

다채널 알루미늄 평판관내 R22와 R134a의 흐름 응축 열전달 성능 비교

서 영 호, 박 기 정, 정 동 수[†]

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

A Comparison of Flow Condensation HTC's of R22 Alternatives in the Multi-Channel Tube

Young-Ho Seo, Ki-Jung Park, Dongsoo Jung[†]

Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received March 8, 2004; revision received April 30, 2004)

ABSTRACT: Flow condensation heat transfer coefficients (HTCs) of R22 and R134a were measured on a horizontal 9 hole aluminum multi-channel tube. The main test section in the refrigerant loop was made of a flat multi-channel aluminum tube of 1.4 mm hydraulic diameter and 0.53 m length. Refrigerant was cooled by passing cold water through an annulus surrounding the test section. Data were obtained in the vapor qualities of 0.1~0.9 at mass flux of 200~400 kg/m²s and heat flux of 7.3~7.7 kW/m² at the saturation temperature of 40°C. All popular correlations in single-phase subcooled liquid and flow condensation originally developed for large single tubes predicted the present data of the flat tube within 20% deviation when effective heat transfer area is used in determining experimental data. This suggests that there is little change in flow characteristics and patterns when the tube diameter is reduced down to 1.4 mm diameter range. Thermal insulation for the outer tube section surrounding the test tube for the transport of heat transfer fluid is very important in fluid heating or cooling type heat transfer experimental apparatus.

Key words: Flow condensation(흐름 응축), Multi-channel flat tube(다채널 평판관), R22(냉매 22), R134a(냉매134a)

기 호 설 명

A : 열전달 면적 [m²]

Cp : 비열 [kJ/kgK]

D : 지름 [m]

G : 질량유속 [kg/m²s]

h : 열전달계수 [W/m²K]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

P : 둘레 [m]

Q : 열량 [W]

T : 온도 [K or °C]

x : 건도 [-]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-863-2270

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

하첨자

<i>avg</i>	: 평균치
<i>c</i>	: 단면
<i>cal</i>	: 계산치
<i>eff</i>	: 유효
<i>exp</i>	: 실험치
<i>h</i>	: 수력 직경
<i>in</i>	: 입구
<i>out</i>	: 출구
<i>r</i>	: 냉매
<i>w</i>	: 냉각수
<i>wall</i>	: 벽

1. 서 론

염화불화탄소(CFC), 수소화염화불화탄소(HCFC) 등은 우수한 성질 때문에 지난 반세기 동안 냉동/공조 분야에서 널리 사용되어 왔다. 그러나 CFC와 HCFC 냉매에 포함된 염소가 성층권의 오존을 파괴시키는 주요 원인이라고 알려진 뒤부터 전세계 대부분의 국가들은 '몬트리올의정서'에 서명하고 오존층을 붕괴시키는 물질들의 생산, 무역, 사용을 규제하고 있다.

한편 최근에는 지구 온난화 문제가 대두되어 전 산업계가 간접 효과를 줄이기 위해 에너지 효율을 높이려고 큰 노력을 경주하고 있다. 여름철에 많이 사용되는 냉동/공조기의 에너지 효율을 높이려면 열교환기의 효율을 높여야 하며, 이를 위해 응축기에 사용되는 응축관에 대한 흐름 응축 열전달계수를 측정할 필요가 있다.

기존의 가정용 공조기 응축기에는 대개 내경이 6 mm 이상의 원형 동관이 사용되고 있다. 그러나 에너지 효율 증대와 냉매 충전량을 최소로 줄이기 위해 내경이 2 mm 이하의 미세관을 사용해야 한다는 주장이 나오고 있다. 이런 장점을 살리기 위해 이미 오래 전부터 자동차 공조기의 응축기는 여러 개의 미세채널로 구성된 다채널 평판관(Multi channel flat tube)으로 제작되고 있다. 다채널 평판관은 기존의 원형관에 비해 수력 직경이 작고 무게가 가볍고 열전달 성능이 높기 때문에 제한된 공간 내에서 고효율의 성능을 요구하는 자동차의 열교환기를 구성하는 데 매우 적합하다.

이에 따라 1990년대 중반부터 자동차용 평판관에 대한 연구가 간헐적으로 수행되었다. Yang and Webb⁽¹⁾은 4개의 채널을 가지며 수력 직경이 2.64 mm인 평판관을 사용하여 자동차 에어컨에 사용되던 R12와 그 대체냉매인 R134a에 대한 흐름 응축 실험을 수행하였고 과냉 단상 유동의 경우 Petukhov⁽²⁾ 상관식이, 질량유속이 낮은 흐름 응축의 경우 Akers et al.⁽³⁾의 상관식이 실험치를 잘 예측한다고 보고하였다. 한편 Kim et al.^(4,5)은 Yang and Webb⁽¹⁾의 실험장치와 유사한 실험장치를 사용하여 7개의 채널을 가지며 수력 직경이 1.41 mm인 평판관을 사용해서 R22와 R410A에 대한 흐름 응축 실험을 수행하였고 Yang and Webb⁽¹⁾의 결과와 비슷한 결과를 얻었다.

Jeon et al.⁽⁶⁾은 10개의 채널을 가지며 수력 직경이 1.46 mm인 평판관을 가지고 R134a의 흐름 응축 열전달 특성을 연구하였으며 과냉 단상 유동의 경우 Gnielinski⁽⁷⁾ 상관식이, 질량유속이 낮은 흐름 응축의 경우 Traviss et al.⁽⁸⁾의 상관식이 실험치를 가장 잘 예측한다고 보고하였다.

지금까지 수행된 대부분의 연구결과를 보면 과냉 단상 유동의 경우는 기존의 잘 알려진 단일관의 상관식이 평판관 내의 미세관의 실험치를 합당한 수준에서 잘 예측하지만 내경이 6 mm 이상인 단일 원형관에 20% 정도의 오차를 가지고 적용되는 Shah⁽⁹⁾나 Dobson and Chato⁽¹⁰⁾ 등의 흐름 응축 상관식은 미세 평판관에서의 흐름 응축 실험 데이터를 50% 이상 과대평가하는 것으로 나타났다. 따라서 미세 평판관을 사용하여 데이터를 얻고 이를 바탕으로 상관식을 개발하기 위해서는 기존의 단일관에 적용되는 상관식을 여러 개의 미세채널이 있는 평판관에 적용할 수 있는가를 확인해야 한다.

R22는 현재 상업용 및 가정용 공조기에서 널리 사용되고 있으나 오존층 붕괴와 지구 온난화 등의 환경문제로 인해 몬트리올의정서에서 규제 물질로 정해졌으며, 유럽 연합의 경우 현재 새로 제조되는 공조기에는 R22를 충전하지 못하게 하고 있다. 환경보호가 매우 중요한 문제로 인식되고 있는 시점에서 오존층을 보호하고 에너지 효율을 증대시키며 동시에 냉매 충전량을 줄이기 위해 가정용 공조기에도 대체냉매를 사용하고 알루미늄 평판관을 적용할 필요가 있다.⁽¹¹⁾

이에 본 연구에서는 수력 직경이 1.4 mm인 알

루미늄 평판관을 사용하여 R22와 R134a의 단상 유동 및 흐름 응축 열전달계수를 측정하고 이것들의 열전달 성능을 비교하며 기존의 단일관에 적용되는 상관식을 여러 개의 미세채널이 있는 평판관에 적용할 수 있는가를 확인해 보고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 2차 유체 냉각 흐름 응축 열전달 실험 장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 냉매 순환부와 주시험부에서 냉매를 응축시키기 위해 사용되는 물 순환부, 그리고 주시험부를 통과한 냉매를 일정한 온도로 과냉시켜 주는 물-에틸렌글리콜 순환부의 세 부분으로 구성하였다.

과냉된 냉매는 냉매 펌프와 예열기를 지나면서 원하는 유량과 조건을 갖게 되며 주시험부에서 물과 열교환을 하여 응축이 되고 궁극적으로 고밀도 열교환기를 거쳐 과냉되어 저장 용기에 쌓이며 펌프에 의해 다시 순환되는 과정을 거친다.

냉매 순환을 위해서는 기름을 사용하지 않고 유량을 제어할 수 있는 정밀 마그네틱 펌프를 사용했다. 또한 냉매의 유량을 측정하기 위해 작동 유체의 성질과 상관없이 0.2%의 정밀도로 유량을 측정할 수 있는 유량계를 사용하였다. 예열기는

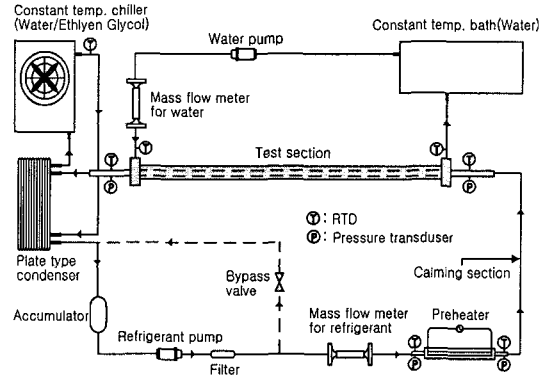


Fig. 1 Schematic diagram of test apparatus.

외경 15.88 mm, 길이 8,000 mm의 동관 안에 직경 8 mm의 씨즈히터(Sheath heater)를 넣어 최대 9 kW를 공급할 수 있도록 제작했고 가변 전원 공급장치를 사용하여 예열기의 공급 열량을 조절하였다. 예열기 뒤에는 4,000 mm 정도의 단열된 관을 설치하여 냉매가 단열된 상태에서 유동하면서 평형상태를 이루게 한 후 시험부에 들어가도록 하였다.

Fig. 2에 있는 것과 같이 주시험부는 이중관 형태로 구성하였다. 내관으로는 알루미늄 평판관을 사용하였고, 외관은 나일론 플라스틱으로 제작하여 내관과 상하좌우에 1.5~2 mm의 간격을 갖게 하였다. 또한 주시험부 양면의 플랜지 역시 동일

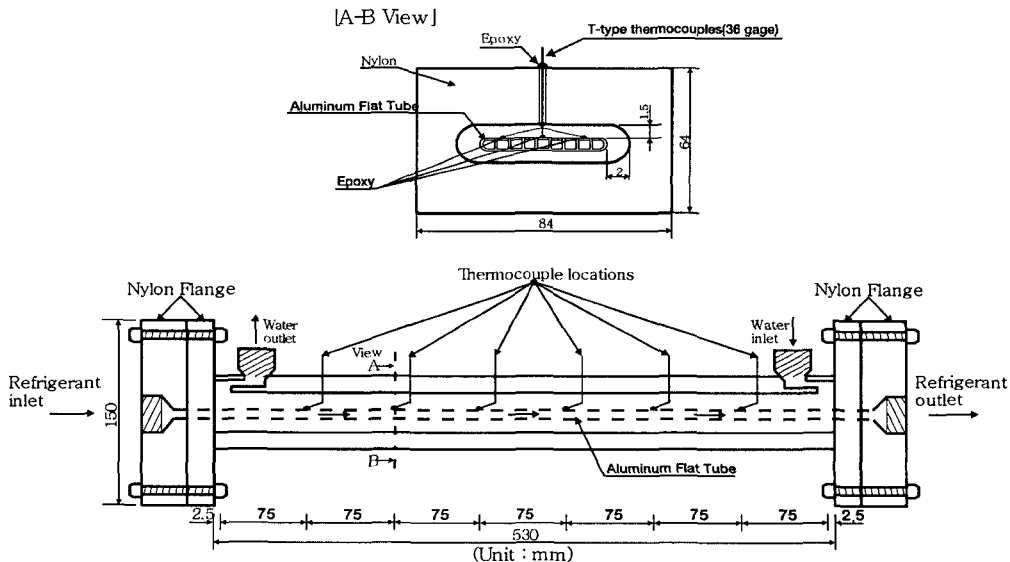


Fig. 2 Details of test section.

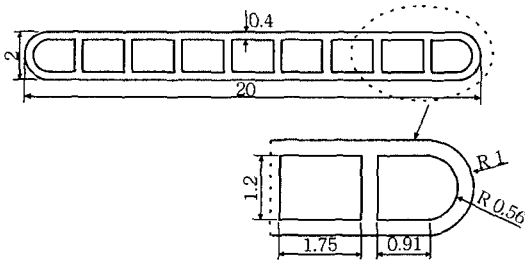


Fig. 3 Multi channel test tube.

한 플라스틱으로 제작하여 열손실을 최소화하였다. Fig. 3은 본 실험에서 사용한 알루미늄 평판관을 보여준다. 주시험부에서는 내관에 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상 공간에 물이 흐르게 하여 대향류로 열이 교환되었다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 실제 열이 교환되는 주시험부의 길이는 530mm이며 냉매의 입구 쪽에서부터 75mm의 간격으로 에폭시를 사용하여 내관의 외부 표면에 총 18개의 T-type 열전대를 접착시켜 벽면 온도를 직접 측정하였다.

한편 주시험부에서 냉매를 응축시키기 위해 사용되는 물의 온도를 일정하게 하기 위해 8kW급 항온조를 사용하였다. 시험관에서 전달된 열량을 측정하기 위해서는 주시험부를 통과하는 물의 유량을 측정해야 하며 이를 위해 역시 냉매측에 사용된 것과 같은 종류의 정밀 유량계를 사용하였다. 끝으로 주시험부에서 나온 2상 상태의 냉매를 과냉시키기 위해 R22 칀러를 구동하였고 판형 열교환기를 이용하여 정밀하게 온도를 제어하였다.

주시험부 입출구에서 냉매와 물의 온도를 측정하기 위해 정밀도가 0.01℃인 RTD를 사용하였고 냉매측의 압력은 0.1% 정밀도를 가진 압력계로 측정하였으며 주시험부 양단의 차압을 측정하기 위해 역시 0.1% 정밀도를 가진 차압계를 사용하였다. 실험에 사용된 열전대와 압력 측정장치는 모두 사용에 앞서 정밀하게 보정되었다. 끝으로 압력, 유량, 전력 등의 모든 신호는 컴퓨터와 연결된 데이터 수록 장치에서 수집하였다.

2.2 실험방법 및 조건

본 연구에서는 R22와 R134a를 냉매로 사용하였고 각 냉매에 대해 응축온도는 $40 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 로, 질량유속은 200, 300, 400 kg/m²s으로, 평균 열유속

은 7.3~7.7 kW/m²으로 고정하여 실험을 수행하였다.

실험을 하기에 앞서 먼저 실험장치를 절대 진공에 가깝게 만든 후 적정량의 냉매를 주입하고 냉매 유량, 예열기 열량, 환상 공간을 흐르는 열전달 유체인 물의 온도와 유량, 냉각수의 유량 등을 조절하여 원하는 정상 상태의 조건에 이르게 한 뒤 온도, 압력, 유량 등을 데이터 수록 장치에서 약 20분간 측정하였다.

2.3 질량유속 결정

원형관의 질량유속은 대개 관의 내경을 기준으로 해서 단면적당 질량유량으로 계산하지만 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 평판관의 경우 원형관과 형상이 다르므로 여기서는 평판관 내 모든 채널의 단면적을 계산하여 질량유속(Mass flux)을 결정하였다. 본 실험에서 사용한 평판관의 총 단면적(A_c)은 다음과 같이 계산된다.

양 끝 두 개 구멍의 면적

$$2 \times (0.91 \times 1.2 + \pi/2 \times 0.56^2) = 3.1692 \text{ mm}^2$$

내부 일곱 개 구멍의 면적

$$1.75 \times 1.2 \times 7 = 14.7 \text{ mm}^2$$

총 단면적

$$3.162 + 14.7 = 17.862 \text{ mm}^2$$

2.4 실험자료의 처리 및 불확실성

먼저 계측장치의 신뢰성을 확인하기 위하여 단상 유동에서 냉매가 없는 열량과 열전달 유체인 물이 받은 열량을 확인하였다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 두 열량은 최대 5% 이내에서 잘 일치하였으므로 단열이 적당하게 이루어졌고 계측장치가 정확함을 알 수 있었다. 한편 예열기가 냉매에 공급한 열량은 전력계로 측정하였다. 예열기 입구에서 냉매의 온도와 압력을 측정함으로써 엔탈피를 결정하였으며 예열기 출구의 엔탈피는 에너지 보존법칙을 이용하여 알 수 있었다. 주시험부 입출구의 상태는 예열기 출구, 즉 주시험부

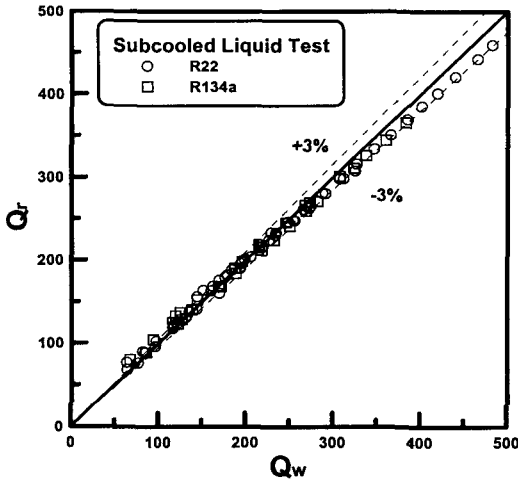


Fig. 4 Heat balance for single-phase liquid flow.

입구의 상태를 안 뒤 에너지 보존법칙과 상태방정식을 사용하여 구할 수 있다. 냉매측 열전달계수를 구하는 과정은 다음과 같다. 먼저 주시험부 물측의 유량과 입출구 온도차를 이용하여 열량을 측정하고 18개의 열전대가 읽은 온도의 평균을 구하여 표면온도로 사용하고 열전대가 부착된 여섯 부분에서의 냉매온도의 평균을 구하여 식(1)과 식(2)에 의해 열전달계수를 구하였다.

$$h = \frac{Q_r}{(T_{wall} - T_r)A} \quad (1)$$

$$Q_w = Q_r = \dot{m}_w C p_w (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (2)$$

식(1)에서 명목상 면적 A 는 다채널 평판관에서 냉매가 흐르는 전체 내부면적을 가리킨다. 이렇게 구한 열전달계수는 엄격한 의미에서 한 건도에서의 국부 열전달계수가 아니며 냉매측 입구와 출구 사이의 전체 건도에서의 평균 열전달계수이다. 단지 이렇게 구한 평균 열전달계수가 국부 열전달계수에 접근하게 하기 위하여 냉매측 입구와 출구의 건도차를 최소화하였다. 열전달계수 측정에 따른 불확실성은 Kline and McClintock⁽¹²⁾이 제안한 방법을 사용하여 예측하였으며 모든 냉매에 대해 5% 미만으로 나타났다.

마지막으로 실험장치에 대해 한 가지 중요한 사실을 언급하고자 한다. 주시험부에서는 300와트 미만의 소량의 열이 전달되며, 따라서 열손실

이 열전달계수에 미치는 영향은 매우 크다. 본 연구에서는 처음에 주시험부를 제작하면서 Yang and Webb⁽¹⁾의 주시험부와 비슷하게 평판관 주변에 물이 흐르는 부위를 두랄루민으로 만들고 주시험부 양쪽의 플랜지 역시 두랄루민으로 만들어 환상 공간 사이를 물이 흐르게 했다(Fig. 2 참조). 그러나 알루미늄이나 두랄루민의 경우 열전도도가 매우 높아 큰 체적에서 열이 새는 것을 막을 수 없었고 그래서 철저히 두랄루민 주변을 단열했음에도 불구하고 단열재의 표면온도가 상당히 높은 것을 알 수 있었다. 또한 이렇게 해서 얻은 예비실험 열전달계수는 본 논문의 결과보다 50% 이상 높게 나왔다. 그 뒤 문제점을 파악하고 Fig. 2에 있는 것처럼 물이 흐르는 부위와 플랜지를 열전도도가 매우 낮은 나일론으로 대체한 결과 거의 완벽한 단열 효과를 얻었고 단상 유동에서 냉매와 물 사이의 에너지 밸런스도 매우 좋게 나왔다. 물론 나일론의 표면온도 역시 주변의 온도와 같아서 단열이 거의 완벽하게 이루어졌음을 확인할 수 있었다. 그러므로 본 연구의 실험장치처럼 시험관 주변에서 유체를 통해 열이 전달되는 경우 열전달 유체와 닿는 부위와 플랜지 등을 제작하기 위해 반드시 단열 효과가 좋은 재료를 선정해야 하며 가공의 편리를 위해 열전도도가 높은 재료를 사용하는 것은 좋지 않음을 알 수 있었다. 또한 실제로 나일론 같은 플라스틱 재질의 가공성은 금속보다 전혀 뒤떨어지지 않았다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 9개의 채널을 가지며 수력 직경이 1.4 mm인 알루미늄 평판관을 사용하여 40℃의 응축온도에서 질량유속을 200, 300, 400 kg/m²s로 바꾸어 가며 R22와 R134a의 단상 유동 및 흐름 응축 열전달계수를 측정하였다.

3.1 단상 유동 열전달계수

Fig. 5는 과냉 단상 유동 데이터와 단상 유동 열전달에서 가장 많이 사용되는 세 가지 상관식에 의한 예측치를 여러 레이놀즈 수에서 보여준다. 여기서 레이놀즈 수는 수력 직경(D_h)을 기준으로 산출되었으며 수력 직경 D_h 는 보통 정의되는 대로 총 단면적(A_c)을 네 배 곱하고 잰은

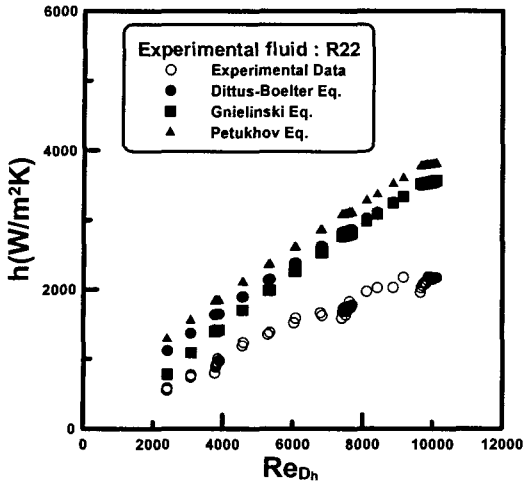


Fig. 5 Experimental data and predictions for single-phase liquid flow.

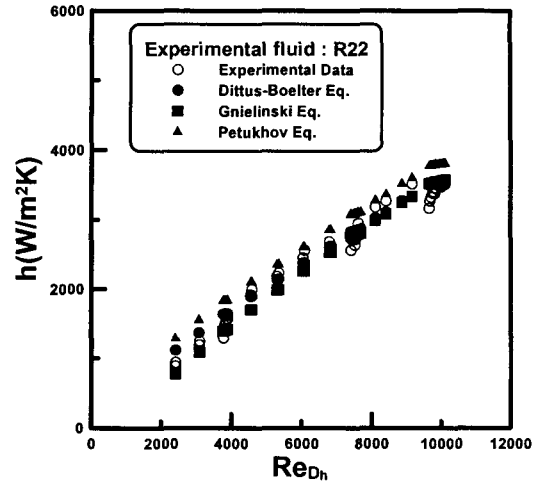


Fig. 6 Modified experimental data and predictions for single-phase liquid flow.

둘레(P)로 나눈 값이며 본 평판관의 경우 1.4 mm이다.

Fig. 5에서 볼 수 있듯이 Gnielinski,⁽⁷⁾ Dittus and Boelter,⁽¹³⁾ 그리고 Petukhov⁽²⁾ 상관식은 평판관에서의 R22 단상 실험 데이터들 55~90% 정도 과대평가했다. 한 그림에 R134a 데이터를 넣으면 너무 복잡하므로 R134a 데이터는 생략했지만 R134a의 경우에도 동일한 결과가 나타났다.

2001년도에 Sobhan and Garimella⁽¹⁴⁾는 내경이 50마이크로미터 이상의 단일관에서는 유체의 연속성을 가정하는 데 문제가 없으며 따라서 단상 유동의 경우 Dittus and Boelter⁽¹³⁾ 상관식 등을 적용할 수 있음을 밝혔다. 그러므로 본 연구에서 사용된 수력 직경이 1.4 mm의 평판관 내부에서의 단상 유동은 기존의 큰 직경 단일관에서의 유동과 다를 바가 없을 것으로 예상되며 따라서 상관식과 본 데이터와의 차이는 다른데서 발생하는 것으로 추정할 수 있다. 그러나 위에서 밝힌 대로 에너지 균형 실험을 통해서 주시험부의 단열과 계측 장비에는 문제가 없음을 확인하였으므로 평판관 내의 세관과 단일 세관 사이에 차이점이 있다는 점에 주목하게 되었다.

사실 본 실험에서 사용한 평판관의 가운데 들어 있는 미세관 하나와 같은 수력 직경의 단일 원형관을 살펴보면 큰 차이를 발견할 수 있다. 본 실험에서 사용한 평판관의 가운데 들어 있는 미세관의 경우 실제로 열을 받는 곳은 위 부분과

아래 부분뿐이며(Fig. 3 참조) 미세관의 양 옆은 관내 냉매의 온도가 같으므로 단열된 것으로 볼 수 있다. 반면에 동일한 수력 직경의 원형관의 경우에는 둘레를 따라가며 전체에서 열이 전달된다. 그러므로 평판관 내의 모든 미세관을 수력 직경이 동일한 단일 원형관으로 가정하는 것은 합리적이지 않으며 이로 인해 큰 오차가 발생할 수 있음을 알 수 있다. 이에 이번에는 평판관 내부의 미세관에서 양 옆 면적을 제외하고 실제로 열이 전달되는 유효면적(A_{eff})을 계산한 뒤(실제로 명목상 면적의 61.5%) 그 값을 방정식(1)에 넣어 새로 열전달계수를 결정했다. Fig. 6은 이렇게 구한 단상 유동 열전달계수와 상관식들에 의한 예측치가 상관식들의 오차범위 수준인 6~15% 내에서 잘 일치함을 보여준다. 일단 이 결과는 기존의 단상 유동 열전달 상관식을 다채널 평판관의 각각의 미세관에 적용할 수 있으나 이때 열전달이 일어나는 유효면적을 고려해야 함을 보여준다.

3.2 흐름 응축 열전달계수

Figs. 7~9는 질량유속 200, 300, 400 kg/m²s에서 건도 증가에 따른 냉매들의 국부 열전달계수를 보여준다.

질량유속이 200 kg/m²s인 경우 R134a의 열전달계수는 R22와 거의 비슷했으며 300, 400 kg/m²s

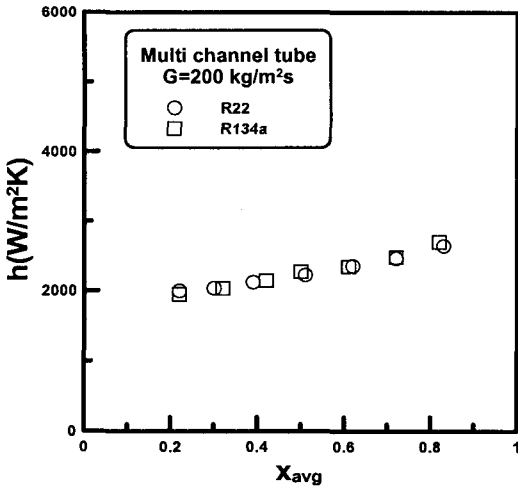


Fig. 7 HTC's of R22 and R134a at 200 kg/m²s in a multi channel tube.

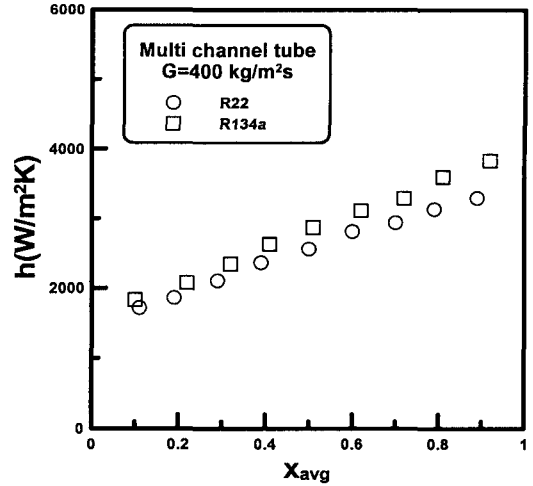


Fig. 9 HTC's of R22 and R134a at 400 kg/m²s in a multi channel tube.

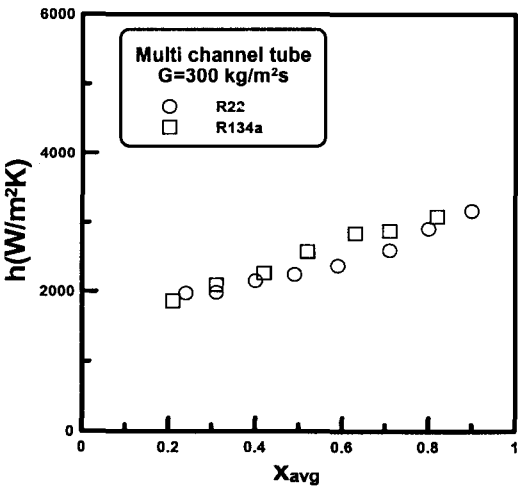


Fig. 8 HTC's of R22 and R134a at 300 kg/m²s in a multi channel tube.

인 경우 R22보다 각각 3%와 10% 정도 높은 것으로 나타났다. Kim et al.⁽¹⁵⁾은 내경이 8.82 mm 인 동관에서 R22, R134a를 포함한 일곱 가지 순수냉매의 흐름 응축 열전달계수를 측정하 바 있는데 그들이 취한 R22와 R134a 데이터들 역시 본 실험에서 평판관에서 얻은 실험 결과와 유사한 추세를 나타내었다. 물론 두 냉매 모두에 대해 건도가 증가함에 따라 열전달계수도 증가했다. 이런 것을 종합적으로 살펴볼 때 내경이 1.4 mm의 미세관에서의 흐름 응축의 유동 양식이나

특성은 단상 유동의 경우와 마찬가지로 대형 단일 원관의 경우와 비교해서 크게 변하지 않았다고 추정할 수 있다.

3.3 타 연구자들의 흐름 응축 상관식과 실험 데이터 비교

Fig. 10과 Fig. 11은 본 연구에서 질량유속 300 kg/m²s에서 얻은 R22와 R134a 데이터와 같은 조건에서 상관식으로 예측한 데이터들을 보여준다. 실험치와의 비교를 위해서는 현재까지 가장 널리 알려진 Akers et al.,⁽³⁾ Traviss et al.,⁽⁸⁾ Shah,⁽⁹⁾ Dobson and Chato⁽¹⁰⁾의 상관식과 최근에 Kim et al.⁽¹⁵⁾ 등이 여러 종류 냉매의 데이터를 근간으로 해서 만든 상관식을 이용하였다. Table 1의 위 부분은 오차와 절대오차를 보여준다. 여기서 한 가지 언급해야 할 것은 Akers et al.⁽³⁾의 상관식의 경우 등가 레이놀즈 수 50,000을 기준으로 해서 식이 두 개로 나뉜다는 점이다.

Fig. 10과 Fig. 11을 보면 Akers et al.의 상관식이 평판관의 데이터를 가장 잘 예측하는 것처럼 보이며 다른 연구자들의 상관식은 대개 실험치를 30~40% 과대평가하는 것처럼 보인다. 그러나 실제로 Akers et al.의 상관식은 가장 잘 맞지 않는다. 본 실험 데이터의 경우 등가 레이놀즈 수가 모두 10,000 미만이므로 실제로 Akers et al.의 상관식에서 등가 레이놀즈 수가 50,000 미만에 적

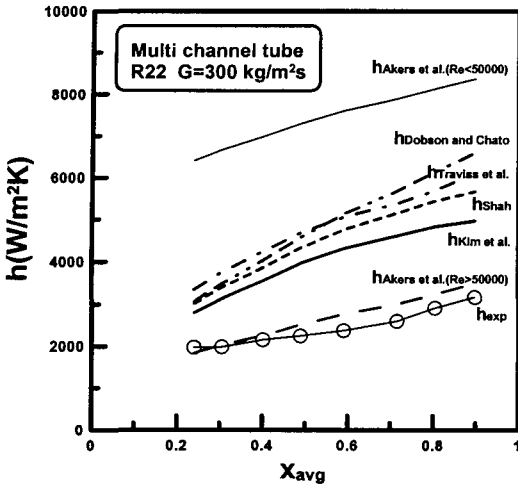


Fig. 10 Comparison of various correlations in flow condensation of R22.

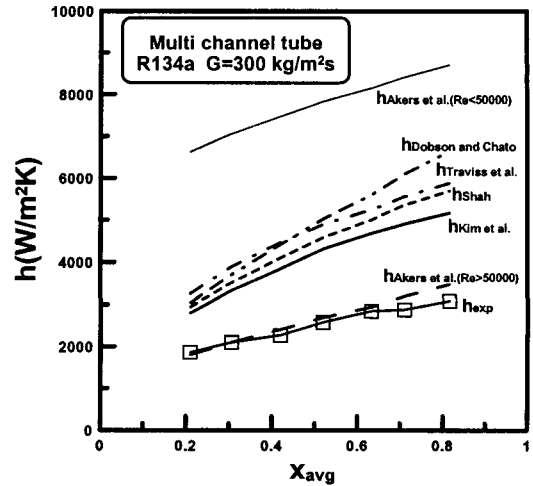


Fig. 11 Comparison of various correlations in flow condensation of R134a.

용되는 식을 써야 하며 이 경우에는 Fig. 10과 Fig. 11에 있듯이 Akers et al.의 상관식이 가장 나쁜 결과를 보인다. Yang and Webb,⁽¹⁾ Kim et al.^(4,5) 역시 등가 레이놀즈 수 50,000 미만에서 대부분의 데이터를 취했는데 데이터와 비교할 때에는 등가 레이놀즈 수가 50,000 이상일 때 적용되는 Akers et al.의 상관식을 사용하여 Akers et al.의 상관식이 실험치를 가장 잘 예측하는 것으로 결론을 내렸다.

한편 Kim et al.⁽¹⁵⁾이 내경 8.82 mm 원관에서 취한 일곱 가지 순수냉매 데이터와 여러 상관식을 비교한 결과를 살펴보면 Akers et al.의 상관

식이 여러 상관식 중에서 실험치를 가장 잘 예측하지 못하는 것으로 나타났으며 Shah⁽⁹⁾와 Dobson and Chato,⁽¹⁰⁾ Traviss et al.⁽⁸⁾ 등의 상관식은 15% 정도의 오차를 나타내는 것으로 나타났다. 또한 Dobson and Chato⁽¹⁰⁾의 상관식을 수정하여 만든 Kim et al.⁽¹⁵⁾의 상관식은 모든 냉매에 대해 11%의 오차를 갖는 것으로 나타났다.

Fig. 10과 Fig. 11의 데이터를 보면 절대 크기에 있어서 Akers et al.의 상관식을 제외한 다른 상관식들이 실험치를 80% 정도까지 과대평가하는데 이런 경향은 과냉 단상 유동 실험치의 경향과 매우 비슷하다. 따라서 내경이 1.4 mm의 미세관

Table 1 Deviations of various correlations against the present data

Fluid	Akers et al. (Re < 50000)		Soliman et al.		Traviss et al.		Cavallini & Zecchin		Shah		Dobson & Chato		Kim et al.			
	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean	Avg.	Mean		
Nominal area is used.																
R22	205.3	205.3	5.0	17.7	25.3	30.0	89.4	89.4	97.1	97.1	76.0	76.0	88.8	88.8	59.1	59.1
R134a	205.3	205.3	2.3	12.6	31.7	32.7	82.2	82.2	91.8	91.8	70.4	70.4	87.7	87.7	58.5	58.5
All	205.3	205.3	3.7	15.2	28.5	31.3	85.8	85.8	94.5	94.5	73.2	73.2	88.3	88.3	58.8	58.8
Effective area is used.																
R22	89.0	89.0	-35.0	35.0	-22.4	22.5	17.3	23.3	22.0	27.2	9.0	19.5	16.9	24.6	-1.5	9.0
R134a	89.0	89.0	-36.6	36.6	-18.4	18.7	12.8	17.7	18.7	22.5	5.5	14.5	16.2	22.0	-1.9	5.9
All	89.0	89.0	-35.8	35.8	-20.4	20.6	15.0	20.5	20.4	24.8	7.2	17.0	16.6	23.3	-1.7	7.4

$$\text{Average deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right], \text{ Mean deviation} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{ABS} \left[\frac{(h_{cal} - h_{exp}) \times 100}{h_{exp}} \right]$$

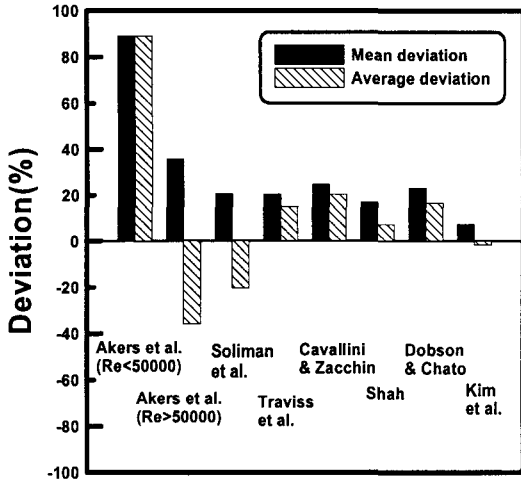


Fig. 12 Deviations of various correlations against the present data when effective area is used.

에서의 응축 현상과 양식이 내경이 큰 관에서와 큰 차이가 없으며 단지 본 평판관의 경우 열전달이 일어나는 유효면적 (A_{eff})보다 명목상의 면적 (A)이 크므로 명목상의 면적(A)을 식(1)에 넣어 결정한 열전달계수가 실제보다 낮은 것으로 볼 수 있다. 이에 위에서 구한 유효 열전달 면적 (A_{eff})를 식(1)에 넣어 새로 열전달계수를 구하여 상관식들과 비교하였으며, Table 1과 Fig. 12는 그 결과를 요약해서 보여 준다. Traviss et al.,⁽⁸⁾ Shah,⁽⁹⁾ Dobson and Chato,⁽¹⁰⁾ Soliman et al.,⁽¹⁶⁾ Cavallini and Zecchin⁽¹⁷⁾ 등의 상관식은 평균 17~25%의 오차를 갖는 것으로 나타났으며, Kim et al.⁽¹⁵⁾의 상관식은 7.4%의 오차를 갖는 것으로 나타났다. 이런 결과는 미세관을 포함하는 평판관의 경우 유효 열전달 면적에 따라 열전달계수가 크게 변함을 보여주며 동시에 유효 열전달 면적을 알면 기존의 흐름 응축 상관식을 사용하여 20%의 오차범위 안에서 열전달계수를 예측할 수 있음을 보여준다.

Lee⁽¹⁸⁾는 직경이 150마이크로미터 이하의 미세 채널에서 흐름 비등 열전달 현상을 연구하고 마이크로 스케일에서도 흐름비등 상태의 비등조건이 매크로 스케일과 다르지 않다는 결론을 내었는데, 본 연구의 단상 및 응축 실험 데이터 역시 유효 열전달 면적을 제대로 고려하면 기존의 대

형 원형관에서 발생하는 열전달 현상과 큰 차이가 없음을 보여주고 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 9개의 채널을 가지며 수력 직경이 1.4 mm인 알루미늄 평판관을 사용하여 40°C의 응축온도에서 질량유속을 200, 300, 400 kg/m²s으로 바꾸어 가며 R22와 R134a의 단상 유동 및 흐름 응축 열전달계수를 측정하였고 이를 바탕으로 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 단상 유동에서 유효면적을 사용하면 기존의 대형 단일 원관에 적용되는 상관식들이 미세 평판관의 실험 데이터를 15% 이내에서 잘 예측하였다.

(2) 흐름 응축에서 미세 평판관에서 취한 R22와 R134a의 열전달계수는 기존의 대형 단일 원관의 열전달계수와 거의 비슷한 추세를 보였다.

(3) 질량유속이 200 kg/m²s인 경우 R134a의 열전달계수는 R22와 거의 비슷했으며, 300, 400 kg/m²s인 경우 R22보다 각각 3%와 10% 정도 높은 것으로 나타났다.

(4) 단상 유동의 경우와 마찬가지로 유효면적을 사용하면 기존의 대형 단일 원관에 적용되는 흐름 응축 상관식들이 미세 평판관의 실험 데이터를 20% 이내에서 잘 예측하였다.

후 기

본 연구는 과학재단 특정기초연구(R01-2003-000-10194-0(2003))로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Yang, C. Y. and Webb, R. L., 1996, Condensation of R-12 in small hydraulic diameter extruded aluminum tubes with and without microfins, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, No. 4, pp. 791-800.
2. Petukhov, B. S., Irvine, T. F. and Hartnett, J. P., 1970, Eds., Advances in Heat Transfer, Vol. 6, Academic Press, New York.
3. Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, Condensation heat transfer within

- horizontal tubes, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., Vol. 55, No. 29, pp. 171-176.
4. Kim, N.H., Cho, J.P. and Kim, J.O., 2000, R-22 condensation in flat aluminum multi-channel tubes, J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 7, pp. 77-90.
 5. Kim, N.H., Cho, J.P., Kim, J.O. and Youn, B., 2003, Condensation heat transfer of R-22 and R-410A in flat aluminum multi-channel tubes with or without micro-fins, Int. J. of Refrigeration, Vol. 26, No. 7, pp. 830-839.
 6. Jeon, C.D., Chung, J.W. and Lee, J.H., 1999, Study on condensation heat transfer characteristics in the multi-channel tubes for automotive condenser, Trans. KSME (B), Vol. 23, No. 4, pp. 479-491.
 7. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.
 8. Traviss, D.P., Rohsenow, W.M. and Baron, A.B., 1973, Forced convection condensation in tubes: A heat transfer correlation for condenser design, ASHRAE Trans., Vol. 79, Part 1, pp. 157-165.
 9. Shah, M.M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.
 10. Dobson, M.K. and Chato, J.C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, ASME J. Heat Transfer, Vol. 120, pp. 193-213.
 11. Sa, Y.C., Hwang, Y.J., Oh, S.Y. and Chung, B.Y., 2002, Development of aluminum micro-channel condenser for air-conditioners, Proceeding of the SAREK 2002 Summer Annual Conference, pp. 1372-1377.
 12. Kline, S.J. and McClintock, F.A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, Mechanical Engineering 75, pp. 3-8.
 13. Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K., 1930, University of California, Berkeley, Publications on Engineering, Vol. 2, p. 443.
 14. Sobhan, C.B. and Garimella, S.V., 2001, A comparative analysis of studies on heat transfer and fluid flow in microchannels, Microscale Thermophysical Engineering, Vol. 5, No. 4, pp. 293-311.
 15. Kim, S.J., Song, K.H. and Jung, D., 2002, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 2, pp. 175-183.
 16. Soliman, H.M., Schuster, J.R. and Berenson, P.J., 1968, A general heat transfer correlation for annular flow condensation, J. Heat Transfer, Vol. 90, pp. 167-176.
 17. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation, Proceedings of the Fifth International Heat Transfer Conference, Vol. 3, pp. 309-313.
 18. Lee, J.Y., 2003, Experimental study on flow boiling heat transfer in microchannel, Ph.D thesis, Inha University, Incheon, Korea.