

〈논 문〉

대체냉매를 사용한 평활관 및 마이크로핀관 곡관부내 증발 열전달 특성

조 금 남* · 김 병 기**

(1997년 2월 22일 접수)

Evaporation Heat Transfer Characteristics Inside the U-Bend of the Smooth and the Microfin Tube Using Alternative Refrigerant

Keumnam Cho and Byeung-Gi Kim

Key Words : Microfin Tube(마이크로핀관), R-407C, U-Bend(곡관부), Heat Transfer Coefficient(열전달계수)

Abstract

The present work experimentally investigated the effects of mass flux, heat flux, inlet quality on the heat transfer performance inside the U-bend of smooth and microfin tube using R-22 and R-407C refrigerants. The parameters were 200 and 400 kg/m²s for mass flux, 6 and 12 kW/m² for heat flux, 0.1 and 0.2 for inlet quality under the pressure of 0.65 MPa. The apparatus consisted of the test section of four straight sections and three U-bends, preheater, condenser, refrigerant pump, mass flow meter etc. The average heat transfer coefficient at the downstream straight section after U-bend was affected by U-bend due to the centrifugal force and mixing of two-phase flow in the U-bend. The average heat transfer coefficient at the U-bend was 4~33 % higher than that at the straight section. The average heat transfer coefficients were affected in the order of mass flux, heat flux and inlet quality. The average heat transfer coefficients in the microfin tube were larger by 19~49 % and 33~69 % than that in the smooth tube at the straight section and at the U-bend separately. The average heat transfer coefficients for R-407C were larger by 33~41 % and 17~29% than that for R-22 in the smooth tube and the microfin tube separately.

기 호 설 명

Bi : Biot 수 $[= \frac{hD}{k_t}]$

D : 지름, m

De : Dean 수 $[= Re_{10} \cdot \sqrt{\frac{1}{r^*}}]$

G : 질량유속, kg/m²s

h : 열전달계수, W/m² · K

k : 열전도율, W/m · K

L : 시험부 입구로부터의 길이, m

L^* : 관 내경에 대한 관 길이비 $[= L/D_i]$

P : 압력, bar

q'' : 시험부로의 열유속, kW/m²

R : 저항, Ω

*회원, 성균관대학교 기계공학과

**회원, 성균관대학교 대학원 기계설계학과

Re_{10} : 레이놀즈수 $[=\frac{GD}{\mu}]$

r^* : 곡관부내 곡률반경

T : 온도, $^{\circ}\text{C}$

V : 전압, Volt

X : 길이

δ : 불확실성

μ : 냉매액의 점도, $\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$

하첨자

i : 시험부 내부

in : 시험부 입구

l : 액체 상태

t : 동관

o : 시험부 외부

out : 시험부 출구

r : 냉매

wi : 관 내벽

wo : 관 외벽

1. 서 론

HCFC인 R-22의 대체냉매들은 1990년대 들어 선진국들^(1,2)에서 중요하게 다루어지고 있으며 현재 R-22 대체 후보 냉매는 R-407C와 R-410A가 가장 유력하다. R-407C는 R-22와 비슷한 증기압을 갖고 있어 시스템의 수정 없이도 이용이 가능하므로 단기 대체냉매로, R-410A는 높은 증기압으로 인해 고압에 견딜 수 있는 새로운 시스템에 대한 설계가 요구되므로 장기 대체냉매로 지목되고 있다. 냉동시스템의 소형화 및 고성능화에 기여하는 비중이 큰 증발기는 현재 마이크로핀관이 부착된 열교환기가 증발 열전달량의 상승에 비해 압력강하의 상승이 적으므로 증발기의 전열성능을 향상시키기 위해 주로 사용되고 있다. 마이크로핀관내 증발 열전달에 관한 연구들로는 R-22나 R-134a 등의 냉매를 적용한 증발기 직관부내 전열성능에 관한 연구들^(3~8)이 있고, R-22의 대체냉매를 사용한 평활관 직관부내 증발 열전달 성능에 관한 연구들^(9~12)이 있고, 변온증발 혼합냉매의 열전달 성능에 관한 연구들^(13~15)이 있으나, R-22의 대체냉매를 이용한 마이크로핀관내 증발 열전달성능에 관한 연구들은 거의 없다. 또한 증발기의 직관부내 증발열전달 특

성에 관한 연구들^(3~18)이 대부분이며, 곡관부의 영향에 관한 연구들은 R-12를 사용하고 곡률반경비가 26정도로 크고 임계열유속을 다룬 경우⁽¹⁹⁾와 R-22를 사용하고 하나의 곡관부를 갖는 수직관내 증발열전달을 다룬 경우⁽²⁰⁾가 있다. 따라서, R-22 대체냉매를 사용한 마이크로핀관 증발기 직관부 및 곡관부내 전열성능에 영향을 주는 관련 실험변수들의 영향을 실험적으로 조사하여 증발기 성능개선을 위한 기초자료를 제시할 필요가 있다.

2. 실험장치 및 방법

R-22와 R-407C 냉매를 이용한 평활관 및 마이크로핀관 증발기내 증발 열전달 성능에 미치는 실험변수들의 영향을 조사하기 위한 실험장치의 개략도는 Fig. 1(a)에 나타나 있다. 실험장치는 시험부, 예열기, 응축기, 냉매액 펌프, 질량유량계, 냉매주입구, 사이트글래스, 계측부로 구성됐다. 시험부에 사용한 마이크로핀관은 9.52 mm의 외경, 8.53 mm의 내경, 18°의 횡나선각을 가지며, 평활관은 9.52 mm의 외경과, 8.82 mm의 내경을 갖는 동관이었다. 시험부 곡관부의 곡률반경비는 2.5(=11.9/4.76 mm)이었다. 시험부는 Fig. 1(b)에 나타나 있듯이 0.355 m 길이의 직관부 4단과 0.037 m 길이의 곡관부 3단으로 구성되어서 실험변수 범위에 대한 시험부 전체 길이는 1.462 m였다. 시험부에 균일한 열유속을 공급하기 위해 2.67 Ω/m 인 전열선을 직관부에서 2 mm 폭 이내로 일정하게 병렬로 감았다. 곡관부에서는 곡관부 중심선에 대해 평균 2 mm 폭으로 감아서 곡관부내측에서 평균 1 mm 간격이고 곡관부외측에서 평균 3 mm 간격이었다. 따라서 곡관부에서의 평균 열유속을 곡관부 중심선에 대한 열유속으로 선정했다. 시험부 입구에서 출구까지 길이 방향으로 직관부와 곡관부 15지점에, 한 지점마다 상, 하, 좌, 우 4곳에 총 60개의 열전대를 연결하여 관외벽 온도를 계측한 후 반경방향 열전도식을 이용해 관내벽 온도를 구했다. 시험부 입출구와 2단 곡관부 입출구에 압력트랜스듀서를 연결해 계측한 직관부와 곡관부의 차압과 압력강하식을 이용해 구한 시험부내 온도계측 지점에서의 압력을 이용해서 해당압력에 대한 냉매 포화온도를 구했다. R-22 냉매의 포화 압력에 대한 포화 온도는 ASHRAE⁽²¹⁾자료에서, R-407C 냉매의 포화 압력과 포화 온도의 관계는 Dupont에서

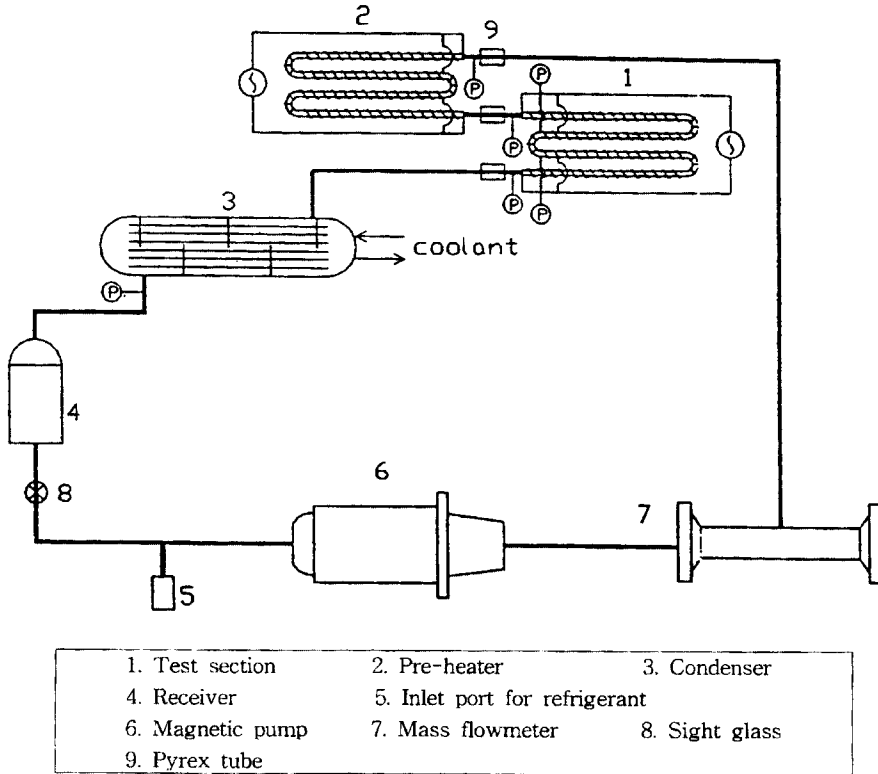


Fig. 1(a) Schematic diagram of the experimental apparatus

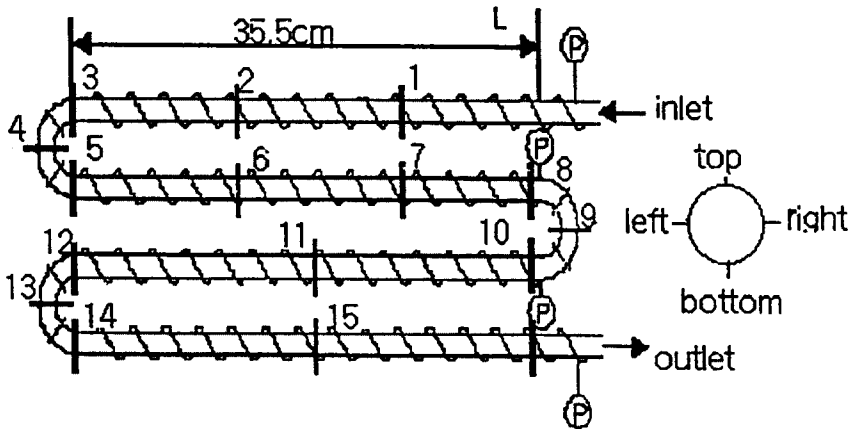


Fig. 1(b) Details of the test section

제공한 물성치 자료⁽²²⁾에서 구했다. 예열기 입구에서의 압력과 온도를 측정해 과냉도와 엔탈피를 찾고 예열기에 공급한 열량을 이용해 예열기 출구에서의 엔탈피와 건도를 구했다. 예열기 출구와 시험부 입구 사이에 설치된 2 cm 길이의 pyrex 관은 동관 서로간의 전기절연, 열절연과 사이트글라스

역할을 담당했다. 예열기 출구와 시험부 입구간 거리가 짧으므로 예열기 출구 엔탈피와 시험부 입구 압력을 이용해 시험부 입구에서의 건도를 구했다. 응축기는 시험부 출구에서 나온 냉매를 응축시킨 후 냉매액 펌프로 보내주며 응축액이 펌프 쪽으로 잘 흘러가게 하기 위해 60 cm 정도의 높이차를 두

있다. 응축액은 회전수를 조절하여 질량유동률을 조절하는 마그네틱 펌프에 의해 코리올리효과를 이용하여 정밀도가 $\pm 0.015\%$ 이내인 질량유량계로 보내졌다. 실험 시작전 누설시험을 수행하고 장치 내를 진공상태로 유지시켰다. 이 상태에서 냉매를 주입시킨 후 정상상태가 도달된 것을 확인한 후 실험변수들을 하나씩 단계적으로 조절해 가며 실험을 수행했다.

R-22와 R-22의 대체 냉매인 R-407C 냉매를 이용한 평확관 및 마이크로핀관 증발기내 증발 열전달 성능에 영향을 미치는 실험변수들로 질량유속, 열유속 및 시험부 입구조건을 선정하였고, 증발기내 압력은 0.65 MPa로 고정시켰다. 실험변수들의 범위는 증발 열전달 성능에 관한 기존문헌에 제시된 조건들과 에어컨 증발기에 대한 조건들을 고려하여 질량유속으로 200과 400 kg/m²s, 열유속으로 6과 12 kW/m², 시험부 입구조건으로 0.1과 0.2를 선정했다. 실험변수범위에 대한 시험부에서의 레이놀즈수(Re_{lo})는 8,000~18,000 범위였다. 곡관부의 곡률반경비 2.5를 이용하여 구한 Dean 수는 5,

600~13,000의 범위였다.

3. 오차해석

오차해석에 대한 식은 Moffat⁽²³⁾와 Wang and Simon⁽²⁴⁾이 제시한 식 (1)을 사용하였다. 식 (1)에서 y 는 구하고자 하는 값이고, $\delta x_1, \delta x_2, \dots$ 은 y 에 영향을 주는 변수들인 x_1, x_2, \dots 들의 불확실성을 나타낸다.

$$\delta y = \left(\left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \delta x_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2} \delta x_2 \right)^2 + \dots \right)^{1/2} \quad (1)$$

시험부 외벽면온도 (T_{wo})와 반경방향 열전도식을 이용하여 시험부 내벽면 온도(T_{wi})는 식 (2)와 같이 구해진다.

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k} q'' \pi D_i \quad (2)$$

식 (1)을 식 (2)에 적용하면,

$$\frac{\delta T_{wi}}{T_{wi}} = \frac{\sqrt{(\delta T_{wo})^2 + \frac{q''^2}{4k^2} \left(\left(\frac{\delta D_o}{D_o} \right)^2 + \left(1 - \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \right)^2 \delta D_i^2 \right) + \left(\frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) D_i \delta q''}{2k} \right)^2}}{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) q'' D_i} T_{wo} - \frac{1}{2k} \quad (3)$$

시험부 외벽면 온도는 보정된 열전대에 의해 측정되었고, 보정된 열전대의 불확실성은 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이므로 δT_{wo} 는 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이다. 시험부의 직경에 대한 δD_o 와 δD_i 는 ± 0.00002 m이다. 식 (3)에서 시험부 내벽면 온도(T_{wi})에 대한 오차를 계산하면, R-22 냉매를 사용한 경우는 $\pm 1.16 \sim \pm 2.11\%$ 범위이고, R-407C 냉매를 사용한 경우는 $\pm 1.05 \sim \pm 2.95\%$ 범위이다. 시험부 동관 주위 단열재를 통한 열전달량을 고려해 구한 냉매측으로 전달되는 열유속은 공급된 열유속의 99% 이상이므로 단열재를 통해 외부로 손실되는 열전달량은 무시될 수 있다. 따라서 열유속은 식 (4), 오차해석은 식 (5)에 나타나 있다.

$$q'' = \frac{V^2}{R} \frac{1}{\pi D_o L} \quad (4)$$

$$\frac{\delta q''}{q''} = \sqrt{\left(2 \frac{\delta V}{V} \right)^2 + \left(\frac{\delta R}{R} \right)^2 + \left(\frac{\delta D_o}{D_o} \right)^2 + \left(\frac{\delta L}{L} \right)^2} \quad (5)$$

실험범위에서 δV 는 ± 0.05 V, δR 은 $\pm 0.01\Omega$, δL 은 ± 0.0005 m 이다. 식 (5)에서 구한 열유속에 대한 오차는 R-22 냉매와 R-407C 냉매 모두에 대해 $\pm 0.25 \sim \pm 0.27\%$ 범위이다.

냉매측의 열전달계수는 식 (6), 오차해석식은 식 (7)에 나타나 있다.

$$h = \frac{q''}{(T_{wi} - T_r)} \quad (6)$$

$$\frac{\delta h}{h} = \sqrt{\left(\frac{\delta q''}{q''} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_{wi}}{T_{wi} - T_r} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_r}{T_{wi} - T_r} \right)^2} \quad (7)$$

R-22와 R-407C 냉매에 대한 물성치 자료에서 최소자승식으로 구한 포화압력에 대한 포화온도의 관계식은 식 (8)과 같다. R-407C 냉매는 0.65 MPa에서 온도상승구배가 6.26°C인 변온증발 혼합 냉매이므로 일정한 압력에 대한 포화액의 온도(T_f)와 포화 증기의 온도(T_g)를 R-407C 냉매 물성치 자료⁽²²⁾에서 포화액에 대한 압력(P_f)와 포화

증기의 압력 (P_g)의 함수로 식 (8)과 같이 구했다.

$$T_f = -43.0713 + 10.9947 \times P_f - 0.470374 \times P_f^2 \quad (5.0 \leq P_f \leq 7.0 \text{ bar}) \quad (\text{R-22})$$

$$T_f = -39.5365 + 8.5979 \times P_f - 0.277081 \times P_f^2 \quad (3.5 \leq P_f \leq 9.0 \text{ bar}) \quad (\text{R-407C})$$

$$T_g = -36.6146 + 9.8522 \times P_g - 0.29111 \times P_g^2 \quad (3.5 \leq P_g \leq 9.0 \text{ bar}) \quad (\text{R-407C}) \quad (8)$$

식 (8)에 대한 오차해석식은 식 (9)와 같다.

$$\begin{aligned} \delta T_f &= [(10.9947 - 0.940748 \cdot P_f) \delta P_f] \quad (\text{R-22}) \\ \delta T_f &= (8.59793 + 0.5554162 \cdot P_f) \delta P_f \quad (\text{R-407C}) \\ \delta T_g &= [(9.8522 + 0.58222 \cdot P_g) \delta P_g] \quad (\text{R-407C}) \end{aligned} \quad (9)$$

식 (7)에서 ($T_{wi} - T_r$)의 범위는 R-22 냉매의 경우 1.8~9 °C 범위이다. R-407C 냉매의 경우는 시험부에서의 건도를 이용해 구한 시험부 각 위치에서의 압력에 대한 냉매 온도(T_r)를 구한 후 얻은 ($T_{wi} - T_r$)의 범위는 2.5~13 °C 범위이다. 식 (3), (5), (9)와 ($T_{wi} - T_r$)의 범위를 식 (7)에 대입하여 구한 열전달계수에 대한 오차는 R-22 냉매의 경우 $\pm 3.8 \sim \pm 9.7\%$ 범위이고, R-407C 냉매의 경우 $\pm 2.4 \sim \pm 8.2\%$ 범위이다.

4. 결과 및 고찰

4.1 시험부내 온도변화

시험부내 증발 열전달계수를 조사하기 위해서는 시험부의 내벽면온도와 시험부내 압력강하를 고려한 냉매 포화온도를 우선적으로 알아야 한다. 시험부 외벽면온도를 계측한 후 반경방향 열전도식을 이용해 상, 하, 좌, 우 네곳에서 얻어진 내벽면온도를 산술평균하여 시험부 내벽면 평균온도를 구했다.

본 연구에서 얻어진 최대 Bi_s 수는 0.005로 0.1 보다 훨씬 작기 때문에 원주방향으로의 열전도 효과를 무시하였다. 시험부 입출구와 이단 곡관부 입출구에서 계측한 압력값과 압력강하식을 이용해 내벽면온도를 구한 지점에서의 압력을 구한 후 이 압력에 대한 냉매포화온도를 얻었다. 시험부 벽면 과열도는 내벽면온도와 냉매포화온도의 차로 얻어진다.

R-22 냉매를 사용한 평활관과 마이크로핀관의 경우 여러 실험 변수들 중 대표적으로 질량유속이 400 kg/m²s, 열유속이 12 kW/m², 시험부 입구건도

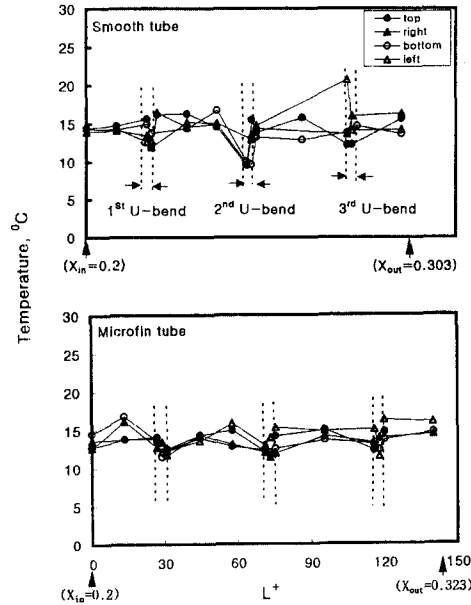


Fig. 2 Local temperatures in the test section for R-22 ($G=400\text{kg/m}^2\text{s}$, $q''=12\text{kW/m}^2$, $X_{in}=0.2$)

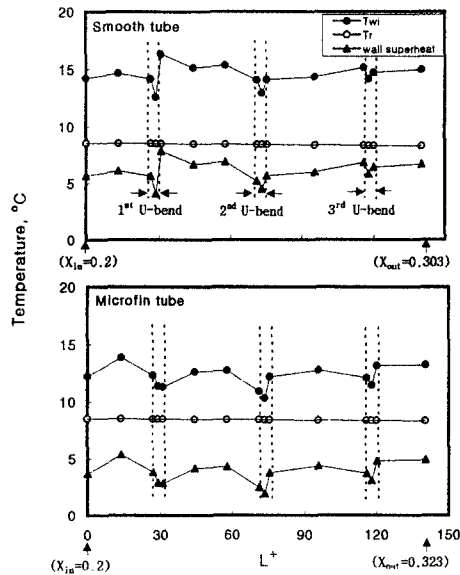


Fig. 3 Temperatures and superheat in the test section for R-22 ($G=400\text{kg/m}^2\text{s}$, $q''=12\text{kW/m}^2$, $X_{in}=0.2$)

가 0.2일 때 시험부 직관부와 곡관부에서의 상, 하, 좌, 우 네곳에서 얻어진 내벽면 온도는 Fig. 2에, 내벽면 평균온도, 냉매 포화온도와 벽면과열도는 Fig. 3에 나타내었다.

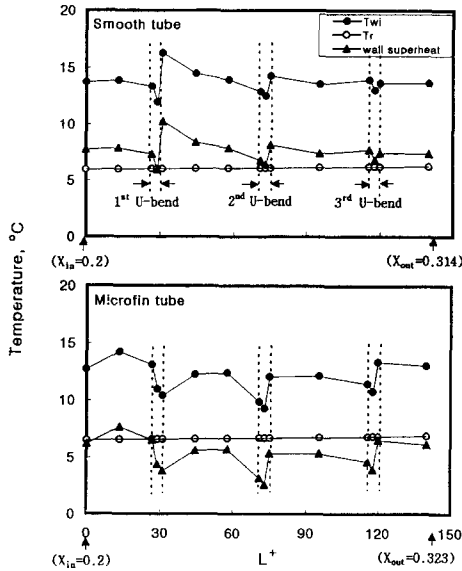


Fig. 4 Temperatures and superheat in the test section for R-407C
($G=400\text{kg/m}^2\text{s}$, $q''=12\text{kW/m}^2$, $X_{in}=0.2$)

Fig. 2에 나타나 있듯이 시험부 일단 직관부내 국부온도는 평활관 및 마이크로핀관 모두에 대해 하부의 온도가 상부보다 대체로 크게 나타났다. 이는 건도값이 0.2~0.3인 저건도 영역에서 증발초기 핵비등의 영향으로 발생한 기포가 하부에서 상부로 활발히 이동하면서 유동장이 하부에서 보다 상부에서 더 교란되었기 때문이며 이와 유사한 결과는 직관부내 증발 열전달에 대한 신지영⁽¹⁰⁾과 최태열과 김민수⁽¹¹⁾의 연구에서도 얻어졌다. 시험부 일단 곡관부 이후에는 곡관부의 원심력의 영향을 받아 상부의 온도가 하부의 온도보다 대체로 높은 온도역전 현상이 일어났다.

Fig. 3에 나타나 있듯이 시험부의 내벽면 평균온도는 평활관과 마이크로핀관 모두에 대해 곡관부에서의 내벽면온도가 직관부에서의 내벽면온도보다 작았다. 이는 직관부에서 수평유동에 대한 유동양식선도로부터 얻어진 환상유동을 나타내다가 곡관부를 통과하면서 냉매액과 냉매증기의 혼합이 커져서 열전달이 상승되기 때문이다. 특히 곡관부 90° 지점을 통과하면서 이러한 혼합현상은 최대가 되었고 내벽면온도는 직관부보다 곡관부에서 약 1~3°C 정도 낮아졌으며 냉매액과 냉매증기의 혼합이 커지면서 시험부의 네 곳의 온도가 서로 유사하게 나타났다. 시험부내 열유속이 각 단 곡관부가

다음 열의 직관부에 미치는 영향은 곡관부 출구부터 다음열의 직관부 길이의 1/3~1/2 범위에서 나타났다. 1단 곡관부 내벽면온도는 90°지점보다 출구에서 평활관의 경우 3~3.5°C 만큼 증가했으나 마이크로핀관의 경우 0.5°C 만큼 감소했다. 이는 마이크로핀에 의한 교란으로 곡관부 출구에서의 혼합이 평활관보다 마이크로핀관에서 증폭되기 때문으로 사료된다. 2단 및 3단 곡관부에서 90°지점과 출구 사이의 내벽면온도차는 평활관과 마이크로핀관에 대해 거의 동일했다. 이는 2단 곡관부로부터 유입되는 유동이 1단 곡관부로부터 유입되는 유동에 비해 교란되어 있는 상태이므로 마이크로핀에 의한 교란이 추가되어도 그 영향력이 상대적으로 작기 때문으로 사료된다. 평활관과 마이크로핀관 모두에 대해 시험부 입구에서의 냉매 포화온도는 8.5°C 정도였고 시험부내 전체 압력강하인 0.004 MPa로 인한 냉매 포화온도는 0.3°C 만큼 감소하였고 핀 유무에 따른 차이 또한 거의 없었다. 벽면과열도는 냉매 포화온도가 거의 일정하였으므로 내벽면온도 변화와 거의 동일한 경향을 나타냈다. 시험부 전체에 대한 벽면과열도는 평활관보다 마이크로핀관에 있어 1~4°C 정도 낮았다.

R-407C 냉매를 사용한 평활관과 마이크로핀관의 경우 Fig. 3와 동일한 실험변수 조건하에서 얻어진 시험부 직관부와 곡관부에서의 내벽면온도, 냉매포화온도와 과열도를 Fig. 4에 나타내었다. 평활관과 마이크로핀관 모두에 대해 시험부 내벽면온도 변화 경향은 R-407C 냉매를 사용한 경우와 R-22 냉매를 사용한 경우가 거의 동일하게 나타났다. R-407C는 변온증발 혼합냉매이고 실험증발 압력인 0.65 MPa에서 6.26°C의 온도구배를 나타내므로 시험부내 압력강하인 0.004 MPa로 인한 냉매온도 감소 효과를 고려해도 시험부내 냉매포화온도는 0.4°C 만큼 증가되었고 핀 유무에 따른 차이는 없었다. 시험부 입구에서 냉매포화온도는 평활관의 경우 5.9°C, 마이크로핀관의 경우 6.6°C였다. R-22 냉매를 사용한 경우와 마찬가지로 냉매포화온도가 거의 일정하였으므로 과열도는 내벽면 온도변화와 거의 동일한 경향을 나타냈고 시험부 전체에 대한 과열도는 평활관보다 마이크로핀관에서 2~6°C 정도 낮았다. 평활관과 마이크로핀관 모두에 대해 시험부내 과열도는 R-22 냉매가 R-407C 냉매보다 1~2°C 정도 낮았다.

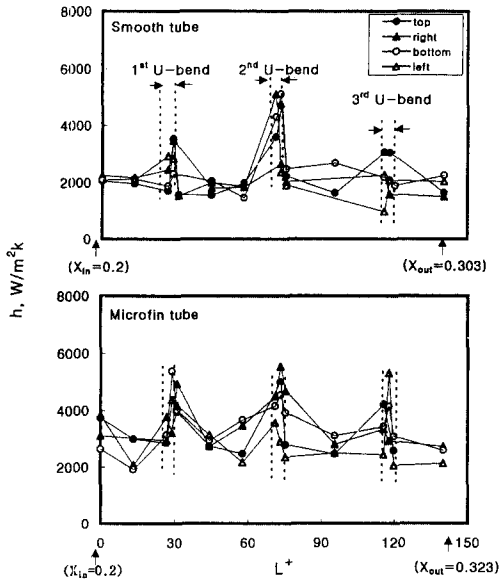


Fig. 5 Local heat transfer coefficients in the test section for R-22
($G=400\text{kg/m}^2\text{s}$, $q''=12\text{kW/m}^2$, $X_{in}=0.2$)

4.2 시험부내 곡부 열전달계수

시험부내 평균 열전달계수는 각 위치의 곡부 열전달계수의 산술평균값이므로 곡부 열전달계수를 우선적으로 조사할 필요가 있다. 곡부 열전달계수는 시험부에 공급한 열유속을 네 부분 각각에서의 내벽면온도와 냉매온도간의 차이로 나누어 구했다. R-22를 이용한 평환관과 마이크로핀관내 곡부 열전달계수를 Figs. 2와 3의 경우와 동일한 실험조건에 대해 Fig. 5에 나타내었다.

평환관의 경우 일단 직관부에서의 곡부 열전달계수는 거의 비슷하게 나타났다. 일단 곡관부에서는 원심력의 영향으로 액상과 기상이 관벽에 부딪쳐서 다시 섞이는 혼합과 교란, 원심력 등이 복합적으로 나타남으로 인해 직관부보다 큰 곡부 열전달계수를 얻었다. 이러한 유동의 분리, 혼합, 교란현상 등은 다음 열의 직관부에도 L^+ 가 31~44 정도인 지점까지 영향을 주었다. 이는 곡관부에서 생성된 이차원 유동의 영향으로 인해 관벽에서 액체막과 기상의 와류등으로 인해 열전달 향상이 일어나기 때문이다. 이와 유사한 연구로 Ouazia and Marvillet⁽²⁰⁾는 R 22 냉매를 사용하고 질량유속이 $277\text{kg/m}^2\text{s}$, 열유속이 15kW/m^2 , 시험부 전체의 평균건도가 0.65이며 직경이 16 mm, 곡률반경이 5, 7.5, 10인 수직관의 U-bend에서 곡관부를 통과한 후 다음 열

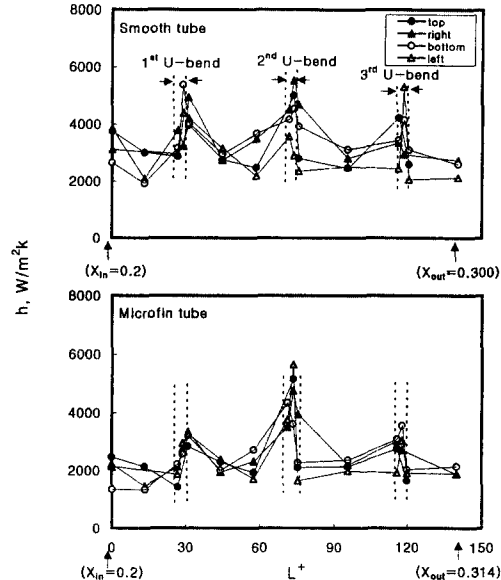


Fig. 6 Local heat transfer coefficients in the test section for R-407C
($G=400\text{kg/m}^2\text{s}$, $q''=12\text{kW/m}^2$, $X_{in}=0.2$)

의 직관부 전열성능에 영향을 미치는 길이가 직경비의 10배인 지점까지로 보고하였다. 일단 직관부와 일단 곡관부에서 일어난 현상은 이단 및 삼단에 서도 유사한 경향으로 나타났다. 곡관부를 통과하면서 생긴 유동의 교란이나 혼합현상은 평환관과 마찬가지로 마이크로핀관에서도 나타났다. 마이크로핀관의 경우는 평환관의 경우보다 곡관부를 통과한 후 직관부에서 핀에 의한 교란이 추가되어 혼합현상이 약간 더 크게 나타났다.

R-407C를 이용한 평환관과 마이크로핀관내 곡부 열전달계수를 Fig. 4과 동일한 실험 조건에 대해 Fig. 6에 나타내었다. R-407C 냉매를 사용한 경우 평환관 일단 직관부에서의 곡부 열전달계수는 R-22 냉매를 사용한 경우와 유사한 경향을 나타내고 있으며 이는 신지영,⁽¹⁰⁾ 최태열과 김민수⁽¹¹⁾ 결과에서도 찾아볼 수 있다. 일부 구간에서는 곡부 열전달계수가 상부보다 하부에서 커져서 역전이 되는 현상이 나타났다. Ross 등⁽¹⁵⁾은 순수냉매와 비공비 혼합냉매에 대한 곡부 열전달계수의 비교를 통해서 이와 유사한 현상을 관찰하였다. 여러 가지 열유속, 질량유속, 0.1~0.9의 건도의 범위내에서 실험한 결과 건도범위 0.25~0.7에서 상기한 역전현상을 보고하였다. 또한 최태열과 김민수⁽¹¹⁾도 질량유속이 $430\text{kg/m}^2\text{s}$, 열유속이 21kW/m^2 일 때, 건도가

0.7-1인 고건도 대류비등 영역에서 관 상부보다 하부에서 열전달계수가 높은 현상을 R-22와 R-407C의 비교를 통해서 보고하였다. 이는 R-407C와 같은 비공비 혼합냉매의 경우 수평관 유동시 상부와 하부에서 조성의 차이로 원주방향의 열전달계수가 역전될 수 있기 때문이다. 즉 비공비 혼합냉매의 증발시 증기압이 낮은 냉매가 먼저 증발을 하게 되어 증기압이 낮은 냉매는 관 상부와 하부에서 다른 양상을 나타내게 된다. R-407C 냉매를 이용한 경우는 R-22 냉매를 이용한 경우와 마찬가지로 평활관내에서 보다 마이크로핀관내에서 냉매가 흰내를 통과하면서 작은 교란들이 혼합됨으로 인해 냉매와 관의 접촉표면에서 더 큰 열전달 향상과 혼합현상이 일어났다.

4.3 직관부에 관한 상관식 결과와의 비교

곡관부내는 직관부내보다 열전달이 크게 일어나는 것으로 잘 알려져 있으며 이는 Ouazia and Marvillet⁽²⁰⁾의 결과에서도 찾아볼 수 있다. 이에 근거하여 직관부와 곡관부로 구성된 시험부에 대해 측정된 열전달계수를 직관부에 관한 상관식에 의해 예측한 열전달계수들과 비교함으로써 실험치의 경향에 대한 조사를 할 수 있다. Chaddock⁽¹⁸⁾의 상관식은 건도가 0.2 이상에서 적용되고, Kandlicar⁽¹⁶⁾의 상관식은 작동유체에 따라 보정계수 F_{fi} 이 필요한 단점이 있기 때문에 비교 대상에서 제외하였다. 동일한 질량유속 조건일 때 저건도 영역에서 핵비등이 활발히 이루어지므로, 핵비등 및 대류비등의 영향을 잘 예측하는 것으로 알려진 Shah⁽¹⁷⁾의 상관식을 이용해 R-22 냉매를 사용한 평활관내 열전달계수를 계산하였다. 실험치와 상관식에 의해 추정

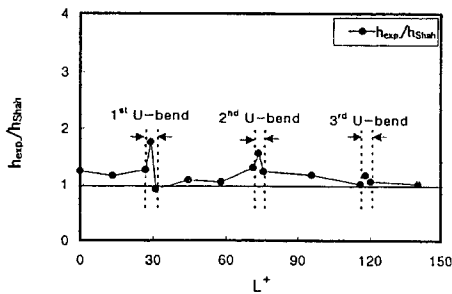


Fig. 7 Comparison of the present experimental heat transfer coefficients with the predicted values by Shah⁽¹⁷⁾ ($G=400\text{kg/m}^2\text{s}$, $q''=12\text{kW/m}^2$, $X_m=0.2$)

된 열전달계수간의 비교가 대표적으로 질량유속이 $400\text{kg/m}^2\text{s}$, 열유속이 12kW/m^2 , 시험부 입구건도가 0.2인 경우에 대해 Fig. 7에 나타내었다.

열전달계수비는 Shah⁽¹⁷⁾의 상관식을 이용해 구한 추정치에 대한 실험치로 정의했다. 열전달계수비는 일단 직관부에서 1.2 정도, 일단 곡관부에서 1.3~1.8 범위, 이단 곡관부에서 1.2~1.8 범위, 삼단 곡관부에서 1.1~1.2 범위였다. 즉 곡관부내 열전달계수비는 직관부내 열전달계수비보다 컸다. 이는 유동이 곡관부를 지날 때 발생하는 액상과 기상의 분리, 액상과 기상의 충돌로 인한 교란, 속도가 빠른 액상이 벽과 부딪쳐 기상과 합쳐지는 혼합 효과 등의 영향으로 인해서 나타난 것으로 판단된다. 이러한 직관부에 의한 곡관부내 열전달의 향상은 수직 곡관부에 대한 결과이지만 Ouazia and Marvillet⁽²⁰⁾의 문헌에서도 찾아볼 수 있다. Ouazia and Marvillet⁽²⁰⁾의 실험조건인 16 mm 직경의 평활관, 곡률반경비가 5이상, 평균건도가 0.65인 경우에 곡관부내는 직관부보다 50~400% 만큼 열전달계수가 컸다. 본 연구에서는 건도 범위가 0.2~0.3이어서 0.65의 건도에 의해 수행된 Ouazia and Marvillet⁽²⁰⁾의 결과보다 곡관부내 원심력의 영향이 작을 것이고 직경이 작아지면 교란의 효과가 작아지고, 곡률반경비가 작아질수록 열

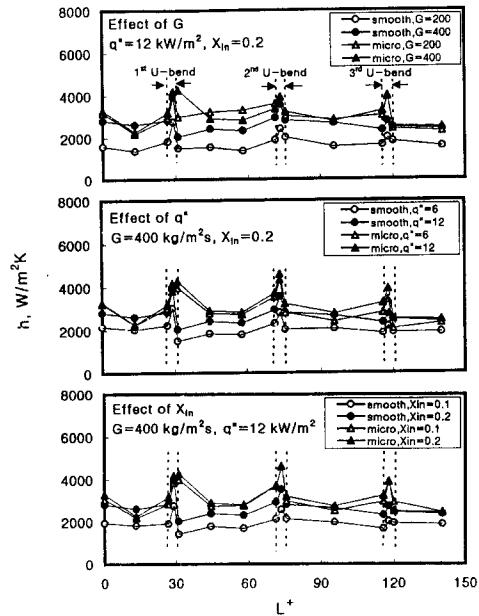


Fig. 8 Effects of the experimental parameters on the average heat transfer coefficients for R-22

전달계수비가 커지고, 수직관이 아닌 수평관인 점 등이 복잡하게 연관되어 있으나 열전달계수비에 미치는 곡률반경비의 영향보다 건도와 직경의 영향이 더 지배적일 것으로 판단되므로 열전달계수비가 본 연구에서 Ouazia and Marvillet⁽²⁰⁾의 경우보다 작게 나타났다. R-22 냉매를 사용한 평활관의 경우에 대한 직관부내와 곡관부내 열전달계수의 비율을 나타낸 Fig. 7의 결과를 통해서 타 문헌에서와 같이 직관부내에서 보다 곡관부내에서 큰 열전달계수를 얻는 유사한 경향을 얻었다.

4.4 시험부내 평균 열전달계수

곡부 열전달계수값을 산술평균하여 구한 평균 열전달계수에 미치는 실험변수들인 질량유속, 열유속, 시험부 입구건도의 영향에 대한 결과를 R-22와 R-407C 냉매 각각에 대해 구하였다.

R-22 냉매를 사용한 평활관과 마이크로핀관내 평균 열전달계수에 미치는 변수들의 영향을 Fig. 8에 나타내었다. 질량유속이 200 kg/m²s에서 400 kg/m²s로 증가할 때, 평균 열전달계수는 평활관의 경우 직관부에서 70%, 곡관부에서 44% 증가했고 마이크로핀관의 경우 전체 직관부와 곡관부에 대해 차이가 거의 없었고 이단 직관부에서 질량유속의 증가에 따라 열전달계수가 오히려 약간 감소되는 역전현상이 일어나기도 했다. 이는 곡관부를 통과할 때 곡관부내 이차유동과 핀에 의한 유동의 교란과 혼합현상등이 섞여져서 복합적인 현상이 일어나기 때문인 것으로 사료된다. 동일한 질량유속에서 평균 열전달계수는 마이크로핀관이 평활관에 비해 직관부에서 38%, 곡관부에서 42% 만큼 컸다. 열유속이 6 kW/m²에서 12 kW/m²으로 증가할 때 평균 열전달계수는 평활관의 경우 직관부와 곡관부에서 동일하게 30% 증가를 했고 마이크로핀관의 경우는 이단 직관부에서 5% 정도의 작은 증가를 나타냈고 곡관부에서는 11%의 증가를 나타냈다. 동일한 열유속에서 평균 열전달계수는 마이크로핀관이 평활관에 비해 직관부에서 19%, 곡관부에서 33% 만큼 컸다. 시험부 입구건도가 0.1에서 0.2로 증가할 때 평균 열전달계수는 평활관의 경우 직관부에서 36%, 곡관부에서 38% 증가하였고 마이크로핀관의 경우 직관부에서 4%, 곡관부에서 6%의 작은 증가를 나타냈다. 시험부내에서의 건도는 직관과 곡관에 의한 영향도 받으므로 곡관의 영향을 완전히 배제할 수 없기에 동일한 건도에서의 열

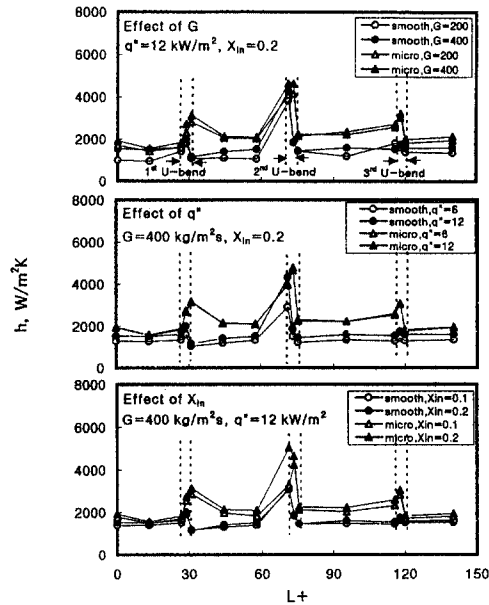


Fig. 9 Effects of the experimental parameters on the average heat transfer coefficients for R-407C

전달계수 비교는 힘들다. 동일한 시험부 입구건도에서 평균 열전달계수는 마이크로핀관이 평활관에 비해 직관부에서 22%, 곡관부에서 55% 만큼 컸다. R-22 냉매를 사용한 경우 평활관과 마이크로핀관내 평균 열전달계수에 미치는 실험변수들의 영향력은 질량유속이 가장 컸고 열유속과 시험부 입구건도가 거의 대등했다.

R-407C 냉매를 사용한 평활관과 마이크로핀관내 평균 열전달계수에 미치는 변수들의 영향을 Fig. 9에 나타내었다. 질량유속이 200 kg/m²s에서 400 kg/m²s로 증가할 때, 평균 열전달계수는 평활관의 경우 직관부에서 37%, 곡관부에서 6% 증가했고 마이크로핀관의 경우 전체 직관부와 곡관부에 대해 차이가 거의 없었다. 동일한 질량유속에서 평균 열전달계수는 마이크로핀관이 평활관에 비해 직관부에서 49%, 곡관부에서 54% 만큼 컸다. 열유속이 6 kW/m²에서 12 kW/m²으로 증가할 때 평균 열전달계수는 평활관의 경우 직관부에서 18%, 곡관부에서 24% 만큼 컸고 마이크로핀관의 경우 차이가 거의 없었다. 동일한 열유속에서 평균 열전달계수는 마이크로핀관이 평활관에 비해 직관부에서 41%, 곡관부에서 69% 만큼 컸다. 시험부 입구건도가 0.1에서 0.2로 증가할 때 평균 열전달계수는 평활관의 경우 직관부에서 8%, 곡관부에서 3%

증가하였고 마이크로핀관의 경우 직관부에서 2%, 곡관부에서 15% 만큼 증가했다. 동일한 시험부 입구건도에서 평균 열전달계수는 마이크로핀관이 평활관에 비해 직관부에서 29%, 곡관부에서 55% 만큼 컸다. R-407C 냉매를 사용한 경우 평활관과 마이크로핀관내 평균 열전달계수에 미치는 실험변수들의 영향력은 질량유속, 열유속, 시험부 입구건도의 순으로 컸다. R-22와 R-407C를 사용한 경우 평활관과 마이크로핀관내 평균 열전달계수는 직관부내에서보다 곡관부에서 4~33% 만큼 컸다.

평활관과 마이크로핀관내 평균 열전달계수를 R-22와 R-407C 냉매에 대해 Figs. 8과 9를 이용해 비교하면 다음과 같은 결과를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 시험부의 건도 범위가 0.1~0.3 정도의 저건도 영역에서 수행되어서 기존의 연구^(10, 11)에서 나타난 바와 같이 초기의 핵비등의 영향이 감소하면서 열전달계수가 약간 감소하게 되는 구간에 있다. 이와 같이 건도가 증가함에 따라 평균 열전달계수는 시험부 출구에서 크게 변하지 않았다. 평활관과 마이크로핀관 모두 시험부 출구에서 평활관의 경우 R-22에 대한 R-407C의 평균 열전달계수는 동일한 질량유속일 때 직관부와 곡관부에서 66% 정도, 동일한 열유속일 때 직관부에서 63%와 곡관부에서 59% 정도, 동일한 시험부 입구건도일 때 직관부에서 67%와 곡관부에서 65% 정도였다. 평활관의 경우 R-22에 대한 R-407C의 평균 열전달계수는 59~67% 정도였다.

마이크로핀관의 경우 R-22에 대한 R-407C의 평균 열전달계수는 동일한 질량유속일 때 직관부에서는 71%와 곡관부에서 79% 정도, 동일한 열유속일 때 직관부에서 74%와 곡관부에서 83% 정도, 동일한 시험부 입구건도일 때 직관부에서 71%와 곡관부에서 75% 정도였다. 마이크로핀관의 경우 R-22에 대한 R-407C의 평균 열전달계수는 71~83% 정도였다.

5. 결 론

첫째, R-22와 R-407C 냉매를 사용한 경우 평활관과 마이크로핀관 모두에 대해 직관부에서 보다 곡관부에서 내벽면온도가 작게 나타났는데, 이는 곡관부를 통과하면서 원심력의 영향으로 냉매액과 증기의 혼합과 교란이 일어나기 때문이다. 평활관과 마이크로핀관 모두에 대해 과열도는 R-22가 R-

407C보다 1~2°C 정도 낮았다.

둘째, R-22를 사용한 경우는 저건도영역에서 핵비등에 의해 발생한 기포가 하부에서 상부로 이동하며 상부가 더 교란되어 대체로 상부가 하부보다 큰 국부 열전달계수를 나타냈다. R-407C를 사용한 경우는 R-22를 사용한 경우와 달리 유동시 상부와 하부에서 조성의 차이가 생겨 상부보다 하부에서 국부 열전달계수가 크게 나타나기도 했다. 곡관부를 통과한 이후 다음열의 직관부는 곡관부내 이상 유동의 교란, 혼합, 원심력들의 영향으로 인해 1/3~1/2 범위 이내에서 곡관부의 영향을 받았다.

셋째, R-22와 R-407C를 사용한 경우 평활관과 마이크로핀관내 평균 열전달계수는 직관부내에서보다 곡관부내에서 4~33% 만큼 컸고 평균 열전달계수에 미치는 실험변수들의 영향력은 질량유속이 가장 컸고 열유속이 시험부 입구건도보다 약간 크거나 거의 대등했다.

넷째, R-22와 R-407C 모두에 대해 평활관에서 보다 마이크로핀관내에서 평균 열전달계수가 직관부에서 19~49%가 컸고 곡관부에서 33~69% 만큼 컸다.

다섯째, 평활관내 평균 열전달계수는 R-22 냉매보다 R-407C 냉매가 33~41% 만큼 작았고 마이크로핀관내 평균 열전달계수는 R-22 냉매보다 R-407C 냉매가 17~29% 만큼 작았다.

후 기

본 연구는 1995년도 교육부 학술연구조성비(기계공학: ME95-F-06)에 의하여 연구되었으며 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Air conditioning and Refrigeration Institute, 1992, "Participants' Handbook: R-22 Alternative Refrigerants Evaluation Program (AREP)"
- (2) 森川喜之, 1994, "HCFC 代替冷媒의 開發現況: R-22, R-502 代替冷媒 評價 프로그램 進狀現況," *Refrigeration*, Vol. 69, No. 795, pp. 100~111.
- (3) Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1989 "Heat Transfer and Pressure Drop During Evaporation and Condensation of R-22 Horizon-

- tal Micro-fin Tube," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 12, pp. 6~14.
- (4) Galli, G., Laurenti, L. Marcotullio, F. and Ponticciello, A., 1993, "Measurements of the Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop in Flow Boiling of HCFC and HFC Refrigerants in Smooth and Micro-finned Tubes," *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, pp. 1215~1220.
- (5) Kuo, C. S., Wang, C. C., Cheng, W. Y. and Lu, D. C., 1995, "Evaporation of R-22 in a 7mm Microfin Tube," *ASHRAE Trans.*, Vol. 95, pp. 1055~1061.
- (6) Kuo, C. S. and Wang, C. C., 1996, "In-tube Evaporation of HCFC-22 in a 9.52mm Micro-fin/smooth Tube," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 12, pp. 2259~2269.
- (7) Singh, A., Ohadi, M. M. and Dessiatoun, S., 1996, "Flow Boiling Heat Transfer Coefficients of R-134a in a Microfin Tube," *Transactions of the ASME; Journal of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 497~499.
- (8) 이상천, 박병덕, 이재희, 한운혁, 1996, "수평 평활관과 마이크로핀관내에서 HFC-134a의 응축 및 증발열전달 특성", 대한기계학회 논문집, Vol. 20, No. 5, pp. 1725~1734.
- (9) Wang, C. C., Kuo, C. S., Chang, Y. J. and Lu, D. C., 1996, "Two-phase Flow Heat Transfer and Friction Characteristics of R-22 and R-407C," *ASHRAE Transactions*, Vol. 96, pp. 830~838.
- (10) 신지영, 1996, "순수 및 혼합냉매의 수평원관내 유동증발 열전달", 박사학위논문, 서울대학교, 서울.
- (11) 최태열, 김민수, 1996, "수평원관내 R-22 및 R-407C 증발 열전달계수 측정," 대한기계학회 '96년도 추계학술대회 논문집 B, pp. 737~742.
- (12) Wijaya, H. and Spatz, M. W., 1995, "Two-phase Flow Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-22 and R-32/125," *ASHRAE Trans.*, Vol. 95, pp. 1020~1027.
- (13) Murata, K and Hashizume, K., 1993, "Forced Convective Boiling of Nonazeotropic Refrigerant Mixtures inside Tubes," *Transactions of the ASME; Journal of Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 680~688.
- (14) Torikoshi, K. and Ebisu, T., 1993, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R-134a, R-32, and a Mixture of R-32/R-134a Inside a Horizontal Tube," *ASHRAE Trans.*, Vol. 99, Part 2, pp. 90~96.
- (15) Ross, H., Radermacher, R. and Di Marzo, M., 1987, "Horizontal Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9., pp. 979~992.
- (16) Kandlikar, S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated two-phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tube," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219~228.
- (17) Shah, M. M., 1982, "Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer Equations and Further Study," *ASHRAE Trans.*, Vol. 4, No. 1, pp. 24~31.
- (18) Chaddock, J. B., Noerager, J. A., 1966, "Evaporation of Refrigerant 12 in a Horizontal Tube with Constant Wall Heat Flux," *ASHRAE Trans.*, Part 1, pp. 90-103.
- (19) Lu, Z., Yang, R. and Shi, D., "An Experimental Study of CHF in a U-tube by Fluid Modeling," *Two-Phase Flow and Heat Transfer: China-US Progress*, pp. 273~279.
- (20) Ouazia, B. and Marvillet, C., 1994, "Forced Convective Heat Transfer of R-22 Evaporating in Upward and Downward Flow in U-bend," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 17, No. 4, pp. 250~256.
- (21) ASHRAE, 1993, "ASHRAE Handbook : Fundamentals," pp. 17.12~17.13.
- (22) Dupont, 1995, "General Properties of Dupont Suva 9000, 9100 refrigerant," *Dupont*, pp. 1~20.
- (23) Moffat, R. J., 1985, "Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment," *Journal of Fluid Engineering*, Vol. 107, pp. 173~182.
- (24) Wang, T. and Simon, T. W., 1988, "Development of a Special-Purpose Test Surface Guided by Uncertainty Analysis : Introduction of a New Uncertainty Analysis Step," *AIAA 26th Aerospace Sciences Meeting*, pp. 1~9.