

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2008.32.12.915

## 직관 마이크로채널 PCHE의 열전달특성 및 압력강하

김윤호\* · 문정은\* · 최영종\*\* · 이규정†

(2008년 7월 8일 접수, 2008년 9월 20일 수정, 2008년 10월 15일 심사완료)

### Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Straight Microchannel of the Printed Circuit Heat Exchangers

Yoon-Ho Kim, Jung-Eun Seo, Young-jong Choi and Kyu-Jung Lee

**Key Words:** Microchannel(마이크로채널), Printed Circuit Heat Exchanger(인쇄기판형 열교환기), Micro Photo-Etching(마이크로 포토에칭), Diffusion Bonding(확산접합)

#### Abstract

The performance experiments for a microchannel printed circuit heat exchanger (PCHE) of high-performance and high-efficiency on the two technologies of micro photo-etching and diffusion bonding were performed in this study. The microchannel PCHE were experimentally investigated for Reynolds number in ranges of 100 ~ 700 under various flow conditions in the hot side and the cold side. The inlet temperatures of the hot side were conducted in range of 40°C ~ 50°C while that of the cold-side were fixed at 20°C. In the flow pattern, the counter flow was provided 6.8% and 10 ~ 15% higher average heat transfer rate and heat transfer performance than the parallel flow, respectively. The average heat transfer rate, heat transfer performance and pressure drop increases with increasing Reynolds number in all the experiment. The increasing of inlet temperature in the experiment range has not an effect on the heat transfer performance while the pressure drop decrease slightly with that of inlet temperature. The experimental correlations to the heat transfer coefficient and pressure drop factor as a function of the Reynolds number have been suggested for the microchannel PCHE.

#### 기호설명

<p><math>A</math> : 열전달 면적 [mm<sup>2</sup>]  <math>A_c</math> : 최소 유동단면적 [mm<sup>2</sup>]  <math>A_s</math> : 유효 열전달면적 [mm<sup>2</sup>]  <math>B</math> : 편향오차  <math>b</math> : 마이크로채널 폭 [<math>\mu</math>m]  <math>C_p</math> : 정압비열 [kJ/kg<sup>o</sup>C]  <math>d_h</math> : 수력직경 [mm]</p>	<p><math>D_p</math> : 포트부 관 직경 [mm<sup>2</sup>]  <math>E</math> : 열전달 향상비  <math>f</math> : 마찰계수  <math>D_p</math> : 포트부 질량유속 [kg/mm<sup>2</sup>·sec]  <math>h</math> : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>·°C]  <math>H</math> : 열교환기 또는 금속박판 높이 [mm]  <math>L</math> : 열교환기 또는 금속박판 길이 [mm]  <math>L_f</math> : 유동흐름 길이 [mm]  <math>\dot{m}</math> : 질량유량 [kg/s]  <math>N</math> : 측정횟수  <math>\Delta P</math> : 압력강하 [Pa]  <math>Q</math> : 열전달량 [W]  <math>Re</math> : 레이놀즈수  <math>S</math> : 표준편차</p>
---	--

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

$T_c$	: 저온 순환부 온도 [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_h$	: 고온 순환부 온도 [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$\Delta T_{LMTD}$	: 대수평균온도차 [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$U$	: 총괄 열전달계수 [ $\text{W}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ ]
$W$	: 열교환기 또는 금속박판 폭 [mm]
$w$	: 마이크로채널 넓이 [ $\mu\text{m}$ ]

#### 그리스문자

$\rho$	: 밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$\Pi$	: 전체 불확실도
$\mu$	: 점성계수 [ $\text{kg}/\text{m}^3\cdot\text{sec}$ ]

#### 하첨자

$c$	: 저온부
$h$	: 고온부
$m$	: 평균
$error$	: 오차

## 1. 서 론

인쇄기판형 열교환기(PCHE, Printed circuit heat exchanger)는 기계가공이나 화학부식으로 유로를 제작하고 금속결합을 이용한 확산접합기술의 판형열교환기를 말한다. 확산접합은 고체상태의 결합과정으로 용융점 아래의 온도에서 금속 표면을 압착하여 표면간의 결정립 성장을 촉진시켜 결합하는 방법이다. 확산접합을 이용한 열교환기의 경우 무게를 획기적으로 줄일 수 있으며 고온 및 고압에 견딜 수 있고 온도 근접성이 우수한 장점이 있다. MEMS 분야의 발전으로 채널가공기술인 마이크로 포토에칭(Photo-etching) 방법이 개발되어 정확한 미세유로 가공이 가능하며 대량생산이 용이하여 신뢰성과 경제성도 확보하였다.<sup>(1,2)</sup>

최근 미세유로 가공 및 확산접합 기술을 적용한 마이크로채널 PCHE는 고효율과 소형화에 적합한 냉각시스템의 해결책으로 연구가 진행되고 있다. 일반적으로 기존 마이크로채널 열교환기의 경우 접합재를 용융하여 접합하는 브레이징 기술을 사용한다. 확산접합의 마이크로채널 PCHE는 브레이징 기술보다 내열성과 접합강도가 우수하고 열적저항 감소효과와 미세채널 막힘 현상이 없어 우수한 제작성과 열적 성능을 확보할 수 있다. 이와 같은 장점으로 연료전지 시스템, 화학 반응공정, 냉동·공조 시스템 등 다양한 분야에 적용 가능하며 급격히 적용영역이

확대되고 있는 추세이다. 마이크로채널 열교환기와 PCHE에 대한 기존 연구는 다음과 같다. 마이크로채널 열교환기에 대한 연구로는 Rachkovskij et al.<sup>(3)</sup>이 마이크로채널의 종횡비와 함께 적층수가 20장인 직교류 열교환기에 대한 연구를 수행하였다. 작동유체는 공기 대 공기로 실험을 수행하였으며 우수한 온도근접성과 체적열전달계수를 제시하였다. Kang and Tseng<sup>(4)</sup>은 마이크로 직교류(Cross flow) 열교환기의 열 및 유체특성을 예측할 수 있는 이론적 모델을 제시하였다. 유용도와 압력강하의 상호관계를 나타낸 모델로 기존 문헌의 실험결과와 비교하여 타당성을 제시하였다. 또한, 마이크로 열교환기의 재료 물성과 치수에 따른 열전달률과 압력강하 관계를 분석하였다. 이와 같이 기존 연구는 소형열교환기 개발과 그에 따른 열전달 및 압력강하 특성에 관심이 집중되어 왔다. PCHE에 대한 연구는 Nikitin et al.<sup>(5)</sup>이 초임계의 CO<sub>2</sub>에 대해 열전달 및 압력강하 특성을 실험하였고, 레이놀즈수에 따른 국부 열전달계수와 압력강하 인자에 대한 실험상관식을 제안하였다. Ngo et al.<sup>(6)</sup>은 Nikitin et al.<sup>(5)</sup>의 직관채널 PCHE를 개선하여 S 형태의 핀 형상을 가진 새로운 PCHE를 제작하여 실험하였다. 또한, 3차원 전산해석을 통해 열적 수력성능을 평가하였다. Tsuzuki et al.<sup>(7)</sup>은 S 형상과 다양한 지그재그 형상에 있어 3차원 전산해석을 이용하여 열전달 및 압력강하를 계산하여 열적 수력성능을 평가하였다. PCHE의 기존 연구는 고효율을 가지는 형상 연구는 수행하고 있지만 마이크로채널을 적용한 소형열교환기 연구는 거의 수행되지 않았다.

본 연구에서는 마이크로채널 열교환기와 PCHE의 핵심기술을 함께 고려한 고성능 및 고효율의 소형 열교환기를 개발하고자 한다. 따라서 마이크로 포토에칭으로 마이크로채널을 제작하고 이를 확산접합기술로 마이크로채널 PCHE를 제작하였다. 제작된 마이크로채널 PCHE에 대해 레이놀즈수 및 온도에 따른 기초 성능실험을 수행하였고 열전달 및 압력강하 자료를 확보하였다. 또한 이를 이용하여 기초 설계 자료로 사용할 수 있는 열전달계수 및 마찰계수 상관식을 개발하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 마이크로채널 PCHE

마이크로 포토에칭 기술을 사용하여 저온 및 고온 금속박판에 마이크로채널 형상을 구성하였

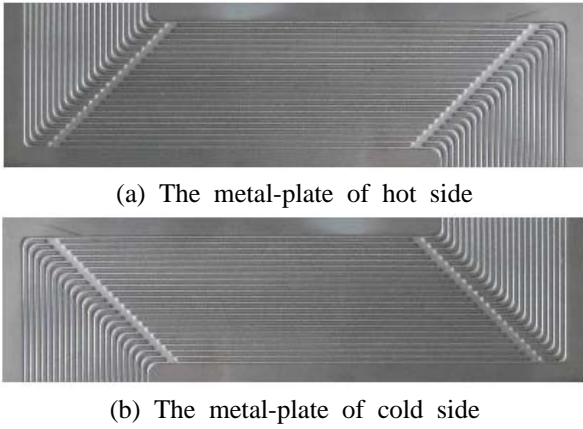


Fig. 1 Photos of the metal-plates with straight channel configurations

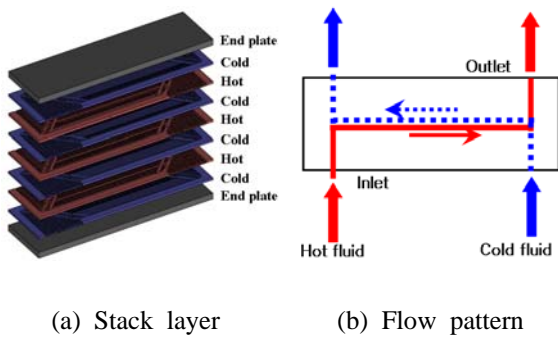


Fig. 2 The Stack layer and the flow pattern of microchannel PCHE



Fig. 3 The microchannel PCHE using the diffusion bonding technology

으며 Fig. 1에 나타내었다. 마이크로채널 구성은 3부분으로 입구부, 내부 직관부, 출구부로 이루어졌으며, 채널은 직관채널 형상을 유지하고 있다.

Table 1 Specifications of the microchannel PCHE

Metal-plate material		SUS304L
Dimensions of PCHE (W×L×H), mm		141×40×16
Dimensions of plates (W×L×H), mm		141×40×1
Dimensions of end-plates (W×L×H), mm		141×40×20
Number of plates	Hot side	3
	Cold side	4
Number of channels		22
Channel width		800 μm
Land(solid) width		600 μm
Channel height		600 μm

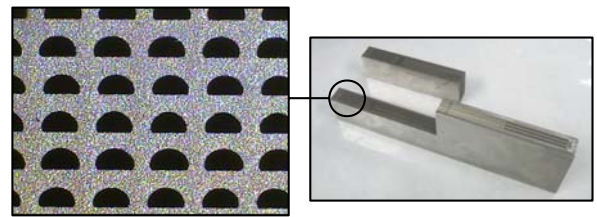


Fig. 4 The sections in the microchannel PCHE

금속박판의 적층구조는 고온측 3장과 저온측 4장으로 교대로 적층하였으며, 양 끝부분에 엔드플레이트를 설치하였다. 금속박판의 적층구조와 유동형태는 Fig. 2에 나타내었다. 유동흐름은 기본적으로 대향류로 구성하였다. 적층된 금속박판은 확산접합 기술을 이용하여 접합하였고, 입·출구 포트는 전기용접을 이용하여 일체형 마이크로채널 PCHE를 제작하였다. Fig. 3은 실험에 사용된 확산접합기술의 마이크로채널 PCHE를 보여주며, 상세한 제원은 Table 1에 제시하였다. Fig. 4에는 내부 마이크로채널 및 금속박판의 접합상태를 확인하기 위하여 마이크로채널 PCHE를 1/4 크기로 절단한 사진과 마이크로채널 단면사진을 수록하였다. 마이크로채널 단면형상은 등방성 식각으로 사각채널이 아닌 반달형상을 보이고 있어 입구 면적 및 유효열전달 면적 계산 시 반영하였고, 저온측과 고온측 금속박판의 접합 및 결합상태가 우수함을 보여준다.

2.2 실험장치

본 연구에 사용된 실험 장치를 Fig. 5에 나타내

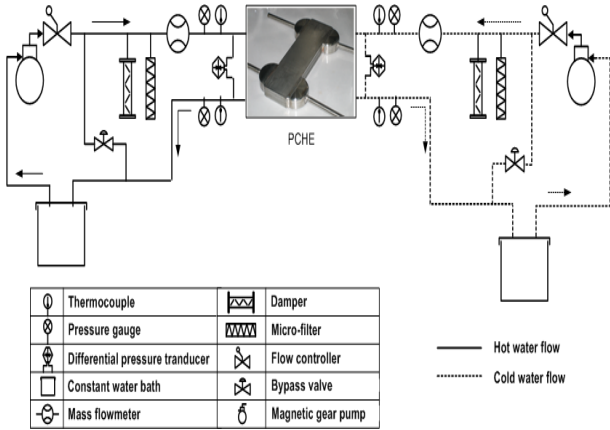


Fig. 5 A schematic diagram of experimental apparatus

었다. 실험 장치는 고온유체 순환부, 냉각수 순환부, 고온유체와 냉각수가 열교환하는 시험부로 구성된다. 고온유체와 냉각수의 온도와 유량을 일정하게 유지하기 위해 항온조, 정량펌프를 사용하였다. 시스템의 맥동방지를 위해 댐퍼를 사용하였고, 유체의 이물질질을 여과하기 위해 마이크로 필터를 사용하였다. 시스템 및 시험부의 열손실을 최소화하기 위해 실험장치 전 구간에 걸쳐 단열처리를 하였다. 마이크로채널 PCHE의 열교환량을 측정하기 위해 유입/유출부에 질량유량계, 열전대, 압력계 및 차압계를 설치하였다. 각 계측 장치는 보정(Calibrations)을 수행한 후 유량, 온도, 압력 및 차압 등을 데이터 수집 장치를 이용하여 정상상태에서 모든 결과물을 0.5초 간격으로 저장하였다.

2.3 실험 조건 및 결과 처리

본 연구에 사용된 고온유체와 냉각수는 DI-water를 사용하였다. 고온유체에 대한 입구온도는 40°C~50°C에서, 냉각수의 입구온도는 20°C의 일정한 온도조건에서 실험을 수행하였다. 전체 실험에서 질량유량 조건은 정량펌프가 큰 유량손실 및 오차 없이 흘러 보낼 수 있는 안정적인 범위인 150 ~ 2000 g/min로 레이놀즈수는 대략 100 ~ 700 정도이다.

마이크로채널 PCHE의 수력직경과 레이놀즈수는 Cowell<sup>(8)</sup>에 의해 제시된 방법을 이용하여 계산하였고 식 (1)과 식 (2)에 나타내었다.

$$D_h = \frac{4A_c L_f}{A_s} \tag{1}$$

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} D_h}{\mu A_c} \tag{2}$$

여기서,  $A_c$ 는 자유유동면적(Free flow area),  $A_s$ 는 전체 열전달 면적,  $L_f$ 는 채널에서의 유동흐름 길이를 나타낸다. 고온측의  $A_c$ 는 31.7mm<sup>2</sup>,  $A_s$ 는 26,000mm<sup>2</sup>, 저온측의  $A_c$ 는 42.2mm<sup>2</sup>,  $A_s$ 는 34,700mm<sup>2</sup>이며 그리고  $L_f$ 는 137mm이다.

본 연구에서 마이크로채널 PCHE를 동일한 작업조건 하에서 여러 개 제작하였으며, 그 중 하나를 절단 후 마이크로채널 단면에 대해 실측하여 열전달 면적과 단면적을 계산에 반영하였다.

시험부에서의 작동유체와 냉각수의 열전달율은 식 (3)과 식 (4)를 이용하여 구하였다.

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \tag{3}$$

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) \tag{4}$$

총괄 열전달계수는 대수평균 온도차(LMTD)와 평균 열전달량을 이용하여 구할 수 있고 식 (7)와 같다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left[ \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right]} \tag{5}$$

$$Q_m = \frac{Q_h + Q_c}{2} \tag{6}$$

$$U = \frac{Q_m}{A \Delta T_{LMTD}} \tag{7}$$

일반적으로 총괄 열전달계수는 식 (8)과 같이 열저항의 항으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_c} + \frac{t}{k A_m} \tag{8}$$

여기서,  $t$ ,  $k$ ,  $A_m$ 은 각각 고온측 채널과 저온측 채널 사이의 간격, 금속박판의 열전도도, 고온측과 저온측의 평균열전달 면적을 나타낸다. 고온측 열전달계수( $h_h$ )와 저온측 열전달계수( $h_c$ )는 Modified Wilson plot법<sup>(9)</sup>을 이용하여 구하였다.

마이크로채널 PCHE에 고온유체와 냉각수간의 열교환 오차는 식 (9)을 이용하여 계산하였고 5% 이내에서 결과를 저장하였다.

**Table 2** Parameters and estimated uncertainty

Parameters	Uncertainty (%)
Temperature, T	0.6
Pressure drop, ΔP	0.92
Flow rate of hot side, $\dot{m}_h$	1.19
Flow rate of cold side, $\dot{m}_c$	0.94
Averaged heat transfer rate, $Q_m$	1.19
Reynolds number of hot side	3.13
Reynolds number of cold side	3.29
Heat transfer coefficient of hot side	7.36
Heat transfer coefficient of cold side	7.31
Friction factor, $f$	5

$$Q_{error} (\%) = \frac{|Q_h - Q_c|}{Q_h} \quad (9)$$

마이크로채널 PCHE의 전체 압력강하량은 식 (10) 같이 정의할 수 있다.

$$\Delta P = \frac{1.5G_p^2}{2\rho_i} + \frac{4fLG^2}{2D_h} \left( \frac{1}{\rho} \right)_m \quad (10)$$

$$G_p = \frac{4\dot{m}}{\pi D_p^2}$$

여기서,  $(1/\rho)_m$ 은 입·출구측 평균밀도,  $G_p$ 는 입구포트의 질량유속을 나타낸다. 입·출구에서의 유체밀도에 의한 압력강하량과 높이차에 의한 중력효과는 무시하였으며, 입·출구 포트와 마이크로채널에서의 압력강하의 합으로 나타내었다.<sup>(10)</sup>

마이크로채널 PCHE의 실험 불확실도는 ASME PTC 19.1<sup>(11)</sup>과 NIST Technical Note 1297<sup>(12)</sup>을 이용하였다. 전체 불확실도는 편향오차(Bias error)와 정밀오차(Precision error)로 구성되고 식 (11)에 나타내었다. 오차의 전파로 인해 발생하는 계산 변수의 불확실도는 식 (12)에 의해 평가할 수 있다.

$$\Pi = 2\sqrt{\left(\frac{B}{2}\right)^2 + \left(\frac{S}{\sqrt{N}}\right)^2} \quad (11)$$

$$\Pi_p = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial p}{\partial S_i} u_{si}\right)^2} \quad (12)$$

여기서,  $\Pi$ 는 전체 불확실도,  $B$ 는 편향오차,  $S$ 는 표준편차,  $N$ 은 측정회수,  $p$ 는 계산 변수이다.

본 실험에서의 불확실도 분석에 대한 상세한 결과를 Table 2에 제시하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 열전달 특성

본 마이크로채널 PCHE에 대해 고온측 및 저온측 레이놀즈수 700이하에서 기초 성능실험을 수행하였다. 이러한 기초 성능실험은 새로운 마이크로 열교환기 설계 및 해석에 중요하며 향후 다양한 적용분야에 기초자료로 사용할 수 있다.

Fig. 6에는 마이크로채널 PCHE의 고온측과 저온측 레이놀즈수를 같게 한 상태에서 평균열전달률을 나타내었다. 고온측 입구온도는 40°C, 50°C이고 저온측 입구온도는 20°C로 고정하였다. 평행류와 대향류조건에서의 열전달 성능을 비교하기 위하여 고온측 입구온도 40°C일 때에 한하여 비교실험을 수행하였다. Fig. 7에는 총괄열전달계수(U)와 전열면적(A)의 곱인 UA를 계산하여 열전달 성능을 비교하였다. 고온측 입구온도와 레이놀즈수가 증가할수록 평균열전달률은 증가하는 경향을 나타내었다. 레이놀즈수의 증가는 질량유량의 증가를 나타내며, 저온측 입구온도가 고정된 상태에서 고온측 입구온도의 증가는 입·출구 온도 차이에 증가를 가져오기 때문에 평균열전달률은 상승하게 된다. 반면에 열전달 성능을 나타내는 UA에서 입구온도에 의한 영향은 적은 것으로 나타났다. 이는 각 레이놀즈수에서 평균열전달량과 입·출구온도에 의해 계산되는 대수 평균온도차로 비교를 하면 본 실험 범위에서 입구온도의 상승에 의한 변화가 거의 동일한 비율이었다. 즉, 온도의 범위가 크지 않기 때문에 UA의 차이가 없다고 판단할 수 있다. 대향류에서의

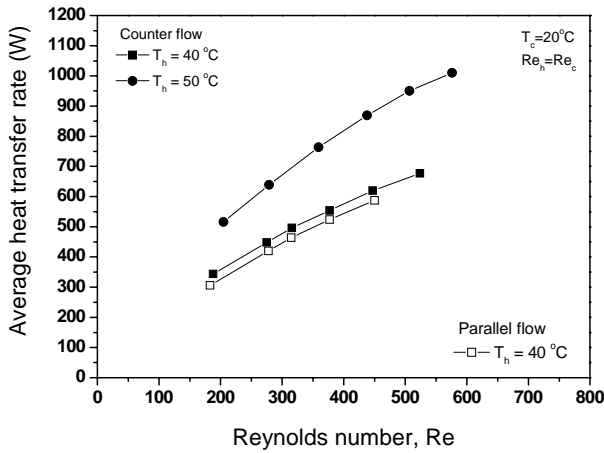


Fig. 6 Average heat transfer rate under the identical Re conditions for hot and cold sides

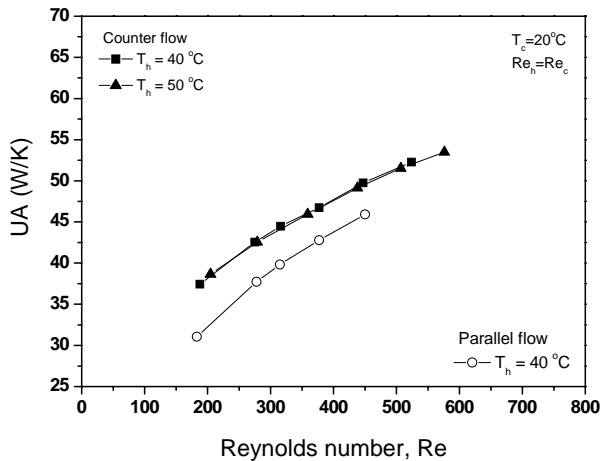


Fig. 7 Heat transfer performance under identical Re conditions for hot and cold sides

평균열전달률은 평행류와 비교하여 약 6.8% 정도 높은 경향을 나타내었고, 열전달 성능은 약 10~15% 정도 높게 나타났다. 실험결과에서 대향류의 경우가 평행류보다 고온측 및 저온측의 입·출구 온도차가 약 1°C ~ 2°C 정도 높으며, 대수평균 온도차는 약 0.3°C ~ 1°C 정도 낮았다. 고온측과 저온측의 유동조건에서는 평행류보다 대향류에서 열전달 성능이 우수하다는 것을 확인할 수 있다.

저온측 레이놀즈수를 200, 350, 500로 변화시켜 가며 고온측 레이놀즈수의 평균열전달률 및 열전달 성능을 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 고온측과 저온측 입구온도는 각각 40°C와 20°C로 고정하였고, 평행류와 대향류를 비교하기 위하여 저온측 레이놀즈수 350일 때 열전달 성능을 비교하였다. 고온측 및 저온측 레이놀즈수가 증가할수록

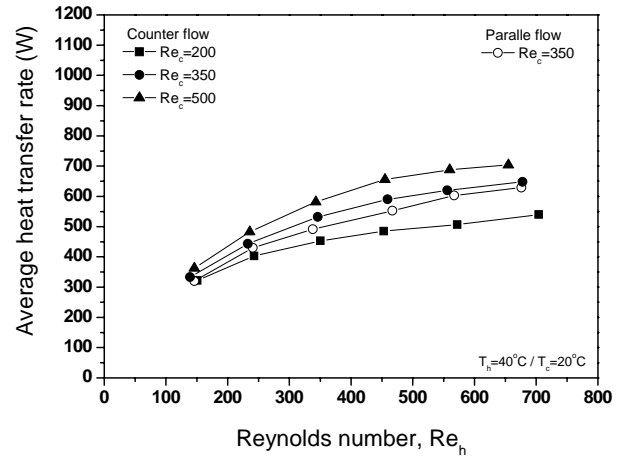


Fig. 8 Average heat transfer rate vs. Re of the hot sides for Re of the cold side

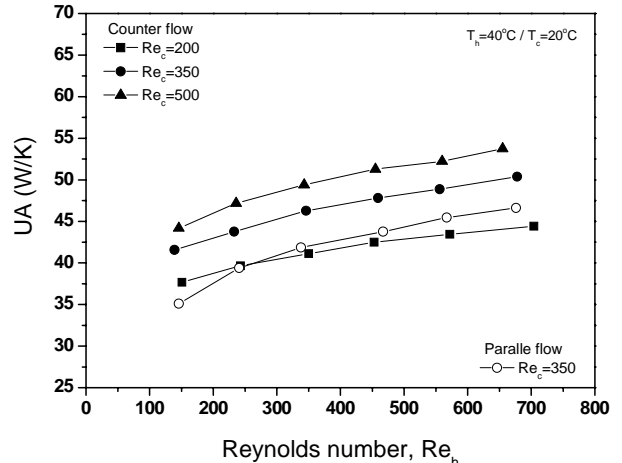


Fig. 9 Overall heat transfer rate vs. Re of the hot side for Re of the cold-side flow

평균열전달 및 열전달 성능은 증가하는 경향을 나타내었다. 하지만 고온측 레이놀즈수가 증가할수록 증가폭이 크지 않았다. 이는 고온측 질량유량의 증가로 인해 열교환기 내에서의 유동길이나 유동의 체류시간이 충분하지 않아 저온측에서 충분히 열 제거가 이루어지지 않기 때문이다. 저온측 레이놀즈수 350일 때 대향류에서의 평균열전달률은 평행류와 비교하여 약 7% 정도 높은 경향을 나타내었고, 열전달 성능은 약 12~17% 정도 높게 나타났다.

단상에서의 열전달계수 상관식을 구하기 위해 앞서 열전달 성능을 나타내는 UA값을 이용하여 본 실험범위 내에서의 열전달계수 상관식을 제안하고자 한다.

Wilson에 의해 제안된 Wilson plot법<sup>(13)</sup>은 열교

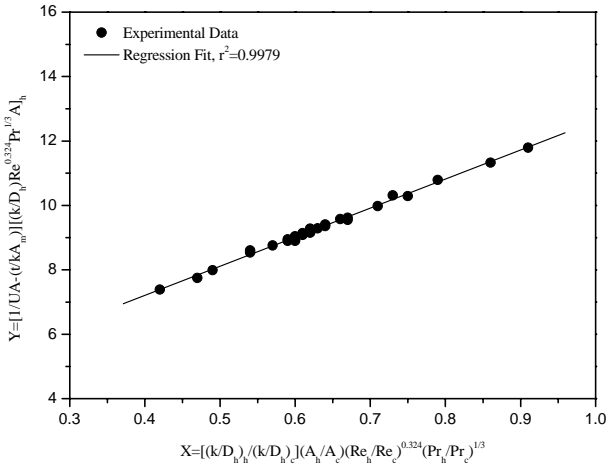


Fig. 10 Typical modified Wilson plot results for the calibration of cold-side heat transfer coefficient

환기에서 총괄열전달계수를 측정하고 이를 이용하여 관내, 관외 각각의 열전달계수를 구하는 방법으로 알려져 있고, 현재는 다양한 실험범위에서 사용되는 Modified Wilson plot법<sup>(9)</sup>이 널리 사용되고 있다. 본 연구에서는 고온측 및 저온측 열전달 계수를 각각 구하기 위하여 현재에 많이 사용되고 있는 Modified Wilson plot법 사용하였다. 열전달계수는 Power-law 형태의 Re, Pr을 이용하여 고온측 및 저온측 열저항 균형을 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\left[ \frac{1}{UA} - \left( \frac{t}{kA_m} \right) \right] \left[ \frac{k}{D_h} Re^a Pr^{1/3} A \right]_h = \frac{1}{C'_h} + \frac{1}{C'_c} \left[ \frac{k}{D_h} Re^a Pr^{1/3} A \right]_c^{-1} \quad (13)$$

$C'_h$ ,  $C'_c$  계수와 Re 지수는 다중 선형회귀 분석법(Iterative multiple linear-regression analysis)을 사용하여 산출하였다.<sup>(14)</sup> Fig. 10에 저온측의 열전달 실험결과를 Modified Wilson plot으로 나타내었다. 본 실험범위에서 마이크로채널 PCHE의 저온측 열전달계수 상관관계식은 식 (14)와 같다.

$$Nu_c = \left( \frac{hD_h}{k} \right)_c = 0.2098 Re_c^{0.324} Pr^{1/3} \quad (14)$$

$100 < Re_c < 600$

저온측에 제안된 열전달계수 상관식을 이용하여 고온측 열전달계수를 구할 수 있다. 식 (15)에 제

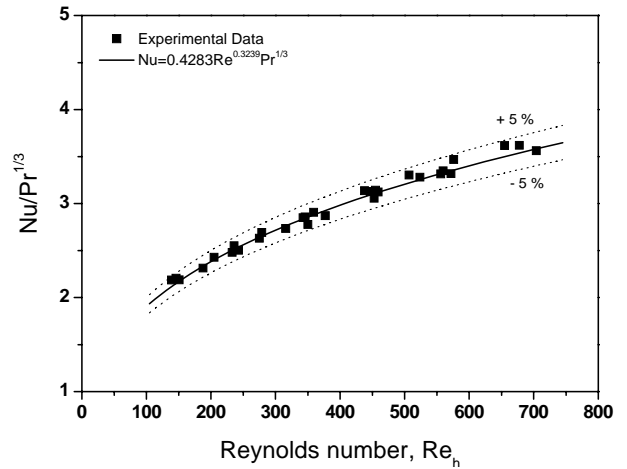


Fig. 11 Comparison of Nusselt number correlation and experimental data for the straight microchannel PCHE

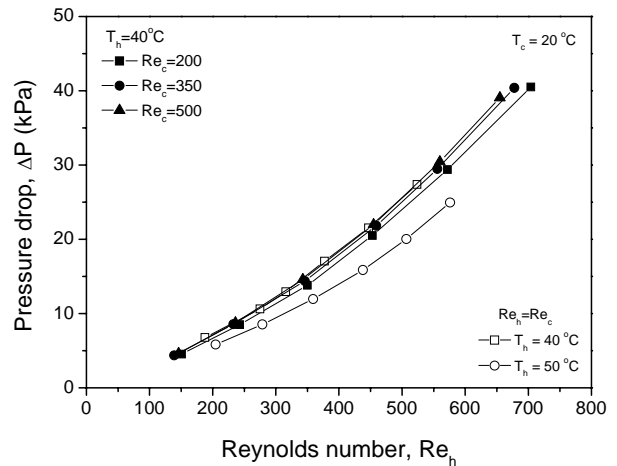


Fig. 12 Pressure drop vs. Reynolds number in all the experiments

안된 고온측 열전달계수 상관식을 나타내었다.

$$Nu_h = \left( \frac{hD_h}{k} \right)_h = 0.4283 Re_h^{0.324} Pr^{1/3} \quad (15)$$

$100 < Re_h < 700$

Fig. 11에는 고온측 열전달계수 실험결과와 제안된 상관식을 비교하였다. 본 실험범위에서 상관식의 정확도는 ±5%를 가지며 레이놀즈수 100~700 범위에서 적용 가능하다.

본 연구에 제안된 고온측 및 저온측 열전달계수 상관식을 기존에 제안된 단상 열전달계수 상관식과 비교하고자 하였으나, 레이놀즈수가 2000

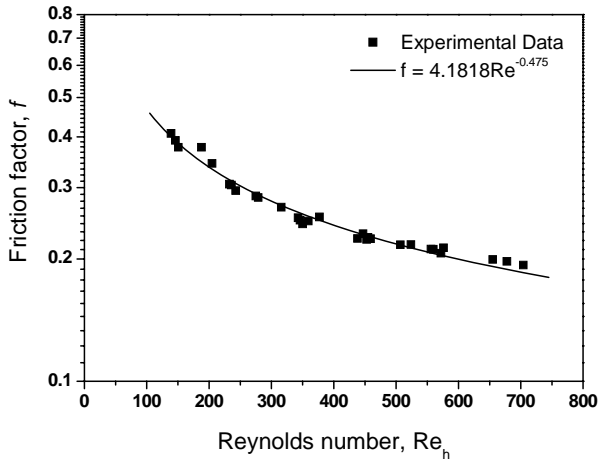


Fig. 13 Comparison of friction factor correlation and experimental data for the microchannel PCHE

이상의 범위로 본 연구와는 적합하지 않았다. 또한, 단일 마이크로채널에 대한 상관식 적용에 있어서는 본 실험의 다채널 열교환기 비교에 있어 상이한 차이를 나타낸다. 이와 같이 본 마이크로채널과 확산접합기술을 적용한 마이크로채널 PCHE는 국내외적으로 처음 제작되었으며, 제안된 상관식은 향후 새로운 소형열교환기의 설계와 해석에 기초 자료로 사용할 수 있다.

### 3.2 압력강하 특성

Fig. 12은 고온측 및 저온측 레이놀즈수 변화와 온도변화에 따른 압력강하량을 나타내었다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 압력강하는 증가하는 경향을 나타낸다. 레이놀즈수의 증가는 질량유량의 증가와 마이크로채널 내의 유속의 증가를 의미하며 이로 인해 유동저항의 증가로 압력강하가 상승하게 된다. 고온측과 저온측 온도가 40°C와 20°C일 때, 고온유체와 냉각수의 입구 레이놀즈수가 같을 때와 냉각수의 레이놀즈수 변화에 따른 압력강하량은 거의 동등한 압력강하를 나타낸다. 본 실험범위에서 저온측 질량유량 변화에 따른 고온측 압력강하는 큰 영향을 받지 않는다. 고온측 입구온도가 50°C로 증가한 경우에는 약간 낮은 압력강하량을 나타내었다. 이는 고온유체의 입구온도 변화에 따른 점성과 밀도에 의한 영향으로, 입구온도가 증가함에 따라 밀도와 점성이 감소하게 되고, 마이크로채널 내에서 유동저항의 감소요인이 된다. 반면에 열전달 성능의 UA에서는 거의 동일한 성능으로 입구온도에 의한 영향이 나타나지 않았다.

Fig. 13은 압력강하 이론식인 식 (10)를 이용하여 레이놀즈수에 따른 압력강하 결과값을 마찰계수  $f$ 로 나타내었고, 마찰계수 상관식을 제시하였다. 마찰계수 상관식은 레이놀즈수 함수로 표현하였으며, 다음과 같다.

$$f = 4.1818Re^{-0.475}, \quad 100 < Re < 700 \quad (16)$$

여기서, 레이놀즈수 지수는 최소자승법을 이용하여 구하였고, 상관식과 실험결과는 정확도  $\pm 5\%$  이내이며, 적용범위는 레이놀즈수 100 ~ 700이다. 본 마이크로채널 PCHE에 해당하는 압력강하 상관식은 기존 열교환기와 용량 및 실험범위 등에서 비교하기가 적합하지 않지만, 새로운 마이크로채널 형상을 가지는 PCHE 적용에 있어 비교 대상으로 사용할 수 있고 현재 진행 중에 있다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 마이크로채널 PCHE의 고온측 입구온도, 고온측과 저온측의 레이놀즈수 변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성에 대한 기초 성능 실험을 수행하였고, 이를 토대로 열전달계수 및 마찰계수 상관식을 제안하였다.

(1) 대향류가 평행류보다 평균열전달률이 약 6.8%, 열전달 성능의 UA는 약 10~15% 정도 우수하였다.

(2) 고온측 및 저온측 레이놀즈수 증가와 고온측 입구온도가 증가함에 따라 질량유량의 증가와 입·출구 온도차의 증가로 인하여 평균열전달률은 상승하였다.

(3) 고온측 및 저온측 레이놀즈수가 증가함에 따라 압력강하는 증가하였다. 고온측 입구온도가 일정한 경우 저온측 레이놀즈수 변화에 따른 압력강하량은 동등한 결과를 나타내었다.

(4) 고온측 입구온도의 범위가 크지 않기 때문에 열전달 성능에 큰 영향이 없으나, 압력강하에서는 고온측 입구온도가 높은 경우 낮은 압력강하량을 나타내었다.

(5) 열전달계수는 Modified Wilson plot법을 이용하여 고온측 및 저온측 열전달계수 상관식을 제안하였고, 본 상관식의 적용범위는 레이놀즈수 100~700이다.

(6) 압력강하량 결과를 이용하여 마찰계수  $f$ 를



계산하였고, 본 마이크로채널 PCHE에 적합한 마찰계수 상관식을 제안하였다.

현재의 마이크로 포토에칭과 확산접합의 마이크로채널 PCHE는 기존 열교환기와의 비교와 다양한 적용분야에 있어 폭넓은 범위에서의 해석과 설계가 수행되어야 하며, 본 연구를 통해 기초 성능실험 자료로 이용될 수 있을 것으로 예상된다.

### 후 기

본 연구는 에너지관리공단(에너지기술 학술진흥사업 : 2006-E-CM03-P-03-0-000-2007)지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

(1) Johnston, A.M., Levy, W. and Rumbold, S.O., "Application of PCHE Technology Within Heterogeneous Catalytic Reactors," *AIChE Annual Meeting 2001*.

(2) Gromoll, B., 1998, "Micro Cooling Systems for High Density Packaging," *Revue Générale de Thermique*, Vol. 37, No. 9, pp. 781~787.

(3) Rachkovskij, D. A., Kussul, E. M. and Talayev, S. A., 1998, "Heat Exchange in Short Microtubes and Micro Heat Exchangers with Low Hydraulic Losses," *Microsystem Technologies*, Vol. 4, No. 3, pp. 151~158.

(4) Kang, S. W. and Tseng, S. C., 2007, "Analysis of Effectiveness and Pressure Drop in Micro Cross-Flow Heat Exchanger," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 5-6, pp. 877~885.

(5) Nikitin, K., Kato, Y. and Ngo, L., 2006,

"Printed Circuit Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Performance in Supercritical CO<sub>2</sub> Experimental Loop," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, No. 5, pp. 807~814.

(6) Ngo, L., Kato, Y., Nikitina, K. and Tsuzukia, N., 2006, "New Printed Circuit Heat Exchanger with S-shaped Fins for Hot Water Supplier," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, No. 8, pp. 811~819.

(7) Tsuzuki, N., Kato, Y. and Ishizuka, T., 2007, "High Performance Printed Circuit Heat Exchanger," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 10, pp. 1702~1707.

(8) Cowell, T.A., 1990, "A General Method for the Comparison of Compact Heat Transfer Surfaces," *Transactions of the ASME*, Vol. 112, pp. 288~294.

(9) Shah, R. K., 1990, "Assessment of Modified wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Exchanger Design Data," Heat Transfer 1990, G. Hetsroni, ed., Hemisphere, New York, pp. 51~56.

(10) Kays, W. M. and London, A. L., 1964, *Compact Heat Exchangers*, 2nd Ed. McGraw-Hill, New York.

(11) ASME PTC 19.1, 1998.

(12) NIST Technical Note 1297, 1994.

(13) Wilson, E.E., 1915, "A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus," *ASME Transactions*, Vol. 37, pp. 47~82.

(14) Manglik, R. M. and Bergles, A. E., 1991, "Heat Transfer Enhancement of Intube Flows in Process Heat Exchangers by Means of Twisted-Tape Inserts," Report No. HTL-18, Heat Transfer Laboratory, Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, NY.