

# MEMS 로 제작된 마이크로 채널에서의 3 차원 열전달 해석

최치웅<sup>†</sup> · 허철\* · 김동억\* · 김무환\*

## 3D simulation of Heat transfer in MEMS-based microchannel

Chi-woong Choi, Cheol Huh, Dong-eok Kim and Moo-Hwan Kim

**Key Words :** micorchannel(마이크로채널), microheater(미세히터), heat loss(열손실)

### Abstract

The microchannel heat sink is promising heat dissipation method for high heat flux source. Contrary to conventional circular channel, MEMS based microchannel had rectangular or trapezoidal cross-sectional shape. In our study, we conducted three dimensional conjugate heat transfer calculation for rectangular shape microchannel. First, we simulated that channel was completely drained with known heating power. As a result we obtained calibration line, which indicates heat loss was function of temperature. Second, we simulated single phase heat transfer with various mass flux, 100-400 kg/m<sup>2</sup>s. In conclusion, the single phase test verified that the present heat loss evaluation method is applicable to micro scale heat transfer devices. Heat fluxes from each side wall shows difference due to non-uniform heating. However those ratios were correlated with supplied total heat. Finally, we proposed effective area correction factor to evaluate appropriate heat flux.

$C_{ea}$ : 유효 면적 보상 인자

### 기호설명

Nu: 너셀트 수 (Nusselt number)  
Ra: 레일리 수 (Rayleigh number)  
Pr: 프란틀 수 (Prandtl number)  
Re: 레이놀즈 수 (Reynolds number)  
 $q_T$ : 열량 (W)  
 $q_{loss}$ : 열량 (W)  
h: 열전달 계수 (kW/m<sup>2</sup>K)  
 $h_{NC}$ : 자연 대류 열전달 계수 (kW/m<sup>2</sup>K)  
 $T_{\infty}$ : 외기 온도 (°C)  
 $T_c$ : 관심 구간의 평균 온도 (°C)  
 $T_w$ : 외벽 온도 (°C)  
 $A_T$ : 전체 열전달 면적 (m<sup>2</sup>)  
A: 채널 한 면의 면적 (m<sup>2</sup>)  
 $A_{eff}$ : 채널 한 면의 면적 (m<sup>2</sup>)  
f: 마찰 계수  
 $\alpha$ : 가로-세로 비(aspect ratio)  
 $q''$ : 열 유속 (kW/m<sup>2</sup>s)

### 1. 서론

무어의 법칙 (Moore's law)에 의하면 하나의 CPU 칩 안의 트랜지스터의 개수는 2005 년에 이미 오천오백만 개를 넘었으며, 이러한 고집적 회로는 발열 문제와 연관이 있다. IRTS 의 예상에 의하면 2010 년에는 IC 칩의 단위 cm<sup>2</sup> 당 138 W 의 발열량을 나타낼 것 이라고 한다. 그에 따라 많은 연구자들은 발열 문제가 해결되지 못한다면 성능 향상을 기대할 수 없을 것으로 예상하고, 풀링 비등(pool boiling), 히트 파이프(heat pipe), 마이크로 제트 인피지먼트(microjet impingement), 그리고 마이크로채널 히트 싱크(microchannel heat sink) 등 다양한 히트 싱크에 대한 연구가 진행되어 왔다. 그 중에서도 마이크로채널 히트 싱크는 가장 잠재성이 있는 방법으로 제시되고 있다<sup>(1)</sup>. 그 이유로는 MEMS 제작 기술의 발전에 힘입어 IC 칩과 호환성이 좋으며, 상변화 열전달을 통한 높은 열전달 성능에 기초하고 있다.

<sup>†</sup> 회원, 포항공과대학교  
E-mail : Chiwoong@postech.ac.kr  
TEL : (054)279-5911 FAX : (054)279-3199

\* 포항공과대학교

마이크로채널에 대한 연구는 아직도 사이즈에 대한 구분이 확실하지 못한 상황이며, 몇몇 연구자에 의해 물리적인 의미 없이 구분되는 상황이다<sup>(2,3)</sup>. 그리고 기존 연구들을 살펴보면, 크게 상용으로 제작되는 수 mm 에서 수백  $\mu\text{m}$  사이즈의 관을 사용하는 실험 들과 MEMS 제작 기술의 도움으로 수백에서 수십  $\mu\text{m}$  사이즈의 채널의 실험으로 분류할 수 있다. 이 두 가지의 차이는 MEMS 에 기초한 채널은 그 형상의 제작 방법의 특성으로 인해 사각, 삼각 또는 사다리꼴 형상을 가지므로 서로 다른 단면 형상을 지니게 된다는 것이다. 이러한 비원형 단면 형상의 마이크로채널은 서로 다른 열 경계 조건을 가지게 된다. 따라서 각 벽면에서의 정확한 열의 입·출입량과 전체적인 열손실량을 정확히 예측하는 작업이 반드시 요구된다.

본 연구에서는 MEMS 제작 기술을 이용하여 PDMS (polydimethylsiloxane)로 만들어진  $100\mu\text{m} \times 100\mu\text{m}$  의 사각 채널과 백금으로 제작된 마이크로 히터로 구성된 실제 실험부에서 열전달을 수치적으로 해석하였다. 열손실을 구하는 방법을 수치적으로 모사하였고, 이를 단상 열전달 모사를 통해 검증하였다. 계산에 사용된 실험부는 선행 연구로 마이크로채널 내의 유동 비등 열전달에 사용된 형상에 기초하고 있으므로, 자세한 정보는 참고문헌 (4)를 참고하기 바란다. 또한 사각 채널의 단일 면을 가열하는 조건에서 정확한 열 유속을 구하기 위해, 채널 각 벽면에서의 다른 열 유속 조건에 대한 유효 면적을 보상하는 유효 면적 보상 인자(Effective area correction factor),  $C_{ea}$  를 구하였다. 본 연구에서는 열 유동 해석을 위해 Fluent 6.2를 사용하였다.

## 2. 수치 해석

### 2.1 해석 형상 및 격자 형성

계산 영역은 유동방향으로 중앙의 대칭면을 기준으로 전체 실험부의 반으로 결정하였다. 전체는 층을 기준으로 3 종류의 물질로 구성이 된다. 1) PDMS 로 제작된 높이 3mm, 폭 9mm 길이 65mm 의 사이즈를 가지는  $100\mu\text{m} \times 100\mu\text{m}$  의 정사각 채널을 포함한 채널부, 2) 높이 1mm 폭 20mm 길이 90mm 사이즈를 가지는 백금으로 이루어진 마이크로 히터가 패턴닝된 pyrex 유리로

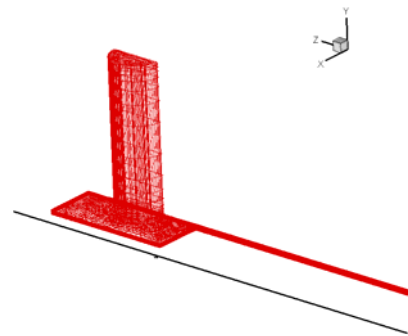


Fig. 1 In/out port and microchannel geometry with grid.

구성된 히터부, 3) 유리면과 사이즈가 같으나 높이만 3mm 인 아크릴로 구성된 단열부가 순차적으로 쌓여진 구조를 이루고 있다. 마이크로히터는 평판형으로 간략화 하였고, 실제 상황과 같이 6 개의 히터를 30mm 구간에서 나누었고, 동일한 열량을 인가하였다<sup>(4)</sup>. 마이크로채널로 유체 유·출입을 위한 연결부가 존재하는데 이는 PDMS 를 통해 내경 1mm 의 관과 연결이 되고, 같은 사이즈로 PDMS 를 통과하며 채널부로 들어가기 전에 급축소부와 나간 후에 급확대부가 직사각형의 형태로 구성되어 있다.

Fig.1 은 유동이 차지하는 계산 영역만을 격자와 함께 나타낸 것이다. Fig.2 는 전체 계산 영역에 대한 전체 형상을 보여주고 있다. z 방향은 유동방향이며, y 방향은 중력방향이다. 본 계산에 앞서, 6 가지 격자의 종속성 테스트를 하였고, 사용된 각각의 격자 수는 273000, 403200, 922500, 1344000, 1612800, 178800 이다. 모든 격자에 대해서 유동이 없는 계산에서는 종속성이 없었으나, 유동에 대해서는 종속성이 나타났다.

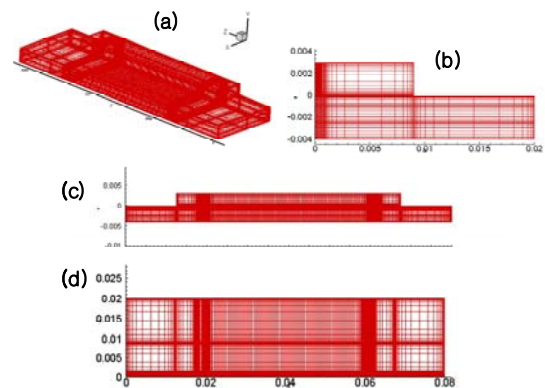


Fig. 2 Total geometry with grids ; a) total view, b) x-y plane, c) y-z plane, d) x-z plane

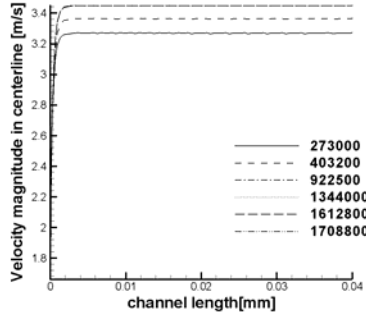


Fig. 3 Results of test for grid dependency; velocity.

본 연구에서는 Fig.3 의 결과에 따라 3 번째로 조밀한 922500 개의 격자를 사용하였다.

## 2.2 가정 및 경계 조건

계산에 적용된 가정은 다음과 같다.

- 1) 정상 상태
- 2) 비압축성 유동
- 3) 층류 유동
- 4) 물리적 상태량은 상수
- 5) 점성 소산은 무시

[www.matweb.com](http://www.matweb.com) 에서 구한 물성치 자료를 사용하였다. 이때, 경계조건은 크게 유동에 대한 질량, 운동량 방정식을 위한 것과 에너지 방정식에 필요한 것으로 나누어 생각할 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이 중앙의 면은 대칭으로, 수치적 확산항이 영이 되는 조건을 적용하였다. 입구에서는 일정 속도 조건을 출구에서는 대기압의 일정 압력 조건을(질량유속에 기초한 1mm 직경의 입구 포트에서의 속도), 벽면에서는 속도가 없는 비미끄럼 조건을 주었다. Fig. 4 는 마이크로채널 단면의 개략도 이다. 열 조건으로는 발열량을 소스항으로 추가해주었다. 이는 열유속 기준으로 단위 부피당 열량을 바닥면의 마이크로

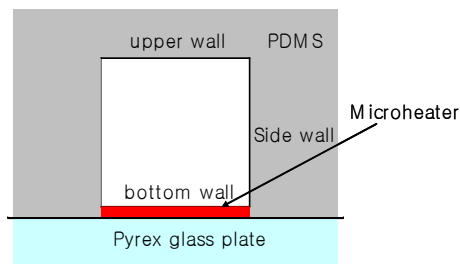


Fig. 4 Schematic diagram of cross-section in microchannel.

히터는 아주 얇은 두께(0.1 $\mu$ m)를 가지는 백금 층 구조에 적용하여 계산하였다. Lee 등<sup>(5)</sup>은 단상 열전달 계산에서 얇은 벽 조건의 적용에 타당성과 효율성을 이야기했다. 자연 대류 열전달 계수의 상관식<sup>(6)</sup>은 아래와 같고, 이는 Fluent 내의 UDF 를 통해 적용하였다<sup>(7)</sup>.

수직 평판일 경우,

$$Nu = \left\{ 0.68 + \frac{0.670Ra^{1/4}}{\left[ 1 + (0.492 / Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \right\} \quad (1)$$

수평 평판에 대해서 가열 면의 윗면 일 경우,

$$Nu = \begin{cases} 0.54Ra^{1/4} & 10^4 \leq Ra \leq 10^7 \\ 0.15Ra^{1/4} & 10^7 \leq Ra \leq 10^{11} \end{cases} \quad (2)$$

수평평판에 대해서 가열 면의 아래면 일 경우,

$$Nu = 0.27Ra^{1/4} \quad 10^5 \leq Ra \leq 10^{10} \quad (3)$$

## 3. 열손실 해석

### 3.1 열손실 예측 관계식

열손실은 내부의 마이크로히터에서 발열하는 열을 최외각 경계를 통해 외부로 방출한다고 본다면, 그 양은 식 (4)로 표현될 수 있다. 그리고 최외각 경계 온도는 내부 고체와 열전도도에 의해 결정된다. 그러므로, 결국 열손실은 임의의 온도에 의한 선형적인 관계를 가지게 되고(외기온도가 일정하다고 가정), 식(5)로 표현된다.

$$q_{loss} = h_{NC}(T_w - T_\infty) \quad (4)$$

$$q_{loss} = a(T_c - T_\infty) + b = aT_c + b' \quad (5)$$

본 첫 번째 계산에서는 위의 보정 식을 얻는 것이 목적이라 하겠다.

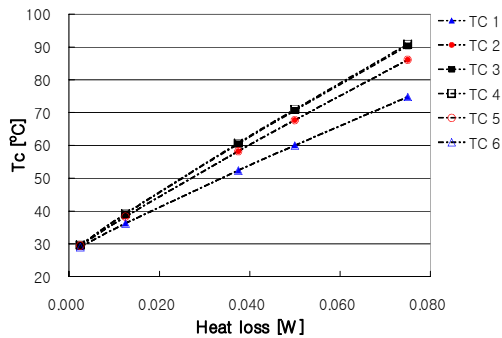


Fig. 5 Calibration line; relation of heat loss and temperature.

### 3.2 계산 조건 및 보정

식(5)의 보정은 알고 있는 열손실과 온도를 통해 온도에 대한 열손실의 선형 함수를 구하게 된다. 열손실을 알기 위해서, 마이크로채널 내를 유동이 없는 공기로 차있는 경우를 모사하였다. 이렇게 되면, 인가한 열량은 모두 열손실로 가정할 수 있기 때문이다. 발열량은 히터 하나의 발열량을 기준으로 0.0025, 0.0125, 0.0375, 0.05, 0.075W의 5가지의 경우를 적용하였다. 선행 연구에서 아크릴판의 중앙에 열전대를 삽입하여 온도를 측정함으로 본 계산에서도 6개 마이크로 히터의 아래 아크릴판의 중앙으로 관심 온도를 정하였다. Fig. 5의 결과는 각 마이크로히터 영역 (입구영역 TC1에서 출구영역 TC6)에 공급된 열량과 관심 지점의 온도를 나타내고 있다. 그림에 보이는 것 같이 선형성이 좋은 것을 확인할 수 있고, 채널의 방향에 대해 대칭적인 열손실을 나타내고 있음을 예측할 수 있다.

## 4. 단상 열전달 해석

### 4.1 계산 조건

위의 열손실과 온도의 관계를 검증하기 위해서 단상 액체 유동의 열전달 상황을 모사하였다. 작동 유체는 물을 사용하였다. 다른 열전달 조건을 고려하여, 입구의 질량유속을 100, 200, 300, 400 kg/m<sup>2</sup>s로 4가지 경우, 열량은 하나의 히터가 0.0125 W (열 유속으로 100kW/m<sup>2</sup>)로 6개의 히터에 일정하게 가해진 경우에 대하여 비교하였다.

### 4.2 단상 압력 강하

Shih<sup>(8)</sup>는 point matching method를 사용하여,

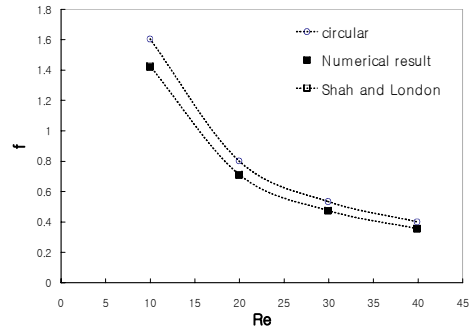


Fig. 6 Friction factor of single phase laminar flow.

다른 가로-세로 비에 대한 사각채널에서의 마찰 계수와 레이놀즈 수의 관계를 구하였다. Shah와 London<sup>(9)</sup>은 위의 결과를 가로-세로 비에 대한 다항식(식(6))으로 만들었다.

$$f Re = 24[1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5] \quad (6)$$

Fig. 6은 계산 결과가 원형과는 차이가 있고, 식(6)과 근사한 값을 나타냄을 알 수 있다. 본 해석에서는 식(6)에서  $\alpha=1$ 인 결과  $fRe=14.23$ 와 유사한 14.16을 나타내었다. 기존의 단상 압력 강하 해석 해가 마이크로채널에서도 적용 가능함을 확인하였고, 본 계산에 대한 신뢰도를 검증할 수 있었다.

### 4.3 열손실 예측 방법의 검증

계산 결과 단상 열전달은 채널 내부 유체의 온도의 상승에 따라 열손실은 증가하게 된다. Fig. 7은 3번째 히터 구간에서 온도와 열손실에 대한 보정 선을 나타낸다. 질량 유량이 증가함에 따라 열손실이 감소하는 것을 알 수 있다. 실선은 Fig.5의 보정 선을 나타내고 있고, 점선

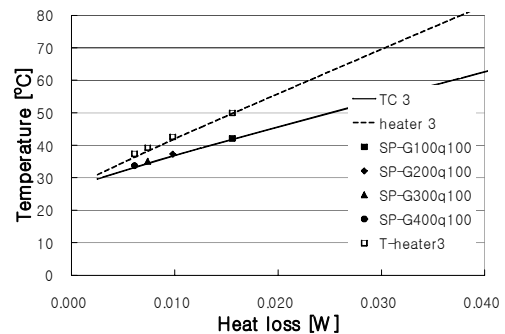


Fig. 7 Calibration line with validation data

은 히터의 온도를 기준으로 구한 보정 선이다. TEST-heater3 은 히터 온도를 기준으로 열손실의 관계를 나타낸 것 이다. 이로부터 히터온도를 관심 온도로 사용할 수 있음을 알 수 있다. 기존의 많은 연구자들은 위의 열손실을 구하는 방법에서 히터의 온도를 사용하는 경우가 있으며<sup>(10)</sup>, 본 결과는 이에 대한 근거를 제시한다고 하겠다.

#### 4.4 사각채널에서의 열 흐름 분포

열손실도 중요하지만, 단면 가열에서 열 유속을 정확히 아는 것 또한 중요하다. Fig. 8 은 두 가지 경우(질량유량 100, 300 kg/m<sup>2</sup>s, 열량은 0.0125 W 로 일정)에 대해 Fig.4 에서 정의한 사각채널의 세 면에서의 열 흐름을 나타내고 있다. 6 개의 히터영역으로 나누어 결과를 정리하였고, 하나의 히터에서의 발열량에 대한 분율로 표시하였다. 양의 값은 채널 안으로 들어가는 열량을 음의 값은 반대를 나타낸다. 유동 방향으로 열의 흐름 분포가 다름을 알 수 있다. 그리고 히터와 가까운 아래면(bottom)에서 대부분의 열이 들어가고, 저유량 일 때 후류 영역에서는 열이 방출되는 것을 확인할 수 있고, 고유량, 즉 열전달 계수가 높아짐에 따라 옆면(side)와 윗면(upper)을 통한 열의 유입이 증가하는 것을 확인할 수 있다. 마이크로채널 히트 싱크의 경우는 사각채널의 단면 가열의 경우로 가정하는 것이 가장 적합할 것이고, 사각채널에서 단면 가열의 경우는 옆면과 윗면에서도 열이 들어갈 수 있는 있음을 예상할 수 있다.

Fig. 9 는 하나의 히터 영역(3, 6 번 히터구간)에서 열손실에 대한 4 가지 계산 조건에서 사각채널의 3 면에서의 열 흐름 분포를 나타내고 있다. 그리고 이는 하나의 히터에 가해진 열량에 대해 분율로 표시하였다. 결과에서 알 수 있듯이 채널로 들어간 열량에 대해 세 면에서의 분배 비가 일정하게 선형적인 관계를 나타내고 있음을 알 수 있다. Fig. 9(b)는 열이 방출하는 경우에 대해서도 예측 가능성을 나타내고 있다. 또한, 다른 히터 구간에 대해서도 선형적인 결과를 나타내었다.

#### 4.5 유효 면적 보상 인자

일반적으로 열전달 계수는 식(7)과 같이 정의할 수 있다. 사각채널에서의 경우 실제 가해진 전체 열량을 알고, 온도차이를 측정한다 하더라도 모든 면에서 측정하기는 어려운 것이

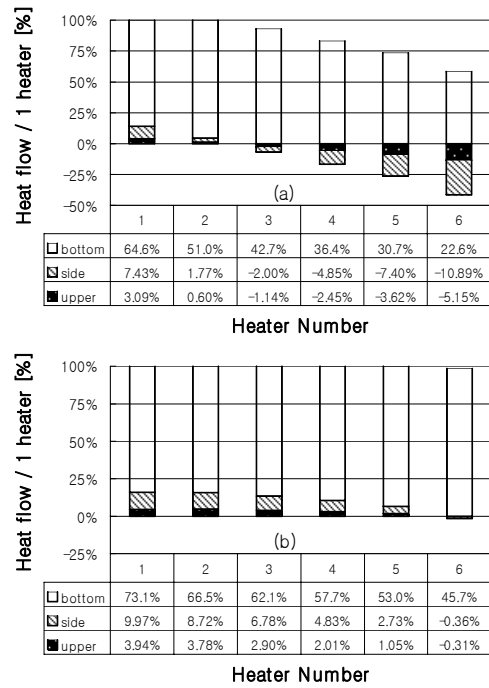


Fig. 8 Heat flow on heater section; (a) G=100 kg/m<sup>2</sup>s, q''=100 kW/m<sup>2</sup> (b) G=300 kg/m<sup>2</sup>s, q''=100 kW/m<sup>2</sup>

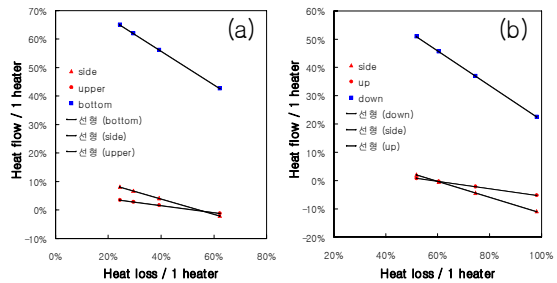


Fig. 9 Heat flow in each wall of rectangular channel for one heater section; (a) no. 3 heater, (b) no. 6 heater.

사실이다. 이는 앞선 결과에서 알 수 있듯이, 열 흐름의 분포가 불 균일하기 때문이다.

$$h = \frac{q_T}{A_T \Delta T} = \frac{q''}{\Delta T} \quad (7)$$

식 (7)을 각 면에 들어온 열량으로 나누어 생각하면, 식(8)과 같이 볼 수 있다. 식(7) 과 비교해보면, 열 유속을 정확히 정의하기 위해서는 적절한 열 유속에 대한 면적을 정의해야 하고 그것을 유효 면적이라 볼 수 있다. bottom (바닥면)을 기준으로 식(8)로부터 유효면적을 정의하

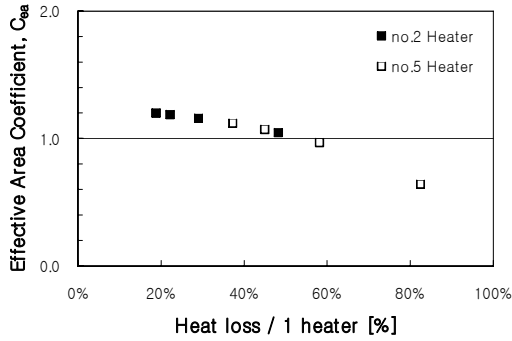


Fig. 10 Effective Area coefficient for no. 2, 6 heaters.

면 식(9)와 같고, 이는 기준이 되는 면의 열량에 대한 다른 면을 통한 열 유입의 비로 볼 수 있다. 그리고 그 정도를 유효 면적 보정 인자,  $C_{ea}$ 로 정의하였다.

$$\begin{aligned}
 q_T &= q_{bottom} + q_{side} + q_{up} \\
 &= hA\Delta T_{bottom} + h2A\Delta T_{side} + hA\Delta T_{up} \\
 &= hA \left( 1 + \frac{2\Delta T_{side}}{\Delta T_{bottom}} + \frac{\Delta T_{up}}{\Delta T_{bottom}} \right) \quad (8)
 \end{aligned}$$

$$A_{eff} = \left( 1 + \frac{q_{side}}{q_{bottom}} + \frac{q_{up}}{q_{bottom}} \right) A = C_{ea} A \quad (9)$$

유효 면적 보정 인자의 정의에 따라 각 히터 (2, 5 번 히터) 영역에서의  $C_{ea}$ 를 구한 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 유효 면적 보정 인자의 정의에서 알 수 있듯이, 1에 가깝다는 것은 실제 bottom(바닥면)에서만 열이 들어가는 경우가 많고, 즉, bottom을 유효면적으로 보는 경우에 대해 보상할 필요가 없음을 의미한다. Fig. 8의 결과에서 2번과 5번의 히터 영역의 결과를 보면, 2번 히터의 경우는 열이 upper와 side에서도 들어가는 경우(양의 값)이고, 그러므로  $C_{ea}$ 는 1보다 큰 값을 가져야 한다. 반면에 5번 히터 영역의 경우, 낮은 질량유속에서 열이 나가는 결과(음의 값)를 나타내고 있고, 이는  $C_{ea}$ 가 1보다 작은 결과를 나타냄을 확인할 수 있다.

## 5. 결론

사각 마이크로채널과 마이크로히터로 구성된

실험부에 대한 3차원의 열전달 수치해석을 수행하였다. 본 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

1. 기존의 사각채널의 단상 압력강하 상관식이 마이크로채널에서도 적용이 가능함을 확인하였다.

2. 열손실을 특정 온도의 함수로 보정하여 예측하는 방법에 대한 검증을 수치적으로 하였으며, 히터의 온도를 대표 온도로 사용할 수 있음을 확인을 하였다.

3. 단면 가열 사각 마이크로채널에서의 불균일한 열 흐름을 확인하였고, 이 영향을 보상하기 위한 유효 면적 보정 인자,  $C_{ea}$ 를 제안하였다.

## 참고문헌

- (1) L. Zhang, K.E. Goodson, and T.W. Kenny, 2005, "Silicon Microchannel Heat Sink", Springer.
- (2) S.G. Kandlikar, 2002, "Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels", *Exp. Therm. Fluid Sci.* Vol. 26, pp. 389-407.
- (3) S.S. Menhental, A.M. Jacobi, and R.K. Shah, 1999, "Heat exchanger at micro-and meso-scales.", *Compact Heat Exchanger and Enhancement Technology for the process Industries*, Begell House, pp. 55-74.
- (4) 허철, 김무환, 2006, "수평 사각 마이크로채널 내에서의 유동 비등 열전달", *대한기계학회논문집 B권*, 제 30권 제 11호, pp. 1043-1050.
- (5) P. S. Lee, S. V. Garimella, and D. Liu, 2005, "Investigation of heat transfer in rectangular microchannels", *Int. Heat and Mass Transfer*, pp.1688-1704.
- (6) F.P. Incropera and D.P. DeWitt, 1981, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 4th ED. John Wiley & Sons. p. 493, p.498.
- (7) FLUENT 6.2 User's Guide, Fluent Inc.
- (8) F.S. Shih, 1967, "Laminar flow in axisymmetric conduits by a rational approach", *Can. J. Chem. Eng.*, Vol. 45, pp. 285-294.
- (9) R.K. Shah and A.L. London, 1978, "Laminar Flow Forced Convection in Ducts", Academic press.
- (10) R. Jones, D Pate, and S Bhavnani, 2006, "Phase change thermal transport in etched silicon microchannel heat sinks", *13th Int. Heat Transfer Conference*, MPH-28.