

수평관에서 이원 혼합냉매의 응축 열전달계수

김 경 기, 서 강 태, 정 동 수[†]

인하대학교 대학원, [†]인하대학교 기계공학과

Condensation Heat Transfer Coefficients of Binary Refrigerant Mixtures on a Horizontal Smooth Tube

Kyung-Ki Kim, Kang-Tae Seo, Dongsoo Jung[†]

Graduate School of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

[†]Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received July 28, 2000; revision received September 28, 2000)

ABSTRACT: In this study, condensation heat transfer coefficients (HTCs) of 2 nonazeotropic refrigerant mixtures of HFC32/HFC134a and HFC134a/HCFC123 at various compositions were measured on a horizontal smooth tube. All data were taken at the vapor temperature of 39°C with a wall subcooling of 3~8 K. Test results showed that HTCs of tested mixtures were 11.0~85.0% lower than the ideal values calculated by the mass fraction weighting of the pure component HTCs. Thermal resistance due to the diffusion vapor film was partly responsible for the significant reduction of HTCs with these nonazeotropic mixtures. The measured data were compared against the predicted ones by Colburn and Drew's film model and a good agreement was observed.

Key words: Condensation heat transfer(응축열전달), Binary refrigerant mixture(이원 혼합냉매), Non-azeotropic mixture(비공비 혼합냉매), Pure refrigerant(HFC32, HFC134a, HCFC123)

기 호 설 명

<p>a : 상수, $\dot{n}_T C p_m / h_g$</p> <p>A : 열전달 면적 [m^2]</p> <p>Cp : 정압비열 [$kJ/kg \cdot K$]</p> <p>D : 관의 직경 [m]</p> <p>f_{pi} : 1인치당 핀의 개수</p> <p>GTD : 온도구배차 [K]</p> <p>h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$] 또는 엔탈피 [kJ/kg]</p>	<p>h_g : 가스막 열전달 계수 [$W/m^2 \cdot K$]</p> <p>k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]</p> <p>L : 관의 길이 [m]</p> <p>\dot{m} : 유량 [kg/s]</p> <p>\dot{n} : 단위 면적당 응축량 [$kg/m^2 \cdot s$]</p> <p>q : 단위 면적당 열량 [W/m^2]</p> <p>Q : 열량 [W]</p> <p>T : 온도 [K]</p> <p>ΔT : 온도차 [K]</p> <p>x : 증기압이 높은 냉매의 경계면에서 액체조성</p> <p>y : 증기압이 높은 냉매의 경계면에서 기체조성</p> <p>z : 질량전달률, \dot{n}_i / \dot{n}_T</p>
--	---

[†] Corresponding author

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

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

하첨자

- c : 응축액
 i : 기/액 경계면
 L : 기/액 경계면에서의 응축잠열
 m : 기/액 경계면에서의 평균값
 sat : 포화증기
 t : 열전대
 T : 총응축량
 $tube$: 실험관
 v : 확산증기막을 통한 현열
 w : 냉각수
 $wall$: 열전달관의 벽면
 wo : 냉각수 출구
 wi : 냉각수 입구

1. 서 론

냉동공조설비, 발전 및 화학 플랜트 설비 등에 사용되는 응축기는 증기가 관의 외부에서 응축을 하고 냉각수가 관 내부로 흐르는 쉘-튜브 형태가 대부분이다. 기존에는 이런 열교환기의 응축관으로 수평관을 사용했고 작동유체로는 열역학적 성질 및 물리 화학적 성질이 우수한 염화불화탄소(CFC)를 사용해 왔다. 그러나 CFC가 성층권내의 오존층을 붕괴시켜 지구환경 및 생태계를 파괴하는 것으로 밝혀지면서 1987년에 몬트리얼 의정서에 의해 이들에 대한 국제적 규제가 시작되었다.⁽¹⁾ 그후 CFC를 대체할 염화불화탄화수소(HCFC)와 불화탄화수소(HFC)가 개발되었지만 HCFC 역시 오존층을 파괴하는 염소를 포함하고 있어 장기적인 대체냉매로서는 부적절하므로 장기적인 관점에서 냉동기의 작동유체는 HFC 및 자연냉매로 대체되고 있는 실정이다. 최근까지 국내외적으로 발표된 관외응축 열전달에 관한 데이터는 주로 물, 에탄올, 메탄올, n-pentane과 같은 유체나 오존층 파괴물질로써 전면 폐기되어야 하는 CFC 계열의 냉매에 대한 것이고 과도기적 대체냉매인 HCFC나 장기적 대체냉매인 HFC 계열 냉매들에 대한 연구는 최근에 몇몇 연구자들에 의해 수행되었을 정도로 대단히 부족하다.

혼합냉매의 외부응축에 관한 연구로는 Colburn and Drew⁽²⁾는 이원 혼합증기의 응축에 대해 열

과 질량전달에 관한 기본적인 식을 공식화하였고 Bell and Ghaly⁽³⁾와 Price and Bell⁽⁴⁾은 실제 응축기 설계에 필요한 모델을 제시하였다. Webb and Taylor,⁽⁵⁾ Webb⁽⁶⁾은 경계면의 조성과 온도를 예측하였고 Goto and Fujii⁽⁷⁾는 CFC12/CFC114, CFC114/CFC11 혼합냉매에 대해 수평관에서의 열전달계수를 측정하였으며 또한 공기가 열전달에 미치는 영향에 대해 조사하였다. Hijikata et al.⁽⁸⁾은 CFC113/CFC11과 CFC113/CFC114에 대해 평관 및 핀관에서의 응축특성을 이론과 실험으로 규명하였다. Fujii et al.은 평관에서 메탄올/물, 에탄올/물, 메탄올/에탄올의 열전달계수를 측정하였고⁽⁹⁾ 또한 물, 메탄올, 에탄올, n-propanol의 혼합물에 대해 평관에서의 응축현상이 혼합물의 조성, 증기압 및 열량 등에 의해 결정되는 5가지의 응축형태를 구분하였다.⁽¹⁰⁾ Wang et al.⁽¹¹⁾은 HFC152a/HCFC22을 이용하여 수평관에서 실험 및 수치해석적인 방법으로 경계면온도와 열전달계수를 계산하였고 벽면과냉각도가 증가할수록 열전달계수가 증가한다고 하였다. 최근 Signe et al.⁽¹²⁾은 HFC134a/HFC23에 대해 평관 및 GEWA SC 열전달 촉진관에 대해 열전달계수를 측정하여 확산증기막이 열전달계수를 결정하는 중요한 인자라고 하였다. Gabriellii and Vamling⁽¹³⁾은 HCFC22를 HFC407C, HFC404A, HFC410B 등의 혼합냉매로 대체하였을 경우 열전달계수 변화를 컴퓨터 모사 및 실험으로 관찰하였으나 비공비 혼합냉매의 열전달 저하를 예측하지 못했었다. 또한 Hwang et al.⁽¹⁴⁾은 HCFC22의 대체냉매인 HFC410A와 HFC407C에 대해 평관 및 열전달 촉진관에서 열전달계수를 측정하고 대체냉매로서의 적합성을 평가한 바 있다.

본 연구에서는 수평관에서 이원 비공비 혼합냉매인 HFC32/HFC134a와 HFC134a/HCFC123의 조성을 변화시켜가며 응축 열전달계수를 측정하고 그 결과를 Colburn and Drew⁽²⁾의 필름모델과 비교하여 비공비 혼합냉매의 응축열전달 특성을 나타내고 이를 평가하고자 한다.

2. 실험과정

2.1 실험장치 및 방법

Fig. 1은 혼합냉매의 외부 응축 열전달계수를

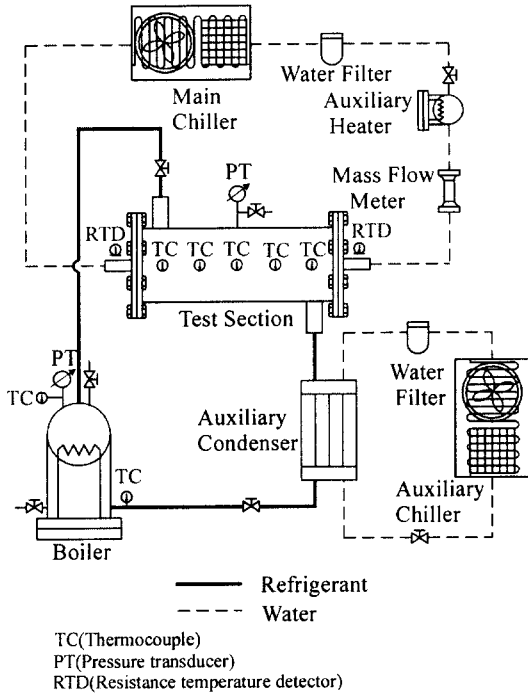


Fig. 1 Schematic diagram of the apparatus.

측정하기 위한 실험장치의 개략도이다. 본 실험장치는 냉매 순환 회로와 냉각수 순환 회로로 구성되었다. 냉매 순환 회로는 실험장치 하단에 설치된 보일러에서 액체 상태의 냉매를 가열하여 증기를 발생시키고 여기서 발생한 포화증기는 연결관을 통해 주실험부로 유입된다. 이 포화증기는 응축관 내부를 흐르는 냉각수와 대향류로 열교환을 하여 응축되고 응축되지 않은 증기는 보조 열교환기에서 과냉되어 다시 보일러로 들어간다. 냉각수 순환 회로는 온도편차가 0.2 K인 3.4 kW급 칠러 두 대와 보조 열교환기 그리고 보조 히터로 구성되었다.

한편 외부 응축 열전달계수를 측정하려면 열전달 튜브의 표면온도를 측정해야 하는데 튜브 표면에 직접 열전대를 붙이면 표면의 조건이 크게 달라져 열전달계수에 큰 영향을 미치게 된다. 이에 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 관표면으로부터 약 1 mm 떨어진 곳에서 직접 온도를 측정할 수 있는 방법을 개발하였다.

실험방법은 다음과 같다.

(1) 실험 장치의 기밀도를 확인하기 위해 질소를 2500 kPa까지 충전한 뒤 냉매 누출 검사기로

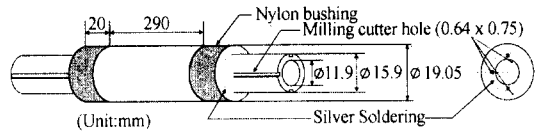


Fig. 2 Detailed description of test tube.

누출 여부를 확인한다.

(2) 불응축가스의 영향을 최소화하기 위해 수시간 동안 진공펌프를 가동하여 장치를 진공상태로 한 후 냉매 충전 전에 불응축가스를 배제시켜서 충전한다.

(3) 냉매를 충전한 후 전기히터와 외부칠러를 가동시켜 포화증기 온도를 39°C로 조절하고, 이에 상응하는 포화증기 압력을 측정하여 REFPROP 6.0⁽¹⁵⁾ 물성치 프로그램으로 실험냉매의 물성치와 조성비를 구한다.

(4) 벽면과냉각도를 3~8 K로 변화시키면서 열전달계수를 측정한다.

(5) 실험이 끝난 후, 열전달 표면의 불결효과(Fouling effect)를 최소화하기 위해 아세톤으로 실험관 표면을 세척한 후 재실험하여 실험의 정확도를 확인한다.

(6) 실험할 냉매를 교체하면서 (1)~(5)의 과정을 반복한다.

이 외의 실험장치 및 실험방법에 관한 더 자세한 내용은 Jung et al.⁽¹⁶⁾의 연구에 나타내었다.

2.2 실험결과와 처리 및 불확실성 해석

주실험부에서 포화증기가 잃은 열량(식(1))과 냉각수가 얻은 열량(식(2))의 관계는 각각 다음과 같다.

$$Q = hA(T_{sat} - T_{wall}) \quad (1)$$

$$Q = \dot{m}_w C_{p_w}(T_{wo} - T_{wi}) \quad (2)$$

위의 관계식에 의해서 응축 열전달계수는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$h = \frac{\dot{m}_w C_{p_w}(T_{wo} - T_{wi})}{A(T_{sat} - T_{wall})} \quad (3)$$

실험관 표면의 벽면온도 T_{wall} 은 벽면에서 1

mm 정도 떨어진 곳에 위치한 열전대의 온도 T_w 를 식(4)와 같이 관에서의 1차원 열전도 방정식으로 보정하여 결정할 수 있다.

$$T_w = T_i + \frac{(Q/A)}{2\pi L} \left[\frac{\ln(D_o/D_i)}{k_{tube}} \right] \quad (4)$$

본 실험에서 사용한 실험관은 열전도도가 높은 구리관이므로, 식(4)의 우변 보정상수는 대부분 경우에 0.05 K 이하로써 열전달계수에 큰 영향을 미치지 않았으며, 따라서 열전대로 측정된 온도 T_i 를 직접 사용하여 열전달계수를 계산하였다.

열전달계수의 측정에 따른 실험오차를 계산하기 위해 Kline and McClintock⁽¹⁷⁾이 제안한 방법을 사용하였다. 외부응축 열전달계수를 측정하기 위해서는 냉각수 유량, 냉각수의 온도차, 냉각수의 정압비열, 벽면과냉각도, 전열관 면적에 대한 측정이 필요하고, 이것으로 인해 측정오차가 발생된다. 각각의 조성에 대해 측정된 열전달계수 측정오차는 약 3~8%로 나타났다. 실험결과에 의하면 벽면과냉각도가 커질수록 냉각수 온도차 및 벽면과냉각도 측정오차가 작아지므로, 열전달계수 측정오차는 작아지는 것으로 정리할 수 있다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 평관에서의 실험

Table 1은 실험냉매의 조성과 온도구배(Gliding temperature difference, GTD)를 나타낸 것이

Table 1 Composition and GTD of tested zeotropic mixtures (P=300 kPa)

	R32/R134a		R134a/R123	
	R32	GTD(K)	R134a	GTD(K)
Case 1	0.00	0.00	0.00	0.00
Case 2	0.39	5.04	0.08	9.76
Case 3	0.64	3.41	0.29	26.20
Case 4	0.84	1.83	0.55	22.94
Case 5	1.00	0.00	0.74	14.58
Case 6	-	-	0.86	7.64
Case 7	-	-	1.00	0.00

고 Fig. 3과 Fig. 4는 HFC32/HFC134a의 온도구배와 평관에서 측정된 응축 열전달계수를 조성의 함수로 나타낸 것이다. 평관에서 HFC32/HFC134a의 조성에 따른 열전달계수를 살펴보면 HFC32 냉매의 조성이 증가하면서 질량분율로 가중치를 주어 계산한 이상적인 값(Fig. 4의 점선)보다 Case 2의 경우 15.7~20.5%, Case 3의 경우 21.0~24.3%, Case 4의 경우 11.0~16.9% 낮게 나타났다.

Fig. 5와 Fig. 6은 HFC134a/HCFC123의 온도구배와 평관에서 측정된 응축 열전달계수를 조성의 함수로 나타낸 것인데 HFC134a 냉매의 조성이 증가하면서 질량분율로 가중치를 주어 계산한 이상적인 값(Fig. 6의 점선)보다 Case 2의 경우 18.2~23.3%, Case 3의 경우 50.0~55.1%, Case 4의 경우 71.1~78.7%, Case 5의 경우 70.2~85.0

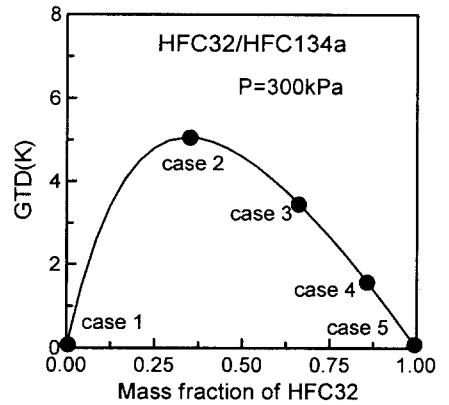


Fig. 3 GTDs of HFC32/HFC134a.

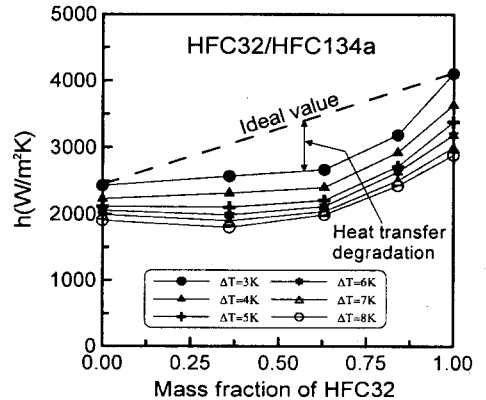


Fig. 4 Condensation HTCs of HFC32/HFC134a on a smooth tube.

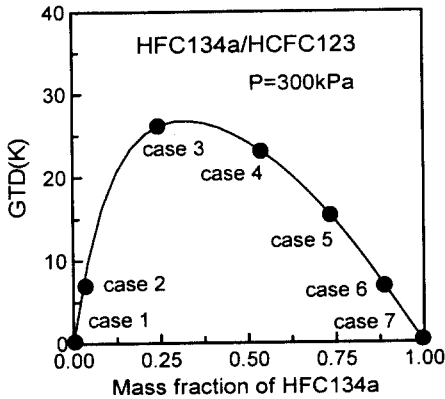


Fig. 5 GTDs of HFC134a/HCFC123.

%, Case 6의 경우 47.7~71.9% 낮게 나타났다.

이와 같이 비공비 혼합냉매의 응축열전달계수가 이상적인 값보다 낮은 것은 혼합냉매의 응축 과정이 순수냉매와 다르기 때문이다. 혼합냉매의 응축과정은 기/액 경계면에서 비등점이 높은 냉매가 비등점이 낮은 냉매보다 먼저 응축을 시작하므로 그 부분에서 비등점이 높은 냉매의 조성은 감소하고 비등점이 낮은 냉매의 조성은 증가하게 된다. 따라서 기/액 경계면의 온도 T_i 는 그 부분의 조성과 전체압력에 상응하는 포화온도이므로 감소하게 된다. 이런 현상으로 인해 경계면과 벌크증기 사이의 조성차이로 인한 확산증기막(diffusion vapor film)이 형성된다. 따라서 비공비 혼합냉매의 응축열전달은 응축막에(liquid film)에 의한 열저항과 함께 확산증기막에 의한 열저항의 영향을 동시에 받게 되며 이런 이유로 순수냉매보다 전체 열저항이 증가하여 열전달계수가 감소하게 된다. 이런 현상은 Hijikata et al.,⁽⁸⁾ Wang et al.,⁽¹¹⁾ Signe et al.⁽¹²⁾의 연구에서도 동일하게 나타났다.

비공비 혼합냉매를 사용하는 풀비등 열전달에서는 대개 온도구배차가 가장 큰 조성에서 열전달계수의 감소폭이 가장 큰 것으로 나타난다.⁽¹⁸⁾ 그러나 Fig. 4와 Fig. 6을 통해 알 수 있듯이 응축 열전달의 경우에는 온도구배가 가장 큰 조성에서 열전달계수의 감소폭이 가장 크게 나타나지 않으며 이것 역시 확산증기막에 의한 영향으로 판단된다. 또한 Fig. 8과 Fig. 9의 실험결과에서 볼 수 있듯이 동일 조성에서 비교적 온도구배가 작은 HFC32/HFC134a의 경우에는 순수냉매와 마

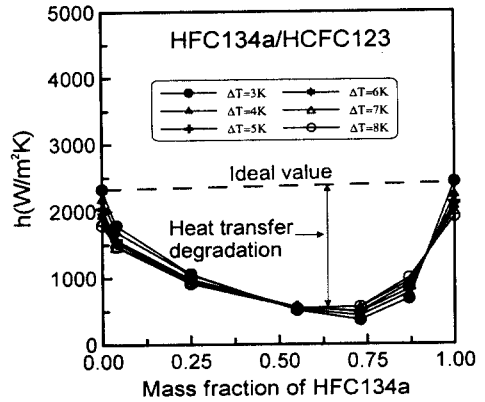


Fig. 6 Condensation HTCs of HFC134a/HCFC-123 on a smooth tube.

찬가지로 벽면과냉각도가 증가함에 따라 응축 열전달계수가 감소하는 것으로 나타났으며 온도구배가 큰 HFC134a/HCFC123의 경우에는 HFC134a의 조성이 55% 이상되었을 때에 벽면과냉각도에 따라 응축 열전달계수가 증가하는 것으로 나타났다. 이런 현상을 규명하기 위해서는 혼합냉매의 응축현상을 근본적으로 검토하는 연구가 필요하며 이에 Colburn and Drew의 필름모델을 기준으로 하여 실험데이터와의 상관관계를 살펴보았다.

3.2 평관에서 Colburn과 Drew의 필름모델과 실험치 비교

3.2.1 이론적 배경

Colburn and Drew⁽²⁾의 이론식 유도과정을 간단히 살펴보면 다음과 같다. Fig. 7에서 볼 수 있듯이 순수냉매와 응축현상이 다른 혼합냉매의 경우에 질량전달과 열전달이 동시에 일어나는 현상을 해석하기 위해 냉각수에 흡수되는 열유속 q_w 는 응축액의 냉각에 의한 열유속 q_c 와 경계면에서 응축잠열에 의한 열유속 q_L 그리고 벌크 증기에서 기/액 경계면까지의 현열에 의한 열유속 q_v 로 구성되고 일반적으로 q_c 와 q_v 는 q_L 에 비해 상당히 작은 값을 갖는다는 가정하에 응축 열전달계수는 이론적으로 다음과 같이 계산된다.

경계면에서 응축에 의한 잠열 q_L 은 각 성분의 응축량 n_i 와 그에 해당하는 증발잠열 h_{i-fg} 의 곱

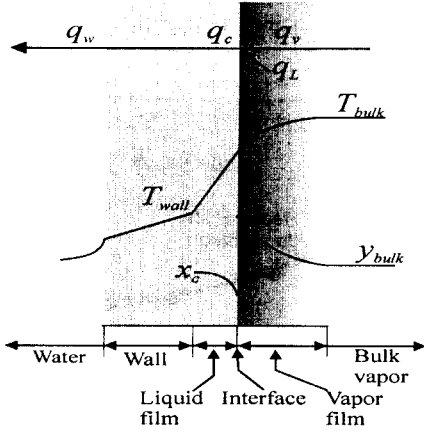


Fig. 7 Diagram of multicomponent condensation heat transfer.⁽²⁾

의 합으로 다음과 같이 표현된다.

$$q_L = \sum_{i=1}^n \dot{n}_i h_{i-fg} \quad (5)$$

또한 식(5)는 전체 응축량 \dot{n}_T 와 평균 증발잠열 h_{m-fg} 를 써서 식(6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_L = \dot{n}_T h_{m-fg} \quad (6)$$

$$\dot{n}_T = \sum_{i=1}^n \dot{n}_i \quad (7)$$

$$h_{m-fg} = \sum_{i=1}^n z_i h_{i-fg} \quad (8)$$

그들은 또한 벌크 증기에서 경계면까지 전달되는 총현열량 q_v 는 확산증기층을 통해 전도되는 열량과 벌크증기와 경계면의 온도차에 의한 현열의 합으로 구성된다고 가정하여 식(9)와 같이 정리하였다.

$$q_v = h_g(T_{sat} - T_i) \frac{a}{1 - e^{-a}} \quad (9)$$

$$a = \frac{\dot{n}_T C p_m}{h_g} \quad (10)$$

앞에서 언급했듯이 q_L 에 비해 상당히 값이 작은 q_c 를 무시하면 기/액 경계면에서의 열평형에

의해 냉각수에 흡수되는 열유속 q_w 는 식(6)과 식(9)의 합에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_w = h_g(T_{sat} - T_i) \frac{a}{1 - e^{-a}} + \dot{n}_T h_{m-fg} \quad (11)$$

식(11)을 적용하기 위해서는 경계면에서의 물성치들을 알아야 하는데 먼저 응축액과 확산증기층의 경계면에서 증기압이 높은 냉매의 액체조성을 x_i 라 할 때 증기조성 y_i 는 증기-액 상평형선도에서 결정되고 경계면의 온도 T_i 는 액체조성 x_i 에서의 비등점 온도가 된다. 이것들을 이용하여 경계면에서의 물성치들이 결정되고 관내 냉각수에 전달된 열유속 q_w 를 알게 되면 식(11)에서 반복계산을 통해 열평형 점을 찾을 수 있다. 이것에 의해 경계면 온도 T_i 를 알 수 있고 최종적으로 응축 열전달계수는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h = \frac{q_w}{(T_i - T_{wall})} \quad (12)$$

3.2.2 이론치와 실험치 비교

Fig. 8과 Fig. 9는 HFC32/HFC134a 및 HFC-134a/HCFC123의 실험치와 Colburn and Drew의 필름모델에 의한 이론치를 비교한 것으로 실험치와 이론치가 거의 같은 경향임을 알 수 있다. HFC32/HFC134a는 예측치가 실험치보다 Case 2의 경우 7.0~13.8%, Case 3의 경우 6.0~11.1%, Case 4의 경우 3.1~6.6% 높게 나타났고, HFC-134a/HCFC123의 경우는 예측치가 실험치보다 Case 2의 경우 2.0~3.9%, Case 3의 경우 9.7~11.0%, Case 4의 경우 5.7~8.8%, Case 5의 경우 2.8~10.7%, Case 6의 경우 3.7~7.2% 높게 나타났다. 이론적 해석을 통해서 전체적으로 실험치와 이론치가 15% 이내에서 일치함을 알 수 있었고, 또한 HFC134a/HCFC123의 혼합냉매는 HFC-134a의 조성이 55%를 넘을 때에 나타났던 벽면과냉각도에 따른 응축 열전달계수의 역전현상이 Colburn and Drew의 필름모델에서도 같은 경향임을 확인할 수 있었다. 이런 현상은 응축막에 의한 열저항보다 확산증기막에 의한 열저항의 영

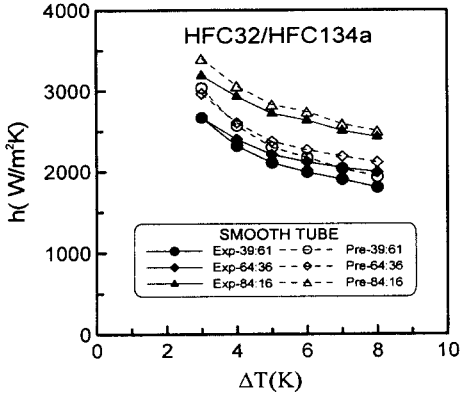


Fig. 8 Comparison of measured HTCs with calculated ones by Colburn and Drew's film model for HFC32/HFC134a.

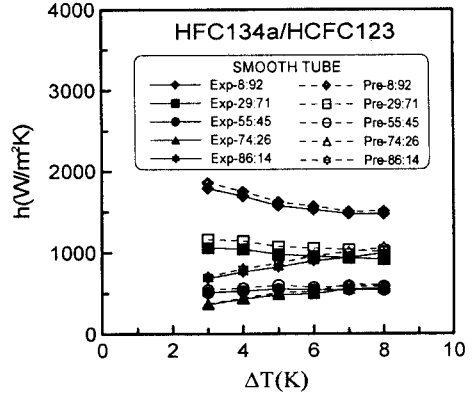


Fig. 9 Comparison of measured HTCs with calculated ones by Colburn and Drew's film model for HFC134a/HCFC123.

향을 많이 받는 비교적 온도구배가 큰 비공비 혼합냉매에서 벽면과냉각도가 증가할수록 확산증기막에 의한 열저항의 감소로 인해 나타나는 것으로 예측할 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 비공비 혼합냉매 HFC32/HFC134a와 HFC134a/HCFC123의 조성을 변화시켜 수평관에서 외부 응축 열전달계수를 측정하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 평관에 이원 비공비 혼합냉매의 응축 열전달계수는 질량비에 따라 가중치를 준 이상적인 값보다 HFC32/HFC134a는 11.0~24.3%, HFC134a/HCFC123은 18.2~85.0% 감소했으며, 동일한 혼합냉매의 경우 온도구배가 가장 큰 조성에서 열전달계수의 저하가 가장 크게 나타나지는 않았다.

(2) 물질확산으로 인한 응축 열전달계수 저하는 온도구배가 더 큰 HFC134a/HCFC123의 혼합냉매가 HFC32/HFC134a 혼합냉매보다 더 크게 나타났다.

(3) 순수냉매는 벽면과냉각도가 증가함에 따라 응축액막의 열저항 증가에 의해 열전달계수가 감소하나 비공비 혼합냉매는 부분적으로 조성에 따라 열전달계수가 증가하는 열전달 역전이 나타나는 것을 알 수 있었다. 이것은 벽면과냉각도가 증가함에 따라 확산증기막에 의한 열저항 감소에 의한 것으로 사료된다.

(4) Colburn and Drew의 필름모델에 의한 이론치와 실험치를 비교한 결과 15% 이내에서 잘 일치하였으며, 또한 그 경향도 거의 같았다.

후 기

본 연구는 1999년도 인하대학교 교내연구비 지원으로 수행되었으며 이에 관계자들에게 감사료를 드린다.

참고문헌

1. United Nations Environment Programme, 1989, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, Final Act.
2. Colburn, A. P. and Drew, T. B., 1937, The condensation of mixed vapors, Trans. AIChE 33, pp. 197-215.
3. Bell, K. J. and Ghaly, M. A., 1973, An approximate generalized design-method for multicomponent/partial condensers, AIChE Symp. Ser., Vol. 69, No. 131, pp. 72-79.
4. Price, B. C. and Bell, K. J., 1974, Design of binary vapor condensers using the Colburn-Drew equations, AIChE symp. Series 70, pp. 163-171.
5. Webb, D. R. and Taylor, R., 1982, The efficient estimation of rates of multicomponent condensation, Trans. AIChE 78, pp. 100-108.

- nent condensation by a film model, *Chem. Eng. Science*, Vol. 37, No. 1, pp. 117-119.
6. Webb, D. R., 1982, Heat and mass transfer on condensation of multicomponent vapours, *Proceedings, Int. 7th Heat Transfer Conf., München*, Vol. 5, pp. 167-174.
 7. Goto, M. and Fujii, T., 1982, Film condensation of binary refrigerant vapours on a horizontal tube, *Proceedings, Int. 7th Heat Transfer Conference*, Vol. 5, pp. 71-76.
 8. Hijikata, K., Mori, Y., Himeno, N., Inagawa, M. and Takahasi, K., 1986, Free convective filmwise condensation of a binary mixture of vapors, *Proceedings, Int. 8th Heat Transfer Conference*, Vol. 4, pp. 1621-1626.
 9. Fujii, T., Koyama, Sh., Ndiwalana, N. M. and Nakamura, Y., 1990, Experimental study of gravity controlled condensation of binary vapor mixtures on a smooth horizontal tube, *Proceedings, Int. 9th Heat Transfer Conf.*, Vol. 3, pp. 109-114.
 10. Fujii, T., Osa, N. and Koyama, S., 1993, Free convection condensation of binary vapor mixtures on a smooth horizontal tube: condensing mode and heat transfer coefficient of condensate, *Condensation and condenser design ASME*, pp. 171-182.
 11. Wang, W. C., Yu, C. and Wang, B. X., 1994, Condensation heat transfer of a non-azeotropic binary mixture on a horizontal tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 2, pp. 233-240.
 12. Signe, J. C., Bonremps, A. and Marvillet, Ch., 1996, Condensation of freon binary mixture outside a bundle of tubes, 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference, pp. 1193-1197.
 13. Gabrielli, C. and Vamling, L., 1997, Replacement of R22 in tube-and-shell condensers: experiments and simulations, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 20, pp. 165-178.
 14. Hwang, S. M., Kim, K. K., Jung, D. and Kim, C. B., 1999, Condensation heat transfer coefficients of R22 alternative refrigerants on enhanced tubes, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B*, Vol. 23, No. 4, pp. 459-469.
 15. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures-REFPROP Version 6.0.
 16. Jung, D., Kim, C. B., Cho, S. and Song, K., 1999, Condensation heat transfer coefficients of enhanced tubes with alternative refrigerants for CFC11 and CFC12, *Int. J. Refrigerants*, Vol. 22, pp. 548-557.
 17. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, *Mechanical Engineer*, Vol. 75, pp. 3-9.
 18. Gorenflo, D., Blein, P., Herres, G., Rott, W., Schomann, H. and Sokol, P., 1988, Heat transfer at pool boiling of mixtures with R22 and R114, *Int. J. Refrigerants*, Vol. 11, pp. 257-263.