

# 공조용 알루미늄 납작관 내의 R-410A 대류 비등

김내현\*

<sup>1</sup>인천대학교 기계시스템공학부

## Convective Boiling of R-410A in an Aluminum Flat Tube for Air-Conditioning Application

Nae-Hyun Kim\*

<sup>1</sup>Division of Mechanical System Engineering, Incheon National University

**요약** 원관 열교환기보다 납작관 열교환기를 사용하면 전열성능을 한층 향상시킬 수 있다. 납작관 열교환기를 적절히 설계하기 위해서는 관 내측 열전달계수를 알아야 한다. 본 실험에서는 수력직경 1.41mm인 알루미늄 납작관 내 R-410A 대류 비등 열전달계수를 구하였다. 실험범위는 질량유속 200~600kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5~15kW/m<sup>2</sup>, 포화온도 5~15°C이다. 실험 결과 열전달계수는 임계 건도를 기점으로 감소함을 보였다. 임계 건도는 열유속이 증가할수록 감소하고, 질량유속이 감소할수록 감소하였다. 이는 높은 열유속 또는 낮은 질량유속에서 대류의 영향이 작게 되고 따라서 조기에 dryout이 발생되기 때문에 나타나는 현상으로 판단된다. 열전달계수는 질량유속이 증가할수록 증가하였다. 그러나 낮은 건도에서는 질량유속의 영향은 미미하였다. 열전달계수는 포화온도가 증가할수록 증가하였다. 하지만 이런 경향은 열유속이 작아지면 감소하였다. Shah와 Kaew-On et al. 상관식은 본 실험자료를 적절히 예측하였다.

**Abstract** Flat tube heat exchangers can improve the thermal performance significantly compared with round tube heat exchangers. For proper design of flat tube heat exchangers, one should know the tubeside heat transfer coefficients. In this study, convective boiling heat transfer coefficients of R-410A were obtained in a flat extruded aluminum tube with  $D_h=1.41\text{mm}$ . The test range covered mass flux from 200 to 600kg/m<sup>2</sup>s, heat flux from 5 to 15kW/m<sup>2</sup> and saturation temperature from 5°C to 15°C. The heat transfer coefficient curve shows a decreasing trend after a certain quality(critical quality). The critical quality decreases as the heat flux increases, and as the mass flux decreases. The early dryout at a high heat flux results in a unique 'cross-over' of the heat transfer coefficient curves. The heat transfer coefficient increases as the mass flux increases. At a low quality region, however, the effect of mass flux is not prominent. The heat transfer coefficient increases as the saturation temperature increases. The effect of saturation temperature, however, diminishes as the heat flux decreases. Both the Shah and the Kaew-On et al. correlations reasonably predicted the present data.

**Key Words** : Aluminum, Convective boiling, Flat tube, Heat transfer coefficient, R-410A

### 1. 개요

공조기의 증발기로 핀-관 열교환기가 널리 사용되고 있고 전열성능을 개선하기 위해 고성능 핀, 소구경관 사용 등 많은 노력을 해왔다. 그러나 핀-관 열교환기는 핀

과 관의 접촉저항, 원관 후방에서의 전열성능의 감소 등, 성능 향상에는 한계가 있다. 이러한 문제는 원관 대신 알루미늄 납작관을 사용하고, 알루미늄 루버 핀과 평판관을 브레이징하여 일체형으로 하면 개선될 수 있다 [Fig. 1 참조]. 이렇게 제작된 평판관 열교환기는 오랜

\*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim (Incheon National Univ.)

Tel: +82-32-835-4541 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received January 1, 2015

Revised(1st February 4, 2015, 2nd March 4, 2015)

Accepted May 7, 2015

Published May 31, 2015

기간 자동차 공조기의 응축기로 사용되어 왔으며, 최근에는 자동차 및 가정용 공조기의 증발기로도 사용되고 있다. 평관관 증발기를 적절히 설계하기 위해서는 공기측 루버 핀 및 냉매측 납작관의 비등 열전달계수를 알아야 한다. 본 연구에서는 납작관 내 비등 열전달계수를 실험적으로 검토하고자 한다. Fig. 1에 납작관의 단면을 나타내었다. 납작관의 폭은 18.0mm이고, 두께는 1.7mm, 수력직경은 1.41mm 이다.



Fig. 1. Flat extruded aluminum tube ( $D_h=1.41\text{mm}$ ) tested in this study

평관관내 대류 비등에 대한 문헌조사 결과는 다음과 같다. Yan and Lin[1]은 28개의 소구경( $D_i=2.0\text{mm}$ ) 원관으로 구성된 수평 원관군에 대해 R-134a를 사용하여 열유속  $5\sim 15\text{kW/m}^2$ , 질량유속  $50\sim 200\text{kg/m}^2\text{s}$ , 포화온도  $15\sim 31^\circ\text{C}$  범위에서 대류 비등 실험을 수행하였다. 소구경관의 열전달계수는 큰 직경관( $D_i=8.0\text{mm}$ )의 열전달계수보다 30~80% 가량 높았다. 또한 열유속에 따라 열전달계수가 역전되는 현상을 발견하였는데, 낮은 건도 영역에서 열전달계수는 열유속이 증가할수록 증가하였으나 일정 건도(임계건도) 이상에서는 열유속이 증가할수록 감소하였다. Yan and Lin[1]은 그 이유로 높은 건도에서 열유속이 높을 때 관 내벽에 부분적으로 dryout이 발생하기 때문이라고 설명하였다. 질량유속이 열전달계수에 미치는 영향은 크지 않았다. 포화온도의 영향은 복잡하게 나타났다. 낮은 열유속에서는 포화온도가 증가할수록 열전달계수가 감소하였으나, 높은 열유속에서는 포화온도가 증가할수록 증가하였다.

Zhao et al.[2]은 삼각 채널 형상의 납작관 ( $D_h=0.8\text{mm}$ )을 사용하여 열유속  $3\sim 23\text{kW/m}^2$ , 질량유속  $100\sim 820\text{kg/m}^2\text{s}$ , 포화온도  $0\sim 20^\circ\text{C}$ 에서  $\text{CO}_2$  대류 비등에 관한 연구 결과를 보고하였다. 열전달계수는 질량유속과 거의 무관하고, 열유속 또는 포화온도가 증가할수록 증가하였다. 그들은 이 경향에 의거, 납작관 내  $\text{CO}_2$  대류 비등의 지배적인 메커니즘이 핵비등이라고 결론지었다. Pettersen[3]은 원형 내부채널 형상의 납작관 ( $D_h=0.81\text{mm}$ )을 사용하여, 질량유속  $190\sim 570\text{kg/m}^2$ , 열유속  $10\sim 20\text{kW/m}^2$ , 포화온도  $0\sim 25^\circ\text{C}$ 에서  $\text{CO}_2$  대류 비등

에 관한 실험을 수행하였다. 일정건도 이상에서는 열전달계수가 급격하게 감소하였는데 이는 벽면에서 dryout이 발생하기 때문이라고 설명하였다. 또한 dryout이 발생하는 임계 건도는 열유속, 질량유속 그리고 포화온도가 증가할수록 감소하였다.

Agostini et al.[4]은  $D_h=0.77\text{mm}$ 와  $D_h=2.0\text{mm}$ 인 두 납작관에 대해 열유속  $4.4\sim 14.6\text{kW/m}^2$ , 질량유속  $83\sim 467\text{kg/m}^2\text{s}$  에서 R-134a를 사용하여 대류비등 실험을 수행하였다. 실험결과 dryout의 영향이 크게 나타났는데, dryout이 발생하는 임계 건도는 관 직경이 작을수록 감소하였다. 또한 열전달계수는 수력직경이 작은 평관관에서 더 높게 나타났다. Agostini and Bontemps[5]는 상기 연구를 수직관 배열로 확장하였다. 그들은  $D_h=2.0\text{mm}$ 인 납작관에 대해 열유속  $6.0\sim 31.6\text{kW/m}^2$ , 질량유속  $90\sim 295\text{kg/m}^2\text{s}$ 에서 실험을 수행하였다. 실험결과 건도 0.4 이상에서는 열전달계수가 급격히 감소하였는데 dryout 때문으로 설명하였다.

Lie et al. [6]은 Yan and Lin [1]의 연구를 소구경 ( $D_i=0.8\text{mm}$ ) 원관에 확장하였다. R-407C와 R-134a를 사용하여 열유속  $5\sim 15\text{kW/m}^2$ , 질량유속  $200\sim 400\text{kg/m}^2\text{s}$ , 포화온도  $5\sim 15^\circ\text{C}$  범위에서 대류 비등 실험을 수행하였는데 열유속, 질량유속, 포화온도가 증가할수록 열전달계수가 증가하였다. 일부 높은 건도에서 열전달계수가 감소하였는데 dryout 때문으로 설명하였다. Yun et al.[7]은  $D_h=1.3\text{mm}$ 와  $D_h=1.4\text{mm}$ 인 두 납작관에 대해 열유속  $10\sim 20\text{kW/m}^2$ , 질량유속  $200\sim 400\text{kg/m}^2\text{s}$  에서 R-410A를 사용하여 대류비등 실험을 수행하였다. 건도 0.5를 경계로 열유속과 질량유속에 따라 열전달계수가 역전되는 현상을 발견하였는데 dryout 때문으로 설명하였다.

Fernando et al.[8]은  $D_h=1.4\text{mm}$ 인 납작관에 대해 열유속  $2\sim 9\text{kW/m}^2$ , 질량유속  $13\sim 466\text{kg/m}^2\text{s}$ , 포화온도  $-15\sim 10^\circ\text{C}$ 에서 프로판을 사용하여 대류비등 실험을 수행하였다. 그들은 열유속, 질량유속, 포화온도가 증가할수록 열전달계수가 증가한다고 보고하였다. Kaew-On and Wongwises[9]은  $D_h=3.48\text{mm}$ 인 납작관에 대해 열유속  $5.0\sim 14.3\text{kW/m}^2$ , 질량유속  $400\sim 1200\text{kg/m}^2\text{s}$ , 포화온도  $0\sim 30^\circ\text{C}$ 에서 R-410A를 사용하여 대류비등 실험을 수행하였다. 그들은 열유속과 질량유속이 증가할수록, 포화온도가 감소할수록 열전달계수가 증가한다고 보고하였다. Kaew-On et al.[10]은  $D_h=1.1\text{mm}$ 과  $D_h=1.2\text{mm}$ 인

두 납작관에 대해 열유속  $15\sim 65\text{kW/m}^2$ , 질량유속  $300\sim 800\text{kg/m}^2\text{s}$ , 포화온도  $8.9\sim 21.6^\circ\text{C}$ 에서 R-134a를 사용하여 대류비등 실험을 수행하였다. 실험결과 열전달계수는 열유속이 증가할수록, 포화온도는 감소할수록, 질량유속에는 무관하게 나타났다.

납작관 열교환기를 가정용 공조기에 적용하기 위해서는 신냉매인 R-410A에 대한 검토가 필요하다. 상기 문헌조사는 Yun et al.[7]과 Kaew-On and Wongwises[9]만이 R-410A를 사용하여 실험하였고 두 문헌도 열유속, 질량유속, 포화온도 등의 영향에 대해 이견이 있음을 보여준다. 본 연구에서는 R-410A를 사용하고 질량유속 ( $200\sim 600\text{kg/m}^2\text{s}$ )과 열유속 ( $5\sim 15\text{kW/m}^2$ ) 그리고 포화온도( $5\sim 15^\circ\text{C}$ )를 변화시키며 이들 인자가 대류 비등시 열전달계수에 미치는 영향을 검토하였다. Fig. 1에 본 연구에서 사용된 납작관( $D_h=1.4\text{mm}$ ) 단면 사진이 나타나 있다. 실험장치와 시험방법에 대해서는 Kim et al.[11]의 논문에 상세히 기술되어 있다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

시험장치의 개략도 및 시험부의 상세도를 Fig. 2와 3에 나타내었다. 시험부는 길이 455 mm의 환형채널로 구성되고 납작관이 시험부 중앙에 장착된다. 냉매는 납작관 내측으로 흐르고 물은 시험부 환형공간으로 흐른다. 시험부의 체원을 Table 1에 기술하였다. 여기서  $w$ 는 납작관의 폭( $m$ ),  $b$ 는 납작관의 두께( $m$ ),  $A_c$ 는 냉매측 유동단면적( $m^2$ )  $A_s$ 는 냉매측 전열면적( $m^2$ ),  $L$ 은 튜브의 길이( $m$ ),  $D_h$ 는 수력직경( $m$ ),  $t$ 는 관벽두께( $m$ )이다. 냉매는 관내측으로 일정한 건도를 가지고 유입되어 시험부를 지나가는 동안 환형공간으로 흐르는 고온수에 의하여 일부 증발된다. 시험부를 나온 2상 냉매는 쉘-튜브형 응축기의 쉘측에 공급된다. 응축기의 튜브측에는 저온의 물이 흐르며 냉매증기를 응축한다. 응축액은 중력에 의하여 리시버에 모아진다. 리시버의 과냉액은 마그네틱 기어펌프에서 가압된 후 예열기로 공급된다. 냉매의 유량은 마그네틱 기어펌프의 토출량을 일부 재순환시켜 조절하고 시험부의 입구 냉매건도는 예열기에 공급되는 열량으로 조절한다. 열유속은 환형부를 흐르는 고온수의 온도로 조절한다. 따라서 본 실험장치는 냉매건도, 유량,

그리고 열유속을 각각 독립적으로 조절할 수 있다. 시험부 후방에는 싸이트 글라스를 설치하여 유동을 관측할 수 있도록 하였다.

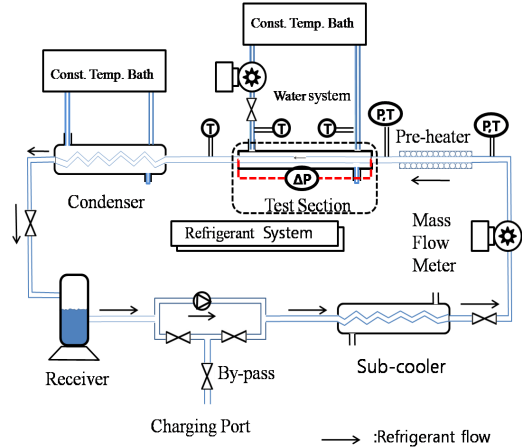


Fig. 2. Schematic drawing of the apparatus

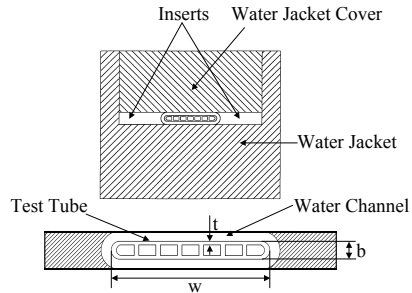


Fig. 3. Details of the test section

Table 1. Dimension of the test section

Spec.	Flat tube	
	tube	annulus
w(mm)	18.00	20.30
b(mm)	1.70	4.20
$A_c(\text{mm}^2)$	14.72	51.58
$A_s/L(\text{m})$	41.74	-
$D_h(\text{mm})$	1.41	2.46
t(m)	0.36	-

온도 측정부위는 모두 다섯 개소로 시험부 납작관의 냉매 입출구 온도, 환형부 물의 입출구 온도, 그리고 예열기 전방의 과냉 냉매온도이다. 온도는 보정된 정밀도가 높은 열전대를 사용하여 측정하였다. 압력 측정 부위는 세 개소로 두 곳의 절대압력과 시험부 전후의 차압을

측정하였다. 압력계 중 하나는 시험부 전방에 설치하여 증발 압력을 측정하고 다른 하나는 예열기 전방에 설치하여 과냉액의 압력을 측정하였다. 이 두 압력은 유동액이 과냉 상태인지 포화 상태인지를 확인하는데 사용되었다.

실험 장치는 고압에서 작동하므로 시험부의 기밀을 확인하여야 한다. 기밀시험은 우선 고압 공기를 채워 넣은 후 비누물을 사용하여 누출 여부를 확인하였고 다음에는 냉매를 채워 넣은 후 할로겐 계측기로 누출여부를 재차 확인하였다. 이렇게 하여 누설에 다른 압력변화를 시간당 0.5 kPa 이내로 하였다. 냉매는 진공상태에서 주입하였고 냉매 탱크를 뒤집어 놓아 냉매액이 실험장치안으로 들어가도록 하였다. 실험은 최대 유량, 최대 열유속, 최대 건도에서 각 인자를 줄여가며 수행하였다. 실험 오차는 Kline and McClintock[12]의 방법에 따라 수행하고 그 결과를 Table 2에 수록하였다.

Table 2. Experimental uncertainties

Parameter	Max. uncertainties
Temperature	± 0.1°C
Absolute pressure	± 0.3%
Water flow rate	± 0.2%
Refrigerant flow rate	± 0.1%
Heat flux	± 5.2%
Vapor quality	± 1.6%
Mass flux	± 0.6%
$h_o$	± 10.0%
$h_i$	± 17.6%

## 2.2 자료처리

시험부로의 전열량  $Q_t$  는 환형부 물층의 열정산에 따라 아래 식으로 구해진다.

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

여기서  $m_w$  는 물의 유량 ( $kg/s$ ),  $c_{pw}$  는 물의 비열 ( $J/kg \cdot K$ ),  $T_{w,out}$  과  $T_{w,in}$  은 물의 입출구 온도( $K$ )이다. 시험부 입구의 냉매 건도  $x_{in}$  은 예열기에서의 열정산에 의해 구해진다. 예열기에서의 공급열량  $Q_p$  는 현열량  $Q_{sens}$  과 잠열량  $Q_{lat}$  로 구성된다.

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

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

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

여기서  $m_r$  은 냉매의 유량 ( $kg/s$ ),  $c_{pr}$  는 냉매의 비열 ( $J/kg \cdot K$ ),  $h_{fg}$  는 냉매의 증발잠열 ( $J/kg$ ),  $T_{sat}$  과  $T_{p,in}$  은 시험부 포화온도( $K$ ), 예열기 입구온도( $K$ )이다. 위 식들로부터  $x_{in}$  은 다음과 같이 구해진다.

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

시험부를 지나는 동안 건도 변화  $\Delta x$  는 다음과 같다.

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

시험부에서의 평균 건도는 다음과 같다.

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

냉매측 열전달계수  $h_i$  는 총합열전달계수  $U_o$  와 관외측 열전달계수  $h_o$  로부터 아래 식으로 구해진다. 여기서  $A_o$ ,  $A_i$ ,  $A_m$  은 각각 관 외측, 관 내측, 관벽 중간 위치에서의 전열 면적( $m^2$ )이고  $t$  와  $k$  는 관벽두께( $m$ ),  $k$  는 관의 열전도도( $W/m \cdot K$ )이다.

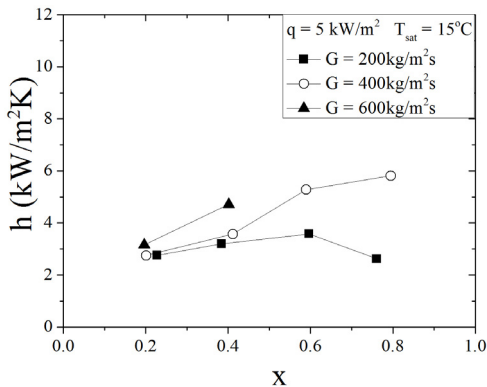
$$h_i = \frac{1}{\left[ \frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_o} \right] \frac{A_i}{A_o} - \frac{t A_i}{k A_m}} \quad (8)$$

관외측 환형 공간에서의 열전달계수  $h_o$  는 Wilson plot[13]을 사용하여 구하였다. Wilson plot은 총합열전달계수로부터 관내측과 외측의 열전달계수를 도식적으로 구하는 방법으로 관벽온도를 측정하지 않고도 열전달계수를 구할 수 있어 관벽 온도의 측정이 어려운 경우에 널리 사용된다. Wilson plot 시험시 물층의 유속을 가능한 한 높게 하여 물층의 열저항을 작게 하는 것이 필요한데 이는 환형부의 공간을 가능한 한 작게 해야 가능하다. 본 연구에서는 환형부의 간격을 1.0mm로 하였다. 실험은 관외측의 유량과 온도를 일정하게 하고 관내측의

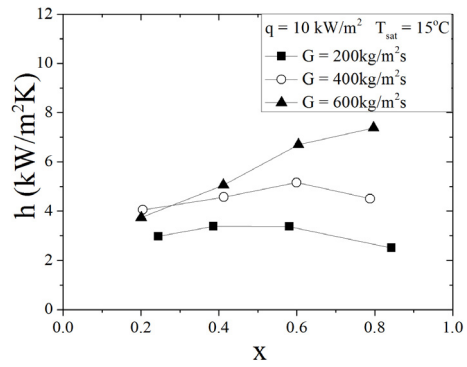
유속을 바꿔가며 수행하고, 다시 관외측의 유량을 변화시키면서 반복적으로 수행하여 관외측 열전달계수를 구한다.

### 3. 실험결과 및 논의

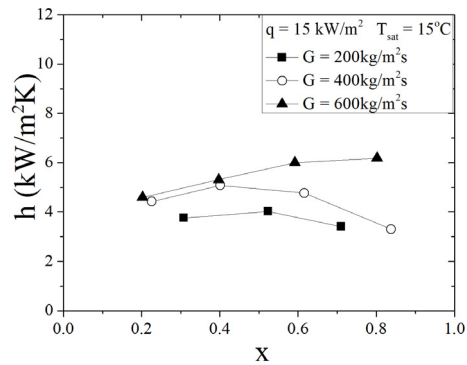
Fig. 4에 포화온도는 15°C에서 질량유속의 영향을 나타내었다. Fig. 4(a)는 열유속 5kW/m<sup>2</sup>, (b)는 10kW/m<sup>2</sup>, (c)는 15kW/m<sup>2</sup>에서의 열전달계수를 보여준다. Fig. 4(a)에는 질량유속 600kg/m<sup>2</sup>s에서 고건도 데이터가 빠져 있는데 이 경우는 물층 열저항비가 너무 커서 데이터를 배제하였다. Fig. 4는 질량유속이 증가할수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. 그러나 높은 질량유속( $G \geq 400\text{kg/m}^2\text{s}$ )의 낮은 건도(0.4미만)에서는 질량유속의 영향이 미미하다. Fig. 4는 또한 열유속이 증가할수록 열전달계수 곡선의 기울기가 점점 감소함을 보여준다. Fig. 5에 열전달계수 곡선이 음의 기울기가 되기 시작하는 건도(임계 건도)를 나타내었다. 임계 건도는 열유속이 증가할수록, 또는 질량유속이 감소할수록 감소하였다. 열유속이 높아질수록 또는 질량유속이 작아질수록 대류의 영향은 감소하게 되는데, 이러한 대류 효과 감소가 낮은 건도에서 dryout을 유발한다고 판단된다. 그러나 Pettersen[3]은 CO<sub>2</sub> 대류비등 실험에서 질량유속이 증가할수록 임계 건도가 낮아진다고 보고한 바 있는데 임계 건도 문제는 좀 더 많은 실험 데이터 축적이 필요하다고 판단된다.



(a)  $q = 5 \text{ kW/m}^2$



(b)  $q = 10 \text{ kW/m}^2$



(c)  $q = 15 \text{ kW/m}^2$

Fig. 4. Effect of mass flux on boiling heat transfer coefficients

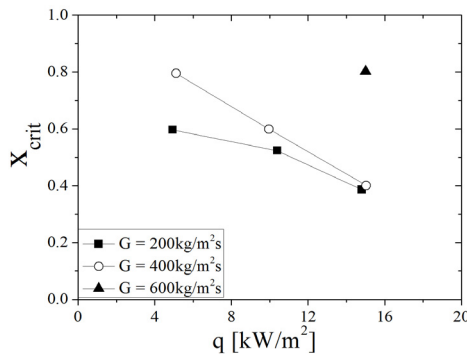


Fig. 5. Effect of mass flux and heat flux on the critical quality.

Fig. 6에는 열유속의 영향을 나타내었다. Fig. 6(a)는 질량유속 200kg/m<sup>2</sup>s, (b)는 400kg/m<sup>2</sup>s, (c)는 600kg/m<sup>2</sup>s에서 열유속의 영향을 보여준다. 열전달계수는 낮은 질량유속 ( $G=200\text{kg/m}^2\text{s}$ )과 높은 질량유속 ( $G \geq 400\text{kg/m}^2\text{s}$ )의 저건도 영역에서는 열유속이 증가할수록 증가하고 높

은 질량유속의 고건도 영역에서는 열유속이 증가할수록 감소한다. 이러한 경향이 열전달계수 곡선을 역전시키는데, 질량유속 400kg/m<sup>2</sup>s와 600kg/m<sup>2</sup>s에서는 대략 건도 0.5 부근에서 열유속 곡선이 역전되는 것을 볼 수 있다. 열전달계수 역전현상은 Yan과 Lin[1]도 보고한 바와 같이 높은 열유속에서 조기에 dryout이 발생하기 때문에 나타난다고 판단된다. Webb and Pack[14]은 다채널 관에서 냉매 분배가 불균일하고 따라서 조기에 dryout이 발생할 수 있다고 보고한 바 있다.

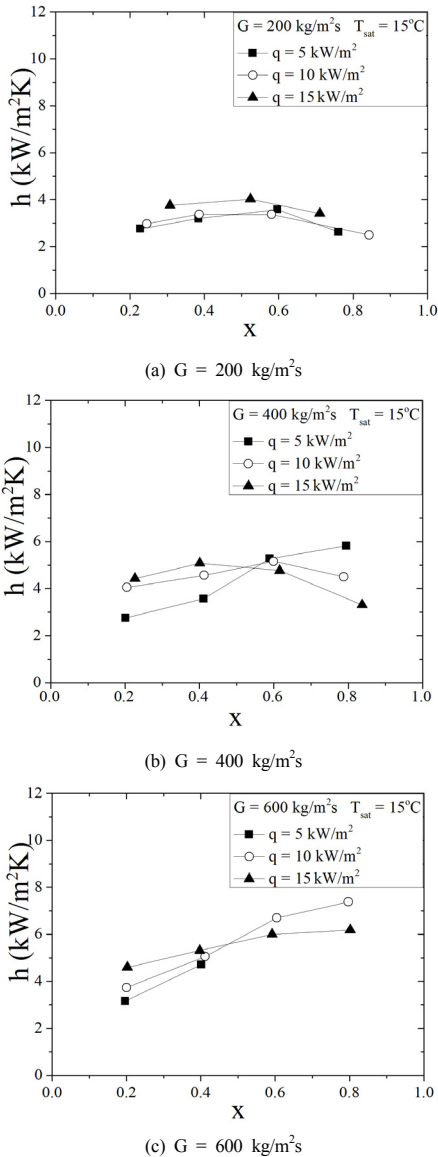


Fig. 6. Effect of heat flux on boiling heat transfer coefficients

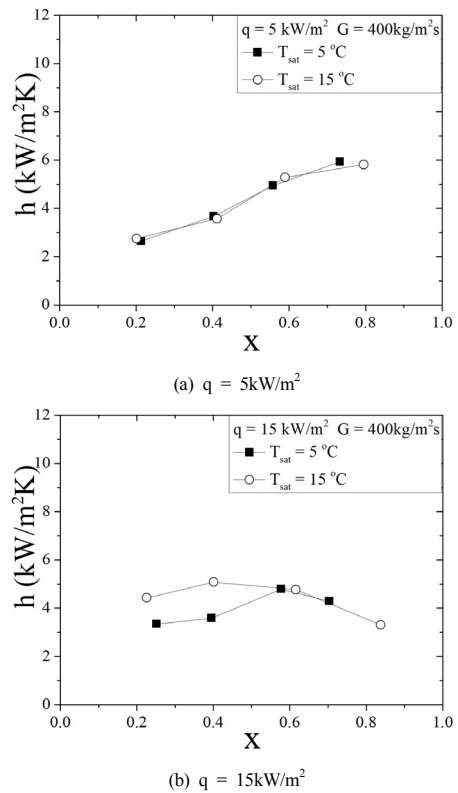


Fig. 7. Effect of saturation temperature on boiling heat transfer coefficients

Fig. 7에는 질량유속 400kg/m<sup>2</sup>s에서 포화온도의 영향을 나타내었다. Fig. 7(a)는 열유속 5kW/m<sup>2</sup>, (b)는 열유속 15kW/m<sup>2</sup>에서의 열전달계수를 보여준다. 낮은 열유속 ( $q=5\text{kW/m}^2$ )에서는 열전달계수가 포화온도에 무관하나 높은 열유속 ( $q=15\text{kW/m}^2$ )에서는 고건도 영역을 제외하고 포화온도가 증가할수록 증가함을 알 수 있다. 포화온도에 따라 열전달계수가 증가하는 것은 대류비등에 비해 핵비등의 영향이 지배적이라는 것을 반증하는 것인데 Pettersen[3]도 유사한 결과를 보고한 바 있다. 낮은 열유속 ( $q=5\text{kW/m}^2$ )에서는 핵비등의 영향이 작고 따라서 포화온도의 영향도 미미하게 나타난다고 판단된다. Fig. 7은 고건도 영역에서는 포화온도에 상관없이 열전달계수가 거의 같음을 보여주는데 이는 이 영역에서 dryout이 발생했기 때문으로 판단된다. 또한 Fig. 7(b)로 부터 포화온도가 증가할수록 Dryout이 발생하는 건도가 감소함을 알 수 있다.

본 실험결과를 기존 일반관 상관식[15, 16], 소구경관 상관식 [17-20] 그리고 납작관 상관식 [9, 10]과 비교하

고 그 결과를 Table 3에 수록하였다. Table 3은 납작관 상관식인 Kaew-On et al. [10] 상관식이 본 데이터를 가장 잘 예측함을 보여준다. 일반 상관식 중에는 Shah [15] 상관식이 본 실험결과를 적절히 예측한다. Fig. 8에 Kaew-On et al. [10]과 Shah [15] 상관식의 예측치를 나타내었다.

Table 3. RMS errors of the correlations

Correlations	RMSE	Applicable tube size
Shah [15]	0.38	Conventional
Kandlikar [16]	0.53	Conventional
Lazarek and Black [17]	0.35	Small
Tran et al. [18]	0.55	Small.
Kew & Cornwell [19]	0.33	Small
Warrior et al. [20]	0.73	Small.
Kaew-on & Wongwises [9]	3.41	Flat
Kaew-on et al. [10]	0.25	Flat

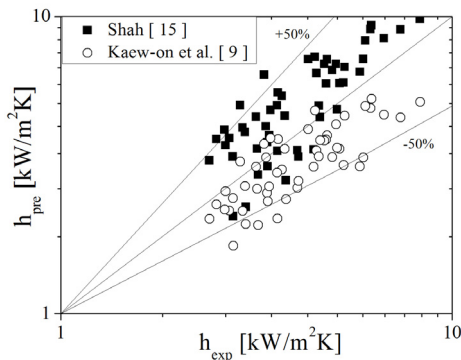


Fig. 8. Comparison of the present data with correlations

#### 4. 결론

본 실험에서는 수력직경 1.4mm인 알루미늄 납작관 내 R-410A 대류 비등 열전달계수를 구하였다. 실험범위는 질량유속 200~600kg/m<sup>2</sup>s, 열유속 5~15kg/m<sup>2</sup>, 포화온도 5~15℃이다.

- 1) 열전달계수는 임계 건도를 기점으로 감소함을 보였다. 임계 건도는 열유속이 증가할수록 감소하고, 질량유속이 감소할수록 감소하였다. 이는 높은 열유속 또는 낮은 질량유속에서 대류의 영향이 작게 되고 따라서 조기에 dryout이 발생되기 때문에 나

타나는 현상으로 판단된다.

- 2) 열전달계수는 질량유속이 증가할수록 증가하였다. 그러나 낮은 건도에서는 질량유속의 영향은 미미하였다.
- 3) 열전달계수는 포화온도가 증가할수록 증가하였다. 하지만 이런 경향은 열유속이 작아지면 감소하였다.
- 4) Kaew-On et al. 상관식과 Shah 상관식이 본 실험결과를 적절히 예측한다.

#### References

- [1] Y.-Y. Yan, and T.-F. Lin, "Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 41, pp. 4183-4194, 1998. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00127-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00127-6)
- [2] Y. Zhao, M. Molki, and M. M. Ohadi, "Heat transfer and pressure drop of CO2 flow boiling in microchannels," Proceedings of the ASME Heat Transfer Division, HTD-Vol.366-2, pp. 243-249, 2000.
- [3] J. Pettersen, "Two-phase flow pattern, heat transfer and pressure drop in microchannel vaporization of CO2," ASHRAE Trans., Vol. 109, Pt. 1, CH-03-8-1, 2003.
- [4] B. Agostini, A. Bontemp, B. Watel and B. Thonon, "Boiling heat transfer in mini-channels: influence of the hydraulic diameter," International Congress of Refrigeration, Washington D. C., ICR0070, 2003.
- [5] B. Agosti and A. Bontemps, "Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels," Int. J. Heat Fluid Flow, Vol. 26, pp.296-306, 2005. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.08.003>
- [6] Y. M. Lie, F. G. Su, R. L. Lai and T. F. Lin, "Experimental study of evaporation heat transfer characteristics of refrigerants R-134a and R-407C in horizontal small tubes," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 49, pp. 207-218, 2006. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.07.018>
- [7] L. Yun, J. H. Heo and Y. Kim, "Evaporative heat transfer and pressure drop of R410A in microchannels," Int. J. Ref., Vol 29, pp. 92-100, 2006. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.08.005>
- [8] P. Fernando, B. Palm, T. Ameel, P. Lundquist and E. Granryd, "A minichannel aluminum tube heat exchanger - Part II: evaporator performance with propane," Int. J. Ref., Vol. 31, pp. 681-695, 2008. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.02.012>

- [9] J. Kaew-On and S. Wongwises, "Experimental investigation of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of R-410A in a multi-port mini-channel," *Int. J. Ref.*, Vol. 32, pp. 124-137, 2009.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.06.010>
- [10] J. Kaew-On, K. Sakamatapan and S. Wongwises, "Flow boiling heat transfer of R-134a in the mutiport heat exchangers," *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 35, pp. 364-374, 2011.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(03\)00049-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(03)00049-5)
- [11] N.-H. Kim, J.-P. Cho, J.-P., J.-O. Kim and B. Youn, "Condensation heat transfer of R-22 and R-410A in flat aluminum multi-channel tubes with or without microfins," *Int. J. Ref.*, Vol. 26, pp. 830-839, 2003.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(03\)00049-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(03)00049-5)
- [12] S. J. Kline, F. A. McClintock, "The description of uncertainties in single sample experiments," *Mechanical Eng.* Vol. 75, pp. 3-9, 1953.
- [13] E. E. Wilson, "A basis of rational design of heat transfer apparatus," *Trans. ASME*, Vol. 37, pp.4 7-70, 1915.
- [14] R. L. Webb and J. W. Paek, "Letter to the editors; discussions on Y.-Y. Yan and T.-F. Lin's paper," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 1111-1113, 2003.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00374-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00374-5)
- [15] M. M. Shah, "A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes," *ASHRAE Trans.*, Vol. 82, Pt. 2, pp. 66-86, 1976.
- [16] S. G. Kandlikar, "A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219-228, 1990.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2910348>
- [17] G. M. Lazarek and S. H. Black, "Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in small vertical tube with R-113," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 25, pp 945-960, 1982.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(82\)90070-9](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(82)90070-9)
- [18] T. N. Tran, M. W. Wambsgans and D. M. France, "Small circular- and rectangular- channel boiling with two refrigerants," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 22, pp 485-498, 1996.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0301-9322\(96\)00002-X](http://dx.doi.org/10.1016/0301-9322(96)00002-X)
- [19] P. A. Kew and K. Cornwell, "Correlations for prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 17A, pp 705-515, 1997.
- [20] G. R. Warrier, V. K. Dhir and L. A. Momoda, "Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular

channels", *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 26, pp 53-64, 2002.

DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0894-1777\(02\)00107-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0894-1777(02)00107-3)

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용