

R-410A 비등열전달에 미치는 미세관경의 영향

최 광 일, A. S. Pamitran, 오 종 택[†], Pega Hrnjak^{**}, 박 창 용^{***}
 전남대학교대학원 냉동공조공학과, *전남대학교 냉동공조공학과, **University of Illinois ACRC
 ***서울산업대학교 기계설계·자동화공학부

Effect on Flow Boiling Heat Transfer of Minichannel Diameter for R-410A

Kwang-Il Choi, A. S. Pamitran, Jong-Taek Oh[†], Pega Hrnjak^{**}, Chang Yong Park^{***}
 Graduate School, Chonnam National University Yeosu, Chonnam 550-749, Korea

^{*}Department of Refrigeration and Air Conditioning Engineering, Chonnam National University,
 Yeosu, Chonnam 550-749, Korea

^{**}Department of Mechanical Science and Engineering, ACRC, University of Illinois at Urbana-Champaign,
 1206 West Green Street, Urbana, IL 61801, USA

^{***}School of Mechanical Design and Automation Engineering, Seoul National University of Technology,
 Nowon-Gu, Seoul, 139-743, Korea

(Received May 8, 2009; revision received October 14, 2009)

ABSTRACT: Two-phase flow boiling heat transfer of R-410A in horizontal small tubes was reported in the present experimental study. The local heat transfer coefficients were obtained over a heat flux range of 5 to 40 kW/m², a mass flux range of 170 to 600 kg/m²s, a saturation temperature range of 3 to 10 °C, and quality up to 1.0. The test section was made of stainless steel tubes with inner diameters of 0.5 and 3.0 mm, and lengths of 330 and 3000 mm, respectively. The test section was heated uniformly by applying a direct electric current to the tubes. The effects on heat transfer of mass flux, heat flux, inner tube diameter, and saturation temperature were presented. The experimental heat transfer coefficients are compared with six existing heat transfer coefficient correlations. A new boiling heat transfer coefficients correlation based on the superposition model for R-410A in small tubes was developed with mean deviation of 10.13%.

Key words: R-410A, Flow boiling(흐름비등), Horizontal small tube(수평미세관), Heat transfer coefficient(열전달계수), Correlation(상관식)

기 호 설 명

Bo	: 보일링 수 [$q/(h_{fg}G)$]	F	: Reynolds수 인자
C	: Chisholm parameter	f	: 마찰요소
C_p	: 정압비열 [J/kg · K]	G	: 질량유속 [kg/m ² · s]
D	: 관경 [m]	h	: 열전달계수 [kW/m ² · K]
		i	: 엔탈피 [kJ/kg]
		k	: 관의 열전도계수 [W/m · K]
		L	: 관길이 [m]
		M	: 분자량
		P	: 압력 [Pa]
		Q	: 열량 [kW]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-61-659-3273; fax: +82-61-659-3279

E-mail address: ohjt@chonnam.ac.kr

- q : 열유속 [kW/m²]
- Re : Reynolds수
- T : 온도 [K]
- W : 유량 [kg/s]
- We : Weber수
- X : Lockhart-Martinelli parameter
- x : 건도
- Z : 구간 [m]

그리스 문자

- μ : 점성계수 [Pa · s]
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- ϕ^2 : 2상유동마찰손실배수

하첨자

- exp : 실험값
- f : 액체
- g : 기체
- i : 내경
- in : 입구
- nb : 핵비등
- o : 외경
- r : 상대
- sat : 포화
- sc : 과냉각
- tp : 2상
- tt : 난류-난류
- wi : 관내벽
- wo : 관외벽

1. 서 론

2007년 12월 15일 인도네시아 발리 기후변화협약 당사국 총회에서 채택된 ‘발리로드맵’은 ‘post-2012 기후변화협상’의 기본 방향을 제시한 것으로서 2013년부터는 우리나라도 온실가스 의무 감축측에 포함되는 것이 거의 확실시 되고 있다. 그러므로 냉동공조기기 및 그 시스템의 작동유체로 사용되고 있는 HCFC 냉매도 조속한 시일내에 친환경적 자연냉매로 대체시켜야 할 것이다. 또한 응축기 및 증발기 등의 열교환기도 에너지절약과 더불어 내경 3.0 mm 이하의 미세관으로 소형화시키는 것이 더 효율화가 촉진 될 것이다.

미세관내 흐름비등에서는 핵비등이 열전달률에 큰

영향을 미치면서 층류유동이 나타나므로⁽¹⁻⁵⁾ 기존의 일반관경 열전달 상관식을 그 열전달예측에 적용할 경우 정확히 예측하는데 어려움이 많다.

본 연구는 0.5 mm와 3.0 mm 미세관내 R-410A를 작동유체로 이용하여 비등 열전달 실험을 행하였으며, 그 실험데이터를 기존 상관식과 비교하여 미세관 열전달 예측에 적용 가능한 새로운 열전달 상관식을 제시하였다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 Fig. 1과 같이 직경 0.5 mm의 시험부와 냉각기, 팽창밸브, 응축기, 수액기로 구성되어 있다. 증기냉매는 냉각기에서 응축되어 니들밸브에 의해 냉매량이 조절되어 액상으로 시험부에 들어간다. 유입된 냉매는 전기직접가열에 의해 증발된 후 응축기에서 응축되어 수액기로 유입된다. 시험부 입구 포화온도는 냉매실린더 및 냉각기의 압력과 온도 그리고 needle valve 등으로 부터 조절된다. 시험부는 스테인레스강 튜브로서 내경 0.5 mm, 시험부 길이가 330 mm인 수평평활관으로 구성하였다. 관벽의 국소 및 평균온도를 측정하기 위하여 T형 열전대를 길이방향 30 mm 간격으로 10곳의 상, 하, 중앙부에 90° 방향으로 4군데 부착하였다. 시험부는 가변전압기를 이용하여 시험부 전구간에 걸쳐 일정하게 가열시켰으며, 또한 가열량은 공급되는 전압과 전류에 의해 조절되었다.

그리고 시험부 내경이 3 mm인 실험장치의 계략도는 Fig. 2와 같다. 실험장치는 응축기, 과냉각기, 냉매펌프, 예열 및 예냉기, 그리고 시험부인 증발기로 구성하였다. 냉매 순환을 간단히 설명하면 펌프에서 나온 냉매는 질량유량계에서 유량이 측

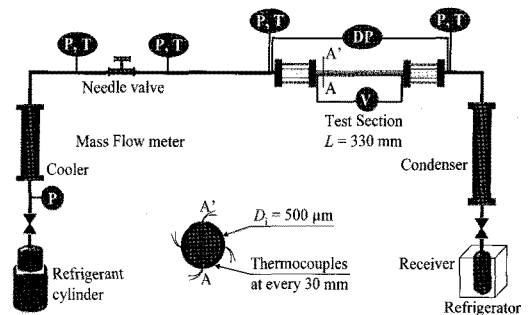


Fig. 1 The experimental test facility with test section of 0.5 mm diameter tube.

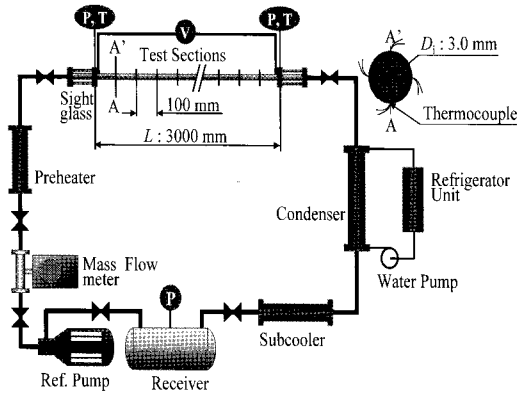


Fig. 2 The experimental test facility with test section of 3 mm diameter tube.

정된 후 예열(예냉)기로 흐르면서 건도가 조절되고 시험구간인 증발기로 순환된다. 증발기에서 증발한 냉매증기는 응축기에서 응축된 후 과냉각기에서 과냉각도가 조절 되어 수액기로 유입되며 냉매펌프에 의해 실험장치로 재순환된다. 증발기인 시험부는 스테인레스 튜브로서 내경 3.0 mm, 시험부 길이 3000 mm인 수평 평활관으로 구성하였다. 관벽의 국소 및 평균온도를 측정하기 위하여 C-C 열전대를 관의 동일 단면상의 관 상부에서 원주방향 등 간격으로 4군데, 또한 길이방향 100 mm 간격으로 부착하였다. 또한 시험부 입·출구와 예열(예냉)기 입·출구의 냉매온도를 측정하기 위하여 열전대를 관내에 삽입하였으며, 증발기의 입출구에 정밀 브루돈관식 압력계를 설치하여 압력을 측정하였고, 시험부 입출구 사이는 등 간격으로 차압 트랜듀서를 이용하여 압력강하를 측정하였다. 또한 증발기내의 냉매 유동양상을 관찰하기 위하여 시험부 입구, 중간 및 출구에 각각 길이 100 mm인 관찰창을 설치하였다.

실험은 시스템 전체가 2시간 이상 정상상태가 된 것을 확인한 후 데이터를 측정하였으며 그 조건은 Table 1과 같다.

3 실험데이터의 정리

본 실험에서의 열전달계수는 식(1)과 같이 구하였다.

$$h_{tp} = \frac{q}{T_{wi} - T_{sat}} \quad (1)$$

Table 1 Range of experimental conditions

Refrigerants	R-410
Test section	Horizontal stainless steel smooth tube
Inner tube diameter[mm]	0.5, 3.0
Saturation temperature [°C]	3~10
Tube length [mm]	330, 3000
Mass flux [kg/m ² s]	100~600
Heat flux [kW/m ²]	5~40
Quality	0~1.0

그리고 건도는 시험부내 냉매의 에너지평형으로부터 식(2)와 같이 계산하였다.

$$x = \frac{i - i_l}{i_{fg}} \quad (2)$$

시험부 입구의 냉매는 포화상태가 아닌 과냉각 상태로 유입되기 때문에 과냉각 구간을 제외시켜야 한다. 식(3)으로부터 과냉각구간을 구할 수 있다.

$$Z_{sc} = L \frac{i_f - i_{f,in}}{\Delta i} = L \frac{i_f - i_{f,in}}{Q/W} \quad (3)$$

시험부 출구의 냉매 건도는 식(4)로부터 구할 수 있다.

$$x_o = \frac{\Delta i + i_{f,in} - i_f}{i_{fg}} \quad (4)$$

Table 2 Summary of the estimated uncertainty

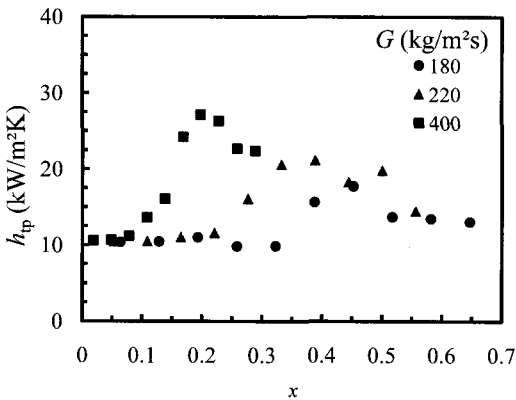
Parameters	Uncertainty(%)
T_{wi}	±3.38
P	±2.5 kPa
G	±5.66
q	±2.43
x	±5.81
h	±6.46

포화온도인 T_{sat} 는 측정된 시험부 압력으로 계산하였으며, 냉매의 물성치는 REFPROP(Version 8.0)을 이용하여 구하였다. 또한 Table 2에 실험의 측정값에 대한 오차를 나타내었다.

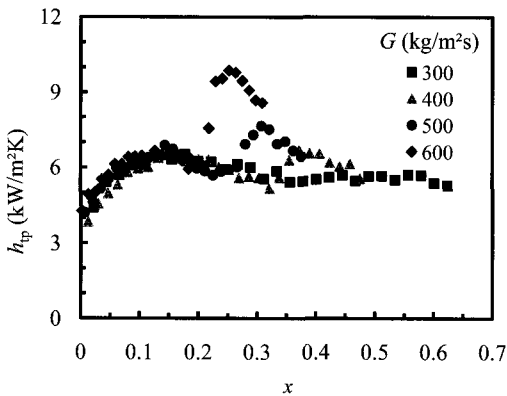
4. 실험결과 및 고찰

4.1 열전달계수에 미치는 질량유속의 영향

Fig. 3의 (a)와 (b)는 포화온도 10°C , 열유속 10 kW/m^2 일 때 내경 0.5 mm 와 3.0 mm 에서의 질량유속의 변화가 열전달계수에 미치는 영향을 알기 위해 건도 변화에 따른 열전달계수를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 내경 3.0 mm 의 경우 건도 약 0.2 이하의 영역에서는 질량유속이 증가해



(a) $D_i = 0.5\text{ mm}$, $q = 10\text{ kW/m}^2$, $T_{sat} = 10^{\circ}\text{C}$



(b) $D_i = 3.0\text{ mm}$, $q = 10\text{ kW/m}^2$, $T_{sat} = 10^{\circ}\text{C}$

Fig. 3 The effect of mass flux on heat transfer coefficient.

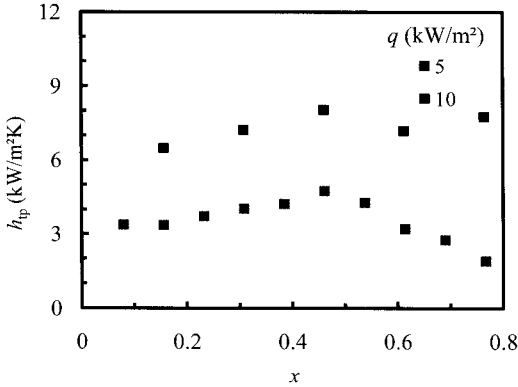
도 열전달계수에 미치는 영향은 미미하다. 이것은 저건도 영역에서 핵비등의 영향이 지배적이기 때문이다. 즉 미세관에서는 핵비등이 강제대류보다 더 크게 영향을 준다고 할 수 있다.^(1~9) 그러나 관 내경 0.5 mm 는 상대적으로 고질량유속일 경우 저건도 영역인 건도 0.1 에서부터 열전달계수가 증가할 뿐만 아니라 건도 약 0.2 에서 열전달계수가 약 $28\text{ kW/m}^2\text{K}$ 로서 최고값을 나타내고 있다. 이것은 냉매물성과 미세관의 환경이 작아질수록 단위체적당 전열면적이 증가하는 기하학적 효과 때문이라고 사료되며, 또한 건도가 증가할수록 환상유동으로 되기 때문이다.

4.2 열전달계수에 미치는 열유속의 영향

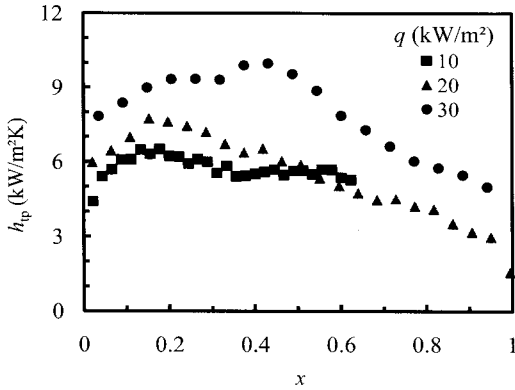
Fig. 4의 (a) 및 (b)는 시험부 내경 0.5 mm 와 3.0 mm 에서 열유속 및 건도 증가에 따른 열전달계수 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 저건도 영역에서부터 열유속이 증가함에 따라 열전달계수도 증가하고 있다. 미세관경 0.5 mm 에서는 열유속이 2배일 경우 열전달계수는 평균 2배 이상 증가하고 있다. 이것은 핵비등이 증발 초기단계에서부터 강제대류증발보다 더 지배적이며, 특히 고열유속일수록 그 영향이 크게 나타나고 있다. 그러나 건도 0.5 이상에서는 건도의 영향으로 핵비등이 억제되고, 질량유속과 건도의 증가에 의한 강제대류증발이 열전달계수에 관여하고 있기 때문이며, 그 영향은 크지 않아 열전달계수는 저하하고 있다. 이러한 경향은 P. A. Kew and K. Cornwell⁽¹⁾, Kuo-Wang⁽⁸⁾, Yan et al.,⁽¹⁰⁾ 등의 기존 연구결과와도 일치한다.

4.3 열전달계수에 미치는 환경의 영향

Fig. 5는 질량유속 $300\text{ kg/m}^2\text{s}$, 열유속 20 kW/m^2 , 포화온도 10°C 일 때 미세관경이 열전달계수에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 건도 약 0.6 까지 관 내경 0.5 mm 가 관 내경 3.0 mm 보다 열전달계수가 평균 2배 이상이며 건도 0.4 부근에서는 3배 정도가 됨을 알 수 있다. 환경이 작을수록 상대적으로 단위체적당 전열면적이 증가하게 되고, dry-patch가 빠른 것은 핵비등이 활발하기 때문이다. 또한 환경이 작은 경우에 건도 0.1 이하인 저건도 영역에서부터 열전달계수가 급격히 증가하는 것은 환경이 작을수록 저건도 영역에서 환상유동이 나타



(a) $D_i = 0.5\text{mm}$, $G = 80\text{kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}} = 8^\circ\text{C}$



(b) $D_i = 3.0\text{mm}$, $G = 300\text{kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}} = 10^\circ\text{C}$

Fig. 4 The effect of heat flux on heat transfer coefficient.

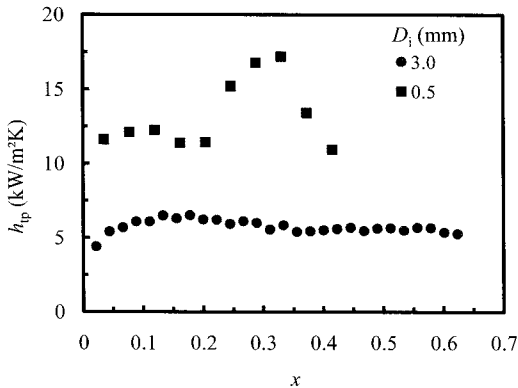


Fig. 5 The effect of inner tube diameter on heat transfer coefficient ($q = 20 \text{ kg/m}^2$, $G = 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $T_{\text{sat}} = 10^\circ\text{C}$).

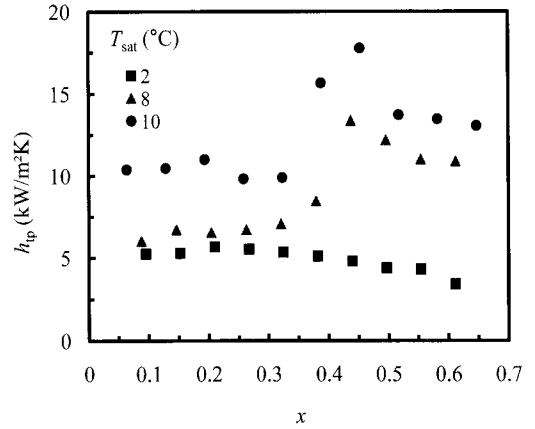


Fig. 6 The effect of saturation temperature on heat transfer coefficient ($q = 10\text{kW/m}^2$, $G = 180\text{kg/m}^2\text{s}$, $D_i = 0.5\text{mm}$).

나기 때문이다. Dry-out도 관경이 작을수록 상대적으로 저건도 영역인 건도 0.3부터 일어남을 알 수 있다.

4.4 열전달계수에 미치는 포화온도의 영향

Fig. 6은 열전달계수에 미치는 포화온도의 영향을 나타낸 것이다. 포화온도가 높을수록 열전달계수도 증가하였다. 이것은 포화온도가 높을수록 냉매의 표면장력이 작아져서 핵비등이 촉진되고, 액상과 기상의 밀도차가 감소하여 기포의 유동면적이 증가되어 핵비등 열전달계수가 증가하기 때문이라고 사료된다.

4.5 증발열전달 상관식과의 비교

Table 3은 기존상관식과 본 실험의 데이터를 비교한 것이다. 여러 가지 유체와 미세관 및 대류 채널의 다양한 조건에서 개발된 Gungor-Winterton⁽¹¹⁾의 상관식이 본 실험 데이터와 대체로 잘 일치하였다. 핵비등의 영향을 고려하지 않은 Kandlikar-Steinke⁽¹⁶⁾ and Zhang et al.⁽¹⁷⁾의 상관식은 큰 오차를 보이고 있다.

대부분의 상관식들이 큰 편차를 보이는 것은 미세관내 냉매 증발에 따른 열전달계수에 미치는 핵비등 영향을 잘 고려하지 않았거나 제한적인 데이터를 이용하여 상관식을 개발했기 때문이다.

Table 3 Deviation of the heat transfer coefficient comparison between the present data and the previous correlation

Correlations	MD	AD
Gungor-Winterton ⁽¹¹⁾	22.56	-1.98
Wattelet et al. ⁽¹²⁾	24.97	-7.98
Jung et al. ⁽¹³⁾	31.13	-8.58
Shah ⁽¹⁴⁾	34.39	-31.77
Chen ⁽¹⁵⁾	38.52	-11.73
Kandliker and Steinke ⁽¹⁶⁾	46.41	-9.49
Zhang et al. ⁽¹⁷⁾	51.96	23.28

4.6 새로운 상관식 개발

Chen⁽¹⁵⁾은 기액2상류의 열전달 상관식을 핵비등 영역과 강제대류 증발영역으로 구분하여 방정식 (5)와 같이 나타내었다.

$$h_{tp} = Sh_{nbc} + Fh_{lo} \tag{5}$$

Zhang et al.⁽¹⁷⁾은 기액 2상 비등열전달에서 기상의 증가에 의한 난류의 발달로 압력강하가 증가한다고 하여 Chen⁽¹⁵⁾의 레이놀즈수 F를 2상유동 마찰손실배수로서 $F = fn(\phi_f^2)$ 와 같이 나타내었다.

ϕ_f^2 는 식(6)과 같이 4가지 유동조건에 대해 Chisholm⁽¹⁸⁾의 일반식으로 나타낼 수 있다.

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \tag{6}$$

난류-난류(tt), 층류-난류(vt), 난류-층류(tv), 층류-층류(vv)의 4가지 증기-액 유동상태에 따른 Chisholm계수 C의 값은 각각 20, 12, 10, 5이며, Lockhart Martinelli 파라미터 X는 다음의 방정식(7)로부터 구할 수 있다.

$$X = \sqrt{\frac{(d_p/d_z)_f}{(d_p/d_z)_g}} = \left(\frac{f_g}{f_f}\right)^{1/2} \left(\frac{1-x}{x}\right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{1/2} \tag{7}$$

본 연구에서 상관식을 나타내기 위한 F값은 Fig. 7에 나타내었듯이 방정식 (6)으로부터 구한 ϕ_f^2 와 실

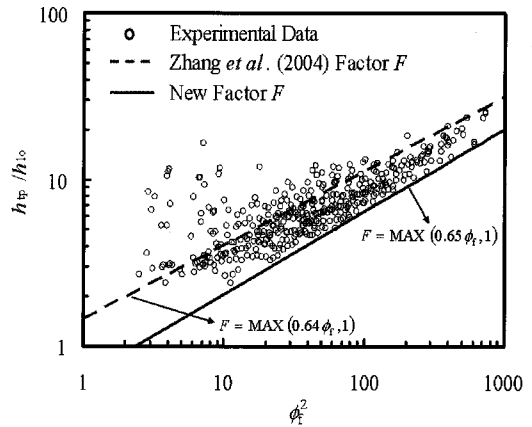


Fig. 7 Two-phase heat transfer multiplier as a function of ϕ_f^2 .

험데이터를 이용하여 방정식 (8)과 같이 구하였다.

$$F = \text{MAX}(0.65\phi_f, 1) \tag{8}$$

핵비등열전달계수 h_{nbc} 는 식(9)와 같이 Cooper⁽¹⁹⁾ 상관식을 이용하였다.

$$h_{nbc} = 55P_r^{0.12}(-0.4343\ln P_r)^{-0.55}M^{-0.5}q^{0.67} \tag{9}$$

미세관에서 층류유동을 고려한 Martinelli parameter X_{tt} 는 2상유동 마찰요소 ϕ_f^2 로 대체할 수 있다. 본 실험데이터를 사용하여 새로운 핵비등 열제 계수를 다음의 방정식(10)과 같이 제안하였다.

$$S = \frac{39.365Bo^{0.345}}{\phi_f} \tag{10}$$

그리고 액단상류의 강제대류 열전달 계수는 식 (11)과 같이 Dittus-Boelter 방정식을 이용하여 구하였다.

$$h_{fo} = 0.023 \frac{k_f}{D} \left[\frac{G(1-x)D}{\mu_f} \right]^{0.8} \left(\frac{C_{pf}\mu_f}{k_f} \right)^{0.4} \tag{11}$$

개발한 열전달 상관식과 본 실험데이터를 비교한 결과 평균편차가 -1.40%, 절대평균편차가 10.13%로 나타났으며, Fig. 8과 같이 예측 값과 실험데이터는 ±20% 이내로 잘 일치하였다. Table 4에 새로운 상관식을 정리하였다.

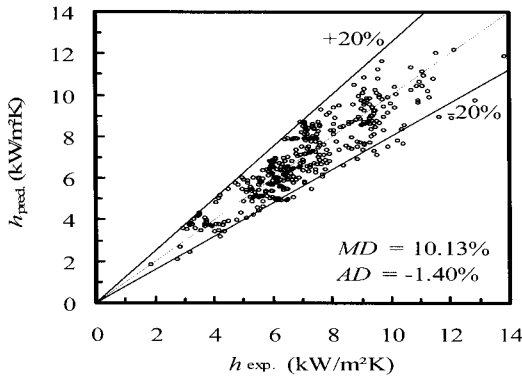


Fig. 8 Experimental heat transfer coefficient, h_{exp} vs prediction heat transfer coefficient, h_{pred} .

Table 4 Summary of the new heat transfer coefficient correlation for evaporative refrigerants in minichannels

$$h_{sp} = Sh_{nbc} + Fh_{lo}$$

$$S = \frac{39.365Bo^{0.345}}{\phi_f}$$

$$h_{nbc} = 55P_r^{0.12}(-0.4343 \ln P_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67}, \text{ where } q \text{ is in } \text{Wm}^{-2}$$

$$F = \text{MAX}(0.65\phi_f, 1)$$

$$h_{lo} = 0.023 \frac{k_f}{D} \left[\frac{G(1-x)D}{\mu_f} \right]^{-0.8} \left(\frac{C_{pf}\mu_f}{k_f} \right)^{0.4}$$

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}, X = \left(\frac{f_f}{f_g} \right)^{1/2} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{1/2}$$

$$C(tt) = 20, C(vt) = 12, C(tv) = 10, C(vv) = 5$$

$$f_{f \text{ or } g} = \frac{16}{\text{Re}_{f \text{ or } g}} \text{ for } \text{Re}_{f \text{ or } g} < 1000$$

$$f_{f \text{ or } g} = \frac{0.079}{\text{Re}_{f \text{ or } g}^{0.25}} \text{ for } \text{Re}_{f \text{ or } g} > 2000$$

Interpolation for $1000 \leq \text{Re}_{f \text{ or } g} \leq 2000$

5. 결론

수평미세관의 내경이 각각 0.5 mm와 3.0 mm, 관 길이 330 mm와 3000 mm인 스테인레스강관을 시험부로서 R-410A의 비등열전달 실험을 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 건도 증가에 따른 열전달계수에 미치는 질량유속의 영향이 저건도 영역인 건도 0.2이하에서 관내경 3.0 mm는 작았으나 관내경 0.5 mm는 그 영향이 크게 나타났으며 건도 0.2에서 질량유속이 2배일 때 열전달계수는 2.8배가 되었다.

(2) 열유속이 증가할수록 열전달계수도 증가하였다.

(3) 관경이 작을수록 열전달계수도 증가하였으며, 관경이 6배로 축소되면 열전달계수는 최고 3배정도 증가하였다.

(4) 냉매의 포화온도가 증가할수록 열전달계수도 증가하였다.

(5) 실험결과를 기존의 열전달 상관식과 비교한 결과 $\pm 22\%$ 이상의 오차를 나타내었으며, 따라서 실험데이터가 평균편차(AD) -1.40% 및 절대평균편차(MD) 10.13%로 일치하는 미세관내 R-410A에 대한 열전달 상관식을 개발하였다.

참고문헌

1. Kew, P. A. and Cornwell, K., 1997, Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, Applied Thermal Engineering, Vol. 17, No. 8-10, pp. 705-715.
2. Wambsganss, M. W., France, D. M., Jendrzyczyk, J. A. and Tran, T. N., 1993, Boiling heat transfer in a horizontal small-diameter tube, Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 963-975.
3. Bao, Z. Y., Fletcher, D. F. and Haynes, B. S., 2000, Flow boiling heat transfer of freon R11 and HCFC123 in narrow passages, Int J Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 3347-3358.
4. Choi, K. I., Pamitran, A. S., Oh, J. T. and Oh, C. Y., 2007, Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels, Int J Refrigeration, Vol. 30, pp. 1336-1346.
5. Pettersen, J., 2004, Flow vaporization of CO₂ in microchannels tubes, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 28, pp. 111-121.
6. Lazarek, G. M. and Black, S. H., 1982, Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small diameter vertical tube with R-113, Int J Heat Mass Transfer, Vol. 25, pp. 945-960.
7. Tran, T. N., Wambsganss, M. W. and France, D. M., 1996, Small circular -and rectangular-channel boiling with two refrigerants, Int J

- Multiphase Flow, Vol. 22 No. 3, pp. 485-498.
8. Kuo, C. S. and Wang, C. C., 1996, In-tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro-fin/smooth tube, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 2559-2569.
 9. Yun, R., Kim, Y. and Kim, M. S., 2005, Convective boiling heat transfer characteristics of CO₂ in microchannels, *Int J Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 235-242.
 10. Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1998, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe, *Int J Heat and Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 4183-4194.
 11. Gungor, K. E. and Winterton, H. S., 1987, Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data, *Chem Eng Res*, Vol. 65, pp. 148-156.
 12. Wattelet, J. P., Chato, J. C., Souza, A. L. and Christoffersen, B. R., 1994, Evaporative characteristics of R-12, R-134a, and a mixture at low mass fluxes, *ASHRAE Trans*, 94-2-1, pp. 603-615.
 13. Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 32 No. 9, pp. 1751-1764.
 14. Shah, M. M., 1988, Chart correlation for saturated boiling heat transfer : equations and further study, *ASHRAE Trans*, 2673, pp. 185-196.
 15. Chen, J. C., 1966, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, *Industrial and Engineering Chemistry, Process Design and Development*, Vol. 5, pp. 322-329.
 16. Kandlikar, S. G., and M. E. Steinke, 2003, Predicting heat transfer during flow boiling in minichannels and microchannels, *ASHRAE Trans*, CH-03-13-1, pp. 667-676.
 17. Zhang, W., Hibiki, T., and Mishima, K., 2004, Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels, *Int J Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 5749-5763.
 18. Chisholm, D., 1967, A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol. 10, pp. 1767-1778.
 19. Cooper, M. G., 1984, Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling—a wide-ranging examination using reduced properties, In : *Advances in Heat Transfer*, Academic Press 16, pp. 157-239.