

## 무밸브 마이크로 펌프의 유동 특성에 관한 수치해석

진상문\* · 허남건\*\*

### A Numerical Study on the Flow Characteristics of a Valveless Micropump

Sang-Mun Chin\*, Nahmkeon Hur\*\*

Key Words : Valveless micropump(무밸브 마이크로 펌프), Supply mode(공급 모드), Pump mode(펌프 모드)

#### ABSTRACT

The performance of a valveless micropump driven by chamber wall oscillation was numerically investigated for various frequency and amplitude of the oscillation. The numerical study was performed in the range of oscillation frequency from 200Hz to 1000Hz and amplitude from  $1\mu m$  to  $15\mu m$ . And optimal values for the parameters are found. At the oscillation frequency 600Hz, the net flow rate of micropump shows a maximum value. Also the results show good agreement with the experimental results. The total flow rate was increased with the oscillation amplitude. However, the net flow rate was found to be decreased over  $7\mu m$ .

#### 1. 서론

1960년대에 반도체 칩 가공기술인 리소그래피 공정과 마이크로 가공기술을 매우 작은 크기의 센서와 액츄에이터를 제작하기 위해 이용하면서 발전하기 시작한 MEMS는 물리적인 크기와 무게의 감소, 장치 성능과 신뢰성의 증가, 비용 감소라는 장점 아래 현재 기계공학의 각광받는 중요한 연구 분야가 되었다. 최근의 MEMS 기술은 기계적인 센서 및 액츄에이터 같은 전통적인 기계 장치 뿐만 아니라 마이크로 채널, 마이크로 펌프, 밸브, 센서, 마이크로 냉각 시스템 등의 장치들로 나타나고 있으며 그 중 상당수는 이미 상당한 연구가 진행되어 상용화되었다. 특히 마이크로 펌프는 그 크기가 수 cm 혹은 수 mm로서 화학물 분석 시스

템이나 세포 융합 시스템, 약물 전달 장치 등 생물학, 화학 및 의공학 분야에의 넓은 응용 가능성을 보여주고 있다.

마이크로 펌프는 크게 운동방식 및 구조와 구동방식에 따라 여러 가지 종류가 있는데 최근에는 제작 공정이 간단하고 응답성이 빠른 압전형 마이크로 펌프가 많이 연구되고 있다.<sup>(1-2)</sup>

디퓨저/노즐을 이용한 압전형 마이크로 펌프의 기본 작동 원리는 Fig. 1과 같다. 펌프의 중앙 챔버는 한 면 또는 양면에 휘기 쉬운 박막을 가지고 있으며 이 박막 위에 증착된 압전 소자의 변형력으로 박막이 위, 아래로 움직임으로써 챔버 내의 부피 변화가 발생하게 된다. 이 부피 변화로 인해 압력의 차이가 발생하고 펌프 중앙 챔버의 좌, 우에 위치한 디퓨저/노즐의 특성으로 인해 한쪽 방향으로의 순유동(Net flow)이 발생한다. 즉, 공급 모드에서 좌측은 디퓨저로 작동하고 우측

\* 서강대학교 기계공학과 대학원

\*\* 서강대학교 기계공학과

E-mail : nhur@ccs.sogang.ac.kr

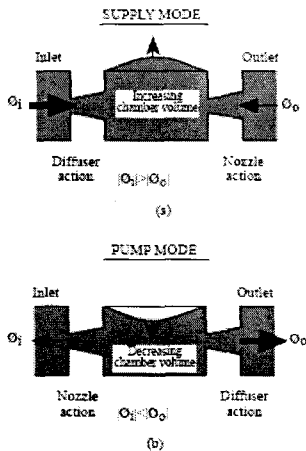


Fig. 1 Operation principle of a micro-pump with two diffuser/nozzle

은 노즐로 작동한다.

적절히 설계된 디퓨저/노즐의 경우 디퓨저의 압력손실계수가 노즐의 압력손실계수보다 작기 때문에 좌측으로 유입되는 유량이 우측보다 크게 된다. 같은 원리로 펌프 모드에서는 우측 유량이 좌측보다 크게 되며 결과적으로 공급 모드와 펌프 모드로 이루어지는 한 사이클에서 순유동은 좌측에서 우측으로 형성된다. 디퓨저/노즐의 유동 특성은 마이크로 펌프의 성능에 직접적인 영향을 미치는데 가능하면 디퓨저와 노즐의 압력손실계수 차이가 크게 나타나게 디퓨저/노즐을 설계해야한다. Heschel등<sup>(3)</sup>은 마이크로 펌프용 디퓨저/노즐에 대한 실험 결과를 제시하였으나 다양한 설계 변수에 대한 체계적인 검토는 이루어지지 못하였다. 또한 일정한 모드(공급모드 또는 펌프모드)하의 정상상태에 대한 결과이기 때문에 박막이 주기적으로 진동하는 마이크로 펌프의 비정상상태에 적용하는 것은 무리가 따른다.

이에 Olsson등<sup>(4)</sup>은 마이크로 펌프의 비정상상태에 대한 중앙 챔버의 형상에 따른 유량변화 실험을 수행하여, 최대 효율을 가지는 중앙챔버의 형상을 제시하였다. 또한 압전 소자의 진동 주기를 달리하였을 경우, 특정한 진동주파수에서 최대 순유량이 관찰되었다. Kim등<sup>(5)</sup>은 비정상상태에서의 압전 소자의 두께와 압전소자의 인가전압을 달리하였을 때의 유량변화를 확인하였다. 이를 통해 마이크로 채널 제작 시, 고려되어야 할 사항들을 제시하였다. 하지만 위의 비정상 상태의 실험적 연구에서는 펌프의 크기가 마이크로 단위가

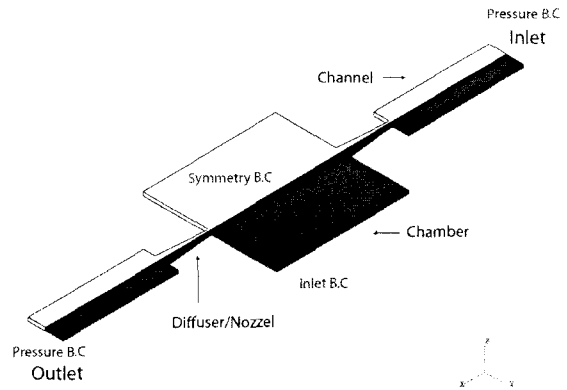


Fig. 2 Computational mesh for the micro-pump

기 때문에 내부 유동 및 정확한 유량 변화를 측정하는데 많은 어려움이 따른다. 이러한 단점을 보완하기 위해 다음과 같은 비정상 상태에 대한 수치해석 연구들이 이루어졌다. Nguyen<sup>(6)</sup>등은 일정한 진동 주기에 대해 펄스폭 비(Pulse width ratio)를 달리하였을 때의 마이크로 펌프의 효율에 대해 연구하여 펄스폭비가 0.55에서 가장 큰 펌프효율을 가짐을 확인하였다. 그리고 Olsson등<sup>(4)</sup>은 유한요소법(FEM)을 이용하여 마이크로 펌프의 비정상상태를 해석하여 마이크로 펌프의 중앙 챔버의 형상과 진동 주기의 변화에 따른 순유량을 확인하였다. 하지만 이러한 연구결과들은 마이크로 펌프 내부의 유동 특성에 대한 자세한 결과를 제시하지 못하였다.

이에 본 연구에서는 박막이 주기적으로 진동하는 마이크로 펌프의 비정상 유동을 수치 해석하여, 최적의 순유량을 갖는 유동조건 및 펌프 내부의 유동 특성을 확인하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1. 계산 격자 및 경계 조건

압전소자가 주기적으로 진동하는 마이크로 펌프의 비정상 해석을 위하여 Fig. 2와 같은 계산 격자를 생성하였다. 계산 격자의 대상은 Olsson등<sup>(4)</sup>의 실험에서 사용된 마이크로 펌프의 형상을 기본으로 하였다. 다만 Olsson등이 사용한 중앙챔버의 단면이 원형인데 반해, 본 수치해석에서 사용한 모델에서는 직사각형 형태의 챔버를 사용하여 실험에서 사용한 원형 챔버의 단면적을 동일하게 하였다. 형상에 대한 명칭과 정보

Table 1 Dimension of micropump

Chamber cross section area	42.3mm <sup>2</sup>
Diffuser length	4.1mm
Channel length	10mm
Throat width	0.3mm
Taper angle	4.5°

를 Table. 1과 Fig. 3에 제시하였으며, 해석 격자수는 총 50,000개를 사용하였다.

Fig. 2에서 마이크로 펌프의 형상이 y방향으로 대칭인 점에 착안하여 펌프의 1/2만을 계산 격자로 표현하였으며 그 중앙단면에는 대칭경계조건을 주어 수치해석의 효율성을 높였다. 그리고 채널의 양 끝단은 압력 경계 조건으로 설정하여 유량변화를 확인하였으며, 이후 양 끝단의 압력경계면을 각각 입구(Inlet)와 출구(Outlet)로 나타낼 것이다.

마지막으로 진동하는 압전소자에 의해 챔버의 부피 변화를 모사하기 위해 다음의 방법을 이용하였다. 우선 사각형 챔버의 아랫면에 부착된 압전 수자의 진동에 의한 변형량은 식(1)과 같이 나타낼 수 있다. 챔버의 후면 위치 Z의 주기적인 변화에 의해 챔버의 부피가 변함으로서 마이크로 펌프 내부의 압력변화가 생긴다.

$$Z = Amp \cdot \sin\left(\frac{\pi x}{A}\right) \cdot \sin\left(\frac{\pi y}{B}\right) \cdot \sin(2\pi ft) \quad (1)$$

본 연구에서는 식 (1)과 같이 실제 막의 변형을 모사하지 않고 식(1)의 미분값인 속도성분을 이용하여

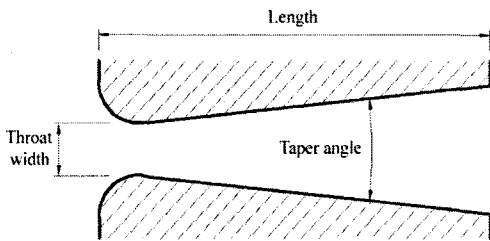


Fig. 3 Geometry of the diffuser/nozzle element

챔버의 후면에 입구 경계 조건을 주어 막 진동을 모사하였다.

$$v_z = 2\pi f \cdot Amp \cdot \sin\left(\frac{\pi x}{A}\right) \sin\left(\frac{\pi y}{B}\right) \sin(2\pi ft)$$

(2)

여기서  $f$ 는 챔버 후막의 진동 주파수,  $Amp$ 는 진폭을 나타내며 A, B는 챔버의 가로 및 세로의 크기 그리고  $x, y$ 는 입구의 좌표값을 의미한다.

### 2.2. 해석 방법

본 연구의 해석을 위해서 상용 유동해석 프로그램인 STAR-CD v3.2를 이용하여 질량, 운동량보존방정식에 대한 정상 및 비정상 상태 수치해석을 수행하였으며, 압력 계산을 위해 SIMPLE 방법을 적용하였다. 계산에 사용된 기종은 Intel Xeon 2.4GHz CPU PC cluster 1개를 사용하여 약 7시간이 소모되었다. 비정상 상태의 경우, Time step은 후막 진동 주기의 1/60으로 설정하였으며 작동 유체로 상온의 물을 선택하였다.

수치해석은 다양한 진동 주파수  $f$ 와 진폭  $Amp$ 에 대한 유량 변화를 통해 실험 결과<sup>(4)</sup>와 비교하여 수치해석의 타당성을 검증하였다. 그리고 펌프 내부의 속도장과 압력장을 통해 마이크로 펌프 내부의 유동장 특성을 살펴보았다.

### 3. 해석 결과

실제 마이크로 펌프 작동에 있어서는 Fig. 4와 같이 반대 위상을 갖는 펌프 두개나 그 이상을 병렬로 연결하여 사용하는 것이 더 효과적이다<sup>(1)</sup>. 이는 후막의 진동에 의한 유량의 맥동성분을 저감시키고 일정한 펌

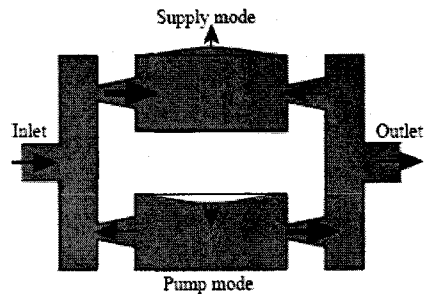


Fig. 4 Anti-phase operation of the parallel micropump

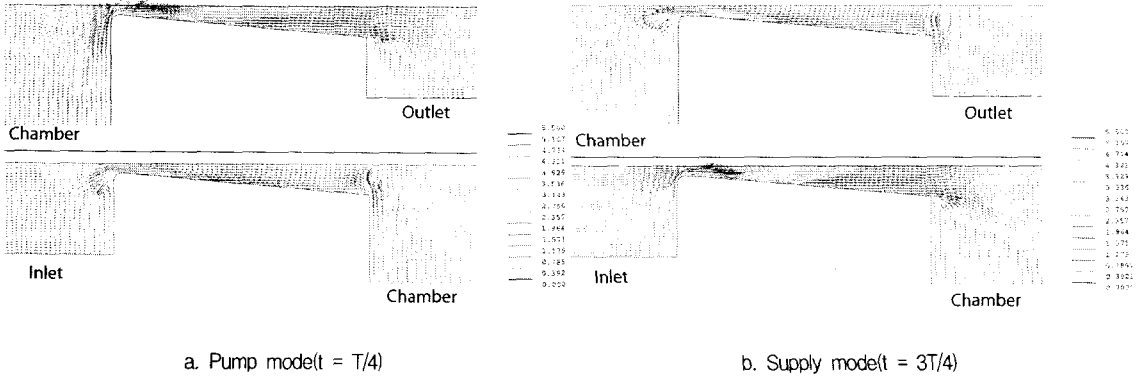


Fig. 5 Velocity plots at parts of diffuser/nozzle

프 효율을 얻기 위해서다.

본 연구에는 두개의 펌프를 계산격자로 모두 표현하지 않고, 반대 위상을 갖는 작동원리를 이용하여 단일 펌프의 결과를 이용하여 식(3)과 같이 질량유량을 구하였다. 그리고 유동이 충분히 발달하고 난 뒤 일정한 주기가 관찰된 후 식(4)와 같이 주기 평균하여 마이크로 펌프의 유량을 구하였다.

$$Net\ flux = flux(t) + flux(t - \pi) \quad (3)$$

$$\overline{Net\ flux} = \frac{\int_t^{t+T} Net\ flux(t) dt}{T} \quad (4)$$

$flux(t)$ 는 각 시간에서의 Plane 1을 지나는 질량 유량을 나타내며,  $T$ 는 진동 주기를 나타낸다.

### 3.1. 유동 특성

Fig. 5는 진폭이  $3.96\mu m$ 인 경우에 대하여 진동 주파수를 600Hz로 하였을 때, diffuser/nozzle에서의 속도장을 나타내었다. a의 경우 펌프 모드( $t = T/4$ )에서, b의 경우는 공급 모드( $t = 3T/4$ )임을 나타내며, 각 경우에 대해 챔버 양쪽에 달려 있는 diffuser/nozzle을 각각 나타내었다. 펌프 모드일 경우(Fig. 5a), 챔버에서 출구 쪽으로 나가는 속도장이 입구보다 더 크게 나타났으며 공급 모드(Fig. 5b)에서는 입구에서 챔버 방향으로 들어오는 유량이 더 크게 나타났다. 즉 diffuser/nozzle의 압력손실계수에 의해 마이크로 펌프의 순유동은 입구에서 출구방향으로 향함을 확인 할 수 있으며, 이는 기존의 연구결과<sup>(1-4)</sup>와 부합하는 결과이다.

Fig. 6은 진폭이  $3.96\mu m$ 인 경우에 대하여 진동 주파수를 600Hz일 때, 양끝단의 압력경계면에서의 시간에 따른 유량 변화를 나타내고 있다. 그림은 펌프 내부의 유동이 충분히 발달하여 일정한 주기를 보이는 시간대에서의 한 주기만을 나타내었다. 무차원 시간이 0.5이하의 구간에서는 펌프 모드로 작동되며 0.5이상에서는 공급모드로 작동된다. 그리고 질량유량이 양인 값은 펌프로부터 나가는 것을 의미한다.

그림을 살펴보면, 펌프 모드의 최고점(Normalized time=0.25)에서는 출구에서의 유량이 더 크며, 공급 모드의 최고점(Normalized time=0.75)에서는 입구에서의 유량이 더 크게 나왔다. 즉 Fig. 1에서와 같이 압력손실 계수에 따라 펌프모드에서는 출구방향으로 더 많은 유량이 나가며, 공급모드에서는 입구방향에서 더 많은 유량이 펌프 내로 유입된다.

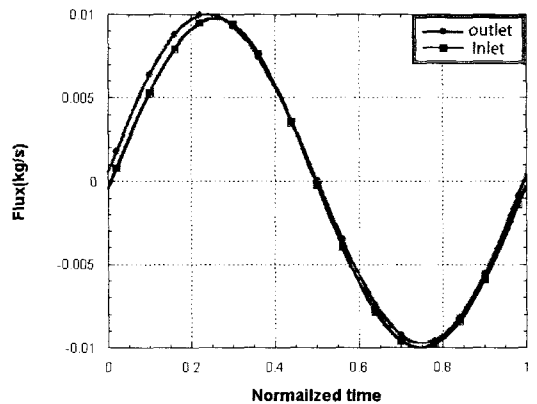
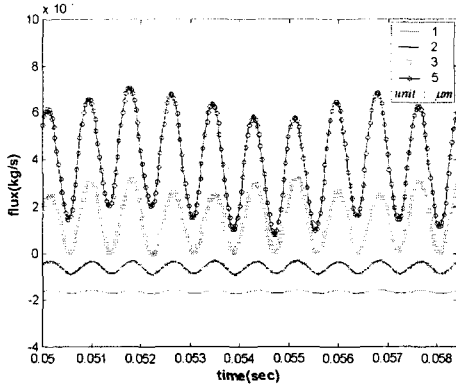
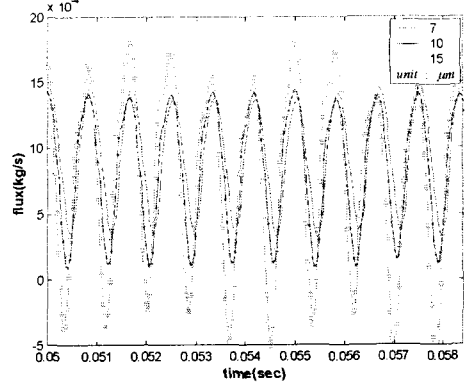


Fig. 6 Flow rate at the end of channels



a



b

Fig. 7 Net flow rate as a function of time for various oscillation amplitude

### 3.2. 진폭의 영향

Fig. 7은 진동 주파수가 600Hz 일때, 박막의 진폭을 달리하였을 때, 유동이 충분히 발달하고 난 이 후의 시간에 따른 유량 값을 나타내고 있다. 진폭이 상승할 수 록 챔버 내부의 압력변동분 또한 증가하기 때문에 Fig. 7a에서 같이 진폭이 커질 수 록 순유량이 증가함을 확인할 수 있다. 또한 시간에 따른 유량의 변동량 또한 증가한다. 하지만 진폭이 2 $\mu$ m이하에서는 반대 방향의 순유량을 갖는다. Fig. 7b에서는 진폭을 증가시키더라도 일정 진폭 이상에서는 더 이상 순유량이 증가하지 않으며 점차적으로 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 현상은 진폭의 변화에 따른 유량 변화를 시간평균하여 나타낸 Fig. 8에서 더욱 정확히 확인할 수 있다. 7 $\mu$ m를 기점으로 하여 마이크로 펌프를 지나 는 순유량이 감소하고 있다. 그리고 이를 통해 마이크로 펌프의 최대 효율을 갖는 진동 진폭이 존재함을 확

인할 수 있다.

### 3.3. 주파수의 영향

Fig. 9는 진폭이 3.96 $\mu$ m 일 때, 박막의 주파수를 달리하였을 때의 유량 값이다. 수치해석의 유량값은 유동이 충분히 발달한 후, 주기 평균하여 나타내었으며, 실험 데이터는 본 연구와 동일한 마이크로 펌프 형상에 대한 실험을 수행한 Olsson등<sup>(4)</sup>의 연구 결과를 나타내었다.

우선 수치해석 결과를 살펴보면 고주파수로 갈수록 유량이 증가하다가 600Hz를 기점으로 하여 다시 감소하는 경향을 보이고 있다. 특히 600Hz를 기준으로 저주파수로 갈 수록, 고주파수대보다 상대적으로 급격히 감소하다 200Hz에서는 유동방향이 반대로 나타난다. 실험결과와 비교했을 때, 600Hz를 기준으로 저주파수 대에서는 실험결과와 잘 일치하지만 고주파수대에서는

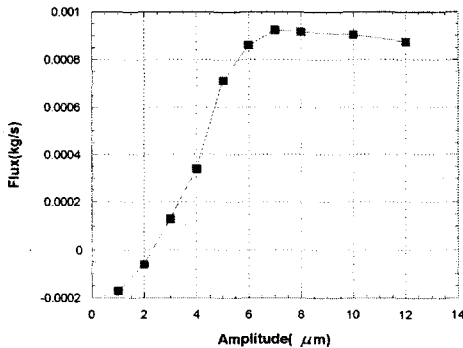


Fig. 8 Net flow rate as a function of oscillation Amplitude

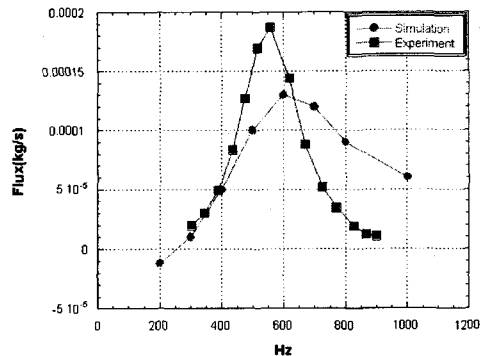


Fig. 9 Net flow rate as a function of oscillation frequency

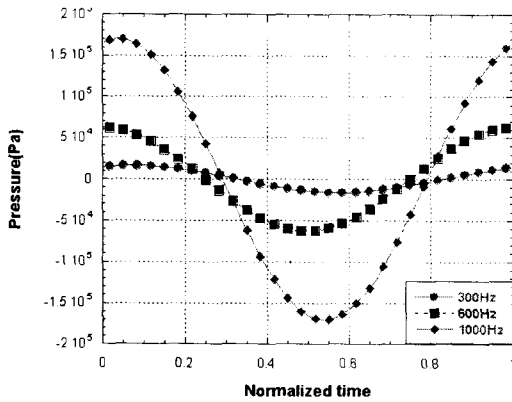


Fig. 10 Pressure of chamber midpoint as a function of normalized time

수치해석이 과다 예측하는 경향성을 보인다. 특히 실험에서는 550Hz대에서 가장 큰 유량을 보이고 있다.

이렇게 실험과 수치해석의 정량적인 값의 차이가 나는 이유는 우선, Olsson등<sup>(4)</sup>의 실험에서는 주파수에 따른 이러한 변화가 나타나는 이유로 550Hz에서 박막의 진동 주기가 고유진동수와 일치하기 때문에 가장 큰 유량을 보인다고 예측했지만, 본 연구에서는 박막의 고유진동수에 의한 공진효과를 고려하지 않았으며 실험에서 사용한 챔버는 원형인데 반해 본 연구에서는 사각형상의 챔버를 사용하였다.

이러한 이유로 실험과의 정량적인 값의 차이는 발생하지만, 특정한 주파수에서 가장 큰 유량을 가지며 이를 기점으로 고저파수와 저주파수로 갈수록 마이크로 펌프의 순유동이 감소하는 경향성을 보이는 펌프의 유동특성을 본 연구에서도 잘 예측하고 있다. 이와 함께 특정주파수에서 가장 큰 유량을 보이는 현상은 단지 박막 진동의 공진현상 뿐만 아니라 박막 진동의 주파수 변화에 따른 압력 변화가 마이크로 펌프의 유로구조에 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

이러한 현상을 더 자세히 알아보기 위해 펌프 내부의 유동이 충분히 발달하여 일정한 주기를 보이는 시간대에서, 챔버의 중앙지점에서의 압력을 몇 가지 주파수에 대해 Fig. 10에 나타내었다. 우선 가장 큰 유량을 갖는 600Hz에서는 다른 주파수에 비해 정확히 무차원 시간이 0과 1에서는 최대압력, 그리고 0.5에서는 최소압력을 가진다. 이것은 박막 진폭의 주기와 거의 일치한다. 하지만 600Hz보다 더 작은 유량을 갖는 300Hz와 1000Hz에서는 위상차가 존재한다. 최소압력을 갖는 지점이 300Hz에서는 무차원 시간이 대략 0.6에서, 1000Hz에서는 무차원 시간이 0.55에서 최소 압

력을 가진다. 즉 챔버 후막의 진동에 의해 생기는 압력 변동 전파가 마이크로 펌프의 구조에 영향을 받기 때문에 특정 주파수에서 가장 큰 유량을 보이는 것이다.

#### 4. 결론

압전 소자를 이용한 마이크로 펌프의 유동 특성을 연구하기 위해 박막이 일정한 주기로 진동하는 비정상 상태에 대한 수치해석을 수행하였다. 해석결과를 통해 진동 주파수에 대한 마이크로 펌프의 유량변화가 실험과 잘 일치함을 확인하였으며, 백동 주파수가 600Hz일때 가장 큰 유량을 보였다. 일정한 진동 주파수에 대해 진폭을 증가시키면 일정한 진폭 이상에서는 더 이상 유량이 증가하지 않는 것을 확인하였다. 또한 챔버 내부의 압력변동을 살펴봄으로서 챔버 후막의 진동에 의해 생기는 압력변동 전파가 마이크로 펌프의 구조에 많은 영향을 받는다는 것을 확인하였다.

#### 참고문헌

- (1) Ullmann, A., 1998, "The piezoelectric valve-less pump-performance enhancement analysis," J. Sensors and Actuators, A 69, pp. 97-105.
- (2) Olsson, A., Enoksson, P., Stemme, G., and Stemme, E., 1997, "Micromachined flat-walled valveless diffuser pumps," J. MEMS, Vol. 6, No. 6, pp. 114-121.
- (3) Heschel, M., Mullenborn, M., and Bouwstra, S., 1997, "Fabrication and characterization of truly 3-D diffuser/nozzle microstructures in silicon," J. MEMS, Vol. 6, No. 1, pp. 341-347.
- (4) Olsson, A., Stemme, G., and Stemme, E., 1999, "A numerical design study of the valveless diffuser pump using a lumped-mass model," J. Micromech. Microeng., Vol. 9, pp. 34-44.
- (5) Kim, J.-H., Kang, C. J. and Kim, Y.-S., 2003, "A disposable polydimethylsiloxane-based diffuser micropump actuated by piezoelectric-disc," J. Micromech. Microeng., Vol. 44, pp. 701-706.
- (6) Nguyen, N. T. and Huang, X., 2000, "Numerical Simulation of Pulse-Width-Modulated Micropumps with Diffuser/Nozzle Elements," J. Sensors and Actuators, A 77, pp. 231-234.