

# 알루미늄 다채널 평판관내 R22 대체냉매의 흐름 응축 열전달 성능 비교

이 기 영, 이 민 행, 정 동 수\*\*  
인하대학교 대학원, \*인하대학교 기계공학과,

## Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of R22 Alternative refrigerants in Aluminum Multi-Channel Tube

Ki-Young Lee, Min-Hang Lee, Dongsoo Jung\*\*

\*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

**ABSTRACT** : Flow condensation heat transfer coefficients(HTCs) of R22, R410, Propane(R290) were measured inside a horizontal 9 hole aluminum multi-channel flat tube. The main test section in the refrigerant loop was made of a 0.53 m long multi-channel flat tube of hydraulic diameter of 1.4 mm. Refrigerant was cooled by passing cold water through an annulus surrounding the test section. Data were obtained in qualities of 0.1~0.9 at mass flux of 200~400 kg/m<sup>2</sup>s and heat flux of 7.3~7.7 kW/m<sup>2</sup> at the saturation temperature of 40°C. All popular heat transfer correlations in single-phase subcooled liquid flow and flow condensation originally developed for large single tubes predicted the present data of the multi channel flat tube within 25% deviation when effective heat transfer area was 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. Hence, a modified correlation based on the present data was proposed which could be applied to small diameter tubes with effective heat transfer area. The correlation showed a mean deviation of less than 20% for all data.

**Key words:** Flow condensation(흐름 응축), Multi-channel flat tube(다채널 평판관), R22(냉매 22), R410A(냉매410A), Propane(프로판)

| 기호 설명 |                            |                 |                                   |
|-------|----------------------------|-----------------|-----------------------------------|
| A     | : 열전달 면적 [m <sup>2</sup> ] | G               | : 질량 유속 [kg/m <sup>2</sup> s]     |
| Bo    | : Boiling 수                | g               | : 중력 가속도 [9.81 m/s <sup>2</sup> ] |
| Cp    | : 비열 [kJ/kgK]              | Cp              | : 비열 [kJ/kgK]                     |
| D     | : 지름 [m]                   | D               | : 지름 [m]                          |
|       |                            | G               | : 질량 유속 [kg/m <sup>2</sup> s]     |
|       |                            | g               | : 중력 가속도 [9.81 m/s <sup>2</sup> ] |
|       |                            | h               | : 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K]      |
|       |                            | h <sub>fg</sub> | : 증발잠열 [kJ/kg]                    |
|       |                            | ṁ              | : 질량 유량 [kg/s]                    |
|       |                            | Pr              | : Prandtl 수                       |
|       |                            | Q               | : 열량 [W]                          |

† Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-868-1716

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

- $R$  : 면적비
- $Re$  : Reynolds 수
- $T$  : 온도 [K or  $^{\circ}C$ ]
- $x$  : 건도 [-]
- $X_{tu}$  : Martinelli 파라미터

### 그리스 문자

- $\mu$  : 점성계수 [kg/ms]
- $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

### 하첨자

- $eff$  : 유효
- $h$  : 수력직경
- $in$  : 입구
- $l$  : 포화액
- $out$  : 출구
- $r$  : 냉매
- $v$  : 포화 증기
- $w$  : 냉각수
- $wall$  : 벽

## 1. 서론

염화불화탄소(CFC) 및 수소화염화불화탄소(HCFC) 등은 우수한 열역학, 화학적 성질 때문에 지난 반세기 동안 냉동/공조 분야에서 널리 사용되어 왔다. 그러나 CFC와 HCFC 냉매에 포함된 염소가 성층권의 오존을 파괴시키는 주요 원인이라고 알려진 뒤부터 전 세계 대부분의 국가들은 '몬트리올 의정서'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 응축 관에 대한 흐름 응축 열전달계수를 측정할 필요가 있다.

최근 고성능 냉동/공조기용 열교환기 개발과 관련된 기술로 수력직경이 작고 다수의 미소 유로

를 가지는 다채널 평판관(Multi-channel flat tube)을 이용하는 방법이 제안되고 있다. 그러나 가정용 냉동/공조기에 적용하기에 아직까지는 진행된 연구 결과가 매우 미흡한 상태이다.

이에 따라 1990년대 중반부터 자동차용 평판관에 대한 연구가 간헐적으로 수행되었다. Yang and Webb<sup>(1)</sup>은 4개의 채널을 가지며 수력직경이 2.64 mm인 평판관을 사용하여 R12와 R134a에 대한 흐름응축 실험을 수행하였고, Kim et al.<sup>(2,3)</sup>은 7개의 채널을 가지며 수력직경이 1.41 mm인 평판관을 사용해서 R22와 R410A에 대한 흐름응축 실험을 수행하였다. 또, Jeon et al.<sup>(4)</sup>은 10개의 채널을 가지며 수력 직경이 1.46 mm인 평판관을 가지고 R134a의 흐름응축 열전달 특성을 연구하였다. 현재 상업용 및 가정용 공조기에서 널리 사용되고 있으나 오존층 붕괴와 지구 온난화 등의 환경 문제로 인해 규제 대상이 되고 있는 R22와 이를 대체할 수 있는 냉매로 쓰이고 있는 R410A와 장기적 대체물인 Propane(R290)에 대한 연구가 필요하다.

이에 본 연구에서는 수력직경이 1.4 mm인 알루미늄 평판관을 사용하여 R22, R410A와 Propane(R290)의 단상 유동 및 흐름 응축 열전달 계수를 측정하고, 이것들의 열전달 성능을 비교하며 기존의 단일관에 적용되는 상관식을 여러 개의 미세 채널이 있는 평판관에 적용할 수 있는가를 확인해 보고자 한다.

## 2. 실험 장치 및 실험 방법

### 2.1 실험 장치

본 연구에서 사용한 실험 장치는 Seo et al.<sup>(5)</sup>이 사용한 것과 동일하므로 본 논문에서는 간단하게 실험 장치에 대해 설명하려 한다. 실험 장치는 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 고 밀도 열교환기를 거쳐 과냉되어 저장 용기에 쌓이며 펌프에 의해 다시 순환되는 과정을 거친다.

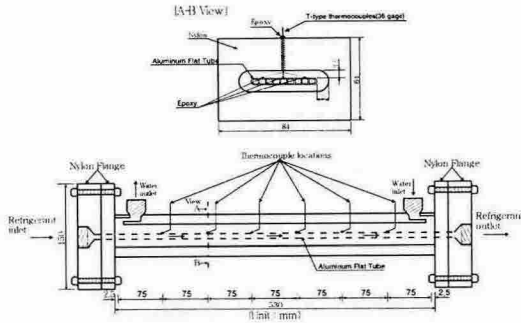


Fig. 1 Details of test section.

냉매 순환을 위해서는 기름을 사용하지 않고 유량을 제어할 수 있는 정밀 마그네틱 펌프를 사용했다. 또한 냉매의 유량을 측정하기 위해 작동 유체의 성질과 상관없이  $\pm 0.2\%$ 의 정밀도로 유량을 측정할 수 있는 유량계를 사용하였다. 최대 4 kW를 공급할 수 있도록 예열기를 제작했고 가변 전원 공급 장치를 사용하여 예열기의 공급 열량을 조절하였다. 예열기 뒤에는 4,000 mm 정도의 단열된 관을 설치하여 냉매가 단열된 상태에서 유동하면서 정상 상태를 이루게 한 후 시험부에 들어가도록 하였다.

주시험부는 Fig. 1에 있는 것과 같이 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 동일한 플라스틱으로 제작하여 열손실을 최소화하였다. Fig. 2는 본 실험에서 사용한 알루미늄 평판관을 보여 준다. 주시험부에서는 내관에 냉매가 흐르고 내관과 외관 사이의 환상 공간에 물이 흐르게 하여 대향류로 열이 교환되었다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이 실제 열이 교환되는 주시험부의 길이는 530 mm이며 냉매의 입구 쪽에서부터 75 mm의 간격으로 에폭시를 사용하여 내관의 외부 표면에 총 18개의 T-type 열전대(36 gage)를 접착시켜 벽면온도를 직접 측정하였다.

주시험부 입출구에서 냉매와 물의 온도를 측정하기 위해 정밀도가  $0.01^\circ\text{C}$ 인 RTD를 사용하였고 냉매 측의 압력은  $\pm 0.1\%$  정밀도를 가진 압력계로 측정하였다. 실험에 사용된 열전대와 압력 측정 장치는 모두 사용에 앞서 정밀하게 보정되었다. 끝으로 압력, 유량, 전력 등의 모든 신호는 컴퓨터

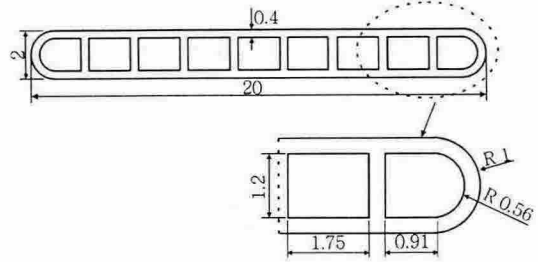


Fig. 2 Multi-channel test tube.

터와 연결된 데이터 수록 장치(HP3852A)에서 수집하였다.

## 2.2 실험방법 및 조건

본 연구에서는 R22, R410A 그리고 Propane(R290)을 냉매로 사용하였고 각 냉매에 대해 응축온도는  $40 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 로, 질량유속은 200, 300, 400  $\text{kg/m}^2\text{s}$ 로, 평균 열유속은 7.3-7.7  $\text{kW/m}^2$ 로 고정하여 실험을 수행하였다.

## 2.3 실험 자료의 처리 및 불확실성

먼저 계측 장치의 신뢰성을 확인하기 위하여 단상 유동에서 냉매가 잃은 열량과 열전달 유체인 물이 받은 열량을 확인하였다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 두 열량은 최대 3% 이내에서 잘 일치하였으므로 단열이 적당하게 이루어졌고 계측 장치가 정확함을 알 수 있었다.

한편 냉매 측 열전달계수를 구하는 과정은 다음과 같다. 먼저 주시험부 물 측의 유량과 입출구 온도차를 이용하여 열량을 측정하고 18개의 열전대가 잃은 온도의 평균을 구하여 표면 온도로 사용하고 열전대가 부착된 여섯 부분에서의 냉매 온도의 평균을 구하여 식(1)과 (2)에 의해 열전달 계수를 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 A는 다채널 평판관에

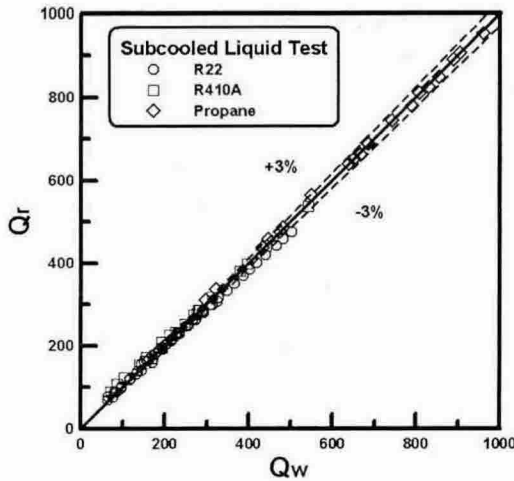


Fig. 3 Heat balance for single-phase liquid flow.

서 냉매가 흐르는 전체 내부 면적을 가리킨다. 열전달계수 측정에 따른 불확실성은 Kline and McClintock<sup>(6)</sup>이 제안한 방법을 사용하여 예측하였으며 모든 냉매에 대해 5% 미만으로 나타났다.

### 3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 9개의 채널을 가지며 수력 직경이 1.4 mm인 알루미늄 평판관을 사용하여 40°C의 응축 온도에서 질량 유속을 200, 300, 400 kg/m<sup>2</sup>s로 바꾸어 가며 R22, R410A 그리고 Propane(R290)의 단상 유동 및 흐름 응축 열전달 계수를 측정하였다.

#### 3.1 단상 유동 열전달계수

Fig. 4는 과냉 단상 유동 데이터와 단상 유동 열전달에서 가장 많이 사용되는 세 가지 상관식에 의한 예측치를 여러 레이놀즈수에서 보여 준다. 여기서 레이놀즈수는 수력직경(D<sub>h</sub>)을 기준으로 산출되었으며 본 연구에서 사용된 알루미늄 평판관의 수력직경은 1.4 mm이다.

Fig. 4에서 볼 수 있듯이 Gnielinski<sup>(7)</sup>, Dittus and Boelter<sup>(8)</sup>, 그리고 Petukhov<sup>(9)</sup> 상관식은 평판관에서의 R22, R410A 그리고 Propane(R290)의 단상 실험 데이터를 각각 50-100% 정도 과대평

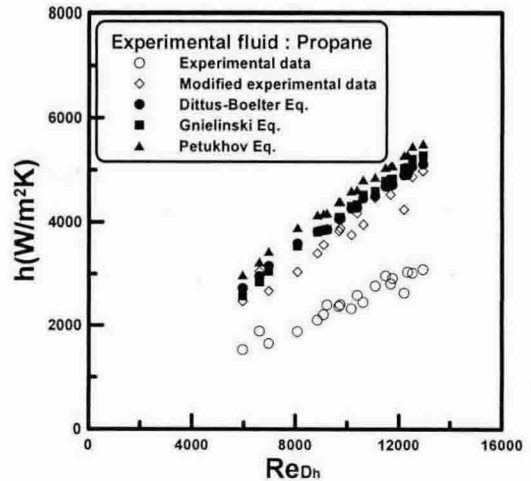


Fig. 4 Experimental data and predictions of propane for single-phase liquid flow.

가하였다. 한 그림에 R410A 데이터를 넣으면 너무 복잡하므로 R410A 데이터는 생략했지만 R410A의 경우에도 동일한 결과가 나타났다.

Seo et al.<sup>(5)</sup>은 평판관 내의 세관과 단일 세관 사이에는 열전달이 실제로 일어나는 유효면적(A<sub>eff</sub>)에 대한 차이점이 있음을 밝혔다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 평판관의 유효면적(A<sub>eff</sub>)은 평판관 내부의 미세관에서 양 옆 면적을 제외하고 실제로 열이 전달되는 부분의 면적을 말한다. 본 실험에서 사용된 평판관의 유효면적(A<sub>eff</sub>)은 명목상 면적의 약 61.5%였으며 그 값을 방정식 (1)에 넣어 새로이 열전달계수를 결정했다. Fig. 4 이렇게 구한 단상 유동 열전달계수와 상관식들에 의한 예측치가 상관식들의 오차 범위 수준인 6-25% 내에서 잘 일치함을 보여 준다. 이 결과는 기존의 단상 유동 열전달 상관식을 다채널 평판관의 각각의 미세관에 적용할 때 열전달이 일어나는 유효면적(A<sub>eff</sub>)을 고려해야 함을 보여 준다.

#### 3.2 흐름 응축 열전달계수

Figs. 5-7은 질량 유속 200, 300, 400 kg/m<sup>2</sup>s에서 건도 증가에 따른 냉매들의 국부 열전달계수를 보여 준다. 여기서 국부 열전달계수는 명목상 면적을 기준으로 계산되었다.

질량유속이 200 kg/m<sup>2</sup>s인 경우 R410A의 열전

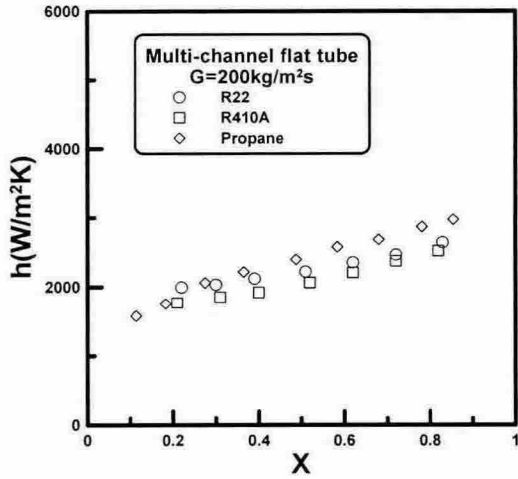


Fig. 5 HTC's of R22, R410A and Propane at 200 kg/m<sup>2</sup>s in a multi-channel flat tube.

달계수는 R22보다 7% 정도 낮았고 Propane의 경우 3% 정도 높았다. 300 kg/m<sup>2</sup>s인 경우 R410A는 거의 비슷했고 Propane의 경우 10% 정도 높았다. 400 kg/m<sup>2</sup>s인 경우 R410A와 Propane의 열전달계수는 R22보다 각각 8%, 18% 정도 높았다. 이 결과를 종합하면 대체로 질량 유속이 증가할수록 R22와 열전달계수의 차이가 증가하고 건도의 증가에 따라 열전달계수도 증가함을 알 수 있다.

### 3.3 타 연구자들의 흐름 응축 상관식과 실험 데이터 비교

Seo et al.<sup>(5)</sup>은 내경이 1.4 mm의 미세관에서의 응축 현상과 양식이 내경이 큰 관에서와 큰 차이가 없음을 밝혔고 단상 유동과 마찬가지로 흐름 응축에서도 유효면적( $A_{eff}$ )을 적용하면 기존의 상관식을 사용할 수 있음을 보였다. Fig. 8는 명목상 면적( $A$ )과 유효면적( $A_{eff}$ )을 적용해 흐름 응축 열전달계수를 구한 뒤 흐름응축 열전달에서 많이 사용되는 기존의 상관식들이 예측한 흐름 응축 열전달계수와 그것들을 비교한 결과를 보여 준다. 명목상 면적을 적용한 경우 단상 유동에서와 마찬가지로 모든 상관식들은 실험 데이터를 심하게 과대 예측하는 것으로 나타났다. 한편 유효면적을

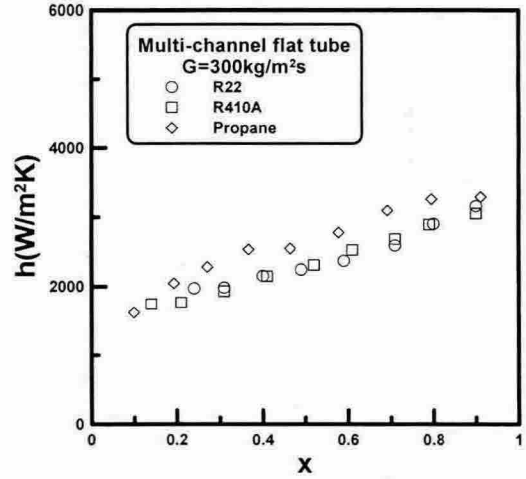


Fig. 6 HTC's of R22, R410A and Propane at 300 kg/m<sup>2</sup>s in a multi-channel flat tube.

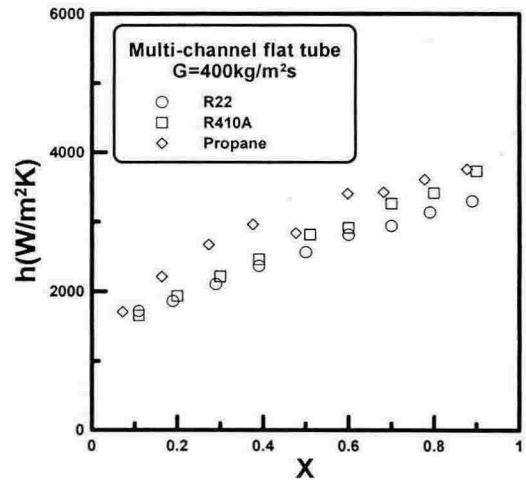


Fig. 7 HTC's of R22, R410A and Propane at 400 kg/m<sup>2</sup>s in a multi-channel flat tube.

사용한 경우 Akers et al.<sup>(10)</sup>을 제외하고 Traviss et al.<sup>(11)</sup>, Shah<sup>(12)</sup>, Dobson and Chato<sup>(13)</sup>, Soliman et al.<sup>(14)</sup>, Cavallini and Zecchin<sup>(15)</sup> 등의 상관식은 평균 20-50%의 오차를 갖는 것으로 나타났으며 특별히 Kim et al.<sup>(16)</sup>의 상관식은 17.6%의 오차를

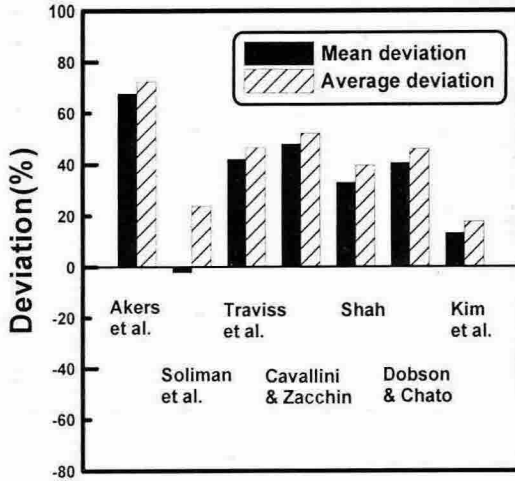


Fig. 8 Deviation of various correlations against the present data when effective area is used.

보이면서 가장 좋은 결과를 나타냈다. 이런 결과는 미세관을 포함하는 평판관의 경우 단상 유동이나 흐름 응축 모두 유효 열전달 면적( $A_{eff}$ )에 따라 열전달계수가 크게 변함을 보여 주며 동시에 유효 열전달 면적( $A_{eff}$ )을 알면 기존의 흐름 응축 열전달계수 상관식을 사용하여 적정 수준의 오차 범위 안에서 열전달계수를 예측할 수 있음을 보여 준다.

### 3.4 흐름 응축 열전달 상관 관계식 개발

본 실험의 결과를 통해 살펴보면 내경이 1.4 mm의 미세관에서의 응축 현상과 양식이 내경이 큰 단일 원관에서와 큰 차이가 없으며 단지 본 평판관의 경우 단상 유동 결과에서 언급한 바 있는 열전달 유효면적( $A_{eff}$ )에 따라 열전달계수가 결정됨을 알 수 있다.

이에 따라 기존에 다양한 냉매에 대해 실험을 하여 그 데이터를 바탕으로 유도된 Kim et al.<sup>(16)</sup>의 단일 원관에 대한 흐름 응축 열전달계수 상관식에 유효면적비( $R_{eff}$ )의 개념을 도입해 미세관에서의 최종 열전달계수 예측을 위해 식 (3)을 제시할 수 있다.

$$h = 22.42h_l \left(1 + \frac{2}{X_u}\right)^{0.81} B_o^{0.33} \left(\frac{k_l}{D}\right) \times R_{eff} \quad (3)$$

여기서,

$$h_l = 0.023Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4}$$

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1}$$

$$B_o = \frac{Q}{h_{fg}GA}$$

$$R_{eff} = \frac{A_{eff}}{A}$$

Fig. 8은 이처럼 유효면적비( $R_{eff}$ )를 사용하여 결정된 열전달계수와 상관식 사이의 오차를 보여주며 모든 실험 결과에 대해 평균오차는 20% 이하로 나타났다. 단일 원관에서 Kim et al.<sup>(19)</sup>의 예측 상관식이 평균 15% 이하의 오차를 보이므로 미세 평판관에 동일한 식을 적용하여 20% 정도의 오차로 잘 예측할 수 있음을 알 수 있다.

## 4. 결론

본 연구에서는 9개의 채널을 가지며 수력 직경이 1.4 mm인 알루미늄 평판관을 사용하여 응축 온도 40°C에서 질량 유속을 200, 300, 400 kg/m<sup>2</sup>s로 바꾸어 가며 R22, R410A, 그리고 Propane(R290)의 단상 유동 및 흐름 응축 열전달계수를 측정하였고 이를 바탕으로 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 단상 유동에서 유효면적을 사용하면 기존의 단일 원관에 적용되는 상관식들이 미세 평판관의 실험 데이터를 25% 이내에서 잘 예측하였다.

(2) 질량유속이 200 kg/m<sup>2</sup>s에서 R410A의 열전달계수는 R22보다 7% 정도 낮았고 Propane은 3% 정도 높았다. 300 kg/m<sup>2</sup>s에서 R410A의 열전달계수는 R22와 거의 비슷했고 Propane은 10% 정도 높았다. 400 kg/m<sup>2</sup>s에서 R410A와 Propane의 열전달계수는 R22보다 각각 8%, 18% 정도 높았다.

(3) 단상 유동에서와 마찬가지로 흐름 응축에서도 유효면적을 사용하면 기존의 단일 원관에 적용되는 흐름 응축 상관식들이 미세 평판관의 실험 데이터를 50% 이내에서 예측하였고 기존에 제시된 Kim et al.<sup>(19)</sup>의 식에 유효면적비( $R_{eff}$ )를 도입한 결과 평균오차 20% 이내에서 실험치를 잘 예측할 수 있었다.

## 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. 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.
3. 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.
4. 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.
5. Seo, Y. H., Park, K. J. and Jung, D., 2004, A comparison of flow condensation HTC's of R22 alternatives in the multi-channel tube, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 16, No. 6, pp. 589-598.
6. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single sample experiments, *Mechanical Engineering* 75, pp. 3-8.
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. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, University of California, Berkeley, Publications on Engineering, Vol. 2, p. 443.
9. Petukhov, B. S. in Irvine, T. F. and Hartnett, J. P., 1970, Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with physical properties, *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, Academic Press, New York.
10. 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.
11. 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.
12. 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.
13. Dobson, M. K. and Chato, J. C., 1998, Condensation in smooth horizontal tubes, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 193-213.
14. 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.
15. 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.
16. 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.