

고효율을 위한 단일 실린더를 가진 점성구동 마이크로펌프의 최적설계

최형일* · 김종민** · 최동훈† · 맹주성***

(2003년 1월 22일 접수, 2003년 10월 1일 심사완료)

Optimum Design of a Viscous-driven Micropump with Single Rotating Cylinder for Maximizing Efficiency

Hyung-il Choi, Jong-min Kim, Dong-hoon Choi and Joo-sung Maeng

Key Words : Micropump(마이크로 펌프), Performance Index(성능 지수: 효율), Unstructured Grid(비정렬격자), Optimum Design(최적설계)

Abstract

In the microfluidic applications, viscous-driven pumping mechanism is a promising one since the viscous effect increases significantly as the size of device decreases, relative to the inertial effect. However, there exist a few drawbacks we have to improve such as low efficiency and small volume flow rate. In the present study, an optimum design synthesis is proposed to enhance the performance characteristics of the micropump with single rotating cylinder. First, the unstructured grid CFD method is described and validated by comparing its results to the previous results. Next, an automated optimum design synthesis tool is constructed by combining the aforementioned CFD analysis model with the mathematical optimization model. This technique is used to improve the performance characteristics of newly designed viscous-driven pump. The presented results show that the fluid dynamic optimization tool is robust and may be applied to other microfluidic device design applications.

1. 서론

최근 미소기구(microdevices)의 제작에 대한 연구가 활발해 지면서, 이에 따른 해석과 설계기법 개발의 필요성이 대두되고 있다. 특히 응용장치는 덕트를 통해 유체를 이송시켜 주는 펌프가 필요한 경우들이 대다수이며, 따라서 마이크로 펌프의 성능향상에 관한 연구는 필수적이라 할 수 있다.⁽¹⁾

미소크기에서는 표면-부피비(surface to volume

ratio)가 상대적으로 커지므로 표면에서의 효과가 중요하다. 또한, 저레이놀즈수의 효과로 인해 점성력이 지배적으로 작용하게 된다. 따라서, 기존 고레이놀즈수에서의 관성력에 기반을 둔 펌프의 구동효과가 미미해지므로, 연구자들마다 다양한 구동방식의 펌프를 제안, 연구하고 있다. 이 중에서 점성구동 방식의 펌프는 Odell and Kovaszny⁽²⁾가 여러 개의 회전하는 디스크를 통해 점성력을 발생시키는 펌프를 최초로 제안한 것이 그 효시이다.

회전하는 원형 실린더와 관련된 유동 현상과 마이크로 펌프에 대한 주요 연구들은 다음과 같다. Tang and Ingham⁽³⁾은 저레이놀즈수에서 회전하는 원형 실린더 주위의 압력 분포가 대칭으로 분포함을 보였다. Hellou and Coutanceau⁽⁴⁾는 저레이놀즈수에서 밀폐된 용기 내의 벽면과 회전하는 실린더 사이에 와동이 형성되는 것을 입증하였다. 이후, Sen 등⁽⁵⁾은 글리세린을 작동 유체로 하여 두 평행 평판 사이에 한 개의 회전하는 원형 실린더를 배

* 회원, 한양대학교 기계기술연구소

** 한양대학교 대학원 기계설계학과

† 회원, 책임저자, 한양대학교 최적설계신기술 연구센터

E-mail : dhchoi@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0443 FAX : (02)2291-4070

*** 회원, 한양대학교 기계공학부

치시킨 점성구동 마이크로 펌프를 제작하였다. 그리고, 실험을 통해 평균 유속이 실린더 회전속도의 약 10%임을 밝혀내었다. Sharatchandra 등⁽⁶⁾은 점성구동 마이크로 펌프에 대하여 정렬격자를 이용한 수치해석을 수행하였다. 여기에서, 성능에 영향을 미치는 편심(eccentricity), 채널의 높이, 입출구의 압력차, 레이놀즈수에 따른 유동의 특성과 성능을 해석하였다.

이와 같은 점성구동 마이크로 펌프는 다른 방식의 마이크로 펌프에 비해 상대적으로 구조가 아주 간단하며 혈장과 같이 손상을 피해야 하는 유체를 이송하는데 사용되어질 수 있고, 정상상태 연속유동을 만들어 낼 수 있는 장점을 가지고 있다. 그러나, 매우 제한된 압력부하에서만 유량이 발생되며 효율도 낮은 결점을 가지고 있다. 따라서, 향상된 성능을 가지는 펌프를 제작, 사용하기 위하여 최적설계에 관한 연구가 필요하다 할 수 있다.

본 연구에서는 단일 구동 실린더를 가지는 점성구동 마이크로 펌프의 성능에 영향을 미치는 주요 인자인 로터반경, 편심, 회전속도의 최적화를 통하여 성능을 향상시키는 방법을 제안하였다. 이미 개발된 비정렬격자 유동해석 기법과 수학적 최적화 방법을 연계하여 마이크로 펌프의 유체역학적 형상최적화 도구를 개발하였다. 또한, 이 방법을 통하여 다양한 설계유량에 대해 설계변수의 최적화를 수행하였다.

2. 유동모델링 및 해석

2.1 유동모델

본 연구의 대상인 단일 구동 실린더를 가진 점성구동 마이크로 펌프의 개략도는 Fig. 1 과 같다. 채널의 폭이 높이에 비해 아주 크므로 2 차원으로 가정할 수 있다. 직사각형 채널내부에 원형 구동 실린더가 있으며 수치계산 영역은 점선으로 표시하였다. 구동실린더는 각속도 ω 로 회전하며, 유체를 점성력에 의해 이송시키게 된다. 무차원 대표길이는 로터의 직경 (D)이며, 대표속도는 로터 표면의 회전속도(U)로 주었다. 무차원 채널 높이와 편심율은 각각 다음과 같이 식 (1)과 식 (2)로 나타내어진다.

$$s = \frac{h}{a} \tag{1}$$

$$e = \frac{h_U + a - h}{2a} \text{ or } e = \frac{h - a - h_L}{2a} \tag{2}$$

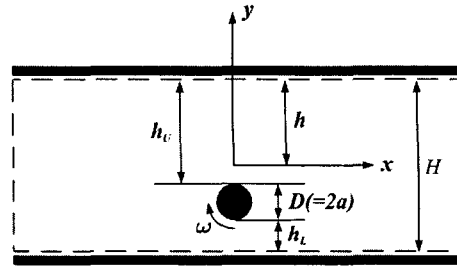


Fig. 1 Schematic view of flow configuration

여기에서, a 는 로터의 반경, h 는 채널의 절반 높이, h_U 는 로터의 정상과 윗 평판 벽면 사이의 간극, h_L 은 로터와 아래 평판 벽면과의 간극을 나타낸다. 최대 편심율(e_{max})은 로터가 평판과 접해 있을 수 없으므로 로터와 아래 평판 벽면과의 간극이 $0.05a$ 일 때로 정의하였다.⁽⁶⁾

레이놀즈수는 $Re = UD/\nu$ 로 정의된다. 여기에서, 실린더의 표면 속도는 $U = \omega a$, ν 는 동점성 계수이다.

본 연구에서는 점성력의 영향이 상대적으로 크므로 무차원 압력차(Δp^*)를 점성력에 의한 비로 무차원화하여 성능을 비교하였으며 다음과 같다.

$$\Delta p^* = \frac{\Delta p}{\rho \nu^2 / 4a^2} \tag{3}$$

펌프효율(η)은 펌프의 출력과 입력에너지의 비로 무차원화된 변수를 이용하면 다음 식 (4)와 같이 정의된다.⁽⁶⁾

$$\eta = \frac{\bar{u}s\Delta p^*}{Re^2 C_M} \times 100 (\%) \tag{4}$$

여기에서, \bar{u} 는 무차원 평균유속이다. 로터의 모멘트 계수 C_M 은 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{u} = \frac{1}{s} \int_0^s u^*(y) dy \tag{5}$$

$$C_M = \int_0^{2\pi} \tau_s \cdot a \cdot d\theta \tag{6}$$

2.2 지배방정식 및 수치기법

점성 구동 마이크로 펌프의 유동은 정상 비압축성 유동이며 2 차원 유동으로 가정하였으므로, 다음과 같이 질량, 운동량에 대한 적분형 Navier-Stokes 방정식을 해석 모델의 지배방정식으로 사용한다.

$$\int \mathbf{F} \cdot \mathbf{n} dl - \int \mathbf{G} \cdot \mathbf{n} dl = 0 \quad (7)$$

여기에서, \mathbf{F} 는 대류플럭스 벡터이고, \mathbf{G} 는 점성 플럭스 벡터이다. 각각의 항을 직교좌표계에 대해 무차원 형태로 나타내면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{F} = f \mathbf{i} + g \mathbf{j}; \mathbf{G} = \frac{1}{\text{Re}} (f_v \mathbf{i} + g_v \mathbf{j}) \quad (8)$$

$$f = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho w \end{bmatrix}; g = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho w \\ \rho v^2 + p \end{bmatrix}; \quad (9)$$

$$f_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}; g_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yy} \end{bmatrix}$$

$$\tau_{xx} = 2u_x; \tau_{yy} = 2v_y; \tau_{xy} = u_x + v_y$$

여기에서, ρ 는 유체의 밀도, p 는 정압, u 와 v 는 직교좌표계에서 각각 x 방향과 y 방향의 속도 성분, 그리고, $\tau_{xx}, \tau_{xy}, \tau_{yy}$ 는 속도구배로 나타내 어지는 응력성분이다.

본 연구에서는 비압축성 유동의 해석에 유리하여 널리 쓰이는 압력기반 해법을 적용하였다. 복잡한 형상에서 양질의 격자를 생성시켜주는 비정렬격자 해법^(7,8)을 적용하였으며, Demirdzic and Muzafferija⁽⁹⁾가 제안한 이산화기법을 격자점 중심 법에 도입하였다. 해석프로그램에 대한 내용은 저자의 이전 연구⁽¹⁰⁾에 자세히 기술되어 있다. 본 연구의 해석에 사용한 비정렬격자에서 실린더 주위의 격자를 Fig. 2 에 나타내었다.

2.3 경계조건

모든 고체벽면에는 고착경계조건을 부과하였다. 회전하는 실린더의 표면에서, 속도 벡터의 접선 성분은 실린더의 표면 속도와 동일하고 법선 성분 속도는 없다. 펌프의 부하는 채널의 입구와 출구 에서 정압 조건을 부과함으로써 주어진다. 이들 경계조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{채널 벽면} : u = 0, v = 0 \quad (10a)$$

$$\text{입출구} : P_i, P_o \quad (10b)$$

$$\text{원형 실린더 벽면} : U_T = C, U_N = 0 \quad (10c)$$

여기에서 U_T 는 실린더표면의 접선 속도성분,

U_N 는 실린더 표면의 법선 속도 성분이다.

2.4 수치해석

먼저 마이크로 펌프의 유동해석을 통해서 수치 기법의 검증을 수행하였다. 점성구동 방식의 펌프 에서는 로터에 의해 발생하는 점성력에 의해 구동 이 되므로 점성효과의 영향을 결정해주는 기하학적 변수인 무차원 채널 높이와 편심율, 그리고 펌 프부하에 대한 폭 넓은 연구가 필요하다. Sharatchandra 등은 Sen 등의 실험에서 제한적으로 변수의 범위를 확장하여 수치모사를 하였다. 이 결과들은 본 연구에서의 수치해석 결과와 비교되 었다.

Fig. 3 은 채널 높이와 평균유속, 무차원 유량 ($\bar{u}s$)과의 관계를 나타낸 것으로 기존의 결과들과 잘 일치함을 보여준다.

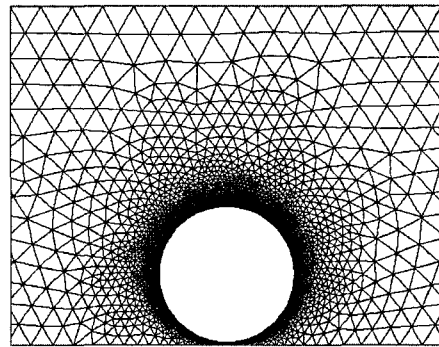


Fig. 2 Unstructured grid refinement in vicinity of rotor

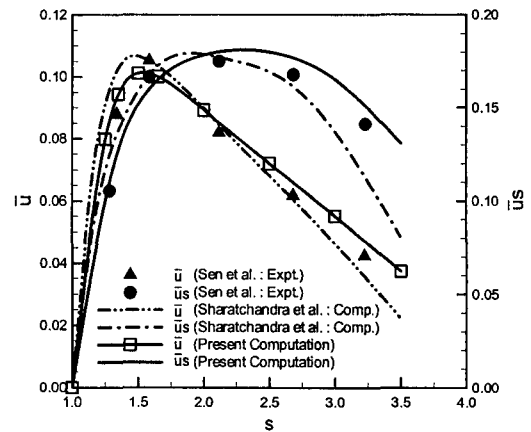


Fig. 3 Variation of bulk velocity and flow rate with s for $\text{Re}=0.5, \Delta p^* = 0.5$ and e_{max}

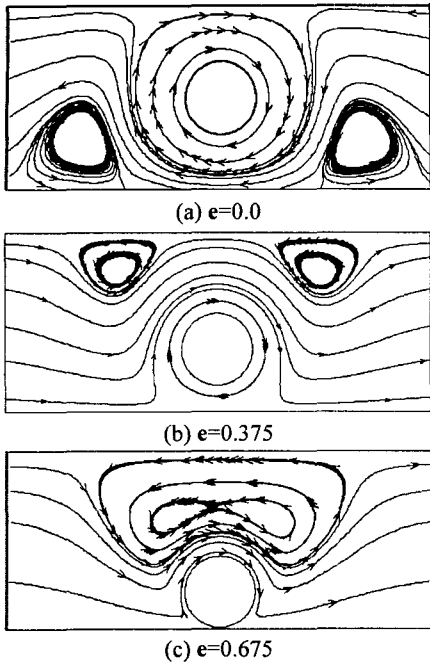


Fig. 4 Streamlines for $Re=1.0$, $\Delta p^*=1.0$ and $s=2.5$ as a function of eccentricity ratio

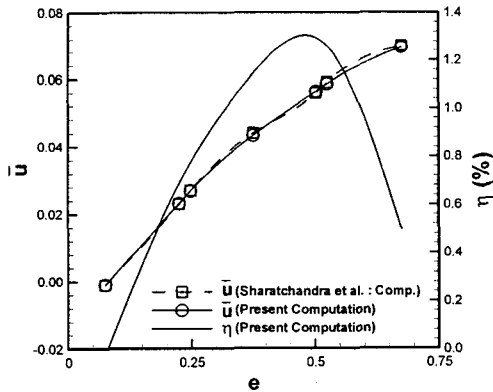


Fig. 5 Effect of eccentricity ratio for $Re=1.0$, $\Delta p^*=1.0$ and $s=2.5$

평균유속은 무차원 채널높이가 $s=1.5$ 부근에서 극대값을 가지고 s 가 더 증가할수록 감소하는 경향을 보이며, $s=2.5$ 근처에서 최대유량을 얻을 수 있음을 보여준다.

Fig. 4는 편심율의 변화에 따른 구동로터 부근의 유선을 도시한 선도로서 점성구동 펌프의 원리를 알 수 있다. 편심율이 0일때[Fig. 4(a)]는 구동실린더에 의한 점성력이 채널의 상류와 하류방향으로 동등하게 작용하게 되며, 오직 압력

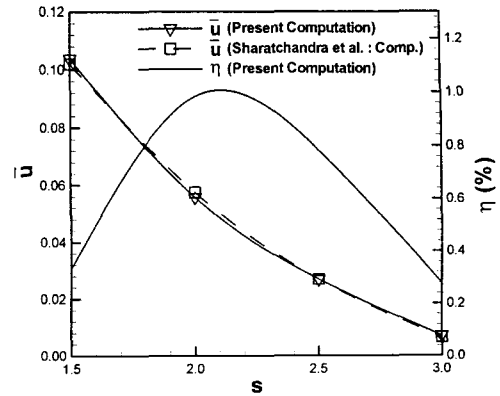


Fig. 6 Effect of plate spacing for $e=0.25$, $Re=1.0$, and $\Delta p^*=1.0$

부하에 따른 역류가 발생하게 된다. 즉, 채널의 상부에서는 실린더에 의한 점성력이 압력부하에 거스르는 방향으로 작용하며 하부에서는 압력부하의 방향인 상류방향으로 작용한다. 따라서, 점성력과 압력부하의 상호작용으로 와(vortex)가 생성되며 채널 하부에서 상류방향의 흐름이 크게 생성된다. 한편, 편심율이 증가할수록 h_c 이 작아지며 실린더 아래부분의 압력은 증가하게 된다. 정체점이 실린더 아래로 가깝게 이동하며 이 부근에서의 유체의 속도는 감소하게 된다. 따라서, 상대적으로 실린더 윗면을 따라 흐르는 유체가 증가하게 되며 이것은 결국 유체가 채널의 하류방향으로 흐르게 됨을 의미한다. 두 개의 와는 점점 채널 위쪽으로 이동하며 결국 하나의 와로 합쳐진다. Fig. 5는 이에 따른 평균유속과 효율을 나타낸 것이다. 편심율을 증가시키면 평균유속은 단조 증가하나, 효율은 점점 증가하다 감소하며 극대값을 갖는 적정 편심이 존재함을 보여준다. 즉, 편심율이 증가할수록 점성력에 의한 구동효과가 증대됨을 알 수 있고, 와가 하나로 합쳐지기 이전에서 유체의 상대적인 저항이 최소가 되는 최대 효율이 존재하게 된다.

Fig. 6은 $e=0.25$ 의 고정된 편심율에서 s 를 1.5에서 3.0까지 변화시켰을 때 펌프의 평균유속과 효율을 나타내었다. 평균유속은 s 가 증가되었을 때 점차 작아진다. 이는, 고정된 편심율에서 무차원 채널 높이를 증가시킬수록 h_c 는 커지게 되어 채널 내부 유체에 미치는 점성효과가 상대적으로 작아짐을 의미한다. 또한, 효율은 증가하다가 감소하게 되어 최대값을 갖는 채널높이가 존재함을 보여준다.

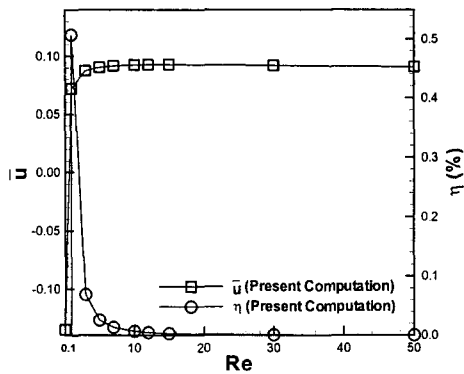


Fig. 7 Effect of Reynolds number for $s = 2.5$, e_{max} and $\Delta p^* = 1.0$

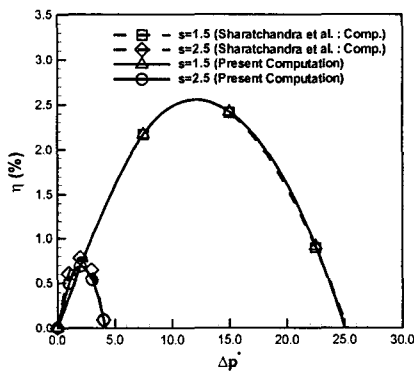


Fig. 8 Variation of performance index with load for $Re=1.0$, e_{max} , and $s = 1.5$ and $s = 2.5$

Fig. 7 은 레이놀즈 수의 영향을 보여준 것으로, 일정 레이놀즈수 이상에서 평균유속은 일정하게 되며 효율은 급격히 감소함을 보여준다. 이것은 식 (4)에서와 같이 효율이 레이놀즈수의 제곱에 반비례하기 때문이다. Fig. 8 은 두 가지 무차원 채널 높이에 대해 다양한 Δp^* 조건에서 유량을 가질 수 있는 압력 부하의 범위와 펌핑 효율을 나타내었다. 작은 Δp^* 에서는 $s = 2.5$ 일 때 약간 높은 성능을 보여주고 있지만, 압력 부하가 커지게 되면서 $s = 1.5$ 인 경우가 보다 넓은 사용범위에서 작동되며 펌핑 효율도 월등히 우월함을 보여준다. 이는 h_L 이 고정되어 있고 로터의 크기와 회전속도가 같은 경우에는 로터에서 발생하는 점성력이 일정하지만, 로터의 회전에 의해 발생하는 점성효과가 간극이 넓어질수록 더 빠르게 소산되기 때문이다.⁽⁶⁾

이상에서 수치해석을 통해 펌프의 유량과 효율

에 미치는 변수들의 영향을 알아 보았다. 각 변수들이 유량과 효율에 미치는 영향들이 서로 독립적이므로 실제 펌프의 설계에서는 주어진 설계유량에서 최대효율을 얻도록 설계변수들을 최적화하는 것이 필요하다 할 수 있다.

3. 최적 설계

3.1 설계 문제의 정식화

마이크로 펌프의 성능은 펌프효율과 주어진 압력부하(pressure load)에서의 단위폭당 유량(Q)에 의해 결정된다. 따라서, 주어진 설계조건에서 이 두 인자를 결정짓는 지배적인 변수인 구동 로터의 반경(a), 회전속도(ω), 편심량(e)을 설계변수벡터(\vec{X})로 선택하였다. 기하학적 조건을 비롯한 설계요구사항을 고려하면 다음과 같은 최적설계 문제가 된다.

$$\text{Maximize } \eta \tag{11}$$

$$\text{subject to } Q \geq Q_L \tag{12a}$$

$$e + a < h \tag{12b}$$

$$0 < a < h \tag{12c}$$

$$0 < e < h \tag{12d}$$

$$\omega_L \leq \omega \leq \omega_U \tag{12e}$$

여기에서, 하첨자 L 과 U 는 각각 하한값과 상한값을 나타낸다. Q_L 은 최소설계유량을 의미하며, 따라서, 식 (12a)는 설계된 펌프의 유량이 항상 최소설계유량보다 커야 함을 나타낸다. 식 (12b)는 기하학적 구속조건이며, 식 (12c)-(12e)는 경계구속조건(side constraints)으로서 구동실린더가 만족해야 할 기하학적인 조건과 하한값과 상한값 사이에 위치하는 구동실린더 회전속도의 적정범위를 나타낸다. 실제 최적설계과정에서 수렴성을 향상시키기 위해 이 구속조건들(식 (12a)-(12e))을 정규화(normalization)하였다.

최적설계의 전반적인 절차는 Fig. 9 와 같다. 주어진 작동유체와 기초 설계 입력값 등의 수치계산에 필요한 모든 데이터들이 입력되면, 최적설계를 위한 설계변수의 초기값 \vec{X}^{ini} 가 가정된다. 이 초기값은 유동해석 모듈로 전달되며, 여기에서 계산된 값들을 통하여 목적함수(f)와 구속조건들(\vec{g}) 이 계산된다. 이 값들은 최적화 모듈에서 사용되며, 설계변수들은 최적화 기법에 의하여 수렴조건이 만족될 때까지 개선되게 된다. 최적화 과정에서 유동해석 모듈과 목적함수/구속조건함수 평가모듈은 설계변수들이 개선될 때마다 호출된다.

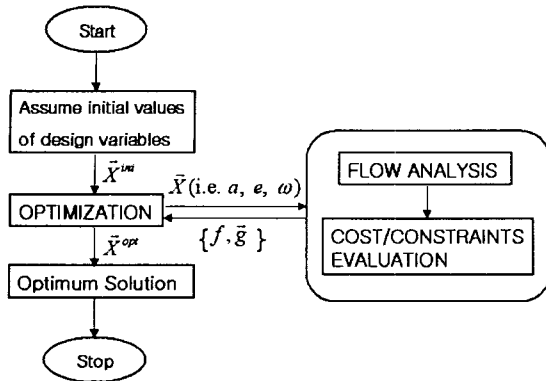


Fig. 9 Flow chart for the design optimization

Table 1 Configuration and operating conditions

	Values
Fluid density	1260 kg / m ³
Fluid viscosity	1.1 kg / m · s
Pressure load (Δp)	5.954 Pa
Channel height (H)	2.245 cm

유동해석 모듈에서는 앞서 기술한 Navier-Stokes 지배방정식에 대한 비정렬격자 압력기반해법을 사용하였다. 속도의 구배가 큰 구동 실린더 근처에서는 조밀한 격자를 구성하였다. 최적화 과정에서는 복잡한 해공간에 강하며 정밀도가 높은 SQP(Sequential Quadratic Programming)⁽¹¹⁾가 사용되었다.

3.2 최적설계 수행 결과

본 연구를 통하여 구성한 점성 구동 마이크로 펌프의 최적설계 방법을 이용하여 펌프의 최적화를 수행하였다. 이때 설계 입력값(design input)들은 Sen 등의 실험에서 쓰인 물성치와 기하값을 사용하였으며 Table 1 과 같다. 앞서 기술한 구속조건에서 상한값 h 는 채널 간극의 절반인 1.123×10^{-2} (m)가 되며, 로터 회전속도의 설계 하한값 ω_L 과 상한값 ω_U 는 각각 2.165 와 216.5 (rad/s)로 정하였다. Q_L 은 3.0×10^{-5} 에서 3.0×10^{-4} (m²/s)까지의 값 중 10 가지 경우에 대해 각각 최적화를 수행하였다. 각각의 경우, 설계 변수의 초기값은 X1(a) = 4.49×10^{-3} (m), X2(ω) = 21.652(rad/s), X3(e) = 4.0×10^{-3} (m)를 사용하였다.

먼저 $Q_L = 1.2 \times 10^{-4}$ (m²/s)인 경우에 대해 최적화를

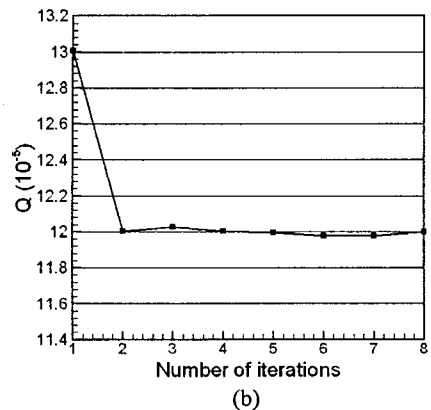
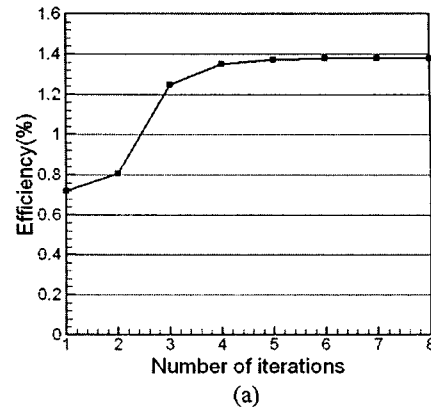


Fig. 10 Results of the optimization process : (a) convergence history of the objective function (b) convergence history of the flow rate

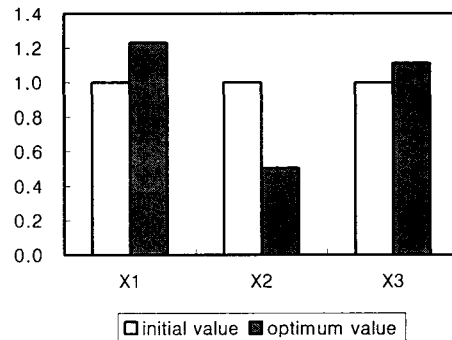


Fig. 11 Comparison between the initial values and optimum values of design variables

수행하는 동안 목적함수의 수렴과정과 유량 구속 조건의 변화과정을 각각 Fig. 10 에 도시하였다. 최적값에 도달하기 위한 수행횟수는 모두 8 번의 반복이 수행되었다. 반복횟수에 따른 목적함수의 변

Table 2 Optimum values of design variables for ten design cases

$Q_L(\times 10^{-5})$	$X1(\times 10^{-3})$	X2	$X3(\times 10^{-3})$
3	6.61	2.686	3.28
6	5.29	6.412	5.26
9	5.75	7.919	4.31
12	5.53	10.967	4.45
15	5.64	12.496	4.60
18	6.82	13.044	4.41
21	6.35	14.228	3.78
24	5.28	21.951	4.83
27	5.71	21.053	4.51
30	6.05	20.028	4.51

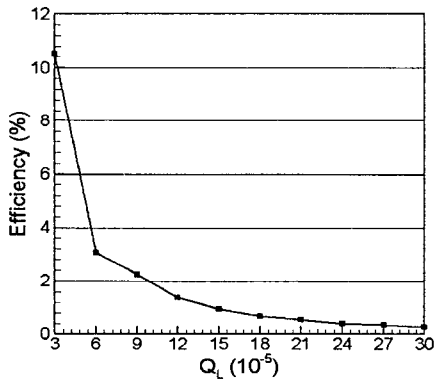


Fig. 12 Pareto optima of the present results

화를 살펴보면 4 번의 반복에서 최적값에 근접함을 알 수 있으며, 최적값에서 목적함수인 효율이 초기값의 두 배 가량 증가했음을 볼 수 있다. 또한, 유량 구속조건도 최적값에서 만족시키고 있음을 보여준다. 이 설계의 경우 설계변수들의 초기값과 최적값을 Fig. 11 에서 상대적으로 비교하였다. 형상변수 X1 과 X3 는 각각 20%와 10% 가량 증가하였으며, 목적함수인 효율에 가장 큰 영향을 미치는 회전속도, 즉 X2 는 50% 가량 감소했음을 보여준다(실제 Fig. 10(a)에서 효율이 크게 증가했음을 볼 수 있으며, 앞장의 유동해석에서 규명한 레이놀즈수와 효율과의 관계에서 이를 뒷받침할 수 있다). 또한, 이 세 설계변수의 변화는 경계 구속조건을 위배하지 않았음을 알 수 있다.

앞서 기술한 10 가지 최소 설계유량에 대한 최적화 수행 결과를 Fig. 12 에 도시하였다. 최소 설

계유량이 가장 작은 $3.0 \times 10^{-5} (m^3/s)$ 인 경우 10.52%의 아주 높은 효율을 갖는 펌프를 얻을 수 있었으며, 설계 유량이 증가할수록 최적 설계 결과들의 효율은 감소함을 보여주고 있다. 각 경우의 설계 변수들의 최적값들을 Table 2 에 나타내었다. 최소 설계유량이 증가함에 따라 기하 설계변수인 X1 과 X3 는 작은 변화를 보이며, X2 는 크게 증가하는 경향을 보인다. 즉 회전속도가 증가할수록 유량이 크게 증가하지만 효율은 크게 떨어지게 된다. 이것은 결국 Fig. 12 에서 보인 바와 같이 효율과 설계유량이 서로 반비례의 관계가 있는 파레토 최적 특성을 보이게 됨을 의미한다.

4. 결론

본 연구에서는 단일구동 실린더를 가진 점성구동 마이크로 펌프의 유체역학적 최적화과정을 제시하였으며, 실제 다양한 설계유량 조건에 대해 최적화를 수행하였다. 설계결과에 대해 최적화 과정과 초기값과의 비교를 하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- (1) 유동수치해석을 통하여 점성구동 마이크로 펌프의 성능특성에 관련된 변수들의 영향을 규명하였으며, 성능향상을 위한 최적설계의 필요성을 입증하였다.
- (2) 비정렬격자 유동해석 기법과 수학적 최적설계 방법을 결합하여, 주어진 설계 요구사항을 반영하며 유체역학적 성능특성을 최적화하는 자동화된 최적화기법을 개발하였다.
- (3) 기하학적 형상변수와 구동 실린더의 회전속도의 최적화를 통하여 주어진 설계요구조건에 대해 최대의 펌프 효율을 갖는 펌프를 설계할 수 있었다.
- (4) 본 연구에서 제시한 유체역학적 최적화방법은 성능향상을 위한 여러 다양한 미소유체기구 (microfluidic devices)의 최적설계에 효과적으로 적용되어질 수 있다.

후 기

본 연구는 과학기술부·한국과학재단 지정 최적 설계신기술연구센터(Center of Innovative Design Optimization Technology)의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Elwenspoek, M., Lammerink, T. S. J., Miyake, R.,

- and Fluitman, J. H. J., 1994, "Towards integrated microfluid handling systems," *Journal of Micromech. and Microeng.*, Vol. 4, No. 4, pp. 227~245.
- (2) Odell, G.M., and Kovaszny, L. S. G., 1971, "A New Type of Water Channel with Density Stratification," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 50, pp. 535~557.
- (3) Tang, T., and Ingham, D. B., 1991, "On the Steady Flow Past a Rotating Circular Cylinder at Reynolds Numbers 60 and 100," *Computers and Fluids*, Vol. 19, No. 2, pp. 217~230.
- (4) Hellou, M., and Coutanceau, M., 1992, "Cellular Stokes Flow Induced by Rotation of a Cylinder in a Closed Channel," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 236, pp. 557~577
- (5) Sen, M., Wajerski, D., and Gad-el-Hak, M., 1996, "A Novel Pump for MEMS Applications," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 118, No. 3, pp. 624~627.
- (6) Sharatchandra, M. C., Sen, M., and Gad-el-Hak, M. 1997, "Navier-Stokes Simulations of a Novel Viscous Pump," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 119, No. 2, pp. 372~382.
- (7) Jessee, J. P. and Fiveland, W. A., 1996, "A Cell Vertex Algorithm for the Incompressible Navier-Stokes Equations on Non-orthogonal Grids," *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, Vol. 23, pp.271~293
- (8) Anderson, W. K., and Bonhaus, D. L., 1994, "An Implicit Upwind Algorithm for Computing Turbulent Flows on Unstructured Grids," *Computers Fluids*, Vol. 23, No. 1, pp. 1~21.
- (9) Demirdzic, I. and Muzaferija, S., 1995, "Numerical method for coupled fluid flow, heat transfer and stress analysis using unstructured moving meshes with cells of arbitrary topology," *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, Vol. 125, pp. 235~255.
- (10) Choi, H., Lee, D., and Maeng, J., 2002, "Unstructured Pressure Based Method for All Speed Flows," *KSME Journal B*, Vol. 26, No. 11, pp. 1521~1530.
- (11) Arora, J. S., 1989, *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Hill Book Company.