

초소형 점성펌프 성능의 수치해석적 연구

강 동 진¹

A NUMERICAL STUDY OF THE PERFORMANCE OF A MICRO-VISCOUS PUMP

D. J. Kang¹

Key Words: 초소형 점성펌프(Micro Viscous Pump), 와류유동(Vortex), 미끄럼속도(Slip Velocity), 이차원 채널(Two-Dimensional Channel)

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 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 이용하고 있어 유체가 펌프에 적합한 전기적 성질을 지니고 있어야 함으로 응용 범위가 제한적일 수 밖에 없다. Moroney등[3]이 개발한 초음파펌프(ultrasound pump)도 비기계식 초소형 펌프의 예이다. 이 펌프는 펌프 입출구 사이의 압력 차이가 지나치게 작은 것이 흠이다.

이들에 비해 기계식 초소형 펌프는 펌프 내에 기계적 구동 부품이 존재하며 기계적 구동에 따른 문제점이 나타날 수 있는 단점이 있다. 기계식 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 불리우며, Taylor[6]가 개발한 스크류펌프가 이에 속한다. 이 펌프는 모타의 회전축이 유체 흐름방향과 일치하는 특성이 있다. 이에 비해 회전축이 유체흐름과 90(°)를 이루는 교차축회전식펌프(transverse axis rotary pump)가 세 번째 유형이다. Sen 등[4]이 개발한 초소형 점성펌프가 이 유형에 속하며 본 논문에서도 이 펌프에 대해 연구하고자 한다.

이 펌프는 다른 펌프에 비해 구조가 비교적 단순하며 유체의 점성을 이용하여 유체를 양수한다. 또한 이 펌프의 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, Scharachandra등[7,8]은 이 펌프의 성능과 열적특성을 수치적으로 연구한 바 있다. 이들의 연구에 따르면, 펌프의 유량이 최대가 로터의 편심량이 존재하고 Knudsen수의 영향은 $Kn > 0.1$ 영역에서만 중요해진다.

그런데 이 점성펌프의 실제 작동은 펌프에 가해지는 부하에 의해 결정됨으로 펌프의 설계점 성능뿐만 아니라 탈설계점 성능도 대단히 중요한 요소이다. 따라서 본 연구에서는 펌프에 가해지는 부하를 변화시켜가며 펌프의 성능과 이에 따른 펌프 내의 유동특성 등을 자세히 연구하고자 한다. 부하변동에 따른 펌프의 성능은 저자가 선행연구에서 개발한 비정렬 Navier-Stokes 코드를 사용하고자 한다[9]. 이 코드는

¹ 정회원, 영남대학교 기계공학부

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

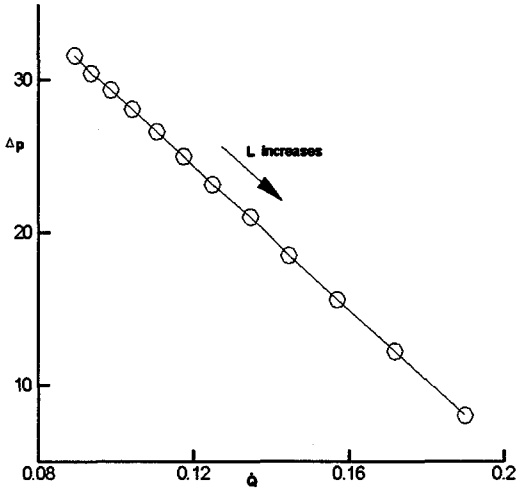


Fig. 1 Pressure difference versus volume flow rate of a micro viscous pump

SIMPLE기법을 사용하여 개발되었다.

2. 이론

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 ν 는 각각 유체의 동점성 계수(kinematic viscosity)이다.

2.2 벽면 미끄럼 효과

Knudsen수가 0.01보다 커지면 벽면에서 미끄럼이 일어남으로 이에 대한 적절한 추가적인 모델 사용이 요구된다. 본 연구에서도 동일한 벽면 미끄럼속도 모델을 사용하였다. 다음의 식 (4)는 본 연구에 사용된 미끄럼 속도모델이다.[10]

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

여기서 u 는 벽면에 평행한 속도성분을 가리키고 $\partial u / \partial n$ 은 수직방향으로의 속도기울기를 나타낸다. σ_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. 또 u_{surf} 는 벽면에서의 속도를 가리킨다.

2.3 수치해석 방법

본 논문에서 사용한 수치해석 방법은 SIMPLE이며 자세한 내용은 참고문헌 [9]에 잘 정리되어 있으며, 여기서는 수치해를 구하는 과정을 간략하게 정리하면 다음과 같다.

3. 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. 따라서 펌프의 입출구 채널의 길이 변화는 결국에 걸리는 펌프 부하 변동의 의미한다.

Fig. 1은 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 일으키는 지 살펴보기 위해 로터 좌우의 유선분포를 Fig. 2에 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. 1에서 살펴본 바와 같이 정압력상승을 수반하여 펌프의 부하 증가를 감당하게 된다.

로터 좌우에 형성되는 와류유동 특성을 보다 자세히 살펴보기 위해 Fig. 3에 좌측 와류유동의 중심을 관통하는 단면에

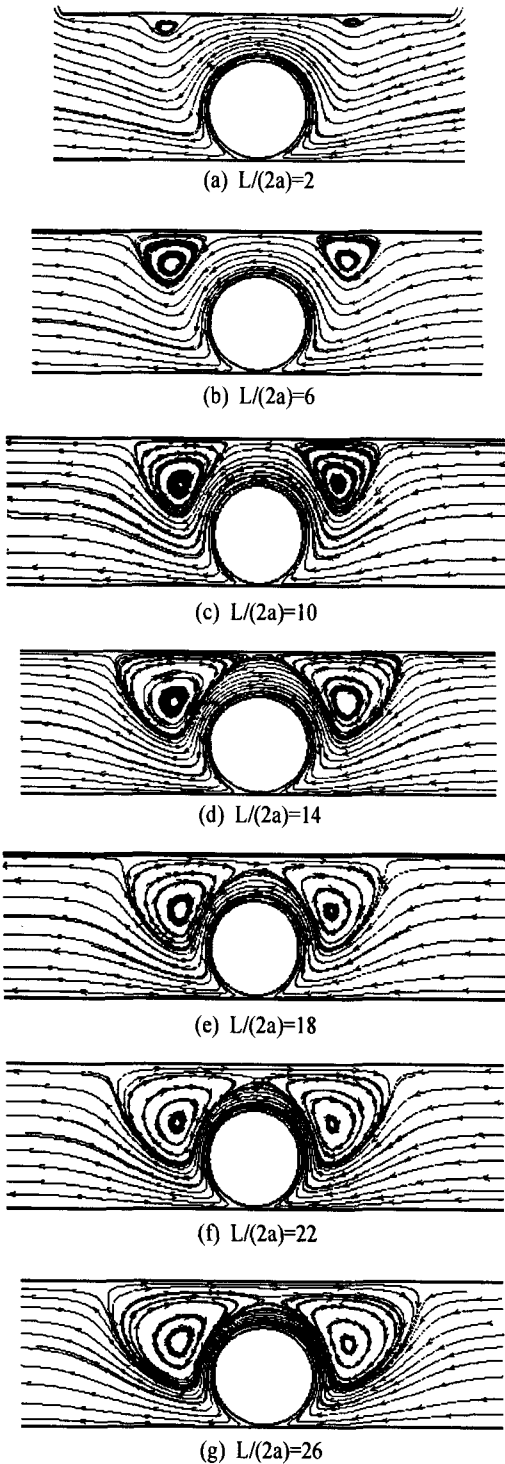


Fig. 2 Variation of streamlines around the rotor as a function of pump channel length

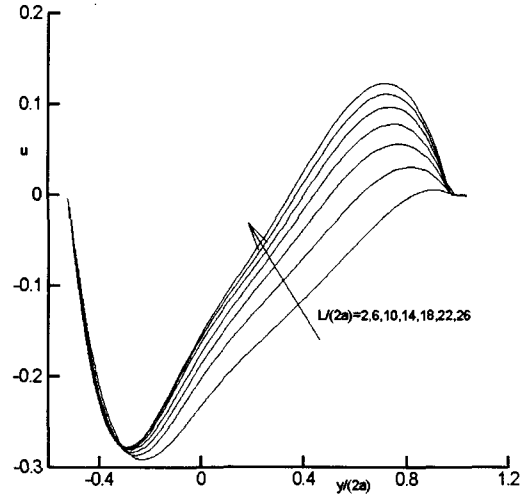


Fig. 3 Comparison of velocity profiles at the center of the left vortex

서의 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 확인할 수 있다.

펌프의 부하 변동에 따른 펌프의 효율 변화 특성을 살펴보기 위해 Fig. 4에 펌프의 채널 길이 변화에 따른 효율 변화를 도시하였다. 그림에서 펌프효율은 다음의 식 (5)와 같이 정의하였다.

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

여기서 $\bar{\tau}_w$ 는 평균 벽면전단응력을 가리킨다. 그림을 살펴보면 펌프의 입출구 길이 L 이 증가함에 따라 효율도 증가하다가 $L/(2a) \approx 18$ 부근에서 최대치를 가진다. 이는 Fig. 2에서 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. Sharatchandra 등[7]의 논문에 따르면 채널 폭 h 가 작은 경우는 로터 양쪽에 와류유동이 형성되며 유동을 방해하는 효과가 있지만, h 가 증가함에 따라 두 개의

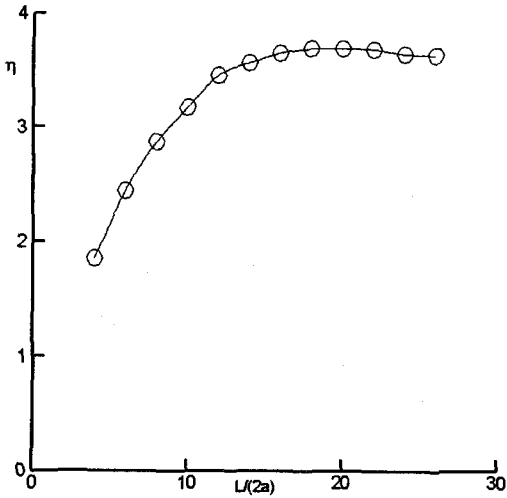


Fig. 4 Variation of pump efficiency with pump length

외류유동이 합쳐지면서 유량이 최대가 된다. 참고로 Fig. 3을 살펴보면 $S = h/a \approx 2.1$ 에서 유량이 최대가 된다.

4. 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 외류의 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 연구에서 다른 경우 즉 $s = 1.5$, $Re = 0.5$ 인 경우에는 $L/(2a) \approx 18$ 에서 효율이 최대치를 가졌다.

참고문헌

- [1] Mohamed Gad-el-Hak, 1999, "The Fluid Mechanics of Microdevices - The Freeman scholar Lecture," *Journal of Fluid Engineering*, ASME, Vol.121, p.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, p.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, p. 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, p.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., p.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, p.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, p.99-107.
- [9] Kang, D.J., Bae, S.S., and Joo, S.W., 1998, "비압축성 점성 유동장 해석을 위한 비정렬유한체적법에 관한 연구," *대한기계학회논문집*, Vol.22, No.10, p.1410-1421.
- [10] Schaaf, S. A., and Chambre, P.L., 1961, "Flow of Rarefied Gases," *Princeton University Press*, Princeton, NJ.