

미소직경관 내 증발열전달 특성에 관한 실험적 연구

황 윤 옥* · 김 민 수**

(2000년 7월 11일 접수)

An Experimental Study on Evaporative Heat Transfer Characteristics in a Small Diameter Tube

Yun Wook Hwang and Min Soo Kim

Key Words: Evaporative Heat Transfer(증발열전달), Small Diameter Tube(미소직경관), R-134a, Compact Heat Exchanger(밀집형 열교환기)

Abstract

Experiments have been performed to investigate evaporative heat transfer characteristics of R-134a flowing in a small diameter tube. Test section was made of stainless steel tube with an inner diameter of 2.2 mm and was uniformly heated by electric current which was applied to the tube wall. The local saturation temperature of refrigerant flowing in a tube is calculated from the measured local saturation pressure by using an equation of state. Inner wall temperature was calculated from measured outer wall temperature, accounting for heat generation in the tube and one dimensional heat conduction through the tube wall. Mass quality of refrigerant flowing in a tube was calculated by considering energy balance in the pre-heater and the test section. Heat flux was varied from 19 to 64 kW/m², and mass flux was changed from 380 to 570 kg/m²s for each heat flux condition. From this study, heat transfer in a small diameter tube is affected by heat flux as well as mass flux for a wide range of mass quality. Heat transfer coefficient in a small diameter tube is much greater than that in medium sized tubes. Test results in this study are compared with Gungor and Winterton correlation, which gives an absolute average deviation of 27%.

기호설명

G : 질량유속 (kg/m²s)

h : 열전달 계수 (W/m²K)

k : 열전도율 (W/mK)

r_i : 시험부의 내경 (m)

r_o : 시험부의 외경 (m)

q'' : 열유속 (W/m²)

q : 단위체적 당 열량 (W/m³)

T : 온도 (K)

U_{GS} : 기상의 체적유속 (m/s)

U_{LS} : 액상의 체적유속 (m/s)

x : 건도

하첨자

sat : 포화상태

w_i : 시험부의 내면

w_o : 시험부의 외면

1. 서론

냉동 및 공조기기의 소형화에 따른 밀집형 열교환기(compact heat exchanger)에 대한 연구가 이루어지고 있다. 일반적으로 밀집형 열교환기에 대한 연구는 기체-기체 열교환기에서 출발하였다. 기체-기체 열교환기는 응축기나 증발기 등의 열

* 회원, 서울대학교 대학원 기계항공공학부

** 회원, 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : minskim@snu.ac.kr

TEL : (02)880-8362 FAX : (02)883-0179

교환기에 비해서 수십배의 열교환면적을 필요로 한다. 따라서 기계축의 열교환면적을 확장시키기 위해 열교환기에 외부에 환을 설치하여 열교환면적을 넓혀 표면적밀도(surface area density)가 크도록 만들고 있다.⁽¹⁾ 환은 기체-액체, 액체-액체 열교환기에서도 사용되고 있으며, 최근 들어서는 관내부에 마이크로 환이 설치되어 있는 관에 대한 응축 및 증발열전달에 관한 연구도 이루어지고 있다.^(2,3) 이처럼 열교환기 유로(flow passage)에 열전달 향상을 목적으로 설치된 환은 열교환기내에서 미세유로를 형성되게 된다.

최근 들어서는 밀집형 열교환기의 특징이라고 할 수 있는 미소채널을 전자장치의 냉각에 이용하기 위한 연구가 진행되고 있다.^(4,5) 일반적으로 전자장치(electronic device)를 냉각하기 위해서는 공기를 이용한 강제대류가 주로 이용되어 왔다. 하지만 최근 들어 전자장치 크기의 소형화, 높은 출력밀도 등의 이유로 인하여 공기에 의한 강제대류방식보다는 유체의 증발을 이용한 냉각방식이 이용되고 있다. 이것은 전자장치 혹은 열교환기에서 증발과정을 이용하게 되면 높은 열전달계수와 이에 따른 열교환면적의 축소로 인해 장치가 소형화되고, 증발과정 중에 일정한 온도를 유지할 수 있다는 장점이 있기 때문이다. 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 압력하에서 증발하기 때문이다.

단상유동에서는 미소채널부터의 제거되는 열유속을 증가하기 위해서 유체의 유량을 증가시키거나 채널의 수력직경을 감소시켜야 할 필요가 있다. 이 두 가지 모두는 큰 압력강하를 수반하게 된다. 하지만 유체의 증발을 이용한 2상유동에 의한 냉각방식은 단상유동에 의한 냉각방식보다 상대적으로 일정한 표면온도를 유지하고, 일정한 유체유량에 대해서 매우 큰 열을 소산시킬 수 있다. 그리고 채널의 표면온도는 일반적으로 냉각 유체의 포화물성치에 따라 결정된다. 단상유동을 이용한 냉각방식에 대해서 증발을 이용한 냉각방식은 많은 이점을 가진다. 첫째, 단상방식의 열소산은 높은 표면 열유속인 경우 유동방향의 높은 유체온도 증가와 이에 따른 유동방향의 표면온도의 증가를 야기한다. 이러한 표면 온도 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 더 적은 유량이 필요하게 된다.

이산화탄소를 사용하는 냉동시스템에서의 열교환기에 대한 연구로서 밀집형 열교환기가 연구되고 있다.⁽⁶⁾ 이산화탄소를 사용하는 열교환기는 큰 냉매질량유속으로 미소직경관이나 사출된 마이크로채널관(microchannel tubes)을 사용하도록 설계된다. 이산화탄소를 냉매로 사용한 밀집형 열교환기는 기존의 열교환기에 비해서 적은 체적을 가지면서, 종합적인 면에서 우수한 성능을 보였고, 다채널 사용으로 인한 열교환기에서의 냉매의 부적정분배는 거의 문제가 되지 않은 것으로 나타났다.

작은 직경관에서의 열전달특성 및 유동특성에 관한 연구로는 Wambsganss 등,^(4,5) Kew와 Cornwell,⁽⁷⁾ Peng과 Wang⁽⁸⁾의 연구결과가 있다. Wambsganss 등^(4,5)은 일반적인 증발열전달에서의 유동양식이 환형류(annular flow)인데 비해 작은 직경관에서의 유동양식의 대부분이 슬러그류(slug flow)에 해당한다고 하였다. 그리고 큰 열유속에서의 작은 직경관에서는 유동양식도 달라지며 큰 건도 영역에서도 핵비등에 의한 영향도 고려하여야 한다고 하였다. Kew와 Cornwell⁽⁷⁾은 작은 직경관에서의 열전달은 기존의 상관식으로는 예측할 수 없으며, 간헐적인 국소 드라이아웃이 발생한다고 하였다. Peng과 Wang⁽⁸⁾은 0.6×0.7 mm의 미세사각채널(rectangular microchannel)에서의 증발열전달은 핵비등의 영향이 매우 강화되며, 일반적인 채널과는 달리 벽면과열도도 작아진다고 하였다.

열교환기의 크기가 작아짐에 따라서 열교환기의 미소유로에서 액상과 기상이 혼합되어 나타나는 열전달 및 유동 메커니즘에 대한 정보의 필요성이 증대되고 있다. 열교환기를 설계함에 있어서 유동양식(flow pattern), 공극률(void fraction), 압력손실(pressure loss) 및 열전달 특성 등은 중요한 변수들이다. 이러한 중요한 여러 변수들 중에

서도 가장 중요한 변수는 열교환기 내에서의 열전달 특성이라고 할 수 있을 것이다. 열전달 특성을 정확하게 파악함으로써 열교환기의 길이, 열교환면적 등을 정확하게 예측할 수 있기 때문이다. 직경이 약 1 cm 내외의 관과 그 이상의 크기의 관에 대해서는 열전달, 유동특성에 대한 연구가 많이 이루어져 있는 실정이나, 특성길이 가 밀리미터 정도되는 미소채널, 혹은 작은 직경관에서의 열전달 및 유동특성에 대한 연구는 거의 없는 실정이다.

최근 들어 냉동 및 공조기기의 소형화로 인해 열교환기도 경량화, 소형화되고 있는 추세이며, 이에 따라 다양한 구조를 갖는 밀집형 열교환기에 대한 관심이 증대되고 있다. 밀집형 열교환기는 일반적으로 미소직경을 갖는 관을 다중채널로 하여 구성된다. 이런 경우 열교환기의 체적은 줄어들고, 상대적으로 열교환면적이 늘어나, 단위체적당 용량을 향상시킬 수 있다. 하지만 다중채널로 구성된 열교환기 내에서의 열전달 및 유동현상을 고찰한다는 것은 매우 어려운 일이다. 따라서 본 연구에서는 복잡한 단면구조를 밀집형 열교환기의 기본 구성요소인 단일 미소직경관을 선택하여 관 내부의 열전달 특성을 파악하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 유동증발 열전달 실험 및 실험장치

최근에 들어서는 냉동기 및 공조기기의 소형화 추세에 따른 밀집형 열교환기에 대한 수요가 증대되고 있는 실정이다. 그리고 밀집형 열교환기의 설계에 있어서 가장 중요한 것은 열교환기 내에서의 열전달 특성을 파악하는 것이다. 따라서 본 절에서는 HFC계열의 순수냉매인 R-134a를 이용하여 미소 직경관에서의 유동증발 열전달 특성을 실험적으로 고찰하였다.

유동증발 열전달 특성을 파악하기 위해서는 유체가 관 내부에서 증발할 수 있도록 관을 가열해 주어야 하는데, 그 가열방법으로는 유체가 흐르는 관에 직접 전기를 흘려서 관을 직접 가열하는 방법과, 2차 유체를 사용하는 간접 가열방식이 있다. 냉동시스템과 연관되어 냉매의 성능을 비교하고자 할 때에는 2차유체 가열방식이 많이 쓰이지만, 본 연구에서는 관을 직접 가열하는 방법

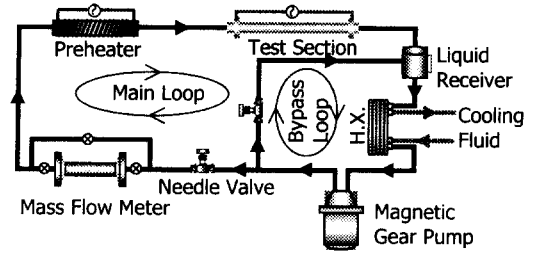


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for evaporative heat transfer in a small diameter tube

을 사용하였다. 이 방법은 일정열유속을 공급하는데 가장 적합하며, 실험조건의 변화가 비교적 용이하여 다양한 조건에서 유동증발 열전달 특성을 파악할 수 있다는 장점이 있다.

실험장치의 개략적인 형태를 Fig. 1에 나타내었다. 실험장치는 냉매펌프, 질량유량계, 예열기(preheater), 열전달 시험부(test-section), 수액기(liquid receiver), 열교환기(heat exchanger) 등의 냉매라인과, 저장조(reservoir), 2차유체 펌프, 로타미터(rotameter)유량계 등의 2차유체라인으로 구성되어 있다. 마그네틱 펌프는 과냉상태의 냉매를 순환시키며, 질량유량계를 이용하여 냉매의 유량을 측정하였다. 질량유량계를 통과한 냉매는 예열기를 거쳐 시험부로 들어가며, 시험부에서 증발과정을 거친 후 수액기로 들어간다. 수액기에서는 시험부를 거쳐서 나온 포화상태의 냉매와 냉매펌프에서 바이패스(by-pass)된 냉매가 한데 모이도록 하였다. 수액기를 지난 냉매는 열교환기를 지나면서 과냉상태의 액체로 되었다. 예열기는 냉매에 일정한 열량을 공급하도록 만들었으며, 가변전원 공급기를 사용하여 공급되는 열량을 변화시킬 수 있도록 만들었다. 이것은 예열기를 통하여 시험부 입구에서의 냉매의 건도를 조절하기 위함이다.

Fig. 2는 열전달 시험부의 개략적인 형태를 나타내고 있다. 열전달시험부는 내경이 2.2 mm, 외경 3.2 mm인 스테인리스 스틸관을 사용하였다. 시험부 양단에는 압력탭을 설치하여 압력을 측정하였으며, 35 mm간격으로 외벽면에 열전대(thermocouple)를 관 상부와 하부에 부착하여 외벽면의 온도를 측정하였다. 열전대는 접점을 미리 탄소봉 용접을 하여 관벽에 완전히 밀착시켰다. 온도를 측정하기 위한 열전대는 T형 열전대를 사

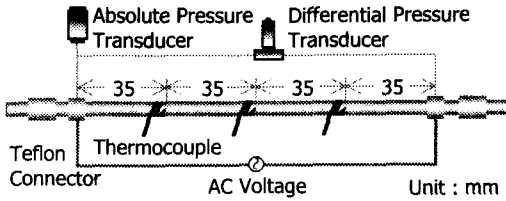


Fig. 2 Measurement points in the test section

용하였다.

시험부에 전력을 공급하기 위하여 압력탭과 같은 위치에 전극을 설치하였다. 시험부로의 전력 공급은 교류전원이며, 1차로 출력이 240 V, 8.4 A의 가변전원공급기를 사용하여 전력을 조절한 후, 2차로 최대 10 V, 200 A로 만들어 시험부에 공급하였다.

냉매의 포화온도는 시험부의 압력을 측정한 후, 이 압력으로부터 대표적인 냉매의 물성치 계산프로그램인 REFPROP⁽⁹⁾을 이용하여 포화온도를 계산하였으며, 건도는 시험부의 에너지균형을 이용하여 계산하였다. 시험부 내벽면 온도는 시험부의 외벽면에 열전대를 부착하여 온도를 측정한 후, 열원(heat source)이 있는 경우의 1차원 열전도식을 통하여 계산하였다. 냉매의 유량은 질량유량계를 사용하여 냉매펌프의 출구에서 측정하였고, 시험부 및 예열기에 공급되는 열량은 전력계로 측정하였다. 온도, 압력센서와 질량유량계의 신호는 다채널 기록계로 획득하여 GPIB통신으로 컴퓨터에 기록된다.

2.2 실험조건 및 방법

본 연구의 실험대상 냉매는 HFC계열의 순수냉매인 R-134a이다. 증발 열전달 특성에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 냉매의 질량유속 및 시험부에 가해지는 열유속이다. 냉매의 질량유속을 380, 470, 570 kg/m²s로 변화시키고, 시험부에 가해지는 열유속을 19, 36, 46, 64 kW/m²의 4가지로 변화시키면서 실험을 수행하였다.

실험방법을 설명하면 다음과 같다. 진공펌프를 이용하여 실험장치의 내부를 진공상태를 만든 후 냉매를 충전시킨다. 냉동기와 2차유체라인의 펌프를 운전하며 2차유체로 사용되는 브라인의 저장조에 설치되어 있는 온도조절기로 2차유체의 온도를 설정한다. 그 후, 시험부의 냉매펌프를 가동시켜 냉매를 흐르게 하며, 이 때 시험부에 흐

르는 냉매유량은 냉매펌프의 출구에 설치한 니들 밸브, 펌프출구와 수액기(liquid receiver)를 연결하는 바이패스밸브를 이용하여 그 유량을 조절한다. 예열기에 공급되는 전원의 전압을 조절함으로써 가열량을 변화시키며, 원하는 시험부의 입구조건을 맞춘다. 그리고 시험부에 가해지는 열유속조건을 맞추기 위하여 시험부에 공급되는 전원의 1차측 전압을 전압조정기를 이용하여 조정한다. 실험조건에 맞춘 후, 일정시간이 경과하면 정상상태에 도달하게 된다. 온도, 압력, 질량유량의 편차가 0.2℃, 2 kPa, 0.1 g/s이하일 때를 정상상태로 판단하고, 이때에 측정된 값들을 컴퓨터에 저장하였다. 그리고 3초 간격으로 100개의 데이터를 받은 후 이를 컴퓨터에 저장하였고, 이 값들을 평균하여 열전달 계수를 계산하는 데 이용하였다. 이렇게 구한 열전달 계수에 대해서 Coleman과 Steele⁽¹⁰⁾이 제시한 신뢰도 95%의 불확실성 해석(uncertainty analysis)를 수행하였으며, 그 값은 약 7.5%이다.

2.3 실험자료의 처리

시험부 각 부분에서의 국소열전달계수를 구하기 위해서는 식 (1)과 같이 열유속, 냉매의 포화온도, 시험부의 내벽면온도를 알아야 한다.

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

냉매의 포화온도를 직접 측정할 수 있는 방법은 열전대를 시험부의 각 부분에 삽입하는 방법이 있으나 시험부의 냉매 유동에 교란을 주어 미소직경관 내의 열전달 특성을 바꾸게 되는 단점이 있다. 그래서 냉매의 포화온도는 시험부 양단에서 압력을 측정하여 선형보간함으로써 각각의 온도측정지점에서의 압력으로 계산하였으며, 이렇게 구한 포화압력으로 냉매물성 계산프로그램인 REFPROP⁽⁹⁾을 이용하여 포화온도를 구하였다.

시험부의 내벽면온도는 외벽면온도를 측정하여 열원(heat source)이 있는 경우의 반경방향의 1차원 열전도 방정식을 통하여 계산하였다.

$$T_{wi} = \frac{\dot{q} r_o^2}{4k} \left(1 - \frac{r_i^2}{r_o^2}\right) + \frac{\dot{q} r_o^2}{2k} \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) + T_{wo} \quad (2)$$

측정한 외벽면온도 T_{wo} 로부터 T_w 를 계산한 후, 식 (1)에 대입하여 열전달 계수의 계산에 이용하였다.

3. 유동증발 열전달 실험결과 및 고찰

3.1 미소직경관 내 유동양식의 예측

Fig. 3에서는 미소직경관에 대한 Damianides와 Westwater⁽¹¹⁾의 유동양식선도를 이용하여 미소직경관 내에서 증발이 일어날 때 냉매의 유동형태를 예측해 보았다.

그림에서 미소직경관 내에서 증발이 진행되어 건도가 증가하게 되면 기상의 체적유속은 증가하게 되고, 액상의 체적유속은 감소하게 되어, 증발의 진행방향은 종축의 감소, 횡축의 증가로 생각할 수 있다. 그림에서 보는 바와 같이 실험자료에서 나타난 유동형태가 슬러그유동(slug flow)과 환상유동(annular flow)에 해당된다고 판단할 수 있으며, 많은 점들이 두 유동의 경계에 위치하고 있음을 알 수 있다. 하지만 기존의 직경이 수 cm 인 큰 관에서 증발이 일어날 때의 유동양식은 대부분이 환상유동에 속한다고 보고 있다.⁽¹²⁾ 이것은 기존의 큰 관에서 나타나는 유동양식과는 다르다는 것을 나타낸다.

3.2 질량유속변화에 따른 압력강하 및 열전달 특성

Fig. 4에서는 질량유속이 470 kg/m²s일 때 시험부 양단의 평균건도변화에 따른 압력강하의 변화를 보여주고 있다. 이는 상변화로 인하여 건도가

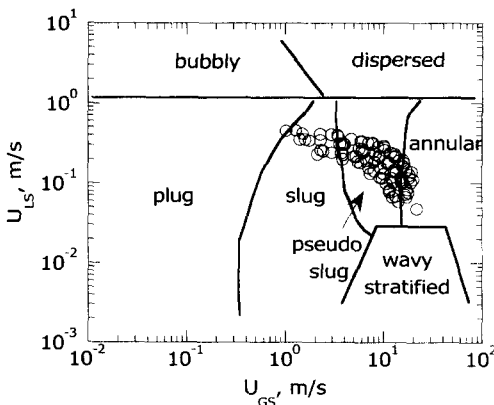


Fig. 3 The experimental data in flow pattern map by Damianides and Westwater⁽¹⁰⁾

증가하여, 마찰에 의한 압력강하 및 상변화에 의한 압력강하 성분의 증가로 인하여 압력강하량이 고건도로 갈수록 증가한다. 그리고 압력강하 실험결과를 내경 9.1 mm에서의 결과를 바탕으로 만들어진 Jung과 Radermacher⁽¹³⁾의 상관식과 비교하였으며, 건도변화에 따른 압력강하의 추이는 비슷한 경향을 보이나 상관식에 의해 예측된 값에 비해 압력강하량이 큼을 알 수 있다.

Fig. 5, Fig. 6과 Fig. 7은 각각 질량유속이 380, 470, 570 kg/m²s일 때, 열유속이 19, 36, 46, 64 kW/m²로 변화할 때의 냉매의 열전달 계수의 변화를 나타낸 그림이다. 각 질량유속에서 거의 비슷한 경향을 보여준다. 증발초기 영역에서는 열유속에 커짐에 따라서 열전달 계수가 커지고 있는데, 이것은 증발 초기영역에서는 열전달현상이 열유속에 영향을 받는 핵비등이 지배적이라는 것

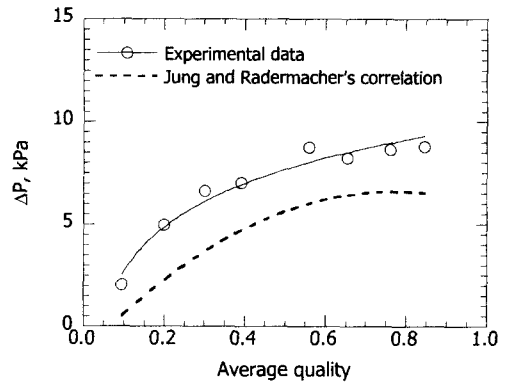


Fig. 4 Comparison of pressure drop with an existing correlation at $G=470 \text{ kg/m}^2\text{s}$

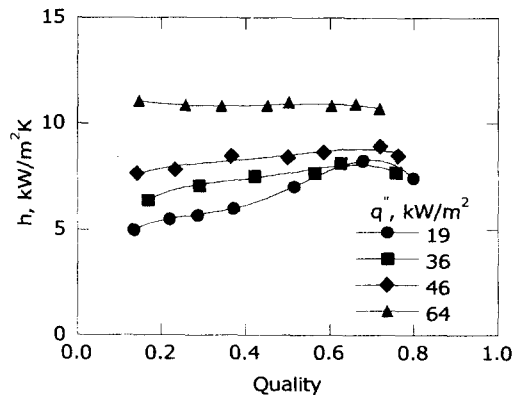


Fig. 5 Heat transfer coefficients with respect to heat flux ($G=380 \text{ kg/m}^2\text{s}$)

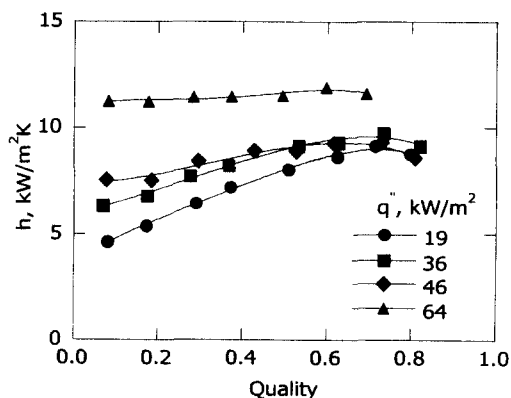


Fig. 6 Heat transfer coefficients with respect to heat flux ($G=470 \text{ kg/m}^2\text{s}$)

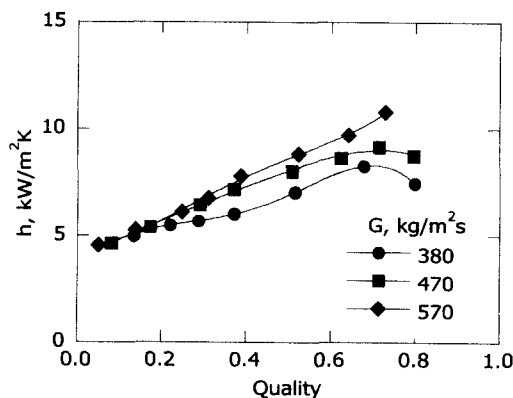


Fig. 8 Heat transfer coefficients with respect to mass flux ($q''=19 \text{ kW/m}^2$)

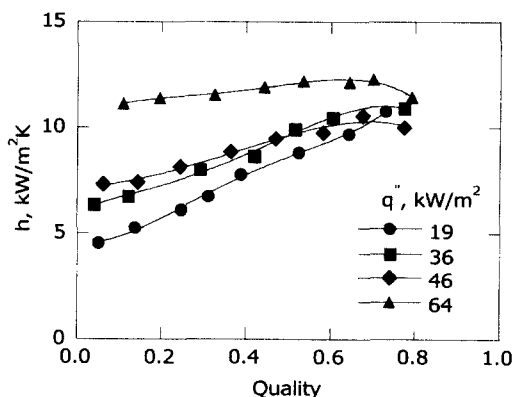


Fig. 7 Heat transfer coefficients with respect to heat flux ($G=580 \text{ kg/m}^2\text{s}$)

을 의미한다. 그리고 증발이 진행되어 고건도 영역까지는 열전달 계수가 열유속에 따라 차이가 난다. 큰 직경관에서는 초기 핵비등영역을 지나 핵비등억제가 일어나게 되어 대류비등의 영향이 증가하게 되면 열전달 계수가 열유속에 따라서 크게 다르지 않다.⁽¹⁴⁾ 하지만 작은 직경관에서는 열유속에 따라서 열전달 계수의 변화를 보이는 것이 고건도 영역으로 옮겨가는 것을 볼 수 있다. 이것은 작은 직경관에서의 유동형태가 열유속에 영향을 많이 받는다는 것을 의미한다. Fig. 3의 유동양식선도에서 보듯이 대부분의 유동형태가 슬러그유동과 슬러그유동에서 환상유동으로 천이가 일어나는 경계면에 위치하는 것으로 나타났다. 이런 유동형태에서 열전달 계수의 경향은 일반적으로 질량유속보다는 열유속에 영향을 많이 받는 것이 알려져 있으며, 이는 본 연구의 열

유속 변화에 따른 열전달 계수의 변화추이와 일치한다고 할 수 있다. 그리고 Fig. 5, Fig. 6과 Fig. 7에서 열유속이 64 kW/m^2 인 경우는 모두 증발수(boiling number; Bo)가 5×10^{-4} 부근이거나 그 이상인 큰 값을 가지는 경우이다. 이 경우는 다른 열유속 조건의 경우와 달리 증발 초기영역에서부터 고건도 영역까지 열전달 계수가 차이가 남을 알 수 있다. 상대적으로 큰 열유속으로 인해 핵비등 억제가 일어나지 못하여 열전달 계수가 크게 변화하지 않는 경향을 보이며 고건도 영역에서도 열전달 계수가 차이가 난다. 하지만 질량유속이 $570 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우는 증발 초기영역에서는 핵비등의 영향으로 인해 열전달 계수가 차이를 보이지만, 큰 질량유속으로 인한 대류비등의 증가로 인하여 고건도 영역으로 가면 비슷한 값을 보임을 알 수 있다.

3.3 열유속변화에 따른 열전달 특성

Fig. 8은 열유속이 19 kW/m^2 일 때 열전달 계수의 경향이다. 3가지의 다른 질량유속에 대해서 모두 열전달 계수가 증발이 진행됨에 따라서 증가함을 보여준다. 하지만 건도에 따른 열전달 계수의 변화 경향이 큰 관에서 나타나는 열전달 현상과 다르게 나타남을 알 수 있다. 일반적으로 직경이 큰 관에서의 열전달 계수는 증발 초기영역에서는 핵비등의 영향으로 큰 값을 가지나, 증발이 진행되면서 핵비등의 감소로 인하여 열전달 계수는 감소하게 된다. 계속 증발이 진행되어 기상의 속도가 증가하여 대류비등의 영향이 지배적이 되면, 건도가 커짐에 따라 열전달계수의 증가

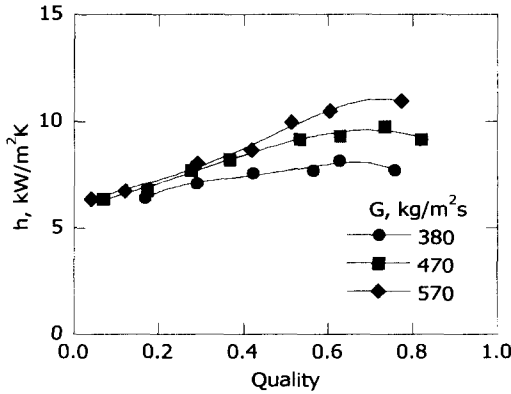


Fig. 9 Heat transfer coefficients with respect to mass flux ($q''=36 \text{ kW/m}^2$)

를 가져오게 된다. 하지만 여기서 나타난 건도에 따른 열전달 계수의 경향은 큰 관의 증발 초기영역과 다른 현상을 나타낸다. 이것은 미소 직경관의 증발 초기영역에서는 기포(bubble)가 관내부에서 미소한 관 직경으로 인하여 더 이상 성장하지 못하고 관내부에 한정되어 관내부 표면의 액막(liquid film)의 두께를 얇게 만들어 마치 환상유동 형태의 슬러그-환상유동으로 발전하기 때문에 판단된다.⁽¹⁵⁾ Fig. 3의 유동양식선도에서 많은 유동양식들이 슬러그유동과 환상유동의 경계면에 위치하는 것이 이를 뒷받침한다고 할 수 있다. 이런 사실은 Kew와 Cornwell⁽⁷⁾의 연구 결과에서도 발견된다. 그리고 증발이 계속 진행되면 유동은 슬러그류에서 환상유동으로 발전하게 되어 기상의 속도가 빨라져 열전달계수가 계속해서 증가하게 된다.

Fig. 8에서 보면 초기 증발영역에서는 각 질량 유속에 대해서 열전달계수의 차이가 크지 않으나 증발이 진행되어 고건도 영역에 이르면 열전달 계수가 질량유속에 따라서 차이가 커짐을 알 수 있다. 이것은 미소 직경관에서도 큰 직경에서와 마찬가지로 대류비동의 영향으로 인하여 고건도 영역에서는 질량유속이 증가할수록 열전달 계수가 증가함을 보여준다. 이런 경향은 Fig. 9의 경우에서도 나타난다. 하지만 Fig. 10은 Fig. 8과 Fig. 9와는 다른 경향을 보여준다. Fig. 10에서는 질량유속에 따라서 열전달 계수가 차이가 나는 곳이 고건도 영역으로 옮겨가는 것을 볼 수 있다. 이것은 증발수가 커져, 상대적으로 열유속으로 인한 핵비동의 영향이 커짐을 알 수 있다.

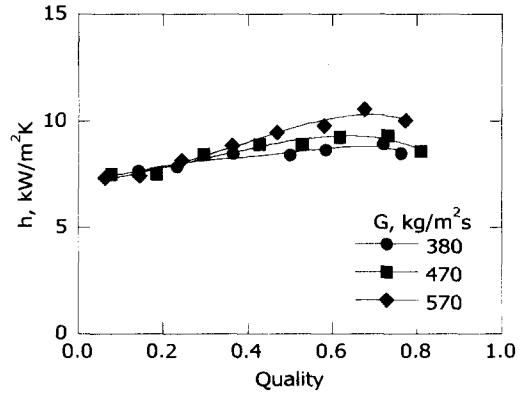


Fig. 10 Heat transfer coefficients with respect to mass flux ($q''=46 \text{ kW/m}^2$)

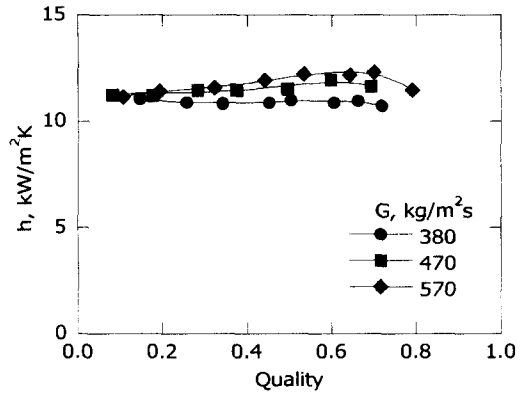


Fig. 11 Heat transfer coefficients with respect to mass flux ($q''=64 \text{ kW/m}^2$)

Fig. 11의 경우는 3가지의 질량유속에 대하여 모두가 증발수가 5×10^{-4} 부근이거나, 그보다 큰 경우의 열전달 계수의 변화하는 모습이다. 3가지 모두 전반적으로 열전달 계수가 건도에 따라서 큰 변화가 없음을 보여준다. 이런 현상은 큰 열유속으로 인한 핵비동의 영향의 증가를 의미한다고 할 수 있다. 높은 증발수로 인하여 유동증발 열전달에서 핵비동이 대류비동에 비해 상대적으로 우세하여 핵비동역제가 고건도 영역까지 일어나지 못하는 것으로 판단된다. 이것은 Wambsganss 등⁽⁴⁾의 실험결과에서 큰 증발수를 가지는 미소직경관 유동에서는 열전달 계수는 건도에 따라 거의 변하지 않음을 나타내고 있어, 본 연구의 높은 증발수에 대한 열전달계수측정 결과와도 일치한다. 그리고 작은 직경관에서 Fig. 11의 경우와 같이 넓은 건도 범위에서 열전

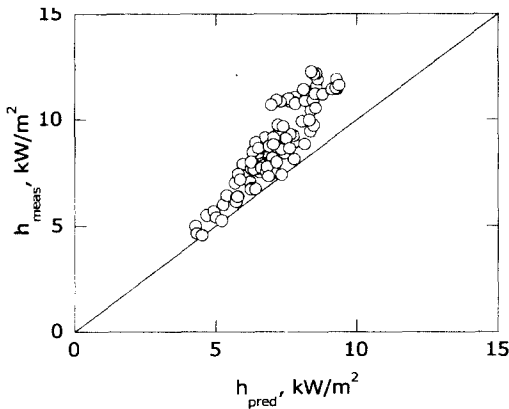


Fig. 12 Comparison of measured heat transfer coefficients with predictions by Gungor and Winterton correlation⁽¹⁶⁾

달 계수가 큰 차이를 보이지 않는 경향을 나타내는 증발수의 값은 본 연구의 실험결과로 볼 때 약 5×10^{-4} 부근의 값으로 판단된다.

3.4 열전달 상관식과의 비교

본 연구의 실험결과를 순수물질에 대한 대표적인 유동증발 열전달 상관식으로 비교적 넓은 범위에서 열유속의 영향을 나타내는 Gungor와 Winterton의 상관식⁽¹⁶⁾과 비교하였다.

Fig. 12의 횡축의 h_{pred} 는 Gungor와 Winterton의 상관식으로 예측된 값을, 종축의 h_{meas} 는 본 실험의 결과를 뜻한다. 그림에서 보는 바와 같이 열전달계수가 상관식에 비해 + 50% 내외까지 큰 값을 보임을 알 수 있다. 열전달 계수가 상관식으로 예측한 것보다 전반적으로 크게 나타난 것은 Fukano와 Kariyasaki⁽¹⁵⁾의 가시화 실험결과에서 처럼 증발이 일어날 때 발생하는 기포(bubble)가 미소한 관 직경으로 인하여 관 내부에 한정되어 관내부 표면의 액막을 상대적으로 얇게 만드는 것으로 판단된다. 그리고 전반적으로 + 50%를 넘어서는 값들은 열유속이 매우 큰, 즉 증발수가 매우 큰 경우이다. 이것은 큰 직경관을 기준으로 만들어진 상관식으로는 미소직경관에 대해서는 정확하게 예측하기가 힘들다는 것을 보여준다.

4. 결론

최근의 공조 및 냉동기기의 소형화 추세에 따라서 열교환기도 소형화되는 추세이다. 소형화를

위한 기초자료를 마련하기 위해 내경 2.2 mm를 갖는 미소직경관을 시험부로 선택하고, HFC계열의 순수냉매인 R-134a의 미소직경관 내에서의 유동증발열전달 특성을 열유속, 질량유속을 변화시키면서 고찰하였다. 본 연구의 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 질량유속의 변화에 대한 열전달 계수는 저건도 영역에서는 많은 차이를 보이지 않는다. 열유속에 매우 클 경우, 열전달 계수는 넓은 건도 범위에서 거의 변화하지 않는다. 작은 직경관에서의 열전달은 넓은 건도범위에서 질량유속뿐만 아니라 열유속에서도 영향을 받는다.

(2) 본 연구의 실험결과들을 Gungor 와 Winterton⁽¹⁶⁾의 상관식과 비교하였으며, 상관식으로 예측한 값에 비해서 평균 27%정도 크게 나타났다. 그리고 질량유속이 작으며, 열유속이 매우 큰 경우가 큰 오차를 나타내었다.

(3) 본 연구의 결과로부터 미소채널이나 작은 직경관을 갖는 밀집형 열교환기를 설계할 때에는 유동양식의 많은 부분이 슬러그 유동이며, 또한 열전달도 열유속에 많은 영향을 받는 사실을 고려하여 할 것이다.

후 기

본 연구는 한국과학재단(과제번호: 1999-1-304-006-3) 및 BK21 연구인력양성사업의 지원에 의해 이루어졌으며, 서울대학교 정밀기계설계공동연구소의 지원에 대해서도 감사하는 바이다.

참고문헌

- (1) Kays, W. M., 1964, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill.
- (2) Chamra, L. M. and Webb, R. L., 1996, "Advanced Microfin Tubes for Evaporation," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 9, pp. 1827~1838.
- (3) Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E., 1990, "Evaporation and Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Horizontal, 12.7 mm Microfin Tubes with Refrigerant 22," *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 1041~1047.
- (4) Wambsganss, M. W., France, D. M.,

- Jendrzejczyk, J. A. and Tran, T. N., 1993, "Boiling Heat Transfer in a Horizontal Small-Diameter Tube," *J. Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 963~972.
- (5) Wambsganss, M. W., Jendrzejczyk, J. A. and France, D. M., 1991, "Two-Phase Flow Patterns and Transitions in a Small, Horizontal, Rectangular Channel," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 17, No. 3, pp. 327~342.
- (6) Pettersen, J., Hafner, A., Skaugen, G. and Rekstad, H., 1998, "Development of Compact Heat Exchangers for CO₂ Air-Conditioning Systems," *Int. J. Refrig.*, Vol. 21, No. 3, pp. 180~193.
- (7) Kew, P. A. and Cornwell, K., 1997, "Correlations for the Prediction of Boiling Heat Transfer in Small-Diameter Channels," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 17, pp. 705~715.
- (8) 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.
- (9) McLinden, M. O., Kleine, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST Standard Reference Database 23, Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures (REFPROP), Version 6.0, National Institute of Standards and Technology, Boulder, Colorado, U.S.A.
- (10) Coleman, H. W. and Steele, W. G., 1989, *Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers*, John Wiley and Sons Inc.
- (11) Damianides, C. A. and Westwater, J. W., 1988, "Two-phase Flow Patterns in a Compact Heat Exchanger and in Small Tubes," *In Proc. 2nd UK Nat'l Conf. on Heat Transfer*, Vol. II, pp. 1257~1268.
- (12) 신지영, 김민수, 노승탁, 1996, "순수 및 혼합 냉매의 원관내 증발열전달 실험," 대한기계학회 논문집(B), 제20권, 제2호, pp. 730~740.
- (13) Jung, D. S. and Radermacher, R., 1989, "Prediction of Pressure Drop during Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 12, pp. 2435~2446.
- (14) Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., 1989, "Horizontal Flow Boiling Heat Transfer Experiments with a Mixture of R22/R114," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 1, pp. 131~145.
- (15) Fukano, T. and Kariyasaki, A., 1993, "Characteristics of Gas-Liquid Two-Phase Flow in a Capillary Tube," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 141, pp. 59~68.
- (16) Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1987, "Simplified General Correlation for Flow Saturated Boiling and Comparisons of Correlations with Data," *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol. 65, pp. 148~156.
- (17) Hwang, Y. W., Kim, M. S. and Ro, S. T., 2000, "Experimental Study of Evaporative Heat Transfer Characteristics in a Small Diameter Tube Using R-134a," *Symposium on Energy Engineering (SEE 2000)*, January 9-13, Hong Kong, pp. 965~971.
- (18) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., Oxford Univ. Press, New York.