

博士學位論文

미세 분석 시스템의 유동 소자에
관한 유동 해석



2008年 8月

미세 분석 시스템의 유동 소자에 관한 유동 해석

指導教授 玄 明 澤

李 東 原

이 論文을 工學 博士學位 論文으로 提出함

2008年 8月

李東原의 工學 博士學位 論文을 認准함

審査委員長 _____ (인)

委 員 _____ (인)

委 員 _____ (인)

委 員 _____ (인)

委 員 _____ (인)

濟州大學校 大學院

2008年 8月

**An Analysis on Flow Fields in the Micro-Fluidic
Devices of the Micro Total Analysis Systems**

Lee, Dong-Won

(Supervised by professor Hyun, Myung-Taek)

**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of The Requirement for
The Degree of Doctor of Engineering**

**Department of Mechanical Engineering
Graduate School
Cheju National University**

2008. 8.

목 차

List of Figures	iii
List of Tables	vi
Nomenclature	vii
Summary	ix
제1장 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 동향	2
1.2.1 마이크로 혼합기(micro mixer)	2
1.2.1 마이크로 펌프(micro pump)	3
제2장 미세 유로에서의 혼합	6
2.1 혼합 메커니즘	6
2.1.1 확산(diffusion)에 의한 혼합	6
2.1.2 물질 전달에 의한 혼합	7
2.2 1차원 미세 유로 혼합 해석	7
2.2.1 1차원 미세 유로	7
2.2.2 확산에 의한 혼합	8
2.2.3 맥동류(pulsation flow)에 의한 혼합	8
2.3 Hairpin 구조에서의 혼합 해석	14
2.3.1 Hairpin 미세 유로	14
2.3.2 Hairpin 미세 유로에서의 혼합	14
2.4 미세 유로의 해석	18
2.4.1 1차원 미세 유로의 해석	18
2.4.2 2차원 미세 유로의 해석	19
2.4.3 3차원 유로에서의 혼합 효과	20
2.4.4 미세 유로에서의 혼합 효과 비교	21
2.5 미세 유로의 혼합 해석 결과	41

제3장 밸브 없는(valveless) 마이크로 펌프의 해석	42
3.1 마이크로 펌프의 개요	42
3.1.1 마이크로 펌프 구동 원리	42
3.1.2 마이크로 펌프의 유동제어	44
3.1.3 밸브 없는 마이크로 펌프	45
3.2 PZT 액추에이터의 설계 및 해석	53
3.2.1 PZT 액추에이터의 압전 효과	53
3.2.2 PZT 액추에이터의 이론	53
3.2.3 PZT 액추에이터의 설계	57
3.2.4 PZT 액추에이터의 해석	58
3.3 디퓨저/노즐 요소에 대한 해석	71
3.3.1 디퓨저/노즐 요소	71
3.3.2 디퓨저 이론	71
3.3.3 디퓨저 요소	73
3.3.4 디퓨저/노즐 요소의 해석	73
3.4 밸브 없는 마이크로 펌프	80
3.4.1 밸브 없는 마이크로 펌프의 작동 원리	80
3.4.2 밸브 없는 마이크로 펌프의 이론	80
3.4.3 밸브 없는 마이크로 펌프	81
3.4.4 밸브 없는 마이크로 펌프의 해석	81
제4장 결 론	99
참고문헌	101

List of Figures

Figure 2-1. Mesh structures used in present study.	10
Figure 2-2. Calculation results for the 3mm/s:3mm/s system.	11
Figure 2-3. Concentration profiles for the various flow rate ratios.	12
Figure 2-4. Calculation results for the pulsatile flow system at t=5s.	13
Figure 2-5. Geometry of hairpin structure channel.	16
Figure 2-6. Calculated concentration field.	16
Figure 2-7. Cross-sectional view of concentration field at the various positions. ..	17
Figure 2-8. Schematic diagrams and mesh structures for simple straight channel(1D).	22
Figure 2-9. Calculation results of various velocities for the straight channel.	23
Figure 2-10. Schematic model and mesh structures for the bended channel(2D).	24
Figure 2-11. Distortion of the initial vertical line during flow through the bended channel(2D).	25
Figure 2-12. Calculation results of various velocities for the bended channel(2D).	26
Figure 2-13. Concentration distribution for cross section of the bended channel(2D).	27
Figure 2-14. Schematic diagrams for the 3-D channel.	31
Figure 2-15. Distortion of the initial vertical line during flow through the 3-D micro channel.	32
Figure 2-16. Contour of concentration for cross section of 3D micro channel.	33
Figure 2-17. Contour of concentration for various conditions. The left are for the entrance of 2D bending and the right are for the exit of 3D bending.	37
Figure 2-18. The effect of number of bending on the mixing. The left are for the entrance of 2D bending and the right are for the exit of 3D bending.	38
Figure 3-1. Actuator by the pneumatic.	47

Figure 3-2. Actuator the thermopneumatic.	47
Figure 3-3. Actuator by the piezoelectric effect.	48
Figure 3-4. Actuator by the electrostatic.	48
Figure 3-5. Actuator by the bimetallic.	49
Figure 3-6. Actuator by the shape-memory effect.	49
Figure 3-7. Micro pump with cantilever valves.	50
Figure 3-8. Valveless micro pump with dynamic diffuser/nozzle valves.	50
Figure 3-9. Valveless micro pump with the brass valves.	51
Figure 3-10. Valveless micro pump with the dynamic passive valves.	52
Figure 3-11. Polarizing a piezoelectric ceramic.	61
Figure 3-12. Motion of piezoelectric element for a poling voltage.	62
Figure 3-13. The deformation of a piezoelectric medium applied an electrical voltage.	63
Figure 3-14. Schematic of a piezoelectric layer micro pump actuator.	64
Figure 3-15. Strain and stress distributions in the actuator.	65
Figure 3-16. The model of micro pump actuator.	66
Figure 3-17. Grid generation of PZT actuator.	67
Figure 3-18. Deflection contours of PZT actuator for $V=200\text{volt}$, $F=200\text{Hz}$	68
Figure 3-19. Maximum deformation of PZT actuator for the frequency for $V=200\text{volt}$	69
Figure 3-20. Maximum deformation of PZT actuator for the voltages for $F=200\text{Hz}$	70
Figure 3-21. General structure of diffuser/nozzle elements.	75
Figure 3-22. Schematic of diffuser/nozzle element.	76
Figure 3-23. Geometry of diffuser/nozzle elements.	76
Figure 3-24. Velocity profile of diffuser/nozzle elements for $\Delta P = 10000\text{Pa}$	77
Figure 3-25. Velocity profile of diffuser/nozzle elements for $\Delta P = 30000\text{Pa}$	78
Figure 3-26. Velocity for flow direction at diffuser/nozzle elements for various different pressure.	79
Figure 3-27. The principle of valveless micro pump.	85
Figure 3-28. Model of valveless micro pump.	86
Figure 3-29. Schematic of valveless micro pump.	87

Figure 3-30. Grid generation of valveless micro pump.	88
Figure 3-31. Flow patterns of micro pump chamber for V=100volt and F=200Hz.	89
Figure 3-32. Flow rate at the diffuser/nozzle elements in suction process for a V=100Volt and F=200Hz.	92
Figure 3-33. Flow rate in pumping process for a V=100volt and F=200Hz.	93
Figure 3-34. Flow rate of micro pump for a V=100Volt and F=200Hz.	94
Figure 3-35. Flow patterns in diffuser/nozzle elements for V=200volt and F=200Hz.	95
Figure 3-36. Diffuser/nozzle effect for V=200volt.	98



List of Tables

Table 1.1 The list of recently developed micro pumps.	5
Table 3.1 The geometry of micro pump actuator.	58
Table 3.2 Analytic condition of micro pump actuator.	59
Table 3.3 Properties of the PZT actuator elements.	60
Table 3.4 Configuration of diffuser/nozzle elements.	73



Nomenclature

C, c	: Concentration
D	: Diffusion coefficient
E	: Electric field
h	: Height
f	: Frequency
J	: Flux
K	: Pressure loss coefficient
k	: Gradient of stress
L	: Length
l	: Diffusion length, elongation
P	: Pressure
S	: Strain
s	: Compliance tensor
T	: Stress tensor
t	: Time
U, v	: Velocity
V	: Voltage
X	: Amplitude

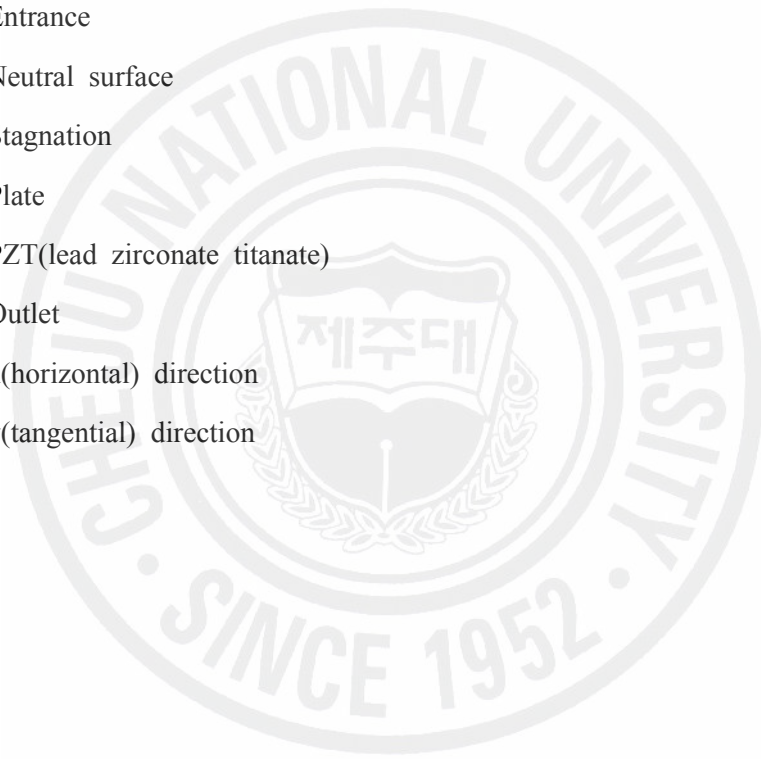
Greek symbols

γ	: Young's modulus
ϵ	: Poisson ratio
γ	: Diffuser element efficiency ratio
θ	: Divergence angle
ρ	: Density

- ν : Kinematic viscosity
 ξ : Pressure loss coefficient in the throat
 σ : Stress
 ϕ : Phase different

Subscripts

- b : Bending layer
 e : Entrance
 i : Neutral surface
 o : Stagnation
 P : Plate
 pzt : PZT(lead zirconate titanate)
 t : Outlet
 x : x(horizontal) direction
 y : y(tangential) direction



Summary

Microfluidic system has been taken a growing interest due to the development of MEMS technology and the increasing use of micro-systems. Fluid dynamics phenomena in the micro-systems are quite different from those in the macro-systems. Recently, the flow fields in the microfluidic systems such as micro-pump, micro-channel and micro-mixer have been many researchers interest.

In the present study, it is an analysis on the flow fields in the micro-mixer and micro-pump to design the micro total analysis system(μ -TAS). Based on the analytical and numerical solution for the flow and concentration fields, one-, two- and three-dimensional flow channels are suggested. In one-dimensional(1-D) mixing channel, the flow is laminar and the concentration field is governed by diffusion. So, the pulsating flow is considered to increase the contact area and the pulsating frequency is pursued based on the numerical simulation results. In two-dimensional (2-D) mixing channel, the flow direction change periodically and then the mixing effect increase by the flow distortion and the race-track effect. To increase the mixing effect further, three-dimensional (3-D) mixing channel is analyzed. In 3D mixing channel, mixing effect is worse than the 2D mixing channel in the case of slow fluid velocity. However 3-D channel structure gives better mixing effect than 1-D or 2-D when the velocity exceeds a certain value.

And, the valveless micro-pump composed of PZT actuator and diffuser/nozzle flow channel is designed based on the numerical calculation by considering fluid-structural interaction. The characteristics of PZT actuation and the flow fields driven by the PZT actuation are analyzed by the CFD-ACE commercial code. The deformation of PZT actuator is in proportion to the voltage and the frequency of applied alternating current, and maximum deformation is appeared at the center of PZT actuator.

Diffuser/nozzle element of which extension angle is 10° is considered and the flow patterns for different inlet/outlet pressures are investigated. Pumping flux is mainly dependant on applied voltage and slightly influenced by current frequency. The phase difference between applied voltage and flow flux during the suction and exhausting process exist and the applied current condition is restricted by the geometry of the pump chamber.



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

과학 기술과 산업 기술이 발달함에 따라 기계 기술과 전기 기술을 결합한 MEMS(Micro Electro Mechanical System)가 등장하였으며 이후 신물질 개발, 시료 및 시약의 분석, 마이크로 의료기기 등 화학과 의학 분야중심으로 꾸준히 발전되어 왔다. 최근 들어 반도체 제조기술의 발달과 신소재의 발달로 제작상의 문제점들이 해결되었고 다양한 분야에 적용가능성과 효용성이 인정되어 실용화를 위한 연구개발이 활발히 이루어지고 있을 뿐만 아니라 새로운 산업 분야로 자리 잡고 있다. 또한 MEMS 기술의 발전과 더불어 초기에 제조 기술의 한계로 고려할 수 없었던 다양한 형태의 마이크로 기기 및 시스템이 제안되었고 이러한 마이크로 시스템에서 미소량의 유체 유동을 제어해야 하는 경우가 빈번히 발생하게 되었다. 마이크로 시스템에서 극소량의 유체에 대한 거동은 거시적 관점에서 유체와 다른 특성이 나타남에 따라 미소량의 유체에 대한 거동 해석과 마이크로 유체 시스템(micro fluidic system)의 설계 등에 관한 새로운 과학 기술 분야가 형성되었다.

MEMS기술을 적용한 마이크로 유체 유동 제어 기술은 생체분석, 유전자 해석, 자동투약 시스템 등 화학 및 의학 분야에 응용되고 있다. 특히 화학 분석 시스템에서 일괄적인 분석과 소형화를 목표로 하는 μ -TAS(micro Total Analysis System)에 대한 요구가 증가하였고 마이크로 유체의 유동 제어와 관련된 MEMS 기술의 개발에 많은 노력이 이루어지고 있다. 마이크로 유체 유동제어를 위한 시스템으로 마이크로 펌프, 마이크로 관 그리고 반응 및 혼합 시스템 등이 있다. 마이크로 유체 시스템은 MEMS 기술에서 독립적 분야로 시작되었다기보다 실용화 과정에서 필요성에 의해 MEMS의 한 소자 혹은 독립된 장치로 개발되어 왔으며 최근 이용이 확대됨에 따라 마이크로 유체 시스템에 대한 정밀한 해석과

시스템 설계 기술에 대한 많은 노력이 이루어지고 있다.

본 연구에서는 μ -TAS에 적용하기 위한 마이크로 유체 시스템 개발의 일환으로 마이크로 혼합기(micro mixer)와 마이크로 펌프(micro pump)의 거동에 관하여 연구하였다. 따라서 다양한 혼합 미세 유로를 구성하고 혼합 효과를 해석하였고 마이크로 펌프의 주요 구성요소인 액추에이터(actuator), 노즐/디퓨저 요소(nozzle/diffuser elements)에 구성과 거동 해석을 바탕으로 밸브 없는 마이크로 펌프를 구성하여 수치적 방법을 이용하여 유동현상에 대하여 해석하였다.

1.2 연구 동향

1.2.1 마이크로 혼합기(micro mixer)

근래 미세 가공 기술이 발달로 초소형 기기의 개발이 활발히 이루어지고 있으며 미시 계에 대한 물리화학적 현상에 대한 관심이 증대되고 있다. 미시 계에서의 전달현상은 거시 계와 다른 물리적 특성이 나타나며 특히 계의 길이 차원이 작고 관성력과 점성력의 상관관계를 나타내는 Reynolds 수가 매우 작으므로 인해 표면력(surface force)의 효과가 유동 특성을 결정하는데 매우 중요한 요인으로 작용하게 된다.

미세 스케일에서의 액체의 혼합은 화학 분석 시스템인 μ -TAS와 항원-항체 결합과 같은 DNA hybridization 등의 생물학적 공정들에서 중요하다. 혼합을 증대시키는 가장 흔한 방법은 난류(turbulence) 형태의 유동을 발생시키는 것이다. 하지만 미세 유로에서의 유동은 계의 길이 차원이 작고, 레이놀즈(Reynolds) 수가 작은 영역으로 난류를 유발시키는 것은 매우 어렵다. 이와 같은 영역에서 확산(diffusion)에 근거한 혼합은 긴 혼합 시간과 유로가 요구되어 매우 비효율적이다. 따라서 층류 유동(laminar flow) 형태에서 혼합을 증대시킬 수 있는 방안 에 대한 연구는 매우 중요하다. 이러한 영역에서 혼합을 증대시키기 위한 혼합기는 계 일부의 움직임 또는 압력 구배에 변화를 주어 유동을 능동적으로 제어

하는 능동 혼합기(active mixer)와 일정한 유속과 압력 구배 이외에는 다른 메커니즘을 사용하지 않는 수동 혼합기(passive mixer)가 있다. 이러한 혼합기들은 Tay[1]와 Hessel 등[2]에 잘 소개되어 있다.

능동 혼합기는 혼합 효과를 높일 수 있지만 유체의 유동과 더불어 부가적인 동작이 발생하도록 별도의 장치가 필요하기 때문에 유동 계를 설계하거나 가공하기 어렵고 또 실제 조업에 이용하기 어렵기 때문에 보통 수동 혼합기를 많이 사용한다. 수동 혼합기에서 혼합 효율을 높이기 위해 많이 사용하는 방법은 복잡한 유동장을 이용하는 것이다[3,5]. 본 연구에서는 다양한 형태의 수동 혼합기에 대한 유동 형태 및 혼합 효과에 대하여 해석하였다.

1.2.1 마이크로 펌프(micro pump)

마이크로 펌프는 마이크로 유체시스템을 구성하는 주요 소자로서 용도에 따라 다양한 형태로 구현이 가능하다. 마이크로 펌프의 주요 구성요소는 다이어프램(diaphragm) 및 챔버(chamber), 액추에이터, 밸브 등으로 구성되어 일반적 펌프와는 다른 구조를 가지고 있으며 펌프의 설계 및 제작에 새로운 기술적 요건을 해결해야 한다. 따라서 마이크로 펌프 기술의 실용화를 위해서는 적용분야가 화학 및 의학 분야 등으로 인해 이용 환경에 알맞은 적절한 소재와 펌프 형식을 선택해야 한다. 또한 마이크로 펌프의 구조 해석, 유동 발생을 위한 액추에이터 기술, 유동 제어를 위한 밸브의 소형화 기술, 마이크로 가공 기술, 적용 유체에 대한 재료 안정성, 인체 적용을 위한 재료의 유해성 등 고려해야 할 많은 기술적 과제를 가지고 있다.

마이크로 펌프의 연구 개발은 이용 분야에 따라 유체의 종류, 유량, 구동압력 등이 다르기 때문에 구동방식, 구조, 밸브의 방식 등에 따라 다양하게 이루어지고 있다. 마이크로 펌프의 구동 방식에는 초기에 기존 로터리 펌프를 소형화하는 방식이 개발되어 이용되었으나 소형화의 한계에 따라 최근에는 재료의 압전 효과(piezoelectric effect)를 이용한 방법, 박막의 열팽창 현상을 이용한 방법, 정전기에 의한 전자기력에 의한 방법 등이 적용되었다. 또한 유동 제어를 위해 유로에 별도의 밸브를 설치하여 유동을 제어하는 방법이 많이 사용되었으나 최근 밸브가 없이 디퓨저(diffuser)와 노즐(nozzle)을 복합한 유로를 구성하

였을 때 발생하는 유동 특성을 이용한 유동 제어방법이 제안되어 활발한 연구가 이루어지고 있다. 밸브 없는 마이크로 펌프는 밸브가 없기 때문에 제조 및 소형화에 매우 유리한 점을 가지고 있는 반면 정확한 유동제어에 필요한 유체 거동 해석에 많은 어려움이 있다. 마이크로 펌프는 연구 개발은 구동방식, 구조 및 적용 유체 그리고 적용 분야에 따라 다양하게 진행되고 있으며 현재까지 개발된 주요 마이크로 펌프의 특성을 Table 1.1에 나타내었다.



Table 1.1 The list of recently developed micro pumps.

Author (year)	Pump mechanism	Actuation mechanism	Frequency [Hz]	Pump rate [μ l/min]	Pressure [kPa]	Size [mm]
Ahn (1995)[6]	Jet- rotary	electro static	83	24	-	2*2*0.16
Smits (1990)[7]	Peristaltic	piezoelectric,	15	100	6	-
van Lintel et al. (1998)[8]	Reciprocating, check-valves	piezoelectric disc type	3	8	10	Φ 50*2
van de Pol et al. (1990)[9]	//	thermo- pneumatic	1	34	5	13*45*2
Shoji (1990)[10]	//	piezoelectric	40	40	15	20*20*1
Zengerle et al. (1992)[11]	//	electrostatic	25	70	2.5	7*7*2
Lammerink et al. (1993)[12]	//	thermo- pneumatic	5	60	4	13*45*2
Stemme et al. (1993)[13]	valve-less diffuser	piezoelectric, disc type	300	3000	25	19*5
Gerlach et al. (1995)[14]	valve-less nozzle	piezoelectric, disc type	8000	480	3.3	
Olsson et al. (1995)[15]	valve-less diffuser	piezoelectric, disc type	1300	225	17	15*18*1
Zengerle et al. (1995)[16]	Reciprocating, check -valves	electrostatic	0-1000	350	31	7*7*2
Zengerle et al. (1996)[17]	Reciprocating, active valve	piezoelectric	60	1600	17	7.3*7.3 5.3*5.3
Olsson et al. (1996)[18]	Reciprocating, valve-less diffuser	piezoelectric, disc type	3000-4000	2300	74	15*17*1
Kamper et al. (1998)[19]	Reciprocating, check-valves	piezoelectric, disc type	50-70	400	210	12*12*3.5
Linnemann et al. (1998)[20]	Reciprocating, check-valves	piezoelectric, disc type	220	1400	1000	7*7*1.1, 15*7

제 2 장 미세 유로에서의 혼합

2.1 혼합 메커니즘

2.1.1 확산(diffusion)에 의한 혼합

미세 스케일 액체 혼합에서는 유체의 유동이 없다고 가정하였을 때 혼합은 분자 확산에 의해 발생한다. 분자 확산은 Fick의 법칙에 의하여 기술되며 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$J = -D_{AB} \nabla C \quad (2-1)$$

확산이 지배하는 계에서 시간과 거리에 따른 물질전달의 양을 추산하기 위하여 식 (2-1)에서 변수들의 상관관계를 나타내면 다음과 같다[21].

$$\frac{l^2}{D_{AB}t} = \frac{l^2 v}{DL} \sim 1 \quad (2-2)$$

여기서 D_{AB} 는 두 지점간의 확산계수, L 은 확산 거리, t 는 시간, v 는 유동 속도 그리고 l 은 유체의 이동 거리이다.

식 (2-2)의 상관관계에 의해 미세 유로의 폭, 유동 속도가 주어진 경우에 충분한 혼합 효과를 얻기 위한 미세 유로의 길이를 예측할 수 있다. 예를 들어 확산계수가 $D = 5 \times 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{s}$ 인 물질에 대하여 $l = 200 \text{ }\mu\text{m}$, $v = 3 \text{ mm/s}$ 인 경우에 충분한 혼합 효과를 얻기 위해서는 긴 유로(24cm)와 긴 시간(80초)이 필요하게 되며 이러한 혼합기의 구성은 μ -TAS의 설계에 있어 소형화와 분석 시간에 직접적인 영향을 미치는 요소가 된다.

2.1.2 물질 전달에 의한 혼합

층류 영역에서의 혼합은 다음과 같은 물질 보존에 대한 연속 방정식, 유체 유동에 대한 Navier-Stokes 방정식과 물질전달에 대한 대류-확산 방정식에 의해 나타낼 수 있다.

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (2-3)$$

$$\rho \left\{ \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right\} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (2-4)$$

$$\frac{\partial c}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla c = D_{AB} \nabla^2 c \quad (2-5)$$

2.2 1차원 미세 유로 혼합 해석

2.2.1 1차원 미세 유로

본 연구에서 해석할 미세 유로의 구조와 해석을 위한 격자 구조를 Fig. 2-1에 나타내었다. 그림에서 보듯이 서로 혼합되어야 할 유체인 물과 유체 A가 서로 다른 도입부를 통하여 미세 유로로 들어오고 미세 유로를 통하여 흘러가는 동안 혼합되는 구조를 가진다. 도입부는 한 변의 길이 $100\mu\text{m}$ 인 정사각형 단면을 가지며 유로의 단면은 $100\mu\text{m} \times 200\mu\text{m}$, 총 길이는 $5000\mu\text{m}$ 이다. 그림에서 상부 입력부에서는 순수한 물이 유입되고 하부 입력부에서는 트레이서(tracer)가 녹아있는 물이 도입되어 미세 관(micro tube)을 흐르는 동안에 두 유체의 혼합 과정을 해석적 방법(analytic method)을 통해 관찰하였다. 해석에 사용된 유체의 물성은 물을 사용하였으며 혼합유체의 확산 계수는 $D_{AB} = 5 \times 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{s}$ 를 사용하여 해석하였다.

2.2.2 확산에 의한 혼합

정상상태에서 두 입력 유체의 유속이 동일할 경우($v=3\text{mm/s}$) 유로 출구에서의 속도분포와 농도분포가 Fig. 2-2에 주어져 있다. 그림에서 보듯이 속도분포는 포물선형 분포를 보이고 있으며 혼합의 정도를 보여주는 농도분포는 거의 확산에 의하여 지배를 받고 있음을 알 수 있다.

Fig. 2-3은 유로에 흐르는 전체 유량의 변화 없이 물과 Fluid A의 유속비(물 : Fluid A)를 각각 달리하였을 때 유로 출구에서의 y방향(유동의 수직방향)에 대한 농도분포를 제시하였다. 물의 유속이 상대적으로 큰 경우 Fluid A가 유입되는 유로의 아래 부분(Fig.2-3(a)에서는 $y=0\sim 0.17\text{mm}$, Fig. 2-3(b)에서는 $y=0\sim 0.2\text{mm}$)에서 농도분포 영역이 나타나고 그 이외 유로에서는 물이 유동되는 것을 알 수 있다. 그리고 Fluid A의 유속이 빠른 경우 위와 반대로 유로 윗부분(Fig,2-3(c)에서는 $y=0.18\sim 0.32\text{mm}$, Fig, 2-3(d)에서는 $y=0.22\sim 0.37\text{mm}$)에서 농도 분포 영역을 가지고 있다. 그리고 유속비의 차이에 의해 분포 영역의 차이가 나타나는 반면 농도가 0.5를 기준으로 한 농도 분포 특성은 매우 유사한 분포를 보인다.

따라서 이와 같은 구조의 혼합 유로이며 정상상태 유동에 의한 혼합일 경우 μ -TAS의 분석 성능에 영향을 미치는 혼합 효과는 거의 확산에 의하여 지배됨을 알 수 있었다. μ -TAS에 적용하기 위한 혼합기를 해석된 시스템의 구조(Fig. 2-1)에 따라 적용하였을 경우 혼합에 필요한 거리 $l=240\text{mm}$ 로 매우 큰 값이며 혼합기를 구성하는데 주요한 제약 요인으로 작용한다.

2.2.3 맥동류(pulsation flow)에 의한 혼합

확산이 지배적인 시스템에서의 혼합은 혼합 시간 및 미세유로의 길이 등의 문제로 인해 효율적인 혼합 메커니즘이 필요하게 된다. 이와 같은 계에서 혼합을 증대시킬 수 있는 방법 중의 하나가 유체 유동을 맥류 형태의 유동을 가지도록 하여 유체가 접촉하는 경계면을 파동 형태로 가지게 하여 두 유체 경계면의 혼합 면적을 인위적으로 증대시키는 것이다. 이러한 맥류 유동을 이용하는 혼합은 최근 활발히 연구되고 있는 분야 중의 하나이다[22].

이 파동 형태의 경계면은 혼합 방향으로 길고 유동 방향으로 짧을수록 혼

합 효과를 크게 나타낸다. 만약 파동 형태의 경계면을 만들기 위한 펄스 간격이 너무 짧으면 파동 표면은 성장하지 않게 되고 따라서 경계면의 면적은 크게 증대되지 않을 것이다. 만약 펄스 간격이 너무 길면 파동 형태의 경계면이 유동 방향으로 너무 길게 자라게 되어 경계면 면적의 증가가 크지 않게 된다. 따라서 펄스가 반대쪽 벽에 도달하는 경우가 접촉 면적의 증가에 의한 혼합 효과의 증대의 면에 있어서 최적이 된다.

최적의 혼합 효과를 얻기 위한 최적 펄스 시간 간격 t_p 또는 진동수 f 는 다음 식에 의하여 계산된다.

$$v_y t_p = l \quad \text{or} \quad f = \frac{v_y}{2l} \quad (2-6)$$

여기서 v_y 는 유동의 수직 방향, 즉 y -방향으로의 속도이다. Fig. 2-1에 주어진 계의 경우에는 $v_y = v \sin(\pi/4)$ 이고 $l = 400 \mu\text{m}$ 이다. 이 때 최적의 주파수를 추산하면 5.3Hz이다.

맥류 유동의 경우에는 일정 시간 동안에는 한쪽 유체는 일정한 속도 $v = 6 \text{mm/s}$ 로 유지되고 다른 쪽 유체의 속도는 $v = 0 \text{mm/s}$ 으로 파동 주기의 1/2 동안 유지된 후 다음 시간(파동 주기의 1/2) 동안에는 각 유체의 입구 속도가 반대로 역전되어 두 과정이 펄스 전체의 한 주기를 형성한다. 이 경우 혼합 영역에서의 평균 속도는 정상상태의 경우와 동일하게 된다. 각 유체의 유입 속도의 변화를 즉, 파동 간격에 따른 영향에 대하여 계산을 수행하였다.

각 유체의 유입 시간이 0.05초, 0.1초, 0.167초와 0.5초(각각 10Hz, 5Hz, 3Hz와 1Hz)에 대한 결과들을 Fig. 2-4에 나타내었다. 그림에서 혼합 효과에 직접적인 영향을 주는 두 유체의 접촉 면적을 살펴보면 진동수가 증가하면 할수록 접촉 면적이 점차 증가하다가 일정 주파수 이상인 경우(Fig. 2-4(c)와 (d)를 비교) 맥동류가 유로 중앙으로 집중되면서 접촉 면적이 급격히 감소하는 현상(Fig. 2-4(d))을 보이고 있다. 해석 영역에서 혼합 효과가 높은 주기는 5Hz로 나타났다.

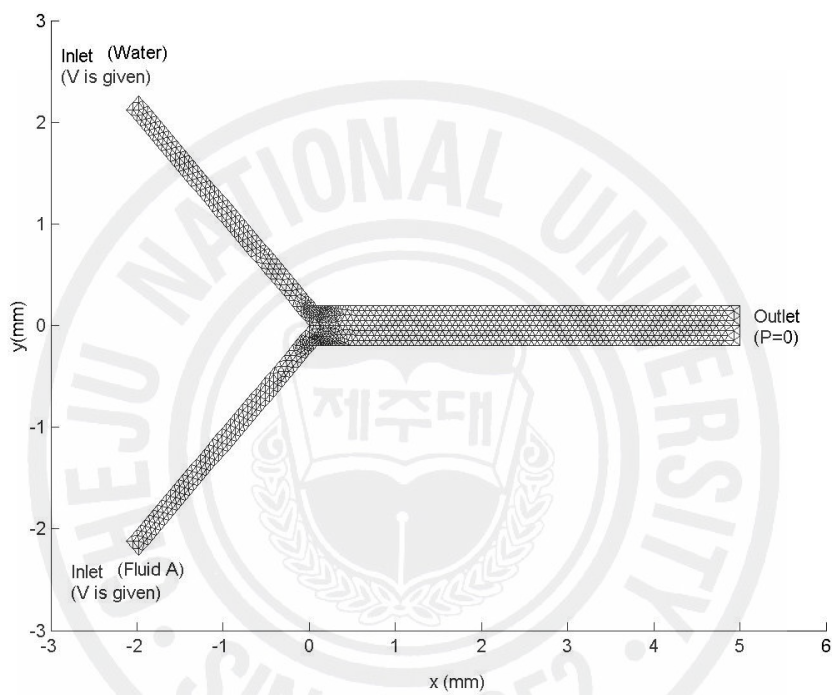
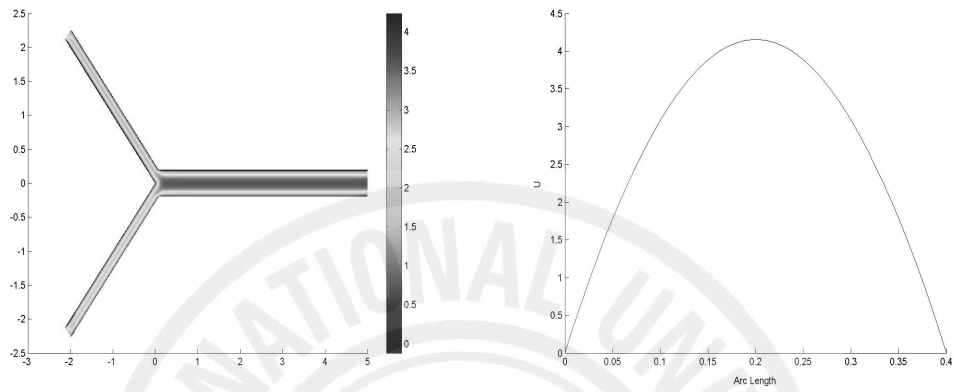
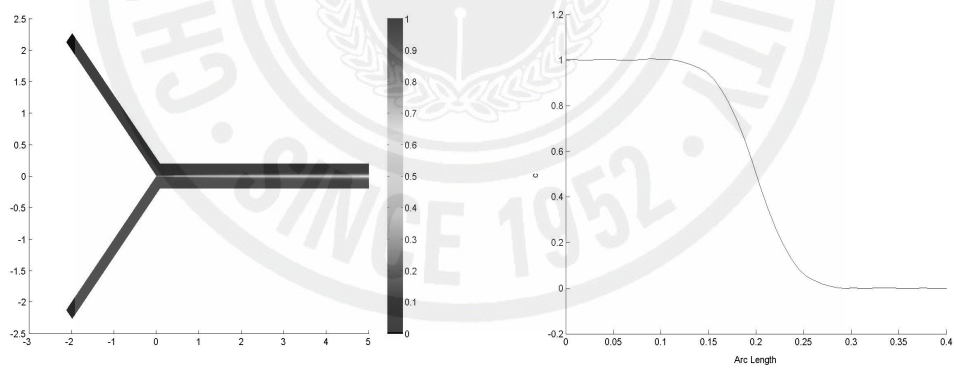


Figure 2-1. Mesh structures used in present study.



(a) Velocity distribution



(b) Concentration distribution

Figure 2-2. Calculation results for the 3mm/s:3mm/s system.

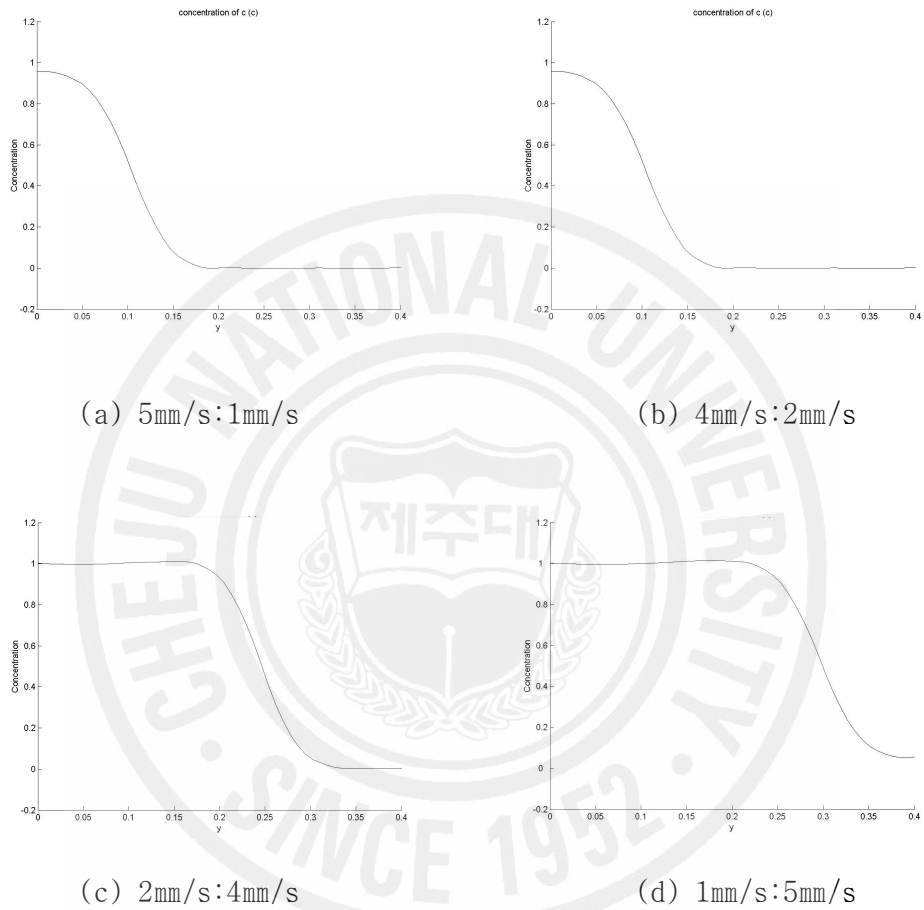


Figure 2-3. Concentration profiles for the various flow rate ratios.

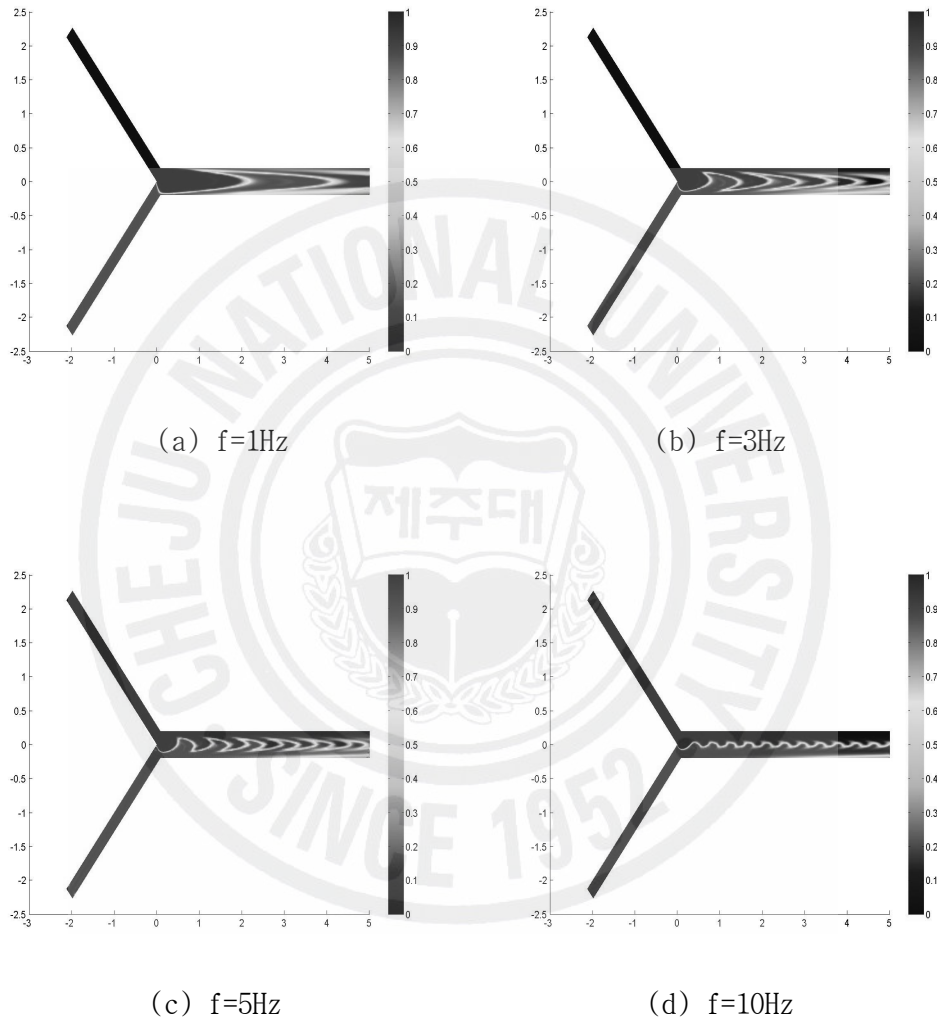


Figure 2-4. Calculation results for the pulsatile flow system at $t=5\text{s}$.

2.3 Hairpin 구조에서의 혼합 해석

2.3.1 Hairpin 미세 유로

1차원 유로에서는 혼합 효과를 증대시키기 위해서는 맥동 유동을 발생시켜야 하는 어려움 점이 있다. 따라서 유로를 2차원 형태로 구성하였을 때 어떤 효과가 있는지를 단순한 2차원 형태의 hairpin 구조를 갖는 유로에서 해석하였다. 본 연구에서 고려되는 1차원 유로에서 유동이 한 방향으로 진행되는 구조에서 같은 면적에 유동방향이 변화하도록 구성하였다. 즉 유동방향이 지그재그 형태로 변화가 반복되도록 하는 hairpin 형태의 구조를 갖도록 하여 유동방향이 변화에 의한 혼합이 활발히 일어나도록 구성하였다.

해석하고자 하는 2차원 유로의 구조는 Fig. 2-5에 제시하였다. 유로의 단면은 $200\mu\text{m} \times 200\mu\text{m}$ 인 정사각형이고 유체의 속도는 25mm/s 이며 유로 굴곡에서의 곡률은 250mm 이다.

2.3.2 Hairpin 미세 유로에서의 혼합

해석 결과 혼합의 정도를 나타내는 전체 유로에서의 농도분포는 Fig. 2-6에 나타내었으며, Fig. 2-5에 표시된 유로의 각 단면에서의 농도분포는 Fig. 2-7에 주어져 있다. 그림에서 보듯이 직관(1차원)에 해당되는 위치 1에서 위치 6, 위치 12에서 위치 16, 위치 22에서 위치 26에서는 앞 절에서 보았던 것처럼 직관에서의 유동에 해당되어 확산에 의한 혼합만이 존재하고 있음을 알 수 있다. 하지만 곡률이 존재하는 위치 6에서 위치 12, 위치 16에서 위치 22 사이에서는 농도 분포가 직관에서의 농도 분포에서 상당히 벗어나 혼합이 급격히 발생하고 있음을 알 수 있다.

이러한 혼합 효과의 증대는 "racetrack effect", 즉 육상 트랙의 곡면 부분에서는 안쪽을 도는 주자가 바깥쪽을 도는 주자보다 훨씬 달리는 거리가 단축되는

효과와 원심력에 의한 2차 유동 효과에 기인한다[23].

위의 결과를 바탕으로 2차원 유로에서 유로 구조를 복잡하게 구성하여 2차 유동이 활발히 일어나도록 하면 혼합 효과를 크게 증대시킬 수 있다는 근거를 얻을 수 있었다.



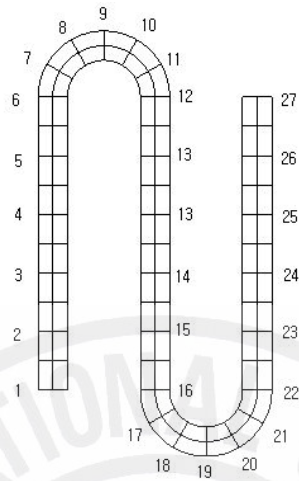


Figure 2-5. Geometry of hairpin structure channel.



Figure 2-6. Calculated concentration field.

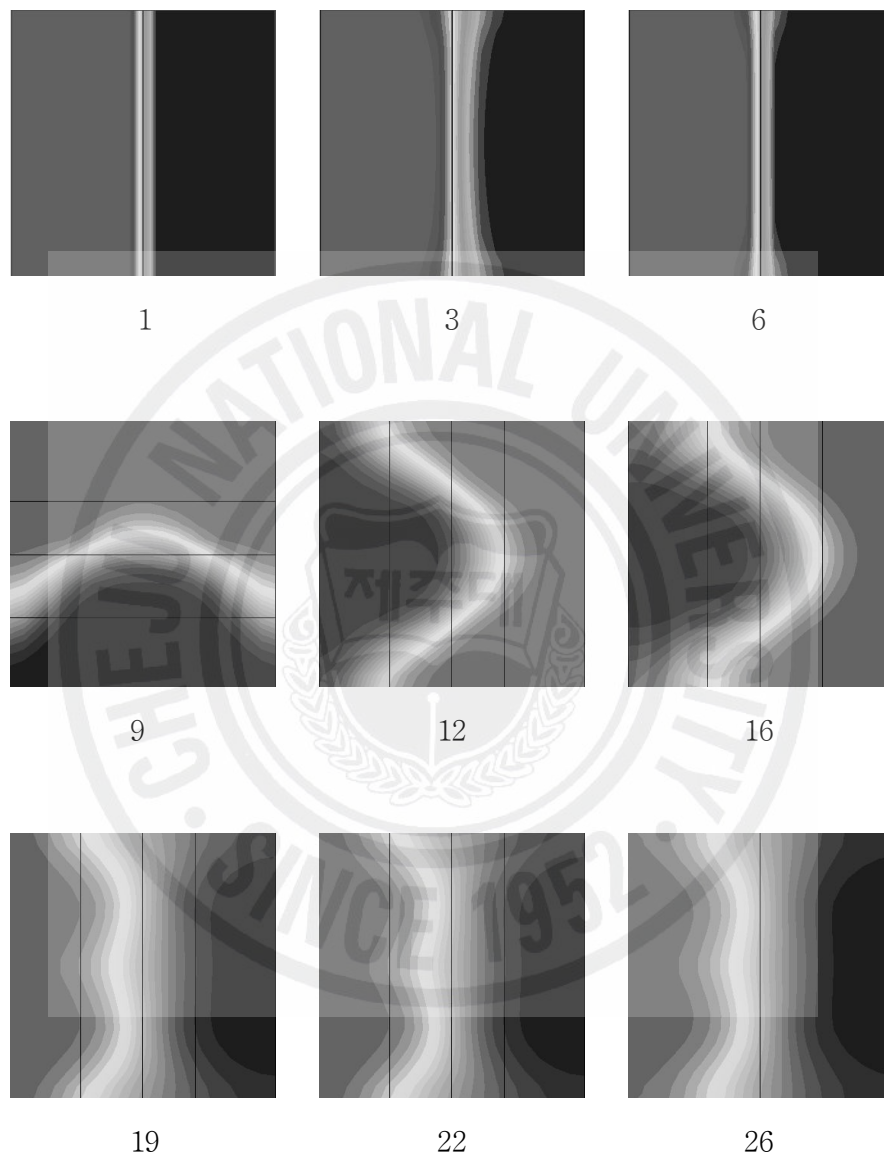


Figure 2-7. Cross-sectional view of concentration field at the various positions.

2.4 미세 유로의 해석

미세유로에 대하여 앞 절의 기본적인 해석 바탕으로 μ -TAS 시스템에서 마이크로 펌프 시스템과 연계되는 혼합 유로를 구성하고 해석하였다. 혼합 유로는 펌프 도입부와 혼합 유로로 구성되며 펌프에서 유입된 물(water)과 유체(fluid A)가 유로를 거치면서 혼합되는 시스템이다. 시스템은 직선 유로(1D), 2차원 유로(2D), 3차원 유로(3D)의 3가지로 구성하였으며 각 유로 형태에 따른 혼합 특성을 조사하였다.

해석에 사용된 각 유체의 물성들은 2.2절에서와 같이 물을 기준으로 하였고 혼합 유체의 확산계수는 $D=5 \times 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{s}$ 으로 동일하게 하여 해석하였다. 유동 특성 및 혼합 특성에 대한 해석은 상용 CFD 상용 코드인 CFD-ACE[24]를 사용하였으며 속도분포 및 농도분포 해석에서 사용된 기법은 상류도식(upwind scheme)을 적용하였다. 또한 계산과정에서 Gauss-Seidel 반복법을 적용하였고 계산과정의 안정된 수렴을 위해 하향이완계수(under-relaxation factor)를 속도 해석에서는 0.1~0.5, 농도 해석에서는 0.01~0.07을 사용하여 해석하였다.

2.4.1 1차원 미세 유로의 해석

두 유동이 한 방향(1 차원)으로 진행하도록 직관 형태의 마이크로 유로를 설계하였고 이에 대한 형상과 격자(mesh)구조를 Fig. 2-8에 나타내었다. 유로의 구성은 펌프로부터 유체들이 유입되는 도입부와 혼합이 일어나는 직선 혼합 유로로 구성하였다. 도입부의 유입 단면은 $50\mu\text{m} \times 50\mu\text{m}$ 이고 직선 혼합 유로의 단면은 $200\mu\text{m} \times 200\mu\text{m}$ 이다.

혼합 유로에서 유속의 변화($v=1\text{mm/s}$, $v=5\text{mm/s}$, $v=10\text{mm/s}$)에 대한 유동 특성(속도 벡터)과 혼합 특성(농도 분포)을 Fig. 2-9에 나타내었다. 그림에서 보듯이 직관에서의 유동 형태는 일반적인 거시 유동에서 잘 알려진 포물선형 분포를 보이고 있으며 혼합 효과는 유속이 증가함에 따라 감소하고 있다. 이는 직관에서는 확산에 의해서만 혼합이 진행되고 있으며 유체의 운동량이 확산을 감소

시키는 요인으로 작용하여 혼합을 방해하는 것을 알 수 있다. 따라서 체류시간 (또는 접촉시간)이 증가할수록(즉, 속도가 감소할수록) 확산에 의한 혼합 효과는 증대되고 있어 1차원 직선 유로에서 효과적인 혼합을 유지하기 위해서는 유동 속도를 작게 유지하여 두 유체간의 접촉 시간을 늘려 줘야하며 이는 분석계의 분석 시간이 오래 걸린다는 것을 의미한다. 따라서 분석 시간을 줄이기 위해서는 혼합 효과를 개선하기 위한 방안이 요구된다.

2.4.2 2차원 미세 유로의 해석

확산만에 의한 혼합을 일으키는 직선 유로의 문제점을 개선하여 혼합의 효과를 증대시킬 수 있고 혼합 유로의 가공성을 고려하여 Fig 10과 같이 2차원 구조를 구성하였으며 Fig. 2-11은 2차원 구조에 대하여 혼합의 척도를 나타내기 위해 유로의 수직 단면 위치를 나타낸 것이다. 유로의 도입부는 직선 유로에서와 동일하며 혼합 유로에서의 유체의 유동 진행 방향으로 반복되어 변화가 일어나는 구조를 갖는다.

유로로 유입되는 유체의 유입 속도($v=1\text{mm/s} \sim 50\text{mm/s}$)에 따른 유로내의 속도 분포, 혼합 효과(농도 분포)를 Fig. 2-12에 나타내었다. 그림에서 보듯이 직선 유로(Fig.2-9)에서의 혼합보다 훨씬 더 효율적으로 일어남을 알 수 있다. 이는 혼합이 진행되어야 할 방향으로 유동이 존재하게 되고 이러한 유동방향의 변화는 혼합에 상당한 영향을 미친다는 것을 보여주고 있다. 또한 혼합에 있어 유속과 확산의 영향을 살펴보면 유속이 혼합에 미치는 영향이 크게 나타나고 있지 않고 있음을 알 수 있으며 확산에 의하여 혼합이 진행되었던 앞의 직관에서와는 달리 확산에 의한 영향이 혼합에 크게 영향을 주고 있지 못함을 알 수 있다. 따라서 이러한 구조의 유로를 사용하여 유체를 흘려보내는 경우의 장점은 혼합 효과를 증대시킬 수 있을 뿐만 아니라 유속을 증대시킬 수 있기 때문에 전체 계의 분석 시간을 단축시킬 수 있다.

유로의 각 단면에 대한 농도의 분포를 Fig. 2-13에 나타내었다. 그림에서 보듯이 2차원 상에서 유로의 방향이 바뀔 때 마다 혼합 계면이 진동하는 것을 알 수 있다. 또한 유동 속도가 $v=1\text{mm/s}$ (Fig. 13(a))와 50mm/s (Fig. 13(d)) 경우를 비교하여 혼합의 정도를 살펴보면 대략 10번째 굴곡면을 지나면서 혼합이 대부

분 이루어지는 것을 알 수 있다. 따라서 2차원 구조의 유로에서는 직관 유로에서와는 달리 혼합의 정도가 유동 속도에 영향보다 유로의 구조에 따른 유동방향과 혼합 방향과의 변화가 중요한 요인으로 작용함을 알 수 있다.

2.4.3 3차원 유로에서의 혼합 효과

2차원 혼합 유로에서 혼합에 대한 영향을 살펴 본 결과 유동 속도보다 유동 방향 변화가 혼합에 좀 더 효율적임을 확인하였다. 또한 Liu 등[25]은 복잡한 기하학적 형태의 유로에서 2차 유동(secondary flow)에 의한 혼돈 이류(chotic advection)를 이용하는 3차원 serpentine 미세 유로에서의 혼합을 실험적으로 고찰하였다.

따라서 본 연구에서는 유동 방향의 변화가 3차원적으로 발생하도록 구성하여 Fig. 2-14에 나타내었으며 2차원 유로에서와 동일한 유동 조건에서 해석을 수행하였다. Fig. 2-15에 유로의 단면 위치를 나타내었고 각 단면에서의 농도분포를 Fig. 16에 나타내었다. 그림에서 농도가 같은 지점을 연결한 등농도선을 0에서 1사이를 100개의 구간으로 분할하여 나타내었다. 이 등농도선의 개수가 적을수록 혼합이 잘된 것을 의미하며 농도가 0.5에서 1% 내외의 오차가 있는 경우, 즉 등농도선이 2개 이하만 존재할 경우를 완전 혼합이라 정의하였다. 그림에서 보듯이 2차원 혼합 유로의 경우와 마찬가지로 속도가 증가할수록, 즉 Reynolds 수가 증가할수록 완전 혼합에 이르는 유로의 길이는 길어지다가 유체의 입구 속도가 10mm/s를 넘어서면 혼합 길이는 거의 일정해진다. 이러한 사실은 혼합 유로의 입구 영역에서 유체의 입구 속도가 10mm/s 이전에서는 확산에 의한 영향이 있는 반면에 유체의 입구 속도가 10mm/s 이상이 되면 2차 유동(유동 방향의 변화)에 의한 혼합에 지배적 역할을 하고 있음을 알 수 있다.

3차원 굴곡 입구와 출구에서 어떤 현상이 발생하는지를 살펴보기 위하여 첫 번째 3차원 굴곡의 입구(point 5)와 출구(point 7)에서의 등농도선을 Fig. 2-17에 나타내었다. 그림에서 보듯이 2차원 굴곡에 의하여 좌우 방향의 혼합에 의하여 썩기형으로 형성된(Fig. 2-13 참조) 등농도선이 3차원 굴곡에 의한 상하 방향의 혼합에 의하여 직선형으로 퍼지는 것을 볼 수 있다. 이러한 평탄화 효과는 유체의 입구 속도가 증가할수록 커지는 것을 볼 수 있다. 즉 유체의 입구 속도

가 증가할수록 3차원 혼합 효과가 커짐을 알 수 있다.

2.4.4 미세 유로에서의 혼합 효과 비교

유체의 입구 속도가 같은 경우에 2차원 유로와 3차원 유로에서의 유동 속도에 따른 혼합 효과를 비교한 것을 Fig. 2-18에 나타내었다. 그림에서 보듯이 속도가 작은 경우에는 2차원 유로가 3차원 유로보다 더 우수한 혼합 효과를 보이는 반면 입구 속도가 10mm/s 이상이 되면 3차원 유로가 2차원 유로보다 더 혼합 효과가 좋은 것으로 나타났다. 유속의 느린 경우 굴곡에 의해 유동이 국부적인 1차원적 속도 분포가 발생하게 되며 이러한 1차원적 속도분포는 혼합을 방해하는 요인으로 작용하게 된다. 따라서 2차원 유로보다 3차원 유로의 굴곡 변화가 크므로 유속이 작은 경우 국부적 속도 분포로 인해 혼합 효과가 떨어지고 있다.



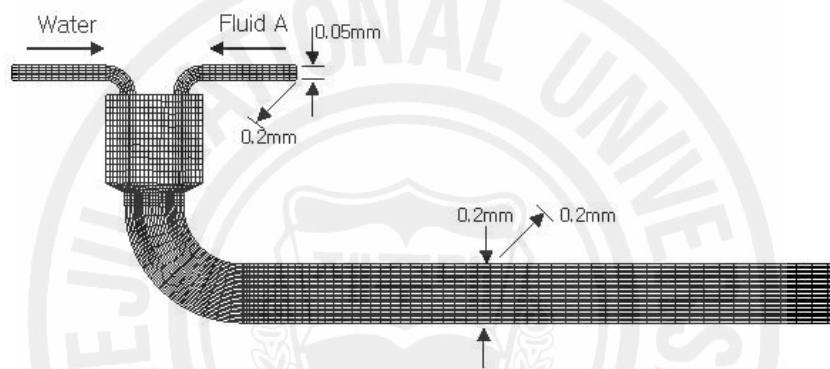


Figure 2-8. Schematic diagrams and mesh structures for simple straight channel(1D).

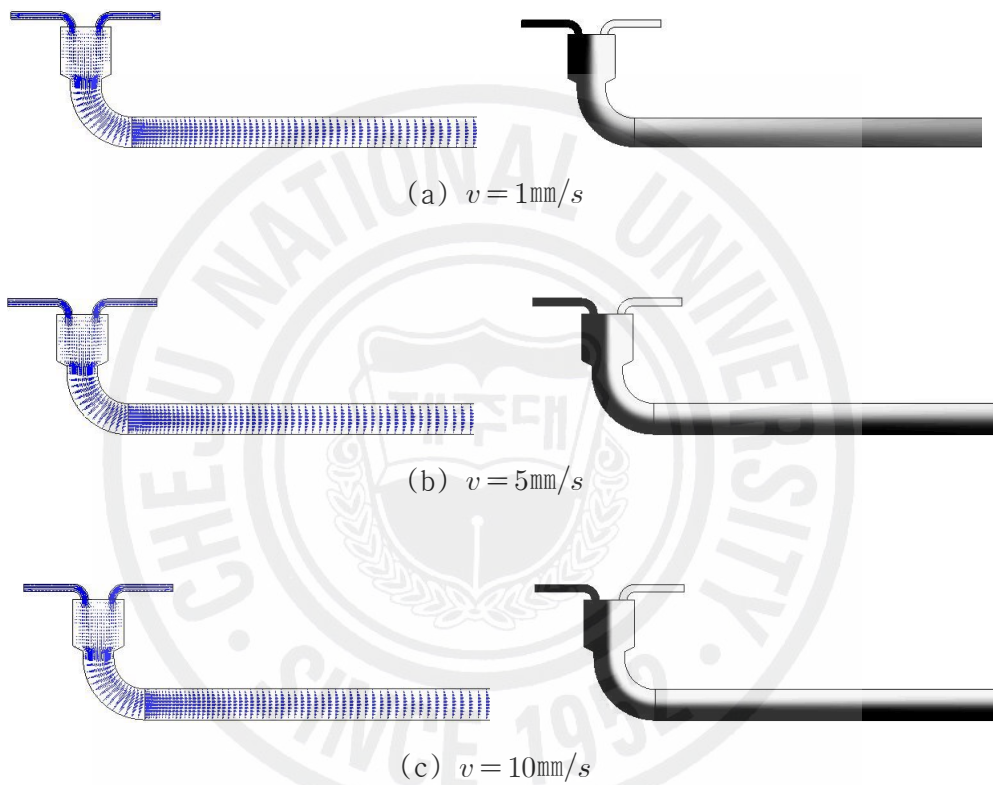
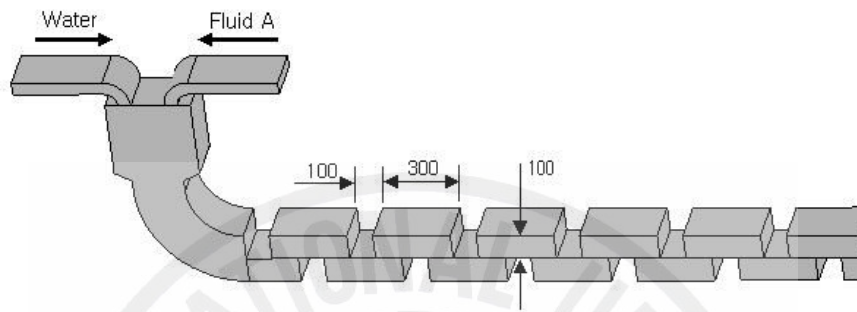
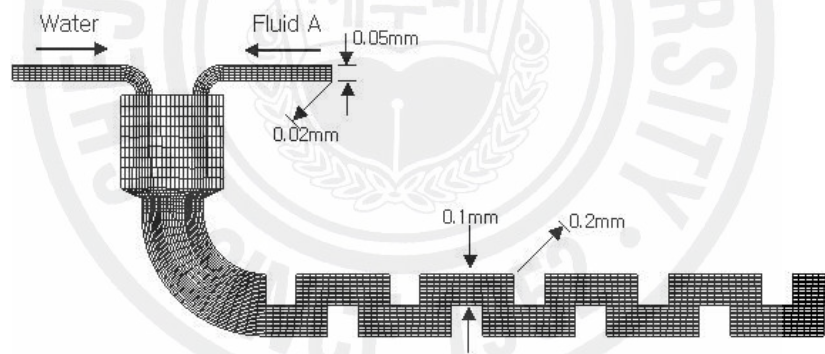


Figure 2-9. Calculation results of various velocities for the straight channel.



(a) Model



(b) Mesh structures

Figure 2-10. Schematic model and mesh structures for the bended channel(2D).

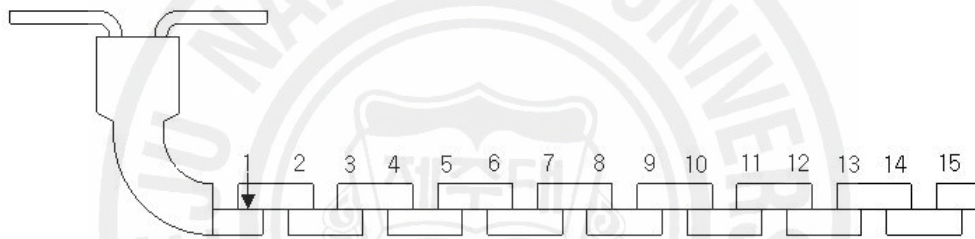


Figure 2-11. Distortion of the initial vertical line during flow through the bended channel(2D).

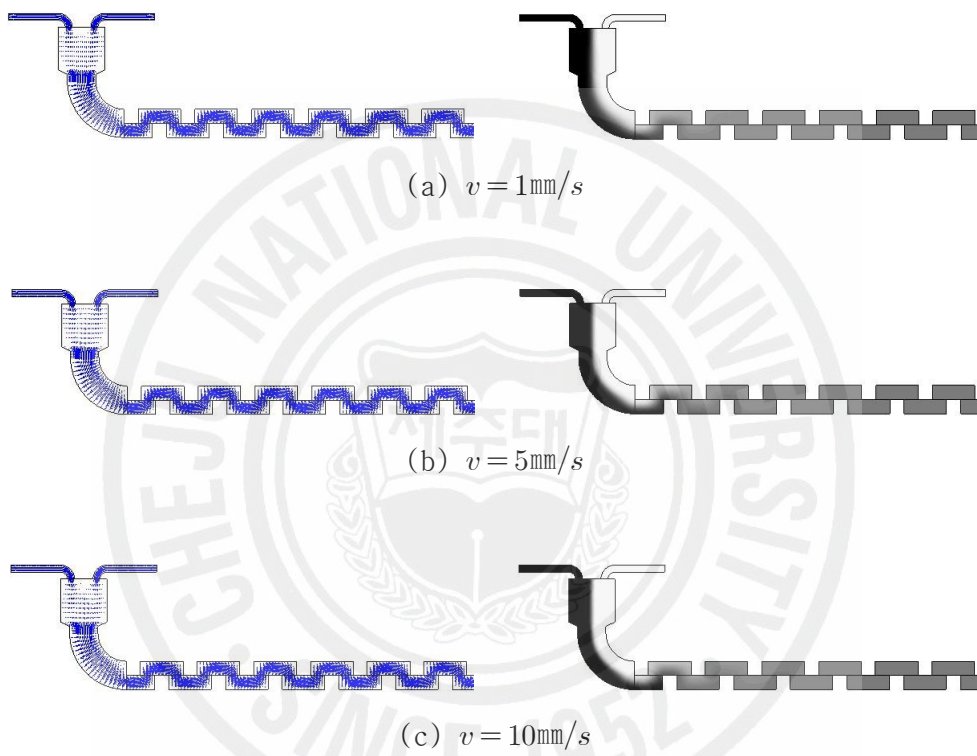


Figure 2-12. Calculation results of various velocities for the bended channel(2D).

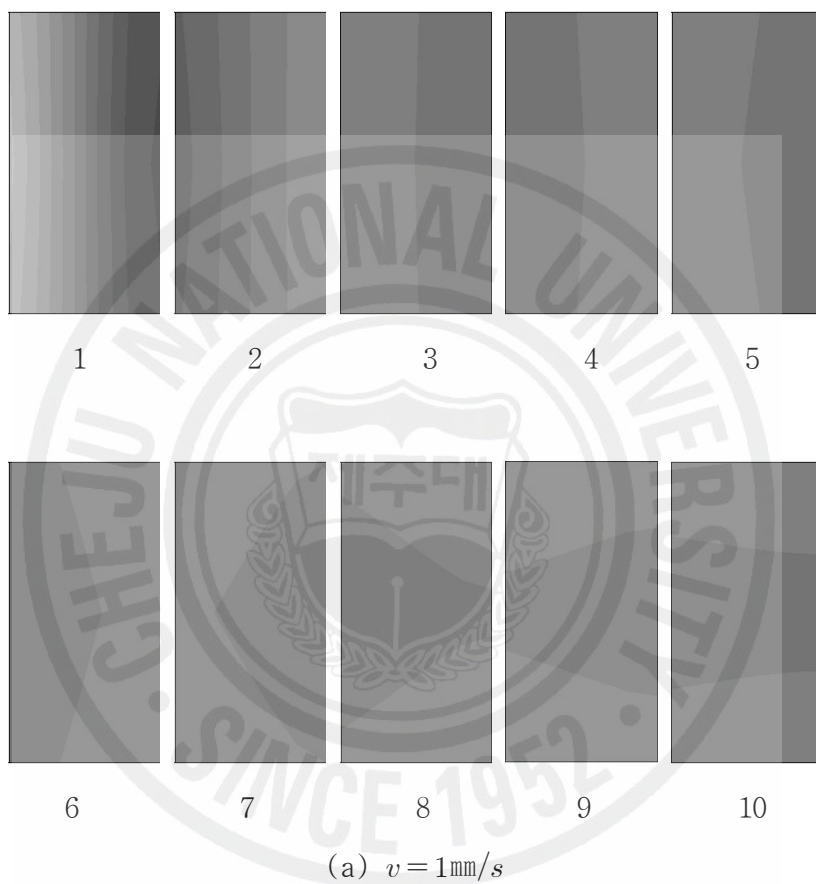


Figure 2-13. Concentration distribution for cross section of the bended channel(2D).

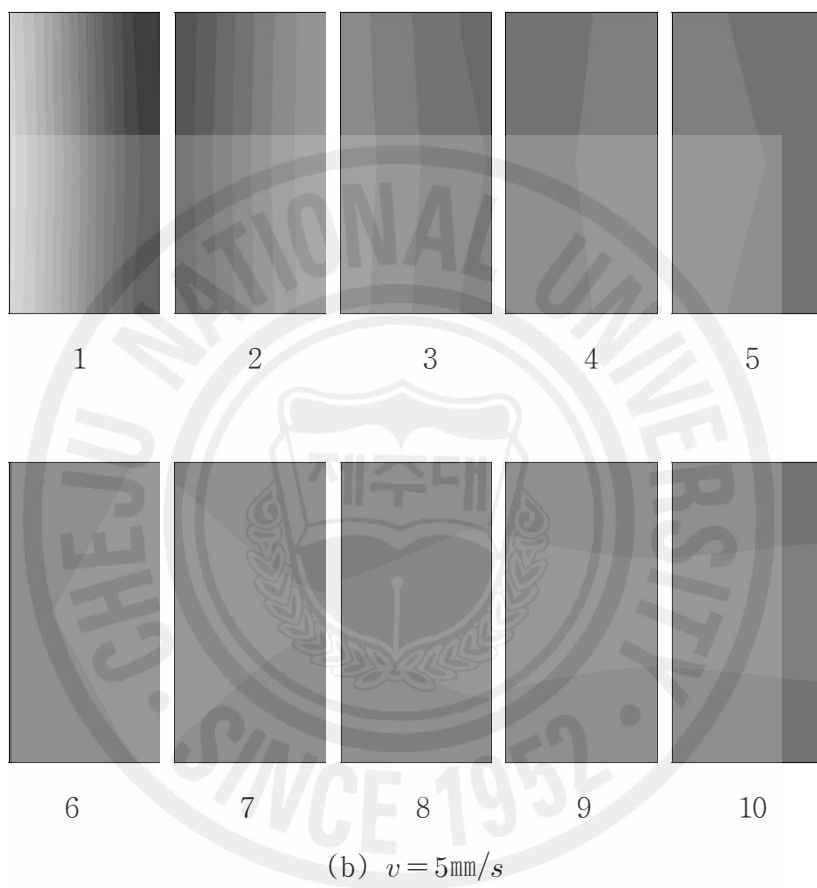


Figure 2-13. (continued)

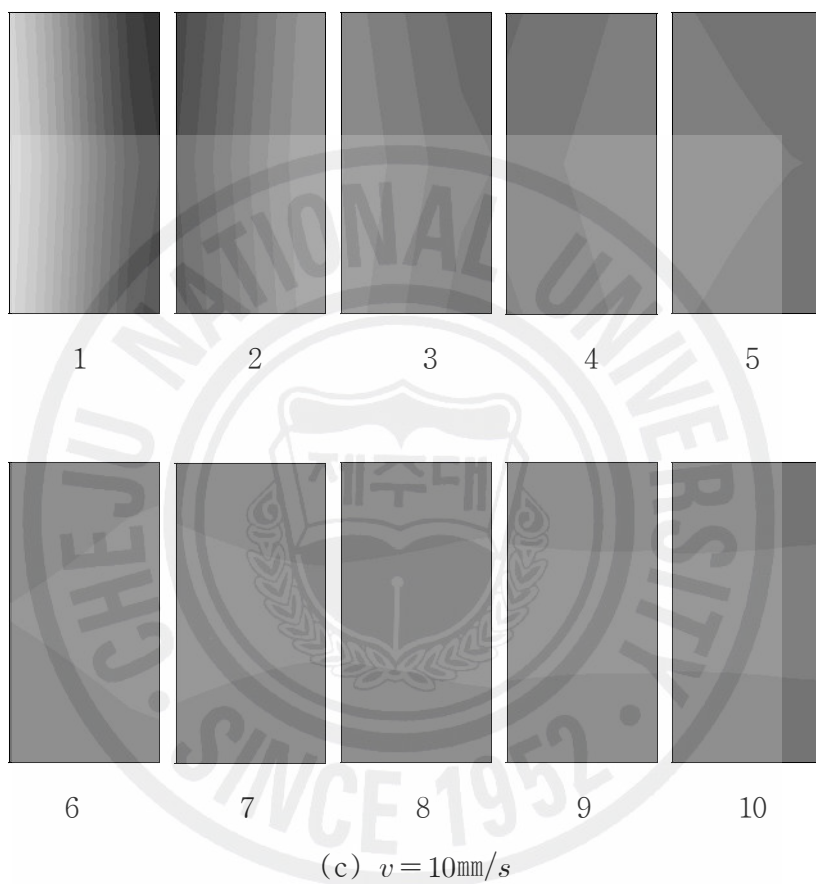


Figure 2-13. (continued)

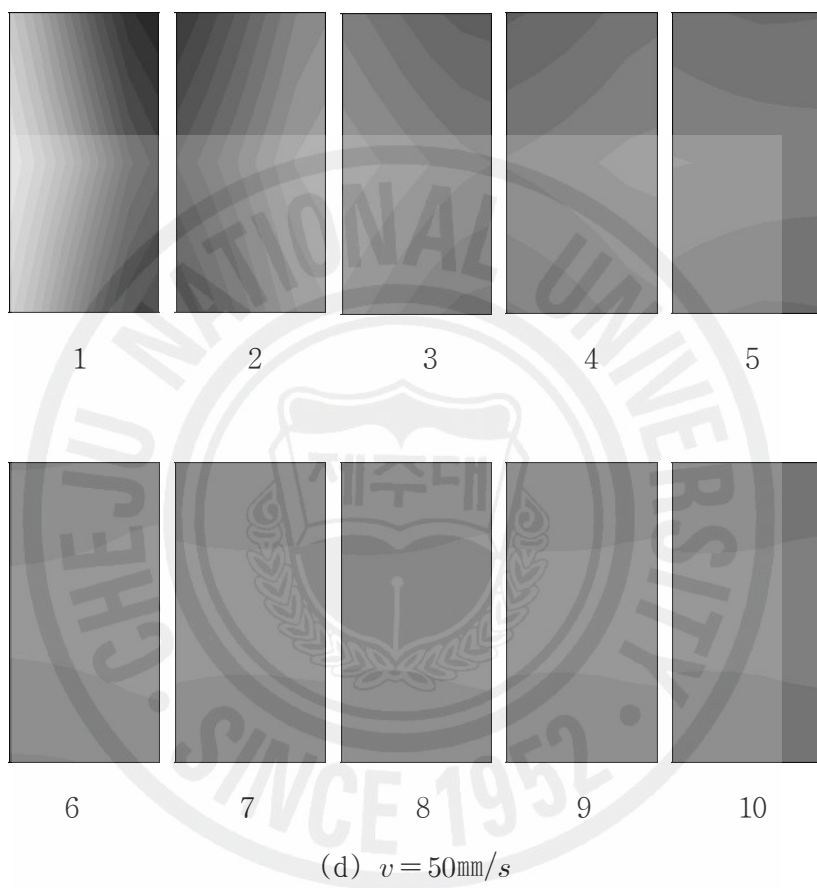


Figure 2-13. (continued)

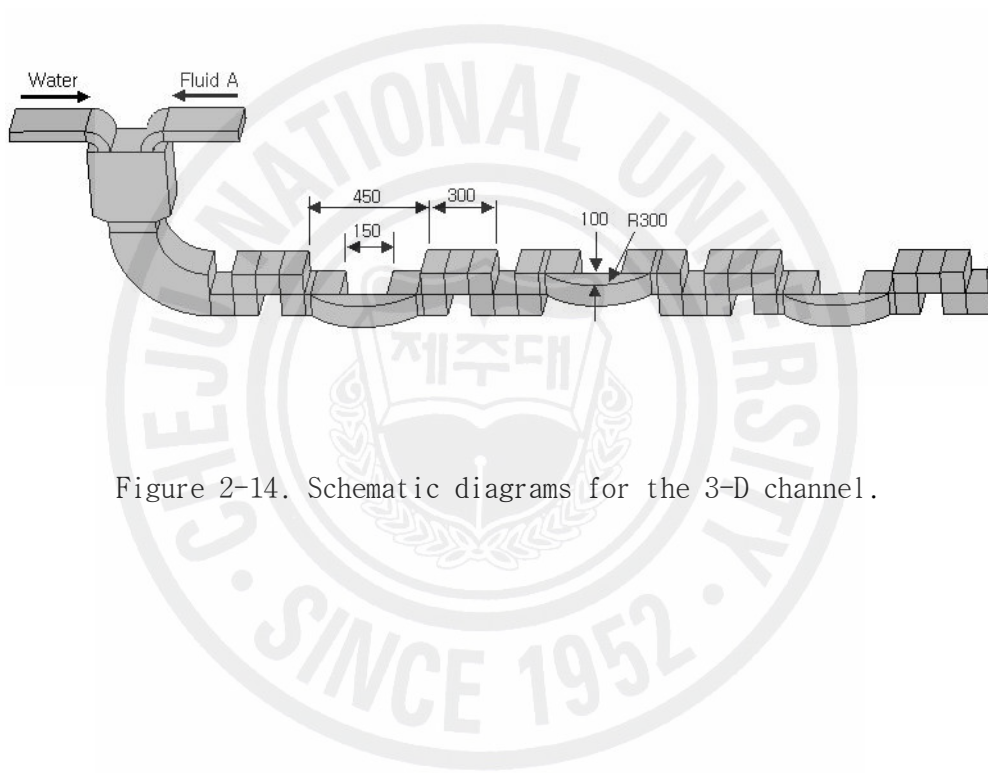


Figure 2-14. Schematic diagrams for the 3-D channel.

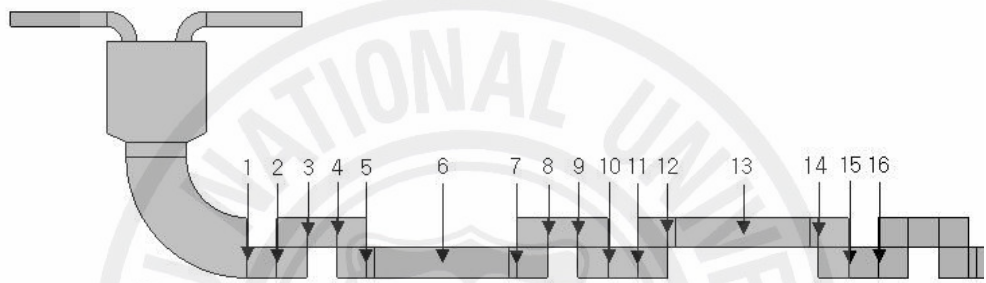


Figure 2-15. Distortion of the initial vertical line during flow through the 3-D micro channel.

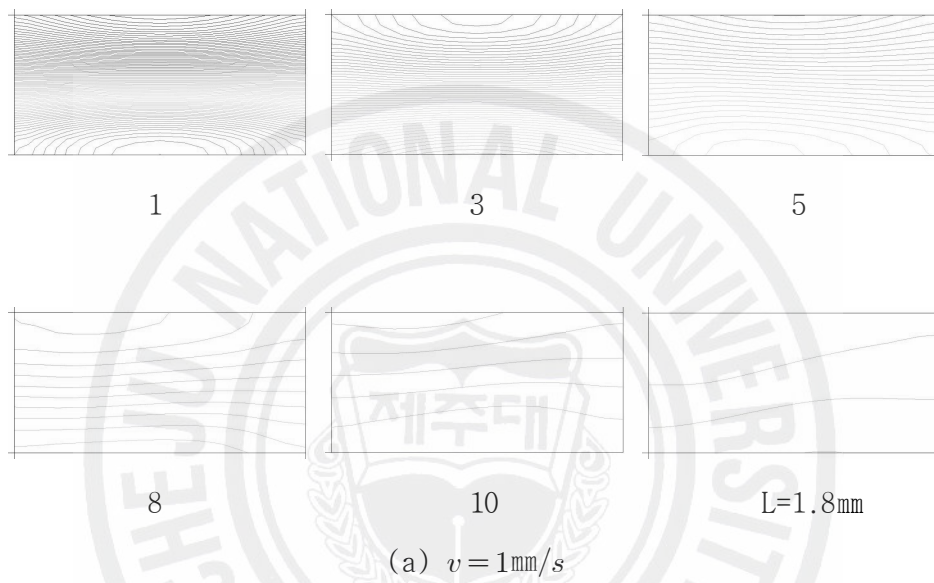


Figure 2-16. Contour of concentration for cross section of 3D micro channel.

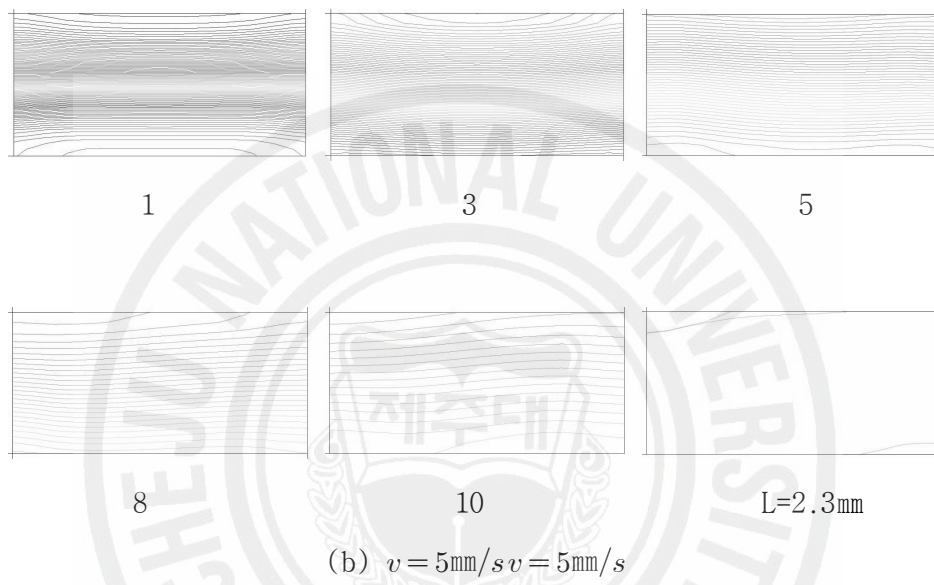


Figure 2-16. (continued)

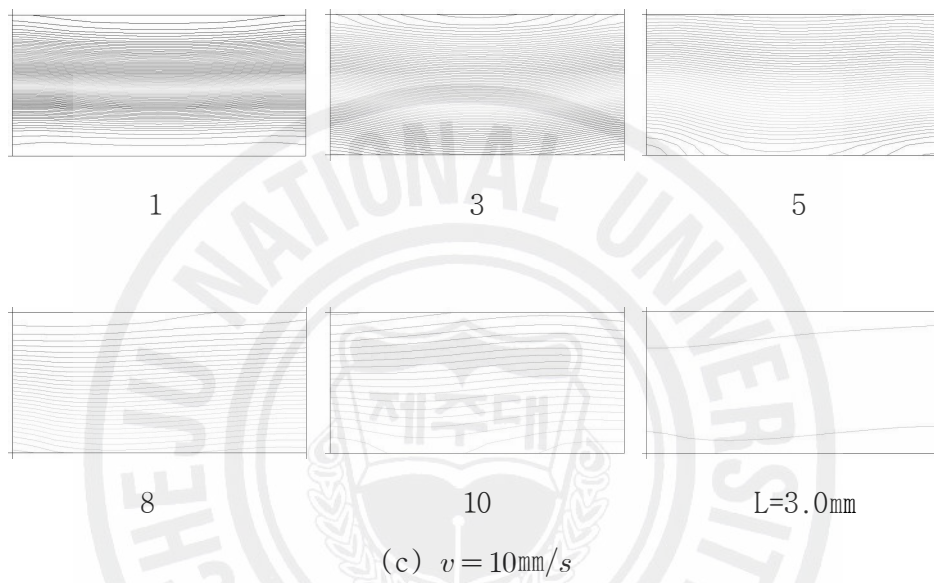


Figure 2-16. (continued)

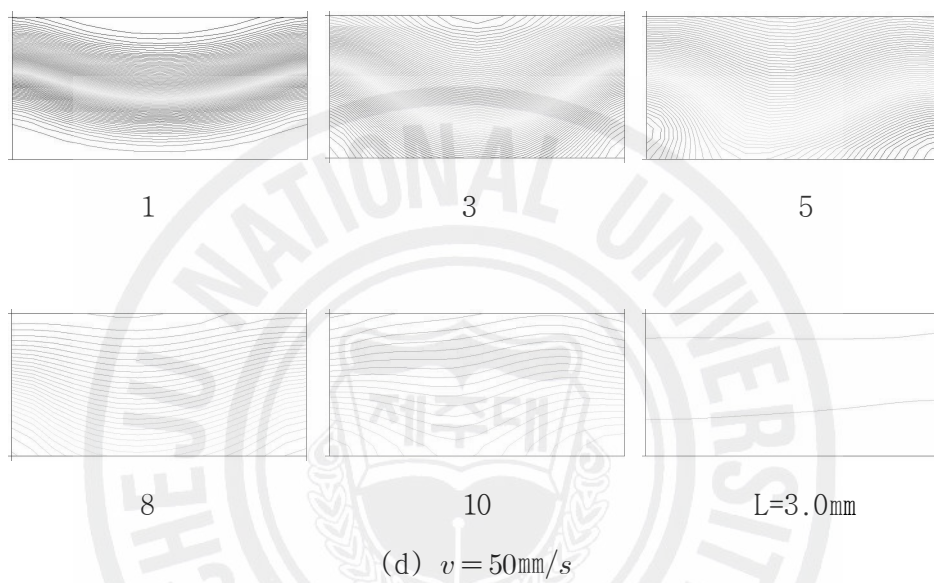
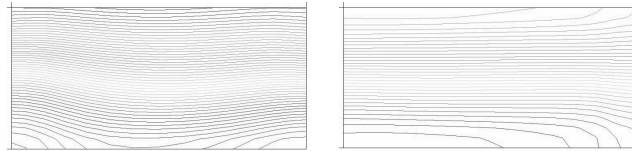
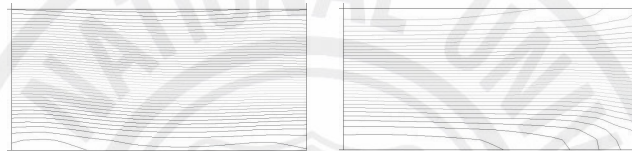


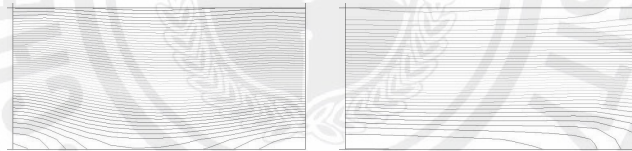
Figure 2-16. (continued)



(a) $v = 1\text{mm/s}$

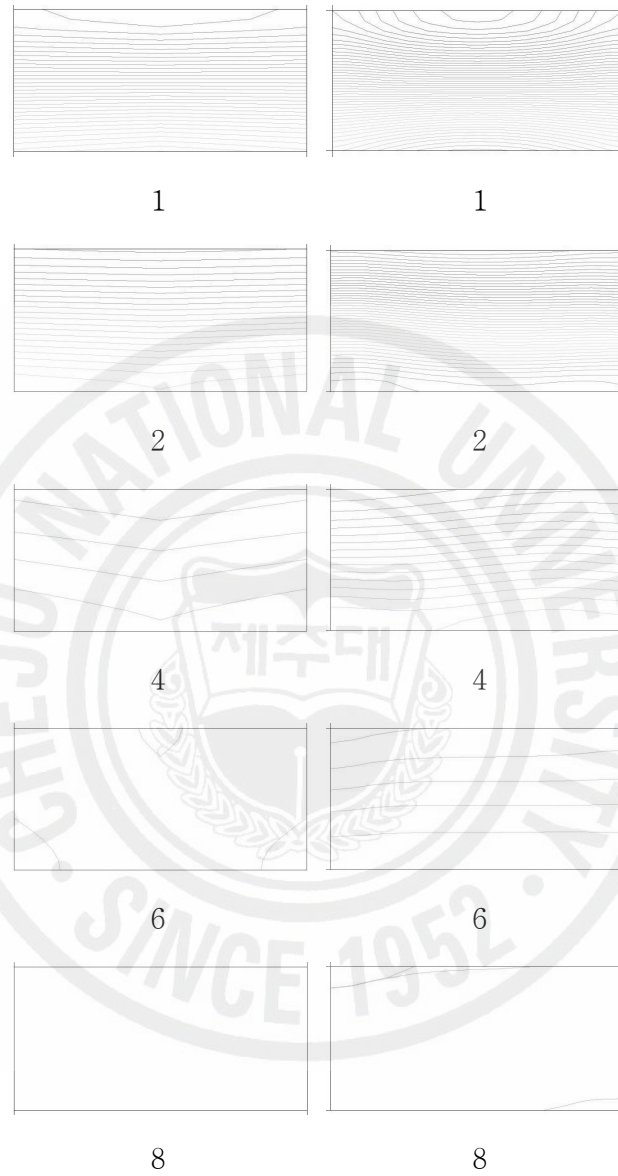


(b) $v = 5\text{mm/s}$



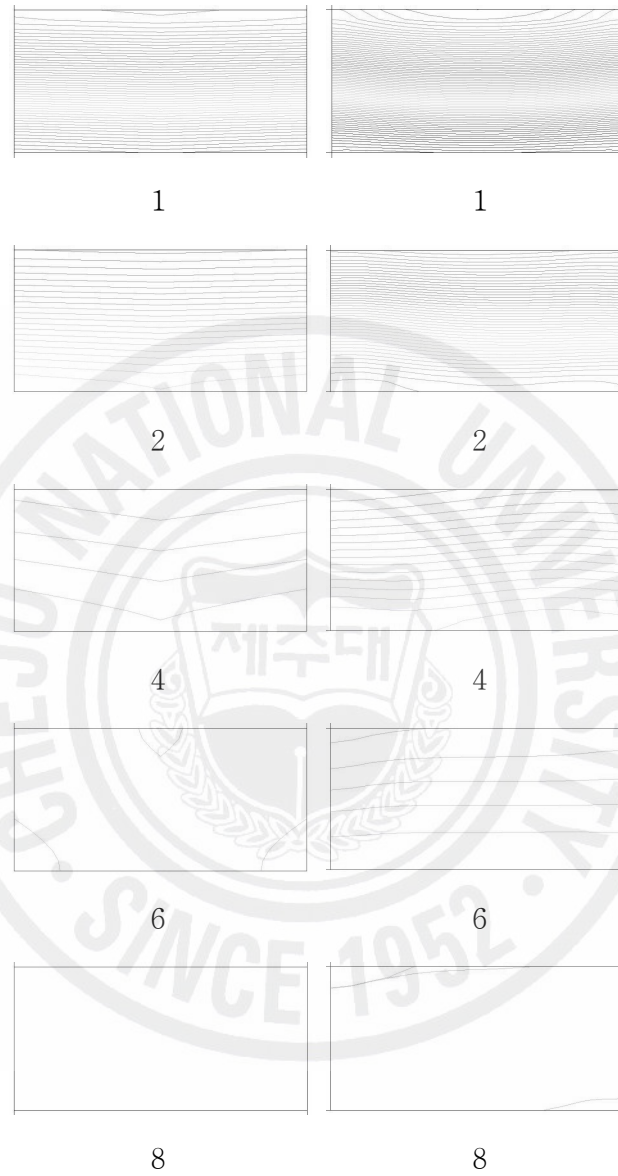
(c) $v = 10\text{mm/s}$

Figure 2-17. Contour of concentration for various conditions. The left are for the entrance of 2D bending and the right are for the exit of 3D bending.



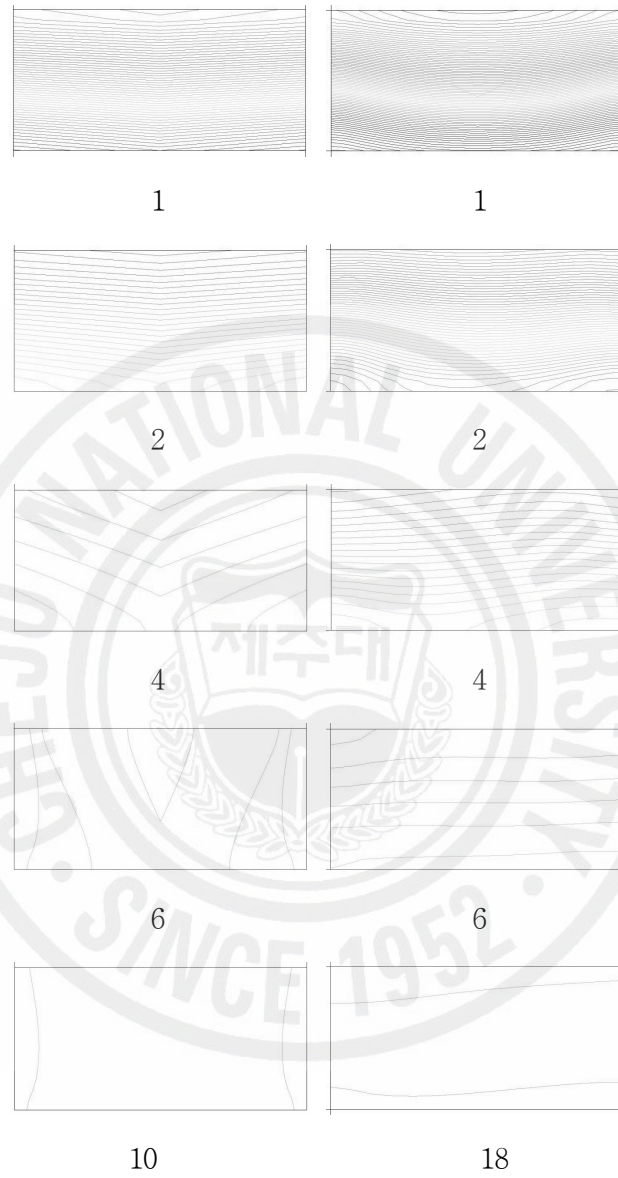
(a) $v = 10\text{mm/s}$

Figure 2-18. The effect of number of bending on the mixing. The left are for the entrance of 2D bending and the right are for the exit of 3D bending.



(b) $v = 5\text{mm/s}$

Figure 2-18. (continued)



(c) $v = 10\text{mm/s}$

Figure 2-18. (continued)

2.5 미세 유로의 혼합 해석 결과

본 연구에서는 복잡한 미세 유로에서의 혼합 효과를 전산 유체 역학 모사를 통하여 해석하였다. 확산이 중요한 혼합 메커니즘인 직관에서는 충분한 혼합 효과를 얻기 위해서는 긴 체류시간이 필요하였다. 이를 개선하기 위하여 제안된 2차원적인 기하학적 형태를 갖는 유로에 대한 혼합 효과를 해석하였다. 해석결과 혼합이 진행되어야 할 방향으로의 유동이 존재하는 경우는 확산 보다는 대류에 의한 혼합이 중요하게 되고 체류시간과 혼합 효과와는 큰 상관이 없는 것으로 밝혀졌다. 새로 제안된 3차원 유로에서의 혼합 효과도 해석하였다. 속도가 작은 경우에는 3차원 유로와 2차원 유로 사이에서의 혼합 효과는 별 차이가 없는 것으로 나타났으나 속도가 증가할수록, 유체의 입구 속도가 10mm/s 이상에서는 3차원 유로에서의 혼합 효과가 중요해 짐을 알 수 있었다.

제 3 장 밸브 없는(valveless) 마이크로 펌프의 해석

3.1 마이크로 펌프의 개요

마이크로 펌프는 크게 액추에이터(actuator), 챔버(chamber) 그리고 유동제어부 등으로 나눌 수 있다. 액추에이터는 주기적인 구동으로 챔버내의 압력이나 유동을 발생시키고 이런 주기적 펌프 구동은 유동 방향을 양방향(흡입과 배출)으로 반복적으로 일어나게 한다. 따라서 유동 방향과 유량을 제어하기 위해 유동 제어부가 필요하게 된다. 초기 유동 제어부는 유로에 밸브를 설치하여 밸브의 개폐에 의해 제어하는 방식이 쓰였으나 최근 밸브 장치는 소형화에 있어 제약으로 작용하게 되어 새로운 형태의 유동 제어 방법에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있으며 최근 디퓨저/노즐의 유동 특성을 이용한 유동제어 방법에 대한 관심이 증가하고 있다.

밸브 없는 마이크로 펌프는 유로의 형상에 따라 압력 손실의 차이를 나타내는 특성을 이용한 것으로 유로를 유동방향에 따라 디퓨저/노즐의 형상을 갖도록 하는 경우가 대표적인 경우이다. 또한 마이크로 펌프의 액추에이터의 운동 방향과 관계하여 유동방향과 운동방향이 같은 방향인 경우와 수직 방향의 경우에 따라 마이크로 펌프의 구조가 차이가 나타나며 구조적 특성은 마이크로 펌프의 성능에 직접적인 영향을 끼치게 된다.

3.1.1 마이크로 펌프 구동 원리

마이크로 펌프는 액추에이터, 유동제어 방식, 챔버의 구조 등에 따라 여러 가지 형태로 나타날 수 있다. 마이크로 펌프는 박막(membrane)의 기계적 운동에 의한 챔버 내에 유동의 발생시키고 압력을 생성시킨다. 박막의 운동은 다양한

물질이 갖는 물리적 특성을 이용하는데 그 예로 재료의 열변형, 압전현상, 형상 기억합금, 정전기에 의한 전자기력 등을 구동력으로 이용하여 여러 가지 형태의 마이크로 펌프의 액추에이터를 구성한다.

마이크로 펌프는 점점 더 소형화가 진행됨에 따라 대부분 박막을 이용한 형태로 개발되고 있다. 현재까지 박막 운동을 이용한 마이크로 펌프의 액추에이터의 구동력을 일으키는 원리는 다음과 같다[26].

- 공압(Pneumatic)을 이용한 구동방식(Fig. 3-1)

외부에 별도의 공압을 형성하기 위한 펌프를 설치하고 여기서 형성된 공압을 박막에 보내어 박막을 구동하고 이에 따라 마이크로 펌프 내부의 유체가 유동할 수 있도록 하는 방식이다. 이 방식은 별도의 외부 펌프를 설치해야 하는 문제로 인해 소형화가 불가능하여 MEMS 기기의 소형화에 적합하지 않다.

- 기체의 열팽창(Thermopneumatic)을 이용한 구동방식(Fig. 3-2)

박막을 구성하는 부분에 가스가 채워진 빈 공간을 두고 내부에 가열장치와 외부에 냉각장치를 두어 가스의 가열과 냉각 작용에 의한 팽창과 압축을 통해 박막이 구동되도록 하는 방식이다. 이 방식은 상대적으로 고압을 형성하기 어렵고 펌프 구동의 응답성이 가열과 냉각 속도에 지배되므로 상대적으로 느리다는 단점을 가지고 있다.

- 물질의 압전성(Piezoelectric)을 이용한 구동방식(Fig. 3-3)

박막을 압전 소자로 구성하고 전원에 의해 박막의 변형을 일으키는 작용에 의해 구동되는 방법이다. 압전소자는 재료의 특성에 따라 나타나는 전압과 주파수에 따라 변형 방향과 변형량이 결정되기 때문에 유동 제어에 있어 용이하고 제작방법이 간단하며 적용 분야의 제약이 적다는 장점을 가지고 있어 최근에 많은 분야에서 상용되고 있는 구동 방식이다.

- 정전기 유도(Electrostatic)에 의한 전자기력을 이용한 구동방식(Fig. 3-4)

박막과 전극을 갖는 박막을 설치하여 그 사이에 전기장을 형성시켜 정전기 유

도를 발생함으로써 박막이 운동하도록 하는 방법이다.

- 바이메탈(Bimetallic)을 이용한 구동방식(Fig. 3-5)

바이메탈(알루미늄-실리콘)과 전기 히터를 조합하여 박막을 형성시키고 히터에 의한 열발생과 소산에 의해 발생하는 바이메탈의 열변형력을 이용하여 펌프를 구동되는 방법이다.

- 금속의 형상기억 효과(Shape-memory effect)를 이용한 구동방식(Fig. 3-6)

액추에이터를 두개의 박막으로 구성되어 있으며 그 사이에 간격을 유지하기 위해 일부분 실리콘을 설치된 형태를 갖는다. 박막을 구성하는 물질은 형상기억 합금(shape-memory alloy)인 TiNi이며 열 발생과 소산에 따라 박막이 변형하고 이 변형 운동에 따라 펌프가 구동하는 방법으로 펌프의 운동은 박막이 갖는 열 소산율에 지배를 받게 된다.

3.1.2 마이크로 펌프의 유동제어

액추에이터의 구동은 주기적 운동이 발생하게 되고 이에 따라 발생된 압력과 유동 또한 주기적으로 나타나게 되어 반드시 유동에 대한 제어가 필요하다. 유량 및 유동 방향을 제어하는 일반적인 방법은 펌프의 입출구에 밸브를 설치하고 밸브의 개폐에 의해 유동을 제어하는 방법과 유로에 밸브 없이 변형된 유로인 디퓨저/노즐을 설치하여 디퓨저/노즐의 유동 효과를 이용하여 유동을 제어하는 방법으로 나눌 수 있다.

Fig. 3-7은 밸브에 의해 유동을 제어하는 마이크로 펌프의 예를 나타낸 것이다. 그림에서 나타난 것은 체크 밸브를 이용하는 것으로 유출입시 유출입 밸브의 개폐가 통해 유동방향을 제어한다.

Fig. 3-8은 밸브 없는 마이크로 펌프를 나타낸 것으로 밸브가 없이 유로의 모양을 디퓨저/노즐로 갖는 유로를 구성하는 방법이다. 밸브 없는 마이크로 펌프는 디퓨저와 노즐에서의 유동에 의한 압력 손실과 동일 압력차가 작용하였을 때 발생하는 유량의 차이를 이용하여 유동을 제어한다.

3.1.3 밸브 없는 마이크로 펌프

본 연구에서는 유로에 별도의 밸브 소자를 배제함으로써 소형화에 장점을 가지고 있는 밸브 없는 마이크로 펌프에 대하여 해석하였다. 마이크로 펌프는 주기적으로 반복하여 구동되기 때문에 유동방향이 반복적으로 변화하게 된다. 그리고 유로에 설치된 디퓨저/노즐 요소는 유동 방향에 따라 디퓨저 역할과 노즐의 역할을 반복적으로 수행하게 된다. 즉, 챔버 양쪽에 설치된 각각의 디퓨저/노즐 요소는 유체가 챔버로 유출입될 때 서로 반대의 디퓨저/노즐 효과가 나타나도록 하여 챔버에 유출입될 시 발생하는 유동량과 압력손실이 다르게 나타나며 결과적으로 한 쪽 디퓨저/노즐 요소에서 유출입 유동량과 압력 손실 변화가 발생하여 전체적으로 유동을 한쪽 방향으로 일어나게 한다.

밸브 없는 마이크로 펌프의 경우 액추에이터의 구동(변형)방향과 유동의 방향에 관계하여 brass 형과 passive 형로 나눌 수 있다. Fig. 3-9는 brass 형의 대표적인 경우로 그림에서 보는 바와 같이 액추에이터의 구동방향과 유동방향의 수직으로 되어 있으며 챔버내의 압력은 상대적으로 크게 나타나며 유동의 발생 또한 챔버내 압력 분포에 지배적 영향을 미치게 된다. Brass 형 마이크로 펌프의 특성은 상대적으로 고압용인 반면 유량이 비교적 낮게 나타나며 펌프 시스템의 구조상 얇게 제작이 가능하다는 장점을 가진다.

Passive 형의 밸브 없는 마이크로 펌프는 액추에이터 구동방향과 유동 방향이 같은 방향을 갖는 구조로 Fig. 3-10에 나타내었다. Passive 형 마이크로 펌프는 액추에이터의 운동이 직접적으로 유체에 작용하게 되어 유속의 발생이 운동량에 의해 발생하여 상대적으로 유속 큰 반면 압력은 낮은 특성을 가진다. 따라서 디퓨저/노즐의 특성은 압력보다 유속에 영향이 크게 나타나므로 이를 고려한 구성이 필요하다.

본 연구에서는 펌프 구동을 위한 액추에이터, 유동제어를 위한 디퓨저/노즐 그리고 챔버로 구성된 밸브 없는 마이크로 펌프에 대하여 해석하였다. 마이크로 펌프의 전체 시스템은 brass 형으로 구성하였고 챔버는 원통형이며 구동 방식은 PZT를 적용하였다. 밸브 없는 마이크로 펌프의 성능은 PZT의 변형특성과 디퓨저/노즐의 형상에 지배적일 뿐만 아니라 챔버의 형상, PZT 구동 특성 그리고 디퓨저/노즐 요소의 형상이 연계되어 나타나기 때문 각각의 요소에 대한 이해와 거

동에 대한 해석이 필요하다. 따라서 액추에이터의 구동 특성을 파악하기 위해 PZT의 거동 특성과 디퓨저/노즐요소에 대한 해석을 먼저 실시하고 이를 바탕으로 마이크로 펌프의 전체 시스템을 구성하여 작동 특성에 대하여 해석하였다.



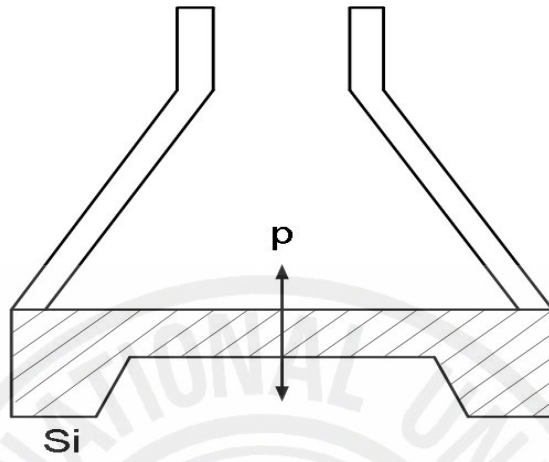


Figure 3-1. Actuator by the pneumatic.

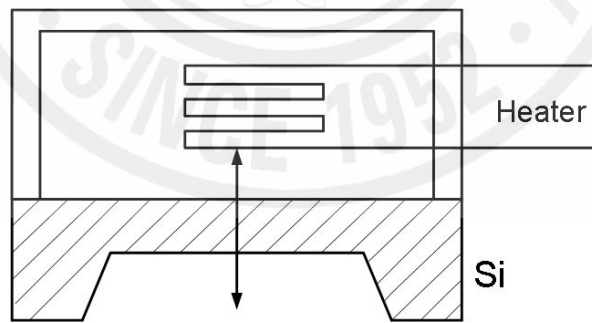


Figure 3-2. Actuator the thermopneumatic.

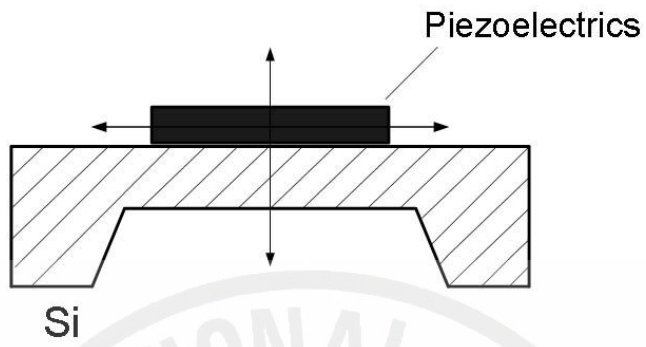


Figure 3-3. Actuator by the piezoelectric effect.

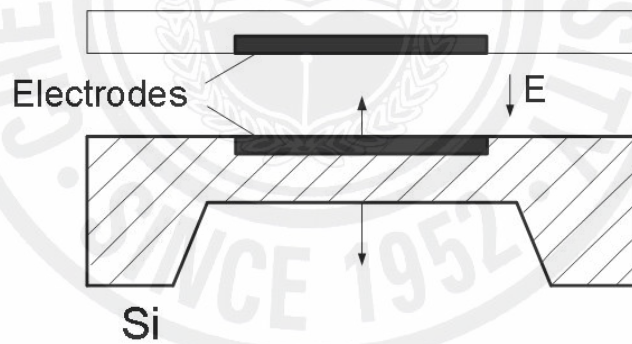


Figure 3-4. Actuator by the electrostatic.

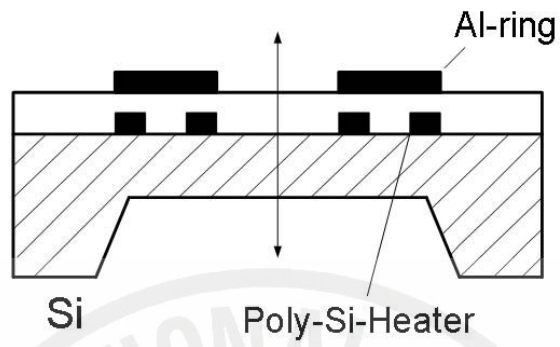


Figure 3-5. Actuator by the bimetallic.

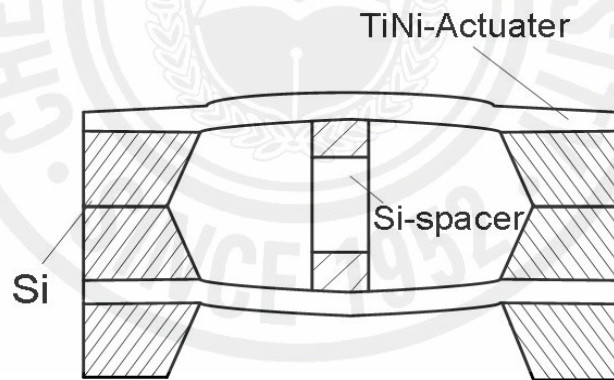


Figure 3-6. Actuator by the shape-memory effect.

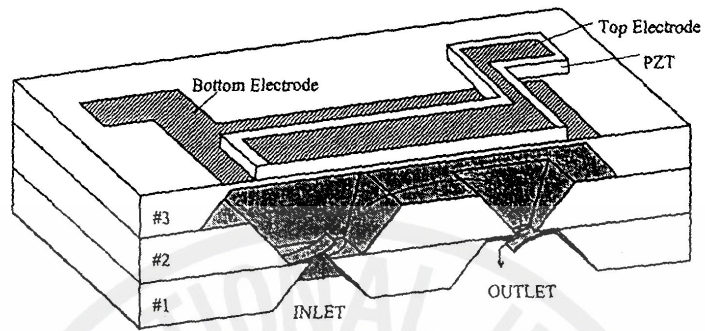


Figure 3-7. Micro pump with cantilever valves.

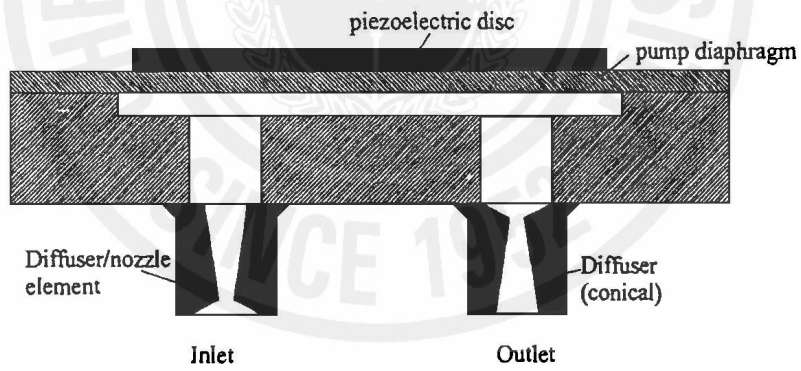


Figure 3-8. Valveless micro pump with dynamic diffuser/nozzle valves.

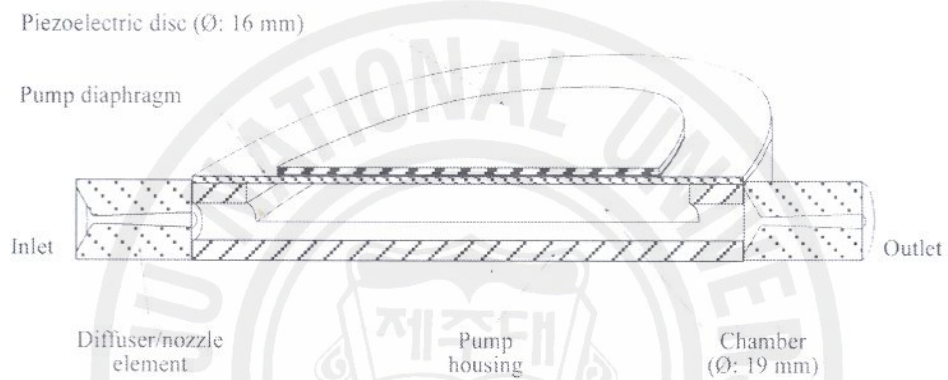


Figure 3-9. Valveless micro pump with the brass valves.

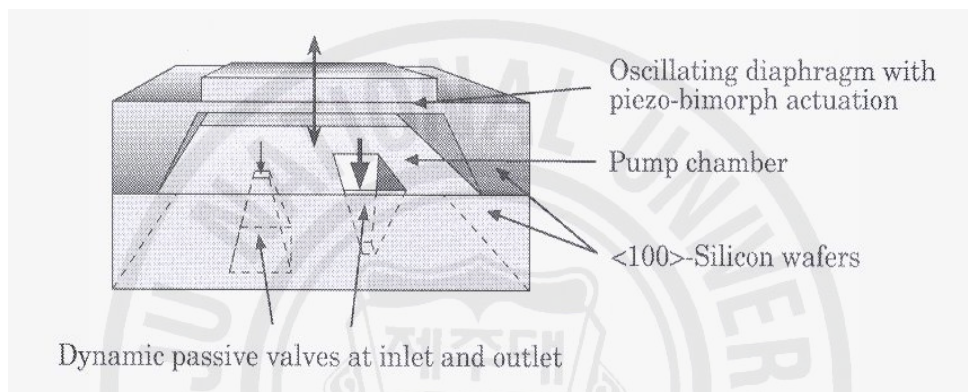


Figure 3-10. Valveless micro pump with the dynamic passive valves.

3.2 PZT 액추에이터의 설계 및 해석

3.2.1 PZT 액추에이터의 압전 효과

압전 효과는 전기적 극성을 띠는 결정들을 가지고 있는 물질에서 전기적 극성으로 인해 외부 전원의 극성 변화에 따라 재료의 변형과 기계적 힘을 발생하게 된다. 또한 외력에 의한 재료의 변형에 관계하여 기전력을 발생시키는 반대의 현상이 나타난다. 즉, 압전효과는 물질 내에서 불규칙적으로 배치되었던 결정(Fig. 3-11(a))이 전원공급시 전원의 극성과 결정의 극성에 관계하여 전기력에 의한 정렬과 재배치(Fig. 3-11(b))가 이루어지게 되며 따라서 재료는 변형이 이루어진다. 결정의 정렬과 재배치는 Fig. 3-12에서와 같이 전원의 극성에 따라 전체 물질의 변형과 응력을 발생하게 된다. 따라서 압전 물질의 변형 및 응력 특성은 물질의 결정 특성과 외부 전원의 특성에 직접적인 상관관계를 갖게 된다. 또한 압전 효과를 나타내는 물질은 세라믹이며 이방성(anisotropic)의 특성으로 인해 물질의 물리적인 특성과 전기적 특성이 방향성을 갖는다. 압전 재료가 방향성을 가지는 특성을 이용하여 액추에이터에 적용하였을 때 액추에이터의 구동 방향과 같은 방향으로 많은 변형이 이루어지도록 한다.

3.2.2 PZT 액추에이터의 이론

압전 효과에 의한 변형은 물질이 갖는 전기적 거동과 기계적 거동의 상관관계에 의해 결정된다. 따라서 전체 변형은 다음과 같이 나타낼 수 있다[27].

$$S = s^E T + dE \quad (3-1)$$

여기서 S 는 재료의 변형률, s^E 는 전기장에 대한 컴플라이언스 텐서(compliance tensor), T 는 응력텐서, d 는 PZT charge constant tensor 그리고 E 는 전기장이다.

Fig. 3-13과 같이 전기장에 의한 압전소자의 변형이 이루어고 외부의 기계적

힘이 없다고 가정하면 식(3-1)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta l = d_{33} \cdot V = d_{33} \cdot \frac{V}{l} = d_{33} \cdot E \cdot l \quad (3-2)$$

$$\Delta a = d_{31} \cdot U = d_{31} \cdot \frac{U}{a} = d_{31} \cdot E \cdot a \quad (3-3)$$

여기서 Δl 과 Δa 는 각 방향에 대한 신장량(elongation)이고 V 는 공급된 전력(voltage)이다. 각 방향에 대한 d 이 경우 $d_{33} > 0$ 이고 $d_{31} < 0$ 이다.

압전 재료의 예로는 수정(quartz), LiTaO₃, PZT 그리고 ZnO등이 있으며 직접 액추에이터에 적용하였을 때 스파크(spark)나 회로의 단락이 발생하게 되며 이를 방지하기 위해 압전 재료와 전기적 특성을 나타내지 않는 재료(실리콘 등)로 보호되도록 사용한다. PZT 액추에이터는 박막으로 이루어진 PZT, 접착층(bonding layer) 그리고 피동판재(passive plate)로 구성되어 있으며 Fig. 3-14에 나타내었다. 그림에서와 보는 바와 같이 각 구성 요소들은 박막을 이루고 있다. 따라서 응력 및 변형에 대한 해석에 있어 박막이 갖는 재료 역학적 특성과 각 요소가 서로 다른 물리적 특성을 가지고 있기 때문에 응력 혹은 변형특성의 비선형을 고려해야한다.

Fig. 3-15는 각 요소의 변형 특성 및 응력 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 액추에이터의 시스템은 특성상 각 요소의 변형은 선형적으로 일어나지만 응력 특성은 비선형을 보이게 된다. 또한 액추에이터의 구동은 주기적으로 발생하게 되며 구동 방향 변화로 응력 변곡면이 발생하게 된다. 이러한 변형이 일어나는 동안 응력 변곡면이 접착부분에 발생하게 되면 접착이 떨어질 수 있는 문제점이 발생할 수 있고 전체 액추에이터의 내구성에 큰 문제가 된다. 따라서 역학적 해석을 하기 위해 응력의 변곡 부분이 존재와 각 요소의 경계부분에서의 응력은 같다고 가정하였다.

응력이 변곡되는 면(neutral surface, Fig. 3-15에서 점선으로 된 부분) 즉, 각 요소의 복합되어 나타나는 응력이 0이 되는 지점에 대한 파악은 매우 중요하다. 이 지점이 각 요소의 경계면을 넘어서는 것이 반복되면 재료의 갑작스런 탄

성 변화가 일어나 접착면의 안정성이 문제가 되고 이는 전체 액추에이터 시스템에 영향을 미친다. 따라서 액추에이터 구동 중에 이 지점에 PZT 혹은 접착층에서 나타나지 않게 하는 설계가 필요하다. 이 지점에 대하여 역학적 해석을 통해 다음과 같이 제안되고 있다[27].

$$h = \frac{1}{2} \left\{ \begin{aligned} & \frac{Ah_p^2}{Ah_p + Bh_b + Ch_{pzt}} + \frac{B[(h_b + h_p)^2 - h_p^2]}{Ah_p + Bh_b + Ch_{pzt}} \\ & + \frac{C[(h_b + h_p + h_{pzt})^2 - (h_p + h_b)^2]}{Ah_p + Bh_b + Ch_{pzt}} \end{aligned} \right\} \quad (3-4)$$

$$A = \frac{E_p}{(1 - \gamma_p^2)}, \quad B = \frac{E_b}{(1 - \gamma_b^2)}, \quad C = \frac{E_{pzt}}{(1 - \gamma_{pzt}^2)}$$

접착층이 박막이라고 하면 응력은 다음과 같이 나타낼 수 있다[11].

$$\sigma_b = \frac{E_b}{(1 - \gamma_b)} \epsilon_b \quad (3-5)$$

여기서 σ_b , E_b 그리고 γ_b 는 접착층에 대한 응력, 영계수(Young's modules) 그리고 ϵ_b 는 포와송의 비(Poisson rate)이다. 또한 PZT와 피동판재에서도 위와 같은 관계를 가진다. 액추에이터의 구동 방향의 변형이 선형적으로 이루어진다고 가정하면 각 요소의 변형률은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\epsilon(z) = \epsilon_p = \epsilon_b = \epsilon_{PZT} = zk \quad (3-6)$$

액추에이터에서 응력의 변곡면을 피동판재에 존재하도록 해야 한다. 따라서 피동판재에서의 응력해석은 피동판재와 변곡면사이와 변곡면과 접착층사이로 나뉘어 해석해야 한다. 변곡면과 피동판재사이의 응력은 피동판재와 접착층의 경

계면의 응력에 비례적으로 변화하고 변곡면과 피동판재사이의 응력은 접착층의 응력과 비례하게 된다. 따라서 변곡면과 피동판재사이의 응력의 관계를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma_P = \frac{\sigma_i}{(h_P - h)} z \quad (3-7)$$

여기서 z , h_P 그리고 h 는 응력이 변곡면에서의 액추에이터 구동 방향, 피동판재의 높이 그리고 응력이 변곡면에서 피동판재의 바닥면사이의 거리이다. 식(3-4)에서 식 (3-7)의 관계를 이용하여 응력의 기울기 k 을 구하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$k = \frac{1 - \gamma_b}{E_P} \frac{\sigma_i}{h_P - h} \quad (3-8)$$

따라서 식 (3-5)에 대입하면 적용하면 접착층의 응력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma_b = \frac{E_b}{(1 - \gamma_b)} kz = \frac{E_b}{(1 - \gamma_b)} \frac{1 - \gamma_b}{E_P} \frac{\sigma_i}{h_P - h} z \quad (3-9)$$

같은 방법으로 피동판재의 응력 관계식도 위와 같이 구할 수 있다.

PZT의 고유진동수는 마이크로 펌프의 구동 주파수에 비해 상당히 크고 z 방향의 변형의 각 요소의 경계면에 거의 없기 때문에 일반적인 압전소자가 가지는 이방성의 특성을 무시하고 탄성적으로 등방성을 가진다고 가정할 수 있다. 따라서 PZT의 응력과 변형률에 대한 관계는 선형 압전 보존 방정식으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}\sigma_{pzt} &= \frac{E_{pzt}}{(1-\gamma_{pzt})} \left(kz - \frac{V}{h_{pzt}} d_{31} \right) \\ &= \frac{\sigma_i(1-\gamma_p)E_{pzt}}{(1-\gamma_{pzt})(h_P-h)} z - \frac{E_{pzt}}{(1-\gamma_{pzt})} \frac{V}{h_{pzt}} d_{31}\end{aligned}\quad (3-10)$$

여기서 d_{31} 와 V 는 커플링 계수와 기전력이다. 또한 각 요소의 결합에 의해 발생하는 모멘텀 균형을 나타내고 앞에서 구한 각 요소에 대한 응력의 관계를 도입하여 경계면에서 발생하는 응력 σ_i 에 대하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma_i = \frac{3\eta V d_{31} (2h' + 2h_b + h_{pzt})}{2(h'^3 + h^3 + \alpha((h' + h_b)^3 - h'^3) + \beta((h' + h_b + h_{pzt})^3 - (h' + h_b^3)))} \quad (3-11)$$

$$h' = h_P - h, \quad \eta = \frac{E_{pzt}}{1-\gamma_{pzt}}, \quad \alpha = \frac{E_b(1-\gamma_P)}{E_P(1-\gamma_b)}, \quad \beta = \frac{E_{pzt}(1-\gamma_P)}{E_P(1-\gamma_{pzt})}$$

3.2.3 PZT 액추에이터의 설계

밸브 없는 마이크로 펌프에 적용하기 위해 PZT 구동 방식의 액추에이터를 설계하고 해석하였다. 마이크로 액추에이터 구성은 액추에이터의 구동 역할을 하는 PZT, 챔버의 밀폐와 PZT의 구동력을 유체에 전달하는 피동판재 그리고 두개의 요소를 접착하는 접착층으로 구성되어 있다.

액추에이터의 설계는 앞 절에서 언급한 이론과 마이크로 펌프 전체 시스템을 고려하여 각 요소에 대한 형상을 결정하였다. 설계된 액추에이터의 모델은 Fig. 3-16에 나타내었고 그 재원은 Table 3.1과 같다.

Table 3.1 The geometry of micro pump actuator.

	Diameter(μm)	Thickness(μm)
PZT actuator	2400	40
Bond layer	2400	10
Passive plate	3000	60

3.2.4 PZT 액추에이터의 해석

마이크로 펌프 액추에이터에 대해 위의 설계에 대한 변형특성을 수치적 방법으로 해석하였다. 수치 해석은 상용 코드인 CFD-ACE를 이용하였으며, 압력과 주파수에 대한 해석 범위는 Table 3.2에 주어져 있다.

마이크로 펌프 액추에이터의 구동력을 발생시키는 압전소자인 PZT의 거동은 물리적 특성과 전기적 특성에 관계한다. 따라서 해석에서 사용된 마이크로 펌프의 PZT 액추에이터에 대한 물리적 특성을 Table 3.3에 나타내었다. 해석 시간을 단축하기 위해 전체 시스템의 반쪽 부분을 모델링하여 해석하였다. 또한 PZT 액추에이터 해석 영역에 대한 격자 시스템을 Fig. 3-17에 나타내었다. 전체 격자점의 수는 48546개이며 총 셀의 수는 44784개이다.

PZT 액추에이터에 교류 전류를 인가하는 경우 변형 특성을 살펴보기 위하여 전압이 200volt이고 주파수가 100Hz인 교류 전류를 싸인 파(sine wave)의 형태로 인가했을 때 한 주기내에서의 변형 특성을 Fig. 3-18은 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 변형 특성은 일반적인 PZT 소자의 변형 특성과 마찬가지로 인가전압에 따라 액추에이터 중심으로 안정적인 변형을 나타내고 있다.

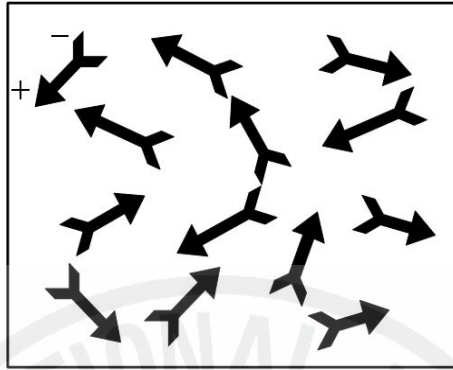
Fig. 3-19에는 200volt의 전압을 인가한 경우 주파수에 따른 최대 변형량에 대해 나타내었고 Fig. 3-20에는 전압에 따라 PZT 액추에이터의 최대 변형량을 도시하였다. 전압 및 주파수가 증가할수록 최대 변형량은 모두 선형적으로 증가함을 알 수 있다.

Table 3.2 Analytic condition of micro pump actuator.

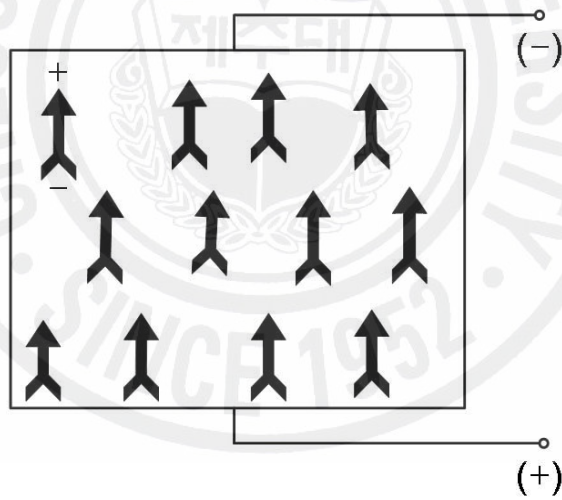
	Voltage(Volt)	Frequency(Hz)
1	50	100
2	50	200
3	50	400
4	100	100
5	100	200
6	100	400
7	200	100
8	200	200
9	200	400

Table 3.3 Properties of the PZT actuator elements.

	Property	Tensor (in order of x, y, z, xy, yz and xz)
PZT actuator	Piezoelectricity e [Cm ⁻²]	$\begin{bmatrix} 0 & 0 & -5.4 \\ 0 & 0 & -5.4 \\ 0 & 0 & 15.8 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 12.3 & 0 \\ 12.3 & 0 & 0 \end{bmatrix}$
	Permittivity ϵ [Fm ⁻¹]	$\begin{bmatrix} 8.107 & 0 & 0 \\ 0 & 8.107 & 0 \\ 0 & 0 & 7.346 \end{bmatrix} \times 10^{-9}$
	Compliance S [m ² N ⁻¹]	$\begin{bmatrix} 16.4 & -5.75 & -8.45 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 16.4 & -8.45 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 0 \\ & & & 44.3 & 0 & 0 \\ & & & & 47.5 & 0 \\ & & & & & 47.5 \end{bmatrix} \times 10^{-12}$ <p style="text-align: center;"><i>symmetric</i></p>
Bonding layer	Young's modulus ϵ [GPa]	5.17
	Poisson ratio γ	0.3
Passive plate	Young's modulus ϵ [GPa]	62.75
	Poisson ratio γ	0.2

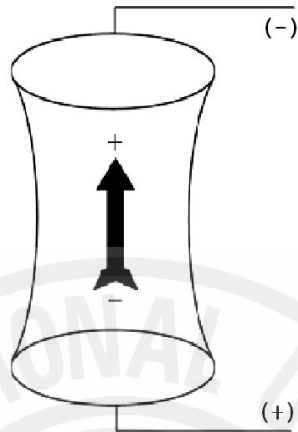


(a) Random orientation of polar domains prior to polarization

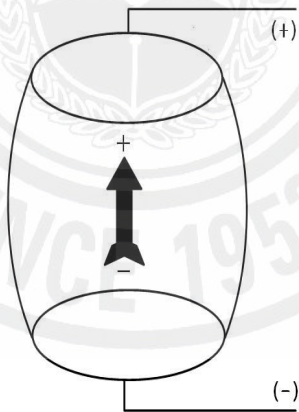


(b) Polarization in DC electric field

Figure 3-11. Polarizing a piezoelectric ceramic.



(a) The same a polarity



(b) The opposite a polarity

Figure 3-12. Motion of piezoelectric element for a poling voltage.

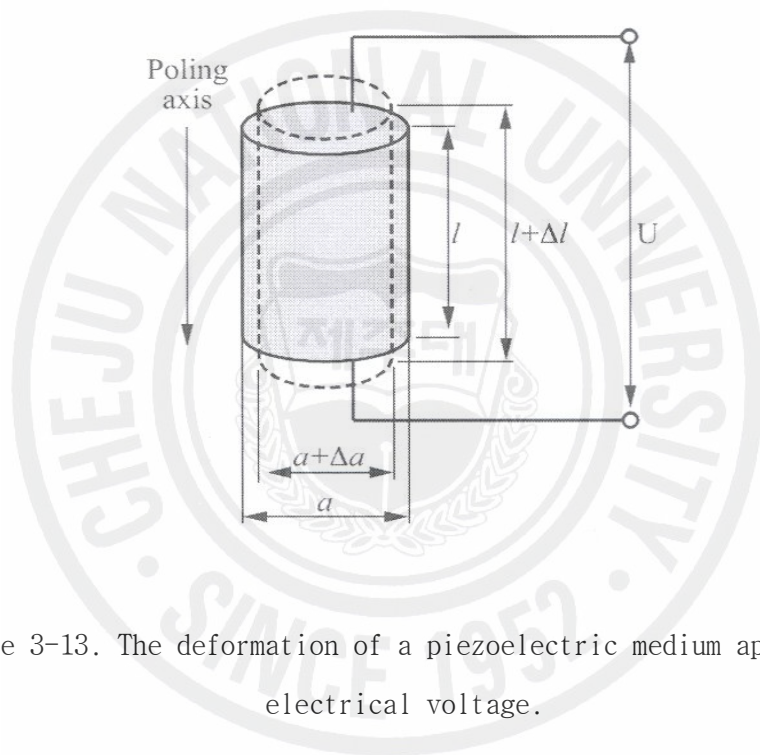


Figure 3-13. The deformation of a piezoelectric medium applied an electrical voltage.

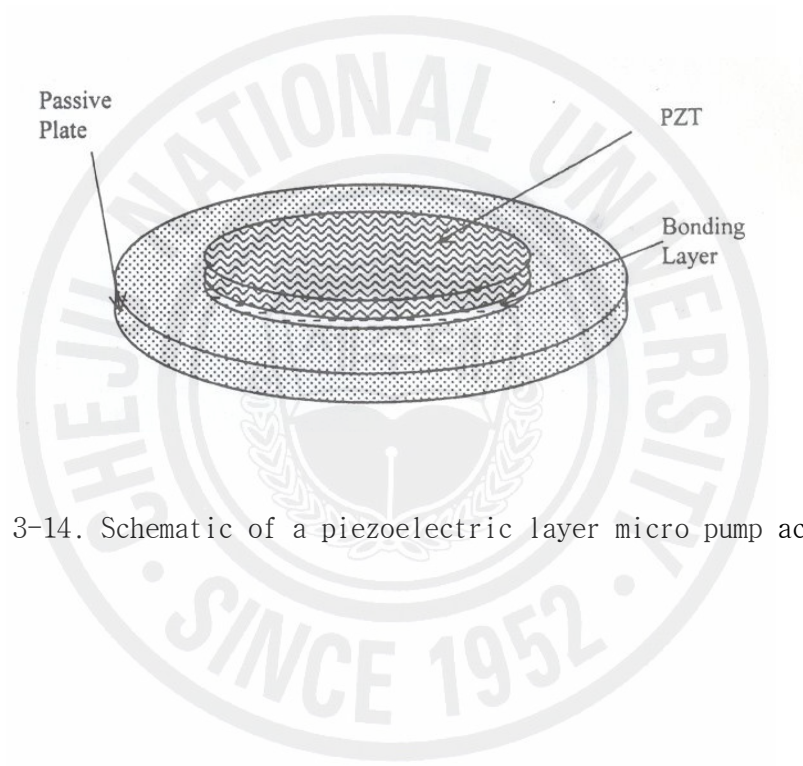


Figure 3-14. Schematic of a piezoelectric layer micro pump actuator.

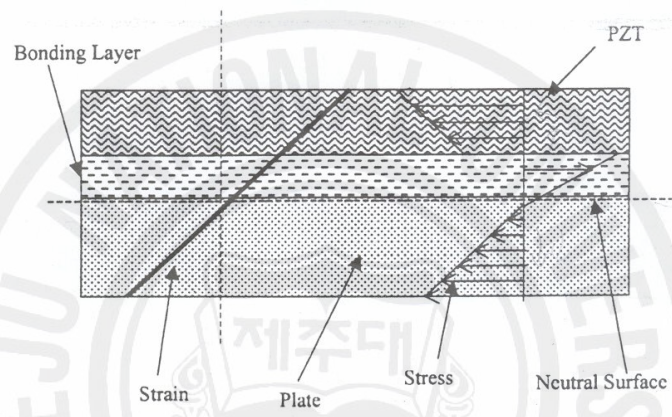
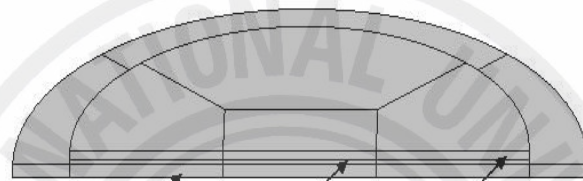


Figure 3-15. Strain and stress distributions in the actuator.



Passive plate Bonding layer PZT actuator

Figure 3-16. The model of micro pump actuator.



Figure 3-17. Grid generation of PZT actuator.

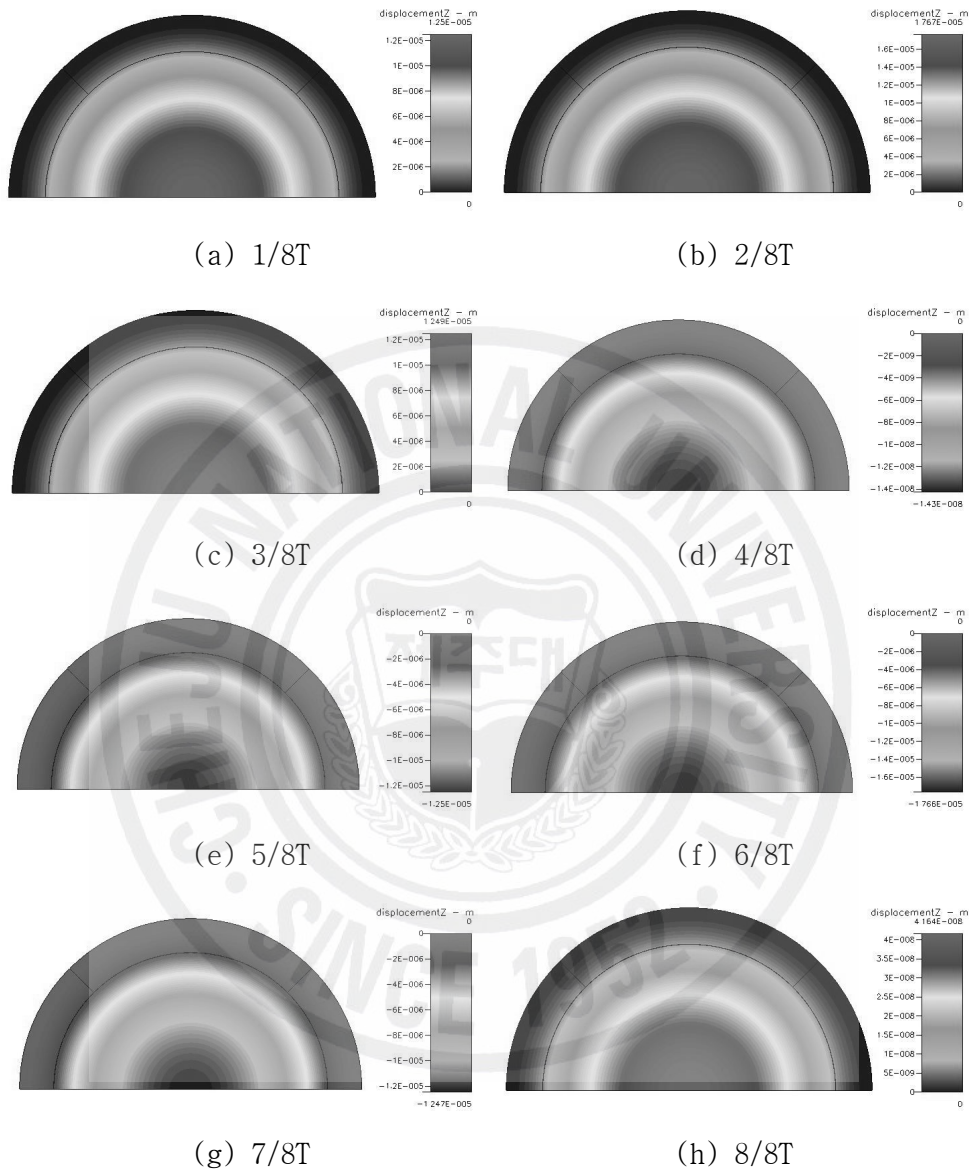


Figure 3-18. Deflection contours of PZT actuator for $V=200\text{volt}$ and $F=200\text{Hz}$.

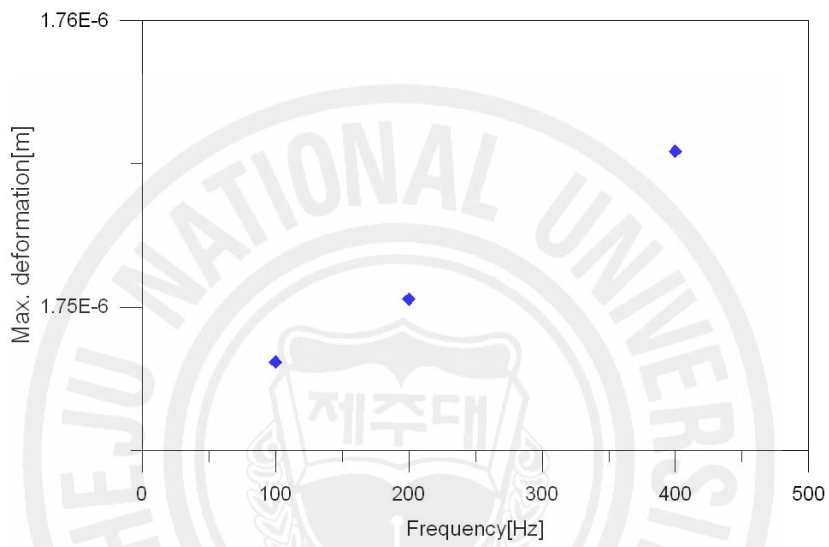


Figure 3-19. Maximum deformation of PZT actuator for the frequency for V=200volt.

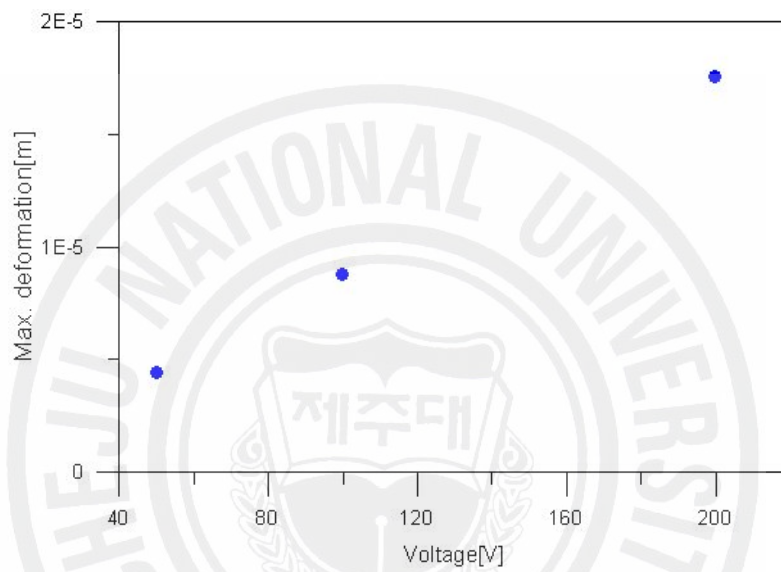


Figure 3-20. Maximum deformation of PZT actuator for the voltages for F=200Hz.

3.3 디퓨저/노즐 요소에 대한 해석

3.3.1 디퓨저/노즐 요소

디퓨저/노즐은 유로의 단면적의 변화를 통해 운동에너지와 압력 사이의 변화를 얻을 수 있는 특성을 가지고 있다. 유로에서 운동에너지가 압력으로 회복하게 되는데 디퓨저와 노즐 요소에서의 압력 회복 정도가 차이를 보이며 이러한 특성을 이용하여 마크로 펌프에서 유동 제어의 한 방법으로 제안되고 있다.

마이크로 펌프에서 액츄에이터는 주기적인 반복 구동이 이루어지기 때문에 챔버에서 유체의 압력과 유동 또한 주기적인 특성을 가지게 된다. 따라서 하나의 디퓨저 요소가 유동 방향의 변화에 따라 디퓨저 및 노즐의 기능을 동시에 수행하게 된다. 따라서 한 주기내 디퓨저/노즐 역할의 반복으로 디퓨저에 의한 압력 회복과 노즐에 의한 압력 회복량의 차이가 발생하고 이로 인해 한쪽 방향으로의 압력이 증가하여 유동은 한쪽 방향으로 진행된다. 디퓨저/노즐 형상은 원추형과 평판형으로 크게 나눌 수 있으며(Fig. 3-21) 디퓨저의 형상에 따라 유동의 안정성이 달라진다.

3.3.2 디퓨저 이론

디퓨저 요소의 압력 회복특성은 디퓨저 길이 L , 디퓨저 입출구의 단면적비 $AR=A_2/A_1$ 그리고 디퓨저의 확대 혹은 축소각 θ 에 관계한다. 압력 회복 계수 (C_P)는 디퓨저 입출구 사이에서 발생하는 압력회복의 척도를 나타내는 것으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_P = \frac{P_e - P_t}{P_{0t} - P_t} \quad (3-11)$$

마찰이 없는 정상유동에서 베르누이(Bernoulli) 방정식과 연속 방정식을 적용하면 식 (3-11)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_{P,frictionless} = 1 - (AR)^{-2} \quad (3-12)$$

여기서 P_0 는 정압력(stagnation pressure)이다

실제 유동에서 마찰을 고려하게 되면 디퓨저 요소에서 압력의 마찰에 의한 손실이 발생하게 된다. 마찰 손실에 대한 척도는 압력손실계수(pressure loss coefficient) K 는 압력회복 계수로 나타낼 수 있고 K 는 C_p 와 관계하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$K = 1 - (AR)^{-2} - C_p \quad (3-13)$$

또한, 디퓨저/노즐 요소의 입구에서의 압력손실과 압력 손실계수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P = K \cdot \frac{1}{2} \rho \overline{U_e^2} \quad (3-14)$$

또한 디퓨저/노즐 요소의 목(throat)에서의 압력 손실은 나타내면

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{1}{2} \rho \overline{U_t^2} \quad \xi = K \cdot \left(\frac{A_2}{A_1} \right) = K \cdot AR^{-1} \quad (3-15)$$

여기서 ξ 는 디퓨저 목에서의 압력 손실계수이다. 식 (3-14)와 (3-15)에 의해 디퓨저 요소가 갖는 디퓨저 효과 계수(diffuser element efficiency ratio) η 을 얻을 수 있다.

$$\eta = \frac{\xi_t}{\xi_e} \quad (3-16)$$

마이크로 펌프의 디퓨저/노즐 요소의 설계에 있어 η 는 유동제어 중요 인자로 작용하게 되며 디퓨저/노즐에서의 η 의 차이에 의해 유동방향과 유량의 변화가 결정된다.

3.3.3 디퓨저 요소

마이크로 펌프의 형식의 brass 형이기 때문 디퓨저의 구성에 있어 디퓨저/노즐의 확대각 및 형상 등이 제한된다. 또한 디퓨저/노즐의 입출구에서의 급확대로 구성 시 전체 시스템에 대한 압력 손실이 증가하게 되어 유량 감소의 원인이 되기 때문에 Fig. 3-22와 같이 급확대 요인을 제거할 수 있는 형태의 디퓨저/노즐 형상을 구성하였고 이에 대하여 해석하였다. 디퓨저/노즐 요소의 확대/축소 각 θ 는 10° 이며 급확대 부분의 확대각은 45° 로 하였다. 또한 전체 디퓨저/노즐 부분의 길이는 $500\mu\text{m}$ 이며 유동의 안정성을 주기위해 입출구에서 일정부분의 유로를 설치하였다. Fig. 3-23과 Table 3-4에 디퓨저/노즐요소의 주요 형상과 사양에 대하여 나타내었다.

Table 3.4 Configuration of diffuser/nozzle elements.

Length of channel (μm)		Extension angle (deg.)		Length of diffuser/nozzle (μm)	Area of diffuser/nozzle (μm^2)
Inlet	Outlet	diffuser/nozzle	Contacted pump		
2000	2000	10	45	500	50*200

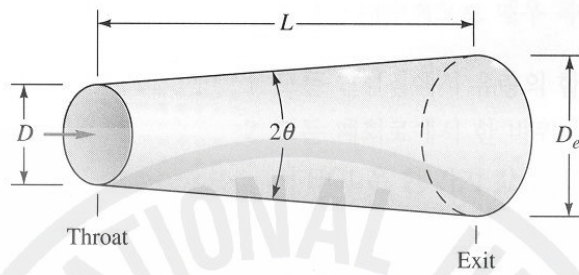
3.3.4 디퓨저/노즐 요소의 해석

디퓨저/노즐 요소에 대한 앞 절의 설계에 대하여 해석 프로그램인 CFD-ACE를 이용하여 해석하였다. 디퓨저/노즐의 입구에서 동일 압력을 주었을 때 나타나는 압력손실과 유동특성에 대하여 살펴보았다.

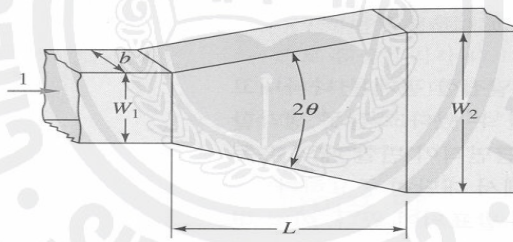
압력의 변화에 대한 유동 특성을 살펴 보기 위해 디퓨저/노즐 요소에서의 유로의 동일한 압력차를 주었을 때 유동특성을 Fig. 3-24($\Delta P=10000\text{Pa}$)와 Fig.

3-25($\Delta P=30000\text{Pa}$)에 나타내었다. Fig. 3-26은 디퓨저/노즐에서 압력차 변화($\Delta P=2000\text{Pa}\sim 90000\text{Pa}$)따른 각 요소에 대하여 유동 속도를 나타낸 것이다. 그림에서 보면 해석 범위에서는 디퓨저의 유동속도가 더 크게 나타나고 있으며 디퓨저와 노즐의 유동 속도의 차이는 최대 5%($\Delta P=10000\text{Pa}$)를 보이고 있다. 따라서 이와 같은 디퓨저/노즐 형상을 마이크로 펌프의 유동 제어에 적용할 수 있음을 확인하였다.





(a) Cone type



(b) Plate type

Figure 3-21. General structure of diffuser/nozzle elements.

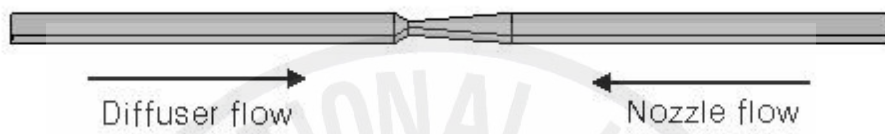


Figure 3-22. Schematic of diffuser/nozzle element.

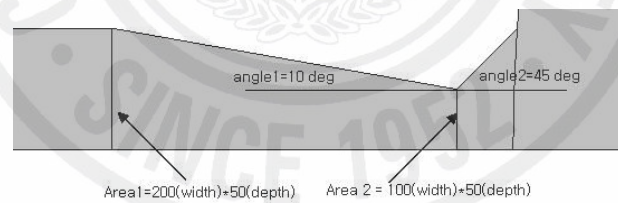
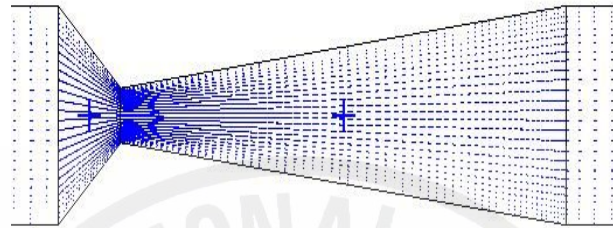
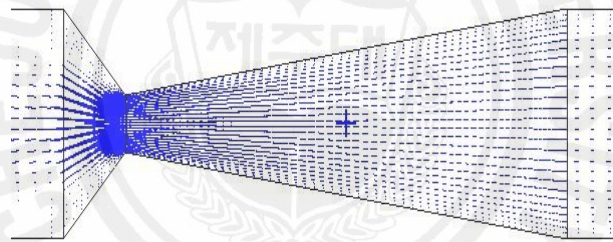


Figure 3-23. Geometry of diffuser/nozzle elements.



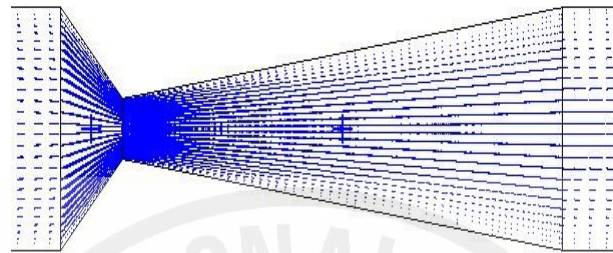
(a) Diffuser flow



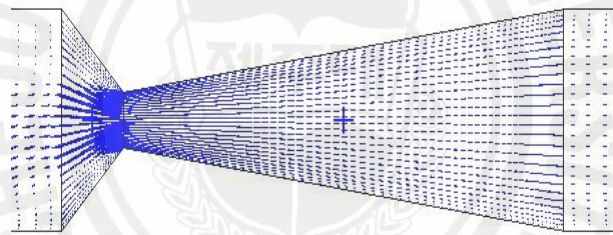
(b) Nozzle flow

Figure 3-24. Velocity profile of diffuser/nozzle elements for

$$\Delta P = 10000 Pa.$$



(a) Nozzle flow



(b) Nozzle flow

Figure 3-25. Velocity profile of diffuser/nozzle elements for $\Delta P = 30000 Pa$.

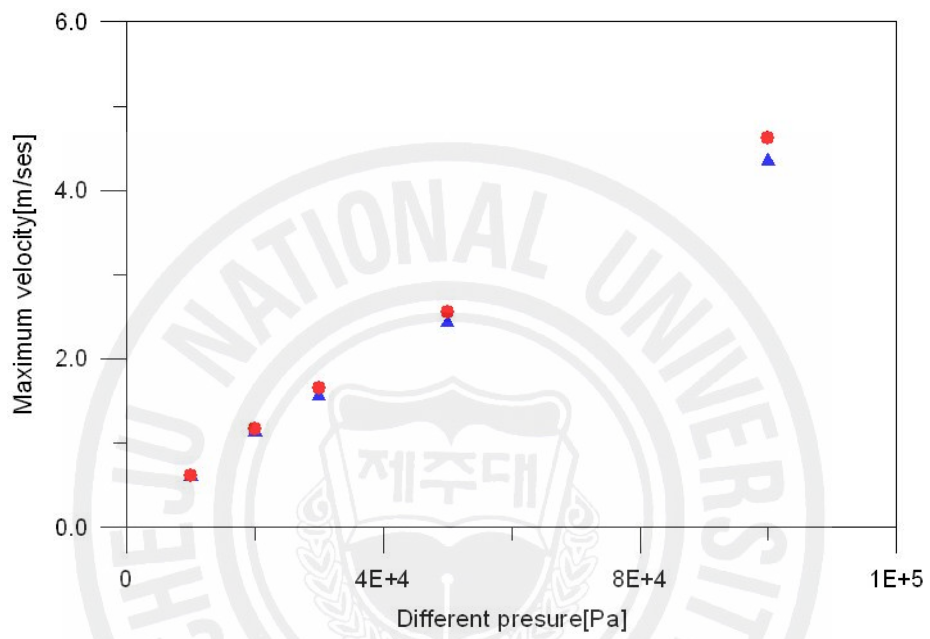


Figure 3-26. Velocity for flow direction at diffuser/nozzle elements for various different pressure.

3.4 밸브 없는(valveless) 마이크로 펌프

3.4.1 밸브 없는 마이크로 펌프의 작동 원리

밸브 없는 마이크로 펌프는 액추에이터의 구동력 의해 챔버내의 압력이나 유동을 발생시킨다. 압력은 양방향의 유로에 유동의 원인이 되며 디퓨저/노즐 요소에 의해 양방향으로 흐르는 유량의 차이를 발생시킨다. 액추에이터가 주기적 구동하게 되면 이러한 유동의 차이가 반복적으로 일어나 한 쪽 요소에서 흡출입되는 유량의 변화를 일으키게 되고 이는 전체적으로 한쪽 방향으로 유동을 발생시키게 된다.

Fig. 3-27는 디퓨저/노즐 요소를 가지는 밸브 없는 마이크로 펌프의 작동원리에 대하여 나타낸 것이다. Fig. 3-27(a)에서는 유체가 펌프 내로 흡입될 때이며 이 경우 오른쪽 디퓨저/노즐 요소는 디퓨저 효과 그리고 오른쪽 요소는 노즐의 효과가 나타나게 되며 노즐 부분(왼쪽)보다 디퓨저 부분(오른쪽)이 상대적 많은 양을 흡입하게 된다. 그리고 (Fig. 3-27(b))에서는 이와 반대로 오른쪽 부분이 디퓨저 그리고 왼쪽 부분이 노즐의 역할을 하게 되어 유출되는 양은 오른쪽 요소에서 더 많게 된다. 결과적으로 한주기 동안 펌프 내로 유출입되는 총량은 변화가 없으나 오른쪽 부분이 상대적으로 적은 유입과 많은 유출이 되어 유체 유동은 왼쪽에서 오른쪽으로 발생하게 된다[28].

3.4.2 밸브 없는 마이크로 펌프의 이론

밸브 없는 마이크로 펌프는 액추에이터의 구동으로 챔버내에 유동과 압력을 발생시키고 발생된 유동과 압력은 유로 유동을 일으키게 되며 유동은 디퓨저/노즐 요소에 효과에 의해 제어된다. 그리고 액추에이터의 구동이 주기적이므로 모든 유동 또한 주기적인 특성을 가지게 된다. Fig. 3-28은 밸브 없는 마이크로 펌프의 개략도를 나타낸다.

PZT 액추에이터의 구동에 의한 변위는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$x = X \sin(ft - \phi) \quad (3-17)$$

여기서 x 는 액추에이터 변위, X 는 진폭, f 는 주파수 ϕ 는 위상차이다. 액추에이터 요소가 가지는 진동과 유체의 고유진동수에 대한 고찰이 필요하다. 질량-스프링 시스템 해석(mass-spring system analysis)을 적용하여 공진 주파수 f_0 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{K_p(1+\eta^{1/2})^2 b(D-d)}{\rho k_v(1+\eta)L \ln \frac{D}{d}} \right]^{1/2} \quad (3-18)$$

여기서 η 는 디퓨저/노즐 요소에서의 압력 손실계수, K_p 와 K_v 는 상수, D 와 d 는 디퓨저/노즐 요소의 입출구 특성 길이 그리고 b 는 Fig. 3-28 시스템의 폭이다.

밸브 없는 마이크로 펌프의 개략적인 설계를 위해 앞에서 설명한 액추에이터의 공진주파수와 유동에 대한 연속방정식을 적용하고 디퓨저/노즐에서의 압력손실을 앞에서 언급한 디퓨저/노즐 이론에서 나타낸 것이라고 가정하면 마이크로 펌프에서의 정미유량(Φ)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Phi = 2f_0 K_v x_0 \left(\frac{\eta^{1/2} - 1}{\eta^{1/2} + 1} \right) \quad (3-19)$$

3.4.3 밸브 없는 마이크로 펌프

밸브 없는 마이크로 펌프의 구성은 앞에서 해석한 PZT 액추에이터와 디퓨저/노즐 요소에 대한 결과를 바탕으로 마이크로 펌프 이론을 적용하여 설계하였다. Fig. 3-29는 밸브 없는 마이크로 펌프의 개략도와 형상에 대하여 나타내었다. PZT 액추에이터 요소와 디퓨저/노즐 요소는 앞의 설계와 동일하게 하였다.

3.4.4 밸브 없는 마이크로 펌프의 해석

밸브 없는 마이크로 펌프에 대하여 수치적 방법을 통해 유동 특성 및 액추에

이터의 구동 특성에 대하여 해석하였고 응력 해석과 유동장 해석이 동시에 가능한 프로그램인 CFD-ACE를 사용하였다.

마이크로 펌프는 주기적으로 구동하는 특성을 가지고 있으므로 해석 시간 간격(time step)을 한 주기에 대하여 64-128회 범위에서 해석하였다. 또한 해석하고자 하는 시스템의 경우 응력 해석과 유동장 해석을 동시에 실시해야 하기 때문에 각각의 해석 결과는 서로의 경계조건으로 작용하게 된다. 경계면은 액추에이터에서 구동에 따라 변화하도록 하였으며 한 시간간격에서 액추에이터의 응력 해석 결과에 의한 경계조건과 챔버 및 디퓨저/노즐요소의 유동장 해석에 대한 경계조건을 연결하기 위하여 3-7회 정도 반복하여 계산을 실시하였다. 마이크로 펌프 구동은 PZT 액추에이터에 의해서 이루어진다. PZT 액추에이터 구동은 전압과 주파수에 의존하기 때문에 전압은 $V=50\text{volt}\sim 200\text{volt}$, 주파수 $F=100\sim 400\text{Hz}$ 범위에서 해석하였다.

밸브 없는 마이크로 펌프 해석에 대한 격자는 Fig. 3-30과 같다. 액추에이터의 경우 구동방향과 다른 방향에 대해서는 물리적 영향이 상대적으로 적기 때문에 상대적으로 많은 격자를 구성하지 않았으나 유동장 영역인 경우 복잡한 유동이 발생할 것으로 예상되어 상대적으로 많은 격자를 구성하였다.

밸브 없는 마이크로 펌프에서 $V=100\text{volt}$, $F=200\text{Hz}$ 인 구동 조건에서 한 마이크로 펌프의 유동영역인 디퓨저/노즐 요소와 챔버에서의 한주기내에서 유동 변화를 Fig. 3-31에 나타내었다. 여기서 (2)~(7)까지는 흡입 영역에 해당하며 (8)~(14)은 배출 영역 그리고 (15)~(16)는 두 영역이 전환하는 과정에 해당한다. 그림에서 보면 흡입 시의 경우 왼쪽에서 유량 및 유속이 크게 나타난다. 또한 챔버내의 유동을 살펴보면 유동 챔버 중심에서 오른쪽 치우쳐 양쪽 유입 유체가 충돌이 발생하고 충돌에 의한 와류 현상이 일어난다. 따라서 챔버내의 압력이 상승하게 되며 상승된 압력은 다음의 유출 과정에 작용하게 된다. 배출 영역에서 흡입 시 챔버내의 유동 변화를 살펴보면 유체의 관성에 의해 흡입시 형성된 챔버 중심에서의 유동이 소멸이 일정시간 유지되다가 소멸하고 있는데 이는 액추에이터가 배출 과정이 종결되어 흡입과정으로 전환하여도 여전히 배출이 이루어지고 있다. 따라서 액추에이터의 구동과 펌핑 작용이 일정부분 위상차를 이루고 있음을 알 수 있었으며 이러한 현상은 펌프 설계에 있어 유체의 종류 및

액추에이터 구동 주파수의 결정에 매우 중요한 사항으로 작용할 것이다.

Fig. 3-32는 $V=100\text{volt}$, $F=200\text{Hz}$ 인 구동 조건에서 흡입 주기에 대하여 디퓨저/노즐 요소의 각각에 대한 흡입 유량과 차이를 나타낸 것이다. Fig. 3-32(a)에서 살펴보면 흡입 유량은 액추에이터의 구동과 유사하게(싸인 파의 특성) 나타나고 있는 반면 양 쪽 디퓨저/노즐 요소 흡입유량의 차이를 살펴보면(Fig. 3-32(b)) 흡입과정이 초기와 말기의 변화가 비대칭적으로 나타나고 있는데 이는 흡입부에 극확대 영역에 대한 영향과 연속적인 펌핑 과정에서 마이크로 펌프의 챔버내에 유동 현상(Fig. 3-31)에 따라 챔버내에서의 압력 분포가 비대칭적으로 나타나는데 기인하는 것으로 보인다.

배출주기에서 각 디퓨저/노즐 요소에서의 배출 유량 변화와 차이에 대하여 Fig. 3-33에 나타내었다. 배출 유량의 변화(Fig. 3-33(a))를 살펴보면 유량변화는 액추에이터 구동 특성과 유사한 형태(싸인 파)로 나타나고 있으며 유량의 변화는 흡입과정에서의 유량변화보다 상대적으로 급격히 일어나고 있다. 이는 흡입과정과 달리 배출과정에서 디퓨저/노즐은 극확대 영역이 없어 상대적으로 이에 대한 압력 손실이 적게 나타나고 있기 때문이다. 또한 배출 유량의 차이를 살펴보면(Fig. 3-33(b)) 흡입과정과 비교하여 비교적 안정적으로 나타나고 있지만 여전히 전반기보다 후반기의 변화가 적게 나타나고 있다. 이는 상대적으로 액추에이터의 변형 속도가 작은 영역에서 변형 속도에 기인한 유체의 관성 효과의 영향을 때문이며 흡입과정에서 발생한 챔버내의 불규칙한 압력 분포가 배출 과정을 거치면서 안정된 변화를 일으키기 때문으로 사료된다. 한주기내의 디퓨저/노즐 요소에서 유량 유량변화(Fig. 3-34) 살펴보면 이러한 현상을 뚜렷이 알 수 있다.

밸브 없는 마이크로 펌프에서 유동 제어는 디퓨저/노즐 요소에 의해 지배적으로 영향을 받는다. 따라서 디퓨저/노즐 요소의 유동 특성을 살펴보기 위하여 펌프 구동 시 디퓨저/노즐 요소에서의 유동 변화를 Fig. 3-35에 나타내었다. 또한 디퓨저/노즐 요소에서 전압 $V=200\text{volt}$ 에서 최대 유량을 각 진동수에 대하여 Fig. 3-36에 나타내었다. Fig. 3-35과 Fig. 3-36에서 살펴보면 디퓨저/노즐 요소에서의 유동 변화는 액추에이터의 변형량보다 변형속도에 관계하고 있음을 알 수 있다. 즉, 같은 전압의 교류 전원을 공급하였을 때 전압의 크기에 비례적으

로 나타나는 것이 아니라 전압의 변화율에 관계하고 있으며 최대 전압시보다 변화율이 최대인 부분에서 최대유량이 발생하고 있다. 또한 진동수가 작은 영역에서는 진동수가 증가에 따른 유량이 큰 증가를 보인 반면 진동수가 큰 영역으로 갈수록 그 증가폭이 상대적으로 둔화되고 있는데 앞에서 언급한 챔버내의 유동 변화에 따른 것으로 사료된다.



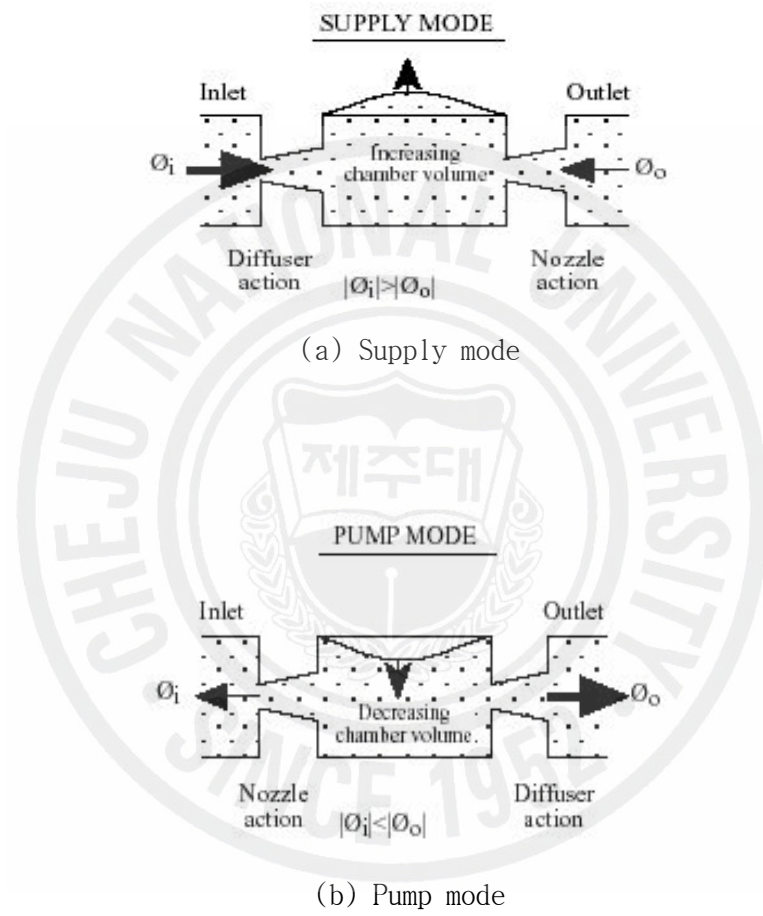


Figure 3-27. The principle of valveless micro pump.

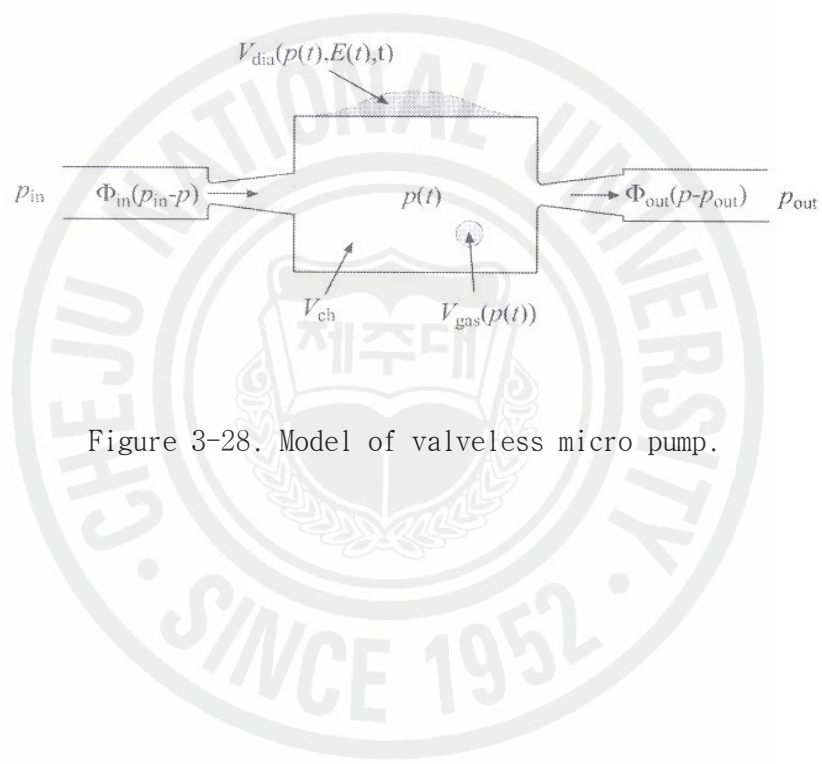


Figure 3-28. Model of valveless micro pump.

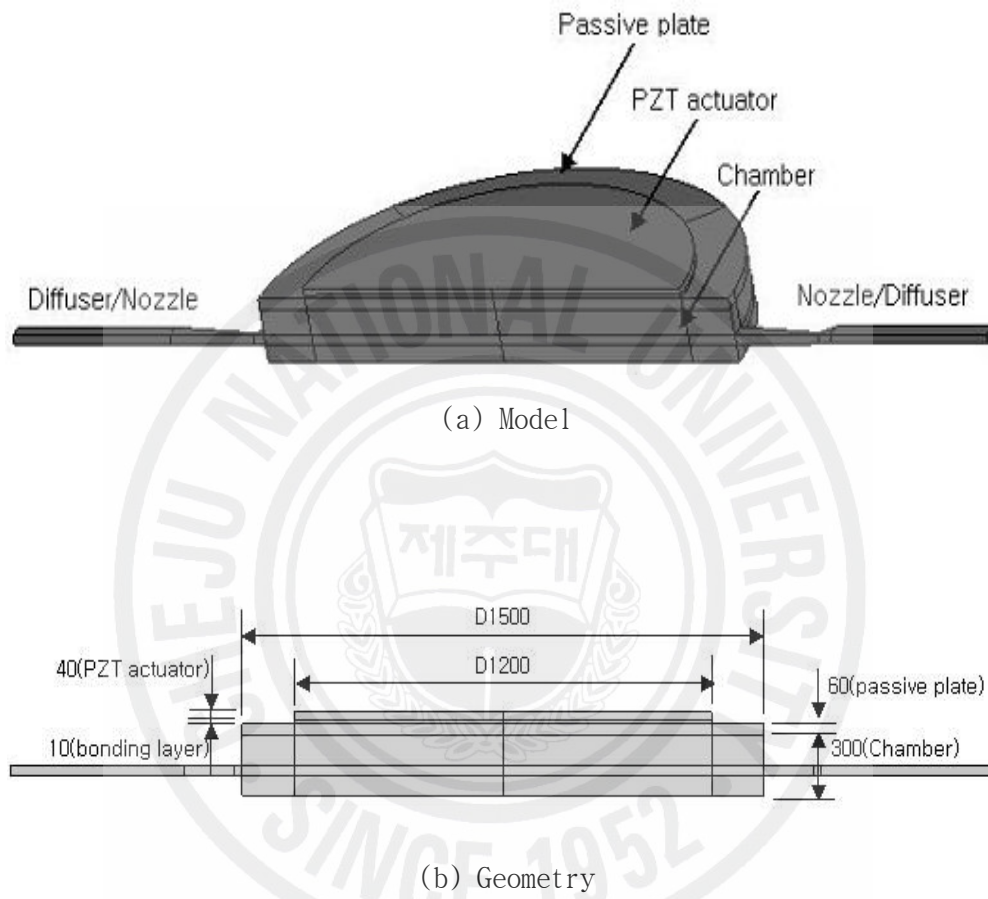


Figure 3-29. Schematic of valveless micro pump.



Figure 3-30. Grid generation of valveless micro pump.

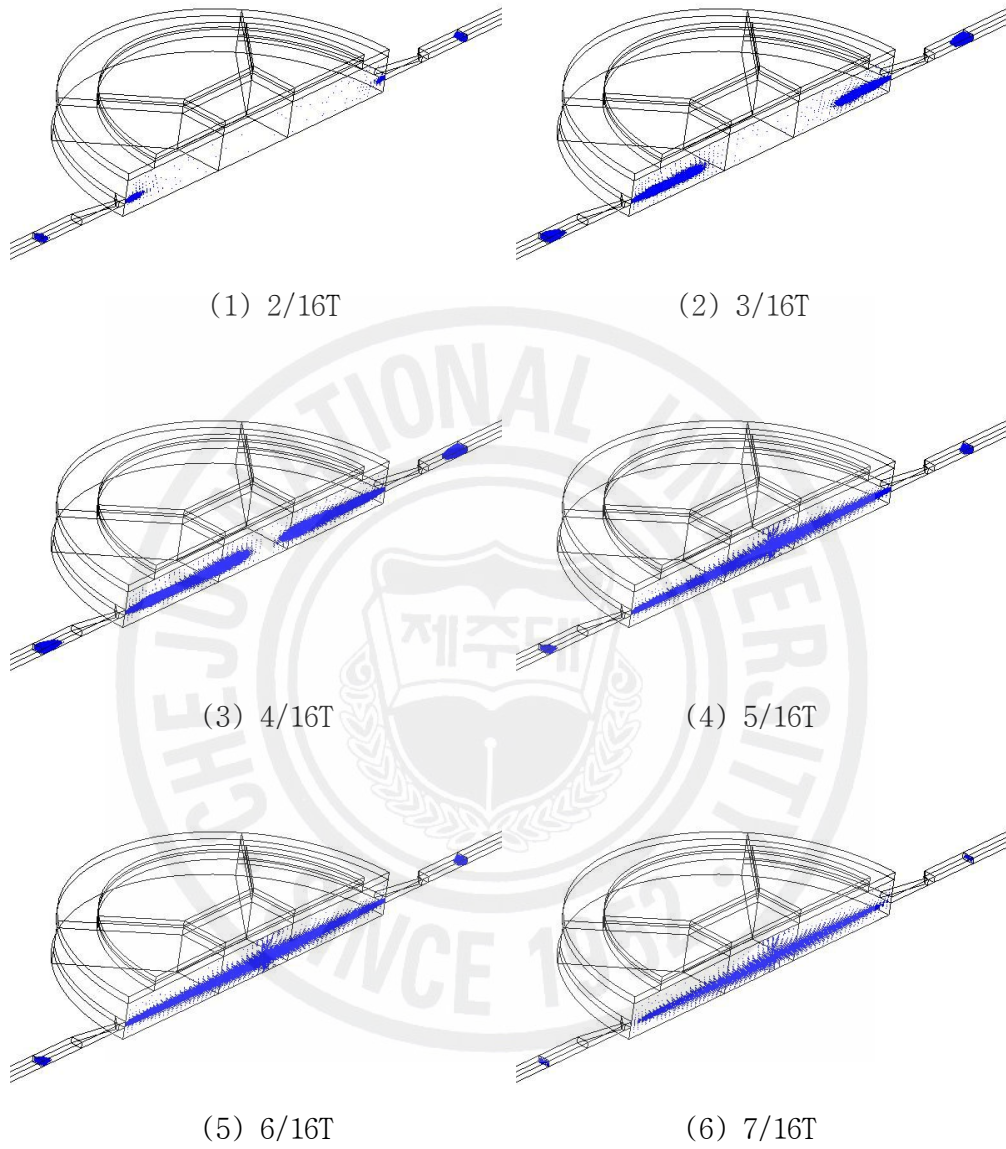
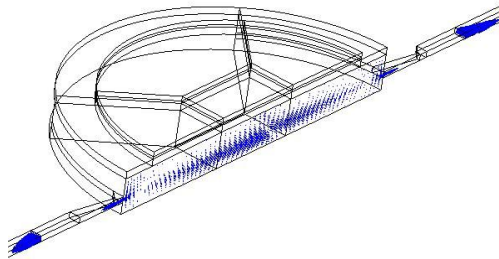
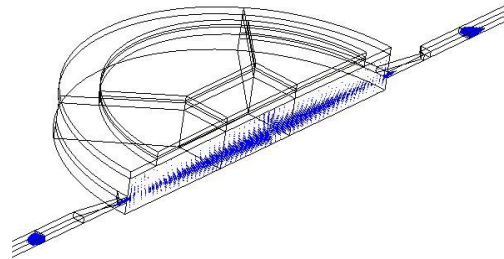


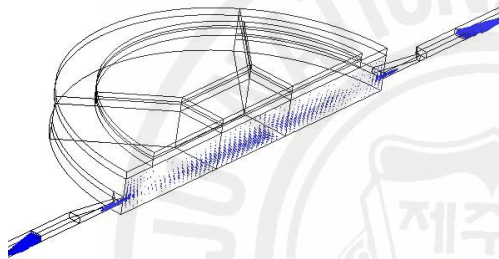
Figure 3-31. Flow patterns of micro pump chamber
for $V=100\text{volt}$ and $F=200\text{Hz}$.



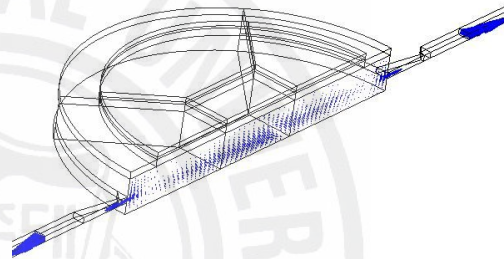
(7) 8/16T



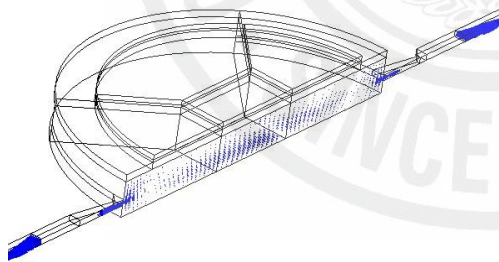
(8) 9/16T



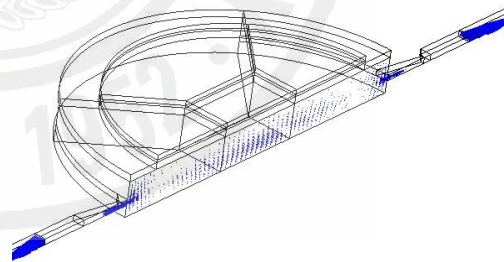
(9) 10/16T



(10) 11/16T

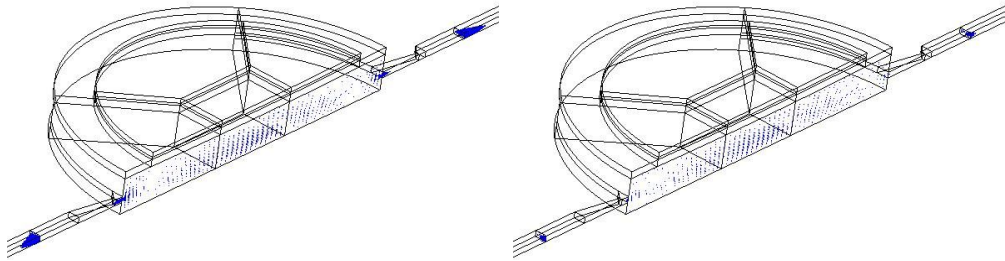


(11) 12/16T



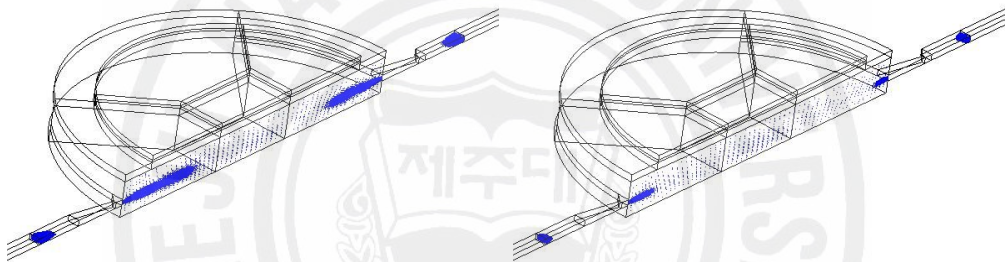
(12) 13/16T

Figure 3-31. (continued)



(13) 14/16T

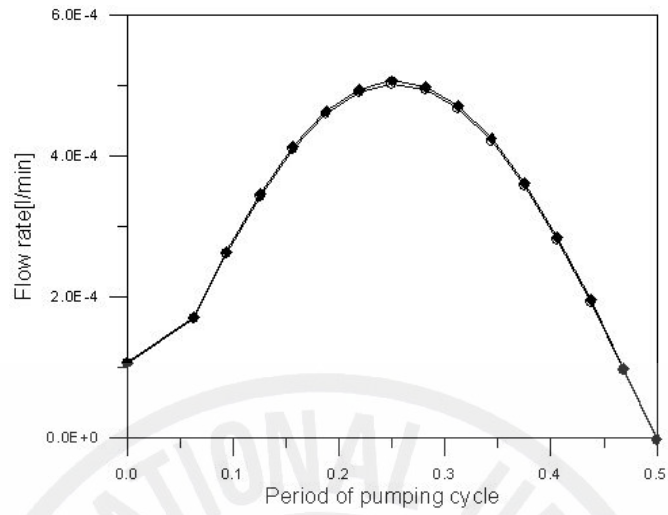
(14) 15/16T



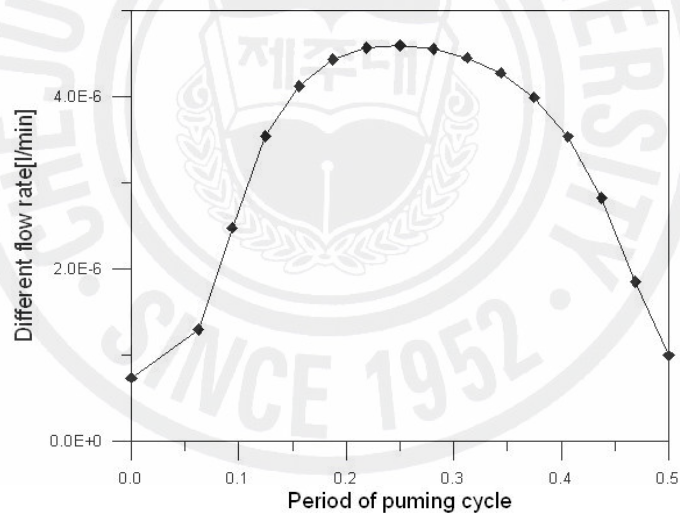
(15) 16/16T

(16) 11/16T

Figure 3-31. (continued)

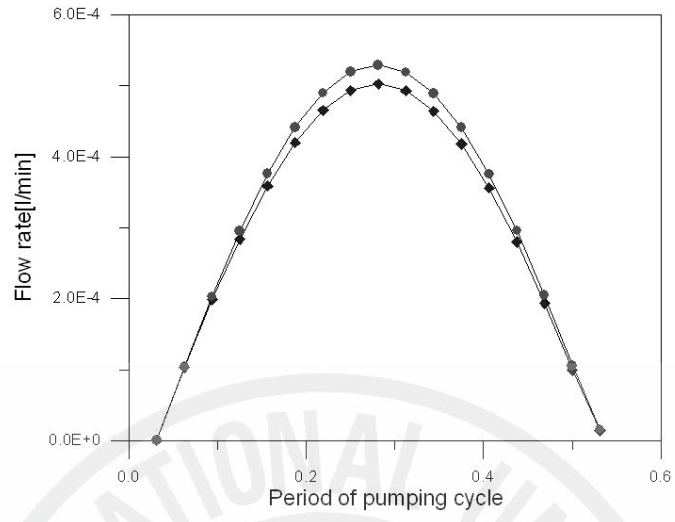


(a)

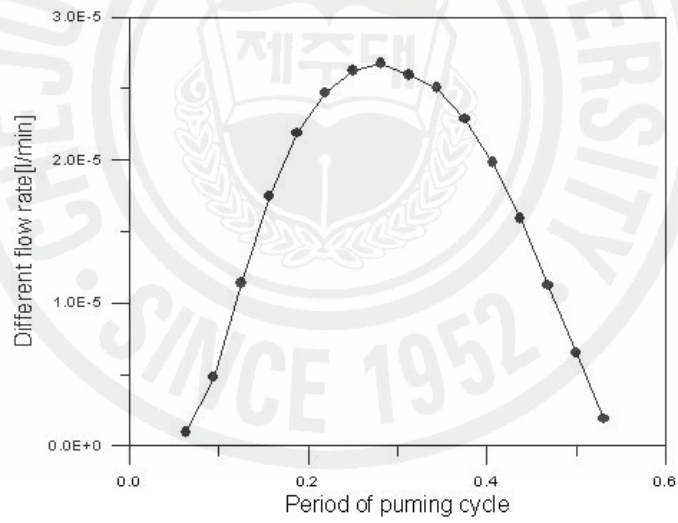


(b)

Figure 3-32. Flow rate at the diffuser/nozzle elements in suction process for a $V=100\text{Volt}$ and $F=200\text{Hz}$.



(a)



(b)

Figure 3-33. Flow rate in pumping process
for $V=100\text{volt}$ and $F=200\text{Hz}$.

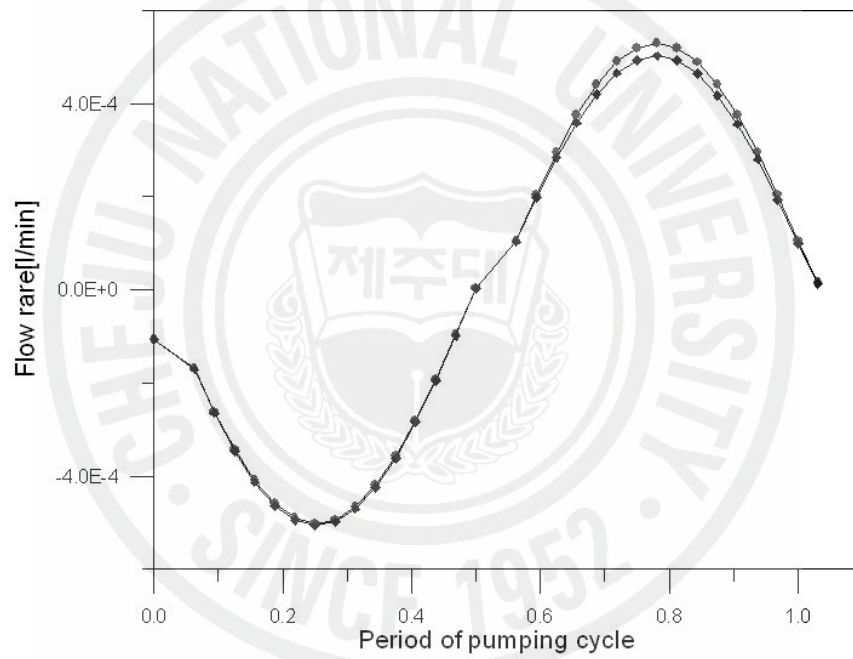
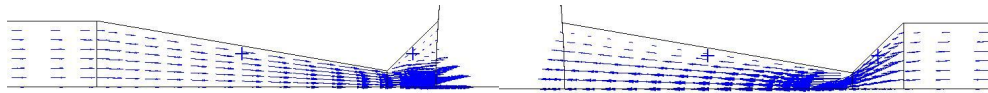
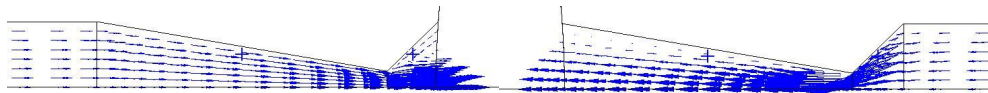


Figure 3-34. Flow rate of micro pump for V=100volt and F=200Hz.



(1)



(2)



(3)



(4)



(5)



(6)

(a) Left diffuser nozzle/element (b)Left diffuser/nozzle element

Figure 3-35. Flow patterns in diffuser/nozzle elements
for $V=200\text{volt}$ and $F=200\text{Hz}$.



(7)



(8)



(9)



(10)



(11)



(12)

Figure 3-35. (continued)



(13)



(14)

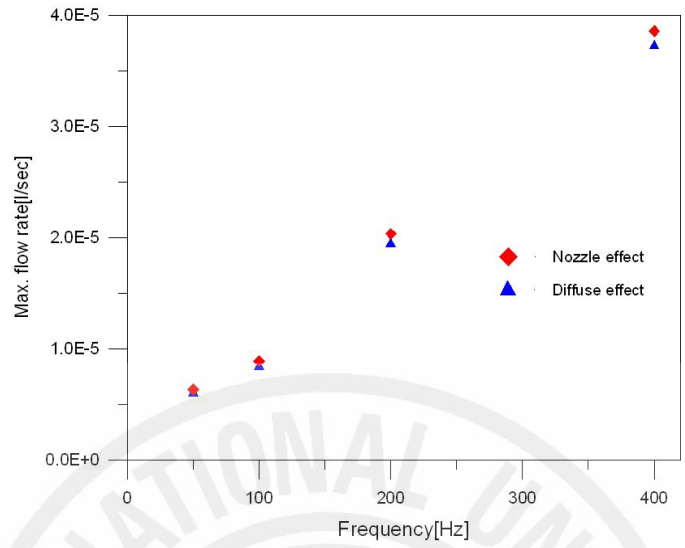


(15)

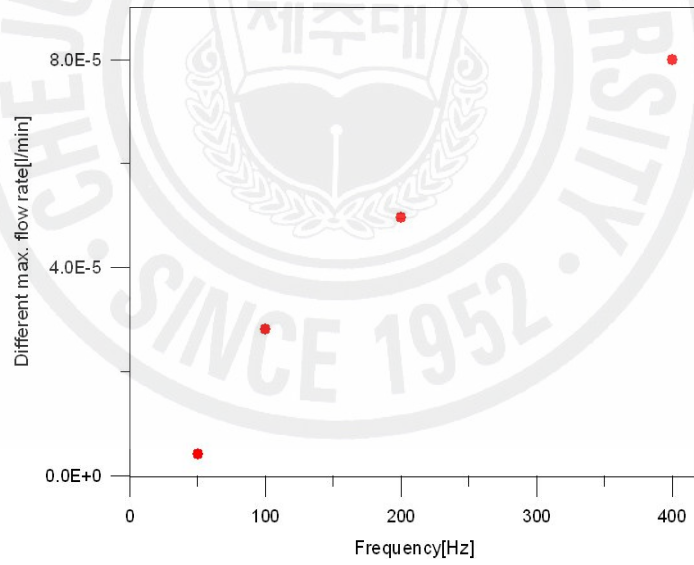


(16)

Figure 3-35. (continued)



(a) Flow rate



(b) Different maximum flow rate

Figure 3-36. Diffuser/nozzle effect for V=200volt.

4 장 결 론

본 연구에서는 μ -TAS에 적용하기 위한 마이크로 유체 시스템인 마이크로 혼합기와 마이크로 펌프의 구성과 거동에 관하여 해석하였다. 따라서 다양한 마이크로 유로에 대한 혼합 효과와 마이크로 펌프의 구동 및 유동 특성을 수치적 방법으로 해석하였다. 마이크로 혼합기는 확산에 지배적인 유로와 2차 유동에 의한 혼합이 이루어지는 유동 지배적인 유로를 구성하여 해석하였다. 또한 마이크로 펌프는 구동방식이 PZT 액추에이터 방식이며 디퓨저/노즐요소에 의해 유동이 제어되며 펌프 구성이 brass 형인 밸브 없는 마이크로 펌프로 구성하였으며 마이크로 펌프의 구성을 위해 PZT 액추에이터의 변형 특성, 디퓨저/노즐요소에서의 유동 특성을 해석하였다.

마이크로 혼합기의 해석에 사용된 유체는 물을 기준으로 하였으며 혼합 유체 (Fluid A)의 확산계수 $D=5 \times 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{s}$ 이다. 기본적인 혼합 유로에 대하여 확산 지배적 유동조건과 맥동 유동 조건에서 해석적 방법을 통해 혼합 특성을 해석하였다. 확산 지배를 받는 유동 조건에서 완전한 혼합을 얻기 위해서는 긴 유로 길이(24cm)와 긴 혼합 시간(80초)이 필요하였다. 그리고 맥동 유동조건에서는 혼합에 직접적인 영향을 주는 접촉 면적이 진동수가 증가하면 할수록 점차 증가하다가 감소하였으며 맥동 주기가 5Hz인 경우에서 가장 좋은 확산 특성을 보였다.

1차원, 2차원 그리고 3차원 혼합 유로를 구성하였으며 수치적 방법을 통해 유동 특성과 혼합 특성을 비교 분석하였다. 1차원 혼합 유로인 경우 확산 지배 유동 조건에서와 유사한 특성을 보였다. 혼합 방향과 유로 진행 방향이 교차적으로 유동하도록 구성된 2차원 혼합유로에서는 유속이 증가할수록 짧은 유로길이에서 혼합이 이루어지며 이는 μ -TAS의 적용 시 분석시간의 절약과 시스템의 소형화에 직접적인 효과를 얻을 수 있다.

3차원 유로에서는 속도가 작은 경우에는 2차원 유로가 우수한 혼합 효과를 보이는 반면 입구 속도가 10mm/s 이상이 되면 3차원 유로의 혼합 효과가 좋은 것으

로 나타났다. 유속의 느린 경우 굴곡에 의해 유동이 국부적인 1차원적 속도 분포가 발생하게 되며 이러한 1차원적 속도분포는 혼합을 방해하는 요인으로 작용하고 있다.

PZT 액추에이터를 적용한 밸브 없는 마이크로 펌프의 개발을 위해 PZT 액추에이터의 변형 특성, 디퓨저/노즐에서의 유동 특성 그리고 마이크로 펌프 모델에서의 주기성을 고려하여 밸브 없는 마이크로 펌프를 구성하였으며 유동 특성에 대하여 해석하였다.

PZT 액추에이터의 구성은 PZT, 피동판재와 접착층으로 구성하였으며 교류 전원을 인가하였을 때 변형특성을 살펴보았다. 인가 전원의 전압과 진동수가 증가할수록 변형은 비례적으로 나타나고 있고 변형량은 액추에이터 중심에서 최대를 나타나고 있다. 디퓨저/노즐 요소는 디퓨저/노즐 부분의 확대각을 10° , 그리고 급확대 영역 부분의 확대각을 45° 로 설계하였으며 압력차에 따른 유동 특성을 살펴보았다. 본 해석 범위내에서는 동일 압력차가 작용하였을 때 디퓨저/노즐에 의한 유량 변화는 약 5%내외의 차이가 보였다.

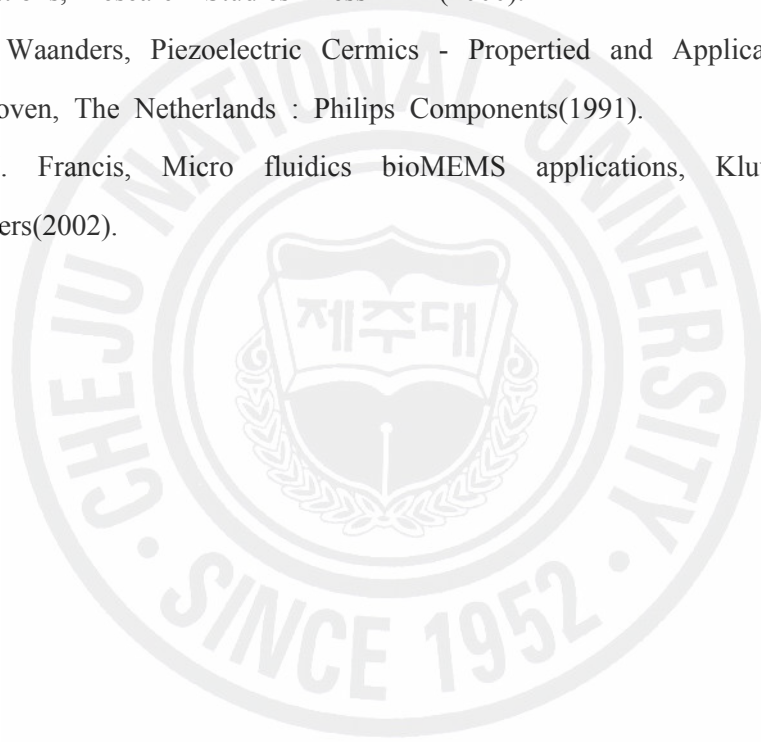
밸브 없는 마이크로 펌프에서 PZT 액추에이터와 디퓨저/노즐 요소는 앞의 구성에 따랐고 전체 챔버는 지름 $\phi = 3000\mu\text{m}$ 이고 높이 $300\mu\text{m}$ 으로 구성하였다. 흡입 과정에서 챔버에서의 유동장이 불안정하게 나타나고 있으며 흡입 과정에 비해 배출과정에서 디퓨저/노즐 효과에 의한 유량의 차이 변화를 크게 나타나고 있다. 또한 챔버의 흡입과정에서의 유동 불안정으로 인해 펌프의 작동 과정에서 인가 전압과 유동변화가 위상 차이를 보이며 나타나고 있다. 펌프 구동에서 유량변화는 인가전압과 주파수가 증가할수록 크게 나타나고 있으며 전압에 비해 주파수의 영향이 상대적으로 크게 나타나고 있다. 이는 펌프 구동의 있어 유동 발생은 PZT 액추에이터의 변형량보다 변형속도에 더 크게 영향을 끼치는 것을 알 수 있다. 그리고 전원 인가 조건에 따라 펌프의 흡입·배출 과정은 위상차가 발생함에 따라 전원 인가 조건은 펌프 챔버의 형상 구성과 관계하여 한계가 존재함을 알 수 있다.

참고문헌

1. Tay, F.E.H., Micro fluidics and BioMEMS applications, Kluwer Academic Pub.(2005).
2. Hessel, V., Lowe H. and Schonfeld, F., Micromixers - a review on passive and active mixing principles, Chem. Eng. Sci., vol. 60, 2479(2005).
3. Karniadakis, G. and Beskok, A., Microflows : Fundamentals and Simulation. Springer-Verlag, New York(2002).
4. Kim, S. and Karrila, S. J., Micro hydrodynamics Principles and Selected Applications, Butterworth-Heinemann, Stoneham, MA.(1991).
5. Manz, A. and Becker, H., Microsystem technology in chemistry and life science. Springer, Berlin(1998).
6. Ahn, C. H. and Allen, M. G., Fluid micro pumps based on rotary magnetic actuators. In Micro Electro Mechanical Systems, MEMS '95, 408-412, New York. IEEE(1995).
7. Smits, J. G., Piezoelectric micro pump with three valves working peristaltically. Sensors and Actuators A (Physical), A21-A23, 203(1990).
8. van Lintel, H., van de Pol, F., and Bouwstra, S., A piezoelectric micro pump based on micromaching of silicon. Sensors and Actuators A (Physical), vol. 15, 153(1988).
9. van de Pol, F. C. M., van Lintel, H. T. G., Elwenspoek, M., and Fluitman, J. H. J., A thermopneumatic micro pump based on micro-engineering techniques. Sensors and Actuators A(Physical), A21-A23, 198(1990).
10. Shoji, S., Micro pump and sample-injector for integrated chemical analyzing systems. Sensors and Actuators A (Physical), A21-A23, 189(1990).
11. Zengerle, R., Richter, A., and Sandmaier, H., A micro membrane pump with electrostatic actuation. In Benecke, W. and Petzold, H. C., editors, Micro Electro

- Mechanical Systems, MEMS '92(Travemünde, Germany), vol. 2, 19, New York. IEEE(1992).
12. Lammerink, T. S. J., Elwenspoek, M., and Fluitman, J., Integrated micro-liquid dosing system. In Pisano, A. and Lang, J., editors, Micro Electro Mechanical Systems MEMS '93 (Fort Lauderdale), 254, New York. IEEE(1993).
 13. Stemme, E. and Stemme, G. A valveless diffuser/nozzle-based fluid pump. Sensors and Actuators A (Physical), A39(2), 159(1993).
 14. Gerlach, T., Schuenemann, M., and Wurmus, H., A new micro pump principle of the reciprocating type using pyramidal micro flow channels as passive valves. J. Microelectromech. Sys., vol. 5, 199(1995).
 15. Olsson, A., Stemme, G., and Stemme, E., A valve-less planar fluid pump with two pump chambers. Sensors and Actuators A(Physical), A 46-47, 549(1995b).
 16. Zengerle, R., Kluge, S., Richter, M., and Richter, A., A bidirectional silicon micro pump. In Micro Electro Mechanical Systems, MEMS '95(Amsterdam), 19, New York. IEEE(1995).
 17. Zengerle, R., Ulrich, J., Kluge, S., Richter, M., and Richter, A., A bidirectional silicon micro pump. Sensors and Actuators A(Physical), vol. 50, 81(1996).
 18. Olsson, A., Stemme, G., and Stemme, E., Di. user-element design investigation for valve-less pumps. Sensors and Actuators A(Physical), vol. 57, 137(1996c).
 19. Kömper, K. P., Doppler, J., Ehrfeld, W., and Oberbeck, S., A self-illing low-cost membrane micro pump. In Micro Electro Mechanical Systems, MEMS '98 (Heidelberg, Germany), 432, New York. IEEE(1998).
 20. Linnemann, R., Woias, P., Sent, C.-D., and Ditterich, J. A., A self-priming and bubble-tolerant piezoelectric silicon micro pump for liquids and gases. In Micro Electro Mechanical Systems, MEMS '98(Heidelberg, Germany), 537, New York. IEEE(1998).
 21. Cussler, E. L., Diffusion, Cambridge Univ. Press(1984).
 22. MacInnes., J. M. Chen, Z., Allen, R.W.K. Investigation of alternating - flow mixing in micro channels, Chem. Eng. Sci., vol. 60, 3453(2005).

23. Yamaguchi, Y., Takagi, F., Yamashita, K., Nakamura, H., Maeda, H., Sotowa, K., Kusakabe, K., Yamasaki, Y., Morooka, S., 3-D simulation and visualization of laminar flow in a microchannel with hair-pin curves, *AICHE J.*, vol. 50, 1530(2004).
24. http://www.cfdrc.com/serv_prod/cfd_multiphysics/software/
25. Liu, R.H., Stremler, M.A., Sharp K.V., Olsen, M.G., Santiago, J.G., Adrian, R.J., Aref H. and Beebe, J., *J. Microelectromechanical Sys.*, vol. 9, 190(2000).
26. M. Koch, A. Evans and A. brunnschweiler, *Microfluidic Technology and Applications*, Research Studies Press LTD(2000).
27. J. W. Waanders, *Piezoelectric Cermics - Properties and Applications*, 1st. ed., Eindhoven, The Netherlands : Philips Components(1991).
28. E. H. Francis, *Micro fluidics bioMEMS applications*, Kluwer Academic Publishers(2002).



감사의 글

힘한 길은 아니었으나 지루할 많지 긴 여정의 끝에 서니 성취의 기쁨보다 저의 부족함과 많은 분들에 대한 고마움 그리고 미안한 마음만 가득합니다.

그 동안 논문의 결실을 맺을 수 있도록 세심한 배려와 지도를 아끼지 않으셨던 현명택 교수님 그리고 화학공학과 김민찬 교수님에게 먼저 감사의 말씀을 드립니다. 그리고 지쳐가는 저에게 많은 관심과 격려를 아끼지 않으셨던 권기린 교수님, 김귀식 교수님, 허종철 교수님, 정동원 교수님, 박윤철 교수님에게도 감사드립니다. 그리고 논문이 완성되기까지 많은 검토와 조언을 주셨던 동의대학교 손영석 교수님에게 고마움을 전합니다. 실험실에서 기쁨과 어려움을 나누었던 김성만 선생님, 홍남호 선생님, 양종훈 선생님 그리고 김석우, 양원호, 강은철, 고동관을 비롯한 여러 후배님에게 고마움을 전하며 인생의 추억이 되어 기억 속에 간직하겠습니다. 그리고 바쁜 중에도 저에게 꾸준한 관심을 보여주셨던 오맹종 선생님, 김성익 선생님, 현창해 교수님 그리고 박경석, 고경남, 강승균 선배님들에게 이 글을 빌어 감사드립니다. 또한 많은 어려움과 바쁜 일정에서도 많은 편의와 격려를 주셨던 산업정보대학 김홍석 교수님, 장호 교수님, 박윤범 교수님에게도 고마움을 전하며 항상 행운이 따르길 바랍니다.

오늘이 있기까지 묵묵히 뒤에서 정성을 다하셨던 아버지, 어머니 그리고 큰누님을 비롯한 형제분들에게 감사와 고마움의 마음을 전합니다.

2008년 7월 이동원