

# 채널 형상에 따른 마이크로채널 판형 열교환기 열전달 성능 향상에 관한 수치 연구

전승원, 김윤호\*, 이규정†

## Numerical Study of Heat Transfer Enhancement on Microchannel Plate Heat Exchanger with Channel Shape

Seung-Won Jeon, Yoon-Ho Kim\*, Kyu-Jung Lee†

**Key Words:** Microchannel(마이크로채널), Heat Exchanger(열교환기), Channel Shape(채널 형상), Pressure Drop(압력강하)

### Abstract

In this study, the microchannel plated heat exchanger were numerically studied for the enhancement of heat transfer in the channel configuration. Unit cold and hot fluid region with the microchannel were modeled and periodic boundary condition at the side wall was applied to continuously repeating geometry. The material of micro-structured plate is STS304 and working fluid is water. Triangular obstacles were placed in micro channel to enhance heat transfer. The performance of microchannel plated heat exchangers were numerically investigated with various obstacle configuration and Reynolds number under the parallel and counter flows. Heat transfer rate has increased about 18% compared with straight channel, but pressure drop also increased about 3.5 times. The main factor of increasing of pressure drop and heat transfer rate is considered that the momentum was lost to collide against obstacles, generation of secondary flow and boundary layer separation, wake and vortex forming phenomena.

### 기호설명

Re : 레이놀즈 수  
Q : 열전달률[W]  
 $\Delta p$  : 압력 강하[Pa]  
 $f$  : Fanning 마찰계수 [W/m<sup>2</sup>·K]

### 하첨자

f : 유체, [fluid]  
s : 고체, [solid]

### 1. 서론

최근 전자 및 기계 장치들의 소형화, 집적화로 인해 단위 면적당 발열량이 증가하고 있어 기존의 냉각 방법으로는 해결하기에 어려운 실정이다. 이를 해결하기 위한 방안으로 마이크로 열교환기가 Tuckerman and Pease<sup>(1)</sup>에 의해 처음으로 제안되었다. 마이크로 열교환기는 채널의 특성길이  $1\text{mm}$  이하인 열교환기로 기존 열교환기에 비해 매우 큰 단위 체적당 전열 면적을 갖게 된다. 그로 인해 작은 부피와 무게로 높은 냉각 성능을 얻을 수 있는 장점이 있다. 마이크로 열교환기는 MEMS 공정을 이용해 제작이 이루어짐으로 대량 생산이 가능하고 생산 시간을 단축시킬 수 있어 저렴한 가격으로 제작이 가능하다.

† 책임저자, 회원, 고려대학교 기계공학과  
E-mail : kjlee@korea.ac.kr  
TEL : (02)3290-3359 FAX : (02)928-9768

\* 고려대학교 기계공학과 대학원

마이크로 채널을 적용한 열교환기에 관한 기존 연구들을 살펴보면 다음과 같다. Wang and Peng<sup>(2)</sup>은 작동 유체로 물과 에탄올을 사용하고 실험을 수행하여 사각 채널의 종횡비를 변화시키며 열전달 성능을 연구하였다. Copeland<sup>(3)</sup>은 마이크로채널을 여러장 적층시킨 모델을 수치해석하여 유체의 유량, 채널의 길이, 폭 그리고 깊이를 변화시키며 열전달 성능과 압력 강하 특성을 고찰하였다. Wu<sup>(4)</sup>는 사다리꼴 단면의 마이크로채널에서 실험을 수행하여 단면 형상과 표면조도, 친수성을 변화시키며 열유속과 압력강하를 측정하였다. Gromoll<sup>(5)</sup>는 작동 유체로 공기를 사용하여 마이크로채널 열교환기 실험을 수행하여 열전달 계수를 제시하고 상용 크기의 열교환기와 비교 연구하였다. Steinke<sup>(6)</sup>은 액체 단상 마이크로채널에서 채널 내부에 Offset stripe fin을 설치하고 열전달 성능 향상과 압력 강하와 관련된 새로운 Parameter를 제시하였다.

본 연구에서는 판형 열교환기와 같은 구조를 갖는 마이크로채널 열교환기에 대하여 채널 내부에 삼각형 모양의 장애물을 설치하여 수치해석을 수행하고 장애물의 형상이 열전달 성능 및 압력 강하에 미치는 영향을 분석하고 고찰하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 수치 기법

본 연구에서는 마이크로채널 판형 열교환기를 해석하기 위하여 열유체 CFD 상용 코드인 ANSYS CFX-10을 사용하여 3차원 정상상태 조건에서 계산을 수행하였다. ICFM-CFD 10을 이용하여 벽 주변에 조밀한 육각 격자를 생성하였으며 전체 노드 수는 약 350,000 노드이다. 지배방정식으로는 연속방정식(continuity equation)과 운동량방정식(Navier-Stokes Equation), 에너지방정식(Energy equation)을 적용하였고 이산화 방법으로는 유한체적법(Finite volume method)을 이용하였다. 유체의 유동은 Reynolds 수가 2000이하인 층류(Laminar flow) 모델을 적용하였고, 비압축성, 일정 물성치 유동으로 가정하였다. 계산에 사용된 지배방정식은 다음과 같다.

- 연속방정식 (Continuity equation)

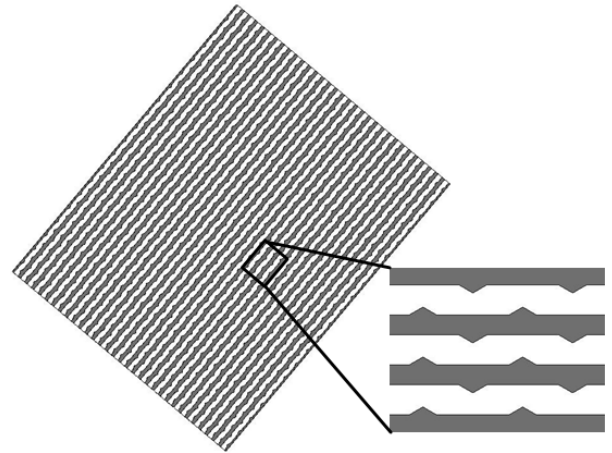


Fig. 1 Channel configuration of the microchannel plated heat exchanger.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

- 운동량방정식 (Momentum equation)

$$\rho_f \frac{Du_i}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2)$$

- 에너지방정식 (Energy equation)

$$\rho_f \frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{k_f}{c_f} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (\text{fluid}) \quad (3)$$

$$\rho_s \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{k_s}{c_s} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (\text{solid}) \quad (4)$$

### 2.2 해석 모델 및 경계조건

본 연구에 사용된 채널 내부에 이등변 삼각형 모양의 장애물이 설치된 마이크로채널의 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 직관 채널과 구분하기 위하여 직관 채널을 I 채널, 장애물이 설치된 채널을 T 채널이라고 표현하였다. 판의 재질은 STS304이고 작동 유체로는 물이 사용되었다. 이러한 형상의 채널이 식각되어 있는 미세구조판이 여러 장 적층되어 판형 열교환기 구조를 갖게 된다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 삼각형의 높이를 H, 삼각형의 꼭지각을  $\theta$ , 채널 폭을 W, 채널의 피치를 P로 나타내었다. 자세한 물성치와 치수는 Table. 1

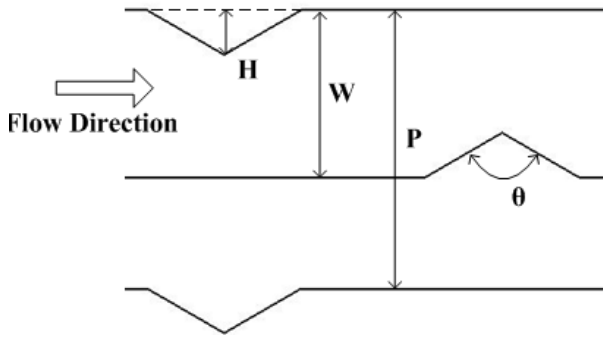


Fig. 2 Channel shape in the model.

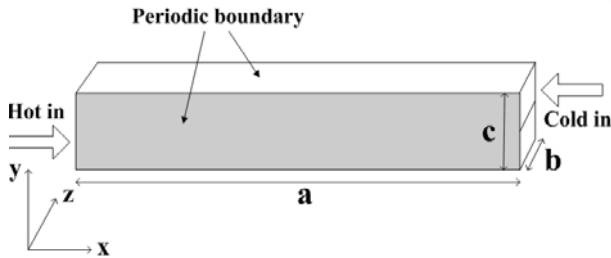


Fig. 3 Simulation model.

과 Table. 2에 나타내었다.

전체 해석 모델을 Fig. 3에 나타내었다. 유체가 흐르는 부분뿐만 아니라 고체 부분도 모델링하여 고체의 전도에 의한 열전달도 함께 고려하였다. 한쪽에서 350K의 뜨거운 유체가 다른 면에서는 300K의 차가운 유체가 유입되는 대향류 열교환기 모델이다. 입구에서 완전발달된 속도 분포를 갖고 유체가 유입되며 출구는 대기압 조건을 적용했다.

Reynolds 수는 200을 기준으로 50에서 500까지 변화시켰으며 Fig. 1에서 보는 바와 같이 같은 형상의 채널이 앞쪽과 뒤쪽 면에서 연속적으로 나타나므로 앞면과 뒷면에 주기 경계조건(Periodic boundary condition)을 적용하였다. 이러한 미세구조판들이 여러장 적층되어 전체 관형 열교환기를 구성하므로 윗면과 아래 면에도 역시 주기 경계조건을 적용하였다.

본 연구에서는 채널 내부에 설치된 삼각형 형상의 장애물이 열전달 성능 및 압력강하에 미치는 영향을 알아보기 위하여, 삼각형 장애물의 높이 H와 꼭지각  $\theta$ 의 크기를 변화시키며 결과를 관찰하였다. 먼저  $\theta$ 를 120°로 고정시킨 상태에서 H가 0.06mm에서 0.12mm까지 변화하는 모델을 구성하였고, 다음으로 H를 0.08mm로 고정시키고

Table. 1 Properties of model.

Fluid	
Density, $\rho_f(\text{kg/m}^3)$	987
Specific heat, $c_f(\text{J/kg} \cdot \text{K})$	4182
Thermal conductivity, $k_f(\text{W/m} \cdot \text{K})$	0.645
Viscosity, $\mu(\text{N} \cdot \text{s/m}^2)$	$528 \times 10^{-6}$
Solid	
Density, $\rho_s(\text{kg/m}^3)$	8000
Specific heat, $c_s(\text{J/kg} \cdot \text{K})$	500
Thermal conductivity, $k_s(\text{W/m} \cdot \text{K})$	16.2

Table. 2 Dimensions of model.

Model dimension, $a \times b \times c(\text{mm})$	$5 \times 0.5 \times 0.8$
Channel width, W(mm)	0.3
Channel pitch, P(mm)	0.2
Channel height (mm)	0.3
Triangle height, H(mm)	0.06~0.12
Triangle angle, $\theta(\text{deg.})$	80~140

$\theta$ 를 80°에서 140°까지 변화시켰다. 그리고 T 채널 중에서 H가 0.08mm이고  $\theta$ 가 120°인 모델을 선택하여 I 채널과 함께 Reynolds 수를 변화시키며 평행류와 대향류 조건에서 성능을 관찰하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 격자 생성 신뢰성 검증

마이크로채널 관형 열교환기 전산해석의 정확도를 검사하기 위하여 수행한 격자 테스트 결과를 Fig. 4에 나타내었다. 육각 격자를 사용하여 직관 마이크로채널에서 테스트를 수행하였다. 격자수가 7만개를 넘어서면 해석 결과에 거의 변화가 없으며, 그때의  $Re_{xf}$  값은 Shah와 Bhatti<sup>(7)</sup>의 결과와 오차 0.1% 이내로 거의 비슷한 값을 나타내고 있다. 여기서 Fanning 마찰계수  $f$ 와 Shah와 Bhatti에 의해 제안된  $Re_{xf}$  값은 다음과 같다.

$$f = \frac{\Delta p}{4(\rho V^2/2)} \frac{D}{\ell} \quad (5)$$

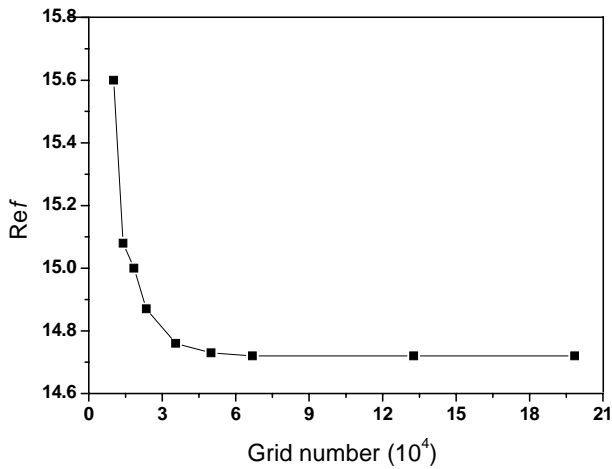


Fig. 4 Grid dependency test

$$\text{Re} \cdot f = 24(1 - 1.3553\alpha^* + 1.9467\alpha^{*2} - 1.7012\alpha^{*3} + 0.9564\alpha^{*4} - 0.2537\alpha^{*5}) \quad (6)$$

이 결과를 바탕으로 I 채널과 T 채널 열교환기의 격자를 생성하고 수치해석을 수행하였다.

### 3.2 열전달 및 압력 강하

Reynolds 수 변화에 따른 I 채널과 T 채널 열교환기의 열전달률과 압력 강하 특성을 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었다. T 채널의 H는 0.08mm,  $\theta$ 는  $120^\circ$ 이다. T 채널이 I 채널보다 최대 14% 높은 열전달 성능을 나타내지만 Reynolds 수가 증가함에 따라 T 채널의 압력 강하는 I 채널보다 더욱 가파르게 증가하여 Reynolds 수 500에서는

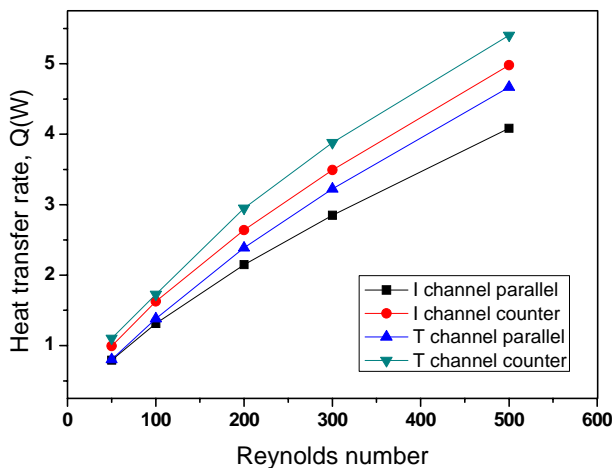


Fig. 5 Heat transfer rate with Re. in I channel and T channel heat exchanger.

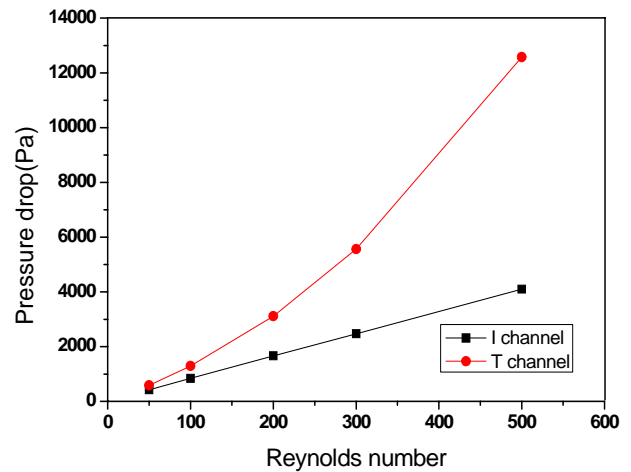


Fig. 6 Pressure drop with Re. in I channel and T channel heat exchanger.

약 8000Pa의 차이가 난다. Fig. 7에 T 채널에서의 압력장과 속도 벡터를 나타내었다. 장애물에 부딪히며 높아진 압력이 장애물을 지나며 점차 낮아지고 삼각형의 꼭지점을 지나면서 다시 높아지게 된다. 이러한 역압력구배(Adverse pressure gradient)에 의해 경계층 박리(Boundary layer separation), 후류(wake) 그리고 와류(vortex)가 생성된다. T 채널에서 압력 강하의 증가는 주유동이 장애물과 부딪힘에 의한 운동량 손실과 경계층 박리 현상 때문이다. 벽면과의 열전달은 장애물에 의한 이차유동(secondary flow)의 발생과 경계층 박리 현상에 의해 증가된다. 그림에서 속도 벡터는 속력과 무관하게 같은 크기로 표현된 것으로 후류의 속력은 그림에서와는 달리 매우 작다.

T 채널 열교환기에서 삼각형의 높이 H와 꼭지

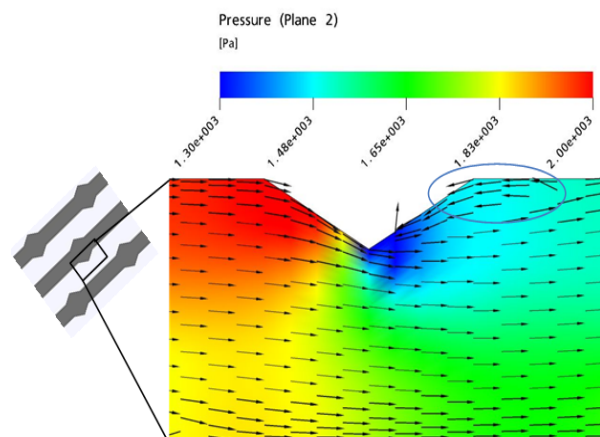
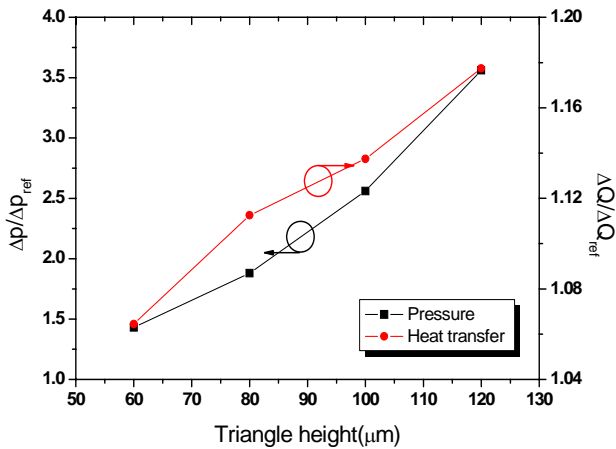
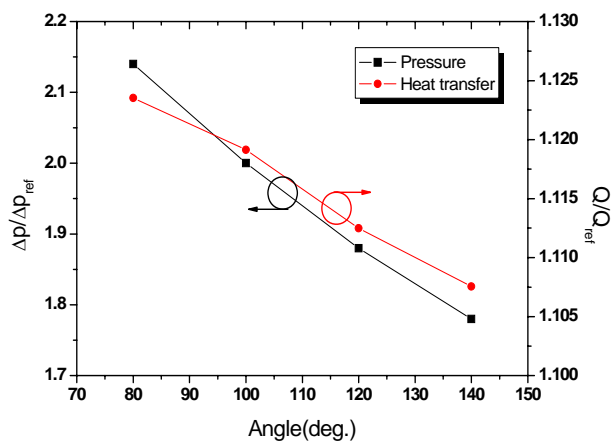


Fig. 7 Pressure field and velocity vector.

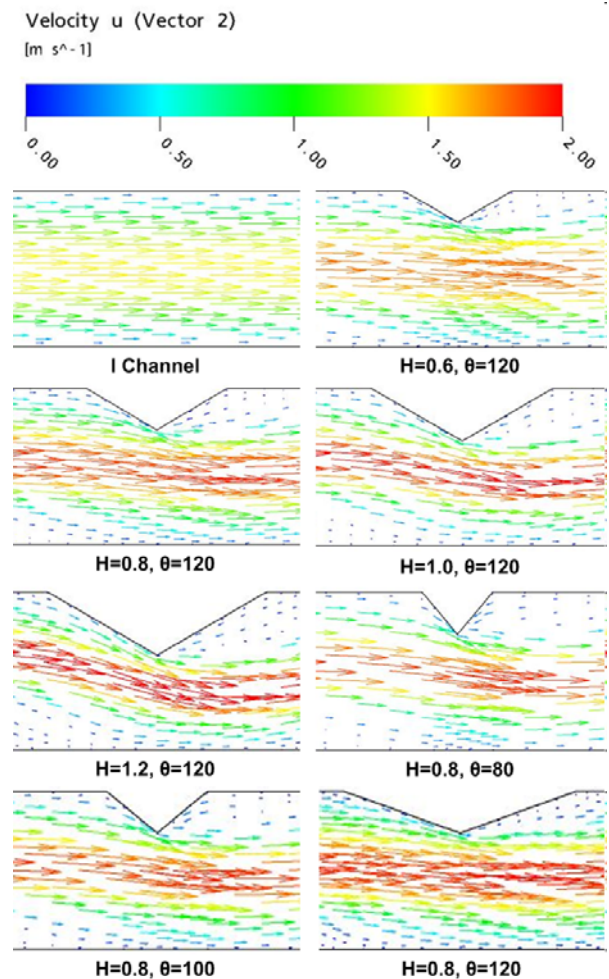


**Fig. 8** Pressure drop and heat transfer rate with height.

각  $\theta$ 의 영향을 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 평행유동으로 Reynolds 수는 200으로 일정하게 유지시켰고 기준 값으로는 I 채널 열교환기에서 열전달률과 압력 강하를 사용하였다. H가 클수록  $\theta$ 는 작을수록 압력 강하와 열전달률이 증가한다. 이는 H가 크고  $\theta$ 가 작을수록 경계층 박리 현상의 영향이 증가하고, 장애물에 의해 손실되는 운동량이 크며, 이차유동이 증가한다고 할 수 있다. 높이와 각도 변화에 따른 T 채널과 I 채널의 장애물 주변 속도 벡터를 Fig. 10에 나타내었다. H가 0.12mm일 때 장애물의 영향이 최고로써 I 채널과 비교하여 열전달률이 18%, 압력 강하가 3.5배 증가한다.  $\theta$ 는 H 보다는 영향을 적게 미쳐 80°일 때 열전달률이 12% 향상되고 압력 강하는 2.1배 증가한다.



**Fig. 9** Pressure drop and heat transfer rate with angle.



**Fig. 10** Velocity vector with models.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 수치해석을 통하여 마이크로채널 판형 열교환기에서 채널 내부의 삼각형 장애물의 형상이 열전달 성능과 압력 강하에 미치는 영향을 연구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 삼각형 모양의 장애물이 설치된 T 채널 마이크로 채널 열교환기를 모델링하여 삼각형의 높이와 꼭지각 변화에 따른 압력 강하와 열전달 성능의 특성을 연구하였다.
- (2) 새로운 형상인 T 채널 마이크로 채널 열교환기는 직판 채널에 비해 최대 18% 높은 열전달 성능을 보였지만, 압력 강하 역시 약 3.5배 증가하였다.
- (3) T 채널에서 장애물의 높이가 높을수록 꼭

지각이 작을수록 열전달률과 압력 강하는 증가한다.

(4) T 채널에서 열전달률과 압력 강하의 증가는 장애물로 인한 운동량 손실과 이차유동의 발생, 경계층 박리, 후류, 와류 현상 때문으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 에너지관리공단(에너지기술 학술진흥사업 : 2006-E-CM03-P-03-0-000-2006) 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Tuckerman, D. B. and Pease, R. F. W., 1981, "High-Performance Heat Sinking for VLSI," *IEEE Electron. Device Lett.*, Vol. EDL-2, pp. 126~129.
- (2) Wang, B. X. and Peng., X. F., 1994, "Experimental Investigation on Liquid Forced Convection Heat Transfer through Microchannels," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, Suppl. 1, pp. 73~82.
- (3) Copeland, D., Behrria, M. and Nakayama, W., 1997, "Manifold MicroChannel Heat Sinks: Isothermal Analysis," *IEEE Trans. Components, Packaging, Manuf. Technol. A*, Vol. 20, pp. 96~102.
- (4) Wu, H. and Cheng, P., 2003, "An Experimental Study of Convective Heat Transfer in Silicon Microchannels with Different Surface Conditions," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, No. 14, pp. 2547~2556.
- (5) Gromoll, B., 1998, "Micro Cooling Systems for High Density Packaging," *Rev. Gen. Therm.*, Vol. 37, No. 9, pp. 781~787
- (6) Steinke, M. E., 2005, "Single-Phase Liquid Flow and Heat Transfer in Plain and Enhanced Silicon Microchannels," Ph. D. Thesis., Rochester Institute of Technology.
- (7) Shah, R. K. and Bhatti, M. S., 1987, *Laminar Convective Heat Transfer in Ducts*, in *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, Kakac, S., Shah, R. K. and Aung, W., eds., Wiley, New York, Chap.3.