대한기계학회논문집(B) 제 20 권 제 5 호, pp. 1725~1734, 1996

〈논 문〉

수평 평활관과 마이크로핀 관내에서 HFC-134a의 응축 및 증발열전달 특성

이상천* · 박병덕** · 이재희*** · 한운혁***

(1995년 12월 22일 접수)

Condensation and Evaporation Heat Transfer Characteristics of HFC-134a in a Horizontal Smooth and a Micro-finned Tube

S. C. Lee, B. D. Park, J. H. Lee and W. H. Han

Key Words: Condensation Heat Transfer Coefficients (응축 열전달계수), Evaporation Heat Transfer Coefficients (증발 열전달계수), Micro-Finned Tube (마이크로핀관), Smooth Tube (평활관), Heat Transfer Enhancement Factor (전열촉진계수)

Abstract

Experimental condensation and evaporation heat transfer coefficients were measured in a horizontal smooth tube and a horizontal micro-finned tube with HFC-134a. The test sections are straight, horizontal tubes which have a 9.52mm outside diameter and about 5000mm long. The micro-finned tube had 60 fins with a height of 0.12mm and a spiral angle of 25°. The condensation test section was a double-pipe type with counter flow configuration. The evaporation test section employed an electric heating method. Enhancement factors which is defined as a ratio of the heat transfer coefficient for micro-finned tube to that for smooth tube, varied from 1.3 to 1.6 (mass flux:110~190kg/m²s) for condensation and 1.2 to 1.5 (mass flux:70~160kg/m²s) for evaporation. The experimental data of condensation and evaporation heat transfer coefficients were compared to several empirical correlations. Based on these comparisons, modified correlations of the condensation and evaporation heat transfer coefficient for both smooth and micro-finned tubes were proposed.

기 호 설 명

Cp : 정압비열 [kJ/kg · K]
D : 관 직경 [m]
EF : 전열촉진계수
G : 질량유속 [kg/m²·s]
i : 엔탈피 [kJ/kg]
h : 열전달계수 [W/m²·K]
i_{fg} : 잠열 [kJ/kg]
k : 열전도계수 [W/m·K]
L : 시험부 전구간의 길이 [m]
m : 질량유량 [kg/hr]
Q : 열전달량 [W]
q : 열유속 [W/m²]
T : 온도 [K]
X_{tt} : Lockhart-Martinelli 변수
x : 건도

*회원, 영남대학교 공과대학 기계공학과
**회원, 상주산업대학교 자동차공학과
***영남대학교 대학원 기계공학과

그리스문자

μ : 점성계수 [Pa·s]

ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

c : 냉각수

ci : 냉각수 입구

co : 냉각수 출구

e : 등가(equivalent)

l : 액상

v : 기상

i : 시험부 입구 혹은 관의 내면

o : 시험부 출구 혹은 관의 외면

r : 냉매

s : 포화상태

w : 관 외벽

무차원수

Nu : Nusselt 수 [h·D/k]

Pr : Prandtl 수 [Cp·μ/k]

Re : Reynolds 수 [G·D/μ]

1. 서 론

최근에 대체냉매와 관련된 연구는 많은 연구자들에 의해 진행되고 있으며, 특히 CFC-12의 대체냉매인 HFC-134a에 대한 연구는 열교환기 성능향상의 관점에서 활발하게 진행되고 있다. 열교환기의 성능향상을 위해서 관내에 마이크로핀이 부착된 열교환기는 양호한 열전달특성과 압력강하특성으로 인하여 각광을 받고 있다. Schlager 등[1]은 여러 가지 전열 촉진관의 열전달계수 및 압력강하에 관한 연구를 통하여 마이크로핀 관이 전열촉진관 중에서 압력강하에 비하여 전열성능 증가가 가장 우수한 것으로 결과를 발표하였다. Eckels and Pate[2]은 HFC-134a를 작동 유체로 하는 평활관과 마이크로 핀 관의 열전달 및 압력강하 특성을 연구하여, 마이크로핀 관은 평활관에 비하여 응축 열전달계수는 180%~250%, 증발 열전달계수는 150%~250% 증가하는 것으로 보고한 바 있다. 또한 Galli 등[3]은 마이크로핀의 기하학적 형태를 변화시켜 HFC-134a의 증발 열전달특성을 비교하여, 평활관에 비해 열전달계수의 증가는 마름모 형태의 경우 120%~150% 증가하고, 삼각형 형태의 경우에는 150%~190%의 증가한다고 발표하였다. 김정수 등[4]은 HFC-134a를 이용한 증발 열전달실험에서 전열 촉진관이 평활관에 비해 열전달률이 130% 증가하는 것으로 발표한 바 있으나, 김민수[5]는 2중관의 전열 촉진관을 이용한 실험에서 증발 열전달계수의 증가가 특별하게 일어나지 않는 것으로 발표하였다.

이와 같이 산업계의 중요성에 비해서 HFC-134a의 전열촉진관에 대한 응축 및 증발 열전달특성에 대한 연구는 셀 수 있을 정도로 적으며 연구자에 따라 전열성능 증가의 정도가 다르다. 따라서 본 연구에서는 HFC-134a를 사용한 평활관과 내부에 마이크로핀이 부착된 전열촉진관(마이크로핀 관)내의 응축 및 증발 열전달특성을 실험적으로 측정하여, 열전달계수의 비교에 의하여 전열촉진의 정도를 명확히 하였고, 결과분석을 통하여 HFC-134a의 관내 응축 및 증발 열전달관계식을 유도하였다.

2. 실험

2.1 실험 장치 및 방법

본 연구에서 실험장치는 시험부(응축기, 증발기), 냉매 순환부, 냉각수 순환부 및 증발기 가열부로 구성되어 있으며, 응축기 및 증발기 시험부에는 외경 9.52mm의 평활관과 마이크로핀 관을 사용하였다.

Fig. 1은 본 실험의 전체 개략도로써 평활관과 마이크로핀 관의 실험을 밸브의 개폐에 의해 순차적으로 가능하도록 설계하였다.

냉매 순환부는 냉매의 강제 순환을 위한 냉매 펌프(9), 시스템 전체의 압력을 조절하기 위한 방광형 accumulator(7), 평활관과 마이크로핀 관으로 구성되어 있는 응축기(1) 및 증발기(2)의 시험부, 펌프 입구에 냉매를 액상으로 유입하기 위한 과냉각기(11)와 수액기(12)가 펌프 입구에 설치되어 있다. 냉매의 순환에는 냉매 펌프를 사용하여 냉동유의 영향을 배제하였다. 냉각수 순환부는 시험부에서 냉매를 응축시키면서 냉각수가 얻은 열량을 냉각기(6)에서 재냉각하여 순환하는 폐회로로 구성되어 있다. 냉각수는 물-에틸렌글리콜(Water-Ethylene Glycol)을 50:50의 비율로 혼합한 브라인을 냉각기에서 최대 -15℃까지 냉각시켜 사용하였다. 냉각수는 환상의 외부관을 통해 냉매와는 대향류이다. 증발기에서 가열은 외벽의 전열선에 의해 전기적으로 가열하도록 하였으며 슬라이닥스에 의해 가열량을 조절하였다. 가열량은 전력계로 측정하였다.

1. Condenser (micro-finned & smooth tube)
2. Evaporator (micro-finned & smooth tube)
3. Pump
4. Orifice
5. Bypass valve
6. Chiller
7. Accumulator
8. Throttle valve
9. Refrigerant pump
10. Turbine flowmeter
11. After-Condenser
12. Receiver tank

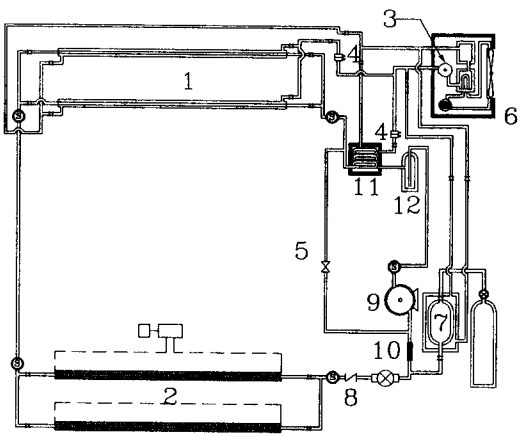

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

냉매의 유량을 조절하기 위해 바이패스 밸브(5)와 트로틀 밸브(8)를 설치하였고 펌프 출구에 터빈 유량계(10)와 오리피스를 설치하여 과냉액 상태에서 냉매의 순환 유량을 측정하였다. 응축기에서 냉각수의 유량은 오리피스(4)와 차압계를 설치하여 측정하였다. 응축기 시험부의 입구 냉매 상태는 과열 증기 상태를, 출구는 과냉 액체 상태를 유지하도록 하였으며 증발기 시험부의 입구 냉매 상태는 과냉 액체 상태를, 출구는 과열 증기 상태를 유지하도록 하였다.

본 연구에서의 실험 조건은 기존 문헌의 참조와 냉동 및 공기조화용 시제품의 응축 및 증발 압력과 유량의 범위를 참고로 채택하였다. Table 1에 본 연구에서 사용된 실험조건의 범위를 나타낸다. 응축 및 증발시험부에 사용되어진 평활관과 마이크로핀 관은 실제 냉동기용 열교환기에 사용되어지고

Table 1 Experimental condition

Parameter	Condensation	Evaporation
Pressure	0.77~0.94MPa	0.38~0.61MPa
Mass flux	110~190kg/m^2·s	70~160kg/m^2·s
Quality	0~0.93	0~0.93
Brine inlet temperature	Max. -15℃	
Working fluid	HFC-134a	

Table 2 Dimension of smooth and micro-finned tubes

Parameter	Micro-finned tube	Smooth tube
Inside diameter	8.8mm	8.32mm
Outside diameter	9.52mm	9.52mm
No. of fins	60	-
Fin height	0.12mm	-
Spiral angle	25°	-
Valley width	1.15mm	-

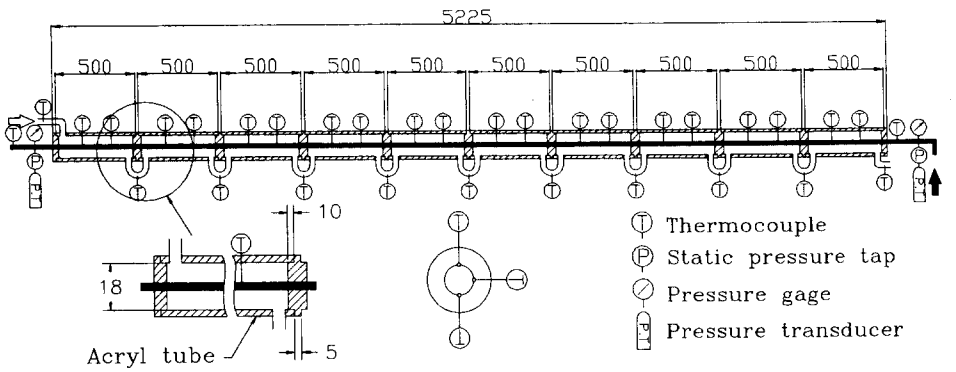

Fig. 2 (a) Detail diagram of the test section (condensation)

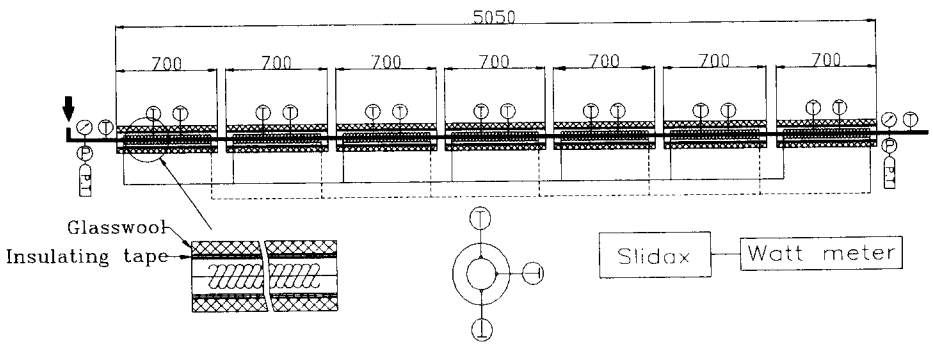

Fig. 2 (b) Detail diagram of the test section (evaporation)

있는 시제품으로써 사양은 Table 2와 같다.

본 연구에서 사용된 응축기 및 증발기 시험부의 상세도를 각각 Fig. 2(a)와 Fig. 2(b)에 나타낸다.

응축 시험부는 Fig. 2(a)와 같이 전체 길이 5225 mm를 500mm의 세부구간 10개로 나누어 제작하였다. 응축 시험부는 아크릴 관을 사용하여 시험관 주위에 내경 20mm인 2중관을 제작하였고 이 2중관의 외관과 내관 사이의 환상관을 통해 냉매 온도가 일정하게 되도록 냉각수를 냉매와 대향류로 흐르게 구성하였다. 10개의 세부 환상관의 입 출구에는 직경 0. 32mm의 T형 열전대를 설치하여 냉각수의 입 출구 온도를 측정하였다. 응축기의 외부 벽면에는 각 세부구간마다 원주 방향으로 90°씩 세 지점과 측면 두 지점에 직경 0. 32mm의 T형 열전대를 총 50개 설치하여 외벽 온도를 측정하였다.

증발 시험부는 Fig. 2(b)와 같이 전체 길이 5050 mm를 700mm의 7개 세부 구간으로 나누어 관 외벽 온도를 측정하였으며, 전열관의 외벽에 전열선(니크롬선)을 감아 5kW의 전압조절기에 의해 일정한 열량이 가해지도록 하였다. 전열선은 증발기에 일정한 열유속을 제공하기 위해 최대한 촘촘히 감았으며, 전력계로 공급 열량을 측정하였다. 증발기의 외부 벽면에는 각 세부구간마다 원주 방향으로 90°씩 세 지점과 측면 두 지점에 직경 0. 32mm의 T형 열전대를 총 35개 설치하여 외벽 온도를 측정하였다.

냉매의 온도와 압력은 시험부 입 출구에 T형 열전대와 절대 압력계를 각각 설치하여 측정하였다. 외부로부터의 열손실을 최대한 막기 위하여 석면, 유리섬유 및 보온 테이프를 사용하여, 전 실험장치를 단열 처리하였다. 또한 냉매주입 전에는 진공펌프(진공도 7.5×10^{-4}torr)에 의해 충분한 진공작업을 하였다.

2.2 실험 자료 처리

본 실험을 통하여 측정된 온도와 압력의 데이터는 Fluke사의 데이터로그를 통해 PC와 연결하여 자료를 저장하였다. 터빈 유량계와 오리피스에 의해 측정된 냉매 유량과 오리피스와 차압계에 의해 측정된 냉각수 유량의 출력 신호를 역시 데이터로

그를 통해 PC에 저장하였다.

본 실험의 데이터 정리에서 HFC-134a의 물성치는 일본 냉동협회[6]의 물성치를 사용하였으며, 냉각수의 물성치는 ASHRAE[7]의 물성치를 사용하였다. 시험관 입 출구의 온도와 압력, 냉각수의 온도, 그리고 냉매와 냉각수 유량을 3분 간격으로 3번 측정하여 변화가 없을 때를 정상상태의 조건으로 여기고 데이터를 수집하였다. 수집된 데이터 중에서 데이터 정리에는 응축 과정의 냉매가 방출한 열량(Q_r)과 냉각수가 얻은 열량(Q_c) 및 증발 과정의 냉매가 얻은 열량(Q_r)과 전열선의 가열량(Q_t)의 열평형 오차가 ±10% 이내의 데이터를 사용하였다.

여기서 냉매가 방출한(얻은) 열량(Q_r)은 입·출구의 엔탈피차(Δi)와 냉매의 유량(m_r)에 의해 식 (1)과 같이 구할 수 있다.

$$Q_r = m_r \cdot (i_i - i_o) \tag{1}$$

또 응축과정에서 냉각수가 얻은 열량(Q_c)은 각 세부구간에서 얻은 냉각수의 열량(Q_{ci})의 합으로써 식 (2)와 같다.

$$Q_c = \sum_{i=1}^{10} m_c \cdot C_{pi} \cdot (T_{co} - T_{ci})_i \tag{2}$$

식 (2)에서 m_c는 냉각수의 유량이며, T_{ci}, T_{co}는 각 세부구간에서 냉각수의 입·출구온도이다.

본 연구에서 사용한 응축과정의 국소 열전달계수는 벽면의 전도저항을 고려하여 식 (3)으로 표현할 수 있다.

$$h = \left[\frac{\pi \cdot D_i \cdot \Delta L (T_s - T_w)}{Q_{ci}} - \frac{D_i}{2k_w} \ln \frac{D_o}{D_i} \right]^{-1} \tag{3}$$

여기서 ΔL은 세부구간의 길이이고, T_s는 압력을 기준으로 한 냉매의 포화온도이며, T_w는 관 외벽 온도로써 각 시험부에서 원주 방향 세 지점과 측면 두 지점 온도의 산술평균온도이다. D_o와 D_i는 각각 관의 외경과 수력직경이고 k_w는 관의 열전도계수이다.

증발과정의 국소 열전달계수는 세부구간 i에서 전기 가열선에 의한 열량 Q_{ti}를 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$h = \left[\frac{\pi \cdot D_i \cdot \Delta L (T_w - T_s)}{Q_{ti}} - \frac{D_i}{2k_w} \ln \frac{D_o}{D_i} \right]^{-1} \tag{4}$$

본 실험의 열전달계수의 불확실성을 ASME 기준[8]에 따라 계산하였으며, 95% 신뢰도에 있어서 최대 불확실성은 응축의 경우 16%, 증발의 경우 15%이다.

마이크로핀 관의 전열성능 향상은 전열촉진계수(EF)로 정의할 수 있는데 이것은 동일한 질량유속, 압력의 조건에서 평활관과 마이크로핀 관의 평균 열전달계수의 비로 식 (5)와 같이 정의하였다.

$$EF = \frac{\bar{h}_{micro-finned\ tube}}{\bar{h}_{smooth\ tube}} \tag{5}$$

여기서 평균 열전달계수는 식 (3), (4)에서 구한 국소 열전달계수의 면적평균치이다.

3. 실험 결과 및 고찰

Fig. 3(a)와 Fig. 3(b)는 각각 응축 및 증발의 평활관과 마이크로핀 관에서의 냉매 포화온도(○, ●), 관 외벽온도(△, ▲), 냉각수 입 출구온도(□, ■), 건도(◇, ◆), 열유속(☆, ★)의 실험결과를 나타낸다. Fig. 3(a)에서 포화상태의 응축온도는 거의 일정하고, 냉각수와 냉매가 대향류이기 때문에 냉매의 흐름 방향에 따라 관 외벽온도와 냉매 포화온도의 차는 커진다. 또 Fig. 3(a)에 표시하지는 않았지만 건도가 0인 시험부 출구에서 냉매의 온도는 급격히 저하하는 것을 알 수 있었다. 냉

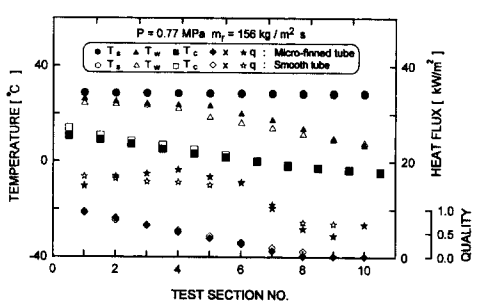

Fig. 3 (a) Experimental data for condensation

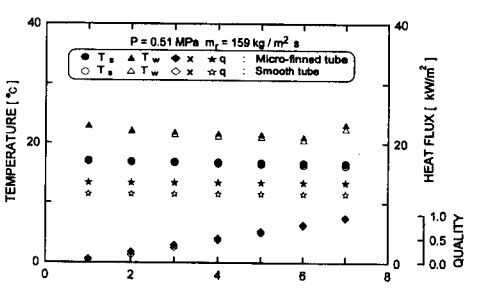

Fig. 3 (b) Experimental data for evaporation

매 흐름 방향으로 열유속은 약간 증가하고, 냉각수 온도는 서서히 감소하나 건도가 약 0.2 정도 부터 급격히 강하한다. Fig. 3(b)에서 열유속은 전기가열에 의해 일정한 것을 알 수 있다. 또 포화상태에서의 증발온도는 거의 일정하나 압력손실에 의해 약간의 온도저하를 알 수 있다.

Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)는 실험결과를 식 (3), (4)로 계산한 응축 및 증발과정의 국소 열전달계수를 건도에 따라 나타낸다. 단 건도가 영(0)일 때의 실험결과는 표시하지 않았다. Fig. 4(a)와 같이 응축시는 건도가 낮은 출구 쪽에서의 국소 열전달계수가 작고 건도가 높은 입구 쪽에서 국소 열전달계수가 크다. 즉 응축 열전달이 진행됨에 따라 열전달계수는 감소하고 있다. 그리고 냉매유량이 증가할수록 열전달계수가 증가한다. 이것은 유량의 증가에 의해 난류의 영향에 의하여 열전달을 촉진시키기 때문이다. Fig. 4(b)와 같이 증발시는 건도가 낮은 입구 쪽에서의 국소 열전달계수가 작고 건도가 높은 출구 쪽에서 국소 열전달계수가 크다. 즉 증발 열전달이 진행됨에 따라 열전달계수는 증가하고 있다. 또 증발 열전달계수가 냉매유량의 증가에 따라 증가하나, 비례하지는 않는다. 이러한 영향은 증발열전달에 있어 열유속의 영향이 있기 때문이다. Fig. 4(b)의 평활관에 있어서 질량유속이 160 kg/m^{2}s인 경우에는 열전달계수가 다른 것보다 증가의 폭이 크다. 이는 열유속이 11.4kW/m^{2}으로써 다른 질량유속(132kg/m^{2}s일 때 9kW/m^2, 103kg/m^{2}s일 때 8kW/m^2)보다 상대적으로 크기 때문이다.

Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)는 각각 유량변화에 대한 응축 및 증발의 평균 열전달계수를 나타낸다. Fig. 5(a)는 응축 시험부에서의 열전달계수의 변화로서 냉매유량이 증가할수록 평균 열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있고, 압력이 증가할수록 평균 열전달계수가 감소하는 것을 알 수 있다. 또 압력이 증가할수록 열전달계수가 감소하는 정도는 평활관 보다 마이크로핀 관이 큰 것을 알 수 있다. Fig. 5(b)는 증발 시험부에서의 열전달계수의 변화로서 냉매유량이 증가할수록 평균 열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있고, 압력이 증가할수록 평균 열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있다. 또 압력의 증

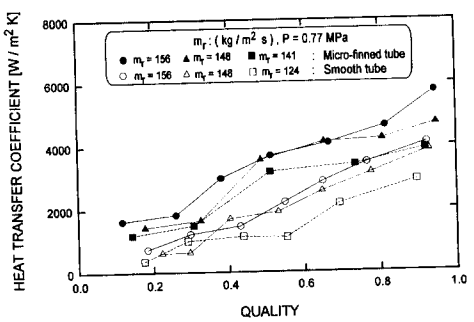

Fig. 4 (a) Local heat transfer coefficients versus quality for condensation (at P=0.77MPa)

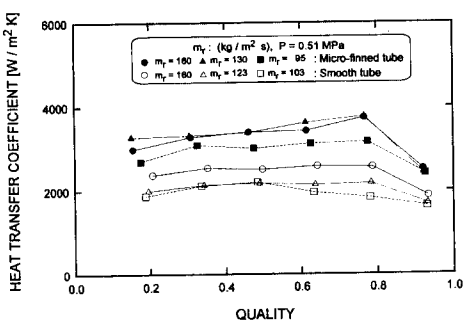

Fig. 4 (b) Local heat transfer coefficients versus quality for evaporation (at P=0.51MPa)

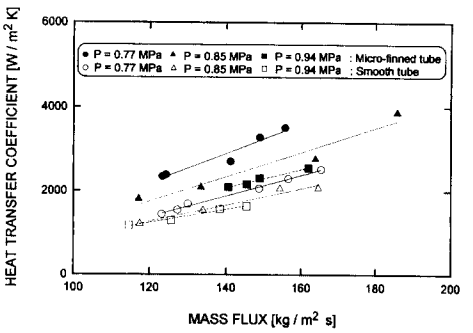

Fig. 5 (a) Overall heat transfer coefficients versus mass flux for condensation

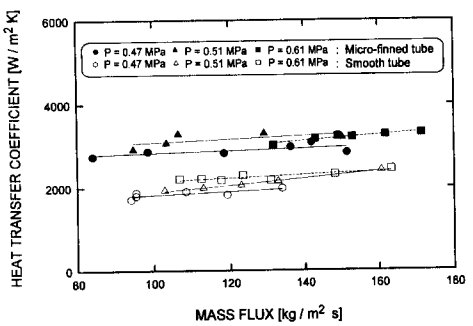

Fig. 5 (b) Overall heat transfer coefficients versus mass flux for evaporation

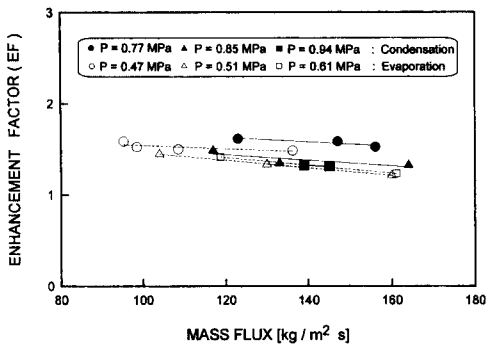

Fig. 6 Enhancement factors versus mass flux for the micro-finned tube

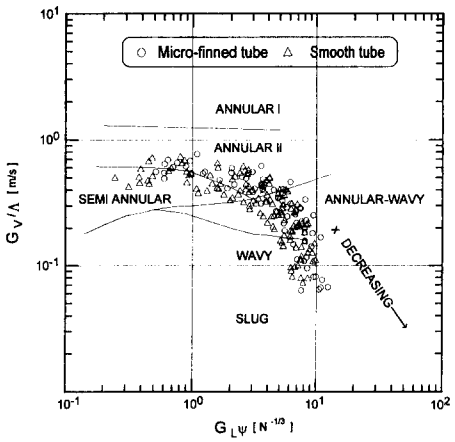

Fig. 7 (a) Flow map for condensation

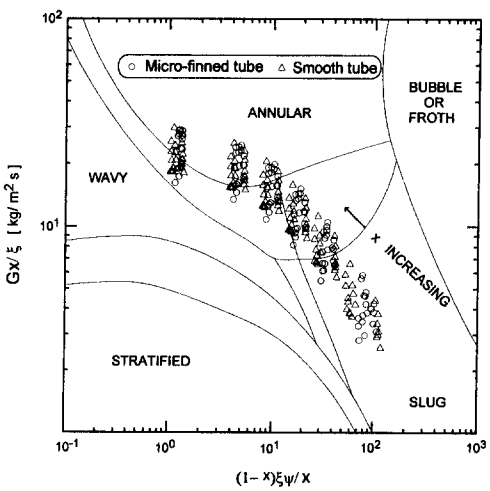

Fig. 7 (b) Flow map for evaporation

가에 대한 열전달계수의 증가의 정도는 마이크로핀관이 평활관에 비하여 약간 작으며, 이는 문헌[2]와 같은 경향을 나타내고 있다.

Fig. 6은 마이크로핀관의 평활관에 대한 전열촉진계수를 냉매유량에 대해 나타낸다. 전열촉진계수는 응축의 경우에는 1.3에서 1.6(질량유속: 110~190kg/m²s)이고 증발의 경우에는 1.2에서 1.5(질량유속:70~160kg/m²s)의 값을 가지며, 냉매유량이 증가할수록 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 유량이 증가할수록 마이크로핀에 의한 난류의 영향이 평활관에 비하여 상대적으로 작아지기 때문이라 생각되어 진다.

Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)는 각각 응축 및 증발의 유동상태를 나타낸 것이다. Fig. 7(a)는 응축과정의 유동상태로서 Bell[9]의 유동양식 선도을 사용하여 유동양식을 판별하였다. 대부분 환상류 영역에서 분포해 있다는 것을 알 수 있으며, 유동 흐름 방향은 응축이 진행되는 방향으로 환상류에서 환상파상류를 거쳐 파상류로 이동하는 것을 알 수 있다. 여기서 X축과 Y축은 각각 다음과 같이 정의된다.

$$G_L\Psi = G_T(1-x)\frac{\mu_l^{1/3}}{\sigma\rho_l^{2/3}} \tag{6}$$

$$G_v/\Lambda = \frac{G_T x}{\sqrt{\rho_v\rho_l}} \tag{7}$$

Fig. 7(b)는 증발과정의 유동상태로서 수정된 Baker의 유동양식 선도[10]를 사용하여 유동양식을 판별하였다. 유동 흐름 방향은 건도가 증가할수록 슬러그류에서 환상류로 이동하는 것을 알 수 있다. X축은 $(1-x)\xi\Psi/x$이고 Y축은 Gx/ξ이며, ξ와 Ψ는 다음과 같이 정의된다.

$$\xi = \left[\left(\frac{\rho_v}{\rho_{air}}\right)\left(\frac{\rho_l}{\rho_{water}}\right)\right]^{1/2} \tag{8}$$

$$\Psi = \frac{\sigma_{water}}{\sigma}\left[\left(\frac{\mu_l}{\mu_{water}}\right)\left(\frac{\rho_{water}}{\rho_l}\right)^2\right]^{1/2} \tag{9}$$

Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 평활관과 마이크로핀 관에서 HFC-134a를 이용한 응축 및 증발 열전달계수의 실험식을 개발하기 위하여 널리 알려진 일반식과 비교하였다. 응축 열전달계수에 관해서는 ASHRAE 등에서 추천하는 Akers 등[11], Cavallini and Zecchin[12], Shah[13]와 Traviss 등[14]의 일반 관계식과 비교 검토하였으며, 증발 열전달계수에 관해서는 Wattelet 등[15], Kandlikar[16], Shah[17]와 Gungor and Winterton[18]의 일반 관계식들과 비교 검토하였다.

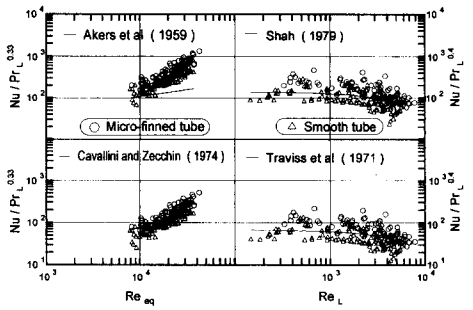

Fig. 8 (a) Comparison of experimental and calculated data for condensation

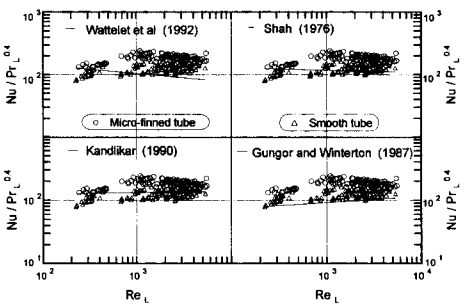

Fig. 8 (b) Comparison of experimental and calculated data for evaporation

Fig. 8(a)에서 응축 열전달계수의 실험치들은 특히 Cavallini and Zecchin[12]의 관계식과 가장 잘 일치한다. 또 Fig. 8(b)에서 증발 열전달계수의 실험치들은 Gungor and Winterton[18]의 관계식이 정성적으로 가장 유사한 값을 보이고 있다.

Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)에 나타낸 것과 같이 본 연구에서는 Cavallini and Zecchin[12]의 관계식과 Gunger and Winterton[18]의 관계식이 정성적으로 잘 일치하므로 이들의 무차원 변수를 이용하여 각각 응축 및 증발의 수정된 열전달계수의 관계식을 제시하였다. HFC-134a의 응축열전달에 관한 수정된 관계식을 Cavallini and Zecchin[12]의 관계식과 같은 형태로 최소 자승법을 사용하여 실험식을 재정리하면 식 (10), (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Nu/\mathrm{Pr}^{0.33}=0.0016\ Re_{eq}^{1.13} \quad (\text{전열 촉진관}) \qquad (10)$$

$$Nu/\mathrm{Pr}^{0.33}=0.0044\ Re_{eq}^{1.06} \quad (\text{평활관}) \qquad (11)$$

HFC-134a의 증발열전달에 관한 수정된 관계식을 Gungor and Winterton[18]의 관계식을 기본으로 하여 식 (12)에 나타낸다.

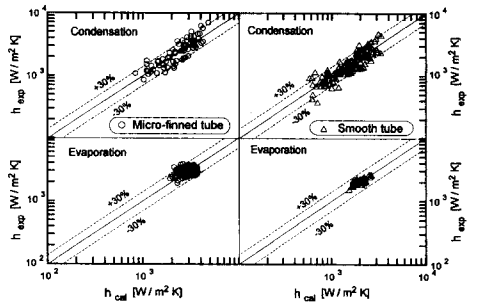

Fig. 9 Comparison of experimental and calculated results

$$\frac{h_{TP}}{h_l}=C\left\{1+3000B_0^{0.86}\left[\frac{x}{(1-x)}\right]^{0.75}\left[\frac{\rho_l}{\rho_g}\right]^{0.41}\right\} \qquad (12)$$

여기서 C는 무차원 상수로써 평활관과 마이크로핀 관에서 각각 1.2와 1.6이다.

Fig. 9는 수정된 열전달 관계식 (10), (11), (12)와 실험결과를 비교한 것이다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 실험결과와 수정된 관계식은 ±30% 이내의 오차에서 일치한다.

4. 결론

내부에 마이크로핀이 부착된 마이크로핀 관의 응축 및 증발 열전달에 관한 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 마이크로핀 관 및 평활관에서 전열특성은 정성적으로 유사한 경향을 보인다. 즉 응축의 경우는 압력이 낮을수록, 냉매유량이 증가할수록 열전달계수가 증가하고, 증발의 경우는 압력이 높을수록, 냉매의 유량이 증가할수록 열전달계수가 증가한다.

(2) 압력의 변화에 따른 열전달계수의 변화는 응축의 경우는 마이크로핀 관보다 평활관이 크고, 증발의 경우는 마이크로핀 관이 평활관에 비하여 약간 작다.

(3) 마이크로핀 관의 전열성능 향상을 전열촉진계수로 표시하였고 마이크로핀 관에서의 전열촉진계수는 평활관에 비하여 응축의 경우는 1.3~1.6이고, 증발의 경우는 1.2~1.5이다.

(4) 응축 및 증발 열전달계수의 실험결과는 각각 Cavallini and Zecchin[12]의 관계식과 Gunger and Winterton[18]의 관계식이 정성적으로 잘 일치하고,

이들의 무차원 변수를 이용하여 수평 평활관 및 마이크로핀 관내의 HFC-134a의 응축 및 증발열전달의 수정된 관계식을 제시하였다.

후기

본 연구는 1994년도 학술진흥재단의 대학부설연구소 연구과제 연구비에 의하여 연구되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

(1) Schlager, L. M., Bergles, A. E. and Pate, M. B., 1987, "A Survey of Refrigerant Heat Transfer and Pressure Drop Emphasizing Oil Effects and In-Tube Augmentation," *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, Part 1, pp. 392~416.

(2) Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1991, "Evaporation and Condensation of HFC-134a and CFC-12 in a Smooth Tube and Micro-finned Tube," *ASHRAE Transactions*, Vol. 97, Part 2, pp. 71~81.

(3) Galli, G., Laurenti, L., Marcotullio, F. and Ponticiello, A., 1993, "Measurements of the Heat Transfer Coefficients and Pressure Drop in Flow Boiling of HCFC and HFC Refrigerants in Smooth and Micro-finned Tubes." *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Elsevier Science*, pp. 1215~1220.

(4) 김정수, 강정길, 배상술, 김정훈, 정찬영, 1994, "Heat Transfer and Two-Phase Flow characteristics of Refrigerant Mixtures in Evaporator Tube," AFR-94-D04, AFERC, pp. 163~204.

(5) 김민수, 1995, "유체로 가열되는 원관내 냉매의 증발과정 열전달," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 576~580.

(6) 日本冷凍協會, 1991, "代替フロン類の熱物性 HFC-134a および HCFC-123," 社團法人 日本冷凍協會 日本フロン協會, pp. 1~138.

(7) ASHRAE, 1993, ASHRAE Handbook Fundamentals, Chap. 18, pp. 5~7.

(8) ANSI/ASME PTC 19. 1, 1985, "ASME Performance Test Codes, Supplement on Instruments and Apparatus, Part 1, Measurement Uncertainty," *ASME*, New-York.

(9) Bell, K. J., Taborek, J. and Fenoglio, F., 1970, "Interpretation of Horizontal In-Tube Condensation Heat Transfer Correlations with Two-Phase Flow Regime Map," *Chemical Eng. Prog. Ser.*, pp. 66~102.

(10) Scott, D. S., 1963, "Properties of Co-current Gas-Liquid Flow," *Advances in Chemical Engineering*, Vol. 4, p. 200.

(11) Akers, W. W., Deans, H. A. and Corsser, O. K., 1959," Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes," *Chemical Eng. Progress Symposium Series* 55, pp. 171~176.

(12) Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for the Heat Transfer in Forced Convection Condensation," *Proceedings of the Fifth International Heat Transfer Conference*, Tokyo, Japan, Vol. III, pp. 309~313.

(13) Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation inside Pipes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.

(14) Traviss, D. P., Rohsenow, W. M. and Baron, A. B., 1972, "Forced Convection Condensation inside Tubes : a Heat Transfer Equation for Condenser Design," *ASHRAE Transactions*, Vol. 79, Part. 1, pp. 157~165.

(15) Wattelet, J., Saiz Jabardo, J. M., Chato, J. C., Panek, J. S. and Souza, A. L., 1992, "Experimental Evaluation of Convective Boiling of Refrigerants HFC-134a and CFC-12," HTD-Vol. 197, *Two-Phase Flow and Heat Transfer, ASME*, pp. 121~127.

(16) Kandlikar, S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes," *Journal of Heat transfer*, Vol. 112, pp. 219~228.

(17) Shah, M. M., 1976, "A new Correlation for Heat Transfer during Boiling Flow through Pipes," *ASHRAE Transactions*, Vol. 82, pp. 66~86.

(18) Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986,

"A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, No. 3, pp. 351~358.