

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.6.635

마이크로채널 열교환기에서 채널 굽힘 각도에 따른 R-134a의 증발열전달 특성에 관한 연구[§]

이해승* · 전동순* · 김영률* · 김선창*[†]

* 한국생산기술연구원 에너지설비기술지원센터

Experimental Study of Evaporative Heat Transfer Characteristics of R-134a with Channel-Bending Angle in Microchannel Heat Exchangers

Hae-Seung Lee*, Dong-Soon Jeon*, Young-Lyoul Kim* and Seon-Chang Kim*[†]

* Energy System Technology Center, Korea Institute of Industrial Technology

(Received December 31, 2009 ; Revised March 26, 2010 ; Accepted April 5, 2010)

Key Words: Channel Bending Angle(채널 굽힘 각도), Evaporative Heat Transfer Coefficient(증발열 전달계수), Micro-channel Heat Exchanger(마이크로채널 열교환기)

초록: 마이크로채널 열교환기에서 채널 굽힘 각도에 따른 R-134a의 증발열전달 특성에 관하여 실험적 연구를 수행하였다. 본 연구에서는 채널의 굽힘 각도가 120°, 150° 및 180°인 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발온도와 Reynolds수 변화에 따른 열전달 특성을 대향류 조건에서 실험하였으며, 실험결과 마이크로채널 열교환기에서 증발열전달량과 증발열전달계수는 R-134a의 레이놀즈수 증가에 따라 증가하였다. 또한 채널의 굽힘 각도가 120° 및 150°인 마이크로채널 열교환기는 증발온도 4.9~14.9°C에서 채널굽힘 각도가 180°인 마이크로채널 열교환기와 비교하여 평균 약 17.1% 및 13.3%로 증발열전달량이 증가하였으며, R-134a의 증발열전달계수는 채널의 굽힘 각도가 작을수록 증발열전달계수가 증가하는 것으로 나타났다.

Abstract: Experimental investigations have been carried out to examine the evaporative heat transfer characteristics of R-134a with the channel-bending angle (CBA) in microchannel heat exchangers. In this study, we examined the effects of evaporation temperature and Reynolds number of R-134a on the evaporative heat transfer characteristics of R-134a in microchannel heat exchangers with CBAs of 120°, 150°, and 180° under counterflow conditions. Experimental results show that the evaporative heat transfer rate and evaporative heat transfer coefficient increased with an increase in the Reynolds number of R-134a. Further, the evaporative heat transfer rate corresponding to CBAs of 120° and 150° increased to values greater than the evaporative heat transfer rate corresponding to 180° by approximately 17.1% and 13.3%, respectively, for evaporating temperatures in the range 4.9–14.9°C. The evaporative heat transfer coefficient was affected by the channel angle with increasing evaporative heat transfer coefficient at small channel bending angle.

- 기호설명 -

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

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

그리스문자

α : 채널의 굽힘 각도 [deg]

하첨자

ch : 채널 (channel)

[§] 이 논문은 대한기계학회 2009년도 추계학술대회 (2009. 11. 4.-6., 용평리조트) 발표논문임

[†] Corresponding Author, kimsc@kitech.re.kr

<i>eva</i>	: 증발기 (evaporator)
<i>in</i>	: 입구 (inlet)
<i>lat</i>	: 잠열 (latent heat)
<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

현재, MEMS(micro-electro mechanical system) 및 금속과 금속간의 접합강도가 우수한 접합 기술들이 발전하면서 채널의 수력직경이 1 mm 이하인 소형 마이크로채널(micro-channels) 열교환기의 개발이 가능하게 되었다. 이를 냉각시스템에 적용할 경우, 열교환기내 채널의 수력직경과 유로의 길이가 작아 집적도(compactness)가 높고 우수한 열교환 성능으로 초소형 전자기기 및 국소냉각을 요구하는 다양한 분야에 적용이 가능할 것으로 예상된다.^(1,2)

수십~수백 마이크로 단위의 수력직경을 가지는 마이크로채널 열교환기에서 작동유체의 유동에 따른 열전달과 압력강하 특성에 관한 주요 연구는 단상(single-phase)과 상변화를 이용한 이상(two-phase)유동이 있으며, 또한 채널의 기하학적 형상 변화에 대한 연구가 진행되고 있다. 상변화를 이용한 이상유동인 경우, 비등(boiling)의 영향으로 단상유동에 비하여 높은 열전달 효율을 보이나 표면장력이 기포유동에 영향을 미치므로 압력강하는 열유속과 질량유속의 영향이 지배적인 것으로 알려지고 있다.⁽³⁾ 또한 동일한 Reynolds수 범위에서도 채널의 크기와 유로의 기하학적 형상에 의하여 각각 상이하게 발생하는 경계층 생성 및 붕괴는 열전달 성능을 향상시키는 주요 원인으로 보고되고 있다.⁽⁴⁾ 반면 채널의 수력직경이 감소함에 따라 단위 유로 길이 당 압력강하의 증가와 유로의 기하학적 형상에 따른 압력강하는 열교환기의 설계 시 고려되어야 할 사항이다. 이러한 마이크로채널 열교환기의 성능 개선을 위하여 실험과 수치해석을 통한 연구가 진행되고 있으며, Ngo 등⁽⁵⁾은 3차원 전산해석을 통하여 개발한 지그재그(zigzag)와 S형상 휨으로 작동유체를

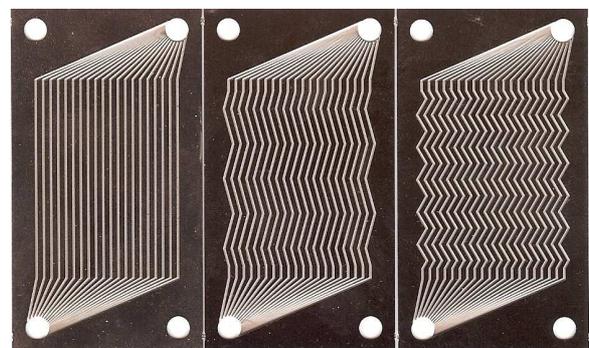
이산화탄소(carbon dioxide, CO₂)로 하는 마이크로채널 열교환기를 제작하여 Reynolds수가 $3.5 \times 10^3 \sim 2.0 \times 10^4$ 인 난류범위에서 Nusselt수와 압력강하에 관한 상관식을 제안하였다. 유로의 형상이 서로 다른 두 열교환기의 열전달 성능은 기존 관형 열교환기 등과 비교하여 우수한 성능을 보였으며, 지그재그 휨 열교환기가 S형상 휨 열교환기에 비하여 Nusselt수는 24~34%, 마찰계수는 4~5배 크게 나타났다. Kim 등⁽⁶⁾은 3차원 수치해석을 수행하여 인쇄형 열교환기에서 채널 굽힘 각도 변화에 따른 이산화탄소의 열전달 및 압력강하 특성에 대해 연구하였다. 채널 굽힘 각도가 120°일 때 평균 열유속이 최대값을 갖는 것을 확인하였으며, 국부적 유속 증가와 감소에 따른 열전달 및 압력강하 변화를 고려한 최적의 채널 굽힘 각도가 존재함을 확인하였다.

본 연구에서는 마이크로채널 열교환기에서 채널 굽힘 각도(α)의 변화가 R-134a의 증발열전달에 미치는 영향을 파악하고자 채널 굽힘 각도가 180°, 150° 및 120°인 마이크로채널 열교환기를 제작하였다. 두 작동유체가 대향류로 열교환시, 증발열원인 물의 입구온도와 Reynolds수는 일정하게 유지시킨 상태에서, R-134a의 증발온도 및 Reynolds수 변화에 따른 증발실험을 수행하여 각각의 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성을 비교 분석하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 마이크로채널 열교환기

본 연구에서 사용한 마이크로채널 열교환기는 포토에칭(photo-etching) 공정과 확산접합(diffusion-



(a) $\alpha=180^\circ$ (b) $\alpha=150^\circ$ (c) $\alpha=120^\circ$

Fig. 1 Photograph of the micro-channels plates for R-134a

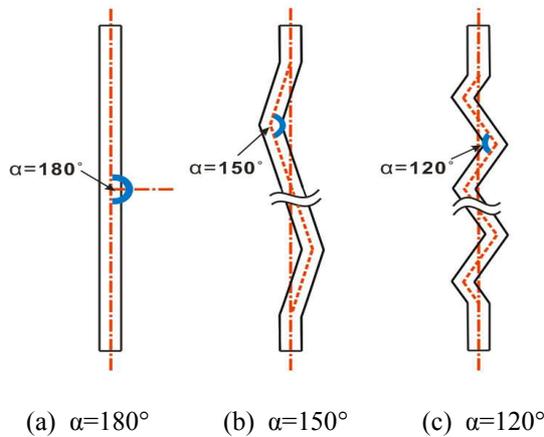


Fig. 2 The definition of the channel bending angle

bonding) 공정을 통하여 제작되었다. 포토에칭은 두께 0.5mm인 금속박판(SUS304)에 마이크로채널을 식각하는 공정으로 채널의 굽힘 각도를 180°, 150° 및 120°로 각각 식각하였다. 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 R-134a측 금속박판의 모습이며, Fig. 2에는 각 금속박판에 식각된 채널의 굽힘 각도를 나타낸 그림이다. 마이크로채널의 형상은 반타원형(semi-ellipse)으로 폭은 500 μm , 높이는 300 μm 그리고 수력직경은 345 μm 이다. 포토에칭 공정이 완료된 금속박판은 물측 6장, R-134a측 5장으로 R-134a가 물에 의하여 증발할 수 있도록 교차하여 적층하였으며, 상판과 하판으로 마감하여 확산접합 공정을 통하여 각각의 마이크로채널 열교환기를 제작하였다. 완성된 마이크로채널 열교환기의 외부형상은 Fig. 3에 나타내었다. 마이크로채널 열교환기의 외형 치수는 가로 38.5mm, 세로 70 mm 그리고 두께 6.5mm로 상세한 제원을 Table 1에 나타내었다.

2.2 실험장치 및 조건

Figure 4는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달 특성 실험을 위하여 구축된 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 R-134a 순환부와 물 순환부 그리고 시험부인 마이크로채널 열교환기로 이루어져 있다.

Table 1 Specifications of the micro-channels heat exchangers

Material		STS 304	
Width of micro-channel, W_{ch} [μm]		500	
Height of micro-channel, H_{ch} [μm]		300	
Length of micro-channel, L_{ch} [m]	180°	55.5×10^{-3}	
	150°	59.5×10^{-3}	
	120°	63.5×10^{-3}	
Number of micro-channels per plate, N_{ch} [EA]		20	
Heat transfer area, A [m^2]	CBA(α) R-134a side	180°	7.59×10^{-3}
		150°	8.14×10^{-3}
		120°	8.68×10^{-3}
	CBA(α) Water side	180°	9.11×10^{-3}
		150°	9.76×10^{-3}
		120°	10.42×10^{-3}



Fig. 3 Photograph of a micro-channels heat exchanger

R-134a 순환부에는 응축기(condenser)로부터 과냉각된 R-134a를 저장하는 용도로 저장용기(receiver)를 설치하였으며, 마그네틱 기어펌프(magnetic gear pump)로 일정한 유량이 흐르도록 하였다. R-134a의 질량유량을 측정하기 위하여 마그네틱 기어펌프의 후단에는 질량유량계(mass flow meter)를 설치하였으며, 예열기(pre-heater)를 거쳐 시험부인 마이크로채널 열교환기에 R-134a

가 일정한 온도와 압력으로 유입되도록 하였다. 또한 마이크로채널 열교환기에서 증발된 R-134a가 응축기에 의하여 과냉각 되도록 항온조를 설치하였다.

물 순환부에는 마이크로채널 열교환기에 물이 일정한 온도로 유입되도록 항온조를 이용하여 온도 조절을 하였으며, 물의 질량유량을 측정하기 위하여 질량유량계를 마그네틱 기어펌프의 후단에 설치하였다. R-134a 순환부와 물 순환부의 각 주요 기기의 입·출구부에는 온도와 압력을 측정하기 위하여 온도센서(RTD)와 압력계(pressure transmitter)를 설치하였다.

시험부에는 마이크로채널 열교환기가 설치되며, 두 작동유체의 온도와 압력을 측정할 수 있도록 온도센서와 압력계를 마이크로채널 열교환기의 입·출구에 설치하였다. 또한 열교환시 R-134a와 물의 채널 내 압력강하를 측정하기 위

하여 차압계(differential pressure transmitter)를 각각 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 $\pm 10\%$ 이내에서 에너지 평형을 확인하였으며, 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 나타내며, R-134a와 물의 오염계수와 열전도항을 무시한 경우, R-134a의 증발열전달계수(h_r)는 식 (3)으로부터 구할 수 있다. 마이크로채널 열교환기에서 물의 Reynolds수는 층류이며, R-134a의 상변화과정으로 물측의 벽면 온도는 일정한 상태로 열전달이 이루어지는 것으로 판단하여 마이크로채널에서 물의 Nusselt수는 3.66으로 일정⁽⁷⁾하다고 가정하였다.

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

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

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]	350, 415, 489
Water	Inlet temperature, $T_{w,in}$ [°C]	25
	Mass flux, G_w [kg/m ² ·s]	1,133

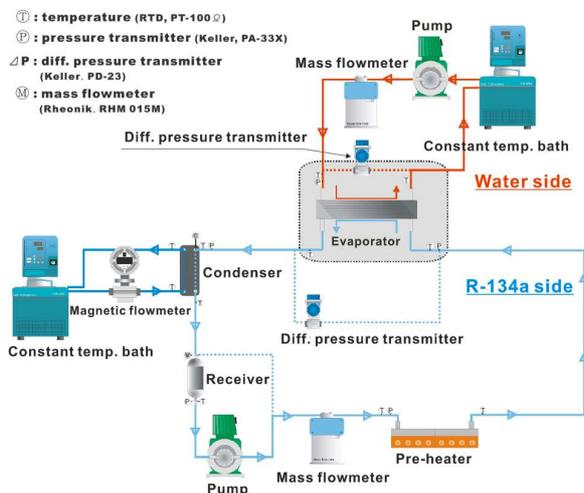


Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus

마이크로채널 열교환기에서 R-134a가 물에 의하여 증발함에 따라 R-134a는 이상상태와 과열증기(superheated vapor)상태로 구분된다. R-134a의 출구온도가 과열도를 가질 경우, 일반적인 식 (8)을 이용하면 대수평균온도차의 값이 작아 식 (2)의 총괄열전달계수는 실제보다 크게 나타난다. 이에 본 연구에서는 이상구간과 과열구간의 영향을 각각 고려한 수정된 대수평균온도차 식 (13)을 이용하였다. 수정된 대수평균온도차는 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열량을 이상구간에서의 열량(Q_{tp})과 과열구간에서의 열량(Q_{sh})으로 나누어 구하였으며, 물이 R-134a의 증발에 관여한 온도($T_{w,tp}$)는 식 (7)로 구하였다. 실험 중 R-134a의 출구온도가 입구온도와 비교하여 동일

하거나 낮은 경우에는 이상상태로 판단하여 식 (8)로 대수평균온도차를 구하였다. 또한 Fig. 5에는 마이크로채널 열교환기에서 열교환하는 두 작동유체의 온도분포를 도식화하여 나타내었다.

$$\Delta T_1 = (T_{w,in} - T_{r,out}) \quad (4)$$

$$\Delta T_2 = (T_{w,out} - T_{r,in}) \quad (5)$$

$$\Delta T_3 = (T_{w,tp} - T_{r,in}) \quad (6)$$

$$T_{w,tp} = \frac{Q_{lat}}{m_w c_{p,w}} + T_{w,out} \quad (7)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right]} \quad (8)$$

$$\Delta T_{LMTD,tp} = \frac{\Delta T_3 - \Delta T_2}{\ln\left[\frac{\Delta T_3}{\Delta T_2}\right]} \quad (9)$$

$$\Delta T_{LMTD,sh} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_3}{\ln\left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_3}\right]} \quad (10)$$

$$Q_r = Q_{tp} + Q_{sh} \quad (11)$$

$$(UA)_r = (UA)_{tp} + (UA)_{sh} \quad (12)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \left(\frac{1}{\Delta T_{LMTD,tp}} \frac{Q_{tp}}{Q_r} + \frac{1}{\Delta T_{LMTD,sh}} \frac{Q_{sh}}{Q_r} \right)^{-1} \quad (13)$$

4. 실험결과 및 고찰

4.1 열전달 특성

4.1.1 증발열전달량

Figure 6은 채널의 굽힘 각도가 180°, 150° 및 120°인 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발온도가 각각 4.9°C인 경우, R-134a의 Reynolds 수 증가에 따른 증발열전달량의 변화를 나타낸 것이다. 이때 물의 Reynolds수는 438이며, 물의 입구온도는 25°C이었다. 그림에서 각 마이크로채널 열교환기의 증발열전달량은 Reynolds수가 증가함에 따라 선형적으로 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 채널의 굽힘 각도가 작을수록 증발열전달량이 높게 나타났다. R-134a의 Reynolds수가

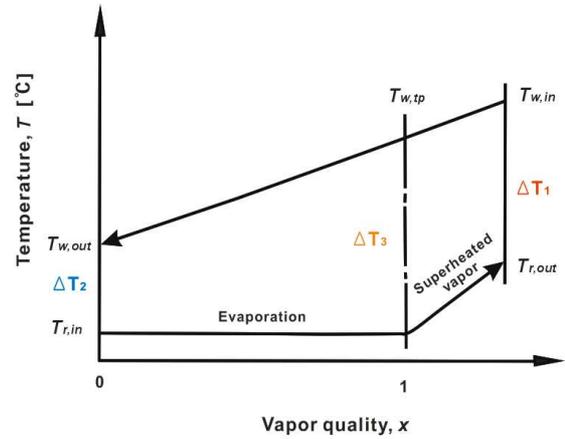


Fig. 5 Temperature distributions for the micro-channel heat exchanger

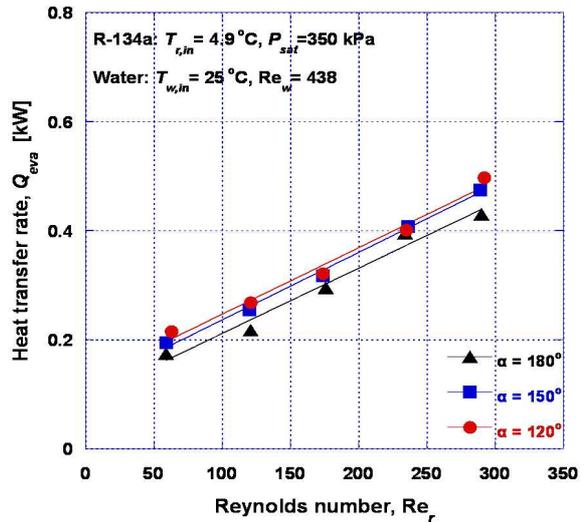


Fig. 6 Variation of evaporative heat transfer rate with Reynolds number of R-134a on the various micro-channel heat exchangers at $T_{r,in} = 4.9^\circ\text{C}$

60인 경우에는 채널의 굽힘 각도가 180°인 마이크로채널 열교환기의 증발열전달량은 0.17 kW이며, 150° 및 120°인 경우에는 각각 0.19, 0.22 kW로 나타났다. R-134a의 Reynolds수가 290인 경우에는 채널의 굽힘 각도가 180°인 마이크로채널 열교환기의 증발열전달량은 0.43 kW이고 150° 및 120° 마이크로채널 열교환기는 각각 0.47 kW 및 0.5 kW로 나타났다. 채널의 굽힘 각도가 작아질수록 지그재그 흐름(zigzag-flow)을 가지는 150° 및 120° 마이크로채널 열교환기가 180° 마이크로채널 열교환기보다 동일한 Reynolds수 범위에서

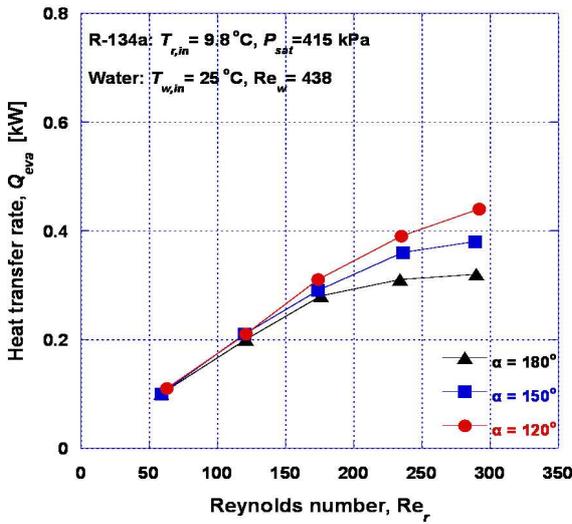


Fig. 7 Variation of evaporative heat transfer rate with Reynolds number of R-134a on the various micro-channel heat exchangers at $T_{r,in} = 9.8^{\circ}\text{C}$

증발열전달량이 각각 평균 11% 및 15.7% 크게 나타났다.

Figure 7은 R-134a의 증발온도가 9.8°C인 경우, R-134a의 Reynolds수 증가에 따른 증발열전달량의 변화를 나타낸 것이다. 각 마이크로채널 열교환기는 Reynolds수가 증가함에 따라 증발열전달량이 증가하였으며, Reynolds수가 60 및 120인 경우에는 각 마이크로채널 열교환기의 증발열전달량이 각각 약 0.1 kW 및 0.2 kW로 유사하게 나타났다. Reynolds수 185 이상에서 각 마이크로채널 열교환기의 증발열전달량은 증가율의 차이를 보였으며, Reynolds수가 290까지 채널의 굽힘 각도가 150° 및 120°인 마이크로채널 열교환기가 180° 마이크로채널 열교환기보다 증발열전달량이 각각 평균 15.9% 및 20.2% 크게 나타났다.

Figure 8은 R-134a의 증발온도가 14.9°C인 경우, R-134a의 Reynolds수 증가에 따른 증발열전달량의 변화를 나타낸 것이다. Reynolds수 60에서 각 마이크로채널 열교환기의 증발열전달량은 약 0.09 kW로 유사하게 나타났다. Reynolds수 60 이상에서 각 마이크로채널 열교환기의 증발열전달량은 증가율이 서로 다르게 나타났으며, 증발온도 증가에 따른 증발열전달량의 증가율이 크게 감소한 것을 확인할 수 있다. 채널의 굽힘 각도가 180°인 마이크로채널 열교환기는 Reynolds수 260 이상에서 증발열전달량이 0.21 kW로 일정하

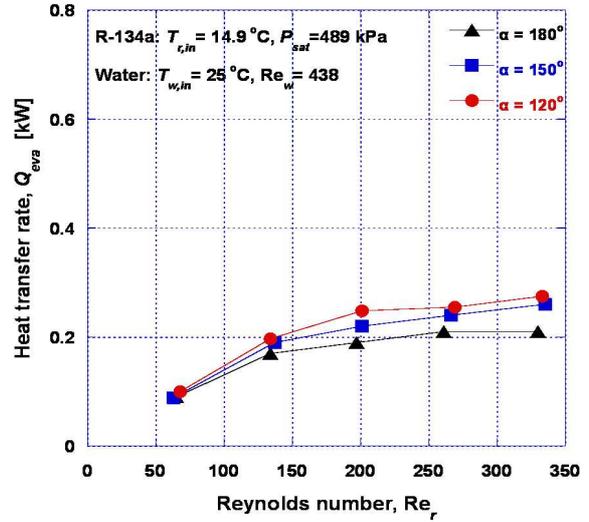


Fig. 8 Variation of evaporative heat transfer rate with Reynolds number of R-134a on the various micro-channel heat exchangers at $T_{r,in} = 14.9^{\circ}\text{C}$

게 나타났으며, 채널의 굽힘 각도가 150° 및 120°인 마이크로채널 열교환기는 Reynolds수 약 330까지 증발열전달량이 각각 0.26 kW 및 0.27 kW로 증가하였다.

R-134a의 증발온도에 따라 각 마이크로채널 열교환기에서 증발실험을 수행한 결과, 증발온도 4.9~14.9°C의 범위에서 채널의 굽힘 각도가 150° 및 120°인 마이크로채널 열교환기는 180° 마이크로채널 열교환기보다 증발열전달량이 각각 평균 13.3% 및 17.1% 크게 나타났다. 또한 동일한 Reynolds수 범위에서 증발온도가 증가함에 따라 각 마이크로채널 열교환기의 증발열전달량은 감소하는 것으로 나타났다. 이는 증발온도가 증가함에 따라 두 작동유체의 입구온도차가 작아져 열전달의 구동력(driving force)이 감소하였기 때문이다.

4.1.2 R-134a의 증발열전달계수

Figure 9는 채널의 굽힘 각도가 180°, 150° 및 120° 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발온도가 각각 4.9°C인 경우, R-134a의 Reynolds수 증가에 따른 증발열전달계수의 변화를 나타낸 것이다. 이때 물의 Reynolds수는 438이며, 물의 입구온도는 25°C이었다. R-134a의 Reynolds수가 증가함에 따라 R-134a의 증발열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. Reynolds수 약 175 이하에서는

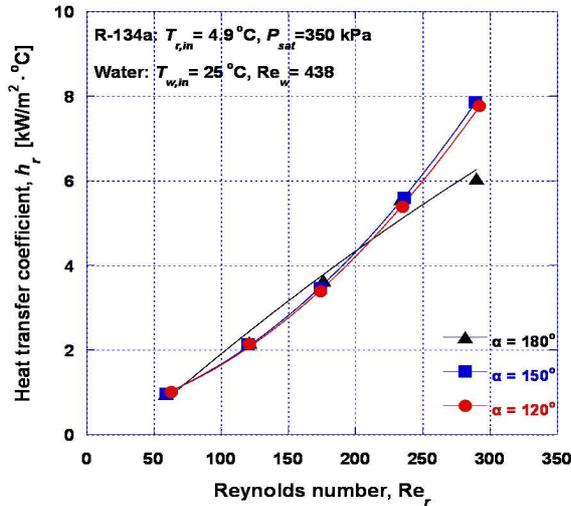


Fig. 9 Variation of evaporative heat transfer coefficient with Reynolds number of R-134a on the various micro-channel heat exchangers at $T_{r,in} = 4.9^\circ\text{C}$

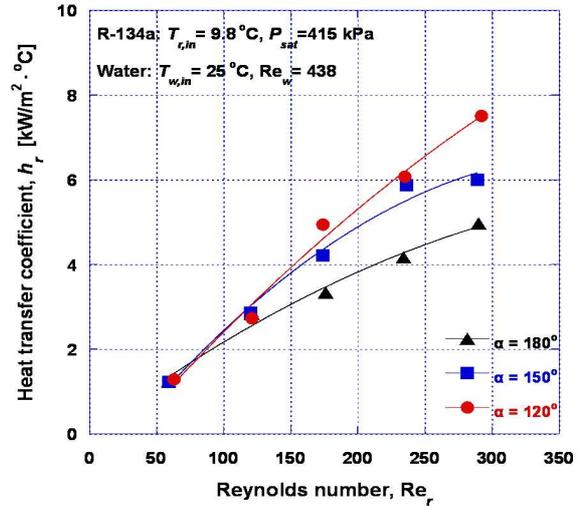


Fig. 10 Variation of evaporative heat transfer coefficient with Reynolds number of R-134a on the various micro-channel heat exchangers at $T_{r,in} = 9.8^\circ\text{C}$

채널의 굽힘 각도가 150° 및 120°인 마이크로채널 열교환기의 증발열전달계수가 180° 마이크로채널 열교환기와 유사하게 나타났으나 Reynolds 수 약 235 이상부터 150° 및 120° 마이크로채널 열교환기의 증발열전달계수가 180° 마이크로채널 열교환기보다 크게 나타났다. Reynolds수가 290인 경우, 150° 및 120° 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달계수는 각각 7.85 kW/m²·°C 및 7.76 kW/m²·°C로 동일한 Reynolds수에서 180° 마이크로채널 열교환기보다 각각 29.8% 및 28.4% 크게 나타났으며, 이때 압력강하량은 150° 및 120° 마이크로채널 열교환기에서 각각 15.7 kPa 및 19.4 kPa로 각각 14.4% 및 41.9% 증가하였다. 이 경우, 채널의 굽힘 각도가 180°인 마이크로채널 열교환기보다 150° 및 120° 마이크로채널 열교환기의 열전달 면적은 각각 7.3% 및 14.3% 증가한 것으로 열전달 면적 증가에 따른 영향보다 채널 굽힘 각도의 변화에 따른 지그재그 흐름이 R-134a의 증발열전달계수 증가에 주요한 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 또한 120° 마이크로채널 열교환기의 열전달 면적은 150°보다 6.6% 증가하였으며, R-134a의 증발열전달계수는 1.2% 작게 나타나 증발온도 4.9°C에서는 예상되었던 열전달 성능의 향상은 크게 나타나지 않았다.

Figure 10은 R-134a의 증발온도가 9.8°C인 경우, 각 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 Reynolds 수 증가에 따른 증발열전달계수의 변화를 나타낸

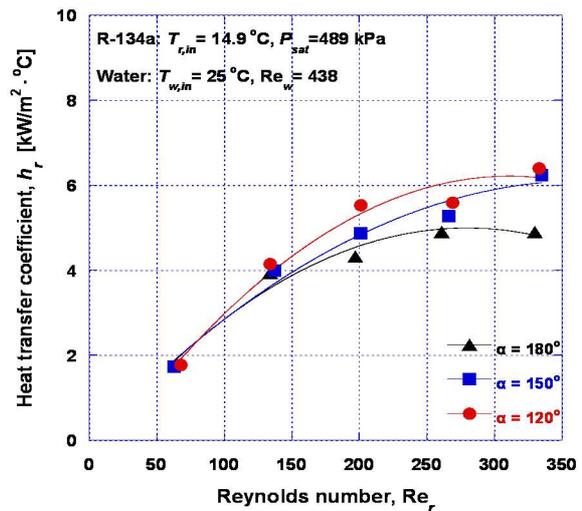


Fig. 11 Variation of evaporative heat transfer coefficient with Reynolds number of R-134a on the various micro-channel heat exchangers at $T_{r,in} = 14.9^\circ\text{C}$

것이다. 각 마이크로채널 열교환기에서 R-134a의 증발열전달계수는 Reynolds수 60 및 120에서 각각 약 1.29 kW/m²·°C 및 2.81 kW/m²·°C로 유사하게 나타나지만 Reynolds수 185 이상부터 채널의 굽힘 각도가 작은 150° 및 120° 마이크로채널 열교환기의 증발열전달계수가 180°보다 크게 나타났다. 이는 지그재그 흐름을 가지는 150° 및 120° 마이크로채널 열교환기가 Reynolds수 증가에 따른 대수평균온도차의 감소량보다 증발열전달량의 증가량이 크게 나타났기 때문이다. 채널의 굽힘

각도가 작은 120° 마이크로채널 열교환기가 Reynolds수 290에서 약 7.5 kW/m²·°C로 가장 큰 증발열전달계수를 보였으며, 180° 및 150° 마이크로채널 열교환기의 경우보다 각각 약 51% 및 25.1% 큰 값을 나타내었다. 이때 120° 마이크로채널 열교환기의 압력강하량은 14 kPa로 180° 및 150° 마이크로채널 열교환기보다 각각 약 27% 및 29% 증가하였다.

Figure 11에서 R-134a의 증발온도가 14.9°C인 경우에도 Reynolds수의 증가에 따라 각 마이크로채널 열교환기의 증발열전달계수가 증가함을 확인할 수 있다. 각 마이크로채널 열교환기에서 증발열전달계수의 증가율은 Reynolds수 130 이상에서 차이를 보였으며, Reynolds수 250 이상에서 채널의 굽힘 각도가 180°인 마이크로채널 열교환기의 증발열전달계수는 약 4.89 kW/m²·°C로 일정하게 나타났다. 반면 채널의 굽힘 각도가 120°인 마이크로채널 열교환기는 Reynolds수 약 335에서 약 6.4 kW/m²·°C로 가장 큰 증발열전달계수를 보였으며, 180° 및 150°인 마이크로채널 열교환기와 비교하면 각각 약 31% 및 2.7% 크게 나타났다. 이때 120° 마이크로채널 열교환기의 압력강하량은 11.7 kPa로 180° 및 150° 마이크로채널 열교환기보다 각각 약 10% 및 13% 증가하였다.

5. 결론

채널의 굽힘 각도가 180°, 150° 및 120°인 마이크로채널 열교환기에서 R-134의 증발열전달 특성을 파악하기 위하여 증발실험을 수행하였으며, 실험결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 채널의 굽힘 각도가 150° 및 120°인 마이크로채널 열교환기가 180° 마이크로채널 열교환기보다 열전달 면적은 각각 7% 및 14% 증가하였으나 증발열전달량은 각각 평균 13% 및 17%로 크게 나타났다.

(2) R-134a의 증발열전달계수는 채널의 굽힘 각도가 작을수록 크게 나타났으며, 이는 열전달 면적 증가에 따른 영향보다 채널 굽힘 각도의 변화에 따른 지그재그 흐름이 R-134a의 증발열전달계수 증가에 주요한 영향을 미쳤기 때문이다.

(3) 본 연구를 통하여 마이크로채널의 형상 및

수력직경이 동일한 경우, 채널의 굽힘 각도 감소는 R-134a의 유동 특성을 변화시켜 증발열전달계수의 증가에 주요한 영향을 미치는 것을 확인하였다.

참고문헌

- (1) Brandner, J. J., Anurjew, E., Bohn, L., Hansjosten, E., Henning, T., Schyguilla, 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) Hesselgreaves, J. E., 2001, "Compact Heat Exchanger, Selection, Design and Operation," first ed., *PERGAMON an imprint of Elsevier Science*.
- (3) Gillot, C., Bricard, A. and Schaeffer, C., 2000, "Single-Phase and Two-Phase Heat Exchangers for Power Electronic Components," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 39, No. 8, pp. 826~832.
- (4) Kanaris, A. G., Mouza, A. A. and Paras, S. V., 2009, "Optimal Design of a Plate Heat Exchanger with Undulated Surfaces," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, pp. 1184~1195.
- (5) Ngo, T. L., Kato, Y., Nikitin, K. and Ishizuka, T., 2007, "Heat Transfer and Pressure Drop Correlations of Microchannel Heat Exchangers with S-Shaped and Zigzag Fins for Carbon Dioxide Cycles," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, pp. 560~570.
- (6) Kim, D. E., Kim, M. H., Cha, J. E. and Kim, S. O., 2008, "Numerical Study for Heat Transfer and Pressure Drop of Supercritical Carbon Dioxide Fluid with Channel Bending Angle in Printed Circuit Heat Exchanger," *Proceeding of Chun-gye Symposium on the KSME*, pp. 298~305.
- (7) Lee, H. S., Jeon, D. S., Kim, Y. L., Kim, Y. C. and Kim, S. C., 2010, "An Experimental Study on the Evaporative Heat Transfer Characteristics of R-134A in a Micro-Channel Heat Exchanger," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 34, No 2, pp. 113~120.