

사각 마이크로 채널의 단상 유동 열전달 특성 연구

문 지 현* · 김 선 창**†

* 과학기술연합대학원대학교, ** 한국생산기술연구원 에너지시스템연구그룹

Study on Heat Transfer Characteristics for Single-phase Flow in Rectangular Microchannels

Ji Hyun Mun* and Seon-Chang Kim**†

* Clean Process and System Engineering, Univ. of Science and Technology,

** Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology.

(Received October 20, 2010 ; Revised July 13, 2011 ; Accepted July 18, 2011)

Key Words: Convective Heat Transfer Coefficient(대류 열전달 계수), Rectangular Microchannels(사각 마이크로 채널), Single Phase Flow(단상 유동), Thermal Entry Length(열적 입구길이)

초록: 본 연구에서는 사각 마이크로 채널의 열전달 특성을 연구하기 위한 실험을 수행하였다. 실험에 사용된 시료의 채널 수력직경은 700 μm 이며, 채널의 개수는 20개이다. 작동유체는 물이며, 작동유체의 입구 온도는 20 $^{\circ}\text{C}$ 이다. 실험 변수는 Reynolds 수 400 ~ 800 및 열 유속 35 ~ 85 kW/m^2 이다. 결과로, Reynolds 수가 큰 경우일수록 대류 열전달 계수가 증가하는 것으로 나타났으며, 열적으로 완전히 발달된 영역에 대하여 대류 열전달 계수는 약 4.6 ~ 6.4 $\text{kW/m}^2\text{C}^{\circ}$ 로 나타났다. 또한, 사각 마이크로 채널에서의 열적 입구길이는 Reynolds 수가 커지는 경우일수록 길어지는 것을 알 수 있었으나, 열 유속의 변화는 입구길이에 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 본 연구의 결과로 완전히 발달된 유동영역에 대하여 사각 마이크로 채널의 열적 특성을 나타내기 위한 Nusselt 수 상관식을 제안하였다.

Abstract: In this study, experiments were carried out to investigate the convective heat transfer characteristics of rectangular microchannels. The sample used in the experiments contained 20 rectangular microchannels in parallel. The channels had a hydraulic diameter of 700 μm . Distilled water was used as the working fluid. In the experiments, the Reynolds number ranged from 400 to 800, heat flux ranged from 35 to 85 kW/m^2 , and the inlet fluid temperature was 20 $^{\circ}\text{C}$. As a result, the convective heat transfer coefficient increased upon increasing the Reynolds number and ranged from 4.6 to 6.4 $\text{kW/m}^2\text{C}^{\circ}$ in the thermally fully developed region. Moreover, the higher the Reynolds number, the longer the thermal entry length in the rectangular microchannels. However, it was observed that a variable heat flux did not affect the thermal entry length. In conclusion, a correlation was proposed to indicate the heat transfer characteristics in a thermally fully developed region.

- 기호설명 -

A_c : 채널 단면적 [m^2]
 c_p : 정압비열 [$\text{kJ/kg}\cdot^{\circ}\text{C}$]
 D_h : 수력직경 [mm]
 G : 질량유속 [$\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$]
 H : 높이 [mm]
 h : 열전달계수 [$\text{kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$]
 k : 열전도율 [$\text{kW/m}\cdot^{\circ}\text{C}$]

L : 길이 [mm]
 \dot{m} : 질량유량 [g/s]
 N : 개수 [ea]
 Nu : Nusselt 수 [-]
 Pr : Prandtl 수 [-]
 Q : 열량 [W]
 q'' : 열 유속 [kW/m^2]
 Re : Reynolds 수 [-]
 T : 온도 [$^{\circ}\text{C}$]
 W : 너비 [mm]
 x, y, z : 직교 좌표축 [-]

† Corresponding Author, kimsc@kitech.re.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

x^* : 유동 방향 무차원 수 [-]

그리스문자

μ : 점성계수 [kg/m·s]

하첨자

c : 구리(copper)

ch : 채널(channel)

el : 전기(electric)

f : 유체(fluid)

i : 유동 방향 위치(point for flow direction, $i=1, \dots, 7$)

in : 입구(inlet)

mp : 측정지점(measurement point)

out : 출구(outlet)

w : 벽(wall)

1. 서론

마이크로 채널 열교환기의 일반적인 열 및 유체 역학적인 특성은 단위체적당 큰 전열면적을 가지므로 높은 열전달 성능을 갖으며, 작은 수력직경과 느린 유속으로 인하여 층류유동이 대부분이라는 점이다. 또한, 채널의 크기가 작아 상대적으로 단위 유로 길이 당 큰 압력강하 및 입·출구의 구조적 압력강하가 크다.

상대적으로 큰 압력 강하 때문에 적용하는데 한계가 있음에도 불구하고 단위체적당 전열 면적이 크다는 장점으로 인하여 열교환기의 소형화 및 경량화가 중요한 분야에 적용시키기 위하여 마이크로 채널 열교환기에 대한 연구 및 개발이 증가하는 추세에 있다.^(1,2)

기존연구 결과를 살펴보면 Peng 등⁽³⁾이 사각 마이크로 채널을 이용하여 대류 열전달 계수가 층류와 난류 유동에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였다. 대류 열전달 계수에 미치는 영향의 정도는 다르나 층류와 난류에서 각각 채널의 수력직경, 종횡비와 채널 간 사이간격이 중요한 인자임을 밝혔다. 또한, Peng 등⁽⁴⁾의 연구 결과에서는 사각 마이크로 채널에서 기존의 흐름영역과는 다른 천이영역($300 < Re < 1000$)이 나타나는 결과를 발표하였다.

Qu 등⁽⁵⁾은 수치해석을 통하여 사각 마이크로 채널의 국소 대류 열전달 특성을 연구하였고,

Reynolds 수가 증가 할수록 열전달 성능이 향상된다는 결과를 발표하였다. 또한, Qu 등⁽⁶⁾은 수치해석의 결과와 실험결과를 비교하여, 사각 마이크로 채널의 유동 측면에서는 매크로 크기의 채널열교환기와 차이가 없다는 결론을 내렸다.

Shen 등⁽⁷⁾은 사각 마이크로 채널에서 Poiseuille 수, 국소 및 평균 Nusselt 수 및 표면 거칠기에 관한 연구를 수행하였다. 층류 유동의 마이크로 채널에서 마찰인자는 예측 값보다 크게 측정되었으며, 국소 및 평균 Nusselt 수는 예측 값보다 작다고 하였다. 또한, 연구 결과로 마찰인자 및 Nusselt 수에 대하여 Reynolds 수의 함수로서 실험적 상관식을 각각 제시하였다.

기존 연구결과로써 많은 실험 및 해석적 연구가 수행되고 있지만, 적용되는 경우에 따라 연구 결과는 마이크로 채널의 마찰계수 및 Nusselt 수에 대하여 기존 매크로 채널에 대한 이론뿐만 아니라 연구자들 간의 실험결과에도 많은 차이를 보인다.⁽⁸⁾ 기초 연구로서 마이크로 채널에서의 열전달 및 유동 특성에 대해 명확한 연구가 부족한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 수력직경 $700 \mu m$ 인 사각 마이크로 채널에서의 단상유동 열전달 특성 실험을 수행하였으며, 실험 결과로 사각 마이크로 채널의 열적 특성을 나타내기 위하여 Nusselt 수 상관식을 제안하였다.

2. 실험

2.1 실험 장치 및 조건

Fig. 1은 마이크로 채널의 열전달 특성 실험을 위하여 구축된 실험장치의 개략도이다. 실험 장치는 본 연구에서 검토된 사각 마이크로 채널(rectangular microchannels)을 포함하여 마그네틱 기어펌프(magnetic gear pump), 질량 유량계(mass flow meter), 예열기(pre-heater), 저장용기(receiver), 마이크로 필터(micro filter) 및 열교환기(heat exchanger)로 구성되어 있다.

Fig. 2는 본 연구에 사용된 사각 마이크로 채널이 포함된 시료의 상세도를 나타낸 것이며, 이에 대한 상세한 제원은 Table 1에 나타내었다. Fig. 2에 나타난 것과 같이 시료에는 작동유체가 흐르는 사각 마이크로 채널 20 개, 채널 내벽면 온도 측정을 위한 온도센서 및 마이크로 채널 내부로 열을 인가하기 위한 카트리지 히터를 설치할 수

있도록 구성되어 있다. 온도 센서는 채널 내벽면 온도를 알기 위한 것이며, 채널 바닥으로부터 H_{mp} 만큼 떨어진 위치에서 온도를 측정한다. 채널 내벽면 온도는 측정된 온도로부터 열전도도를 고려하여 계산되었다. 또한, 카트리지 히터는 채널 바닥면과의 간격을 충분히 두어 설치함으로써 히터에서 발생한 열은 충분히 발달된 후에 채널로 일정하게 유입 되도록 하였다. 본 연구에서는 Reynolds 수와 열 유속을 실험 변수로 하였으며, 이에 대한 실험 조건은 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Geometric parameter of microchannels

Number of channels, N_{ch} [ea]	20
Length of channels, L_{ch} [mm]	70
Width of channel, W_{ch} [μm]	700
Height of channel, H_{ch} [μm]	700
Width of wall, W_w [μm]	300
Distance between bottom of channel and point of measuring temperature, H_{mp} [mm]	4.3

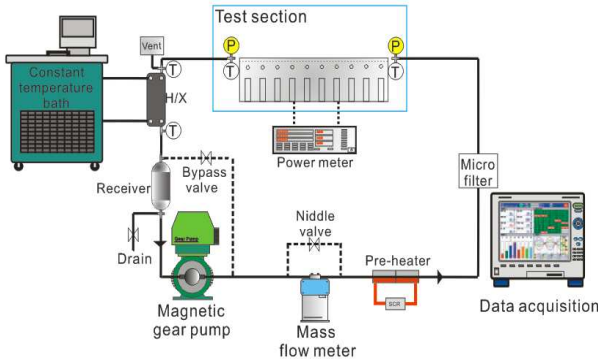


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

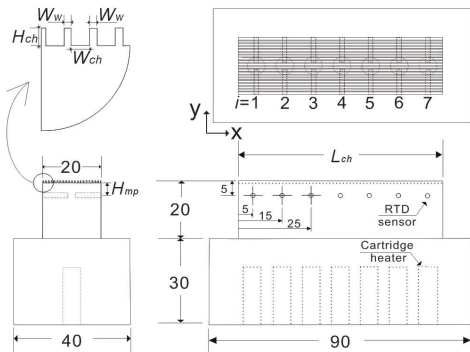


Fig. 2 Detailed view of the rectangular microchannels

2.2 실험 데이터의 처리

사각 마이크로 채널의 대류 열전달 특성 실험 결과 데이터는 식(1) ~ (6)을 이용하여 계산하였다. 사각마이크로 채널의 수력직경은 식 (1)에 의하여 계산되었으며, Reynolds 수는 유동 방향에 따라 작동 유체 온도에 따른 물성을 고려하는 식 (2)로 계산 하였다. 국소 대류 열전달 계수는 식 (3)에 의하여 계산되었다. 여기서, $T_{f,i}$ 는 채널 내부의 작동 유체 온도이며, 이는 열 유속이 유동 방향으로 일정하다고 가정하고, 식 (4)에 의해 계산된 값이다. 또한, $T_{w,i}$ 는 채널 내벽면의 온도를 나타낸 것이며, 실험에서 측정된 온도(T_{mp})를 이용하여 식 (5)에 의해 계산되었다. 여기서 T_{mp} 는 $i=1 \sim 7$ 에 해당하는 각각의 위치에서 y-방향으로 측정된 두 개의 온도를 산술 평균하여 사용하였다. 식 (6)은 유동 방향으로 국소 Nusselt 수를 계산한 것이다. 국소 Nusselt 수는 식 (3)에 의해 계산된 국소 대류 열전달 계수와 각 위치에서 유체 온도에 따른 열전도도를 고려하여 계산하였다.

$$D_h = \frac{4W_{ch}H_{ch}}{2(W_{ch} + H_{ch})} \quad (1)$$

$$Re_i = \frac{\dot{m}D_h}{A_c\mu_i} \quad (2)$$

$$h_i = \frac{q''}{(T_{w,i} - T_{f,i})} \quad (3)$$

$$T_{f,i} = T_{in} + \frac{L_{x_i}}{L_{ch}}(T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

$$T_{w,i} = T_{mp,i} - q'' \frac{H_{mp}}{k_c} \quad (5)$$

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k_{f,i}} \quad (6)$$

Table 2 Experimental conditions

Working fluid	Water
Inlet temperature, T_{in} [$^{\circ}C$]	20
Reynolds number, Re [-] (Mass flux, G [kg/m^2s])	400 ~ 800 (520.91 ~ 1124.49)
Heat capacity, Q_{el} [W] (Heat flux, q'' [kW/m^2])	70 ~ 170 (35 ~ 85)

3. 결과 및 고찰

작동유체의 열량(Q_f)은 식 (7)에 의하여 계산되었다. Fig. 3은 마이크로 채널에 인가된 전력량과 물이 얻은 열량을 비교하여 나타낸 그래프이고, 에너지 평형은 $\pm 10\%$ 이내의 결과를 나타냈다.

$$Q_f = \dot{m}c_{p,f}(T_{out} - T_{in}) \quad (7)$$

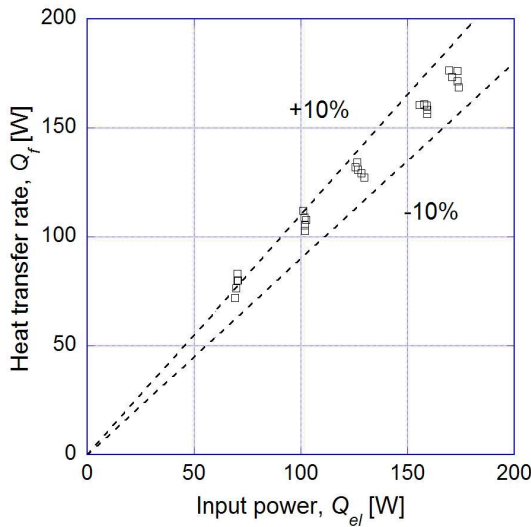


Fig. 3 Energy balance between power input and heat transfer rate

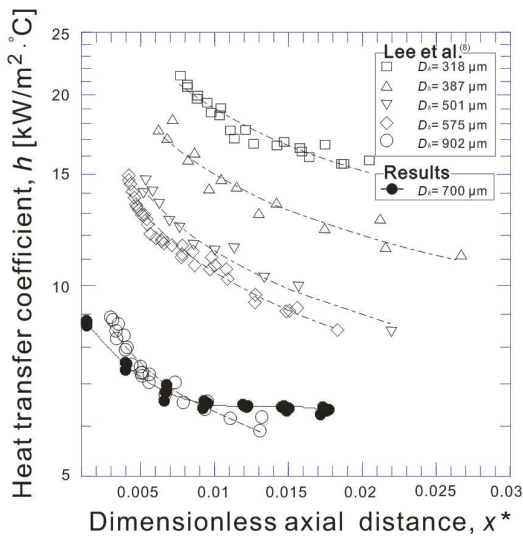


Fig. 4 Comparison for local heat transfer coefficient of present study and Lee et al.⁽⁷⁾

Fig. 4는 사각 마이크로 채널에 대하여 연구를 한 Lee 등⁽⁹⁾의 실험결과와 본 연구의 실험결과를 비교한 것이다. 본 연구의 실험결과는 Lee 등의 실험결과 중에서 수력직경 $902 \mu\text{m}$ 인 사각 마이크로 채널의 실험 결과와 매우 유사함을 확인할 수 있다. 여기서 무차원 수 x^* 는 식 (8)에 의하여 계산되었으며, 유동방향에 대한 열적 발달 길이를 무차원 하여 나타낸 수이다. Fig. 4에서 대류 열전달 계수는 무차원 수 x^* 의 값이 0.01 되는 지점까지 급격히 감소하는 경향을 볼 수 있으며, 무차원 수 x^* 가 0.01인 지점에서 열적 발달이 끝나는 것으로 판단된다.

$$x^* = \frac{L_{ch}(x)}{D_h \text{Re}(x) \text{Pr}(x)} \quad (8)$$

매크로 사각 채널에서 층류 유동에 대한 열적 입구 길이는 식 (8)에서 나타낸 무차원 수 x^* 의 값이 0.05 일 때의 $L_{ch}(x)$ 값으로 나타낼 수 있으나⁽¹⁰⁾, Fig. 4에 나타난 것과 같이 본 연구에서의 실험 결과로 약 $x^* = 0.01$ 에 해당하는 $L_{ch}(x)$ 의 값으로 열적 입구 길이가 결정되는 것으로 나타났다.

일정한 열 유속 조건에 대하여 열이 충분히 발달되어 채널 내로 전달된다고 가정할 수 있으므로 채널 내부의 유체 온도는 선형적으로 가정하였으며, Fig. 5는 열 유속 50 kW/m^2 및 Reynolds 수 600인 경우에 대하여 채널 내부의 작동유체 온도와 채널 내벽면의 온도를 비교하여 나타낸 것이다. Fig. 5에서 채널 내벽면 온도구배가 채널 입구부분에서 큰 지점은 열적 경계층이 발달중인 유동으로 볼 수 있으며, 채널 내벽면 온도의 기울기가 채널 내의 유체 온도 구배와 동일한 부분의 유동은 열적으로 완전히 발달된 영역으로 판단할 수 있다.

Fig. 6은 열 유속 50 kW/m^2 인 경우에 대하여 유동 방향에 따른 국소 대류 열전달 계수를 나타낸 그래프이다. 층류 유동에서 대류 열전달 계수가 유동 방향에 대하여 일정한 상수가 되는 지점부터 열적으로 완전 발달된 유동이지만, 본 연구에서는 실험오차를 감안하여 대류 열전달 계수의 감소율이 2% 이내인 경우를 열적으로 완전 발달되었다고 판단하였다. Reynolds 수가 큰 경우 일수록 입구 길이는 길어지는 것으로 나타났다. 연구 범위에서 Reynolds 수에 따라 입구 길이는 약 10 ~ 40 mm로 나타났으며, Reynolds 수가 큰 경우 일수록 국소

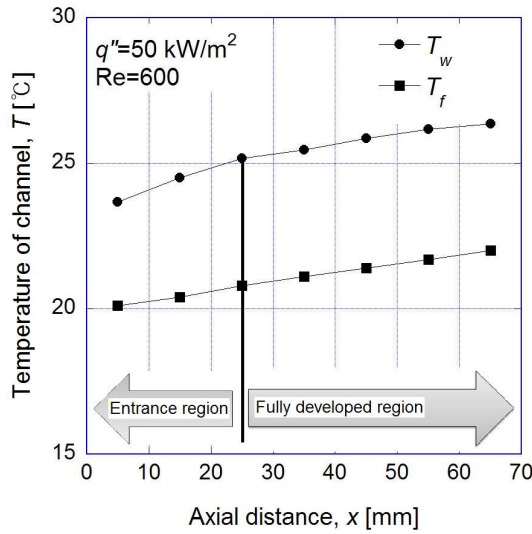


Fig. 5 Temperature of fluid and wall

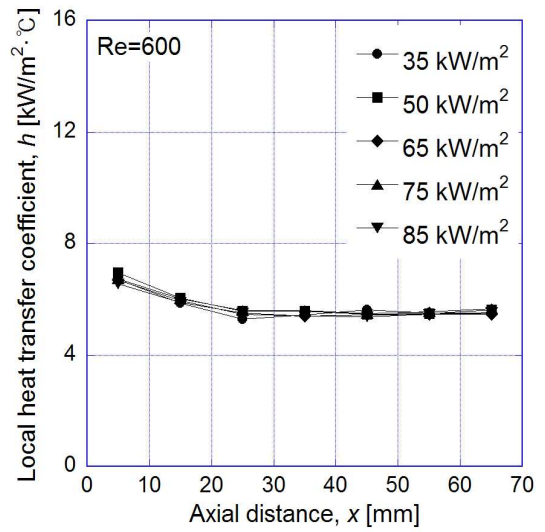


Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient along the microchannels for different heat flux

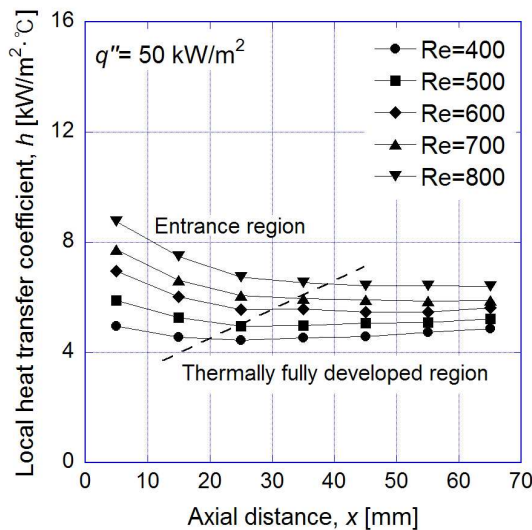


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient along the microchannels for different Reynolds number

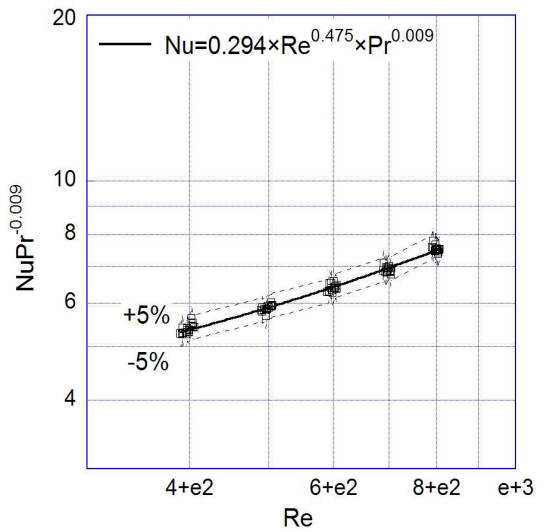


Fig. 8 Re vs. $NuPr^{-0.009}$

대류 열전달 계수는 큰 값으로 나타났다. 이 때 열적으로 완전 발달된 영역에 대하여 국소 대류 열전달 계수는 약 4.6 ~ 6.4 $kW/m^2\cdot^{\circ}C$ 로 나타났다.

Fig. 7은 Reynolds 수가 600인 경우, 유동 방향에 따른 국소 대류 열전달 계수를 나타낸 것이다. 이 때, 국소 대류 열전달 계수는 열 유속 35 ~ 85 kW/m^2 인 경우에 대하여 약 5.6 ~ 7.0 $kW/m^2\cdot^{\circ}C$ 으로 나타났다. 또한, 채널의 입구부터 약 20 ~ 30 mm 사이에서 열적으로 완전히 발달이 되는 것으로 판단되며, 실험 변수였던 열 유속은 국소 대류 열전달 계수 및 유동의 발달에 영향을 미

치지 못하는 것을 알 수 있다.

본 연구에서는 열적으로 완전히 발달된 영역에 대하여 무차원 수인 Nusselt 수에 대한 실험적 상관식을 식 (9)에 나타내었다. 상관식은 Reynolds 수 범위 400 ~ 800 및 Prandtl 범위 6.2 ~ 6.9에서 적용가능하다. Fig. 8은 식 (9)에 나타낸 상관식의 상관관계를 나타낸 그래프이며, 실험결과로 얻어진 상관식은 $\pm 5\%$ 이내의 오차범위를 갖는다.

$$Nu = 0.294Re^{0.475}Pr^{0.009} \quad (9)$$

5. 결론

본 연구는 수력 직경이 700 μm 인 사각 마이크로 채널의 단상유동에 대한 열전달 특성 실험을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 연구의 실험결과를 검증하기 위하여 Lee 등⁽⁷⁾의 실험 결과와 비교하였으며, 실험 결과 수력직경 902 μm 인 사각 마이크로 채널의 실험 결과와 유사한 것으로 나타났다.

(2) 본 연구 범위에서 사각 마이크로 채널의 열적 발달 입구 길이는 Reynolds 수가 큰 경우일수록 길어지는 경향을 보였으며, 약 10 ~ 40 mm로 나타났다. 또한, 열적 입구 영역을 제외한 영역에서의 국소 대류 열전달 계수는 Reynolds 수가 큰 경우일수록 큰 값으로 나타났으며, 약 4.6 ~ 6.4 $\text{kW/m}^2\text{C}$ 로 나타났다.

(3) 사각 마이크로 채널에서 Reynolds 수 600 및 열 유속 35 ~ 85 kW/m^2 인 경우에 대하여 국소 대류 열전달 계수는 열 유속 변화에 따른 차이가 나타나지 않았다. 따라서 열 유속은 국소 대류 열전달 계수에 영향을 미치지 않는다.

(4) 본 연구에서는 사각 마이크로 채널에서 열적으로 완전히 발달된 영역에 대하여 Nusselt 수를 Reynolds 수 및 Prandtl 수의 함수로 상관식을 제안하였고, 상관식은 실험결과와 $\pm 5\%$ 이내의 오차범위를 갖는다.

$$Nu = 0.294Re^{0.475}Pr^{0.009}$$

$$400 < Re < 800$$

$$6.2 < Pr < 6.9$$

참고문헌

- (1) Kim, D. J., Yoon, S. H. and Choi, J. S., 2009, "Development of Microchannel Heat Exchanger for Liquefied Natural Gas Plants," *Proceeding of SAREK Winter Annual Conference*, 2009, pp. 57~61.
- (2) Bae, C. S. and Kim, K. H., 2010, "Improve the Efficiency of Transportation Energy," *Journal of the KSME*, Vol. 50, No. 7, pp. 41-46.
- (3) Peng, X. F. and Peterson, G. P., 1995, "Convective Heat Transfer and Flow Friction for Water Flow in Microchannel Structures," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 12, pp. 2599~2608.
- (4) Peng, X. F. and Peterson, G. P. 1994, "The Effect of Thermofluid and Geometrical Parameters on Convection of Liquids through Rectangular Microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 4, 755~758.
- (5) Lee, J. and Mudawar, I. 2007, "Assesment of the Effectiveness of Nanofluids for Single-Phase and Two-Phase Heat Transfer in Micro-Channels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 452~463.
- (6) Qu, W. and Mudawar, I., 2002, "Experimental and Numerical Study of Pressure Drop and Heat Transfer in a Single-Phase Micro-Channel Heat Sink," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 2549~2565.
- (7) Shen, S., Xu, J. L., Zhou, J. J. and Chen, Y., 2006, "Flow and Heat Transfer in Microchannels with Rough Wall Surface," *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, pp. 1311~1325.
- (8) Morini, G. L., 2004, "Single-Phase Convective Heat Transfer in Microchannels: a Review of Experimental results," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 43, pp. 631~651.
- (9) Lee P. S., Garimella S. V. and Liu D., 2005, "Investigation of heat transfer in rectangular microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 1688-1704.
- (10) Kays, W. M., Crawford, M. E. and Weigand, B., 2005, "Convective Heat and Mass Transfer," Fourth ed., McGraw-Hill, pp. 97~109.