

내경 6 mm 평관과 마이크로 핀관 내에서 R22 대체냉매의 흐름응축 열전달계수

박 기 호, 서 영 호, 박 기 정, 정 동 수*†

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of R22 Alternative Refrigerants in Plain and Microfin Tubes of 6.0 mm Inside Diameter

Ki-Ho Park, Young-Ho Seo, Ki-Jung Park, Dongsoo Jung*†

Graduate School of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received January 30, 2004; revision received March 17, 2004)

ABSTRACT: Flow condensation heat transfer coefficients (HTCs) of R22, R134a, R407C, and R410A were measured on horizontal plain and microfin tubes. The experimental apparatus was composed of three main parts; a refrigerant loop, a water loop and a water/glycol loop. The test section in the refrigerant loop was made of both a plain and a microfin copper tube of 6.0~6.16 mm inside diameter and 1.0 m length. Refrigerants were cooled by passing cold water through an annulus surrounding the test section. Tests were performed at a fixed refrigerant saturation temperature of 40°C with mass fluxes of 100, 200, and 300 kg/m²s. Test results showed that at similar mass flux the flow condensation HTCs of R134a were similar to those of R22 for both plain and microfin tubes. On the other hand, HTCs of R407C were lower than those of R22 by 4~16% and 16~42% for plain and microfin tubes respectively. And HTCs of R410A were similar to those of R22 for a plain tube but lower than those of R22 by 3~9% for a microfin tube. Heat transfer enhancement factors of a microfin tube were 1.3~1.9.

Key words: Flow condensation(흐름응축), Heat transfer coefficients(열전달계수), Microfin tube(마이크로 핀관), Heat transfer enhancement factor(열전달 촉진계수)

기 호 설 명

C_p : 비열 [kJ/kgK]

D : 관 내경 [m]

G : 질량유속 [kg/m²s]

h : 열전달계수 [W/m²K]

k : 열전도도 [W/mK]

Pr : 프란틀 수

Re : 레이놀즈 수

T : 온도 [K or °C]

x : 건도

그리스 문자

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-863-2270

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

μ : 점성계수 [Pa·s]

ϕ : 액체 물성치 조함

하첨자

- avg : 평균치
- cal : 계산치
- exp : 실험치
- l : 액체

1. 서 론

현재 전 세계적으로 가정용 공조기의 수요가 빠르게 늘어나고 있고 이에 따라 여름철 에너지 사용량도 증가하고 있다. 가정용 공조기는 대개 전기로 압축기를 구동하여 냉동효과를 얻는 증기 압축식으로 구동되며 이로 인해 지구온난화 간접효과가 발생하는데, 이는 대부분의 전기가 화석 연료를 연소시켜 생산되고 있기 때문이다. 따라서 전 세계 모든 국가들은 지구온난화 간접효과를 줄이기 위해 에너지효율이 높은 기기를 개발하려 하고 있다. 공조기의 경우 에너지효율을 높일 수 있는 방안 중 하나는 증발기나 응축기의 효율을 높이는 것인데, 궁극적으로 이런 효과를 얻으려면 공조기 내에서 일어나는 흐름비등과 흐름응축 현상을 규명하는 일이 필요하다. 특별히 응축기는 압축기 토출부의 압력을 결정해 주는 중요한 요소로서 지금까지는 외경이 9.5mm, 내경이 8.8mm 정도의 동관을 열전달관으로 많이 사용해 왔다. 그러나 최근에는 에너지효율 증대를 이루고 충전량을 줄이기 위해서 내경을 6mm 정도로 줄여서 제품을 만들려는 기업들이 늘어나고 있다. 그럼에도 불구하고 내경이 6mm인 관에 대한 흐름응축 열전달계수는 거의 보고된 바가 없으며 따라서 이런 관에서의 응축 열전달 성능을 규명하여 내경이 큰 관과의 차이를 살펴볼 필요가 있고 가능하다면 기존의 상관식들과 측정 데이터를 비교해서 업체에 제시할 필요가 있다.

지금까지 상업용 및 가정용 공조기에서 널리 사용되어 온 R22는 현재 오존층 붕괴와 지구온난화 등의 환경문제로 인해 몬트리올의정서에서 규제대상 물질로 확정되었고,⁽¹⁾ 유럽의 경우에는 이미 새로운 기기에는 R22를 충전할 수 없는 실정이다. 따라서 R22를 대체할 수 있는 냉매로 검토되고 있는 R134a, R407C, R410A 등의 냉매들에 대해 동일한 실험장치 및 방법에 의해 데이터를 측정하고 이를 바탕으로 열전달 성능을 평가

할 필요가 있다.

이에 본 연구에서는 내경 6~6.16mm의 구리로 된 평관과 마이크로 핀관을 사용하여 R22와 그 대체냉매로 검토되고 있는 R134a, R407C, R410A의 흐름응축 열전달계수를 측정하고, 지금까지 문헌에 나와 있는 주요한 상관식들과 비교해서 업체가 제품을 설계할 때 필요한 데이터를 제공하고자 한다. 할로카본 냉매의 응축현상에 대한 전반적인 추세와 데이터, 연구방향 등에 대해서는 1997년에 Thome가 작성한 훌륭한 보고서를 참고하기 바란다.⁽²⁾

2002년도에 Kim et al.⁽³⁾은 내경이 8.8mm인 응축관을 사용하여 일곱 가지 순수냉매의 흐름응축 열전달계수를 측정하였고, 같은 해에 Cho et al.⁽⁴⁾은 동일한 실험장치를 사용하여 R22, R134a, R407C, R410A의 데이터를 취해 보고한 바 있다. 본 연구는 이런 연구들의 후속연구이며, 여기서는 실험 튜브만을 바꾸고 동일한 실험장치와 실험방법을 적용하여 데이터를 취하였다.

이에 본 논문의 실험장치 기술부분에서는 실험을 위해 필요한 사항들만을 언급하려 한다. 좀더 자세한 사항은 Kim et al.⁽³⁾의 논문을 참조하기 바란다.

2. 실험장치 및 실험방법

Fig. 1은 2차 유체냉각 흐름응축 열전달 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 냉매 순환부, 물 순환부, 물-에틸렌글리콜 순환부의 세 부분으로 구성하였다.

본 연구에서는 성질이 다른 여러 종류의 물질을 냉매로 사용하므로 작동유체의 성질과 상관없

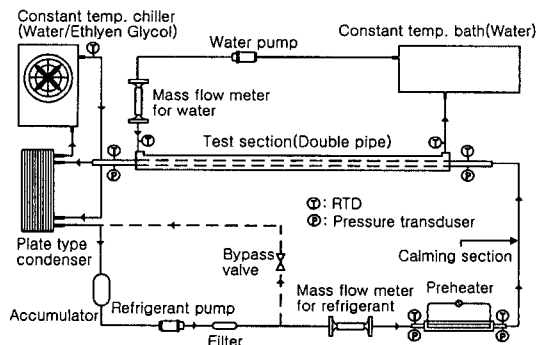


Fig. 1 Schematic diagram of test apparatus.

이 유량을 정확하게 측정할 수 있는 정밀 유량계를 사용하였다. 예열기는 외경 15.88 mm, 길이 8 m의 동관 안에 직경 8 mm의 씨즈히터(Sheath heater)를 넣어 최대 9 kW를 공급하도록 만들었고 가변전원 공급장치를 사용하여 예열기의 열량을 조절하였다. 예열기 뒤에는 약 4 m 정도의 단열된 관을 설치하여 냉매가 단열된 상태에서 흐르면서 평형상태를 이룬 뒤 시험부에 들어가게 하였다.

주시험부는 이중관 열교환기 형태이며 내관은 외경 7.00 mm의 열전달 측정 동관으로, 외관은 외경 19.05 mm의 동관으로 구성하였으며 내관에는 냉매가, 내관과 외관 사이의 환상공간에는 물이 흐르게 하여 대향류 열교환이 일어나게 하였다. 실제 열교환이 일어나는 주시험부의 길이는 1.0 m이며 냉매의 입구에서부터 각각 0.25 m, 0.5 m, 0.75 m되는 곳에 예폭시를 사용하여 내관의 외부 표면에 T-type(구리-콘스탄탄) 열전대를 접착시켜 벽면온도를 직접 측정하였다.

냉매와 물의 온도를 측정하기 위해 정밀도가 0.01 °C인 RTD 정밀 온도계를 사용하였고 압력은 정밀 압력계로 측정하였으며 주시험부 양단의 압력강하를 측정하기 위해 정밀 차압계를 사용하였다. 그리고 압력, 유량, 전력 등의 모든 신호는 컴퓨터를 이용하여 데이터 수록장치에서 수집하였다. 자세한 사항은 Kim et al.⁽³⁾의 논문을 참조하기 바란다.

Table 1은 평관과 마이크로 핀관의 제원을 보여준다. 본 연구에서는 응축온도를 40 ± 0.2 °C로, 평균 열유속을 약 7.3~7.7 kW/m²으로 고정한 상태에서 질량유속을 100, 200, 300 kg/m²s으로 변화시켜 가며 실험을 수행하였다. 열전달계수 측정에 따른 실험오차는 Kline and McClintock⁽⁵⁾이

제안한 방법을 사용하여 예측하였으며 평관의 경우 4.0%, 마이크로 핀관의 경우 7.0% 정도로 나타났다.

3. 결과 및 고찰

3.1 동일조건에서 여러 냉매의 열전달계수 비교

Figs. 2~4와 Figs. 5~7은 평관 및 마이크로 핀관을 사용하여 질량유속 100, 200, 300 kg/m²s에서 측정한 냉매들의 국부 열전달계수를 보여준다. 평관의 경우 질량유속이 100 kg/m²s일 때 R22, R134a와 R410A의 열전달계수는 10% 이내에서 서로 일치하였다. 그러나 R407C의 열전달계수는 다른 냉매들에 비해 4~16% 정도 낮은 것으로 나타났다. 한편 질량유속이 200 kg/m²s일 때 R22와 R134a의 열전달계수는 서로 비슷했고, R410A의 열전달계수는 R22에 비해 7.0% 높게 나타났으며, R407C의 열전달계수는 R22에 비해 8.8% 낮게 나타났다. 질량유속이 300 kg/m²s일 때 R134a와 R410A의 열전달계수는 R22에 비해 9~10% 높게, R407C의 열전달계수는 R22에 비해 4.5% 정도 낮게 나타났다.

평관의 경우 모든 냉매에 대해 흐름응축 열전달계수는 건도에 직접 비례하는 경향을 보였는데 이를 통해 관 내부에서 환상유동이나 거의 환상유동에 가까운 유동이 발생함을 알 수 있다.⁽³⁾ 환상유동에서 건도와 질량유속, 그리고 관의 내경이 일정할 때 열전달계수는 보통 단상 액체유동시 사용되는 Dittus-Boelter 방정식, 즉 식(1)의 액체 물성치 조합인 $\Phi = (Cp/\mu)^{0.4} \cdot k^{0.6}$ 에 비례하며 또 어느 정도는 표면장력과 액체의 밀도에도 비례하는데 이는 표면장력과 액체의 밀도가 크면 표면에서 액막이 고루 분포되어 얇아지고 또 관의 상부에서 쉽게 떨어지기 때문이다.

Table 1 Specifications of test tubes

Components	Symbol	Plain	Micro-fin
Outside diameter	O.D.(mm)	7.00	7.00
Inside diameter	I.D.(mm)	6.00	6.16
Average thickness	Th(mm)	0.50	0.32
Bottom wall thickness	t(mm)	-	0.27
Depth of Micro-fin	H(mm)	-	0.15
Inclination angle	β (°)	-	18
Number of Micro-fin	n	-	60
Fin angle	ν (°)	-	53

$$h_l = 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \left(\frac{k_l}{D} \right) \quad (1)$$

$$\text{Re}_l = \frac{GD(1-x)}{\mu_l} \quad (2)$$

$$\text{Pr}_l = \frac{\mu_l C p_l}{k_l} \quad (3)$$

Cho et al.⁽⁴⁾은 액체 물성치 조합과 각각의 물

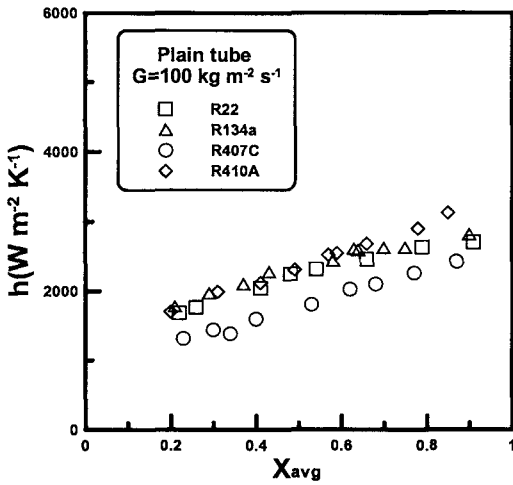


Fig. 2 Comparison of HTC's at 100 kg/m²s in a plain tube.

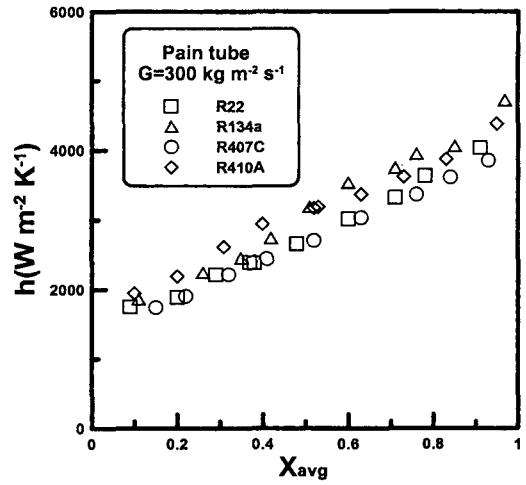


Fig. 4 Comparison of HTC's at 300 kg/m²s in a plain tube.

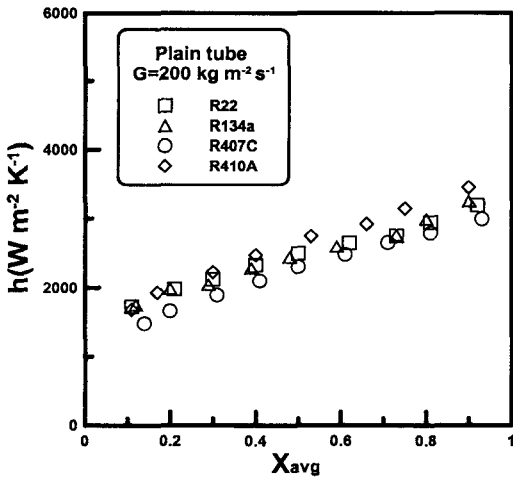


Fig. 3 Comparison of HTC's at 200 kg/m²s in a plain tube.

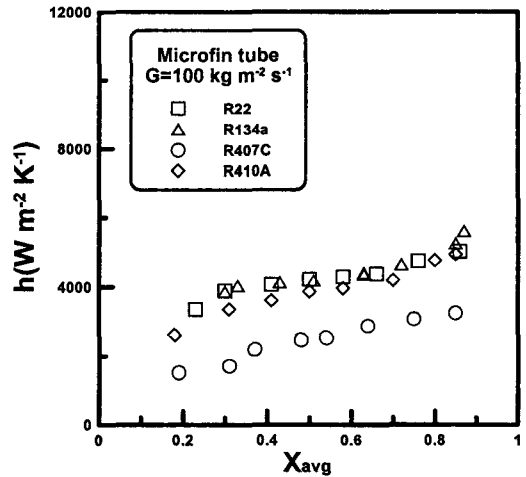


Fig. 5 Comparison of HTC's at 100 kg/m²s in a microfin tube.

성치의 영향에 대해 살펴보았다. 물성치 데이터를 이용하여 ϕ 를 구해 보면 R134a의 ϕ 는 R22와 거의 같으며 표면장력과 액체의 밀도 역시 거의 비슷하다. 따라서 R22와 R134a의 열전달계수는 거의 비슷할 것으로 예측되며 본 연구에서 취한 데이터는 이를 증명한다. 한편 R407C의 ϕ 는 R22에 비해 16% 정도 크지만 표면장력과 액체의 밀도가 각각 20%와 5% 정도 작으므로 ϕ 값이 크기 때문에 얻을 수 있는 효과가 상쇄된다. 더욱이 비공비 혼합냉매의 경우에는 증기압이 높은 냉매가

불응축가스와 같은 역할을 하면서 질량전달저항으로 작용하여 열전달을 방해한다.⁽⁶⁾ 이런 요소들이 복합적으로 작용하여 R407의 경우에는 R22보다 전반적으로 열전달계수가 낮은 것으로 사료된다.

끝으로 R410A의 ϕ 는 R22에 비해 무려 44%나 크지만 동시에 표면장력과 액체의 밀도 또한 각각 50%와 13% 작으므로 ϕ 값이 크기 때문에 예상되는 열전달 증대효과가 상쇄된다. 한편 R410A는 거의 공비혼합물이므로 질량전달저항은 무시해도 되며 따라서 R410A의 열전달계수는 R22와

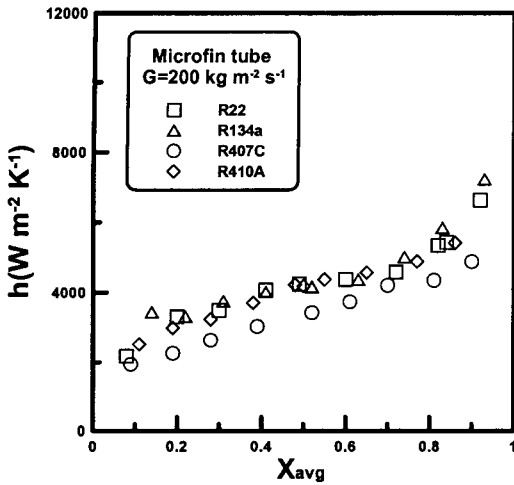


Fig. 6 Comparison of HTC's at 200 kg/m²s in a microfin tube.

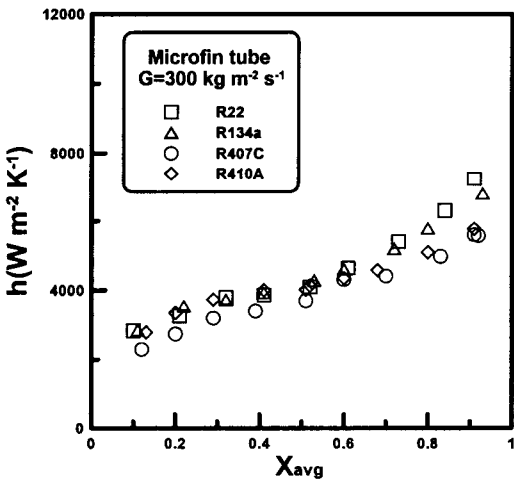


Fig. 7 Comparison of HTC's at 300 kg/m²s in a microfin tube.

비슷한 것으로 생각된다.

마이크로 핀관을 사용한 경우 질량유속이 100, 200 kg/m²s일 때 R134a의 열전달계수는 R22보다 6~7% 정도 높게 나타났고, 300 kg/m²s일 때는 2% 정도 낮게 나타내서 전반적으로 R22와 비슷한 추세를 보였다. 반면에 R407C의 열전달계수는 R22와 비교하여 16~42% 정도 낮았고, R410A의 열전달계수는 R22에 비해 3~9% 정도 낮았다.

마이크로 핀관의 경우에는 특별히 표면장력과 액체의 밀도가 평관의 경우보다 더 중요한 역할

을 하는데, 이는 관 표면에 미세 홈이 파여 있으므로 핀 팁에서의 응축막 두께에 따라 열전달계수가 크게 달라질 수 있기 때문이다. R134a의 경우에는 ϕ 값과 다른 물성치가 R22와 비슷하므로 마이크로 핀관의 열전달계수 역시 R22와 비슷할 것으로 예측되며 실제 실험결과는 이를 증명한다. 그런데 R410A는 표면장력과 밀도가 작으므로 R22에 비해 상대적으로 핀 팁에서 응축막이 두껍게 형성되고 관의 상반부의 미세 홈에 응축액이 더 많이 고이게 되며, 그 결과 평관에서와는 달리 마이크로 핀관에서는 열전달계수가 R22에 비해 낮게 됨을 알 수 있다. R407C 역시 표면장력과 밀도가 작으므로 핀 팁과 미세 홈에서 비슷한 현상이 발생할 것으로 예측되며 여기에다 질량전달저항이 열전달을 방해하므로 평관에서의 R22 대비 열전달계수 감소폭보다 마이크로 핀관에서의 감소폭이 증가함을 알 수 있다. 근본적으로 R407C와 R410A의 문제를 해결하려면 각각에 알맞은 핀 설계를 해서 핀 팁과 미세 홈에서 응축막이 얇게 되며 응축액이 고이지 않게 해야 할 것이다.

Fig. 8과 Fig. 9는 평관 및 마이크로 핀관에서 얻은 여러 냉매 열전달계수를 건도에 대해 적분하여 얻은 평균 열전달계수를 질량유속의 함수로 보여준다. 이 그림들에서는 내경의 변화에 따른 열전달계수 변화를 살펴보기 위해 Cho et al.⁽⁴⁾이 내경 8.82 mm 관에서 취한 데이터도 함께 제시했다. 평관의 경우에는 질량유속의 증가에 따라 열전달계수가 증가하는 경향이 모든 냉매에 대해 뚜렷했으나 마이크로 핀관의 경우에는 R407C를 제외하고는 질량유속의 증가에 따라 열전달계수가 증가하는 폭이 그리 크지 않았다. 이는 순수 냉매와 R410A 같은 근공비 혼합냉매의 경우 질량유속이 낮아도 이미 핀에 의한 면적 증가와 난류강도 증가로 인한 열전달계수 증가가 포화상태에 다다르기 때문으로 생각된다.⁽⁷⁾ 반면에 R407C의 경우는 건도뿐만 아니라 질량유속의 증가에 따라서도 열전달계수가 증가하였다. 특히 R407C의 경우 저유량에서 열전달계수가 상대적으로 낮은데, 이는 앞서서도 언급한 대로 질량전달저항이 작음하고 또한 표면장력과 액체의 밀도가 낮아서 열전달이 크게 방해받기 때문으로 사료된다. 평관의 경우에는 Fig. 8이 보여주는 바와 같이 내경이 줄어들어서 동일조건에서 열전달계수가 조금 증가함을 알 수 있다.

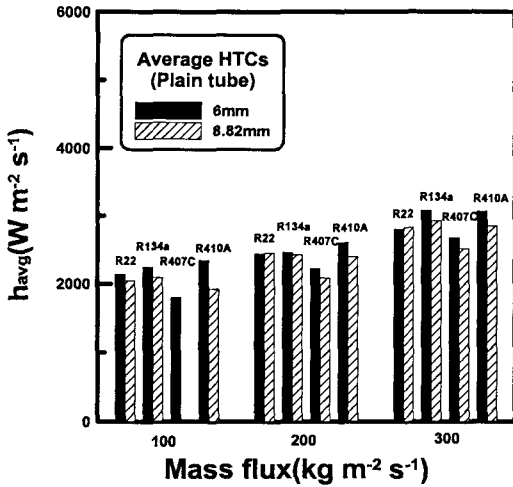


Fig. 8 Comparison of average HTC in a plain tube.

이것은 Dittus-Boelter 방정식, 즉 식(1)을 통해 열전달계수가 $D^{-0.2}$ 에 비례하기 때문이다. 그러므로 내경이 8.82 mm에서 6.0 mm로 줄어들면 열전달계수가 8% 정도 늘어날 것으로 예측되는데, 실제로 Fig. 8의 데이터들은 이를 입증한다. 한편 마이크로 핀관의 경우에는 평관과 전혀 다른 결과를 보였다. Fig. 9가 보여주듯이 내경이 줄어들 때 따라 열전달계수는 오히려 30% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 본 실험에서 사용한 마이크로 핀관의 나선각, 핀수, 핀각도 등은 8.82 mm 내경의 평관과 동일한데 아마 이런 체원들이 8.82 mm에 최적화되었기 때문에 이런 현상이 발생한 것으로 판단된다.

즉, 마이크로 핀관에서 열전달 증진을 일으키는 데 있어서 중요한 요인 중 하나인 스웰링 효과

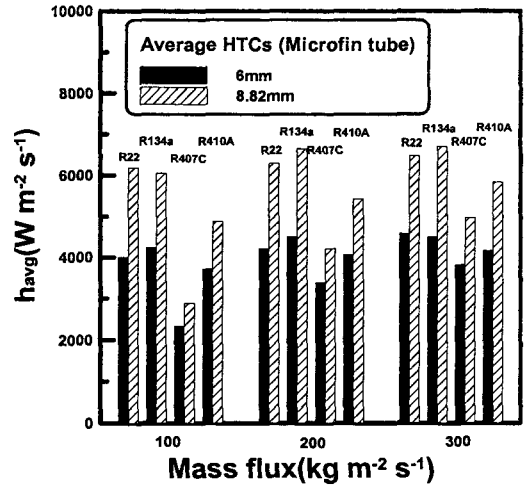


Fig. 9 Comparison of average HTC in a microfin tube.

가 6.16 mm 내경의 핀관에서 최적화되지 않아 내경이 줄어들 때 오히려 열전달계수가 감소한 것으로 판단된다.

3.2 타 연구자들의 상관식과 평관 데이터 비교

Table 2와 Fig. 10은 본 실험에서 얻은 평관 데이터를 Akers and Rosson,⁽⁸⁾ Soliman et al.,⁽⁹⁾ Traviss et al.,⁽¹⁰⁾ Cavallini and Zecchin,⁽¹¹⁾ Shah,⁽¹²⁾ Tandon et al.,^(13,14) Dobson and Chato,⁽¹⁵⁾ Kim et al.⁽³⁾의 상관식과 비교한 결과를 보여준다. 각각의 상관식들은 절대평균오차(Mean deviation) 20% 내외에서 모든 냉매의 열전달계수를 예측하였다. 그중에서 Kim et al.⁽³⁾의 상관식은 평균오차(Average deviation) 1.5%, 절대평

Table 2 Deviations of various correlations against the present data

Fluid	Akers & Rosson		Soliman et al.		Traviss et al.		Cavallini & Zecchin		Shah		Tandon et al.		Dobson & Chato		Kim et al.	
	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean
R22	-1.8	10.7	-27.7	29.2	-1.0	21.4	2.4	22.0	-9.2	19.8	4.3	6.2	-2.9	22.4	-6.8	11.1
R134a	-3.6	11.8	-25.7	27.4	-4.5	20.1	-1.2	20.7	-12.7	18.5	3.9	7.3	-3.3	21.7	-7.0	10.7
R407C	18.1	20.3	-11.7	18.9	19.0	23.4	22.4	25.1	9.1	17.9	20.6	20.6	16.8	21.9	14.3	14.3
R410A	2.1	12.8	-20.0	24.0	10.0	24.5	13.8	27.2	1.6	20.4	0.5	7.2	6.2	23.1	6.5	10.3
All	3.6	13.8	-21.4	24.9	5.7	22.3	9.2	23.7	-3.0	19.2	7.3	10.3	4.1	22.3	1.5	11.6

$$\text{Average deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right] \quad \text{Mean deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{ABS} \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right]$$

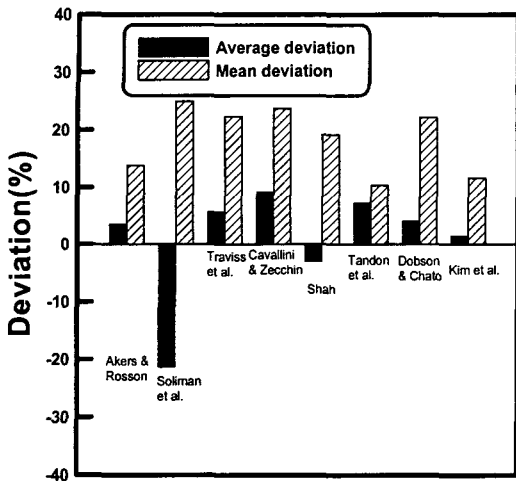


Fig. 10 Deviations of various correlations against the present data.

균오차 11.6%로 실험치를 가장 잘 예측하였다. 따라서 Kim et al.⁽³⁾의 상관식을 사용하면 내경이 6 mm인 평판에서의 흐름응축 열전달계수를 비교적 잘 예측할 수 있을 것으로 사료된다.

3.3 열전달 촉진계수

열전달 촉진계수란 열전달 촉진관의 열전달계수가 평관에 비해 얼마나 높은가를 보여주는 계수로 마이크로 핀관의 열전달계수를 동일한 조건에서 취한 평관의 열전달계수로 나눈 값이다.

Table 3은 질량유속에 따른 여러 냉매의 열전달 촉진계수를 나타낸다. 이 표를 통해 전체적으로 질량유속이 증가함에 따라 열전달 촉진계수가 감소하는 것을 알 수 있는데, 이는 관 안의 유동형태와 밀접한 관련이 있다. 유량이 작을 경우 평판에서는 환상유동의 경우에도 대부분의 영역에서 관 하부에 상대적으로 액막이 두껍게 형성되지만 마이크로 핀판에서는 나선각을 지닌 핀들로 인해 기액 경계면에 작용하는 전단력이 관의 길

Table 3 Heat transfer enhancement factors

G	R22	R134a	R407C	R410A
100	1.87	1.89	1.30	1.59
200	1.73	1.83	1.52	1.55
300	1.63	1.46	1.42	1.36

Mass flux G is in kg/m²s.

이방향뿐만 아니라 원주방향으로도 작용하여 하단부에 고여 흘러가는 액체를 상단부로 넘쳐 흘러가게 유도한다. 따라서 액체가 관의 원주방향으로 고르게 분포하게 하여 원주방향으로 액막의 두께가 전체적으로 얇아지고 결국 열저항이 감소되어 열전달이 향상된다. 또한 핀에 의한 난류강도의 증가와 열전달 면적의 증가로 인해 열전달이 향상되므로 열전달 촉진계수가 비교적 높게 나타났다. 반면에 고유량에서는 빠른 유속에 의해 이미 환상유동이 형성된 상태이기 때문에 유동형태의 변화에 따른 열전달 향상효과는 적으며 단지 난류강도의 증가와 열전달 면적의 증가에 따른 열전달 향상효과만 나타나므로 열전달 촉진계수가 비교적 낮은 것으로 사료된다. 한편 순수 냉매인 R22, R134a의 열전달 촉진계수가 혼합냉매인 R407C, R410A보다 높게 나타나므로 순수 냉매 적용시 마이크로 핀관의 효과를 더욱 크게 기대할 수 있었는데, 아마도 이런 현상이 나타난 이유 중 하나는 본 실험에서 사용한 마이크로 핀관이 R22 등의 순수냉매에 적합하게 설계되었기 때문으로 사료된다. 끝으로 열전달 촉진계수 역시 내경이 8.82 mm에서 6.0 mm로 줄어들며 따라 30~40% 정도 감소하는 것으로 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 내경 6.0 mm의 평판과 마이크로 핀판을 사용하여 R22와 이를 대체할 수 있는 R134a, R407C와 R410A의 흐름응축 열전달계수를 측정하였다. 모든 실험은 응축온도를 40±0.2 °C로, 평균 열유속을 7.3~7.7 kW/m²으로 고정된 상태에서 질량유속을 100, 200, 300 kg/m²s으로 변화시켜 가며 수행하였으며, 실험결과를 분석해서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 평판에서 R134a와 R410A의 평균 열전달계수는 R22보다 최대 10% 높게, R407C의 평균 열전달계수는 R22보다 최대 16% 낮게 나타났다.

(2) 마이크로 핀판에서 R134a의 평균 열전달계수는 R22와 비슷하였고 R407C의 평균 열전달계수는 R22에 비해 16~42% 정도 낮았으며 R410A의 평균 열전달계수는 R22에 비해 3~9% 정도 낮았다.

(3) 동일조건에서 평판의 경우에는 내경이 줄어들며 따라 열전달계수가 소폭 증가했으나 마이

크로 핀관의 경우에는 30% 정도 감소하는 것으로 나타났다.

(4) 대부분의 흐름응축 열전달계수 예측식이 20%의 절대평균오차 내에서 모든 냉매의 열전달계수를 예측했으며 Kim et al.⁽³⁾의 상관식은 평균오차 1.5%, 절대평균오차 11.6%를 기록하며 평관에서의 흐름응축 열전달계수를 가장 잘 예측하였다.

(5) 마이크로 핀관을 사용하면 평관에 비해 열전달계수가 1.3~1.9배 정도 증가하였으며, 이 같은 열전달 촉진은 실험조건과 냉매에 따라 변화하였다. 한편 대부분 냉매에 대해 질량유속이 증가함에 따라 열전달 촉진계수는 감소하였다.

후 기

본 연구는 과학재단 특정기초연구(R01-2003-000-10194-0(2003))로 수행되었습니다.

참고문헌

1. United Nations Environment Programme, 1987, Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, Final Act.
2. Thome, J.R., 1997, Condensation of fluorocarbon and other refrigerants: a state-of-the-art review (ARI report), Arlington, VA, USA.
3. Kim, S. J., Song, K. H. and Jung, D., 2002, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 2, pp. 175-183.
4. Cho, Y. M., Park, K. H., Song, K. H. and Jung, D., 2002, Flow condensation heat transfer of R22, R134a, R407C, and R410A in plain and microfin tubes, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 8, pp. 656-663.
5. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, Mechanical Engineering 75, pp. 3-8.
6. Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R., 1994, Process Heat Transfer, CRC Press, pp. 599-619.
7. Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1991, Evaporation and condensation of HFC-134a and CFC-12 in a smooth and a microfin tube, ASHRAE Trans., Vol. 97, pp. 71-81.
8. Akers, W. W. and Rosson, H. F., 1960, Condensation inside a horizontal tube, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., Vol. 56, pp. 145-149.
9. Soliman, H. M., Schuster, J. R. and Berenson, P. J., 1968, A general heat transfer correlation for annular flow condensation, J. Heat Transfer, Vol. 90, pp. 167-176.
10. Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1973, Forced convection condensation in tubes: A heat transfer correlation for condenser design, ASHRAE Trans., Vol. 79, Part 1, pp. 157-165.
11. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, Proceedings of the Fifth International Heat Transfer Conference, Vol. 3, pp. 309-313.
12. Shah, M. M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.
13. Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1985, An experimental investigation of forced convection condensation during annular flow inside a horizontal tube, ASHRAE Trans (1985), pp. 343-354.
14. Tandon, T. N., Varma, H. K. and Gupta, C. P., 1995, Heat transfer during convection condensation inside horizontal tube, Int. J. of Refrigeration, Vol. 18, No. 3, pp. 210-214.
15. Dobson, M. K. and Chato, J. C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, ASME J. Heat Transfer, Vol. 120, pp. 193-213.