

# 마이크로 디퓨저 내의 양 방향 동적 유동과 펌프 구동 주파수에 따른 유동정류 특성 연구

이영호\* · 강태구\*\* · 조영호†  
 (2001년 4월 19일 접수, 2001년 11월 12일 심사완료)

## Characterization of Bi-directionally Oscillating Microflow and Frequency-dependent Flow Rectification Performance of Microdiffusers

Young-Ho Lee, Tae Goo Kang and Young-Ho Cho

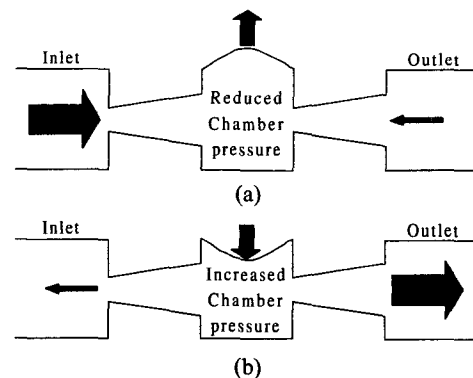
**Key Words:** Microdiffuser(마이크로디퓨저), Bi-directional Oscillating Flow(양방향 진동 유동), Flow Rectification(유동 정류), Valveless Micropump(무밸브형 마이크로펌프)

### Abstract

This paper characterizes bi-directionally oscillating flow in planar microdiffusers in order to evaluate the frequency-dependent flow rectification performance of the microdiffusers. In the theoretical study, we analyze a bi-directionally oscillating flow in the planar microdiffuser. In the experimental study, we fabricate two different microdiffuser prototypes, having different neck widths of  $100\ \mu\text{m}$ (D100) and  $300\ \mu\text{m}$ (D300), respectively. The experimental net flow rates are measured as  $116.6\ \mu\text{l}/\text{min}$ . and  $344.4\ \mu\text{l}/\text{min}$ . for D100 and D300, respectively. The experimental flow rate of D300 decreases at the oscillating flow frequencies higher than  $90\text{Hz}$ , at which the net boundary layer thickness is reduced to the microdiffuser neck width. It is experimentally verified that the flow rectification performance and the net flow rate of the microdiffusers tend to decrease when the boundary layer thickness is smaller than the diffuser neck width.

### 1. 서론

최근 들어 미소 화학 및 바이오 시스템에서의 미소 유량 조절(control)을 위한 마이크로 밸브나 마이크로 펌프 등 마이크로 유체 소자<sup>(1~9)</sup>의 개발과 미소 영역에서의 유동 현상에 대한 관심이 증가되고 있다. 이러한 마이크로 유체 소자 중 마이크로 디퓨저<sup>(6~9)</sup>를 이용한 마이크로 펌프(Fig. 1)는 간단한 구조와 높은 신뢰성 그리고 낮은 가격 등으로 인해 기존의 미소 단속 밸브(micro check valve)<sup>(1~5)</sup>를 이용한 마이크로 펌프를 대신할 핵심 소자로 주목받고 있다.



**Fig. 1** Flow rectifying microdiffusers using the flow-direction dependent flow resistance: (a) Fluid loading cycle reduces chamber pressure by increasing the chamber volume; (b) Fluid dispensing cycle increases chamber pressure by decreasing the chamber volume

\* 한국과학기술원 기계공학과  
 \*\* 회원, 한국과학기술원 기계공학과  
 † 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과  
 E-mail : dnc@kaist.ac.kr  
 TEL : (042)869-8699 FAX : (042)869-8690

한편, 기존의 마이크로 디퓨저에 관한 연구<sup>(1~5)</sup>는 마이크로 디퓨저 내의 유동현상을 한 방향 유동 모델에 근거하여 해석해 왔다. 이에 본 논문에서는 마이크로 디퓨저 내의 양 방향으로 진동하는 동적 유동 모델을 제시하고, 이를 근거로 동적인 마이크로 유동 현상을 분석하고자 한다. 또한, 본 논문에서는 서로 다른 크기의 마이크로 디퓨저 시제품을 제작하고, 이의 순유량(net flow rate)과 주파수 변화에 따른 유동의 정류 성능(frequency-dependent flow rectification performance)을 실험적으로 분석하였다.

2. 이론적 해석

Fig. 1은 유동의 방향에 따른 유동저항의 차이를 이용한 마이크로 디퓨저의 정류 원리를 나타낸다. 본 논문에서는 Fig. 2(a)에 도시한 바와 같이 세 개의 챔버(chamber)가 마이크로 디퓨저(Fig. 2(b))에 의해 서로 연결된 형태의 마이크로 유체 시스템을 고려한다. 세 개의 챔버는 Fig. 2(a)에 나타나 있는 바와 같이 각각 입구 챔버, 펌프 챔버 및 출구 챔버로 사용된다.

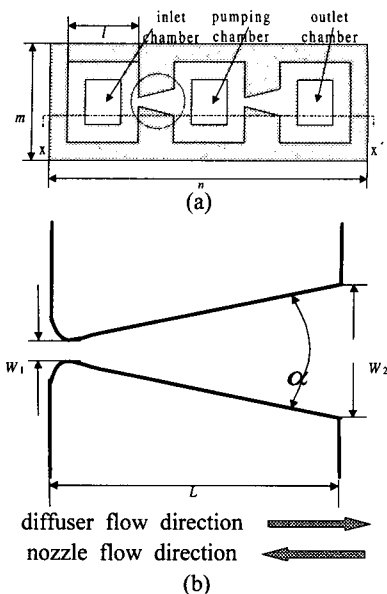


Fig. 2 Three chambers connected by micro-diffusers: (a) Top view; (b) Enlarged view of the microdiffuser

2.1 한 방향으로 흐르는 정적 유동

Fig. 2(a)는 평면형 마이크로 디퓨저의 위에서 본 모습이다. 기존의 마이크로 디퓨저에 관한 연구<sup>(1~5)</sup>를 살펴보면, 모두 마이크로 디퓨저 내의 유동을 한 방향 유동 모델로 해석하고 있다. 이때 마이크로 디퓨저에 의한 압력 손실 계수 (pressure loss coefficient),  $\xi$ 는 아래와 같이 정의된다.<sup>(7)</sup>

$$\xi = 2 \frac{\Delta P}{\rho \bar{u}^2} \tag{1}$$

여기서  $\bar{u}$ 와  $\rho$  및  $\Delta P$ 는 디퓨저 목(neck)에서의 평균 속도와 유체의 밀도 및 디퓨저 양단에서의 압력 강하를 각각 나타낸다.

유체의 순유량(net flow rate)이 마이크로 디퓨저 내에서 한 방향으로 정류되기 위해서는 디퓨저 방향의 유체흐름에 대한 압력 손실 계수 (pressure loss coefficient)가 노즐 방향의 경우 보다 작아야한다. 이러한 조건은 아래의 식 (2)에 나타난 바와 같이 디퓨저 효율비,  $\eta$ 가 1보다 클 때를 나타낸다.

$$\eta = \frac{\xi_{nozzle}}{\xi_{diff}} > 1 \tag{2}$$

여기서,  $\xi_{nozzle}$ 과  $\xi_{diff}$ 는 Fig. 2(b)에 도시한 바와 같이 노즐 방향 및 디퓨저 방향에 대한 압력 손실 계수를 각각 나타낸다.

식 (1)과 마이크로 디퓨저 입구 면적  $A_1$ 으로부터 아래 식 (3)을 유도할 수 있다.

$$\Delta P = \frac{\rho \xi}{2} \bar{u}^2 = \frac{\rho \xi}{2A_1^2} Q^2 \tag{3}$$

즉, 유량  $Q$ 는 식 (4)와 같이 구할 수 있으며, 여기서  $\beta$ 는 식 (5)와 같다.

$$Q = \beta \sqrt{\Delta P} \tag{4}$$

$$\beta = A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho \xi}} \tag{5}$$

이제, 동적 유동이 한 사이클 반복되었을 때 한 방향으로 흐른 순유량을 예측해보면 식 (6)과 같이 표현될 수 있으며, 여기서  $\beta_1$ 과  $\beta_2$ 는 각각 식 (7) 및 식 (8)과 같이 정의된다.

$$Q_{estimated} = (\beta_1 - \beta_2)\sqrt{\Delta P} \quad (6)$$

$$\beta_1 = A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho \xi_{diff}}} \quad (7)$$

$$\beta_2 = A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho \xi_{nozzle}}} \quad (8)$$

2.2 양 방향으로 진동하는 동적 유동

기존의 디퓨저 유동 해석은 한 방향으로의 정적 유동 조건을 근거로 하여 수행되었다. 그러나, 마이크로 디퓨저를 사용하는 마이크로 펌프의 경우에는 마이크로 디퓨저 내의 압력과 유동의 방향이 마이크로 펌프의 구동 주파수에 따라 빠른 속도로 변화하고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 경우에 대하여 본 논문에서는 마이크로 디퓨저의 유동 정류 특성에 영향을 미치는 주된 요인으로 마이크로 디퓨저 내에서 양 방향으로 진동하는 동적 유동에 의해서 발생하는 점성 경계층의 두께에 주목하였다. 따라서, 기존의 정적 유동 모델을 사용하여 예측한 마이크로 디퓨저의 유동 정류 효율은 디퓨저 벽면의 점성 경계층의 두께(total boundary layer thickness)가 마이크로 디퓨저의 목너비(diffuser neck width)보다 큰 경우에만 유효할 것으로 추정하였으며, 전체 점성 경계층의 두께가 마이크로 디퓨저의 목너비보다 작은 경우에는 유동의 정류 효율이 정적 유동 모델로부터 예측된 값보다는 작아질 것으로 예측하였다.

양방향으로 진동하는 유체에 의해 마이크로 디퓨저의 벽면에 생성된 점성 경계층의 두께는 Fig. 3(a)와 같은 Stokes의 제 2 문제<sup>(13)</sup>를 이용하여 구할 수 있으며, 그 지배 방정식은 식 (9)와 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (9)$$

여기서,  $\nu$ 는 점성계수(kinematic viscosity)를 나타내며,  $y$ 는 마이크로 디퓨저의 벽으로부터 수직 거리를 각각 나타낸다. 또한, 마이크로 디퓨저의

벽면으로부터 수직방향으로의 속도 분포(velocity profile)<sup>(13)</sup>를 진동 주파수,  $\omega$ 에 대한 함수로 나타내면 아래 식 (10)과 같다.

$$\frac{u(y, t)}{U} = \exp\left(-\sqrt{\frac{\omega}{2\nu}} y\right) \cos\left(\omega t - \sqrt{\frac{\omega}{2\nu}} y\right) \quad (10)$$

이제, 유동 속도가 유체 최고 속도의  $1/e^2$ 이 되는 지점까지의 두께인 침투 깊이(penetration depth)를 식 (10)으로부터 구해보면 아래 식 (11)과 같다.

$$\delta = 2\sqrt{\frac{2\nu}{\omega}} \quad (11)$$

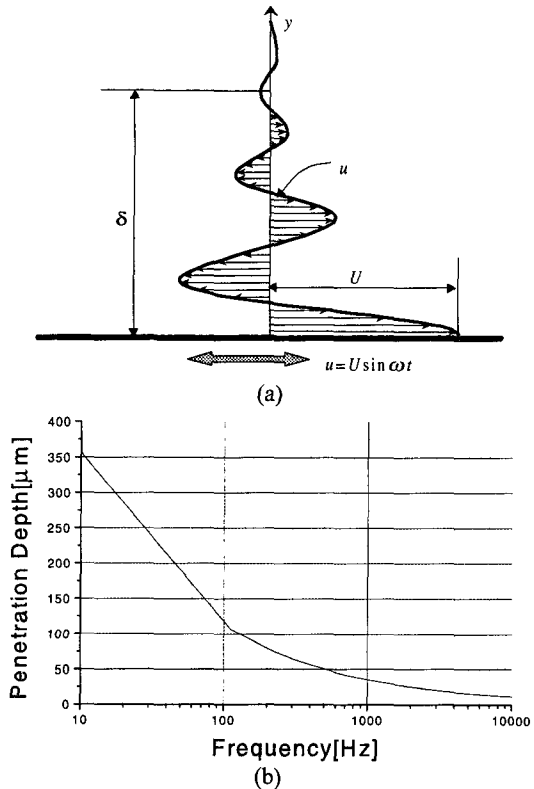


Fig. 3 Boundary layer developed in the oscillating flow: (a) The velocity profile of the Stokes' second problem; (b) Boundary layer thickness, estimated from the Stokes second problem for varying oscillating flow frequency

**Table 1** Dimensions of the microdiffuser prototypes of Fig. 2(b)

Microdiffuser Prototype	D100	D300
Neck Width ( $W_1$ )	100 $\mu\text{m}$	300 $\mu\text{m}$
Length to Width Ratio ( $L/W_1$ )	13.7	13.7
Length ( $L$ )	1370 $\mu\text{m}$	4110 $\mu\text{m}$
Depth ( $b$ )	40 $\mu\text{m}$	40 $\mu\text{m}$
Divergence Angle ( $\alpha$ )	7°	7°

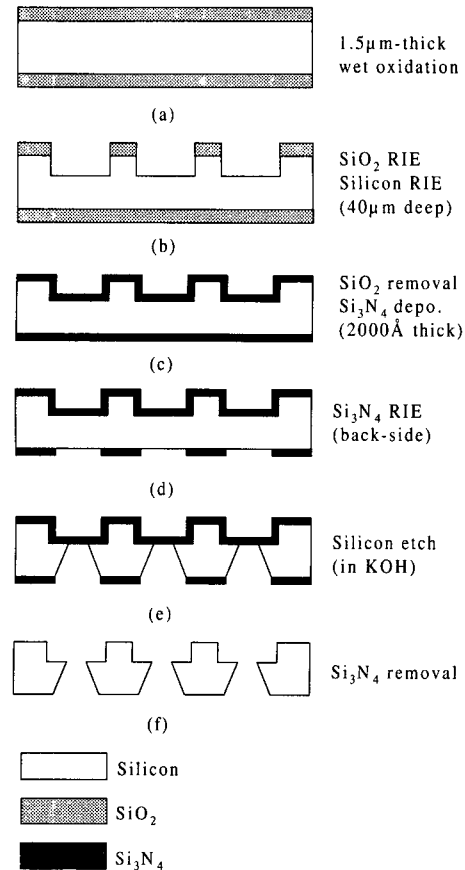
물(water)의 경우( $\nu=10^{-6}$  m/sec<sup>2</sup>)에 있어서 침투 깊이를 예측한 결과를 Fig. 3(b)에 나타내었다. 즉, 벽면으로부터  $y > \delta$  인 영역에서의 유동은 마이크로 디퓨저의 점성에 의한 영향을 받지 않는 부분이라고 생각할 수 있다.

### 3. 마이크로 디퓨저의 설계 및 제작

양방향 동적 유동 모델을 고려할 때, 마이크로 디퓨저의 가장 중요한 치수는 디퓨저의 목너비,  $W_1$  이다. Stokes의 제 2 문제의 해에 근거하여, 마이크로 디퓨저의 목너비가 100  $\mu\text{m}$ (D100)와 300  $\mu\text{m}$ (D300)인 두 종류의 마이크로 디퓨저를 설계하였다. 즉, 각각의 마이크로 디퓨저의 경우에 유동 주파수 500Hz와 75Hz에서 한쪽 벽면으로부터의 점성 경계층의 두께가 각각 50  $\mu\text{m}$ 와 150  $\mu\text{m}$ 가 되어, 이 주파수에서 점성 경계층의 두께의 합이 마이크로 디퓨저의 목너비와 같아지도록 설계하였다.

한편, 마이크로 디퓨저의 발산각(divergence angle,  $\alpha$ )과 무차원 길이,  $L/W_1$ 은 각각 7°와 13.7로 정하였다[9]. 이로부터 마이크로 디퓨저의 길이,  $L$ 은 D100과 D300의 경우에 각각 1370  $\mu\text{m}$ 와 4110  $\mu\text{m}$ 로 결정된다. 또한, 마이크로 디퓨저의 깊이,  $b$ 는 40  $\mu\text{m}$ 로 결정하였으며, 이는 수직 방향의 유동은 500Hz까지 완전히 발달(fully developed)되도록 설계한 것이다. 설계된 마이크로 디퓨저의 치수를 Table 1에 나타내었으며, Fig. 2의 (a)에 나타나 있는 치수는 각각  $l=8\text{mm}$ ,  $m=16\text{mm}$ ,  $n=40\text{mm}$ 이다.

마이크로 디퓨저의 제작 공정은 Fig. 4에 나타나 있는 바와 같다. 먼저, 520  $\mu\text{m}$  두께의 4인치(100) 실리콘 웨이퍼(silicon wafer)를 사용하여,



**Fig. 4** Fabrication process for the microdiffuser: the cross-sectional view of Fig.2(a) along the line x-x'

Fig. 4(a)에 나타나 있는 바와 같이 습식 산화 방법을 사용하여 1.5  $\mu\text{m}$  두께의 실리콘 산화막을 형성한다. 다음으로, Fig. 4(b)에 나타나 있는 바와 같이 실리콘 산화막을 RIE 공정을 사용하여 패터닝한 후 PR을 제거하고, 실리콘 RIE 공정을 통해 40  $\mu\text{m}$  깊이의 마이크로 디퓨저를 가공한다. 실리콘 산화막을 BOE를 사용하여 습식 식각(wet etching)한 후 LPCVD를 사용하여 실리콘 질화막(silicon nitride layer)을 2000 Å 두께로 증착하고(Fig. 4(c)), 실리콘 기판 뒷면의 실리콘 질화막을 RIE공정으로 패터닝한 후(Fig. 4(d)), 실리콘 웨이퍼를 KOH용액을 사용하여 식각한다(Fig. 4(e)). 마지막으로, 실리콘 질화막을 인산( $\text{H}_3\text{PO}_4$ )용액에서 제거함으로써 마이크로 디퓨저의 제작을 종료한다(Fig. 4(f)). Fig. 5는 제작된 마이크로 디퓨저의 SEM사진이다.

4. 실험 장치의 구성

Fig. 6은 마이크로 디퓨저의 압력과 순유량을 측정하기 위한 실험 장치의 구성을 보여준다. 먼저, Fig. 6(a)에 나타나 있는 바와 같이, 제작된 두께  $520\mu\text{m}$ 의 마이크로 디퓨저는 미리 제작된  $500\mu\text{m}$  두께의 Pyrex 유리판과 양극접합(anodic bonding)하였으며, Fig. 2(a)의 펌핑 챔버 부분은  $100\mu\text{m}$  두께의 폴리머 필름으로 밀봉 접합하였다. 또한, Fig. 6(a)의 아래부분은 2mm 두께의 알루미늄 지그(jig)와 1mm 두께의 실리콘 고무판(silicone rubber) 위에 놓여지며, 실리콘 고무판 아래에 감지범위가  $0.1\sim 5,000\text{Pa}$ 인 압력센서열을 장착하였다. 마지막으로 크기가  $2\times 3\times 18\text{mm}^3$ 인 다층압전구동기(piezoelectric actuator)를 폴리머 필름 위에 접합한 후 알루미늄 척(aluminium frame)과 결합함으로써 Fig. 6(b)와 같은 마이크로 디퓨저 실험 장치를 구현하였다. 제작에 사용된 다층압전구동기는 교류전원  $100V_{p-p}$  구동시에 최대  $6\mu\text{m}$ 의 변위를 발생한다.

또한, 물이 관을 따라 이동하는 거리를 측정하여 유량을 예측하기 위하여 내경이 1.59mm인 유연한 Tygon 관(tube)을 사용하였으며, 챔버의 내압을 측정하기 위하여 각각의 챔버 바닥 면에 압력 센서열을 결합하였다. Fig. 7(a)는 완전히 결합된 실험장치의 사진을 나타낸다. 한편, 마이크로 디퓨저를 통과해 작동하는 유체는 물을 사용하였다. 이때 챔버(chamber)와 디퓨저 내에 공기 방울(air bubble)을 없애주기 위해서 물을 챔버와 마이크로 디퓨저에 채우기 전에  $\text{CO}_2$  가스를 챔버와 마이크로 디퓨저에 20분 동안 흘리는 방법을 사용하였다. 이러한 방법은 물에 대한  $\text{CO}_2$  가스의 높은 용해성을 이용하는 것이며, 남아 있는 공기 방울 없이 물을 챔버와 디퓨저 내에 완전하게 채울 수 있었다.

Fig. 7(b)는 Fig. 7(a)의 실험 장치와 결합된 측정장비의 구성도이다. Fig. 7(b)와 같은 측정장비의 구성을 통하여 Fig. 2(a)의 펌프 챔버에 압전 구동기로부터 AC전압을 가해주면 폴리머 박막(polymer film)이 아래위로 구동하게 되며, 이러한 구동력을 이용하여 챔버 내의 물이 마이크로 디퓨저를 통하여 흐르게 된다. 물의 유량은 Tyron 관을 따라 물이 흘러간 길이로부터 측정하였으며, 압력센서열로부터 입구, 펌프 및 출구 챔버의

압력을 각각 측정하였다.

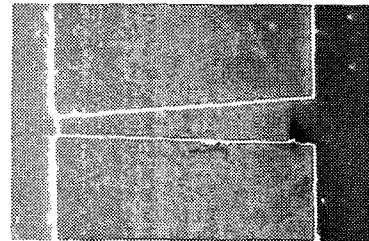


Fig. 5 SEM photograph of the fabricated microdiffuser, illustrated in Fig2(b)

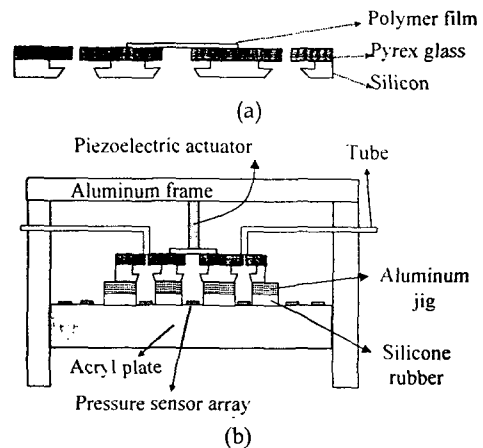
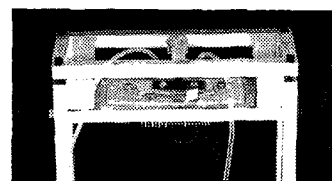


Fig. 6 Experimental apparatus: (a) microdiffuser assembly; (b) assembly of the experimental apparatus



(a)

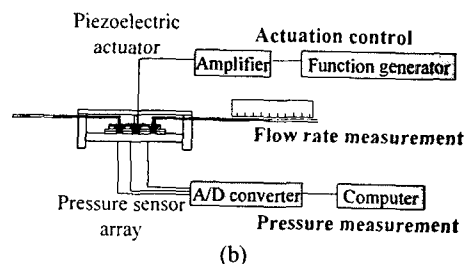


Fig. 7 Instrumentation set-up for microdiffuser test: (a) photograph of the experimental apparatus; (b) measurements and instrumentation

### 5. 실험 결과 및 토의

본 연구에서는 앞서 언급한 바와 같이 4가지의 전압 진폭 20, 40, 60, 100V<sub>p-p</sub>의 정현파(sinusoidal wave)를 각각 압전구동기에 가하여주고, 마이크로 디퓨저를 통과하는 순유량 및 세 챔버에서의 압력을 각각 측정하였다. Fig. 8은 D100과 D300 마이크로 디퓨저의 측정된 순유량을 주파수의 함수로 나타낸 것이다. D100과 D300 시작품을 측정된 결과 50Hz에서 100V<sub>p-p</sub>의 정현파 입력 전압에 대하여, 각각 최고 순유량이 116.6  $\mu$ l/min.과 344.4  $\mu$ l/min.으로 측정되었다. 즉, D300의 최고 순유량이 D100의 최고 순유량보다 약 2.95배 정도 큰 것으로 측정되었는데, 그 이유는 D300의 목너비가 D100의 목너비보다 3배 크기 때문으로 생각할 수 있다.

한편, 입구와 출구에서 측정된 압력은 대기압과 거의 같은 정도였으며, 이로부터 마이크로 디퓨저 양단간의 압력차는 펌핑 챔버의 압력과 거

의 같다고 할 수 있다. Fig. 9는 D100과 D300 마이크로 디퓨저 시작품에서 측정된 마이크로 디퓨저의 압력차를 나타낸다. Fig. 9에서 알 수 있는 바와 같이, 최고 압력차는 50Hz, 100V<sub>p-p</sub> 정현파 전압 입력에서 D100과 D300모두 1.6kPa정도로 측정되었다. 순유량에 대한 측정결과에서와는 달리, D300의 압력차는 D100의 압력차와 거의 같음을 알 수 있다.

Fig. 9의 압력 측정 결과와 한 방향으로 흐르는 정적유동 모델을 사용하여 Fig. 10과 같은 마이크로 디퓨저의 순유량을 예측하였다. Fig. 10에 나타나 있는 바와 같이 한 방향으로 흐르는 정적유동 모델을 사용한 경우 마이크로 디퓨저의 최고 유량은 50Hz, 100V<sub>p-p</sub> 정현파 입력에 대하여 D100과 D300의 경우 각각 246.7  $\mu$ l/min. 과 732.9  $\mu$ l/min.으로 예측되었다. 마지막으로, Fig. 8과 Fig. 10을 종합하여 마이크로 디퓨저의 순유량에 대한 예측치와 측정치의 비에 대한 값을 구할 수 있었으며, 이를 Fig. 11에 도시하였다.

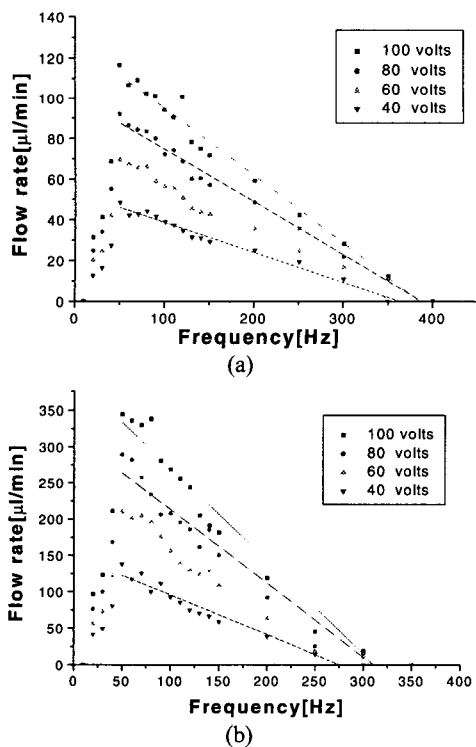


Fig. 8 Measured uni-directional net flow rates for varying pump frequency: (a) microdiffuser prototype of D100; (b) microdiffuser prototype of D300

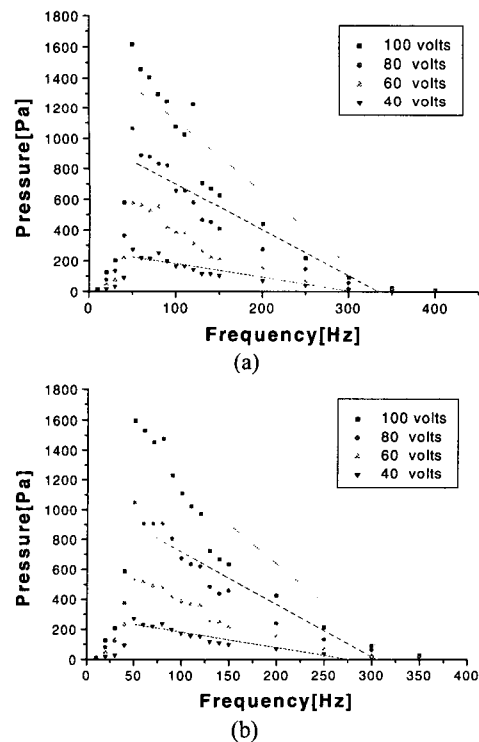


Fig. 9 Measured pump chamber pressure for varying pump frequency: (a) microdiffuser prototype of D100; (b) microdiffuser prototype of D300

Fig. 11(a)는 D100의 경우에 있어서 실험적으로 측정된 순유량이 정적인 디퓨저의 유동을 모델로 한 이론으로부터 계산된 값보다 주파수 영역 20~350Hz에서 46.5±6.23% 정도로 작음을 나타내고 있다. 이와 같이 실험으로부터 측정된 순유량과 이론으로부터 예측된 순유량 사이에 차이가 존재하는 이유는 이론 식이 한 방향으로 흐르는 난류(turbulent flow)에 근거하고 있는 반면, 실제 유동은 Reynolds 수의 최대 값이 약 290정도인 양 방향으로 진동하는 층류(laminar flow)이기 때문이다. 또한, 한 방향으로 흐르는 정적 유동 모델인 식 (6)의 밸브 효율,  $(\beta_1 - \beta_2)$ 은 약  $1.34 \times 10^{-10}$ 으로 예측되었으며, Fig. 9의 실험 결과로부터 계산한 값은 50Hz와 250Hz에서 각각  $6.33 \times 10^{-11}$ 과  $6.27 \times 10^{-11}$ 으로 나타났다.

반면, Fig. 11(b)의 D300의 경우에 있어서는, 정적인 유동 모델에 근거하여 이론적으로 예측된 순유량에 대한 실험적으로 측정된 순유량의 비가 90Hz부터 감소하기 시작한다. 본 논문에서 제시하는 유동 모델은 75Hz에서 총 점성 경계층의 두

께가 디퓨저의 목너비보다 작아지기 시작하여 순유량이 감소하기 시작하는 것으로 예측되었다. 실험 측정치인 90Hz와 본 논문에서 제시하는 유동 모델을 사용하여 예측한 75Hz사이의 차이는 점성 경계층의 두께를 계산할 때 사용한 Stokes의 제 2 문제는 마이크로 디퓨저의 형상에 의한 효과를 고려하지 못하고 있기 때문이다. 또한, D300의 경우 한 방향으로 흐르는 정적 유동 모델로부터 구한 밸브 효율은 약  $4.01 \times 10^{-10}$ 으로 계산되었으며, Fig. 9의 실험 결과로부터 계산한 값은 50Hz와 250Hz에서 각각  $1.88 \times 10^{-10}$ 과  $6.73 \times 10^{-11}$ 으로 나타났다.

또한, 본 논문에서 제시하는 동적 유동 모델은 D100의 경우 점성 경계층의 총 두께가 디퓨저의 목너비와 같아지게 되는 지점인 양 방향 유동의 주파수가 500Hz보다 커지는 순간 순유량이 감소하기 시작할 것으로 예측하였다. 즉, Fig. 11에서 보는 바와 같이 이론 예측치에 대한 실험 측정치의 비율이 일정하게 나타나는 것은 본 논문에서 제시하는 유동 모델의 타당성을 입증하고 있다고

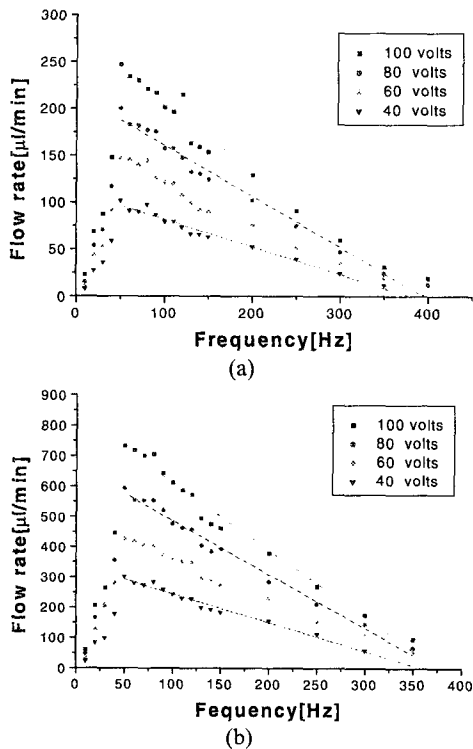


Fig. 10 Estimated uni-directional net flow rates: (a) microdiffuser prototype of D100; (b) microdiffuser prototype of D300

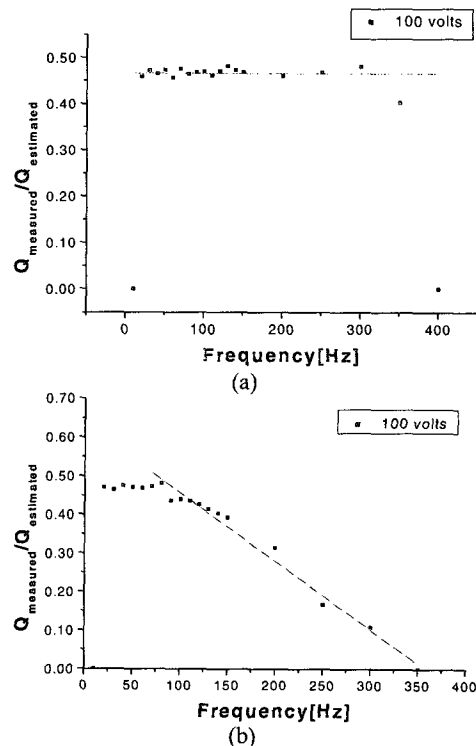


Fig. 11 The measured net flow rate, normalized by the estimated value: (a) microdiffuser prototype of D100; (b) microdiffuser prototype of D300

할 수 있다.

결론적으로 본 논문에서 제시한 동적 유동 모델로부터 예측한 바와 같이, 마이크로 디퓨저 내부에서 양 방향으로 진동하는 동적 유동의 경우, 총 점성 경계층의 두께가 디퓨저의 목너비보다 작아지기 시작하면 마이크로 디퓨저의 유동 정류 특성이 감소한다는 것을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 논문은 평면 마이크로 디퓨저(planar microdiffuser) 내에서 양 방향으로 진동하는 동적 유동(bi-directionally oscillating dynamic flow)의 순유량(net flow rate) 및 주파수 변화에 따른 유동의 정류 성능(frequency-dependent flow rectification performance)을 분석하였다. 이론적인 연구에 있어서는 평면 마이크로 디퓨저 내에서 양 방향으로 진동하는 동적 유동에 대해 점성 경계층(boundary layer thickness)과 디퓨저의 목너비(diffuser neck width)가 마이크로 디퓨저의 정류 특성을 지배한다는 이론적인 모델을 제시하였으며, 이의 타당성을 검증하기 위하여 목너비가 각각  $100\ \mu\text{m}$ 와  $300\ \mu\text{m}$ 인 두 종류의 마이크로 디퓨저를 설계, 제작하였다. 또한, 제작된 마이크로 디퓨저의 실험결과로부터, 낮은 주파수 대역에서는 측정된 양 방향 유동의 순유량이 기존의 한 방향 유동 모델로부터 예측된 값의 약 47%에 해당하는 것을 알 수 있었으며, 높은 주파수 대역에서는 측정된 양 방향 유동의 순유량이 급격히 감소하는 것을 알 수 있었다. 즉, 마이크로 디퓨저의 정류 성능을 향상시키기 위해서는 마이크로 디퓨저의 목너비를 마이크로 펌프의 작동 주파수 대역에서 마이크로 디퓨저 내에 발생하는 점성 경계층의 두께보다 작도록 설계하여야 한다.

## 후 기

본 연구는 과학기술부의 창의적연구진흥사업의 일환인 “생체모사를 응용한 디지털나노구동기관의 구현에 관한 연구”과제의 지원을 받아 수행되었으며, 본 논문의 기술적인 조언을 해주신 한국과학기술원 BK21 기계사업단인 MEMS 및 미소 측정 연구팀의 김문언 교수님께 감사의 말씀을 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Huff, M. A., Mettner, M. S., Lober, T. A. and Schemidt, M. A., 1990, "A Pressure-Balanced Electrostatically-Activated Microvalves," *Proc. IEEE Solid-State Sensor and Actuator Workshop*, Hilton Head Island, South Carolina, pp. 123~127.
- (2) Jerman, H., 1990, "Electrically-Activated Micromachined Diaphragm Valves," *Proc. IEEE Solid-State Sensor and Actuator Workshop*, Hilton Head Island, South Carolina, pp. 65~69.
- (3) Yanagisawa, K., Kuwano, H. and Tago, A., 1993, "An Electromagnetically Driven Microvalve," *Proc. 1993 Int. Conf. on Solid-State Sensors and Actuators* (Transducers 93), Yokohama, Japan, pp. 102~105.
- (4) Behrens, J., Meckes, A. and Benecke, W., 1996, "Micropump and -Valves with Electromagnetic Actuation," *Micro System Technologies 96, Potsdam, Germany*, pp. 820~822.
- (5) Behrens, Meckes J. and Benecke, W., 1998, "A Microvalve with Electromagnetic Actuator," *Actuators 98, Bremen, Germany*, pp. 152~155.
- (6) Stemme, E. and Stemme, G., 1993, "A Valveless Diffuser/Nozzle based Fluid Pump," *Sensors and Actuator*, A39, pp. 159~167.
- (7) Gerlach, T., 1998, "Microdiffuser as Dynamic Passive Valves for Micropump Applications," *Sensors and Actuators*, A69, pp. 181~191.
- (8) Stemme, Olsson G. Stemme, E., 1996, "Micromachined Diffuser/Nozzle Elements for Valveless Pumps," *Proc. Micro Electro Mechanical Systems Workshop*, San Diego, California, pp. 378~383.
- (9) Stemme, Olsson G. and Stemme, E., 1996, "An Improved Valveless Pump Fabricated using Deep Reactive Ion Etching," *Proc. Micro Electro Mechanical Systems Workshop*, San Diego, California, pp. 479~484.
- (10) Shoji, S., 1998, "Fluids for Sensor Systems," *Topics in Current Chemistry*, Vol. 194, 163~188.
- (11) Lammerink, T. S. J., Elwenspoek, M. and



- Fluitman, J. H. J., 1993, "Integrated Micro-Liquid Dosing System," *Proc. Micro Electro Mechanical Systems Workshop*, Fort Lauderdale, Florida, pp. 245~259.
- (12) Schetz, J. A. and Fuhs, A. E., 1996, *Handbook of Fluid Dynamics and Fluid Machinery*, John Willy & Sons, pp. 2024~2027.
- (13) Currie, G., 1993, *Fundamental Mechanics of Fluids*, McGraw-Hill, pp. 228~230.
- (14) Schlichting, H., 1979, *Boundary Layer Theory*, McGraw-Hill, pp. 436~438.