Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society
Vol. 19, No. 6 pp. 27-36, 2018

https://doi.org/10.5762/KAIS.2018.19.6.27
ISSN 1975-4701 / eISSN 2288-4688

낮은 유량에서 외경 9.5 mm 평활관과 마이크로핀관 내 R-404A 증발 열전달 및 압력 손실

김내현
인천대학교 기계공학과

Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of R-404A at Low Flow Rates in 9.5 mm O.D. Smooth and Microfin Tubes

Nae-Hyun Kim
Department of Mechanical Engineering, Incheon National University

요 약 그간 마이크로핀관 내 증발 열전달 및 압력 손실에 대하여 다수의 연구가 수행되었다. 하지만 대부분의 연구는 에어컨이나 히트 펌프에 사용되는 냉매에 대하여 수행되었고 R-404A에 대해서는 매우 제한된 연구만이 존재한다. R-404A는 근공비혼합냉매로 오존층 파괴와 관련하여 R-502를 대체하여 주로 저온 냉동, 냉장에 사용되고 있다. 본 연구에서는 낮은 질량유속 (80 kg/m^{2}s에서 200 kg/m^{2}s)에서 외경 9.5 mm 마이크로핀관 내 R-404A 증발 열전달 실험을 수행하였다. 또한 비교를 위해 외경 9.5 mm 평활관에 대한 실험도 수행하였다. 실험 결과 마이크로핀관의 전열촉진비는 질량유속이 증가할수록, 열유속이 감소할수록 증가하였다. 이러한 현상은 마이크로핀에 의한 대류 열전달의 증가와 열유속의 상대적 기여에 의한 것으로 판단된다. 또한 실험 범위에서 마이크로핀관의 마찰손실이 평활관의 마찰손실보다 다소 (최대 28%) 크게 나타났다. 기존 상관식은 저유량 R-404A 열전달계수 및 압력손실을 적절히 예측하지 못하는데 이는 본 실험 범위가 기존 상관식의 범위 밖에 있기 때문으로 판단된다.

Abstract A significant amount of studies were performed on evaporation heat transfer and pressure drop in microfin tubes. Most studies, however, focused on the refrigerants used in air-conditioners or heat pumps, and very limited information is available on R-404A, which is used in low temperature refrigeration. In this study, the evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of R-404A in a 9.5 mm O.D. microfin tube were investigated for the mass flux range from 80 kg/m^{2}s and 200 kg/m^{2}s. A smooth tube of the same outer dimeter was also tested for comparison. The results showed that the heat transfer enhancement ratio of the microfin tube increased with increasing mass flux and the heat flux decreased. The relative contribution of the convective heat transfer and the heat flux on total heat transfer was attributed to the observed trend. The pressure drops of the microfin tube were slightly (maximum 28%) larger than those of the smooth tube. Existing correlations do not adequately predict the measured heat transfer coefficients of pressure drops, probably due to the test range of the present study, which is outside of the existing correlations.

Keywords : Evaporation, Heat transfer, Pressure drop, Microfin tube, R-404A, Mass flux

1. 서론

마이크로핀관은 가정용 에어컨이나 히트 펌프의 증발기나 응축기에 널리 사용되고 있다[1,2]. 마이크로핀관은 평활관에 비하여 압력손실 대비 전열 촉진 효과가 우수한 것으로 알려져 있다. 마이크로핀관의 증발 열전달

*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim (Incheon Nat'l Univ.)
Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@inu.ac.kr
Received March 2, 2018 Revised April 16, 2018
Accepted June 1, 2018 Published June 30, 2018

촉진 메카니즘으로는 전열면적의 증가, 핀에 의한 난류 유발, 핀 사이에서의 핵 형성 촉진, 성층류에서 환형류로의 조기 천이 등이 있다[3]. 마이크로핀관은 Hitachi 전선의 Fujie 등[4]에 의하여 개발되었고 Shinohara와 Tobe[5], Yasuda등[6]의 논문에 상세히 기술되어 있다. Tsuchida 등[7]에 의하면 R-22 증발 열전달 시 최적 핀 갯수, 핀 높이는 튜브 직경이 감소할수록 감소하였다.

그간 마이크로핀관 내 증발 열전달 및 압력 손실에 대하여 다수의 연구가 수행되었다. 하지만 대부분의 연구는 에어컨이나 히트 펌프에 사용되는 R-22, R-134a, R-410A, R-407C 등의 냉매에 대하여 수행되었고[8-12] R-404A에 대해서는 매우 제한된 연구만이 존재한다. R-404A는 R-125/R-143a/ R-134a가 조성비 44/52/4로 혼합된 근공비혼합냉매로 오존층 파괴와 관련하여 R-502를 대체하여 주로 저온 냉동, 냉장에 사용되고 있다[13].

R-404A의 증발 열전달에 대해서는 개방된 문헌에서 Sami와 Dejardins[13]의 연구만을 찾을 수 있었다. 그들은 외경 9.52 mm 마이크로핀관이 사용된 핀-관 열교환기에서 R-502 대체 냉매로 R-507, R-404A, R-407B, R-408A를 비교 검토하였다. 개략적인 질량유속 200 kg/m^{2}s에서 600 kg/m^{2}s 범위에서 수행된 실험에서 증발 열전달계수는 R-502에서 가장 높고 R-408A, R-404A, R-507, R-407B 순으로 나타났다. 한편 압력 손실은 R-507에서 가장 높고 R-407B, R-502, R-404A, R-408A 순으로 나타났다.

상기 문헌 조사 결과는 R-404A의 증발 열전달에 대한 연구가 매우 제한되어 있음을 보여준다. 특히 소형 저온 식품 냉동기 (제빙기, 아이스크림 제조기등)의 경우 질량 유속이 200 kg/m^{2}s 이하로 형성되는데 이 부분에 대해서는 추가 연구가 필요하다[14]. 참고로 질량 유속이 낮아지면 관 내 유동 형태가 환상류에서 성층류로 변화하고 증발 열전달 특성도 변화하게 된다. Fig. 1에 소형 제빙기의 증발기를 나타내었다. 아이스 큐브가 형성되는 사각 주형 위에 외경 9.5 mm 증발관이 지그재그 형태로 부착되어 있음을 보여준다.

본 연구에서는 외경 9.5 mm 마이크로핀관에서 R-404A 증발 실험을 수행하였다. 실험은 질량 유속 (80~200kg/m^{2}s)과 열유속 (5~15kW/m^2)을 변화시키며 수행되었고 포화온도는 10°C로 유지하였다. 비교를 위하여 평활관에 대한 실험도 수행하였다. 또한 실험 결과를 기존 상관식들의 예측치와 비교하여 상관식의 적용가능성도 검토하였다.

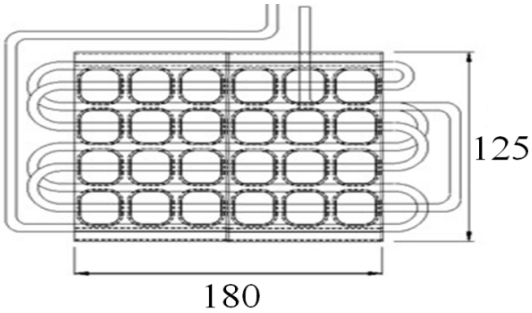

Fig. 1. Schematic drawing of the evaporator with ice cups (unit: mm)

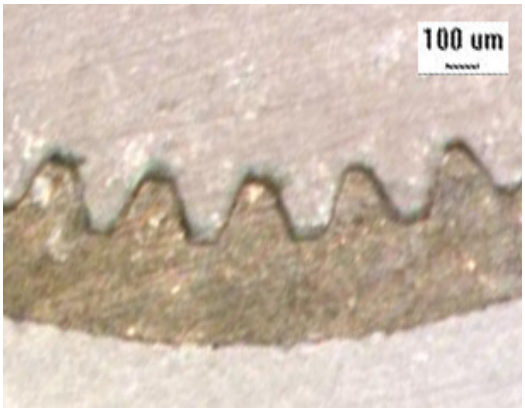

Fig. 2. Cross-sectional view of the microfin tube

Table 1. Detailed dimensions of the microfin and the smooth tube

	Microfin	Smooth
D_o (mm)	9.52	9.52
D_r (mm)	8.88	8.32
D_t (mm)	8.46	8.32
D_m (mm)	8.63	8.32
D_h (mm)	5.54	8.32
A_{fa} (mm^2)	58.5	54.4
A_{ia} (mm^2)	0.0422	0.0261
A_{im} (mm^2)	0.0271	0.0261
A_{ia}/A_{im}	1.56	1.0
P_w (mm)	42.2	26.1
e	0.2	-
n	60	-
β	18	-
γ	53	-

2. 실험 장치 및 방법

2.1 마이크로핀관 제원

Table 1에 외경 9.5 mm 마이크로핀관와 평활관의 제원이 나타나 있다. Fig. 2는 마이크로 핀관의 단면도를 보여준다. Table 1에 나타나 있듯이 마이크로핀관의 외경 (D_o)은 9.52 mm, 핀뿌리 직경 (D_r)은 8.88 mm, 핀팁 직경(D_t)은 8.46 mm, 용융(melt-down) 직경(D_m)은 8.63 mm, 수력 직경(D_h)은 5.54 mm, 접수 길이 (P_w)는 42.2 mm, 유동 단면적(A_{fa})은 58.5 mm^2,내측 전열면적 (A_{ia})은 0.0422 m^2, 용융 전열면적(A_{im})은 0.0271 m^2, 핀 높이(e)는 0.2 mm, 핀 갯수는 60개, 선회각(β)은 15도, 꼭지각(γ)은 40도이다. 평활관의 경우 외경(D_o)은 9.52 mm, 내경 (D_m)은 8.32 mm이다. 용융 전열면적(A_{im})은 마이크로핀을 녹여 평활관를 만들었을 때 얻어지는 면적으로 $A_m = \pi D_m L$로 계산된다.

2.2 실험 장치 및 시험 방법

Fig. 3에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 본 연구에 사용된 실험장치에 대해서는 Kim 등[15]의 논문에 상세히 기술되어 있다. 냉매는 시험부에 일정 건도로 유입되고 환형부에 흐르는 고온수에 의해 증발이 일어난다. 시험부를 나온 2상 냉매는 후방의 쉘-튜브 응축기에서 응축된 후 펌프와 유량계를 지나 예열부로 공급된다. 이 때 냉매 유량은 펌프에 공급되는 유량 중 일정량을 우회시켜 조절하였고 시험부 입구 건도는 예열기에서 조절하였다. 또한 열유속은 환형부를 흐르는 고온수의 온도로써 조절하였다.

Fig. 4에 시험부 상세도를 나타내었다. 시험부는 전열관과 환형부로 구성된다. 냉매는 전열관 내측을 흐르고 고온수는 환형부를 흐르며 내측의 냉매를 증발시킨다. 이러한 형상에서 관 내측 증발 열전달계수를 정밀하게 측정하려면 환형부의 열저항을 최소화하는 것이 필요하다. 이를 위해서는 환형부 간격을 줄여 고온수의 유속을 크게 할 필요가 있다. 하지만 유속이 커지면 입출구 온도차가 적어지고 따라서 측정 불확도가 증가한다. 선행 계산을 통하여 최적 간격 2.0 mm가 얻어졌다. 이 간격은 Fig. 4에 나타나 있듯이 테프론 바를 가공하여 형성하였다. 또한 환형부 측의 열저항을 줄이기 위하여 전열관 외측에 직경 0.3 mm의 니크롬선을 2.0 mm 핏치로 감았다. 시험부 양단에는 시험 전열관과 실험장치의 배관을 연결시켜주는 연결구(connecting block)를 설치하였다. 연결구 상부에는 직경 1.0 mm의 압력공이 가공되어 있다.

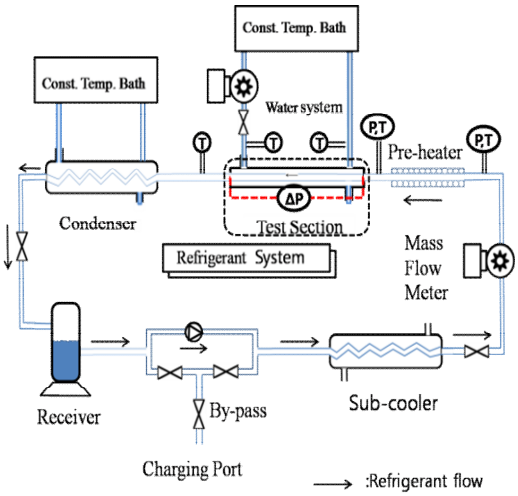

Fig. 3. Schematic drawing of the apparatus

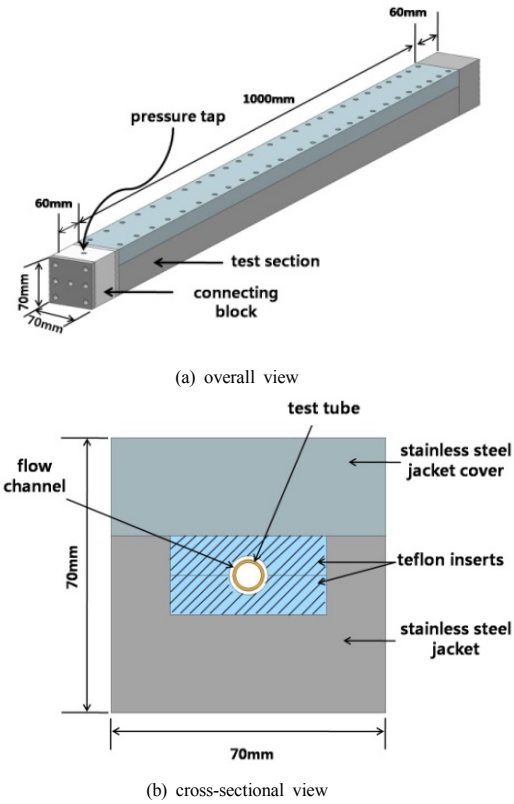

Fig. 4. Detailed drawing of the test section

온도는 각각 열전대 5개로 구성된 써모웰(thermowell)을 사용하여 냉매 입출구, 환형부 고온수 입출구 그리고 예열기 입구에서 측정되었다. 압력은 시험부 입구부와 예열기 입구부에서 측정되었다. 이 압력들은 냉매의 상태가 과냉인지 포화인지 결정하는데 사용되었다. 시험부 차압은 차압 트랜스듀서로 측정되었고 냉매와 고온수의 유량은 정밀도 1.5×10^{-6} m^3/s의 질량유량계를 사용하여 측정되었다. 증발 열전달 실험은 최대 유량과 건도에서 시작하여 건도 (0.8에서0.2)와 질량유속 (200 kg/m^2s에서 80 kg/m^2s), 열유속 (15.0 kW/m^2에서 5.0 kW/m2)을 줄여가며 수행되었다. 시험 중 포화온도는 10^oC로 유지되었다.

2.3 자료처리

측정된 열관류율 U_o와 환형부 열전달계수 h_o로부터 관 내측 증발 열전달계수 h_i는 아래 식으로 구해진다. 여기서 A_{im}은 용융 전열면적이고 A_m은 관벽 중간 위치에서의 전열면적, t는 전열관 두께, k는 열전도도이다.

$$h_i = \left[\left(\frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_o}\right)\frac{A_{im}}{A_o} - \frac{tA_{im}}{kA_m}\right] \quad (1)$$

환형부 열전달계수 h_o는 Wilson plot[16]으로부터 구하였다. Wilson plot 실험 시 중요한 사항 중 하나는 관 내측과 환형부측이 모두 난류 유동이어야 한다는 것이다. 이를 위하여 전열관 외측에 직경 0.3 mm 니크롬선을 2.0 mm 간격으로 감아 난류를 촉진하였다. Wilson plot으로부터

구해진 환형부 열전달계수는 다음과 같다.

$$Nu_{Dh} = 0.141 Re_{Dh}^{0.70} \mathrm{Pr}_w^{0.4} \quad (2)$$

여기서 Nu_{Dh}는 환형부의 Nusselt 수, Re_{Dh}는 환형부의 Reynolds 수, Pr_w는 물의 Prandtl 수이다. 식 (2)의 적용범위는 $1400 \le Re_{Dh} \le 4200$이다. 증발 열전달 실험시 식 (2)로 부터 구해진 환형부측 열저항은 전체 열저항의 1/3 가량 되었다. 이 값은 환형부의 유속을 증가시키면 감소하나 이 경우 전열량 측정 불확도가 증가한다. 선행계산을 통하여 환형부측 유량 (1.0 liter/min)이 결정되었고 이 때 Reynolds 수는 2400이었다. 시험부의 평균 건도는 식 (3)으로 구해진다.

Table 2. Experimental uncertainties

Parameter	Max. uncertainties
Temperature	±0.1oC
Pressure	±0.1kPa
Water flow rate	±0.2%
Refrgerant flow rate	±0.1%
Heat flux	±2.69%
Vapor quality	±1.02%
h_o	±10.0%
h_i	±13.0%
$(dP/dz)_f$	±4.2%

$$x_{ave} = x_{in} + \Delta x/2 \quad (3)$$

여기서 Δx 는 시험부에서의 건도 변화량 (0.07에서 0.37)으로 질량유속이 감소하면 증가한다. 시험부 입구 건도는 식 (4)로 구해진다.

$$x_{in} = \frac{1}{i_{fg}}\left[\frac{Q_p}{\dot{m}_r} - c_{pr}(T_{sat} - T_{p,in})\right] \quad (4)$$

여기서 Q_p는 예열부에 공급된 열량이고 $T_{p,in}$은 예열부 입구의 냉매 온도, T_{sat}은 포화온도, i_{fg}는 냉매의 잠열, 은 $\dot{m}_r$ 은 냉매 유량, c_{pr}은 냉매의 비열이다. 실험 데이터에 대한 불확도 해석[17]을 수행하고 그 결과를 Table 2에 수록하였다. 열전달계수는 최대 ±13.0%, 압력손실은 최대 ±4.2%의 오차값을 가진다.

3. 결과 및 고찰

3.1 증발 열전달

실험결과의 신뢰도를 확인하고 마이크로핀관과 비교하기 위하여 우선 평활관에서 증발 열전달 실험을 수행하였다. Fig. 5에 열유속 5 kW/m^2에서 증발 열전달계수를 나타내었다. Fig. 5는 질량유속이 증가함에 따라 열전달계수가 증가함을 보인다. 또한 높은 질량유속에서는 (G = 200 kg/m^2s) 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가하나 낮은 질량유속에서는 (G ≤ 100 kg/m2s) 건도가 증가할수록 열전달계수가 감소한다. 이는 낮은 건도에서는 열유속이 지배적이고 건도가 높아질수록 대류 열전달의 영향이 커지는 관 내 증발 열전달의 특성 때문이다 [1]. 즉, 높은 질량유속에서는 건도가 증가할수록 대류 열전달의 영향이 상대적으로 크게 나타나 증발 열전달계수가 증가하나 낮은 질량유속에서는 대류 열전달의 영향이 상대적으로 미미하여 증발 열전달계수가 감소한다.

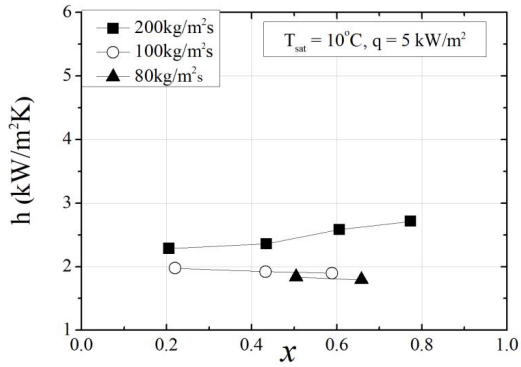

Fig. 5. Evaporation heat transfer coefficients in the smooth tube showing the effect of mass flux

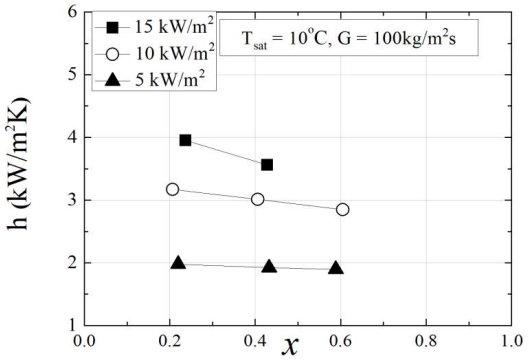

Fig. 6. Evaporation heat transfer coefficients in the smooth tube showing the effect of heat flux

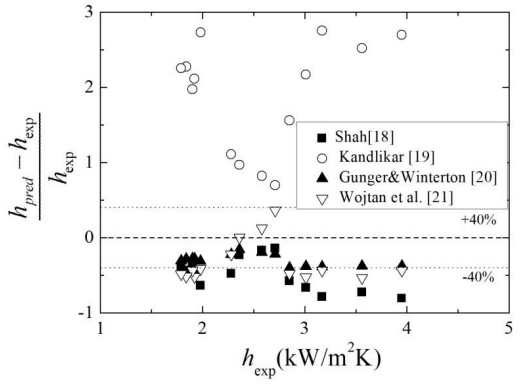

Fig. 7. Comparison of the smooth tube heat transfer coefficients with predictions by existing correlations

Fig. 6에는 질량유속 100 kg/m^{2}s에서 열유속의 영향을 나타내었다. Fig. 6은 열유속이 증가함에 따라 열전달계수가 증가함을 보인다. 또한 건도가 증가할수록 열전달계수가 감소하는 경향을 보이는데 열유속이 증가할수록 그 경향이 심하게 나타난다. 이는 전술한 바와 같이 열유속이 증가할수록 대류 열전달의 영향이 상대적으로 작게 나타나기 때문이다. 하지만 Fig. 6의 경향은 질량유속이 작은 경우이고 질량유속이 큰 경우는 대류 열전달의 영향이 크게 나타나 건도의 증가에 따라 증발 열전달계수가 증가하게 된다[1].

Fig. 7에 평활관 내 증발 열전달계수를 상관식의 예측치[18-21]와 비교하였다. Table 3에는 RMS 오차를 나타내었다. Fig. 7은 Knadlikar[19]를 제외하고 상관식들이 데이터를 과소예측함을 보인다. 이는 기존 상관식들이 대체로 환상류 영역의 높은 질량 유속의 데이터를 기반으로 개발되었기 때문으로 판단된다. 또한 R-404A 데이터의 부재도 원인이 될 수 있다. Table 3은 기존 상관식 중 Gungor와 Winterton[20] 상관식이 실험 데이터를 가장 잘 예측함(RMS 오차 0.32)을 보여준다.

Fig. 8에 열유속 5 kW/m^{2}에서 마이크로핀관 내 증발 열전달계수를 나타내었다. 비교를 위하여 평활관의 열전달계수도 동시에 나타내었다. 마이크로핀관에서는 기준 전열면적에 따라 열전달계수가 다르게 계산된다. 본 연구에서는 용융 전열면적 ($A_{im} = \pi D_m L$)을 기준으로 열전달계수를 산정하였다. Fig. 8은 질량유속과 건도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가함을 보여준다. 이는 평활관과는 다른 경향인데 마이크로핀관의 경우 핀에 의해 유발되는 환상류로 인하여 열유속보다는 대류 열전달이 지배적인 전열 메커니즘이 되기 때문이다. 건도 0.5에서 전열촉진비 (마이크로핀관의 열전달계수와 평활관 열전달계수의 비)는 질량유속 80 kg/m^{2}s에서는 1.43, 100 kg/m2s에서는 1.47, 200 kg/m2s에서는 1.49로 질량유속이 증가함에 따라 다소 증가하였다. 그 이유를 파악하기 위하여 본 데이터를 Doretti 등[22]의 유동양식선도 (Fig. 9)에 나타내었다. 여기서 X는 Martinelli 인자이고 Jg는 겉보기 기체속도이다[1]. Fig. 9는 평활관의 경우 모든 데이터가 성층류에 속하는 반면 마이크로핀관에서는 100 kg/m^{2}s 데이터 일부와 대부분의 200 kg/m^{2}s 데이터가 환상류 영역에 있음을 보여준다. 이는 마이크로핀이 유발하는 선회류 때문인데 환상류의 액막 두께가 성층류보다 작기 때문에 환상류의 열전달계수가 성층류의 값보다 크게 된다. 따라서 질량유속의 증가와 더불어 전열촉진비도 증가하게 된다.

Table 3. RMS errors of the smooth tube correlations

	Correlation	RMSE
h (kW/m^2K)	Shah [18]	0.55
	Kandlikar [19]	2.11
	Gungor & Winterton [20]	0.32
	Wojtan et al. [21]	0.44
$dP/dz)_f$ (kPa/m)	Jung & Radermacher [37]	0.25
	Muller-Steinhagen & Heck [36]	0.65
	Friedel [35]	0.46
	Moreno-Quiben & Thome [38]	0.62

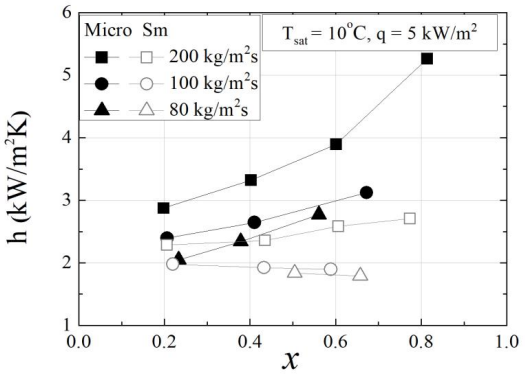

Fig. 8. Evaporation heat transfer coefficients in the microfin tube showing the effect of mass flux

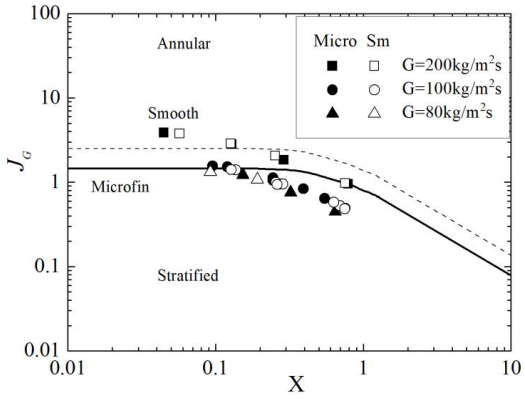

Fig. 9. Present data plotted in the flow pattern map of Doretti et al.[22]

Fig. 10에는 질량유속 100 kg/m^2s에서 열유속의 영향을 나타내었다. Fig. 10은 열유속이 증가함에 따라 열전달계수가 증가함을 보인다. 또한 평활관과는 달리 건도가 증가할수록 열전달계수가 증가하는 경향을 보인다. 이는 전술한 바와 같이 마이크로핀관의 경우 핀에 의해 유발되는 환상류로 인하여 열유속보다는 대류 열전달이 지배적인 전열 메커니즘이 되기 때문이다. 건도 0.4에서 전열촉진비는 열유속 kW/m2에서는 1.38, 10 kW/m2에서는 1.18, 15 kW/m2에서는 1.15로 열유속이 증가함에 따라 다소 감소하였다. 이는 마이크로핀관의 주된 촉진 메카니즘이 대류 열전달을 증대시키는 것이기 때문에 열유속이 커지면 대류 열전달의 비중이 상대적으로 적어져 전열촉진비가 감소하게 된다.

Fig. 11에 본 실험 데이터와 기존 마이크로핀 튜브 내 증발 열전달 상관식[8, 23-29]의 예측치를 비교하였다. Table 4에는 RMS 오차를 나타내었다. 이 그림은 Goto 등[26]의 상관식이 실험자료를 잘 예측함(RMS 오차 0.21을 보여준다. 나머지 대부분의 상관식은 실험자료를 과소 예측하고 Koyama 등[23]의 상관식은 실험자료를 과대 예측한다. Goto 등[26]의 상관식은 총합 열전달계수를 Boiling 수와 Martinelli 인자의 합으로 구하므로 환상류 영역은 물론 환상류 영역에 대해 적용 가능하다.

3.2 압력 손실

증발 열전달 실험과 동시에 시험부 압력손실도 측정되었다. 측정된 압력손실은 가속손실과 마찰손실의 합이다.

$$-\frac{dP}{dz}=\left(-\frac{dP}{dz}\right)_a+\left(-\frac{dP}{dz}\right)_f \tag{5}$$

분리 유동 모델[30]에 따르면 가속손실은 다음과 같다.

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_a=G^2\frac{d}{dz}\left[\frac{x^2}{\rho_v\alpha}+\frac{(1-x)}{\rho_l(1-\alpha)}\right] \tag{6}$$

가속손실을 계산하기 위해서는 기공율(α)을 알아야 하는데 평활관에 대해서는 기공율에 대해 다수의 모델이 존재한다[31-33]. 하지만 마이크로핀관의 경우는 일반화된 모델이 존재하지 않고 평활관 모델이 그대로 사용된다. Newell과 Shah[34]는 마이크로핀관 내 기공율은 대략 평활관과 같다고 보고하였다. 본 연구에서는 Zivi[31]의 기공율 모델을 사용하여 가속손실을 계산하였다.

Fig. 12와 13에 질량 유속과 열유속에 따른 평활관과 마이크로핀관의 마찰손실을 나타내었다. 이 그림은 질량유속과 건도가 증가함에 따라 마찰손실이 증가함을 보여준다. 또한 마이크로핀관의 마찰손실이 평활관의 마찰손실보다 다소 (최대 28 %) 크게 나타났다.

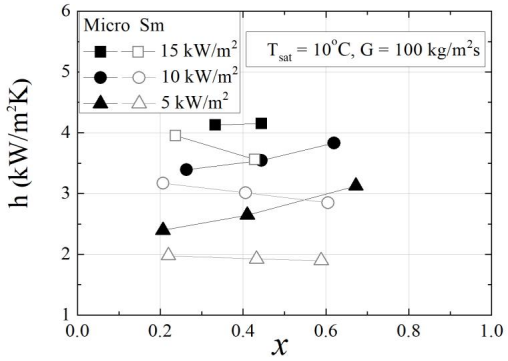

Fig. 10. Evaporation heat transfer coefficients in the microfin tube showing the effect of heat flux

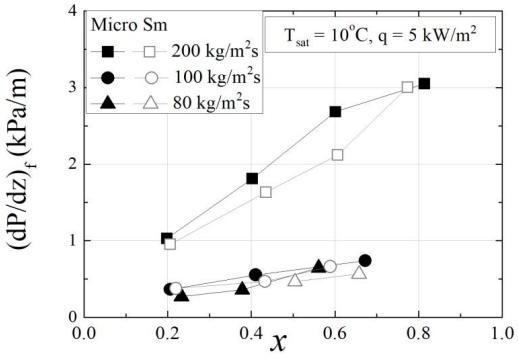

Fig. 12. rictional pressure drops of the smooth and the microfin tube showing the effect of mass flux

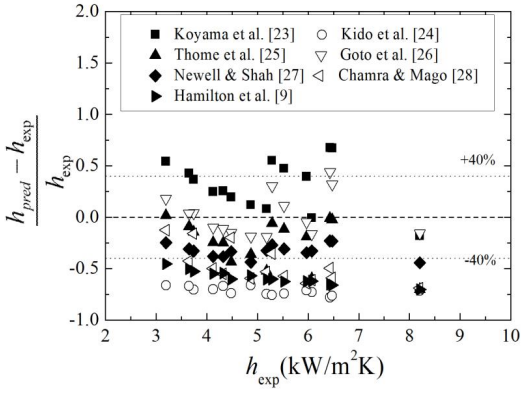

Fig. 11. Comparison of the microfin tube heat transfer coefficients with predictions by existing correlations

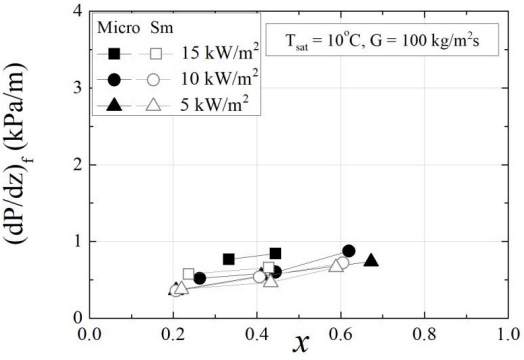

Fig. 13. Frictional pressure drops of the smooth and the microfin tube showing the effect of heat flux

Table 4. RMS errors of the microfin tube correlations

	Correlation	RMSE
h (kW/m^{2}K)	Koyama et al. [23]	0.42
	Thome et al. [25]	0.34
	Goto et al. [26]	0.21
	Newell and Shah [27]	0.34
	Charmra & Mago [29]	0.52
	Hamilton et al. [8]	0.61
	Kido et al. [24]	0.74
dP/dz)$_f$ (kPa/m)	Cavallini et al. [40]	0.44
	Choi et al. [41]	0.51
	Newell & Shah [27]	0.65
	Goto et al. (ϕ_v) [26]	0.58
	Goto et al. (ϕ_l) [26]	0.53
	Bandarra Filho et al. [42]	0.43

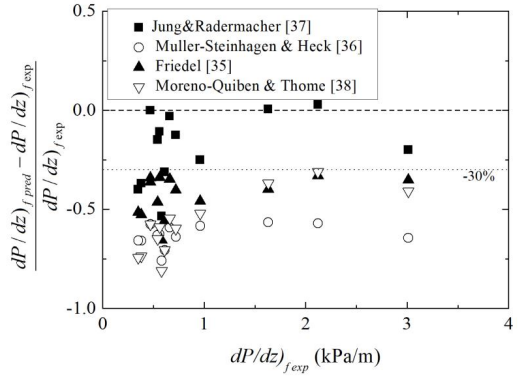

Fig. 14. Comparison of the smooth tube frictional pressure drops with predictions by existing correlations

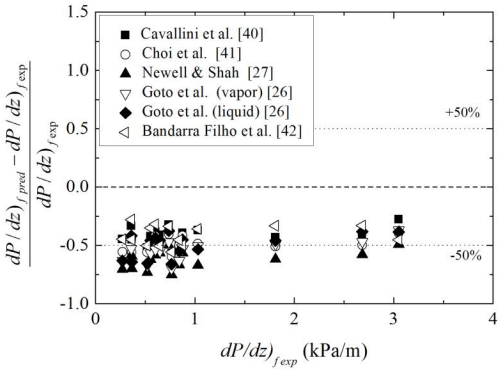

Fig. 15. Comparison of the microfin tube frictional pressure drops with predictions by existing correlations

Fig. 14에 평활관의 압력손실을 상관식[35-38]의 예측값과 비교하였다. Table 3에는 RMS 오차를 나타내었다. 이 그림은 Jung과 Radermacher[37] 상관식이 실험자료를 적절히 예측함(RMS 오차 0.25)을 보인다. 나머지 상관식은 실험자료를 과소예측한다. Fig. 15에 마이크로핀 튜브 내 압력손실 데이터와 상관식[10, 26, 34, 39-42]의 예측치를 비교하였다. Table 4에는 RMS 오차를 나타내었다. 여기서 한가지 유의할 사항은 Goto 등[26]이 두 가지 상관식(기체 기반 이상 마찰 곱셈자 ϕ_v 또는 액체 기반 이상 마찰 곱셈자 ϕ_l 적용)을 제시하였다는 점이다. Fig. 15는 모든 상관식이 실험 자료를 과소예측함을 보인다. 이는 전술하다시피 기존 상관식들이 대체로 환상류 영역의 높은 질량 유속의 데이터를 기반으로 개발되었고 R-404A 데이터의 부재 등에 기인한 것으로 판단된다. 층류와 난류 모두에 적용 가능하다고 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 낮은 질량유속 (80 kg/m2s에서 200 kg/m2s)에서 외경 9.5 mm 마이크로핀관 내 R-404A 증발 열전달 실험을 수행하였다. 실험 중 포화온도는 10°C로 유지하였다. 비교를 위해 외경 9.5 mm 평활관에 대한 실험도 수행하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 마이크로핀 튜브의 전열촉진비는 질량유속이 증가할수록, 열유속이 감소할수록 증가한다. 이러한 현상은 마이크로핀에 의한 대류 열전달의 증가와 열유속의 상대적 기여에 의한 것으로 판단된다.

(2) 실험 범위에서 마이크로핀관의 마찰손실이 평활관의 마찰손실보다 다소 크다 (최대 28%).

(3) 기존 상관식은 저유량 R-404A 열전달계수 및 압력손실을 적절히 예측하지 못하는데 이는 본 실험 범위가 기존 상관식의 범위 밖에 있기 때문으로 판단된다.

References

[1] R. L. Webb, N.-H. Kim, Principles of Enhanced Heat Transfer, 2nd ed., Taylor and Francis Pub., 2005.

[2] S. Laohalertdecha, A. S. Dalkilic, S. Wongwises, "A Review on Heat Transfer Performance and Pressure Drop Characteristics of Various Enhanced Tubes," *Int. J. Air-Cond. Refrig.,* vol. 20, no. 4, 230003, 2012.

[3] J. R. Thome, "Boiling of New Refrigerants: A State-of-the-Art Review," *Int. J. Refrig.,* vol. 19, no. 7, pp. 435-457, 1996.
DOI: https://doi.org/10.1016/S0140-7007(96)00004-7

[4] K. Fujie, N. Itoh, H. Kimura, N. Nakayama, T. Yanugidi, Heat Transfer Pipe, US Patent 4044479, assigned to Hitachi Ltd., 1977.

[5] Y. Shinohara, M. Tobe, "Development of an Improved Thermofin Tube," Hitachi Cable Review, vol. 4, pp. 47-50, 1985.

[6] K. Yasuda, K. Ohizumi, M. Hori, O. Kawamata, "Development of Condensing Thermofin HEX-C Tube," Hitachi Cable Review, vol. 9, pp. 27-30, 1990.

[7] T. Tsuchida, K. Yasuda, M. Hori, T. Otani, "Internal Heat Transfer Characteristics and Workability of Narrow Thermofin Tubes," Hitachi Cable Review, vol. 12, pp. 97-100, 1993.

[8] L. J. Hamilton, M. A. Kedzierski, M. P. Kaul, "Horizontal Convective Boiling of Pure and Mixed Refrigerants Within a Micro-Fin Tube," *J. Enhanced Heat Transfer,* vol. 15, no. 3, pp. 211-226, 2008.
DOI: https://doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v15.i3.30

[9] Y. Kim, K. Seo, J. T. Chung, "Evaporation Heat Transfer Characteristics of R-410A in 7.0 and 9.52 mm Smooth/Microfin Tubes," *Int. J. Refrig.,* vol. 25, pp. 716-730, 2002.
DOI: https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00070-6

[10] J. T. Kwon, S. K. Park, M. H. Kim, "Enhanced Effect of a Horizontal Microfin Tube for Condensation Heat Transfer with R-22 and R-410A," *J. Enhanced Heat Transfer,* Vol. 7, pp. 97-107, 2000.
DOI: https://doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.v7.i2.30

[11] A. Padovan, D. Del Col, L. Rossetto, "Experimental Study on Flow Boiling of R134a and R410A in a Horizontal Microfin Tube at High Saturation Temperatures," Applied Thermal Engineering, vol. 31,

pp. 2814-3826, 2001.

[12] H. Hu, G. Ding, K. Wang, "Heat Transfer Characteristics of R410A-Oil Mixture Flow Boiling Inside a 7mm Straight Microfin Tube, *Int. J. Refrig.,* vol. 31, pp. 1081-1093, 2008.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.12.004

[13] S. M. Sami, D. E. Desjardins, "Prediction of Convective Boiling Characteristics of Alternative to R-502 Inside Air/Refrigerant Enhanced Surface Tubing," *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, pp. 579-593, 2000.
DOI: https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00044-7

[14] N.-H. Kim, Personal Communication with Icetro Inc., 2017.

[15] N.-H. Kim, H.-W. Byun, J.-W. Lee, "Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of R-410A in Three 7.0 mm Outer Diameter Microfin Tubes Having Different Inside Geometries," *J. Enhanced Heat Transfer,* vol. 20, no. 3, 235-250, 2013.
DOI: https://doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.2013007609

[16] E. E. Wilson, "A Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus," Trans. ASME, vol. 37, pp. 47-70, 1915.

[17] S. J. Kline, F. A. McClintock, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," Mechanical Engineering, vol. 75, pp. 3-9, 1953.

[18] M. M. Shah, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer: Equations and Further Study," ASHRAE Trans, vol. 88, Pt. 1, pp. 185-196, 1982.

[19] S. G. Kandlikar, "A General Correlation for Two-Phase Boiling Heat Transfer Coefficient Inside Horizontal and Vertical Tubes," *J. Heat Transfer,* vol. 112, pp. 219-228, 1990.
DOI: https://doi.org/10.1115/1.2910348

[20] K. E. Gungor, R. H. S. Winterton, "Simplified General Correlations for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data," Can. *J. Chem. Eng.,* vol. 65, no. 1, pp. 148 – 156, 1987.

[21] L. Wojtan, T. Ursenbacher, J. R. Thome, "Investigation of Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part II – Development of New Heat Transfer Model for Stratified-Wavy, Dryout and Mist Flow Regimes," *Int. J. Heat Mass Transfer,* vol. 48, pp. 2970-2985, 2005.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.013

[22] L. Doretti, C. Zilio, S. Mancin, A. Cavallini, "Condensation Flow Patterns Inside Plain and Microfin Tubes: A Review," *Int. J. Refrig.,* vol. 36, pp. 567-587, 2013.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.021

[23] S. Koyama, J. Yu, S. Momoki, T. Fujii, H. Honda, "Forced Convective Flow Boiling Heat Transfer of Pure Refrigerants Inside a Horizontal Microfin Tube," Proc. of Engineering Foundation Conference on Convective Flow Boiling, ASME, Banff, Canada, 1995.

[24] O. Kido, M. Taniguchi, T. Taira, H. Uehara, "Evaporation Heat Transfer of HCFC22 Inside an Internally Grooved Horizontal Tube," *Proc. of ASME/JSME Thermal Engineering Conference*, vol. 2, pp. 323-330, 1995.

[25] J. R. Thome, N. Kattan, D. Favrat, "Evaporation in micro-fin tubes: A generalized prediction model," Proc. of Convective Flow and Pool Boiling Conf., Kloster Irsee, Paper VII-4, 1977.

[26] M. Goto, N. Inoue, N. Ishiwatari, "Condensation and Evaporation Heat Transfer of R-410A Inside Internally Grooved Horizontal Tubes," *Int. J. Refrig.,* vol. 24, pp. 628-638, 2001.
DOI: https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00087-6

[27] T. A. Newell, R. K. Shah, "An Assessment of Refrigerant Heat Transfer, Pressure Drop and Void Fraction Effects in Microfin Tubes," *Int. J. HVAC&R,* vol. 7, no. 2, pp. 125-153, 2001.
DOI: https://doi.org/10.1080/10789669.2001.10391267

[28] R. Yun, Y. Kim, K. Seo, H. Y. Kim, "A Generalized Correlation for Evaporation Heat Transfer of Refrigerants in Microfin Tubes," *Int. J. Heat Mass Transfer,* vol. 45, pp. 2003-2010, 2002.
DOI: https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00321-0

[29] L. M. Chamra, P. J. Mago, "Modeling of Evaporation Heat Transfer of Pure Refrigerants and Refrigerant Mixtures in Microfin Tubes," Proc. of Institution on Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science,* vol. 221, pp. 443-454, 2007.
DOI: https://doi.org/10.1243/0954406JMES131

[30] J. G. Collier, J. R. Thome, Convective Boiling and Condensation, 3rd ed., Oxford University Press, 1994.

[31] S. M. Zivi, "Estimation of Steady-State Steam Void Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production," *J. Heat Transfer,* vol. 68, pp. 247-252, 1964.
DOI: https://doi.org/10.1115/1.3687113

[32] S. L. Smith, "Void Fraction in Two-Phase Flow: A Correlation Based Upon an Equal Velocity Head Model," Inst. Mech. Eng., vol. 184, pp. 647-657, 1969-1970.
DOI: https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1969_184_051_02

[33] Z. Rouhani, E. Axelsson, "Calculation of Void Volume Fraction in the Subcooled and Quality Boiling Regions," *Int. J. Heat Mass Trans.,* vol. 13, pp. 383-393, 1970.
DOI: https://doi.org/10.1016/0017-9310(70)90114-6

[34] T. A. Newell, R. K. Shah, "An Assessment of Refrigerant Heat Transfer, Pressure Drop and Void Fraction Effects in Microfin Tubes, *Int. J. HVAC&R Research,* vol. 7, no. 2, pp. 125-153, 2001.
DOI: https://doi.org/10.1080/10789669.2001.10391267

[35] L. Friedel, "Improved Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow," *3R Int.*, vol. 18, pp. 485-492, 1979.

[36] H. Muller-Steinhagen, K. Heck, "A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes," *Chem. Eng. Processing*, vol. 20, pp. 297-308, 1986.
DOI: https://doi.org/10.1016/0255-2701(86)80008-3

[37] D. Jung, R. Radermacher, "Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants," *Int. J. Heat Mass Transfer,* vol. 32, no. 12, pp. 2435-2446, 1989.
DOI: https://doi.org/10.1016/0017-9310(89)90203-2

[38] J. Moreno Quiben, J. R. Thome, "Flow Pattern Based Two-Phase Frictional Pressure Drop Model for

Horizontal Tubes, Part II: New Phenomenological Model," *Int. J. Heat Fluid Flow,* vol. 28, pp. 1060-1072, 2007.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2007.01.004

[39] C. S. Kuo, C. C. Wang, "Horizontal Flow Boiling of R22 and R407C in a 9.52 mm Micro-Fin Tube," *Applied Thermal Eng.*, vol. 16, no. 8, pp. 719-731, 1996.
DOI: https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00076-3

[40] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, G. A. Longo, L. Rossetto, "Pressure Drop During Condensation and Vaporization of Refrigerants Inside Enhanced Tubes," Heat and Technology, vol. 15, no. 1, pp. 3-10, 1997.

[41] J. Y. Choi, M. A. Kedzierski, P. A. Domanski, "Generalized Pressure Drop Correlation for Evaporation and Condensation in Smooth and Microfin Tubes," Proc. of IIF-IIR Commission B1, Paderborn, Germany, B4, pp. 9-16, 2001.

[42] E. P. Bandarra Filho, J. M. Saiz Jabardo, P. E. Lopez Barbieri, "Convective Boiling Pressure Drop of Refrigerant R-134a in Horizontal Smooth and Microfin Tubes", *Int. J. Refrig,* vol. 27, pp. 895-903, 2004.
DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.04.014

김 내 현(Nae-Hyun Kim) **[정회원]**

- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>
열전달, 공기조화 및 내용