

# 알루미늄 다채널 평판관내 R-22 및 R-410A 응축에 관한 연구

정 호 중, 김 내 현\*, 윤 백\*\*, 김 만 회\*\*

인천대학교 대학원, \*인천대학교 기계공학과, \*\*(주)삼성전자

## R-22 and R-410A Condensation in Flat Aluminum Multi-Channel Tubes

Ho-Jong Jeong, Nae-Hyun Kim\*, Baek Youn\*\*, Man-Hoe Kim\*\*

Graduate School of Mechanical Engineering, Incheon University, Incheon 402-749, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Incheon University, Incheon 402-749, Korea

\*\*Air-conditioning Div., Samsung Electronics, Suwon 442-742, Korea

(Received March 9, 2002; revision received June 7, 2002)

**ABSTRACT:** In this study, condensation heat transfer tests were conducted in flat aluminum multi-channel tubes using R-410A, and the results are compared with those of R-22. Two internal geometries were tested; one with a smooth inner surface and the other with micro-fins. Data are presented for the following range of variables; vapor quality (0.1~0.9), mass flux (200~600 kg/m<sup>2</sup>s) and heat flux (5~15 kW/m<sup>2</sup>). Results show that the effect of surface tension drainage on the fin surface is more pronounced for R-22 than R-410A. The smaller Weber number for R-22 may be responsible. For the smooth tube, the heat transfer coefficient of R-410A is slightly larger than that of R-22. For the micro-fin tube, however, the reverse is true. Possible reasoning is provided considering the physical properties of the refrigerants. For the smooth tube, a correlation of Akers et al. type predicts the data reasonably well. For the micro-fin tube, the Yang and Webb model was modified to correlate the present data.

**Key words:** Flat tube(평판관), Multi-channel tube(다채널 관) Condensation(응축), R-22, R-410A

### 기 호 설 명

$A$  : 전열면적 [mm<sup>2</sup>]

$A_c$  : 유로 단면적 [mm<sup>2</sup>]

$A_f$  : 관내측 표면적 [mm<sup>2</sup>]

$b$  : 평판관 두께 [mm]

$c_p$  : 비열 [J/kgK]

$D_h$  : 수력직경 [mm]

$e$  : 튜브 높이 [mm]

$G$  : 질량유속 [kg/m<sup>2</sup>s]

$G_{eq}$  : 상당질량유속 =  $G \left[ (1-x) + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]$   
[kg/m<sup>2</sup>s]

$h$  : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]

$h_f$  : 튜브 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]

$h_{fg}$  : 증발잠열 [J/kg]

$h_{sh}$  : 전단력에 의한 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]

$h_{st}$  : 표면장력에 의한 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]

$h_u$  : 튜브 없는 부분의 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]

$k$  : 열전도도 [W/mK]

$L$  : 시험부 길이 [mm]

$m$  : 질량유량 [kg/s]

† Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

$Nu_{D_h}$  : 수력직경기준 Nusselt 수 =  $hD_h/k$  [-]

$p$  : 흰 핏치 [mm]

$P$  : 압력 [N/m<sup>2</sup>]

$Pr$  : Prandtl =  $\mu c_p/k$  [-]

$P_w$  : 접수둘레 [mm]

$q$  : 열유속 [W/m<sup>2</sup>]

$Q$  : 전열량 [W]

$r_b$  : 흰 기저부 반경 [mm]

$r_o$  : 흰 상단부 반경 [mm]

$Re_{eq}$  : 상당 Reynolds 수 =  $G_{eq}D_h/\mu_l$  [-]

$Re_l$  : 액체기준 Reynolds 수 =  $GD_h/\mu_l$  [-]

$t$  : 관벽두께 [mm]

$T$  : 온도 [K]

$U$  : 총괄열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]

$w$  : 평판관 폭 [m]

$We$  : Weber 수 =  $G_{eq}^2 D_h / (\rho_l \sigma)$  [-]

$x$  : 건도 [-]

$z$  : 흐름방향과 평행한 좌표축 [-]

### 그리스 문자

$\gamma$  : 흰 각도 [deg.]

$\mu$  : 동점성계수 [kg/ms]

$\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

$\sigma$  : 표면장력 [N/m]

$\tau_x$  : 액체-기체 경계면의 전단응력 [N/m<sup>2</sup>]

$\tau_z$  : z 축 방향 벽면 전단응력 [N/m<sup>2</sup>]

## 1. 서 론

가정용 공조기의 열교환기로 널리 사용되고 있는 흰-관 열교환기는 생산공정이 복잡하고 원관 사용에 따른 유동저항 증가와 흰과 관의 기계적 접촉에 의한 전열성능의 감소, 원관 후방에서의 전열성능의 감소 등으로 고효율화, 소형화에 한계가 있다. 이러한 문제는 원관 대신 평판관을 사용하고 흰과 관을 용접하여 일체형으로 제작한 평판관 열교환기를 사용하면 해결될 수 있다. 이 열교환기는 납작한 평판관을 사용하여 공기측 유동저항을 줄이고 관 후방의 전열성능을 개선하였

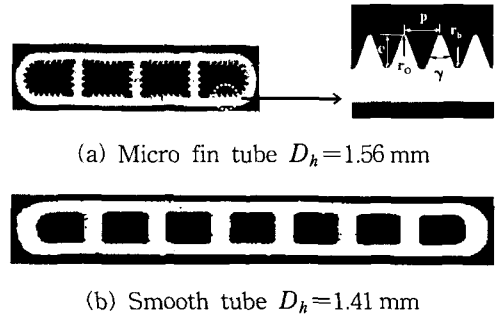


Fig. 1 Flat extruded aluminum tubes tested in this study.

다. 또한 핀과 관을 브레이징하여 접촉저항을 줄이는 동시에 공정자동화를 가능케 하였다.

평판관의 형상은 Fig. 1에 나타나 있는데 알루미늄을 압출하여 제조한다. 평판관 외측에는 루버핀이 장착되어 공기와 열전달을 한다. 평판관 열교환기는 흰-관 열교환기에 비하여 전열성능이 50% 정도 증가하고 냉매 충전량도 30% 정도 감소하는 것으로 알려져 있다. 평판관 열교환기는 그간 자동차 공조기에 널리 사용되어 왔는데 위와 같은 우수성 때문에 최근 들어 가정용 공조기에 적용하고자 하는 연구가 수행되고 있다. 현재 가정용 공조기에 주로 사용되는 냉매는 R-22이나 오존층 파괴와 관련하여 R-407C 또는 R-410A로 대체되어야 한다. R-410A는 혼합비가 R32/R125 (50/50)인 공비 혼합냉매로 증기압이 R-22에 비하여 50% 정도 크다.

평판관 내의 응축에 대해서는 최근 들어 일부 연구결과가 발표되었다. Yang and Webb,<sup>(1)</sup> Webb and Yang<sup>(2)</sup>은 R-12와 R-134a를 사용하여 내부 채널이 매끄러운 평활 평판관( $D_h=2.64$  mm)과 미세원이 가공된 미세원 평판관( $D_h=1.56$  mm)에 대한 응축 실험을 수행하였다. 그들은 그 결과를 Shah<sup>(3)</sup>와 Akers et al.<sup>(4)</sup>의 상관식과 비교하였는데 두 관 모두 Akers 등의 상관식의 예측치와 잘 일치하고 Shah의 상관식은 과대 예측하는 것으로 나타났다. 또한 미세원 평판관의 응축 열전달계수는 평활 평판관보다 10~60% 가량 높다고 보고하였다. 그 차이는 건도가 높아질수록 커졌는데 이는 높은 건도에서 미세원이 증기 중에 노출되고 따라서 흰 주위의 표면장력에 의한 응축 효과가 부가되기 때문으로 설명하였다. Kim et al.<sup>(5)</sup>은 Yang and Webb<sup>(1)</sup>이 사용한 평판관과 동

일한 평판관에 대하여 R-22를 사용하여 실험을 수행하였다. 그들의 응축 열전달계수는 Akers 상관식의 예측치보다도 다소 낮았다. Ermis and Webb<sup>(6)</sup>은 수력 직경이 다른( $0.44\text{ mm} \leq D_h \leq 1.56\text{ mm}$ ) 여러 평판관(평활 평판관 및 미세휜 평판관)에 대한 R-134a 응축실험을 통하여 실험결과를 Akers et al.<sup>(4)</sup>이 제안한 등가 레이놀즈수 ( $Re_{eq}$ )를 사용하여 잘 상관시킬 수 있음을 보고하였다. Katsuda<sup>(7)</sup>는  $0.56\text{ mm} \leq D_h \leq 1.45\text{ mm}$ 의 평활 평판관에 대한 R-134a 실험을 통하여 기존 상관식들이 실험결과를 잘 예측하지 못한다고 보고하였다.

평판관의 특징은 수력직경이 작고 채널형상이 사각형이라는데 있다. 채널형상이 평판관과는 다르지만 직경이 작은 원관에 대한 연구도 최근 들어 열교환기의 고효율화와 관련되어 많이 수행되고 있다. Webb et al.<sup>(8)</sup>은 내경 2.13 mm, 3.25 mm의 원관에 대한 실험에서 응축온도가 높아질수록 Shah<sup>(3)</sup> 상관식이 실험자료를 과대 예측함을 보였고, Dobson et al.<sup>(9)</sup>은 내경 4.57 mm의 원관에 대한 R-12와 R-134a 실험에서 기존 상관식들이 실험자료를 적절히 예측하지 못함을 보고하였다. 홍진우 등<sup>(10)</sup>은 내경 1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm에 대한 R-22, R-134a, 응축실험에서 관경이 작아질수록 열전달계수가 증가함을 보고하였다. 또한 기

존의 상관식[Shah,<sup>(3)</sup> Cavallini and Zecchin<sup>(11)</sup>]들은 실험자료를 과소 예측함을 보고하였다.

이와 같이 소구경 원관이나 평판관에 대한 연구는 최근 들어 일부 수행되고 있으나 아직 실험자료가 많이 부족한 실정이다. 특히 평판관내 응축에 대해서는 자동차 에어컨을 대상으로 R-12나 R-134a를 사용한 연구가 주로 수행되어 왔고 가정용 공조기를 대상으로 한 R-22나 R-410A 응축에 대한 연구는 거의 없다.

본 연구에서는 수력직경이 1.41 mm인 평활 평판관과 수력직경 1.56 mm인 미세휜 평판관 내에서 R-410A 응축실험을 수행하였다. 실험은 냉매 포화온도 45°C, 질량유속 200~600 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5~15 kW/m<sup>2</sup> 범위에서 수행되었다. 실험결과를 기 수행된 R-22 실험자료와 비교되었다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

시험장치의 개략도 및 시험부의 상세도를 Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다. 시험부는 길이 455 mm의 환형 채널로 구성되고 평판관이 시험부 중앙에 장착된다. 냉매는 평판관 내측으로 흐르고 물은 시험부 환형 공간으로 흐른다. 시험시 물측의 유속을 가능한 한 높게 하여 물측의 열저항을 작

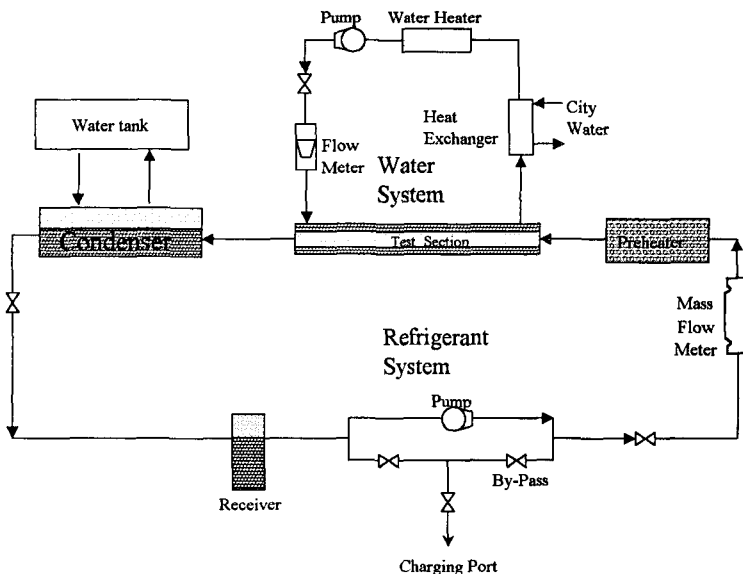


Fig. 2 Schematic drawing of the experimental apparatus.

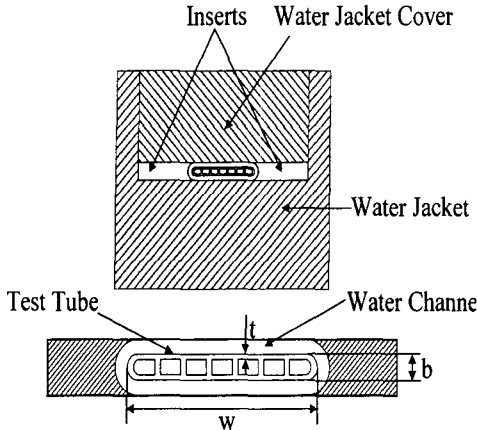


Fig. 3 Detail drawing of the test section.

게 하는 것이 필요한데 이는 환형부의 공간을 가능한 한 작게 해야 가능하다. 본 연구에서는 환형부의 간격이 1.0 mm로 유지되었다. 시험부의 제원이 Table 1에 나타나 있다. Fig. 2에 나타나 있듯이 냉매는 관내측으로 일정한 건도를 가지고 유입되어 시험부를 지나가는 동안 환형공간으로 흐르는 저온수에 의하여 일부 응축된다. 시험부를 나온 2상 냉매는 셀-튜브형 응축기의 셀측에 공급된다. 응축기의 튜브측에는 저온의 물이 흐르며 냉매증기를 응축한다. 응축액은 중력에 의하여 리시버에 모아진다. 리시버의 과냉액은 스트레이너를 통과한 후 마그네틱 기어펌프에서 가

압되어 질량유량계에서 유량을 측정된 후 예열기로 공급된다. 냉매의 유량은 마그네틱 기어펌프의 토출량을 일부 재순환시켜 조절하고 시험부의 입구 냉매건도는 예열기에 공급되는 열량으로 조절한다. 본 실험장치는 냉매건도, 유량, 그리고 열유속을 각각 독립적으로 조절할 수 있도록 설계되어 있다. 시험부 후방에는 유리판을 설치하여 유동을 관측할 수 있도록 하였다. 시험부의 환형 공간을 흐르는 저온수는 관내 냉매의 응축열을 받아 온도가 올라가는데 이 응축열은 시험부 전방의 판형 열교환기를 통해 제거된다. 환형부의 유량은 펌프와 시험부 사이에 플로트형 유량계에서 측정한다.

온도 측정부위는 모두 다섯 개소로 시험부 평판관의 냉매 입출구 온도, 환형부 물의 입출구 온도, 그리고 예열기 전방의 과냉 냉매온도이다. 온도는 보정된 정밀도가 높은 열전대를 사용하여 측정하였다. 압력 측정부위는 세 개소로 두 곳의 절대압력과 시험부 전후의 차압을 측정하였다. 압력계 중 하나는 시험부 전방에 설치하여 증발압력을 측정하고 다른 하나는 예열기 전방에 설치하여 과냉액의 압력을 측정하였다. 이 두 압력은 유동액이 과냉상태인지 포화상태인지를 확인하는데 사용되었다. 계측기의 오차가 Table 2에 나타나 있다.

실험장치는 고압에서 작동하므로 시험부의 기밀을 확인하여야 한다. 기밀시험은 우선 고압공기를 채워 넣은 후 비눗물을 사용하여 누출 여부를 확인하였고 다음에는 냉매를 채워 넣은 후 할로겐 계측기로 누출 여부를 재차 확인하였다. 이렇게 하여 시간당 0.5 kPa 정도로 기밀을 유지할 수 있었다. 냉매충전은 진공상태에서 주입하였고 냉매탱크를 뒤집어 놓아 냉매액이 실험장치 안으로 들어가도록 하였다. 실험은 최대 유량, 최대 열유속, 최대 건도에서 시작하였다.

Table 1 Geometric details of the tested flat tubes and corresponding annular channels

Item	Micro-finned flat tube		Smooth flat tube	
	Tube	Annulus	Tube	Annulus
$w$ (mm)	16.00	18.00	18.00	20.30
$b$ (mm)	3.00	5.00	1.70	4.20
$A_c$ (mm)	22.68	39.60	14.72	51.58
$A_i/L(P_w)$ (mm)	57.99	77.30	41.74	83.97
$D_h$ (mm)	1.56	2.05	1.41	2.46
$t$ (mm)	0.50	-	0.36	-
$e$ (mm)	0.20	-	-	-
$p$ (mm)	0.40	-	-	-
Fin $\gamma$ (deg.)	40	-	-	-
$r_o$ (mm)	0.013	-	-	-
$r_b$ (mm)	0.15	-	-	-

Table 2 Experimental measurement uncertainties

Sensors	Accuracy
Temperature	$\pm 0.05^\circ\text{C}$
Absolute pressure	$\pm 1.0\%$
Refrigerant flow rate	$\pm 0.2\%$
Water flow rate	$\pm 1.0\%$
Heat supplied to the preheater	$\pm 1.0\%$

## 2.2 실험결과 처리방법

시험부 내의 전열량은 환형부 물층의 열정산에 따라 아래 식으로 구해진다.

$$Q_t = m_w c_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (1)$$

시험부 입구의 냉매 건도  $x_{in}$ 은 예열기에서의 열정산에 의해 구해진다. 예열기에서의 공급열량은 감열량과 잠열량으로 구성된다.

$$Q_p = Q_{sens} + Q_{lat} \quad (2)$$

$$Q_{sens} = m_r c_{pr} (T_{sat} - T_{p,in}) \quad (3)$$

$$Q_{lat} = m_r h_{fg} x_{in} \quad (4)$$

윗 식들로부터  $x_{in}$ 은 다음과 같다.

$$x_{in} = \frac{1}{h_{fg}} \left[ \frac{Q_p}{m_r} - c_{pr} (T_{sat} - T_{p,in}) \right] \quad (5)$$

시험부를 지나는 동안 건도변화는 다음과 같다.

$$\Delta x = \frac{Q_t}{m_r h_{fg}} \quad (6)$$

따라서 시험부에서의 평균 건도는 다음과 같다.

$$x_{ave} = x_{in} - \frac{\Delta x}{2} \quad (7)$$

냉매측 열전달계수는 총합 열전달계수  $U_o$ 와 관외측 열전달계수  $h_o$ 로부터 아래 식으로 구해진다. 여기서  $A_m$ 은 관벽 중간 위치에서의 전열면적이다. 한 가지 유의할 사항은 관내측 열전달면적  $A_i$ 로 실제 접수면적을 사용하였다. 따라서 Table 1에 나타나 있듯이 미세원 평판관의  $A_i$ 가 평활 평판관보다 39% 크다.

$$Q_t = U_o A_o \Delta T_{lm} = h_i A_i \Delta T_i = h_o A_o \Delta T_o \quad (8)$$

$$h_i = \frac{1}{\left[ \frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_o} \right] \frac{A_i}{A_o} - \frac{t A_i}{k A_m}} \quad (9)$$

관외측 환형 공간에서의 열전달계수  $h_o$ 는 수정된 Wilson plot을 사용하여 구하였다. Wilson plot은 총합 열전달계수로부터 관내측과 외측의 열전달계수를 도식적으로 구하는 방법으로 관벽 온도를 측정하지 않고도 열전달계수를 구할 수 있어 관벽온도의 측정이 어려운 경우에 널리 사용된다. 실험은 관외측의 유량과 온도를 일정하게 하고 관내측의 유속을 바꿔 가며 수행하고, 다시 관외측의 유량을 변화시키면서 반복적으로 수행하였다. Kline and McClintock<sup>(12)</sup>의 제안에 따라 오차해석을 수행하였다. 해석결과 열전달계수의 오차는 4.1~11.2%였다.

## 3. 실험결과 및 고찰

Fig. 4에 질량유속  $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 평활 평판관 및 미세원 평판관에서의 R-410A 응축 열전달계수가 나타나 있다. Fig. 4에는 Shah<sup>(3)</sup>와 Akers et al.<sup>(4)</sup>의 상관식에 따른 예측치도 나타나 있는데 Shah 상관식이 월등히 높은 예측값을 보인다. 또한 평활 평판관에 대한 예측치가 미세원 평판관보다 다소 높음을 보이는데 이는 평활 평판관의 수력직경이 미세원 평판관보다 다소 작기 때문이다. Table. 3에 나타나 있듯이 이들 상관식은 수력직경이 작으면 큰 열전달계수값을 예측한다. Fig. 4에는 저건도 영역에서 평활 평판관의 열전달계수가 누락되었는데, 이는 실험장치의 제약으로 인하여 이 부분의 데이터를 취득할 수가 없었다. Fig. 4는 미세원 평판관의 열전달계수가 평활 평판관보다 큼을 보여준다. Kim et al.<sup>(5)</sup>도 R-22

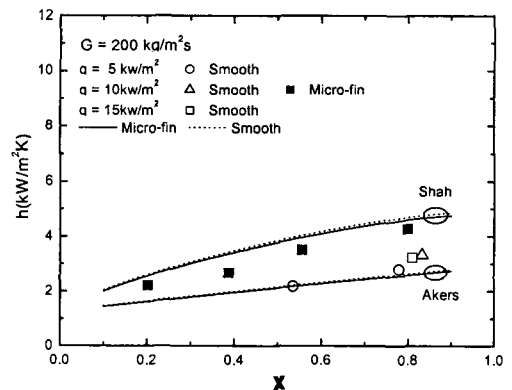


Fig. 4 R-410A condensation heat transfer coefficients at  $G=200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

Table 3 Correlations cited in this study

Reference	Correlations
Akers et al. (1959)	$Nu = 0.0265 Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{1/3}$
Shah (1979)	$h = h_l \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{P_{red}^{0.38}} \right]$ $h_l = 0.023 \frac{k_l}{D_h} Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4}$
Yang and Webb (1997)	$h = h_u \frac{A_u}{A} + h_f \frac{A_f}{A}$ $h_f = 0.0265 \frac{k_l}{D_h} Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{1/3}$ $h_u = \sqrt{h_{sh}^2 + h_{st}^2}$ $h_{sh} = 0.0265 \frac{k_l}{D_h} Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{1/3}$ $h_{st} = C \frac{\tau_z - \tau_i}{(dp/dz)} k_l \frac{((1/r_b) - (1/r_o))}{S_m} \frac{Re_{eq} Pr_l^{1/3}}{We}$ $C = 0.0703$
This study	Smooth tube : $Nu = 0.030 Re_{eq}^{0.78} Pr^{1/3}$
(Modified Yang and Webb)	Micro-fin tube : Same as Yang and webb(1997) except
	$h_f = h_{sh} = 4.39 \frac{k_l}{D_h} Re_{eq}^{0.242} Pr_l^{1/3}$ $C = 0.213$

에 대한 실험에서 동일한 경향을 보고하였다. Fig. 5에 Kim et al.<sup>(5)</sup>의 R-22 데이터가 나타나 있다. 이 그림은 높은 질량유속 ( $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ )을 제외하고는 미세핀 평판관의 열전달계수가 큰 것을 보여준다. 미세핀 평판관의 경우 낮은 질량유

속에서는 흰에 작용하는 표면장력에 의하여 열전달계수가 증가하리라 예상된다. 질량유속이 커지게 되면 표면장력보다는 관성력이 지배적으로 되는데 이렇게 되면 미세핀 평판관의 열전달계수와 평활 평판관의 열전달계수값이 같아질 것이다. Fig.

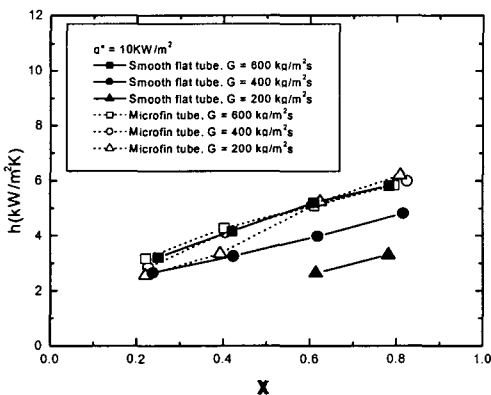


Fig. 5 R-22 condensation heat transfer coefficients showing the effect of mass flux.

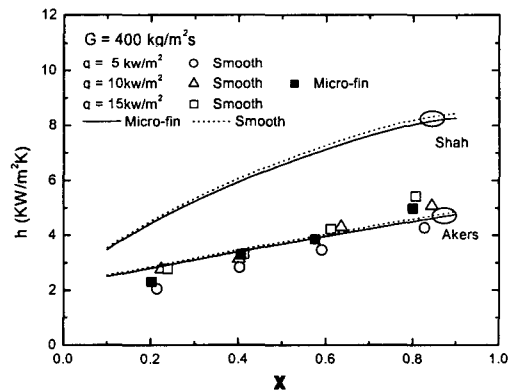


Fig. 6 R-410A condensation heat transfer coefficients at  $G=400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

5는 이러한 경향을 보여주고 있다. Fig. 6에는 질량유속  $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 R-410A 열전달계수를 나타내었다. 미세한 평판관과 평활 평판관은 유사한 열전달계수값을 보임을 알 수 있다. Fig. 6은 열유속의 영향이 미미함을 보이는데 이는 응축 열전달의 일반적 특성이다. Fig. 7에는 질량유속  $600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 의 데이터가 나타나 있다. 이 그림은 평활 평판관의 열전달계수가 미세한 평판관보다 작은 경우는 Carnavos<sup>(13)</sup>에 의해서도 보고된 바 있다. Carnavos는 단상 강제대류 실험에서 미세한관의 열전달계수가 평활관보다 작은 것을 발견하였는데 이는 흰 사이에서 유속이 감소하고 따라서 열전달계수가 감소하기 때문으로 설명하였다. 응축 열전달의 경우 흰은 표면장력에 의하여 열전달계수를 증가시키는 역할도 하므로 유속감소와 표면장력 중 어느 것이 지배적이냐에 따라 평활관과의 상대적인 크기가 결정될 것이다. 낮은 질량유속에서는 흰간 유속감소보다는 표면장력의 영향이 지배적이기 때문에 미세한관의 열전달계수가 평활 평판관보다 크고 질량유속이 높아질수록 흰간 유속감소가 커지고 표면장력 효과는 감소하므로 평활 평판관의 열전달계수가 큰 것으로 판단된다.

Fig. 8은 R-410A의 질량유속에 따른 실험자료를 보여준다. 이 그림은 Fig. 5의 R-22와는 다소 다른 경향을 보인다. R-22의 경우는 전 질량유속에서 미세한 평판관의 열전달계수가 큰데 R-410A는 높은 질량유속에서 그 경향이 역전됨을 보인다. 이는 R-22와 R-410A의 물성치 차이 때문으로 판단되는데 관성력과 표면장력의 비인 Weber 수 $[= G^2 D_h / \rho_l \sigma]$ 에 있어서 R-410A는 R-22보다 2.7배가 크다. Weber 수는 표면장력의 상대적 중요성을 의미하는 무차원수로 Weber 수가 작은 R-22의 경우 표면장력효과가 그만큼 크고 이 때문에 R-22는 높은 질량유속에서도 미세한의 효과를 유지하는 것으로 보인다. Fig. 9에는 평활 평판관에서 R-410A와 R-22의 열전달계수가 비교되어 있는데 R-410A의 열전달계수가 다소 큼을 보인다. 미세한 평판관 데이터는 Fig. 10에 나타나 있는데 이경우는 R-22가 다소 높음을 보인다. 그 이유는 전술한 바와 같이 미세화에 작용하는 표면장력효과가 R-22가 월등하기 때문

문으로 판단되는데 관성력과 표면장력의 비인 Weber 수 $[= G^2 D_h / \rho_l \sigma]$ 에 있어서 R-410A는 R-22보다 2.7배가 크다. Weber 수는 표면장력의 상대적 중요성을 의미하는 무차원수로 Weber 수가 작은 R-22의 경우 표면장력효과가 그만큼 크고 이 때문에 R-22는 높은 질량유속에서도 미세한의 효과를 유지하는 것으로 보인다. Fig. 9에는 평활 평판관에서 R-410A와 R-22의 열전달계수가 비교되어 있는데 R-410A의 열전달계수가 다소 큼을 보인다. 미세한 평판관 데이터는 Fig. 10에 나타나 있는데 이경우는 R-22가 다소 높음을 보인다. 그 이유는 전술한 바와 같이 미세화에 작용하는 표면장력효과가 R-22가 월등하기 때문

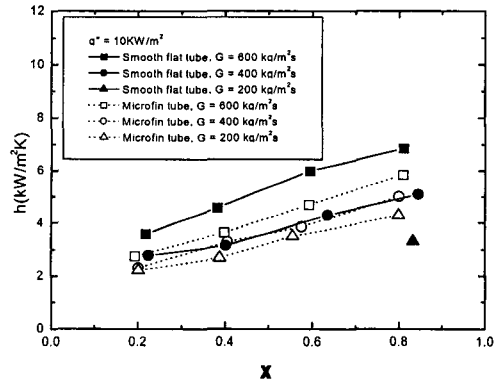


Fig. 8 R-410A condensation heat transfer coefficients showing the effect of mass flux.

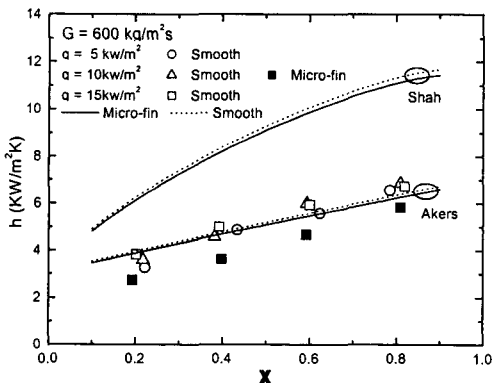


Fig. 7 R-410A condensation heat transfer coefficients at  $G=600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

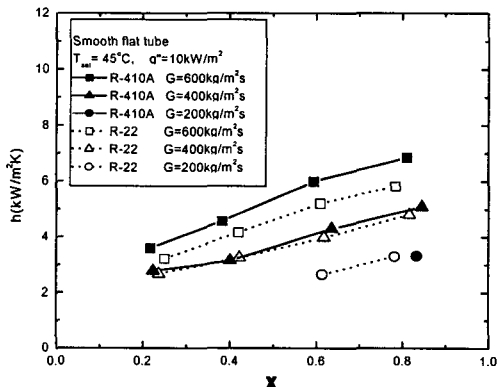


Fig. 9 Condensation heat transfer coefficients of R-22 and R-410A in the smooth tube.

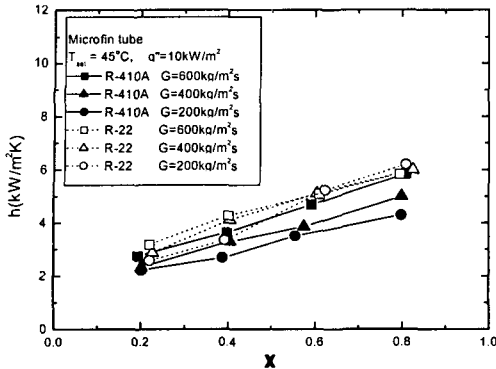


Fig. 10 Condensation heat transfer coefficients of R-22 and R-410A in the micro-fin tube.

으로 판단된다. 또한 Fig. 10은 R-22의 열전달계수는 고건도 영역에서 질량유속에 관계없이 모아 지는데 R-410A는 그렇지 않음을 보인다. 흰 증기에 노출되는 고건도 영역에서는 표면장력의 효과가 보다 중요하게 되는데 R-22의 표면장력이 R-410A보다는 월등히 크기 때문에 이러한 경향이 나타나는 것으로 판단된다.

Figs. 4, 6, 7은 평활 평판관의 경우 Akers et al.<sup>(4)</sup> 형태의 상관식이 적용될 수 있음을 보인데 기존의 R-22<sup>(5)</sup>와 금번 R-410A 자료를 가지고 아래의 평활 평판관 상관식을 구하였다.

$$Nu_{Dh} = 0.030 Re_{eq}^{0.78} Pr^{1/3} \quad (10)$$

미세흰 평판관의 경우 표면장력의 효과가 고려되어야 하는데 이러한 모델은 Yang and Webb<sup>(14)</sup>에 의하여 제안된 바 있다. Table 3에 이들의 모델이 요약되어 있다. 그들은 미세흰관의 경우 낮은 건도에서는 증기 전단력이 지배적이고 고건도 영역에서는 증기 전단력과 표면장력이 모두 중요하게 된다고 가정하고 이 두 힘을 점근식으로 표현하였다. 흰 표면의 표면장력을 구하기 위해서는 흰에 형성되는 액막 두께를 구해야 한다. 이는 매우 복잡한 미분방정식의 해를 요구하는데 Yang과 Webb은 이를 단순화한 모델을 제안한 바 있다. 이 모델은 한 개의 실험상수를 포함하게 된다.

본 연구에서는 Yang과 Webb의 제안에 따라 저건도 영역( $x < 0.5$ )의 미세흰 평판관 자료를 Akers et al.<sup>(4)</sup> 형태의 상관식으로 개발하였고 고

건도 영역의 자료에 Yang과 Webb의 모델을 적용하여 실험상수를 구하였다. 저건도 영역의 실험자료(R-22와 R-410A)는 다음 식으로 상관된다.

$$Nu_{Dh} = 4.93 Re_{eq}^{0.242} Pr^{1/3} \quad (11)$$

고건도 영역의 실험상수 “C”는 실험자료로부터 0.213으로 구해졌는데 Yang과 Webb은  $C = 0.0703$ 을 제안한 바 있다. 두 실험상수가 다른 이유는 Yang과 Webb은 Akers et al.<sup>(4)</sup>의 식을 사용하여 증기전단력을 구한 반면 본 연구에서는 저건도 영역의 실험식[식(11)]을 사용하였기 때문이다. Table 3에는 본 모델도 기술되어 있다. 이 모델은 본 실험자료(R-22와 R-410A) 81%를  $\pm 20\%$  내에서 예측하는 것으로 나타났다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 평활 평판관과 미세흰 평판관에서 R-410A의 응축 열전달계수를 측정하였고 R-22의 데이터와 비교하였다. 실험은 질량유속 200에서 600 kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5에서 15 kW/m<sup>2</sup>의 범위에서 수행되었다. 포화온도는 45°C로 일정하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 흰 표면의 표면장력에 의한 열전달 증진효과는 R-410A보다 R-22가 우수하였다. 이는 R-22의 Weber 수가 작기 때문으로 판단된다.

(2) 평활 평판관에서 R-410A의 열전달계수는 R-22보다 다소 컸다. 하지만 미세흰 평판관의 경우 반대로 나타났는데 그 이유를 냉매의 물성치(표면장력)를 가지고 설명하였다.

(3) 평활 평판관의 경우 Akers et al.<sup>(4)</sup> 형태의 상관식이 실험자료를 잘 예측한다. 미세흰 평판관의 경우 Yang and Webb<sup>(14)</sup>의 모델을 수정하여 실험자료를 예측하였다.

#### 후 기

본 연구는 선문대 공조기술연구센터와 ㈜삼성전자 연구비 지원으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

1. Yang, C.-Y. and Webb, R. L., 1996, Condens-



- sation of R-12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Microfins, *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 39, No. 4, pp. 791-800.
2. Webb, R. L. and Yang, C.-Y., 1995, A Comparison of R-12 and R-134a Condensation inside Small Extruded Aluminum Plain and Micro-Fin Tubes, C4961053195, IMechE, pp. 77-86.
  3. Shah, M. M., 1979, A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation in Tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, No. 4, pp. 547-556.
  4. Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chem. Eng. Prog. Symp. Series*, Vol. 55, No. 29, pp. 171-176.
  5. Nae-Hyun Kim, Jin-Pyo Cho and Jung-Oh Kim, 2000, R-22 Condensation in Flat Aluminum Multi Channel Tubes, *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 427-438.
  6. Ermis, K. and Webb, R. L., 1998, Effect of Hydraulic Diameter on Condensation of R-134a in Flat Extruded Aluminum Tubes, submitted to *J. Heat Transfer*.
  7. Katsuda, M., 1994, The Effect of A Cross-sectional Geometry on The Condensation Heat Transfer inside Multi-pass Tubes, *Proc of WTPF*, Vol. 2, pp. 146-157, AFERC, POSTECH.
  8. Webb, R. L., Zhang, M. and Narayanamurthy, R., 1998, Condensation Heat Transfer in Small Diameter Tubes, *Heat Transfer* 1998, Proceedings of 11th IHTC, Vol. 6, Aug. 23-28, Kyongju, Korea.
  9. Dobson, M. K., Chato, J. C., Hinde P. K. and Wang, S. P., 1994, Experimental Evaluation of Internal Condensation of R-12 and R-134a, *ASHRAE Trans.*, No-94-5-3, pp. 744-754.
  10. Hong, J. W., Rho, G. S., Jeong, J. C., Oh, H. K., 2001, Condensing heat transfer characteristics of R-22 and R-134a in small diameter tubes, *KSME J.*, Vol. 25, No. 1, pp. 54-61.
  11. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1971, High Velocity Condensation of Organic Refrigerants inside Tubes, *Proceeding of 8th International Congress of Refrigeration*, Brussels, Belgium, Vol. 2, pp. 193-200.
  12. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments, *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-9.
  13. Carnavos, T. C., 1979. Cooling Air in Turbulent Flow with Internally Finned Tubes, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 1 (2), pp. 41-46.
  14. Yang, C.-Y. and Webb, R. L., 1997, A Predicted Model for Condensation in Small Hydraulic Diameter Tubes Having Axial Micro-fins, *J. Heat Trans.*, Vol. 119, pp. 776-782.