移動」することを示しており、上下流渦の(円柱に関する)対称性の崩れが定量的に示されたと言える。なお、 ∇ がプロットされていないように見えるものは $\blacktriangledown$ に重なっている。全体としては、Reynolds 数が変化する場合、対称性の崩れは比較的大きいと言える。

5.4 流量・圧力特性 図11、図12に、実験およびシミュレーションで得られた流量・圧力特性(以下単に、圧力特性)を示す。横軸は流量係数 ϕ 、縦軸は圧力係数 ψ である。

Fig. 11 Pressure characteristics ($Re \approx 1.7, 2.7$)

Reynolds 数が小さい図11では、実験とシミュレーションでわずかな差が見られるが、これは低 Reynolds 数では実圧が小さく計測誤差が相対的に大きいためで、実験誤差内と考えられる。一方、図12では、実験とシミュレーションは非常によく一致しており、実験データのためにシミュレーション結果の線が見えにくいほどである。したがって図11、12とも実験とシミュレーションはよく一致しており、両結果の信頼性は良好と言える。また、円柱マイクロポンプの圧力特性として、特性線は右下がりの直線であること、最大流量係数は Reynolds 数が変化してもほとんど変化せずほぼ一定の $\phi = 0.044$ であること、最大圧力係数は Reynolds 数の増加に伴って減少すること、これらの結果、特性線の傾きの絶対値も小さくなることがわかる。

5.5 ポンプ効率 円柱マイクロポンプの効率は、円柱側面のせん断応力がする仕事率に対するポンプ水動力の比として、

$$\eta = \frac{\dot{m} \Delta P}{\frac{\omega D}{2} \int_{\Sigma} \tau ds} \quad (1)$$

と定義されている^{11, 12}。ここで、 τ はせん断応力、 Σ は円柱側面、 ds は Σ 上の微小面積を表す。

図13に、 $Re = 1.75$ の場合の、本シミュレーションによる流量・効率のグラフを示す。図には参考のために、DeCourtye ら⁽¹²⁾のシミュレーション結果を併せて掲載している。ただし彼らのシミュレーションは2次元シミュレーションで、 $Re = 1$ である。また、下

Fig. 12 Pressure characteristics ($Re \approx 30, 45$)

壁とのクリアランスが 0.25mm と、本研究の 0.1mm より大きい。

図 13 から、本シミュレーションは、DeCourtaye らと同様、左右にほぼ対称な上に凸の放物線に近い形状となっており、定性的な傾向は捉えられている。したがって、本シミュレーションの定性的信頼性が確認されたと言える。一方、計算条件の違いのために、定量的に直接の比較はできないが、2次元流れの方が側壁の影響がないために効率は高くなると考えられるので、本シミュレーション結果と矛盾はない。また、効率のオーダーも極端な食い違いはない。したがって、本シミュレーションは定量的にもある程度の信頼性があると言える。図 13 より、効率は左右にほぼ対称なので、最大流量の約半分の流量で最大効率となると予想される。

5-6 次元解析 非圧縮 Navier-Stokes 方程式は、

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (2)$$

で与えられる。ここで、定常かつ粘性が支配的とする
と慣性項を省略できるので、

$$\nabla p = \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (3)$$

と近似（低 Reynolds 数近似）できる。

式(3)は密度を含んでおらず、低 Reynolds 数近似の下では流れ場が密度に依存しないことを示している。したがって、低 Reynolds 数で作動する粘性マイクロポンプの圧力特性も密度に依存しないと考えられる。

Fig. 13 Dependence of efficiency on flow coefficient based on simulation

そこで次元解析を行う際の、代表パラメータ選択にあたり、密度を省くことにした。その結果、選択した代表パラメータは、圧力差 ΔP 、代表長さ D 、代表速度 U 、粘度 μ 、流量 Q とした。これらの代表パラメータに対して、バッキンガムの Π 定理を用いると、 $Q/(UD^2)$ 、 $\Delta P D / (\mu U)$ という 2 つの無次元数が得られる。これらの無次元数を、図 11, 12 で用いた無次元数 ϕ 、 ψ 、 Re で表すと、

$$\frac{Q}{UD^2} = \pi \frac{W}{D} \frac{Q}{\pi DWU} = \pi \frac{W}{D} \phi \quad (4)$$

$$\frac{\Delta P D}{\mu U} = \frac{1}{2} \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U^2} \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{1}{2} \psi Re \quad (5)$$

ここで、式(4)において、幾何学的相似条件を満足する（すなわち W/D が同一の）場合には、 $Q/(UD^2)$ は流量係数 ϕ と等価であるから、 ϕ で代用できる。一方、式(5)から、 $\Delta P D / (\mu U)$ は圧力係数と Reynolds 数の積 ψRe （と等価）であり、 ψRe で代用できる。さらに、これは新しい無次元数であり、式(5)の形式から圧力の無次元数（すなわち新しい圧力係数）と言える。これらを考慮すると、横軸に ϕ を、縦軸に ψRe をとって、圧力特性を表現することができるはずである。図 14 に、その図を示す。図 14 には、参考のために、Sharatchandra ら⁽¹⁰⁾のシミュレーション結果を併せて掲載している。ただし、彼らのシミュレーションは 2 次元流れで、 $Re=1$ である。

Fig. 14 Pressure characteristics based on Relation between ϕ and ψRe

図 14 から、本実験とシミュレーションはほぼ 1 本の直線に重なっていることがわかる。また Sharatchandra らのシミュレーションは 2 次元流れであるため、同一の ψRe に対する ϕ がやや大きくなっているものの、ゼロ流量における圧力係数は、本シミュレーションと Sharatchandra らの結果はほぼ一致している。図 14 から、本研究の実験およびシミュレーションの信頼性がここでも確認されたと言える。

図 14 は、本研究において提案する無次元数 ψRe により、円柱マイクロポンプの圧力特性を統一的に扱うことができることを示しており、その有用性が確認されたと言える。なお、これらのパラメータの導出では定常・低 Reynolds 数の仮定以外用いていないので、Reynolds 数が小さい一般の粘性マイクロポンプの圧力特性も、無次元パラメータ ϕ 、 ψRe により統一的に扱うことができると期待される。

ここで円柱周速は、円柱回転角速度 ω を用いると $U = \omega D/2$ で与えられるから、式(5)を、

$$\frac{\Delta PD}{\mu U} = \frac{1}{2} \psi Re = \frac{2\Delta P}{\mu \omega} \quad (6)$$

と書き換えることができる。図 14 でポンプ圧力特性が 1 本の直線となっていたという結果と併せて考えると、式(6)は、粘性マイクロポンプの圧力差が代表長さ（すなわちマイクロポンプの大きさ）に無関係に、作動流体粘度と回転数だけで決定されることを示している。

Fig. 15 Dependence of pressure characteristics on Reynolds number for $\phi=0$ based on ψRe

5-7 低 Reynolds 数近似の適用範囲 円柱マイクロポンプにおいて、低 Reynolds 数近似が成立しなくなる Reynolds 数を調べるために、実験では $Re=250$ まで、シミュレーションでは $Re=500$ まで調査した。図 15 に、 $\phi=0$ の場合について、横軸 Re 、縦軸 ψRe とし示す。

図 15 を見ると、シミュレーションは実験よりやや大きくなっているものの、全体としては、実験とシミュレーションはよく一致していると言える。したがって、実験・シミュレーションとも結果の信頼性は高いと考えられる。

ところで、低 Reynolds 数近似が成立する場合には、 $\Delta PD/(\mu U)$ （したがって ψRe ）は Re に対して一定値となるはずである。ここで、実験データにはわずかなバラツキがあるため、 ψRe が一定となる Reynolds 数の範囲を検討するのにあまり適しているとは言えない。そこで、低 Reynolds 数近似からのズレについては、シミュレーションで検討することにする。

図 15 のシミュレーション結果では、 $Re \geq 10$ になると、 ψRe はわずかに上昇し始めるものの、 $Re \leq 50 \sim 100$ まではほぼ一定と見なしても良く、 $Re \geq 100$ 程度となると、 ψRe の上昇が顕著となることがわかる。これらの結果から、低 Reynolds 数近似が有効であるのは、 $Re \leq 100$ の範囲と考えればよいと結論される。

なお、球の抵抗の場合、低 Reynolds 数近似（いわゆる Stokes 近似）が有効であるのは、 $Re \leq 1$ 程度である。円柱マイクロポンプの場合に、 $Re \leq 100$ まで低 Reynolds 数近似が成立する理由の解明については、今後の課題である。

6. 結 論

本研究では、円柱を用いた粘性マイクロポンプのセンチスケールモデルを製作し、Reynolds 数を実機で使用され则认为られる範囲に合わせることによって、内部流れとポンプ特性を実験および数値シミュレーションにより系統的に調べ、以下の結論を得た。

- (1) 本研究で取り扱った条件では、円柱上下流に 1 つずつ、円柱とは逆回りの渦と、それらを取り囲む渦が発生する流れ構造となる。なお、この流れ構造は、円柱軸方向に本質的に変化しない。
- (2) 流量係数 ϕ が減少すると円柱上下流の渦が拡大する。しかし、上下流渦の対称性の崩れは小さい。
- (3) Reynolds 数が増加すると円柱上下流の渦が拡大し、かつ円柱上下流渦の中心が円柱回転方向へずれるので非対称性が大きくなる。

- (4) 横軸に流量係数を, 縦軸に圧力係数をとった圧力特性は, 右下がりの直線となる. また, Reynolds 数が増加すると, 最大流量係数はほとんど変化しないが最大圧力係数は減少し, 特性線の傾きの絶対値は減少する.
- (5) 効率 η は, 流量係数 ϕ に対して, ほぼ左右対称な上に凸の放物線に近い形状となる. したがって, 最大流量の約半分の流量で最大効率となる. なお最大効率は1%程度である.
- (6) 低 Reynolds 数流れに関してバッキンガムの Π 定理を用いることにより, 粘性ポンプの圧力特性を表すための新しい流量係数 $Q/(UD)$, 新しい圧力係数 $\Delta P D/(\mu U)$ を得た.
- (7) $Q/(UD)$ と等価な ϕ , および $\Delta P D/(\mu U)$ と等価な ψ Re を用いて表した圧力特性は, Reynolds 数に依らず, ほぼ一本の右下がりの直線となる. したがって, これらの無次元数を用いれば, 粘性マイクロポンプの圧力特性を統一的に扱うことができる.
- (8) 円柱を用いた粘性マイクロポンプでは, $Re \leq 100$ の範囲で低 Reynolds 数近似が有効である.

謝 辞

本研究を遂行するにあたり, 名古屋工業大学大学院鬼頭修己教授に貴重なご助言をいただきました. 記して謝意を表します.

また本研究の一部は科学研究費補助金基盤研究C(15560153)並びに工学院大学総合研究所プロジェクト研究費によって行われました. 併せて記して謝意を表します.

参 考 文 献

- (1) 朴重濠・ほか2名, 機論, 65-631, C(1999), 1071-1077.
- (2) 近藤豊・ほか2名, 機論, 68-666, C(2002), 643-649.
- (3) 横田眞一・ほか2名, 機論, 66-650, C(2000), 3516-3522.
- (4) 服部忍・ほか8名, 機論, 58-550, C(1992), 1868-1873.
- (5) 宮崎康次・ほか3名, ターボ機械, 29-3(2001), 176-181.
- (6) 細川和生・ほか2名, 機論, 59-557, C(1993), 205-210.
- (7) 服部忍・ほか5名, 機論, 58-552, C(1992), 2483-2488.
- (8) 富士原民雄・鬼頭修己, 機論, 68-671, B(2002), 2071-2078.
- (9) Sen, M., ほか2名, J. Fluids Eng., 118, (1996), 624-627.
- (10) Kilani, M. I., ほか3名, J. Fluids Eng., 125, (2003), 339-344.
- (11) Sharatchandra, M. C., ほか2名, J. Fluids Eng., 119, (1997), 372-383.
- (12) DeCourtye, D., ほか2名, Int. J. Computational Fluid Dynamics, 10, (1998), 13-25.
- (13) Day, R. F., and Stone, H. A., J. Fluid Mech., 416, (2000), 197-216.
- (14) 松岡広成, 加藤孝久, トライボロジスト, 41-5(1996), 427-434.