

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.2.113

마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성에 관한
실험적 연구

이해승* · 전동순** · 김영률** · 김용찬* · 김선창**†

* 고려대학교 기계공학과, ** 한국생산기술연구원 에너지설비센터

An Experimental Study on the Evaporative Heat Transfer Characteristics of
R-134a in a Micro-Channel Heat Exchanger

Haeseung Lee*, Dong-Soon Jeon**, Young-Lyoul Kim**, Yongchan Kim* and Seon-Chang Kim**†

* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Univ.,

** Energy System Technology Center, Korea Institute of Industrial Technology.

(Received June 18, 2009 ; Revised December 13, 2009 ; Accepted December 15, 2009)

Key Words: Diffusion Bonding(확산접합), Evaporative Heat Transfer Coefficient(증발열전달계수)
Micro-channel(마이크로채널), Printed Circuit Heat Exchanger(인쇄회로판형 열교환기)

초록: 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성에 관하여 실험적 연구를 수행하였다. 마이크로채널은 금속박판인 SUS304에 포토에칭 공정으로 식각되었으며, 13개의 금속박판은 차례로 적층되어 확산접합 공정을 통하여 접합되었다. 본 연구에서는 R-134a의 증발온도, 질량유속 그리고 물의 입구온도의 변화에 따른 열전달 특성을 대향류 조건에서 실험하였다. 실험결과 R-134a와 물의 입구온도차가 클수록 증발열전달량은 증가하였으며, 증발열전달계수는 0.67 kW/m²·°C에서 6.23 kW/m²·°C이었다. 아울러 마이크로채널 열교환기에서 R-134a와 물의 열교환에 따른 증발열전달 특성에 영향을 미치는 Reynold수와 무차원 온도비 θ 를 도출하여 Nusselt수에 관한 실험적 상관식을 제안하였다.

Abstract: An experimental investigation was carried out to examine the evaporative heat transfer characteristics of R-134a in a micro-channel heat exchanger. The micro-channel heat exchanger used in this study was a sort of plate heat exchanger. Micro-channels were fabricated on the SUS304 plate by the photo-etching process: 13 sheets of plates were stacked and bonded by the diffusion bonding process. The effects of the evaporating temperature, mass flux of R-134a, and inlet temperature of water were examined. As the difference between the inlet temperatures of R-134a and water increased, the heat transfer rate increased. The evaporative heat transfer coefficients obtained in this study range from 0.67 to 6.23 kW/m²·°C. The experimental correlation for the Nusselt number as a function of the Reynold number and θ was suggested for the micro-channel heat exchanger.

- 기호설명 -

A : 전열면적 [mm²]
 c_p : 정압비열 [kJ/kg·°C]
 D_h : 수력직경 [μ m]
 dT : 입구온도차 [°C]
 G : 질량유속 [kg/m²·s]
 h : 열전달계수 [kW/m²·°C]
 k : 열전도도 [kW/m·°C]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Nu : 너셀트수 [-]

P : 압력 [kPa]
 Q : 열전달량 [kW]
 Re : 레이놀즈수 [-]
 ΔT_{LMTD} : 대수평균온도차 [°C]
 U : 총괄열전달계수 [kW/m²·°C]

그리스문자

θ : 무차원 온도비 ($\theta = \frac{T_{w,in}}{T_{r,in}}$)

하첨자

ch : 채널 (channel)

† Corresponding Author, kimsc@kitech.re.kr

<i>eva</i>	: 증발기 (evaporator)
<i>in</i>	: 입구 (inlet)
<i>lat</i>	: 잠열 (latent heat)
LO	: 액상 (all-liquid flow)
<i>out</i>	: 출구 (outlet)
<i>r</i>	: 냉매 (refrigerant)
<i>sat</i>	: 포화상태 (saturated state)
<i>sh</i>	: 과열 (super heat)
<i>tp</i>	: 이상 (two-phase)
<i>w</i>	: 물 (water)

1. 서 론

1980년대 후반 MEMS(micro-electro mechanical system) 기술이 소개된 이후, 열·유체 분야에서는 MEMS기술을 이용하여 마이크로채널 열교환기의 개발이 가능하게 되었다. 특히 마이크로채널 열교환기는 채널의 크기가 작아지고 채널의 수가 늘어날수록 단위체적당 큰 전열면적을 가지므로 기존의 매크로(macro) 단위의 열교환기와 비교하여 우수한 성능을 보이며, 소형화 및 경량화가 가능하다고 보고되고 있다.⁽¹⁾ 이러한 장점으로 초소형 전자기기 및 국소냉각을 요구하는 다양한 분야에서 마이크로채널 열교환기의 적용에 대한 관심이 늘어나고 있다.

수십~수백 마이크로 단위의 수력직경을 가지는 마이크로채널에서 작동유체의 유동 및 열전달 특성에 관한 연구가 수행되고 있으며, 주로 물을 이용한 단상(single-phase)유동 열전달 특성에 관한 연구가 대부분이었다. 기존의 연구 결과를 살펴보면, Adams 등⁽²⁾과 Kandlikar 등⁽³⁾은 마이크로채널에서의 열전달계수를 기존 매크로 단위 관에서의 열전달계수와 비교하여 크게 예측하고 있으며, Gao 등⁽⁴⁾과 Peng 등⁽⁵⁾은 작게 예측하고 있다.

한편, 마이크로채널 열교환기에서 열전달 특성에 관한 연구로는 Ngo 등⁽⁶⁾이 3차원 전산해석을 통하여 개발한 S형상의 환으로 열적 수력성능을 파악한 후 작동유체를 이산화탄소(carbon dioxide, CO₂)로 하는 마이크로채널 열교환기로 실험을 수행하였다. 그 결과 Reynolds수가 $3.0 \times 10^3 \sim 2.0 \times 10^4$ 인 난류범위에서 Nusselt수와 압력강하에 관한 상관식을 제안하였다. Kim 등⁽⁷⁾은 직관 마이크로채널 PCHE(printed circuit heat exchanger)에서 열전달 특성 및 압력강하에 관하여 실험적 연구를 수

행하였다. 작동유체로는 물을 사용하였고 수정된 Wilson plot법을 이용하여 고온측과 저온측의 열전달계수를 구하였다. Reynolds수가 100~700인 층류범위에서 Nusselt수와 압력강하에 관한 상관식을 제안하였다. 마이크로채널 열교환기를 이용하여 주로 단상 유동 열전달 특성 및 압력강하에 관한 연구가 진행되고 있으나 작동유체가 냉매(refrigerant)인 경우에 대한 이상(two-phase)유동 열전달 특성에 관한 연구는 전무한 실정이다.

본 연구에서는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성을 파악하고자 R-134a의 증발온도, 질량유속 및 증발열원인 물의 입구 온도 변화에 따른 증발실험을 수행하였다. 물측의 Nusselt수를 선정하여 R-134a의 증발열전달계수를 구하였으며, R-134a의 증발열전달 특성에 영향을 미치는 주요 인자를 도출하여 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 Nusselt수에 관한 상관식을 개발하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 마이크로채널 열교환기

본 연구에서 사용한 마이크로채널 열교환기는 포토에칭(photo-etching) 공정과 확산접합(diffusion bonding) 공정을 통하여 제작되었다. 포토에칭은 금속박판(SUS304)에 마이크로채널을 식각하는 공정이며, 두 작동유체가 대향류(counter flow)로 흐르도록 R-134a측과 물측의 각 금속박판에 입·출구 헤더부가 서로 대칭이 되도록 식각하였다. Figure 1은 포토에칭 공정을 통하여 마이크로채널이 식각된 금속박판의 모습이다.

Figure 2는 금속박판 및 마이크로채널의 상세한 치수를 나타낸 도면으로 금속박판의 두께는 0.5 mm

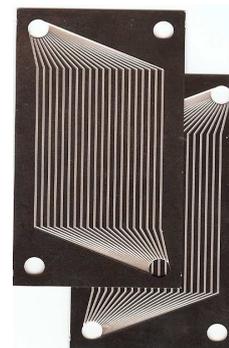


Fig. 1 Photograph of micro-channel plates

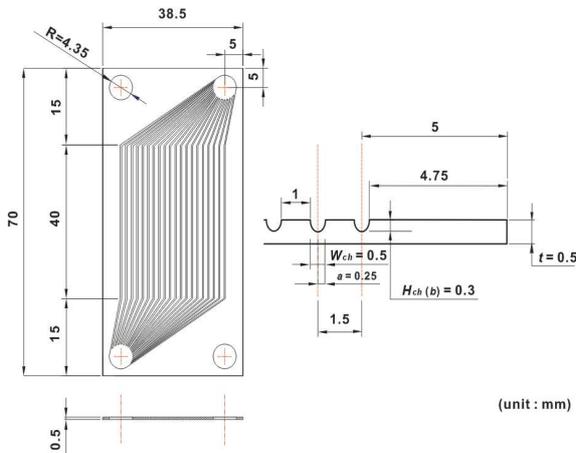


Fig. 2 Dimensions of micro-channel plate

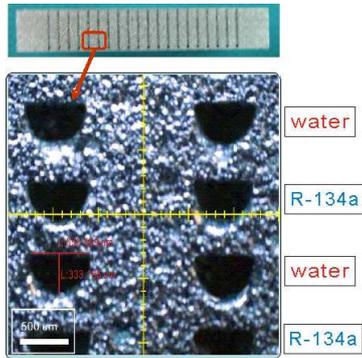


Fig. 3 Photograph of cross-section of micro-channel heat exchanger



Fig. 4 Photograph of a micro-channel heat exchanger

이며, 식각된 마이크로채널의 형상은 반타원형 (semi-ellipse)으로 폭은 500 μm , 높이는 300 μm 그리고 수력직경은 345 μm 이다. 마이크로채널이 식각된 금속박판을 상판, 물측 6장, R-134a측 5장 및 하판 총 13장으로 적층한 후 확산접합을 통하여 마이크로채널 열교환기를 제작하였다.

Table 1 Specifications of a micro-channel heat exchanger

Material	SUS 304	
Hydraulic diameter, D_h [μm]	345	
Width of micro-channel, W_{ch} [μm]	500	
Height of micro-channel, H_{ch} [μm]	300	
Length of micro-channel, L_{ch} [mm]	55.5	
Number of micro-channels per plate, N_{ch} [EA]	20	
Number of plates, N_p [EA]	R-134a side	5
	Water side	6
Heat transfer area, A [m^2]	R-134a side	7.59×10^{-3}
	Water side	9.11×10^{-3}
Aspect ratio, α	0.6	

Figure 3에는 확산접합 공정으로 접합된 마이크로채널 열교환기의 단면 및 단면부의 확대 사진을 나타내었으며, Fig. 4는 완성된 마이크로채널 열교환기의 외부 형상이다. 마이크로채널 열교환기의 외형 치수는 가로 38.5 mm, 세로 70 mm 그리고 두께 6.5 mm로 마이크로채널 열교환기의 상세한 제원을 Table 1에 나타내었다.

2.2 실험장치 및 조건

Figure 5는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성 실험을 위하여 구축된 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 R-134a 순환부, 물 순환부 그리고 시험부인 마이크로채널 열교환기로 이루어져 있다.

R-134a 순환부에는 과냉각된 R-134a를 저장하는 용도로 저장용기(receiver)를 설치하였으며, 마그네틱 기어펌프(magnetic gear pump)가 일정한 유량을 확보할 수 있도록 하였다. R-134a의 질량 유량을 측정하기 위하여 마그네틱 기어펌프의 후단에 질량유량계(mass flowmeter)를 설치하였으며, 예열기(pre-heater)를 거쳐 시험부인 마이크로채널 열교환기에 R-134a가 유입되도록 하였다. 예열기는 마이크로채널 열교환기의 입구에서 R-134a의 증발온도를 조절하는 용도로써 전기히터(electric heater) 및 온도 조절장치로 구성되어 있다. 또한 마이크로채널 열교환기에서 증발된 R-134a가 관형열교환기에 의하여 과냉각되도록 항온조를 설치하였다. 각 주요 기기의 입·출구에는 온도와 압력을 측정하기 위하여 온도센서(RTD)와 압력계

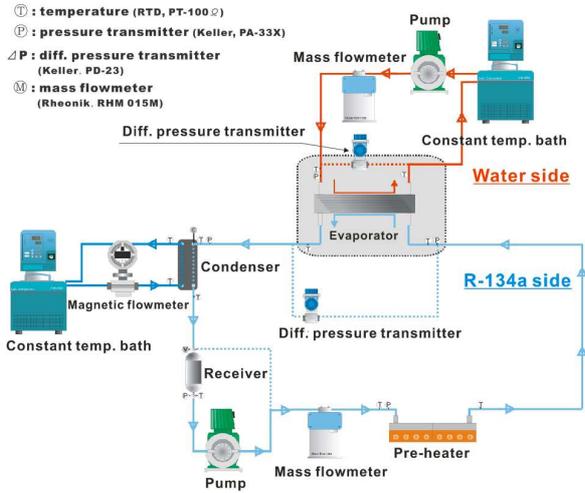


Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus

(pressure transmitter)를 설치하였다.

물 순환부에는 마이크로채널 열교환기에 물이 일정한 온도로 유입되도록 항온조를 이용하여 온도 조절을 하였으며, 물의 질량유량을 측정하기 위하여 질량유량계를 마그네틱 기어펌프의 후단에 설치하였다.

시험부에는 마이크로채널 열교환기가 설치되며, 마이크로채널 열교환기에 액상의 R-134a와 물이 대향류로 열교환하도록 입·출구 포트부의 배관을 구성하였다. 마이크로채널 열교환기의 입·출구에는 흐르는 두 작동유체의 온도와 압력을 측정할 수 있도록 온도센서와 압력계를 설치하였으며, 두 작동유체의 압력강하를 측정하기 위하여 차압계(differential pressure transmitter)를 설치하였다.

Table 2에는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성을 파악하기 위한 마이크로채널 열교환기 입구측의 실험 조건을 나타내었다.

3. 실험관계식

마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달량(Q_{eva})은 물측에서의 측정값을 기준으로 하였으며, 식 (1)을 이용하여 구하였다.

$$Q_{eva} = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (1)$$

R-134a의 총괄열전달계수(U_r)는 식 (2)로 나타낼 수 있으며, R-134a와 물의 오염계수와 열전도항을 무시할 경우, R-134a의 증발열전달계수(h_r)는 식 (3)으로 구한다. 마이크로채널 열교환기에서 물의

Table 2 Experimental conditions

R-134a	Inlet temperature, $T_{r,in}$ [°C]	5, 10, 15
	Mass flux, G_r [kg/m ² ·s]	44, 88, 128, 170, 211
	Inlet pressure, $P_{r,in}$ [kPa]	349.7, 410.3, 488.4
Water	Inlet temperature, $T_{w,in}$ [°C]	25, 30, 35
	Mass flux, G_w [kg/m ² ·s]	1,133

유동은 층류이며, 마이크로채널에서 물의 Nusselt수는 일정⁽⁸⁾하다고 가정하였다. 물의 대류열전달계수(h_w)는 식 (4)로 정의된다.

$$U_r = \frac{Q_{eva}}{A_r \Delta T_{LMTD}} \quad (2)$$

$$h_r = \left[\frac{1}{U_r} - \frac{1}{h_w} \frac{A_r}{A_w} \right]^{-1} \quad (3)$$

$$Nu_w = \frac{h_w D_h}{k_w} = C \quad (4)$$

R-134a가 마이크로채널 열교환기에서 증발함에 따라 R-134a의 상태는 이상상태와 과열증기상태로 구분된다. R-134a의 출구온도가 과열도를 가질 경우, 일반적인 식 (9)를 이용하면 대수평균온도차의 값이 작으므로 식 (2)의 총괄열전달계수는 크게 나타난다. 이에 본 연구에서는 이상구간과 과열구간의 영향을 각각 고려한 수정된 대수평균온도차를 사용하였다. 수정된 대수평균온도차는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열량을 이상구간에서의 열량(Q_p)과 과열구간에서의 열량(Q_{sh})으로 나누어 나타내었으며, 물이 R-134a의 증발에 관여한 온도($T_{w,fp}$)는 식 (8)로 구하였다. 실험 중 R-134a의 출구온도가 입구온도와 유사한 경우에는 이상상태로 판단하여 식 (9)로 대수평균온도차를 구하였으며, R-134a의 출구온도가 과열도를 가지는 경우에는 이상구간과 단상구간을 고려한 식 (14)를 이용하여 대수평균온도차를 구하였다. 또한 Fig. 6에는 마이크로채널 열교환기에서 열교환하는 두 작동유체의 온도분포를 도식화하여 나타내었다.

$$\Delta T_1 = (T_{w,in} - T_{r,out}) \quad (5)$$

$$\Delta T_2 = (T_{w,out} - T_{r,in}) \quad (6)$$

$$\Delta T_3 = (T_{w,tp} - T_{r,in}) \quad (7)$$

$$T_{w,tp} = \frac{Q_{lat}}{\dot{m}_w c_{p,w}} + T_{w,out} \quad (8)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right]} \quad (9)$$

$$\Delta T_{LMTD,tp} = \frac{\Delta T_3 - \Delta T_2}{\ln\left[\frac{\Delta T_3}{\Delta T_2}\right]} \quad (10)$$

$$\Delta T_{LMTD,sh} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_3}{\ln\left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_3}\right]} \quad (11)$$

$$Q_r = Q_{tp} + Q_{sh} \quad (12)$$

$$(UA)_r = (UA)_{tp} + (UA)_{sh} \quad (13)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \left(\frac{1}{\Delta T_{LMTD,tp}} \frac{Q_{tp}}{Q_r} + \frac{1}{\Delta T_{LMTD,sh}} \frac{Q_{sh}}{Q_r} \right)^{-1} \quad (14)$$

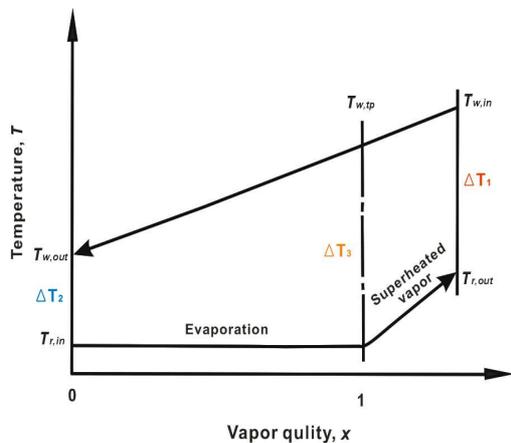


Fig. 6 Temperature distributions for a micro-channel heat exchanger

4. 실험결과 및 고찰

4.1 열전달 특성

4.1.1 증발열전달량

Figure 7은 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발온도가 각각 4.9°C, 9.6°C 및 14.9°C인 경우, R-134a의 질량유속 증가에 따른 증발열전달량의 변화를 나타낸 것이다. 이 때 물의 질량유속은 1,133 kg/m²·s이며, 물의 입구온도는 각각 25°C, 30°C 및 35°C이었다. 그림에서 R-134a의 증발온도가 서로 다른 경우라도 R-134a의 증발열전달량은 질량유속이 증가함에 따라 선형적으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. R-134a의 증발온도가 4.9°C, 질량유속이 211 kg/m²·s로 동일한 경우, 두 작동유체의 입구온도차(dT_{in})가 20.1°C와 30.1°C일 때 증발열전달량은 각각 0.46 kW 및 0.53 kW로 두 작동유체의 입구온도차가 20.1°C에 비하여 30.1°C일 때 약 15.21%로 크게 나타났다. 또한 증발온도가 9.6°C와 14.9°C인 경우에도 두 작동유체의 입구온도차가 클수록 증발열전달량이 크게 나타남을 알 수 있었다. 한편 증발온도가 서로 다른 경우라도 두 작동유체의 입구온도차가 같은 경우에는 증발열전달량의 절대값 및 R-134a의 질량유속 변화에 따른 증발열전달량의 변화 경향이 유사하게 나타남을 알 수 있었다. 따라서 두 작동유체간의 온도차인 구동력이 R-134a의 증발열전달량의 변화에 영향을 미치는 것으로 판단된다.

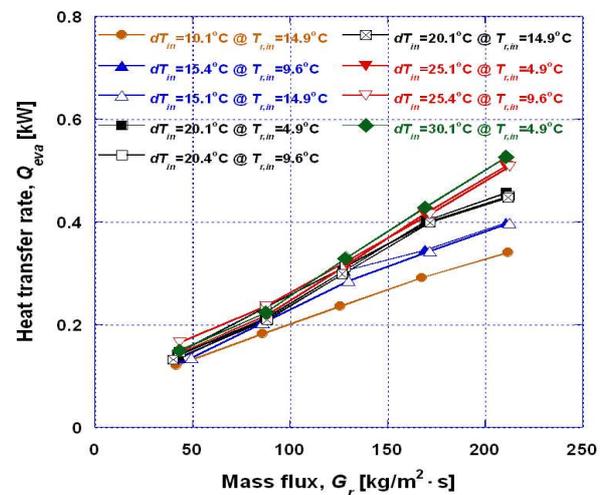


Fig. 7 Variation of evaporation heat transfer rate with mass flux of R-134a on various inlet temperature conditions

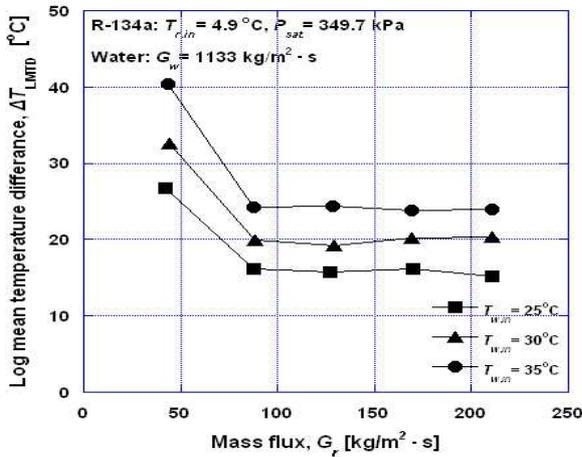


Fig. 8 Variation of LMTD with mass flux of R-134a for various inlet temperature of water at $T_{r,in}=4.9^{\circ}\text{C}$

4.1.2 대수평균온도차

Figure 8은 R-134a의 증발온도가 4.9°C 일 때, 물의 입구온도가 각각 25°C , 30°C 및 35°C 인 경우, R-134a의 질량유속 증가에 따른 대수평균온도차의 변화를 보여주는 것이다. 마이크로채널 열교환기의 대수평균온도차는 물의 입구온도가 서로 다른 경우에서도 질량유속이 증가함에 따라 급격히 감소한 후 일정하게 유지되는 경향을 보이고 있다. 또한, 물의 입구온도가 높을수록 대수평균온도차가 크게 나타나고 있다.

4.1.3 R-134a의 총괄열전달계수

Figure 9는 R-134a의 증발온도가 4.9°C 일 때, 물의 입구온도가 각각 25°C , 30°C 및 35°C 인 경우, 질량유속 증가에 따른 마이크로 채널열교환기에서 R-134a의 총괄열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림을 살펴보면 R-134a의 질량유속이 증가함에 따라 총괄열전달계수는 증가하며, 최대 $3.2 \text{ kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ 까지 증가하였다. 물의 입구온도가 25°C 일 때, R-134a의 총괄열전달계수는 질량유속의 증가에 따라 선형적으로 증가하다가 질량유속 $171 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ 이상에서 총괄열전달계수의 증가율이 감소하는 것을 확인하였다. 이는 R-134a의 질량유속이 증가하지만 열교환에 따른 R-134a의 출구온도의 급격한 감소로 인하여 증발열전달량의 증가율이 감소하였기 때문이다. 물의 입구온도가 30°C 와 35°C 인 경우에는 R-134a의 질량유속이 증가할수록 총괄열전달계수가 선형적으로 증가하였다. 한편, R-134a의 질량유속이 동일한 경우에는

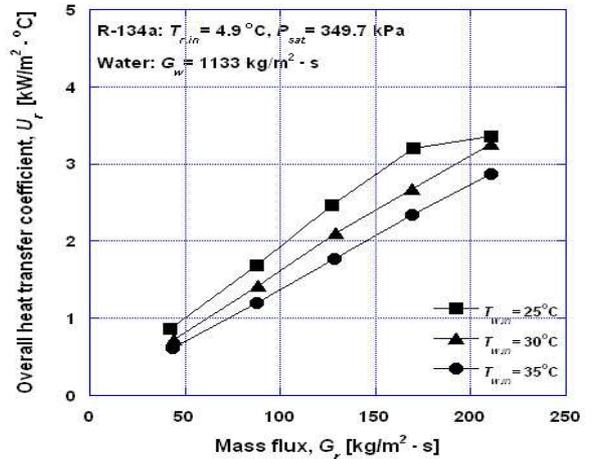


Fig. 9 Variation of overall heat transfer coefficient with mass flux of R-134a for various inlet temperature of water at $T_{r,in}=4.9^{\circ}\text{C}$

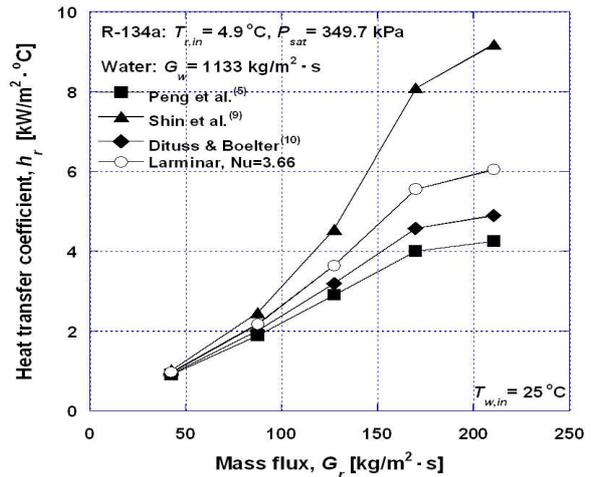


Fig. 10 Comparison of evaporative heat transfer coefficients on various Nusselt number of water side at $T_{r,in}=4.9^{\circ}\text{C}$ and $T_{w,in}=25^{\circ}\text{C}$

물의 입구온도가 높을수록 총괄열전달계수는 작게 나타났다. 이는 물의 입구온도가 높을수록 두 작동유체간의 입·출구 온도차에 따른 대수평균온도차가 높게 나타났기 때문이다.

4.1.4 물측 Nusselt수의 선정

마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달계수를 식 (3)을 이용하여 구하려면, 물측 Nusselt수의 선정이 필요하다. 마이크로채널 열교환기에서 물의 Reynold수는 물의 입구온도 25°C , 30°C 및 35°C 에서 각각 439, 490 및 544인 층류로 물측의 Nusselt수는 기존 문헌의 3.66으로 가정하였다. 또한, 마이크로채널에서 Peng 등(6)과 Shin 등(9)이 제안한 층류 상관식

과 일반 관에 사용되는 Dittus and Boelter⁽¹⁰⁾의 난류 상관식을 이용한 물측의 Nusselt수와 비교하여 보았다. 그 결과 물측의 Nusselt수는 각각 7.8, 2.6 및 5.2 이었다.

Figure 10은 R-134a의 증발온도가 4.9°C, 물의 입구온도가 25°C 및 물의 질량유속이 1,133 kg/m²·s 인 경우, 다양한 물측의 Nusselt수를 식 (4)에 대입하여 식 (3)으로 구한 R-134a의 증발열전달계수를 질량유속의 변화에 따라 비교하여 나타낸 그림이다. R-134a의 질량유속이 44 kg/m²·s에서 Peng 등,⁽⁵⁾ Shin 등,⁽⁹⁾ Dittus and Boelter⁽¹⁰⁾ 및 Nusselt수 3.66을 이용하여 구한 R-134a의 증발열전달계수는 약 0.97 kW/m²·°C로 유사하게 나타났으나 점차 R-134a의 질량유속이 증가함에 따라 R-134a의 증발열전달계수는 증가하였다. 실험결과 물측의 Nusselt수가 3.66인 경우와 비교하면 Peng 등⁽⁵⁾의 상관식이 가장 작게, Shin 등⁽⁹⁾의 상관식이 가장 크게 나타났고 Dittus and Boelter⁽¹⁰⁾의 상관식은 다른 상관식에 비하여 근사하게 나타났다. 본 연구에서는 마이크로채널 열교환기에서 물측의 Nusselt수를 3.66으로 가정하여 R-134a의 증발열전달계수를 구하였다.

4.1.5 R-134a의 증발열전달계수

Figure 11은 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발온도가 각각 4.9°C, 9.6°C 및 14.9°C인 경우, Reynolds수 증가에 따른 R-134a의 증발열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 이 때 물의 질량유

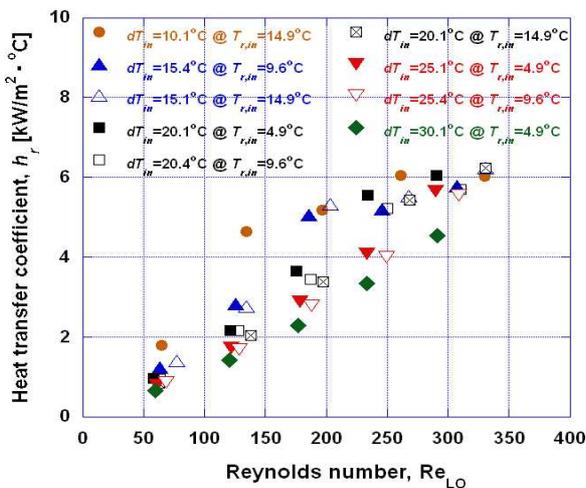


Fig. 11 Variation of evaporative heat transfer coefficients with Reynolds number of R-134a on various inlet temperature conditions

속은 1,133 kg/m²·s이며, 물의 입구온도는 각각 25°C, 30°C 및 35°C이었다. 그림에서 서로 다른 증발온도에서도 Reynolds수가 증가할수록 R-134a의 증발열전달계수는 증가하는 경향을 보이며, 최대 6.23 kW/m²·°C이었다. 두 작동유체의 입구온도차가 동일한 경우에는 서로 다른 증발온도에서도 증발열전달계수는 유사하게 나타났다. 특히 두 작동유체의 입구온도차가 약 25°C이하인 경우, Reynolds수가 증가함에 따라 서로 다른 증발온도에서도 R-134a의 증발열전달계수는 증가하다가 일정 Reynolds수 이상에서 그 증가율이 감소하는 경향이 나타났다. 두 작동유체의 입구온도차가 약 25°C이상인 경우에는 Reynolds수가 증가함에 따라 서로 다른 증발온도에서도 R-134a의 증발열전달계수는 선형적으로 증가하였다. 이를 통하여 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달계수의 변화는 Reynolds수와 두 작동유체의 입구온도차의 영향이 지배적인 것으로 분석된다.

4.1.6 R-134a의 Nusselt수에 관한 상관식

Figure 12는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 Nusselt수와 Reynolds수 및 두 작동유체의 입구온도차를 나타내는 무차원 온도비 θ 의 관계를 나타낸 것이다. 식 (15)는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 Nusselt수에 관한 상관식이며, 50 < Re_{LO} < 350, 1.7 < θ < 7.3 범위에서 적용이 가능하다.

$$Nu_r = 0.058 Re_{LO}^{1.121} \theta^{-0.3553} \quad (15)$$

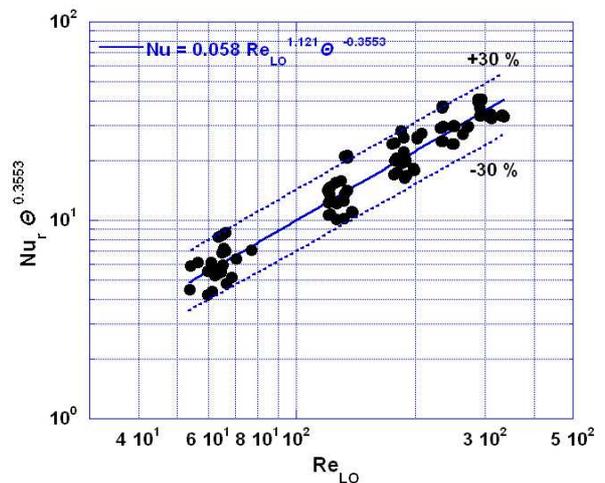


Fig. 12 Nu_r · $\theta^{0.3553}$ versus Re_{LO}

마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성 실험을 통하여 구한 모든 R-134a의 Nusselt수의 값들은 본 연구에서 제시한 상관식과 $\pm 30\%$ 의 오차 범위에 있음을 알 수 있었다.

5. 결 론

수력직경이 345 μm 인 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성을 파악하기 위하여 증발실험을 수행하였으며, 실험결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달량은 질량유속이 증가함에 따라 증가하며, R-134a의 증발온도 변화에 따른 영향보다는 두 작동유체의 입구온도차 변화가 지배적인 영향을 미치는 것으로 판단된다.

(2) 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달계수는 Reynolds수가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였으며, 동일한 R-134a의 증발온도와 본 연구의 Reynolds수 범위에서는 두 작동유체의 입구온도차가 작을수록 크게 나타났다.

(3) 본 연구에서는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성에 영향을 미치는 Reynolds수와 무차원 온도비 θ 를 도출하여 Nusselt수에 관한 상관식을 제안하였다.

참고문헌

- (1) Brandner, J. J., Anurjew, E., Bohn, L., Hansjosten, E., Henning, T., Schygulla, U., Wenka, A. and Schubert, K., 2006, "Concepts and Realization of Microstructure Heat Exchangers for Enhanced Heat Transfer," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 801~809.
- (2) Adams, T. M., Abdel-Khalik, S. I., Jeter, S. M. and Qureshi, Z. H., 1997, "An Experimental Investigation of Single-Phase Forced Convection in Microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 851~857.
- (3) Kandlikar, S. G., Joshi, S. and Tian, S., 2001, "Effect of Channel Roughness on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics at Low Reynolds Numbers in Small Diameter Tubes," *Proceedings of 35th National Heat Transfer Conference*, Anaheim CA, U.S.A., Paper 12134.
- (4) Gao, P., Le Person, S. and Favre-Marinet, M., 2002, "Scale Effects on Hydrodynamics and Heat Transfer in Two-Dimensional Mini and Microchannels," *International Journal of Thermal Science*, Vol. 41, pp. 1017~1027.
- (5) Peng, X. F. and Peterson, G. P., 1996, "Convective Heat Transfer and Flow Friction for Water Flow in Micro-Channel Structures," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 12, pp. 2599~2608.
- (6) Ngo, L., Katoa, Y., Nikitina, K. and Tsuzukia, N., 2006, "New Printed Circuit Heat Exchanger with S-Shape Fins for Hot Water Supplier," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, No. 8, pp. 811~819.
- (7) Kim, Y. H., Seo, J. E., Choi, Y. J. and Lee, K. J., 2008, "Heat Transfer Characteristics and Pressure Drop in Straight Microchannel of the Printed Circuit Heat Exchangers," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 32, No. 12, pp. 915~923.
- (8) Kandlikar, S. G. and Balasubramanian, P., 2003, "Extending the Applicability of the Flow Boiling Correlation to Low Reynolds Number Flows in Microchannels," *First International Conference on Microchannels and Minichannels*, ICMM 2003-1075. New York, U.S.A., pp. 603~608.
- (9) Shin, J. H., Kang, M. K., and Lee, W. I., 2004, "A Study on the Convective Heat Transfer in Micro Heat Exchanger Embedded in Stacked Multi-Chip Modules," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 28, No. 6, pp. 774~782.
- (10) Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, *Public Engineering*, University of California, Berkeley, Vol. 2, p. 443.