

## 초소형 점성 펌프의 Navier-Stokes 해석

강 동 진<sup>\*1</sup>

### NAVIER-STOKES SIMULATION OF A MICRO-VISCOUS PUMP

D.J. Kang<sup>\*1</sup>

*Navier-Stokes simulation of the flow in a micro viscous pump is carried out. The micro viscous pump consists of a rotating circular rotor placed in a two dimensional channel. All simulation is carried out by using a finite volume approach, at the Reynolds number of 0.5, to study the performance of the micro viscous pump. Length of channel of the pump is varied to simulate the effects of the pumping load. Numerical solutions show that the net flow of the pump is realized by two counter rotating vortices formed on both sides of the rotor. The volume flow rate of the pump is decreased as length of the channel is increased, while the static pressure difference across the rotor is increased. The static pressure difference across the rotor is observed to be inversely proportional to the volume flow rate as inertia effects are negligibly small. The efficiency of the pump is found to reach a maximum when two counter rotating vortices on both sides of the rotor becomes to merge forming an outer enveloping vortex.*

**Key Words** : 초소형 점성펌프(Micro Viscous Pump), 로터(Rotor), 미끄럼속도(Slip Velocity), 와류유동(Vortex), 체적유량(Volume Flow Rate), 효율(Efficiency), 편심(Eccentricity), 유한체적법(Finite Volume Method)

### 1. 서 론

최근 들어 반도체와 디스플레이 제조기술이 급속히 발전함에 따라 초소형 기계 (micromachines)에 대한 관심이 높아지고 있다. 이들 초소형 기계는 단순히 기존 기계의 크기 축소로 만들어지는 것이 아니어서 기존의 유체역학적 지식들이 별다른 정보가 되지 못하여 벽면에서의 유체 미끄럼이나 유체 분자 운동 등을 고려한 새로운 접근법으로 연구할 필요가 있다 [1].

연구자들의 관심을 끄는 초소형 기계는 다양하지만 본 연구에서는 유체의 점성을 이용한 초소형 펌프를 살펴보고자 한다. 초소형 펌프는 유체를 양수하는 원리에 의해 분류할 수가 있는데, 크게 나누면 비기계적 원리에 의한 것과 기계적 원리에 의한 것이 있다. 예를 들면 Bart등[2]이 개발한 전자수력펌프(electrohydrodynamic pump)는 이온저항(ion-drag)을 이용하여 유체가 적합한 전기적 성질을 지니고 있어야 함으로 응

용 범위가 제한적일 수 밖에 없다. Moroney등[3]이 개발한 초음파펌프(ultrasound pump)도 비기계적 초소형 펌프의 예이다. 이 펌프는 펌프 입출구 사이의 압력 차이가 지나치게 작은 것이 흠이다.

이들에 비해 기계적 초소형 펌프는 펌프의 기계적 구동에 의해 유체를 양수하며, 부품의 기계적 구동에 따른 문제점이 나타날 수 있는 단점이 있다. 기계적 초소형 펌프는 크게 3가지 유형으로 나눌 수가 있다[4]. 첫 번째 유형은 용적형 펌프(positive displacement pump)로 Van Lintel등[5]이 개발한 펌프가 이 유형에 속한다. 이 펌프는 피에조전기펌프(piezoelectric pump)로 박막의 변형으로 유체를 양수한다. 두 번째 유형은 평행축회전식펌프(parallel axis rotary pump)로 블리우며, Taylor[6]가 개발한 스크류펌프가 이에 속한다. 이 펌프는 모타의 회전축이 유체 흐름방향과 일치하는 특성이 있다. 회전축이 유체흐름과 90°를 이루는 교차축회전식펌프(transverse axis rotary pump)가 세 번째 유형이다. Sen 등[4]이 개발한 초소형점성펌프가 이 유형에 속하며 본 논문에서도 이 펌프에 대해 연구하고자 한다.

교차축회전식 펌프는 다른 펌프에 비해 구조가 비교적 단순하며 유체의 점성을 이용하여 유체를 양수한다. 또한 이 펌

접수일: 2006년 9월 27일, 심사완료일: 2006년 11월 28일.

1 정회원, 영남대학교 기계공학부

\* Corresponding author, E-mail: dj kang@yuc.ac.kr

프의 양수능력은 로터의 회전수에 비례하여 증가하는 등 펌프의 성능 제어도 간편한 장점이 있다[4]. 다만 기계적으로 구동하는 로터는 펌프의 내구성 측면에서 단점일 수 있겠다.

이 펌프는 이미 몇몇 연구자에 의해 다루어 진 바 있다. Sen 등[4]은 실험을 통해 이 펌프의 작동원리를 보여주었고, Scharachandra 등[7,8]은 이 펌프의 성능과 열적특성을 수치적으로 연구한 바 있다. 이들의 연구에 따르면, 펌프의 유량이 최대가 되는 로터의 편심량이 존재하고 Knudsen수의 영향은  $Kn > 0.1$  영역에서만 중요해진다.

그런데 이 점성펌프의 실제 작동은 펌프에 가해지는 부하에 의해 결정됨으로 펌프의 주요 형상 인자의 하나인 채널의 길이는 펌프의 성능에 대단히 큰 영향을 미친다. 따라서 본 연구에서는 펌프의 채널길이 변화에 따른 펌프의 성능과 펌프 내의 유동특성 등을 자세히 연구하고자 한다. 펌프의 채널 길이에 따른 펌프의 성능은 저자가 선행연구에서 개발한 비정렬 Navier-Stokes 코드를 사용하여 예측하고자 한다[9]. 이 코드는 SIMPLE기법을 사용하여 개발되었다.

## 2. 이 론

### 2.1 지배방정식

본 연구에서 사용한 지배방정식은 x-y 직교 좌표계에서의 2차원 비압축성 Navier-Stokes 방정식으로 다음의 식 (1), (2) 그리고 (3)으로 표현할 수 있다.

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (1)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

여기서  $u$ 와  $v$ 는 각각  $x$ 와  $y$ 방향 속도성분이고,  $p$ 는 압력을 그리고  $\nu$ 는 유체의 동점성 계수(kinematic viscosity)이다.

### 2.2 벽면 미끄럼 효과

본 연구에서 다루고 있는 초소형 점성펌프의 경우와 같은 초소형 물체에서의 유동도, 유체 입자의 평균자유이동거리와 물체의 대표적인 길이의 비인 Knudsen 수  $Kn$ 이 약 0.1이하이면 Navier-Stokes 방정식 모델은 여전히 유용한 방법으로 알려져 있다. 보다 자세한 내용은 참고문헌[9]에 잘 정리되어 있다. 다만, Knudsen수가 0.01보다 커지면 벽면에서 미끄럼이 일

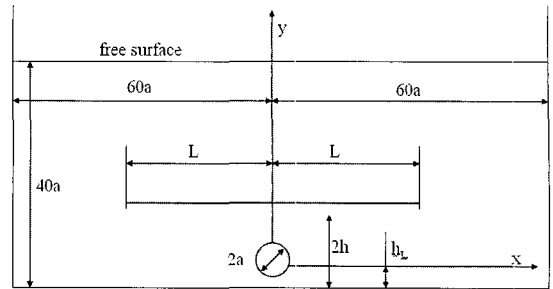


Fig. 1 Schematic of a micro-pump

어남으로 이에 대한 적절한 추가적인 모델 사용이 요구된다. 벽면 미끄럼 효과에 대한 연구는 Maxwell[10]에 의해 처음 이루어 졌으며, 단열벽면에서의 미끄럼 속도 모델을 Schaaf 등[11]이 제시하였다. 이 모델은 최근에 Beskok 등[12]이 초소형 가스유동해석에 사용한 바 있으며, Scharachandra 등[7]은 초소형 점성펌프유동장 해석에 적용한 바 있다. 따라서 본 연구에서도 동일한 벽면 미끄럼속도 모델을 사용하였다. 다음의 식 (4)는 본 연구에 사용된 미끄럼 속도모델이다.

$$u_{slip} = u_{surf} + \frac{2 - \sigma_v}{\sigma_v} Kn \frac{\partial u}{\partial n} \quad (4)$$

여기서  $u$ 는 벽면에 평행한 속도성분을 가리키고  $\partial u / \partial n$ 은 수직방향으로의 속도기울기를 나타낸다.  $\sigma_v$ 은 접선방향 운동량수정계수(tangential momentum accommodation coefficient)로 유체입자가 확산 반사(diffusion reflection)를 일으키는 거친 표면에서는 1이 되고 거울반사(specular reflection)를 일으키는 매끈한 표면에서는 0이 된다[13]. 또  $u_{surf}$ 는 벽면에서의 속도를 가리킨다. 본 연구에서는  $Kn = 0.1$ ,  $\sigma_v = 0.5$ 로 가정하였다.

### 2.3 수치해석 방법

본 논문에서 사용한 수치해석 방법은 SIMPLE이며 자세한 내용은 참고문헌[14]에 잘 정리되어 있으며 자세한 수치해석 과정은 생략한다. 다만 수치해석에서 수렴판정은 반복계산간 속도성분과 압력의 최대변화가  $10^{-4}$ 보다 작을 때를 기준으로 하였다.

## 3. 수치해석 코드 검증

본 연구에서 사용한 수치해석 방법과 코드의 검증은 선행 수치해석 결과 및 실험치와의 비교를 통해 수행하였다. Fig. 1은 본 연구에서 연구한 점성펌프를 그린 것이다. 점성펌프는 이차원 마이크로 채널 형태의 간단한 입구와 출구 그리고 원

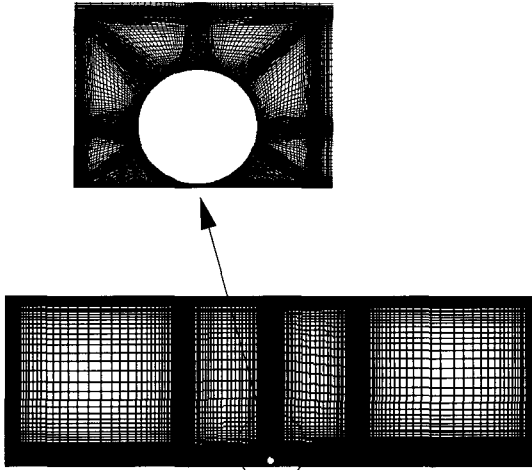


Fig 2. Grid system

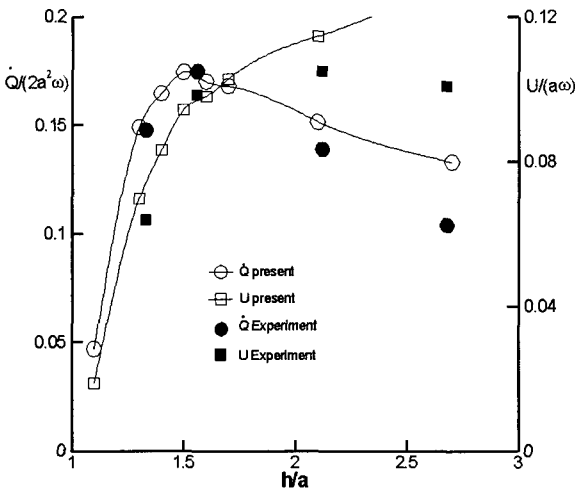


Fig. 3 Variation of mean velocity and volume flow rate with  $h/a$

형 로터로 구성되어 있다. 탱크는 일종의 펌프부하이므로 로터의 회전에 의해 채널 내 유동이 형성된다. 수치해석과 코드 검증에는 Scharatchandra 등[7]이 수치해석에 사용한 것과 동일하며, 로터는 아래 벽면으로부터  $0.05a$ 만큼 편심시켰다. 격자는 Fig. 2와 같이 로터 주위에 복잡한 유동특성을 고려하여 격자를 밀집하였다. 계산에 사용된 격자점은 약 10만개이다. 또 레이놀즈 수  $Re$ 는  $2a^2\omega/\nu$ 로 정의하고 계산은 0.5일 경우에 수행하였다.

Fig. 3은 점성펌프 채널의 평균높이  $2h$ 와 로터 직경  $2a$ 의 비  $s = h/a$ 에 따른 채널 내의 평균유속  $U$ 와 유량  $\dot{Q}$ 의 변화량을 도시한 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이, 본 수치해는 Sen 등[4]의 실험치와 대체로 일치하는 거동을 보여준다. 다만

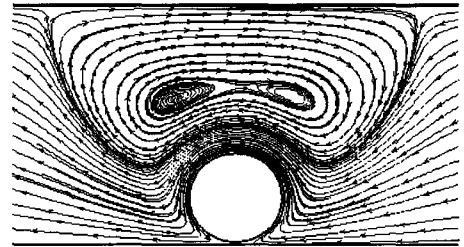
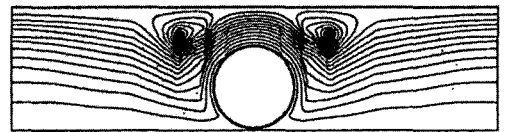
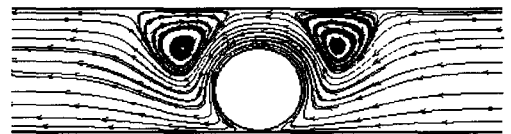


Fig. 4 Streamlines around the rotor for  $s=2.7$



(a) numerical solution by Sharatchandra et al.



(b) present solution

Fig. 5 Comparison of streamlines around the rotor

$s \geq 2$  부근부터 실험치와 수치해는 다소 차이를 보이기 시작하는데, 그 이유는 분명하지 않지만 박리 유동 영역이 크게 증가함에 따라 3차원 유동장 형성 가능성이 가장 큰 원인의 하나로 사료된다. Fig. 4에 도시한 로터 부근의 유동장은  $s = 2.7$ 일 경우에 얻은 것으로, 로터 상부에 큰 와류유동은 3차원 유동장 형성 가능성을 보여준다. 이에 대한 보다 자세한 결론은 후속 연구를 통해 규명해야 할 것으로 판단된다.

Fig. 5는  $s = 1.5$ 일 경우 Scharatchandra 등[7]의 수치해와 본 수치해를 비교한 그림으로 두 수치해가 거의 일치하는 유성특성을 보여주고 있다. 이상의 예비 계산을 통해 본 연구의 타당성을 검증하고 펌프의 입출구 채널 길이변화 즉 펌프의 부하 변동에 따른 펌프의 특성을 살펴보았다.

#### 4. 결과 및 토의

본 연구에서는 펌프의 입출구 채널의 무차원 길이  $L/(2a)$ 를 2~26범위 내에서 변화시키며 수치해석을 수행하였다. 수치해석에 사용된 레이놀즈 수는  $Re = 0.5$ 이다. 펌프의 정압상승과 유량은 펌프 로터 중심으로부터  $4a$ 만큼 떨어진 위치에서의 정압력과 유량을 기준으로 설정하였다.

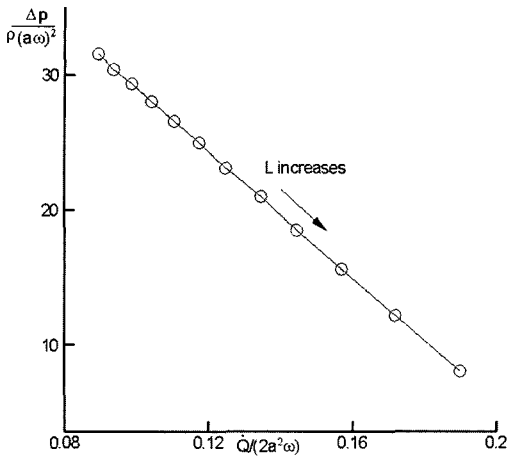


Fig. 6 Pressure difference versus volume flow rate of a micro viscous pump

따라서 펌프의 입출구 채널의 길이 변화는 결국 펌프에 걸리는 펌프 부하 변동을 의미한다.

Fig. 6은 펌프에 걸리는 부하를 변동시키기 위해 채널 길이  $L$ 을 변화시키며 얻은 펌프의 성능을 도시한 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 초소형 점성펌프의 정압력상승과 체적 유량은 선형적인 반비례 특성을 보여준다. 이는 초소형 펌프의 작동이 유체의 점성에 의해 일어남에 따라 관성력의 영향이 무시할 수 있을 정도로 작아서 펌프 성능곡선이 거의 완벽한 선형성을 보이는 것으로 판단된다.

펌프의 부하가 변동하는 경우 로터 좌우에 형성되는 와류 유동은 어떤 변화를 일으키는지 살펴보기 위해 로터 좌우의 유선분포를 Fig. 7에 도시하였다. 그림에서 (a) ~ (h)는 각각  $L/(2a) = 2, 6, 10, 14, 18, 22, 26$ 로 변화하는 경우에 얻은 유선분포를 가리킨다. 그림을 살펴보면 로터 좌우에 형성되는 와류 유동은 펌프의 길이가 길어짐에 따라 성장하여 유체 흐름을 방해하는 유동특성을 보이고 유량은 감소하게 된다. 또 유량 감소는 Fig. 6에서 살펴본 바와 같이 정압력상승을 수반하여 펌프의 부하 증가를 감당하게 된다.

로터 좌우에 형성되는 와류유동 특성을 보다 자세히 살펴보기 위해 Fig. 8에 좌측 와류유동의 중심을 관통하는 단면에서의 주유동방향 속도성분  $u$ 의 분포를 도시하였다. 그림에서 속도성분  $u$ 가 (+)인 영역이 와류영역을 가리킨다. 그림을 살펴보면 채널길이  $L$ 이 증가함에 따라 와류의 중심은 채널의 중심으로 이동하며 강도가 강해짐을 알 수 있다. 그러나  $L/(2a) \approx 22$  이후부터는 와류의 중심이동이 거의 일어나지 않으며 강도만 강해짐을 알 수 있다. 또 채널길이  $L$ 이 증가함에 따라 와류유동 영역의 크기가 증가하여(그림에서 (+) 영역) 앞서 지적한 바와 같이 와류유동이 유체흐름을 방해함을

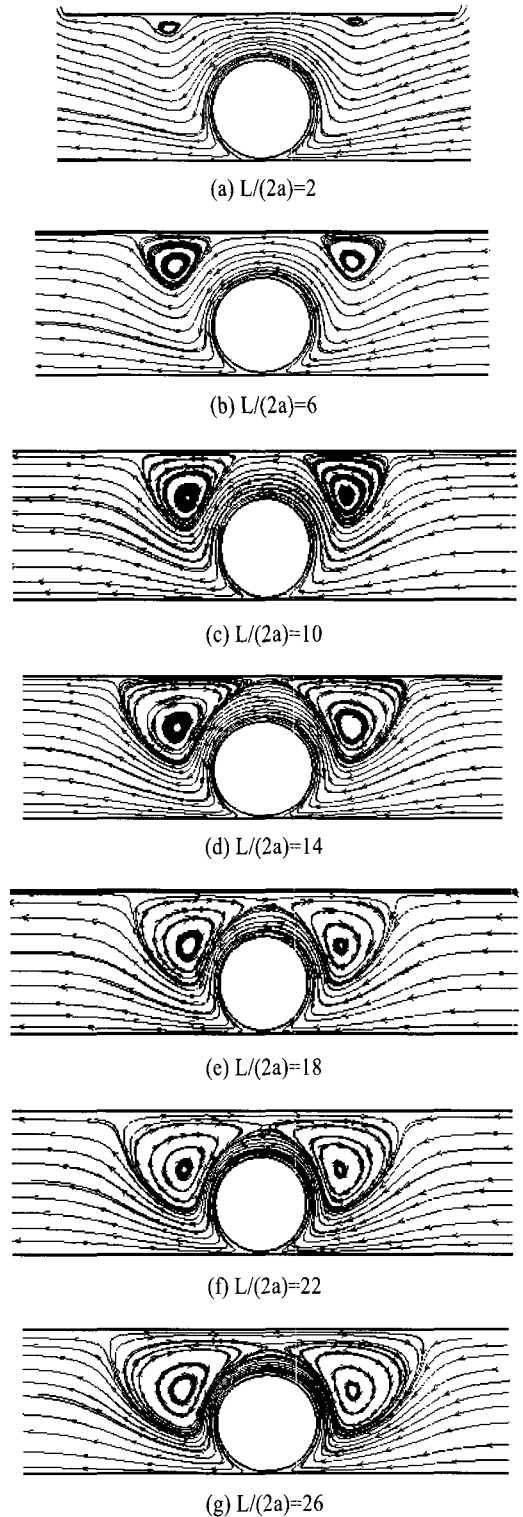


Fig. 7 Variation of streamlines around the rotor as a function of pump channel length

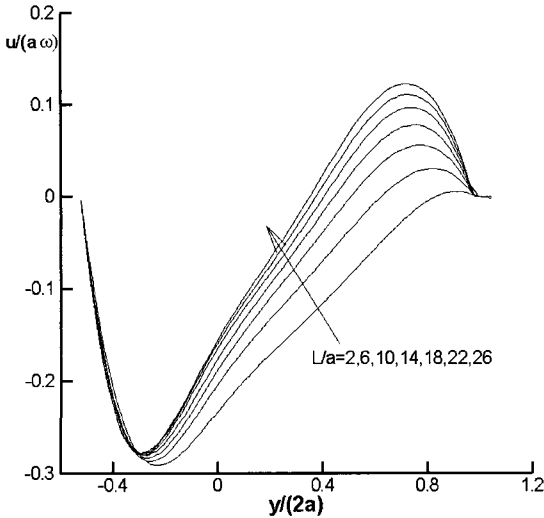


Fig. 8 Comparison of velocity profiles at the center of the left vortex

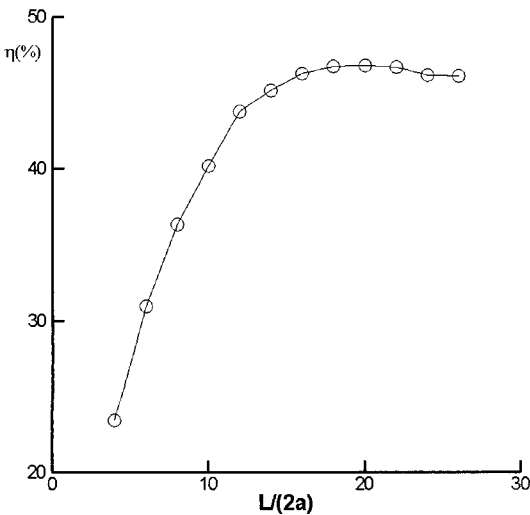


Fig. 9 Variation of pump efficiency with pump length

확인할 수 있다.

펌프의 부하 변동에 따른 펌프의 효율 변화 특성을 살펴보기 위해 Fig. 9에 펌프의 채널 길이 변화에 따른 효율 변화를 도시하였다. 그림에서 펌프효율은 다음의 식 (5)와 같이 정의하였다.

$$\eta = \frac{\Delta p \cdot \dot{Q}}{\tau_w (2a\pi) a\omega} 100 \quad (5)$$

여기서  $\overline{\tau_w}$ 는 평균 벽면전단응력을 가리킨다. 그림을 살펴보면 펌프의 입출구 길이  $L$ 이 증가함에 따라 효율도 증가하다가  $L/(2a) \approx 18$  부근에서 최대치를 가진다. 이는 Fig. 7에서 살펴볼 수 있는 바와 같이 로터 양쪽에 형성된 와류유동이 하나로 합쳐지는 유동특성이 나타나기 시작하는 경우이다. 이러한 유동특성은 채널의 폭  $h$  변화에 따른 유동특성을 변화에서도 관찰된 바 있다. Sharatchandra등[7]의 논문에 따르면 채널 폭  $h$ 가 작은 경우는 로터 양쪽에 와류유동이 형성되며 유동을 방해하는 효과가 있지만,  $h$ 가 증가함에 따라 두 개의 와류유동이 합쳐지면서 유량이 최대가 된다. 참고로 Fig. 3을 살펴보면  $S = h/a \approx 2.1$ 에서 유량이 최대가 된다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 점성펌프의 채널 길이 변화가 펌프의 성능에 미치는 영향을 수치해석적으로 살펴보았다. 채널의 길이가 늘어남에 따라, 즉 펌프의 부하가 증가함에 따라, 로터 좌우에 형성되는 와류의 크기가 증가하고 이에 따라 펌프의 유량이 감소하며 펌프의 정압력 상승은 증가하였다. 이 때 펌프의 정압력 상승은 유량과 선형적 반비례관계를 보였는데, 이는 유동의 관성력이 충분히 작기 때문으로 판단된다. 또 펌프 효율이 최대가 되는 채널길이가 존재하였다. 본 논문에서 수치해석을 수행한  $s = 1.5, Re = 0.5$ 인 경우에는  $L/(2a) \approx 18$ 에서 효율이 최대치를 가졌다.

### 후 기

본 논문은 2002년도 영남대학교 학술연구조성비 지원에 의해 수행되었습니다.

### 참고문헌

- [1] Mohamed Gad-el-Hak, 1999, "The Fluid Mechanics of Microdevices - The Freeman scholar Lecture," *Journal of Fluid Engineering, ASME*, Vol.121, pp.5-33.
- [2] Bart, S.F., Tavrow, L. S., Mehregany, M. and Lang, J. H., 1990, "Microfabricated Electrohydrodynamic Pumps," *Sensors and Actuators A*, Vol.21, pp.193-197.
- [3] Moroney, R. M., White, R. M., and Howe, R. T., 1991, "Ultrasonically Induced Microtransport," *Proceedings IEEE MEMS 91 (Nara, Japan)*, IEEE New York, pp.278-282.
- [4] Sen, M, Wajerski, D. and Gad-el-hak, M., 1996, "A Novel Pump for MEMS Applications," *J. of Fluid Engineering*,

- ASME, Vol.118, pp.624-627.
- [5] Van Lintel, H. T. G., Van de Pol, F. C. M. and Bouwstra, S., 1988, "A Piezoelectric Micropump Based on Micromachining of Silicon," *Sensors and Actuators*, Vol.15, pp.153-167.
- [6] Taylor, Sir G., 1972, "Low Reynolds Number Flows," *Illustrated Experiments in Fluid Mechanics, National Committee for Fluid Mechanics Films*, M.I.T. Press, Cambridge, MA., pp.47-53.
- [7] Scharatchandra, M. C., Sen, M. and Gad-el-hak, 1997, "Navier-Stokes Simulations of a Novel Viscous Pump," *J. of Fluid Engineering, ASME*, Vol.119, pp.372-383.
- [8] Scharatchandra, M. C., Sen, M. and Gad-el-hak, 1998, "Thermal Aspects of a Novel Viscous Pump," *J. of Heat transfer, ASME*, Vol.120, pp.99-107.
- [9] Karniadakis, G. E., and Beskok, A., 2002, *Microflows*, Springer-Verlag, NewYork, Inc.
- [10] Maxwell, J. C., 1879, "On Stresses in Rarefied Gases Arising from Inequalities of Temperature," *Philosophical Transactions of the Royal Society, Part I*, Vol.170, pp.231-256.
- [11] Schaaf, S. A. and Chambre, P. L., 1961, "Flow of Rarefied Gases," *Princeton University Press, Princeton, NJ*.
- [12] Beskok, A., and Karniadakis, G. E., 1994, "Simulation of Heat and Momentum Transfer in Complex Micro-Geometries," *AIAA J. of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.8, No. 4, pp.355-370.
- [13] Lord, R. G., 1976, "Tangential Momentum Coefficient of Rare Gases on Polycrystalline Surfaces," *Proceedings of the 10th Int. Symposium on Rarefied Gas Dynamics*, L. Potter, ed., AIAA, New York, pp.531-538.
- [14] Kang, D. J., Bae, S. S., and Joo, S. W., 1998, "비압축성 점성 유동장 해석을 위한 비정렬유한체적법에 관한 연구," *대한기계학회논문집*, Vol.22, No.10, pp.1410-1421.