

마이크로관 내 증발열전달에 관한 연구

황 윤 옥, 김 주 혁*, 김 민 수**

한국기계연구원 에너지기계연구센터, *서울대학교 기계항공공학부

A Study on the Evaporative Heat Transfer in Microtubes

Yun Wook Hwang, Ju Hyok Kim*, Min Soo Kim**

Energy System Research Center, Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon 305-343, Korea

*School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea

(Received July 7, 2005; revision received October 13, 2005)

ABSTRACT: The experimental heat transfer coefficients have been measured for two-phase convective boiling in two circular microtubes with inner diameters of 430 μm and 792 μm . While the heat transfer was greatly affected by the heat flux in the low quality region, the mass flux played a role in the high quality region. The smaller microtube had greater heat transfer coefficients. When the heat flux is varied from 20 kW/m^2 to 30 kW/m^2 at $G=240 \text{ kg/m}^2\text{s}$, the difference between the average heat transfer coefficients of the test tube A ($D_i=430 \mu\text{m}$) and the test tube B ($D_i=792 \mu\text{m}$) changes from 32.5% to 52.1%. At $G=370 \text{ kg/m}^2\text{s}$, the difference between the average heat transfer coefficients changes from 47.0% to 53.8%. A new correlation for the evaporative heat transfer coefficients in microtubes was developed by considering the following factors; the laminar flow heat transfer coefficient of liquid-phase flow, the enhancement factor of the convective heat transfer, and the nucleate boiling correction factor. The correlation developed in this study predicts the experimental heat transfer coefficients within an absolute average deviation of 8.4%.

Key words: Microtube(마이크로관), Evaporative heat transfer(증발열전달), Heat flux(열유속), Mass flux(질량유속), Correlation(상관식)

기 호 설 명

A_m : 식(5)의 상수값
 Bo : 증발수 ($q''/(G \cdot h_{fg})$)
 $C_0 - C_1$: 식(6)의 상수값
 $C_2 - C_5$: 식(7)의 상수값
 D_i : 시험부 내경 [m]
 D_o : 시험부 외경 [m]

E : 향상계수(enhancement factor)
 F : 향상계수
 Fr : Froude수 ($V^2/(g \cdot L)$)
 G : 질량유속 [$\text{kg/m}^2\text{s}$]
 h : 열전달계수 [$\text{kW/m}^2\text{K}$]
 I : 전류 [A]
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 L : 시험부 길이 [m]
 m : 질량유량 [g/h]
 N_{conf} : 제한수 ($\sqrt{\sigma/(g \cdot (\rho_f - \rho_g))} / D_i$)
 Nu_∞ : 완전발달 층류유동 누셀트수
 Nu_x : 국소 누셀트수

† Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

q	: 단위체적당 열발생 [W/m^3]
q''	: 열유속 [kW/m^2]
S	: 핵비등 보정계수
T	: 온도 [K]
V	: 전압 [V]
We	: 웨버수 ($\rho \cdot V^2 \cdot D/\sigma$)
X	: 마티넬리수
x	: 건도

그리스 문자

β	: 종횡비(aspect ratio)
ε	: 조도 [μm]
λ	: 열전도도 [W/mK]
λ_m^2	: 식(5)의 고유값
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
σ_a	: 평균 오차
σ_{aa}	: 절대 평균 오차
ϕ_f^2	: 2상유동 마찰손실배수

하첨자

A	: 시험부 A
B	: 시험부 B
cal	: 계산값
CBD	: 대류비등
CO	: 대류비등
f	: 포화액
fg	: 포화상태 상변화
l	: 액상
Lo	: 액상
m	: 평균값
meas	: 측정값
NB	: 핵비등
NBD	: 핵비등
p	: 예열기
pool	: 풀비등
sat	: 포화상태
t	: 시험부
tr	: 천이
wi	: 내벽면
wo	: 외벽면

1. 서 론

최근 들어 많은 전자기기들이 전자회로 기술의 발전에 힘이어 소형화되고 있지만 단위체적당 발열량이 증가하여 열소산(heat dissipation) 문제가 전자기기들을 설계할 때 가장 중요하게 고려해야 할 요소 중의 하나가 되었다. 따라서, 효과적으로 열을 제거하고 제어하는 것이 시스템 설계시 중요한 문제이며, 열전달 공학기술이 이 영역에서 중요한 역할을 담당하고 있다.

일반적으로 전자장치의 냉각시스템은 공기를 이용한 단상유동 강제대류가 주로 이용되어 왔다. 단상유동에서 유체채널로부터 제거되는 열량을 증가시키기 위해서 유체의 유량을 증가시키거나 채널의 수력직경을 감소시켜야 할 필요가 있다. 이 두 가지 모두는 큰 압력강하를 수반하게 된다. 따라서 전자장치 크기의 소형화, 높은 출력밀도 등의 이유로 인하여 단상유동의 강제대류방식보다는 유체의 증발을 이용한 냉각방식이 이용되고 있다. 유체의 증발을 이용한 2상유동에 의한 냉각방식은 단상유동에 의한 냉각방식보다 상대적으로 일정한 표면온도를 유지하고, 일정한 유체 유량에 대해서 매우 큰 열을 소산시킬 수 있다. 단상유동을 이용한 냉각방식에 비해 상변화를 이용한 냉각방식은 다음과 같은 이점을 가진다. 첫째, 단상유동방식의 열소산은 높은 표면 열유속인 경우 유동방향의 높은 유체온도 증가와 이에 따른 유동방향의 표면온도의 증가를 야기한다. 이러한 표면온도 증가는 전자칩과 같은 온도에 민감한 장치에는 매우 유해하다. 반면, 증발을 이용한 방식은 유체의 잠열을 이용하므로 유체의 포화온도로 냉매와 열원의 온도를 유동방향으로 균일하게 유지할 수 있다. 둘째, 단상류는 유체와 열원의 온도가 유동방향에 따라서 증가하는 단점을 보완하기 위해서는 더 큰 유량이 필요하게 된다. 하지만, 증발을 이용한 방식은 유체의 잠열을 이용하기 때문에 보다 적은 유량이 필요하다. 또한 증발과정의 열전달계수와 이에 따른 열교환면적의 축소로 인해 장치가 소형화되고, 증발과정 중에 일정한 온도를 유지할 수 있다는 장점도 있다. 이러한 요구에 맞추어서 냉매가 냉각제(coolant)로 사용되고 있으며, 이는 냉매가 높은 잠열(latent heat)과 큰 유전성(dielectric strength)을 가질 뿐만 아니라, 비교적 낮은 온도와 적정 압

력 하에서 증발하기 때문이다.

최근까지 마이크로 형상 내에서의 열전달 특성을 파악하기 위한 많은 연구가 이루어져 왔다. 하지만, 대부분의 연구가 단상유동 특성에 초점이 맞추어져 왔으며, 2상유동 열전달에 관한 연구는 상대적으로 많이 이루어지지 않았다. 기존의 마이크로 형상 내에서의 증발열전달에 관한 연구로는 Peng and Wang,⁽¹⁾ Mudawar and Bowers,⁽²⁾ Ravigururajan,⁽³⁾ Lee and Lee⁽⁴⁾의 연구가 있다. Peng and Wang⁽¹⁾은 마이크로채널 내에서의 증발열전달 연구를 통하여 열유속이 기존 채널에 비해서 크며, 핵비등 열전달이 크게 향상된다고 하였다. Mudawar and Bowers⁽²⁾는 수력직경이 각각 510 μm , 2,450 μm 인 마이크로채널에서의 임계열유속에 관한 연구를 수행하였고, 수력직경이 510 μm 인 마이크로채널이 2,450 μm 채널에 비해 약 28% 큰 임계열유속을 갖는다고 하였다. Ravigururajan⁽³⁾는 평행형 마이크로채널(parallel pattern microchannel)과 다이아몬드형 마이크로채널(diamond pattern microchannel)에서의 열전달 연구에서 건도, 질량유속 및 열유속이 R-124의 증발열전달 특성에 영향을 주며, 벽면과열도가 10°C에서 80°C로 변화할 때 열전달계수가 12kW/m²K에서 9kW/m²K로 감소함을 보였다. Lee and Lee⁽⁴⁾은 R-113을 시험유체로 하여 종횡비가 낮은 직사각형 채널에서 증발열전달 연구를 수행하였고, 마이크로채널에서의 증발열전달에 대한 열유속의 영향은 미미하다고 하였으며, 실험결과에 기초한 새로운 상관식을 제시하였다.

마이크로 형상 내에서의 증발열전달에 관한 기존 연구들은 다채널 형상의 마이크로채널이 주로 이용되었다.⁽¹⁻³⁾ 실제로 마이크로 열교환기를 제작할 때에는 다채널 형상의 마이크로채널이 사용되지만, 마이크로 형상 내에서의 증발열전달 특성을 파악하기 위해서는 단일 마이크로채널 혹은 마이크로관이 시험부로 사용되어야 한다. 왜냐하면, 다채널 형태의 마이크로채널은 한 채널의 유동이 다른 채널의 유동에 영향을 주게 되어 마이크로 형상의 고유한 증발열전달 특성뿐만 아니라 채널 형상의 영향이 포함될 수 있기 때문이다.

마이크로 형상 내에서의 압력강하 및 열전달 특성을 파악하는 것은 마이크로 냉각시스템, 마이크로 열교환기 등을 설계함에 있어서 필수적인 요소이다. 하지만, 이런 중요성에도 불구하고 마

이크로 형상 내에서의 증발열전달 특성과 관련한 연구는 부족한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 단일 마이크로관을 시험부로 하고, R-134a를 대상 시험유체로 하여 마이크로 형상 내에서의 증발열전달 특성을 파악하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험장치는 2대의 주사형 펌프(syringe pump), 필터(filter), 질량유량계(mass flow meter), 과냉각기(subcooler), 예열기(pre-heater), 시험부(test section), 응축기(condenser)로 구성되어 있다. 주사형 펌프 1은 시험유체를 일정한 미세유량으로 토출하고, 열식질량유량계를 이용하여 질량유량을 측정하였다. 질량유량계를 통과한 시험유체는 과냉각기와 예열기를 거쳐 시험부로 들어가며, 시험부에서 증발과정을 거친 후 응축기로 들어간다. 응축기에서 시험유체는 과냉상태의 액체로 상변화한다. 과냉각기에서는 예열기 입구에서의 시험유체를 과냉각상태(subcooled state)로 만들고, 예열기에서는 시험부 입구에서의 시험유체의 건도를 조절하였다. 예열기는 유체에 일정한 열량을 공급하도록 만들었으며, 직류전원공급기(DC power supply)를 사용하여 공급되는 열량을 변화시킬 수 있도록 만들었다.

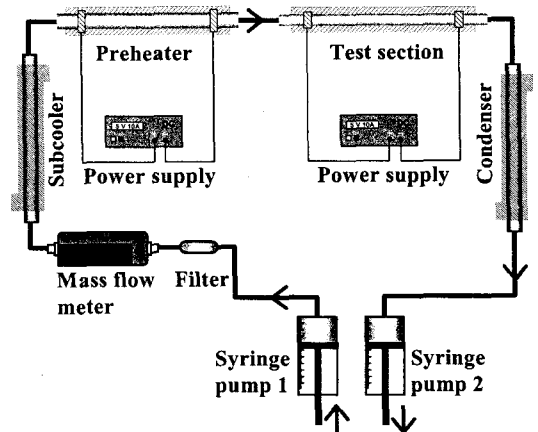


Fig. 1 Experimental test rig for the evaporative heat transfer test.

Table 1 Specifications of the test sections for the evaporative heat transfer test

Test tube	D_i (μm)	ε (μm)	L (mm)
A	430	0.486	60
B	792	0.341	90

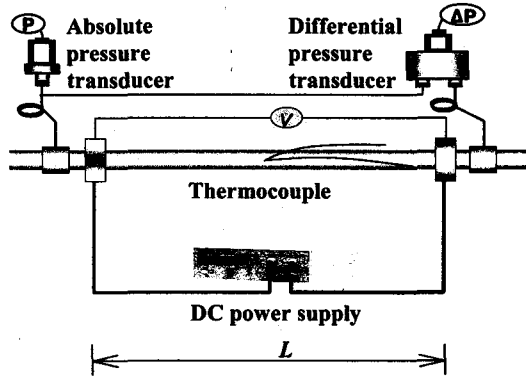


Fig. 2 Detailed view of the test section.

본 연구에서 사용된 시험부는 외경이 1.59 mm 인 2가지 종류의 스테인레스 스틸관이며, 내경은 430 μm , 792 μm 이며, 본 논문에서는 각각 시험부 A, B라고 칭한다. 각각의 시험부에 대한 정보를 Table 1에 나타내었다. Fig. 2에서 보인 바와 같이 시험부 양단에 압력탭을 설치하여 포화압력을 측정하였고, 시험부의 중간지점 외벽면에 극미세 열전대(fine thermocouple)를 부착하여 외벽면의 온도를 측정하였다. 본 연구에서 시험유체를 증발시키기 위하여 시험부 열유속 조건의 변화가 용이한 직접가열(direct heating)방식을 사용하였다. 시험부를 흐르는 유체에 전달되는 열유속은 직류 전원공급기를 이용하여 조절하였고, 압력탭과 같은 위치에 전극을 설치하였다.

2.2 실험조건 및 결과처리

증발열전달 특성에 영향을 미치는 주요 인자는 시험부 내를 흐르는 시험 유체의 질량유속(mass flux)과 시험부에 가해지는 열유속(heat flux)이다. 따라서 본 연구에 사용된 각 시험부에 대해서 열유속과 질량유속을 변화시키면서 증발열전달 특성을 고찰하였고, 그 범위를 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Test conditions for the evaporative heat transfer test

Test tube	G ($\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)	q'' (kW/m^2)
A	240, 370, 640	15~40
B	110, 240, 370	5~40

증발열전달계수는 식(1)과 같이, 시험부에 가해지는 열유속을 벽면과열도로 나눈 값이다.

$$h = \frac{q''}{T_{wi} - T_{sat}} \quad (1)$$

열유속은 시험부에 가해지는 열량을 시험부 내면적으로 나눈 값이며, 벽면 과열도는 시험부 내벽면온도와 시험유체의 포화온도의 차이이다. 시험부의 내벽면온도를 구하기 위하여, 먼저 시험부 외벽면에 부착된 열전대를 통하여 외벽면온도를 구하고, 식(2)에 표시된 1차원 열전도식을 이용하여 내벽면온도를 계산하였다.

$$T_{wi} = T_{wo} + \frac{qD_o^2}{16\lambda} \left(1 - \frac{D_o^2}{D_i^2}\right) + \frac{qD_o^2}{8\lambda} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (2)$$

시험부 내를 흐르는 유체의 포화온도를 측정할 수 있는 방법으로는 열전대를 시험부의 각 부분에 삽입하는 방법이 있으나, 이 방법은 시험부의 유체유동에 교란을 주어 마이크로관 내의 증발열전달 특성을 바꾸게 되는 단점이 있다. 그래서 포화온도는 시험부 양단에서 압력을 측정하여 선형보간함으로써 포화압력을 계산하였으며, 이렇게 구한 포화압력으로 냉매 물성 계산 프로그램인 REFPROP⁽⁵⁾을 이용하여 포화온도를 구하였다.

건도는 시험부 내를 흐르는 유체의 에너지균형을 이용하여 계산하였다. 과냉각기 출구에서 과냉각상태인 시험유체가 예열기와 시험부에서 가열되어 2상상태가 되는데, 이때 공급된 열량과 시험유체가 얻는 열량과의 균형을 고려하면 식(3)에서 주어진 바와 같이 건도가 표시된다.

$$x = \frac{(V_p \cdot I_p + V_f \cdot I_f/2)/m + i_{f,p,in} - i_{f,t,in}}{i_{f,t,in}} \quad (3)$$

본 연구의 실험에서 구한 증발열전달계수에 대해 Coleman and Steele⁽⁶⁾이 제시한 방법에 따라 신뢰도 95%의 불확실도 해석(uncertainty analysis)을 수행하였으며, 평균 불확실도는 시험부 A($D_i=430\ \mu\text{m}$)에 대해서 4.9%에서 15.5%, 시험부 B($D_i=792\ \mu\text{m}$)에 대해서는 2.7%에서 17.9%이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 마이크로관 내 증발열전달 계수

3.1.1 증발열전달 특성

Fig. 3에서는 시험부 A($D_i=430\ \mu\text{m}$)에 대해서 건도변화에 대한 열전달계수의 경향을 보여준다. 질량유속이 $240\ \text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때, 건도가 약 0.7 이하에서는 열유속의 열전달계수에 대한 영향은 지배적이지만, 열유속 변화에 따른 열전달계수들간의 차이는 고건도로 갈수록 줄어든다. 일반적으로, 핵비등(nucleate boiling)은 열유속이 크고 질량유속이 작을 때 활발하다. 열유속이 $15\ \text{kW/m}^2$ 과 $20\ \text{kW/m}^2$ 일 때에는 $30\ \text{kW/m}^2$ 에 비해서 열유속에 의한 핵비등 열전달이 활발하지 않다.

질량유속이 $370\ \text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때의 증발열전달계수에 대한 열유속의 영향은 질량유속이 $240\ \text{kg/m}^2\text{s}$ 일 때보다 활발하지 않다. 또한, 고건도 영역에서는 활발한 대류비등에 의한 영향으로 건도가 증가할수록 열전달계수도 증가한다. 열유속이 $20\ \text{kW/m}^2$ 일 때의 열전달계수는 $30\ \text{kW/m}^2$ 와 $40\ \text{kW/m}^2$ 일 때보다 작으며, 이는 적은 열유속으로 인하여 핵비등이 크게 활성화되지 못했기 때문이다.

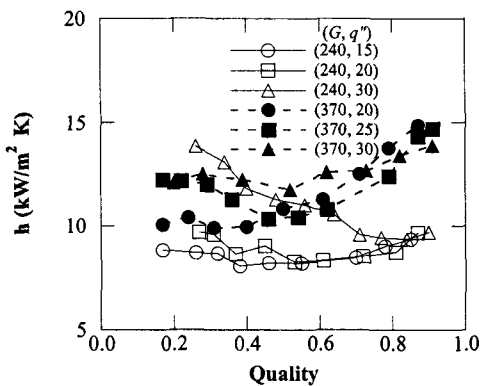


Fig. 3 Evaporative heat transfer coefficients versus quality for the test tube A.

천이건도(transition quality)는 증발열전달 과정에서 핵비등에 의한 열전달의 영향이 줄어들고 대류비등에 의한 열전달이 증발열전달을 지배하기 시작하는 시점을 의미한다. Fig. 3에서 천이건도(transition quality)는 질량유속이 증가할수록 감소하였다. 핵비등에 의한 열전달이 유지되기 위해서는 일정수준 이상의 벽면과열도(wall superheat)가 유지되어야 하며, 이를 유지하지 못할 때 핵비등억제(suppression of nucleate boiling)가 일어난다.⁽⁷⁾ 따라서, 질량유속이 증가할수록 상대적으로 대류비등(convective boiling)에 의한 열전달의 영향이 상승하고, 보다 낮은 건도에서의 핵비등억제로 이어져 천이건도가 낮아진다.

Fig. 4에서는 시험부 B($D_i=792\ \mu\text{m}$)에 대해서 건도변화에 대한 열전달계수의 경향을 보여준다. 열전달계수의 건도에 대한 경향에 대한 열유속의 영향은 Fig. 3에서 보인 시험부 A($D_i=430\ \mu\text{m}$)와 거의 동일하다. 건도가 약 0.4 이하에서는 열유속의 영향이 크지만 증발이 진행되어 고건도로 갈수록 열유속의 영향이 작아진다.

Ravigururajan⁽³⁾은 폭이 $270\ \mu\text{m}$ 이고 높이가 $1,000\ \mu\text{m}$ 인 마이크로채널 내에서의 증발열전달 실험에서 채널 출구건도가 0.01에서 0.65로 증가할 때 열전달계수는 약 30% 감소한다고 하였다. 하지만, 본 연구에서는 대체로 건도가 증가할수록 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. Ravigururajan⁽³⁾의 연구에 사용된 시험부는 단일 채널이 아닌 다채널이며, 이로 인하여 다채널 내에서 유체가 불균일하게 분배되어 열전달계수가 감소한 것으로 보인다. 또한, Ravigururajan⁽³⁾의 연구에

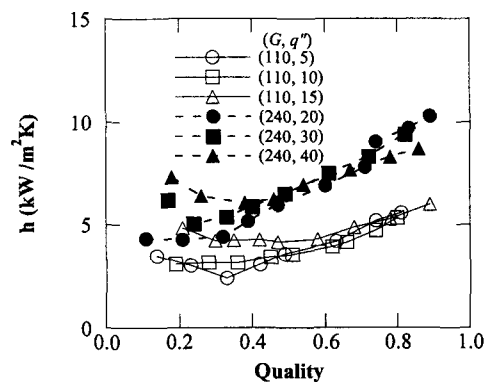


Fig. 4 Evaporative heat transfer coefficients versus quality for the test tube B.

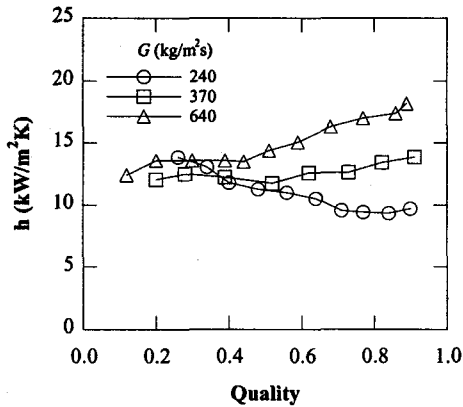


Fig. 5 Evaporative heat transfer coefficients versus quality at the heat flux of 30 kW/m² for the test tube A.

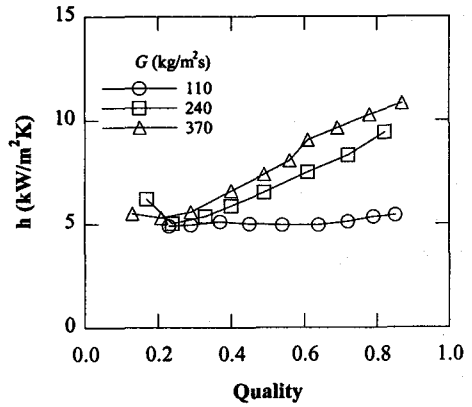


Fig. 6 Evaporative heat transfer coefficients versus quality at the heat flux of 20 kW/m² for the test tube B.

서는 마이크로채널 내 증발열전달에 대한 열유속의 영향을 보여주지 않았다. Lee and Lee⁽⁴⁾는 냉매 R-113을 시험유체로 사용한 사각형 미소채널에서의 2상유동 열전달 연구에서 열유속의 증발열전달에 대한 영향은 거의 미미하고, 2상유동 강제대류(two-phase forced convection)가 지배적인 메카니즘이라고 하였다. 고건도 영역에서 열유속의 증발열전달에 대한 영향이 미미하다는 것은 앞서 살펴본 본 연구의 결과와도 일치한다. 하지만, 그들은 저건도 영역에서의 열유속 변화에 따른 열전달계수의 경향을 보여주지 못하였다. Lee and Lee⁽⁴⁾의 연구에서 열유속의 범위는 2.98 kW/m²에서 14.95 kW/m²였고, 핵비등의 시작(onset of nucleate boiling)을 위한 일정수준의 열유속을 넘지 않아 증발열전달에 대한 열유속의 영향이 나타나지 않은 것으로 보인다.

Fig. 5에서는 시험부 A ($D_i=430 \mu\text{m}$)에 대해서 열유속이 30 kW/m²일 때, 질량유속 변화에 대한 열전달계수의 경향을 보여준다. 건도가 약 0.4보다 작은 저건도 영역에서는 질량유속 변화가 열전달계수 변화에 거의 영향을 주지 않으며, 건도가 증가할수록 질량유속 변화에 따른 열전달계수의 차이가 커진다. 이는 증발이 진행되어 건도가 증가하면 유체의 평균 속도가 증가하여, 강제대류(forced convection)에 의한 열전달이 증가하기 때문이다. Fig. 6에서는 시험부 B ($D_i=792 \mu\text{m}$)에 대해서 열유속이 20 kW/m²일 때, 질량유속 변화에 대한 열전달계수의 경향을 보여준다. Fig. 5에

서 보인 바와 같이 시험부 B ($D_i=792 \mu\text{m}$)에 대해서도 증발열전달에 대한 질량유속의 영향은 거의 유사한 경향을 보여주고 있다.

3.1.2 관경의 영향

Table 3에 시험부 A ($D_i=430 \mu\text{m}$)와 B ($D_i=792 \mu\text{m}$)에 대한 평균 열전달계수의 차이를 나타내었다. 질량유속이 240 kg/m²s이고, 열유속이 20 kW/m²에서 30 kW/m²으로 바뀔 때 시험부 A ($D_i=430 \mu\text{m}$)와 B ($D_i=792 \mu\text{m}$) 사이의 평균 열전달계수의 차이는 32.5%에서 52.1%로 증가하였다. 질량유속이 370 kg/m²s일 때에는 47.0%에서 53.8%로 시험부 A ($D_i=430 \mu\text{m}$)와 B ($D_i=792 \mu\text{m}$) 사이의 평균 열전달계수가 증가하였다.

본 연구에서 얻은 열전달계수의 결과와 내경 7.75 mm 시험부에 대한 Choi et al.⁽⁸⁾에 의한 열전달 실험결과를 Fig. 7에서 비교하였고, 시험부

Table 3 The difference between the heat transfer coefficients for the test tube A and the test tube B

G (kg/m ² s)	q'' (kW/m ²)	$\frac{h_{m,A} - h_{m,B}}{h_{m,B}} \times 100$ (%)
240	20	32.5
	30	52.1
370	20	47.0
	30	53.8

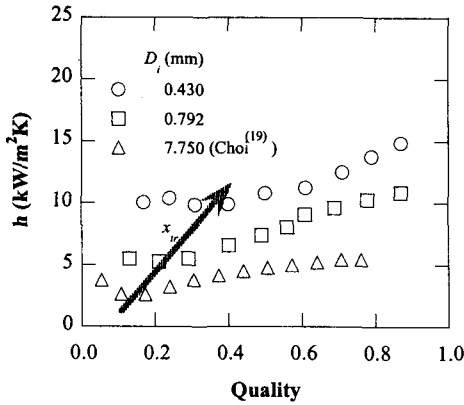


Fig. 7 Heat transfer coefficients with respect to the variation of the tube diameter at $q''=20 \text{ kW/m}^2$ and $G=427 \text{ kg/m}^2\text{s}$ for Choi et al.⁽⁸⁾ and $370 \text{ kg/m}^2\text{s}$ for the test tube A and the test tube B.

관경이 작아질수록 비슷한 실험조건에서 큰 열전달계수를 가짐을 알 수 있다. Choi et al.⁽⁸⁾이 얻은 열전달계수에 비해서 시험부 A ($D_i=430 \mu\text{m}$)와 B ($D_i=792 \mu\text{m}$)는 각각 171.8%, 84.9% 높은 평균 열전달계수를 가지고, 또한 관경이 작아질

수록 천이건도(transition quality)가 증가하여 핵비등이 증발열전달계수에 대한 미치는 영향이 상대적으로 높은 건도까지 이른다.

본 연구의 실험결과에서는 관경이 작아질수록 열전달계수가 커짐을 분명하게 보여주고 있다. 일반적으로, 관내 유동열전달에서는 열침투 깊이(heat penetration depth)는 관의 중심부와 관의 내벽면 사이의 거리다. 따라서 직경이 작은 마이크로관은 열침투 길이가 짧고, 이는 열전달에 열저항이 적음을 의미한다. 또한, 마이크로 형상 내에서 생기는 기포(bubble)는 큰 형상에서보다 상대적으로 더 많은 면적의 공간을 차지하여, 기포의 성장(growth)과 이탈(detachment)시 보다 활발하게 관 내벽면 주위의 과열액체(superheated liquid) 상태의 유체를 시험부 중심으로 이동시킬 수 있다. 따라서, 관경이 작은 마이크로관은 큰 열전달계수를 가지고, 이는 본 연구의 실험결과와도 일치한다.

3.2 증발열전달 상관식

본 연구의 실험에서 구한 열전달계수들을 Table 4에 나타낸 기존 증발열전달 상관식들과 비교하

Table 4 Correlations quoted for comparing experimental heat transfer coefficients

Investigators	Correlations
Gungor and Winterton ⁽⁹⁾	$h_{tp} = E \cdot h_l$ $E = 1 + 3000 \cdot \text{Bo}^{0.86} + 1.12 \cdot \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.75} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{0.41}$
Jung et al. ⁽¹⁰⁾	$h = N \cdot h_{nb} + F \cdot h_l$ $N = \begin{cases} 4048 \cdot X^{1.22} \cdot \text{Bo}^{1.13} & (X < 1.0) \\ 2.0 - 0.1 \cdot X^{-0.28} \cdot \text{Bo}^{-0.33} & (1.0 < X < 5.0) \end{cases}$ $F = 2.37 \cdot \left(0.29 + \frac{1}{X}\right)^{0.85}$
Kandlikar ⁽¹¹⁾	$h = \text{larger of } \begin{cases} h_{tp, NBD} \\ h_{tp, CBD} \end{cases}$ $h_{NBD} = 0.6683 \cdot \text{Co}^{-0.2} \cdot (1-x)^{0.8} \cdot f_2(\text{Fr}_{Lo}) \cdot h_{Lo} + 1058.0 \cdot \text{Bo}^{0.7} \cdot (1-x)^{0.8} \cdot F_{fl} \cdot h_{Lo}$ $h_{CBD} = 1.136 \cdot \text{Co}^{-0.9} \cdot (1-x)^{0.8} \cdot f_2(\text{Fr}_{Lo}) \cdot h_{Lo} + 667.2 \cdot \text{Bo}^{0.7} \cdot (1-x)^{0.8} \cdot F_{fl} \cdot h_{Lo}$ $f_2(\text{Fr}_{Lo}) = \text{Min}(25 \cdot \text{Fr}_{Lo}, 1.0)$
Tran et al. ⁽¹²⁾	$h = (8.4 \times 10^{-5}) \cdot (\text{Bo}^2 \cdot \text{We}_f)^{0.3} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)^{-0.4}$
Lee and Lee ⁽⁴⁾	$h = F \cdot h_l$ $F = 10.3 \cdot \beta^{0.398} \cdot \phi_f^{0.598}$

Table 5 The deviations between the experimental heat transfer coefficients and the predicted heat transfer coefficients

Correlation	Test tube A		Test tube B	
	σ_a	σ_{aa}	σ_a	σ_{aa}
Gungor and Winterton ⁽⁹⁾	-28.2	28.2	-17.4	20.9
Jung et al. ⁽¹⁰⁾	-45.1	45.1	-33.2	33.7
Kandlikar ⁽¹¹⁾	-69.7	69.7	-56.1	57.4
Tran et al. ⁽¹²⁾	-76.9	76.9	-56.7	56.7
Lee and Lee ⁽⁴⁾	162.2	162.2	174.1	174.1

였고, 비교 결과를 Table 5에 나타내었다. Lee and Lee⁽⁴⁾의 상관식을 제외한 상관식들은 마이크로관 내에서의 증발열전달계수를 과소 예측하였고, Gungor and Winterton⁽⁹⁾의 상관식이 증발열전달계수를 비교적 잘 예측하였다. Lee and Lee⁽⁴⁾의 상관식은 중형비가 낮은 마이크로채널에서의 실험결과를 바탕으로 제시되었지만, 절대 평균 오차값이 162.2%와 174.1%에 이르렀다. Lee and Lee⁽⁴⁾의 상관식에서는 마이크로채널 내에서의 열전달에 대한 열유속의 영향을 무시하였고, 실험 조건도 본 연구의 실험결과와 달리 주로 낮은 질량유속과 낮은 열유속이 조건이었기 때문이다. 반면, Tran et al.⁽¹²⁾이 상관식에서는 열전달계수에 대한 질량유속의 영향을 무시하였으며, 절대 평균 오차가 약 76.9%와 56.7%에 이르렀다. 비교대상 상관식 모두에 대해서 환경이 작아질수록 편차가 증가함을 알 수 있는데, 이는 환경의 변화에 따른 주요 인자들이 적절히 고려되지 않았기 때문인 것으로 판단된다.

본 연구에서 얻은 실험결과에서는 마이크로관 내 증발열전달은 열유속변화에 지배적으로 영향을 받는 비등지배영역(nucleation-dominating region)과 질량유속 변화에 지배적으로 영향을 받는 대류지배영역(convection-dominating region)으로 구분지을 수 있음을 보였다. 따라서, 마이크로관 내 증발열전달계수를 예측할 수 있는 새로운 상관식은 식(4)와 같이 표현할 수 있다.

$$h_{sp} = \text{Max}\{h_{CO}, h_{NB}\} \quad (4)$$

$$= \text{Max}\{F \cdot h_i, S \cdot h_{pool}\}$$

h_{CO} 는 강제대류열전달계수를 의미하고, 액상의 대류열전달계수와 향상계수(enhancement factor, F)와의 곱으로 표현할 수 있다. 앞서 본 연구의

열전달계수와와의 비교를 위해 사용되었던 기존의 상관식들은 주로 큰 직경을 갖는 시험부를 대상으로 하여 제시되었고, 액상의 유동형태는 난류 유동을 가정하였다. 따라서, 액상의 열전달계수를 구하기 위하여 Dittus and Boelter⁽¹³⁾의 상관식 혹은 Gnielinski⁽¹⁴⁾ 상관식을 사용하였다. 하지만, 마이크로형상 내에서의 유동형태는 대부분이 층류 유동에 해당한다. 또한, 마이크로 열교환기는 상대적으로 길이가 짧아서, 완전발달된 유동이 아닌 발달유동(developing flow)이며 경계층이 성장하고 있는 과정에 있게 된다. 따라서, 액상의 열전달계수를 계산할 때 일정 열유속 조건에서 발달유동의 누셀트수에 대해서 정립된 관계식⁽¹⁵⁾을 사용하였으며, 식(5)에 이를 나타내었다.

$$Nu_x = \left[\frac{1}{Nu_\infty} - \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\exp(-\gamma_m^2 x^+)}{A_m \gamma_m^4} \right]^{-1} \quad (5)$$

식(5)의 관계식에 필요한 고유값(eigen value)은 Table 6에 나타내었다.

Chen⁽¹⁶⁾은 증척모델을 기초로 한 2상유동 상관식을 제시하였다. 이후, Chen⁽¹⁶⁾은 그가 배수(multiplier)라 칭하였던 향상계수(enhancement factor,

Table 6 Infinite-series-solution functions for the circular tube

m	λ_m^2	A_m
1	25.68	7.630×10^{-3}
2	83.86	2.053×10^{-3}
3	174.2	0.903×10^{-3}
4	196.5	0.491×10^{-3}
5	450.9	0.307×10^{-3}

For larger m , $\lambda_m = 4m + 4/3$, $A_m = 0.428 \cdot \lambda_m^{-7/3}$

Table 7 The coefficients of the proposed correlation for the two-phase flow heat transfer coefficients in this study

Constant	C_0	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Value	3.15	0.33	1.06	-0.04	1.00	0.18

F 가 액상에 대한 압력손실배수의 함수로 표현될 수 있음을 보였다. 따라서, 본 연구에서는 식(6)에서와 같이 향상계수와 압력손실배수 사이의 상관관계식을 구하였고, 압력손실배수는 Hwang and Kim⁽¹⁷⁾이 제시한 관계식을 사용하였다.

$$F = C_0 \times (\phi_f^2)^{C_1} \quad (6)$$

식(4)에서 h_{NB} 는 핵비등 열전달계수를 의미하고, 풀비등(pool boiling) 열전달계수와 핵비등 보정계수(nucleate boiling correction factor)의 곱으로 표현할 수 있다. 풀비등 열전달계수를 구하기 위해서 Cooper⁽¹⁸⁾ 상관식을 사용하였다. 핵비등 보정계수는 풀비등(pool boiling)과 유동비등(flow boiling) 사이의 차이를 고려하는 값으로, 열유속, 질량유속, 유체의 물성, 시험부 내경, 건도 등에 영향을 받는다. 따라서 핵비등 보정계수는 이들을 고려할 수 있는 무차원수들의 함수로 표현할 수 있고, 이를 식(6)에 나타내었다.

$$S = C_2 \times (Bo)^{C_3} \times (N_{conf})^{C_4} \times X^{C_5} \quad (7)$$

증발수(boiling number, Bo)는 질량유속과 열유

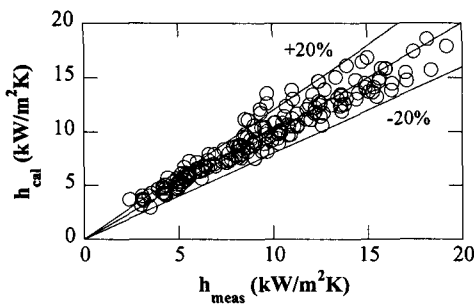


Fig. 8 The comparison of the calculated two-phase flow heat transfer coefficients with the experimental two-phase flow heat transfer coefficients.

속의 변화를 포함하는 무차원수이다. 제한수(confinement number, N_{conf})는 시험부 내경의 변화와 표면장력 효과를 고려할 수 있고, 마티넬리수(Martinelli parameter, X)는 건도변화의 영향을 포함한다.

본 연구에서 획득한 191개의 실험데이터에 대해서 회기분석(regression analysis)을 통하여 오차를 최소화하는 계수 $C_0 \sim C_5$ 값을 구하였고, Table 7에 나타내었다. 새로이 제시된 열전달 상관식을 본 연구의 증발열전달계수와 비교하였다. Fig. 8에서 보인 바와 같이 절대 평균 오차 8.4% 내에서 증발열전달계수를 잘 예측함을 보여주고 있다.

4. 결론

본 연구의 목적은 마이크로관 내 증발열전달 특성을 파악하고 새로운 상관식을 제시하는데 있으며, 본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 시험부 A ($D_i=430 \mu\text{m}$)와 B ($D_i=792 \mu\text{m}$)에 대해서 천이건도 이전에서 열전달계수의 경향에 대한 열유속의 영향은 지배적이었다. 천이건도 이후에서는 열유속 변화에 따른 열전달계수 사이의 차이는 감소하였고, 대류비등이 증발열전달을 지배하였다. 질량유속이 증가할수록 열전달에 대한 열유속의 영향은 감소하였다. 저건도 영역에서 질량유속의 영향은 미비하였지만, 증발이 진행되어 고건도 영역으로 갈수록 그 영향이 증가하였다. 특히, 낮은 열유속 조건에서는 마이크로관 내 증발열전달에 지배적으로 영향을 미쳤다.

(2) 마이크로관의 관경이 작을수록 열전달계수가 증가하였다. 관경이 감소할수록, 열침투 깊이와 열적 경계층의 두께가 감소하기 때문이다. 질량유속이 $240 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 이고, 열유속이 20 kW/m^2 에서 30 kW/m^2 으로 바뀔 때 시험부 A ($D_i=430 \mu\text{m}$)와 B ($D_i=792 \mu\text{m}$) 사이의 평균 열전달계수의 차이는 32.5%에서 52.1%로 증가하였다. 질량유속이 $370 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때에는 47.0%에서 53.8%로 시험부 A ($D_i=430 \mu\text{m}$)와 B ($D_i=792 \mu\text{m}$) 사이의 평균 열전달계수가 증가하였다.

(3) 마이크로관 내 증발열전달을 예측할 수 있는 새로운 상관식을 제시하였다. 새로이 제시된 상관식은 액상의 층류유동 열전달계수, 대류열전달 향상계수, 핵비등 보정계수를 고려하였으며, 본 연구의 마이크로관 내 증발열전달계수를 절대 평

균 오차 8.4% 내에서 잘 예측하였다.

후 기

본 연구는 마이크로열시스템 연구센터의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사하는 바이다.

참고문헌

- Peng, X.F. and Wang, B.X., 1993, Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, No. 14, pp. 3421-3427.
- Mudawar, I. and Bowers, M.B., 1994, High flux boiling in low flow rate, low pressure drop mini-channel and micro-channel heat sinks, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 2, pp. 321-332.
- Ravigururajan, T.S., 1998, Impact of channel geometry on two-phase flow heat transfer characteristics of refrigerants in micro-channel heat exchangers, *J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 485-491.
- Lee, H.J. and Lee, S.Y., 2001, Heat transfer correlation for boiling flows in small rectangular horizontal channels with low aspect ratios, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 27, pp. 2043-2062.
- Lemmon, E.W., McLinden, M.O. and Huber, M.L., 2002, NIST reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, Version 7.0, NIST Standard Reference Database 23, National Institute of Standards and Technology, Boulder, Colorado, U.S.A.
- Coleman, H.W. and Steele, W.G., 1989, Experimentation and uncertainty analysis for engineers, John Wiley and Sons Inc.
- Collier, J.G. and Thome, J.R., 1994, Convective boiling and condensation, Oxford Univ. Press, Oxford.
- Choi, T.Y., Kim, Y.J., Kim, M.S. and Ro, S.T., 2000, Evaporation heat transfer of R-32, R-134a, R-32/134a, and R-32/125/134a inside a horizontal smooth tube, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3651-3660.
- Gungor, K.E. and Winterton, R.H.S., 1987, Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data, *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol. 65, pp. 148-156.
- Jung, D.S., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989, Horizontal flow boiling heat transfer experiments with a mixture of R22/114, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 1, pp. 131-145.
- Kandlikar, S.G., 1990, A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219-228.
- 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.
- Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K., 1930, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, University of California Publications of Engineering, Vol. 2, pp. 443-461.
- Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.
- Kays, W.M. and Crawford, M.E., 1993, Convective heat and mass transfer, McGraw-Hill, New York, U.S.A.
- Chen, J.C., 1966, Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, *I&EC Process Design and Development*, Vol. 5, pp. 322-329.
- Hwang, Y.W. and Kim, M.S., 2005, Investigation of pressure drop in microtubes using R-134a, The 6th KSME-JSME Thermal and Fluids Engineering Conference, Jeju, Korea, Paper FJ.04.
- Cooper, M.G., 1984, Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling—a wide-ranging examination using reduced properties, *Advances in Heat Transfer*, Vol. 16, pp. 157-239.