

세관내 R-22, R-134a의 증발 전열 특성에 관한 연구

홍진우[†], 박승준^{*}, 오종택^{**}, 오후규^{***}

[†]부경대 대학원, ^{**}여수대 냉동공학과, ^{***}부경대 냉동공조공학과

Evaporation Heat Transfer Characteristics of R-22, R-134a in Small Diameter Tubes

Jin-Woo Hong[†], Seung-Jun Park^{*}, Jong-Tack Oh^{**}, Hoo-Kyu Oh^{***}

[†]Graduate School, Pukyong University, Busan 599-1, Korea

^{**}Department of Refrigeration Engineering, Yusu University, Yusu 96-1, Korea

^{***}Department of Refrigeration and A/C Engineering, Pukyong University, Busan 599-1, Korea

(Received May 9, 2000; revision received October 25, 2000)

ABSTRACT: Evaporating heat transfer coefficients of R-22 and R-134a were measured in smooth horizontal copper tubes with inner diameters of 1.77, 3.36 and 5.35 mm, respectively. The experiments were conducted in a closed loop, which was driven by a magnetic gear pump. Experiments were performed for the following range of variables: mass velocity (200 to 400 kg/m² · s), saturation temperature (0°C, 5°C) and quality (0 to 1.0).

Main results obtained are as follows: evaporating heat transfer coefficients in the small diameter tubes (ID<7 mm) were observed to be strongly affected by various diameters and to differ from those in the large diameter tubes. The heat transfer coefficients of the small diameter tubes were higher than those of the large diameter tubes. And it was very difficult to apply some well-known previous predictions (Shah's, Gungor-Winterton's and Kandlikar's correlation) to small diameter tubes.

Key words: Evaporation heat transfer coefficient(증발 열전달 계수), Small diameter tube(세관), R-22, R-134a

기 호 설 명

c_p : 비열 [kJ/(kg · K)]

d : 관내경 [m]

dz : 소구간 길이 [m]

G : 질량유속 [kg/(m² · s)]

h : 열전달 계수 [kW/(m² · s)]

i_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]

x : 열전도도 [kW/(m · K)]

L : 시험부 길이 [m]

N : 레이터수 [/]

q_{CON} : 열유속 [kW/m²]

Q_{CON} : 전열량 [kW]

x : 전도 [/]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-620-6941; fax: +82-51-620-6441

E-mail address: jw4hong@orgio.net

하첨자

bs : 비등 억제

<i>cb</i>	: 대류 비등
<i>cal</i>	: 계산값
<i>crit</i>	: 임계상태
<i>exp</i>	: 실험값
<i>in</i>	: 입구
<i>ID</i>	: 내경
<i>L</i>	: 국소
<i>l</i>	: 액체
<i>m</i>	: 평균
<i>nb</i>	: 핵 비등
<i>OD</i>	: 외경
<i>pool</i>	: 풀 비등
<i>R</i>	: 냉매
<i>sat</i>	: 포화상태
<i>TP</i>	: 이상류
<i>w</i>	: 관벽
<i>t, s, b</i>	: 상부, 측부, 하부

무차원수

$$Bo : \text{Boiling number, } \left[\frac{q}{G \cdot i_{fg}} \right]$$

$$Co : \text{Convection number, } \left[\left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \right]$$

$$Fr_l : \text{Froude number, } \left[\frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot d_i} \right]$$

$$Re_l : \text{Reynolds number, } \left[\frac{Gd(1-x)}{\mu_l} \right]$$

1. 서론

최근 열교환기는 고성능화, 콤팩트화 등을 이루기 위해서 종래의 전열관보다 관경이 작은 세관(수력직경 7mm 미만)을 많이 이용하고 있다. 세관 열교환기는 처음에는 주로 우주 항공분야 및 원자력 산업에 사용되었지만 현재는 자동차용 열교환기, 항공기 객실용 A/C 열교환기, 결빙 및 각종 오일의 냉각용 열교환기 등 그 적용 범위를 점점 넓히고 있다.⁽¹⁻²⁾ 세관에 관련된 연구를 소개하면, Wambsganss et al.⁽³⁾은 냉매 R-113을 작동유체로 하여 내경 2.92mm 수평동관

에서 증발 전열 실험을 하였다. 실험을 통해서, 세관에서는 강제 대류 비등에 의한 열전달보다는 핵 비등에 의해서 열전달이 주로 이루어진다고 밝히고 있으며 Fujita et al.⁽⁴⁾은 다양한 크기의 channel 관을 이용해서 이상류 유동 실험을 실시했다. 실험을 통해 channel clearance의 축소로 인해 액막이 얇아져서 열전달률이 향상된다고 보고하고 있으며, 표면장력이 감소함에 따라 유동 천이가 낮은 기상의 결보기 속도에서 발생되고 환상류는 넓은 범위에서 나타난다고 밝히고 있다. 그리고 오종택 등⁽⁵⁾은 내경 4.3mm, 6.4mm 수평 동관에서 R-407C를 작동 유체로 해서 증발 전열 실험을 실시했다. 여기서, 4.3mm 관의 열전달 성능이 6.4mm보다 성능이 우수하고 고질량 유속보다는 저질량 유속에서 관경 축소의 영향이 큰 것으로 보고하고 있다. 이러한 일련의 연구들은 세관에서 일어나는 전열 특성 및 유동 형태가 종래의 대구경관과 상이한 것으로 보고하고 있다. 이처럼 지금까지의 세관에 관련된 연구 성과에도 불구하고 세관 전열 특성을 명확히 밝히기에는 매우 미흡한 실정이며, 더욱이 냉동·공조용을 포함한 실제 열교환기 설계에 적용할 수 있는 연구는 더욱 부족한 실정이다. 따라서 본고에서는 시험부 내경이 1.77mm, 3.36mm, 5.35mm인 수평 평활 동관에서의 증발 전열 특성에 대해 실험적으로 분석하여 세관 열교환기 기초 설계 자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 세관내 증발 실험 장치도 및 시험부 상세도를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 실험장치는 강제 순환식 사이클이며, 냉매가 순환되는 경로와 브라인이 순환되는 경로로 구성되어 있다. 냉매는 냉매펌프(자기 펌프) 변속기 및 질량 유량계를 통해서 일정한 유량으로 조절되어 예열기에 흡입된다. 예열기에 흡입된 냉매는 일정한 건도로 조절되어 시험부(증발기)에 유입된다. 시험부에서 증발을 마친 냉매 증기는 응축기로 흡입되게 된다. 응축기로 흡입된 냉매 증기는 내관과 외관 사이의 환상 공간으로 흐르는 냉각 브라인에 의해 응축되면서 수액기로 흘러간다. 이때, 냉매 증기를 응축시키기 위한 냉각 브라인은 별도로 설치된 냉동기 유니

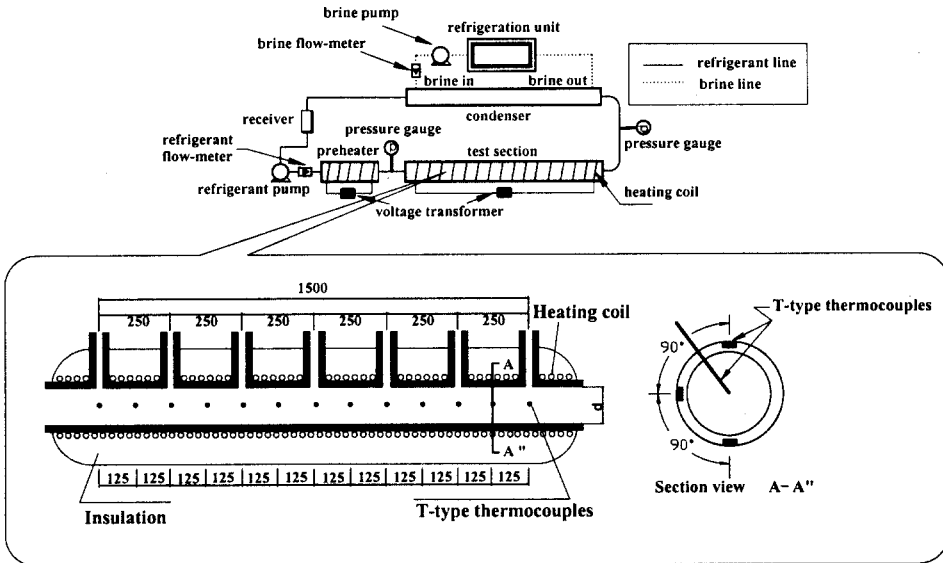


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus and details of test section.

트에서 일정 온도로 유지되고, 브라인 유량계에서 일정 유량으로 조절되면서 응축기로는 냉매 흐름 방향과 반대 방향(대향류)으로 흡입되도록 하였다. 시험부는 각각 내경 1.77 mm, 3.36 mm와 5.35 mm이며 관 벽두께는 0.7 mm로 동일한 수평 평활 동관이다. 그리고 시험부에 균일 열유속을 가할 수 있도록 동관 외벽에 가열 열선을 감았고, 시험부를 관길이 방향으로 125 mm 등 간격으로 소구간을 12개로 나누었다. 또한, 각 소구간에 표준 온도계로 보정된 T형 열전대를 시험부 동관 외벽면 상·측·하부 및 동관 내부 중심부에 각각 설치하였다. 따라서 시험부 동관 외관벽 상·측·하부의 온도 및 관내 냉매 온도를 각각 측정할 수 있다. 그리고 시험부 관길이 방향으로 250 mm 등 간격으로 압력 탭을 설치하고 차압계를 이용하여 차압을 측정하였다. 전체 실험 장치는 열침입 및 열손실을 최소화할 수 있도록 단열

되어져 있고 시험부의 열평형 수치는 10% 이내로 유지하였다. 그리고 Table 1은 실험 조건을 정리한 것이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 데이터 처리

본 실험에서 사용한 작동유체 R-22와 R-134a의 열물성값 계산은 NIST(National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 REFPROP(version 5.0)⁽⁶⁾를 이용하였다. 그리고 실험 데이터의 분석에는 다음과 같은 계산식을 사용하였다. 즉, 시험부에 전달되는 열유속은 식(1)으로 계산했다.

$$q_{CON} = \frac{Q_{CON}}{\pi \cdot d_{IN} \cdot dz} \quad (1)$$

여기서, Q_{CON} 은 동관 외벽을 통해서 공급한 전열량이다. 그리고 증발 국소 열전달 계수는 식(2)를 통해 구할 수 있다.

$$h_L = \frac{q_{CON}}{(T_{Wm} - T_{sat})} \quad (2)$$

Table 1 Experimental conditions

Refrigerant	R-22	R-134a
Test section	Horizontal copper tube	
I.D of test section (mm)	1.77, 3.36, 5.35	
Mass velocity (kg/m ² s)	200~400	
Quality (/)	0~1.0	
Heat flux (kW/m ²)	5~30	

여기서, T_{Wm} 은 시험부 동관 내벽면 국소 온도들의 평균값으로 식(3), (4)으로 계산된다. 시험부내 는 냉매가 완전히 증발이 이루어지기 전까지는 포화 상태라고 가정하여, T_{sat} (냉매 포화 온도)는 직접 시험부 내부에서 측정된 냉매 온도를 이용 하였다.

$$T_{WT/WS/WB} = T_{Wt/WS/Wb} - Q_{CON} \cdot \frac{\ln(d_{OD}/d_{ID})}{(2 \cdot \pi \cdot \Delta z \cdot x_w)} \quad (3)$$

$$T_{Wm} = \frac{(T_{WT} + 2 \cdot T_{WS} + T_{WB})}{4} \quad (4)$$

여기서, T_{Wt} , T_{Ws} , T_{Wb} 는 각 소구관에서 실제 측정된 시험부 동관 외벽면 상·측·하부 온도이고, $T_{WT/WS/WB}$ 는 열전달이 정상 상태일 때, 일 차원 열전도 방정식이 성립한다고 가정하여 각 소구간 동관 내벽면 국소 상·측·하부 온도이다. 또, d_{ID} 는 동관의 내경, d_{OD} 는 동관의 외경, x_w 는 동관의 열전도도이다. 그리고 각 소구간에서의 건도는 식(5)로 계산하였다.

$$x = x_{IN} + \frac{\pi \cdot d_{ID}}{G_R \cdot i_{fg}} \int_{z_1}^{z_2} q_{CON} dz \quad (5)$$

여기서, G_R 는 냉매 질량 유속이고 i_{fg} 는 냉매 증 발 잠열이다. 본 실험의 불확실도는 Kline and McClintock의 방법⁽⁷⁾에 따라 수행했으며, 건도 x 는 최대 5.2%, 증발 국소 열전달 계수 h_L 에 대 한 불확실도는 최대 $\pm 14.5\%$ 였다.

3.2 관내 증발 열전달

일반적으로 관내 증발 열전달 계수는 열교환기 설계시 핵심적인 사항으로 요구되며 증발 전열 특성 분석에서 이에대한 고찰이 필수적이다. Fig. 2는 동일 질량 유속 및 열유속, R-22에서 내경 3.36 mm와 5.35 mm 관에서 얻은 국소 열전달 계수를 건도에 따라 비교하였다. 그림에서 열전달 계수는 내경 3.36 mm 관이 내경 5.35 mm 관보다 10% 정도 높게 나타났다. 또한, 포화온도가 0°C 인 경우가 5°C인 경우보다 약간 높은 것으로 나타났다. 이것은 증발 온도 하강으로 인한 냉매의 비체적 및 유동 양식 등의 변화로 인한 것으로 여겨진다. Fig. 3은 내경 1.77 mm와 3.36 mm에서 얻은 국소 열전달 계수를 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 세관의 경우도 일반 관경의 경우와 마찬가지로 질량 유속이 증가할수록 열전달 률도 증가하는 경향임을 알 수 있었다. 그리고 Fig. 2에서와 같이 열전달 계수는 내경 1.77 mm 관이 내경 3.36 mm 관보다 20% 정도 높게 나타

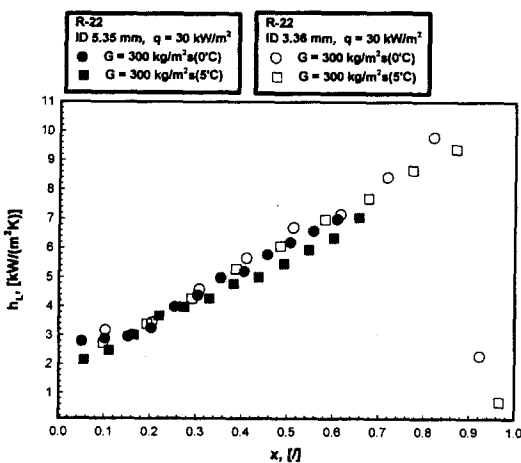


Fig. 2 Comparison of local evaporation heat transfer coefficients with mass velocity at ID 3.36 mm, 5.35 mm.

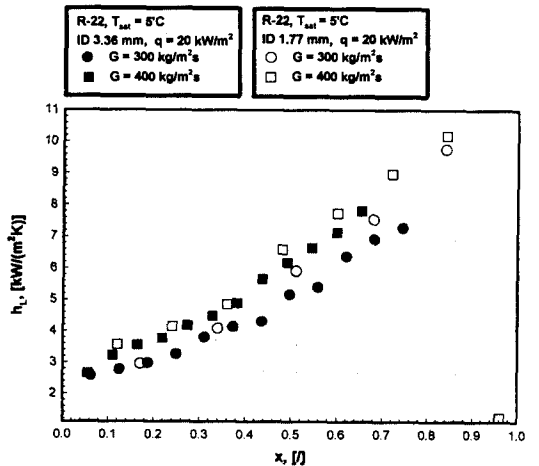


Fig. 3 Comparison of local evaporation heat transfer coefficients with mass velocity at ID 1.77 mm, 3.36 mm.

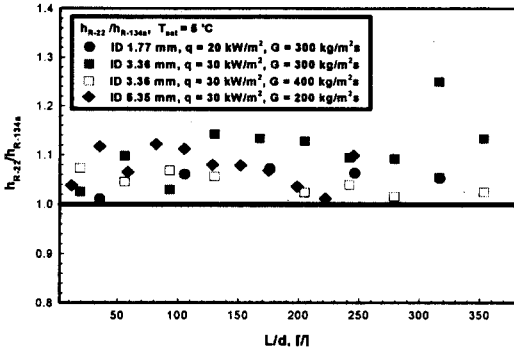


Fig. 4 Comparison between local heat transfer coefficients of R-22 and those of R-134a.

났다. 따라서, 본 실험조건에서 전열관의 세관화로 인해서 10~30% 정도 향상되었으며 증발기의 전열관을 세관으로 대체할 경우 증발 전열 성능 향상 효과를 기대할 수 있을 것으로 예측된다. 이러한 세관에서의 성능 향상의 요인에 대한 명확한 연구 결과는 아직까지 보고되고 있지 않은 것으로 여겨진다. 다만 종래 연구 결과를 토대로 살펴보면, 관경이 축소됨에 따라 환상류로의 천이이 대구경관보다 빨리 이루어져 환상류 영역이 확대되거나 혹은 유효 전열 면적의 증가 등에서 세관 전열 성능의 원인을 미흡하나마 설명할 수 있을 것으로 판단된다.^(4,8-9)

Fig. 4는 내경 3.36 mm 관에서 R-22와 R-134a의 열전달 계수를 무차원 길이[L/d]에 따라 비교한 것이다. 그림에서와 같이, 시험관의 구간을 통해 R-22의 전열 성능이 R-134a에 비해 10% 정도 높음을 알 수 있다. 이러한 현상은 종래 대구경관에서 실시된 증발 전열 실험 결과, 즉, R-22의 증발 열전달 계수가 R-134a보다 높게 나타나는 경향이 세관에서도 보여지고 있음을 나타내고 있다.⁽¹⁰⁻¹¹⁾

3.3 종래 상관식과의 비교

실제 실험 결과와 종래 제안된 상관식으로 예측한 결과를 서로 비교하는 것은 열전달 특성을 분석하는 데 큰 도움을 준다. 그래서 본고에서도 냉동·공조장치용 증발기에 사용되는 일반 수평 평할관에 대한 여러 가지 증발 열전달 상관식 중에서 널리 사용되고 있는 Shah,⁽¹²⁾ Gungor-

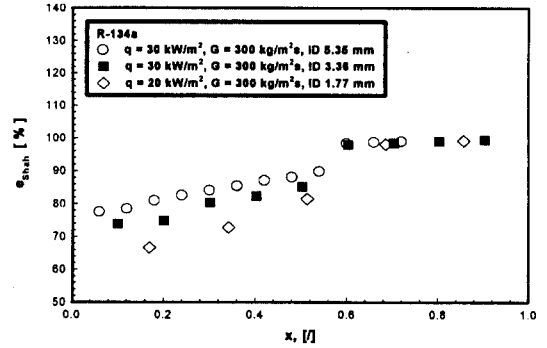


Fig. 5 Comparison between experimental h_{exp} and calculated h_{Shah} using Shah's correlation.

Winterton⁽¹³⁾ 그리고 Kandlikar⁽¹⁴⁾의 상관식과 본 실험 결과를 비교하였다. Shah의 상관식은 종래의 증발 실험 데이터들을 이용하여 수직·수평관에서 폭넓게 적용할 수 있는 식으로, Fig. 5에 Shah 상관식으로 예측한 값과 본 실험 결과와의 오차를 나타내었다. 그림에서 종축의 e 는 실험값과 예측값 사이의 오차를 나타내는 것으로, 식(6)과 같이 계산하여 나타낸 것이다.

$$e = \frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N \frac{|h_{exp} - h_{cal}|}{h_{exp}} \right) \times 100 \quad (6)$$

그림에서 알 수 있듯이, Shah 상관식으로 예측한 값과 실험값 사이에 60~90% 정도의 큰 오차

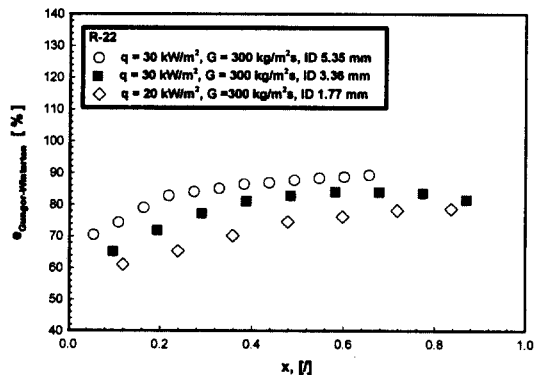


Fig. 6 Comparison between experimental h_{exp} and calculated h_{G-W} using Gungor-Winterton's correlation.

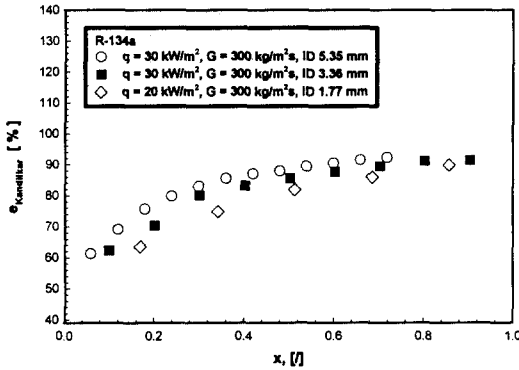


Fig. 7 Comparison between experimental h_{exp} and calculated h_{Kand} using Kandlikar's correlation.

가 발생하는 것으로 나타났다. Fig. 6과 7은 다양한 유체의 비등 열전달 현상에 사용할 수 있는 Gungor-Winterton 상관식과 Kandlikar 상관식을 본 실험 결과와 각각 비교한 것이다. 두 그림 모두 다 본 실험 결과와 큰 오차를 나타내었다. 이처럼 세관에서 얻은 실험 결과가 종래 상관식과 큰 오차를 가지는 이유는 상관식에서 사용되고 있는 Co , Bo , Dittus-Boelter⁽¹⁵⁾의 액체 대류 열전달 상관식 h_l 등 여러 인자들의 상관 관계가 세관 증발 전열 특성과는 상당히 다르게 나타나기 때문이라고 여겨진다. 따라서, 세관에 종래의 증발 상관식을 적용하는 것은 신중한 검토가 필요한 것으로 보이며 세관에 적용 가능한 새로운 상관식 개발이 요망된다.

4. 결 론

세관(내경 1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm)에서 R-22와 R-134a를 작동 유체로 하여 실시한 증발 전열 특성 실험을 통해서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 실험 범위에서 1.77 mm, 3.36 mm, 5.35 mm 관경 순으로 관경이 작아짐에 따라 증발 열전달 계수가 10~30% 정도 향상되었다.

(2) 본 실험 범위에서 R-134a보다 R-22의 증발 전열 성능이 10% 정도 우세한 것으로 나타났다.

(3) 관내 증발 열전달 예측식으로 잘 알려진 Shah, Gungor-Winterton 그리고 Kandlikar의 상관식을 세관에 적용하는 것은 오차가 클 것으로

여겨지며, 세관에 적용할 수 있는 상관식 개발을 위해서 향후 보다 많은 실험 데이터가 요망된다.

APPENDIX

1. The Shah's correlation

Shah의 상관식은 Co , Bo , Fr_l 을 포함하는 무차원 수의 상관 관계로 이루어진 식이다. 즉, 상관식에서 이상류 열전달 계수는 식(7)으로 계산한다.

$$h_{TP} = \Psi \cdot h_l \quad (7)$$

여기서, h_l 은 Dittus-Boelter 방정식을 바탕으로 한 액체의 대류 열전달 계수이다.

$$h_l = 0.023 \left[\frac{G \cdot (1-x) \cdot d}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{d} \quad (8)$$

그리고 식(7)에서 Ψ 는 정수 N 의 값에 따라 각기 다른 식으로 결정된다. 즉,

수직관과 $Fr_l > 0.04$ 인 수평관인 경우,

$$N = Co \quad (10)$$

$Fr_l < 0.04$ 인 수평관의 경우는,

$$N = 0.38 Fr_l^{-0.3} Co \quad (11)$$

이고, 정수 N 의 값이 결정되면 N 의 값에 따라 다시 $N > 1$ 경우, $0.1 < N \leq 1.0$ 경우, $N \leq 0.1$ 인 경우로 나누어 계산한다. 그리고

$N > 1$ 일 때, $Bo \geq 3.0 \times 10^{-5}$ 이면,

$$\Psi_{nb} = 230 Bo^{0.5} \quad (12)$$

$Bo < 3.0 \times 10^{-5}$ 이면,

$$\Psi_{nb} = 1 + 46 Bo^{0.5} \quad (13)$$

$$\Psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \quad (14)$$

이고, 여기서 Ψ 는 핵 비등에서의 변수 Ψ_{nb} 와 대류 비등에서의 변수 Ψ_{cb} 중에서 큰 값을 사용한다. 그리고 Ψ_{cb} 는 N 의 값과 상관없이 모든 경우에 적용한다.

$0.1 < N \leq 1.0$ 일 때,

$$\Psi_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} e^{2.74N^{-0.1}} \quad (15)$$

$N \leq 0.1$ 일 때,

$$\Psi_{bs} = F \cdot Bo^{0.5} e^{2.74N^{-0.15}} \quad (16)$$

이고, 여기서 Ψ 는 대류 비등에서의 변수 Ψ_{cb} 와 비등 억제 변수 Ψ_{bs} 중에서 큰 값을 사용한다. 상수 F 는 관 표면에서 발생하는 증기의 질량으로 해석되는 Bo 에 의존한다. 그래서

$Bo \geq 11 \times 10^{-4}$ 일 때,

$$F = 14.7 \quad (17)$$

$Bo < 11 \times 10^{-4}$ 일 때,

$$F = 15.43 \quad (18)$$

2. The Gungor-Winterton's correlation

Gungor-Winterton 상관식은 수직·수평관내에서 R-11, R-12, R-22, R-113, R-114, 에틸 알콜 등과 같은 유체로부터 얻은 비등 실험 결과를 바탕으로 개발된 식이다. Gungor-Winterton 상관식의 기본적인 형태는 식(19)와 같다.

$$h_{TP} = E \cdot h_l + S \cdot h_{pool} \quad (19)$$

h_{TP} 는 이상류 열전달 계수이며, h_{pool} 은 식(20)으로 구한다.

$$h_{pool} = 55 \left(\frac{P_{sat}}{P_{crit}} \right)^{0.12} - \log_{10} \left(\frac{P_{sat}}{P_{crit}} \right)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (20)$$

여기서 P_{crit} 은 임계 압력 [kPa], M 은 몰 중량 [kg/kmol]이고, q 는 열유속 [kW/m^2]이다. 그리고 식(19)에서 E 는 강제 대류 열전달 증대 요소로 Bo 와 Lockhart-Martinelli 변수(X_H)에 의존하는 상수이며 식(21)로 구한다. 그리고 억제 계수 S 는 식(22)로 계산한다.

$$E = 1 + 2.4 \times 10^4 Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_H} \right)^{0.86} \quad (21)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_l^{1.17}} \quad (22)$$

또한, Gungor-Winterton 상관식은 수평관이고 $Fr_l < 0.05$ 인 유체에 대해 다음의 요소 E_2 와 S_2 를 제안하였다.

$$E_2 = Fr_l^{(0.1-2Fr_l)} \quad (23)$$

$$S_2 = \sqrt{Fr_l} \quad (24)$$

3. The Kandlikar's correlation

Kandlikar 상관식은 수직·수평관에서 물, R-22, R-13B1, R-12, R-152, 질소, 네온 등 다양한 유체 비등에 적용할 수 있는 식이다.

$Fr_l > 0.04$ 인 수평관과 수직관에서

$$h_{TP} = (C_1 Co^{C_2} + C_3 Bo^{C_4} Fr_l) h_l \quad (25)$$

$Fr_l < 0.04$ 인 수평관에서

$$h_{TP} = \{C_1 Co^{C_2} (25 Fr_l)^{C_3} + C_3 Bo^{C_4} Fr_l\} h_l \quad (26)$$

여기서, Kandlikar는 상수 C 의 값을 대류, 핵 비등 영역으로 각각 나누어 제시하고, 이에 따라 핵 비등이 지배할 때의 열전달 계수 h_{NBD} 와 대류 비등이 지배할 때의 열전달 계수 h_{CBD} 중에서 큰 값을 열전달 계수 h_{TP} 로 제안했다. Fr_l 은 물, R-11, R-12, R-13B1, R-22, R-113, R-114, R-152, 니트로젠, 네온 등의 값이 정리된 액체 중속 변수이다. 그리고 유체의 값이 정리되지 않

은 것에 대해서는 Forster-Zuber⁽¹⁶⁾ 상관식을 사용한다.

후 기

본 연구는 에너지 관리공단 부설 에너지 자원 기술 개발 센터와 (주)한서 엔지니어링의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Webb, R. L., Zhang, M. and Narayanamurthy, R., 1998, Condensation heat transfer in small diameter tubes, Proceedings of 11th IHTC. Vol. 6, pp. 403-408.
2. Oh, H. K. and Hong, J. W., 1999, Condensing heat transfer characteristics of alternative refrigerations in small diameter tubes, J. SAREK, Vol. 28, No. 5, pp. 396-402.
3. Wambsganss, M. W., France, D. M. and Jendrzejczyk, J. A., 1993, Boiling Heat Transfer in a Horizontal Small-Diameter Tube, TRANS. ASME, Vol. 115, pp. 963-972.
4. Fujita, H., Ohara, T., Hirota, M. and Furuta, H., 1995, Gas-liquid flows in flat channels with small channel clearance, Proceedings of The 2nd International Conference on Multiphase Flow '95-Kyoto, IA3-37-44.
5. Oh, J. T., Choi, K. I., Aoyama, Y., Saito, S. and Hihara, E., 1999, Effect of tube diameter on boiling heat transfer for R-407C inside a horizontal tube, Proceeding of '99 SAREK, 99-S-003, pp. 14-18.
6. Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G. and Huber, M., 1996, NIST Thermodynamic properties and refrigerant mixtures database (REFPROP), Version 5.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A.
7. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, The description of uncertainties in single sample experiments, Mechanical Eng., Vol. 75, pp. 8-9.
8. Mishima, K. and Hibiki, 1996, Some characteristics of air-water two-phase flow in small diameter vertical tubes, Int. J. Multi-phase flow, Vol. 22, No. 4, pp. 703-712.
9. Wilmarth, T. and Ishii, M., 1994, Two-phase flow regimes in narrow rectangular vertical and horizontal channels, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 37, No. 12, pp. 1749-1758.
10. Oh, H. K., Roh, G. S. and Kim, S. K., 1993, Evaporation Heat Transfer Characteristics of Alternative R-134a Inside Horizontal Tubes, J. Refrigeration & Air conditioning Eng., Vol. 12, No. 4, pp. 235-246.
11. 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 99, pp. 99-96.
12. Shah, M. M., 1982, Chart Correlation for Saturated Boiling Heat Transfer Equations and Further Study, ASHRAE Transactions, Vol. 88, pp. 185-196.
13. 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, pp. 351-358.
14. Kandlikar, S. G., 1987, A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes, ASME Winter Annual Meeting, pp. 14-18.
15. Dittus, F. W. and Boelter, L. M., 1930, Heat Transfer in automobile radiators of tubular type, University of California at Berkeley, Pubs. Eng., Vol. 2, p. 443.
16. Froster, H. K. and Zuber, N., 1955, Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer, AIChE Journal, Vol. 1, pp. 531-535.
17. Lee, S. Y. and Lee, H. J., 1998, Review of two-phase flow patterns and heat transfer