

열전달 촉진관에서 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 외부 응축열전달계수

External Condensation Heat Transfer Coefficients of HFC32/HFC152a Mixtures on Enhanced Tubes

이요한(Yohan Lee)¹, 강동규(Donggyu Kang)¹, 김현주(Hyeon-Ju Kim)¹, 이호생(Ho-Saeng Lee)¹, 정동수(Dongsoo Jung)^{2†}

¹인하대학교 대학원, ²인하대학교 기계공학과

¹Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

²Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received November 22, 2013; revision received February 4, 2014; Accepted: May 8, 2014)

Abstract In this study, external condensation heat transfer coefficients (HTCs) of two non-azeotropic refrigerant mixtures of HFC32/HFC152a at various compositions were measured on both 26 fpi low-fin and Turbo-C enhanced tubes, of 19.0 mm outside diameter. All data were taken at the vapor temperature of 39°C, with a wall subcooling of 3~8 K. Test results showed that the HTCs of the tested mixtures on the enhanced tubes were much lower than the ideal values calculated by mass fraction weighting of the pure component HTCs. Also, the reduction of HTCs due to the diffusion vapor film was much larger than that of a plain tube. Unlike HTCs of pure fluids, HTCs of the mixtures measured on enhanced tubes increased, as the wall subcooling increased, which was due to the sudden break-up of the vapor diffusion film with an increase in wall subcooling. Finally, the heat transfer enhancement ratios for mixtures were found to be much lower, than those of pure fluids.

Key words Condensation heat transfer(응축열전달), Refrigerant mixture(혼합냉매), Heat transfer coefficient(열전달계수), Non-azeotropic mixture(비공비 혼합냉매), 26 fpi Low-fin tube(26 fpi 낮은 핀 관), Turbo-C enhanced tube(Turbo-C 촉진관)

† Corresponding author, E-mail: dsjung@inha.ac.kr

기호설명

A : 열전달 면적 [m^2]
 h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 k : 열전도도 [$W/m \cdot K$]
 L : 특성길이 [m]
 Q : 열전달률 [W]
 r : 반경 [m]

하첨자

sat : 포화증기
 t : 열전대
 $tube$: 관
 $wall$: 관 벽

1. 서 론

지난 반세기 동안 냉동/공조기의 냉매로 널리 사용되어 온 염화불화탄소(CFC)들이 성층권의 오존층 붕괴의 주원인으로 밝혀짐에 따라, 1987년에 오존층 붕괴 물질의 생산 및 사용을 규제하기 위한 몬트리올 의정서가 체결되었다.⁽¹⁾ 이 의정서에 따라 현재 선진국의 경우에는 1996년 1월 1일부터 CFC를 전면 폐기하게 되었고, 한국과 같이 개발도상국으로 분류된 국가의 경우에는 10년의 유예 기간을 갖고 점진적으로 전면 폐기하게 되었다. 그 후 CFC를 대체할 수소화염화불화탄소(HCFC)와 수소화불화탄소(HFC)가 개발되었지만 HCFC 역시 오존층을 파괴하는 염소를 포함하고 있어 장기적인 대체냉매로서는 부적절하므로 장기적인 관점에서 냉동/공조기의 작동유체는 HFC 및 자연냉매로 대체되고

있는 실정이다. 이런 상황 하에서 여러 가지 국제적 환경규제에 효과적으로 대응하여 생산성을 높이기 위해서는 오존층 붕괴를 일으키지 않고 동시에 에너지 효율이 높은 대체냉매를 사용하는 냉동/공조기의 개발이 필수적이다.

냉동/공조 설비, 발전 설비, 그리고 화학 플랜트 설비 등에 사용되는 응축기는 주로 냉각수가 관내부로 흐르면서 증기가 관 외부에서 응축을 하는 쉘-튜브 형태를 취하고 있으며 이런 열교환기의 응축관으로는 평관에 비해 열전달계수가 5~8배 정도 높은 것으로 알려진 낮은 핀관(Low-fin tube), Wolverine Turbo-C, Wieland GEWA-SC 등과 같은 열전달 촉진관들(Enhanced tubes)이 널리 사용되어 왔다. 낮은 핀관은 1940년대 후반에 개발되어 칠러의 쉘-튜브 열교환기에서 상업적으로 널리 이용되어 왔고 Beatty and Kats⁽²⁾는 Nusselt⁽³⁾의 이론식을 바탕으로 낮은 핀관에서 열전달계수를 예측하는 이론식을 처음으로 개발하였다. 한편 1985년 Yau et al.⁽⁴⁾은 CFC12를 사용하여 핀 간격과 높이를 바꾸어 가면서 실험하였다. 또한 1985년에 Rudy and Webb⁽⁵⁾는 CFC11, n-pentane을 사용하여 세 개의 낮은 핀관에서 응축액의 역류로 인해 실제응축면적이 감소된다는 사실을 밝혔으며, 1990년에 Sukhatme et al.⁽⁶⁾은 작동유체로 CFC11을 사용하여 핀 밀도, 핀 높이, 그리고 핀 팁 반각을 조직적으로 변화시켜 가면서 최적의 핀 밀도를 규명하였다. 또한 1995년에 Kim et al.⁽⁷⁾은 CFC11을 사용하여 세 가지 종류의 낮은 핀관을 실험한 결과 핀 높이가 커질수록 응축액의 역류량이 증가함을 증명 하였으며 2005년에 Kumar et al.⁽⁸⁾은 HFC134a를 작동유체로 사용하여 핀의 높이와 열전달계수간의 관계를 연구하기도 하였다.

한편 몇몇 연구자들은 톱니 모양의 핀 형태를 가진 열전달 촉진관의 성능이 낮은 핀관보다 더 우수함을 확인하였는데 Webb and Murawski⁽⁹⁾는 여러 종류의 촉진관과 26 fpi 낮은 핀관을 사용하여 CFC11에 대한 응축열전달실험을 수행하여 그중에서 톱니 모양의 Turbo-C 촉진관이 가장 높은 열전달계수를 보임을 증명하였다. 또한 Jung et al.⁽¹⁰⁾은 실험을 통해 CFC11, CFC12,와 그 대체냉매인 HCFC123, HFC134a에 대해 26 fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관에서 응축열전달계수를 측정하였다.

열전달 촉진관에서 혼합냉매의 외부 응축에 관한 연구를 살펴보면 Hijikata et al.⁽¹¹⁾은 CFC113/CFC11과 CFC113/CFC114에 대해 평관 및 핀관에서의 응축특성을 실험과 이론을 통해 규명하였고 Signe et al.⁽¹²⁾은 HFC134a/HFC23에 대해 평관 및 GEWA SC 촉진관에 대해 열전달계수를 측정하였으며 그 결과를 바탕으로 확산증기막(diffusion vapor film)이 열전달계수를 결정하는 중요한 인자라고 결론을 내렸다. 한편 Gabrielli and Vamling⁽¹³⁾은 낮은 핀관에서 HCFC22를 HFC407C,

HFC404A, HFC410B 등의 혼합냉매로 대체할 때 열전달계수가 변화하는 것을 실험과 모사를 통해 동시에 수행하였으나 비공비 혼합냉매의 열전달 감소를 예측하지는 못했다. 또한 Hwang et al.⁽¹⁴⁾은 HCFC22의 대체냉매인 HFC410A와 HFC407C에 대해서 평관 및 촉진관에서 응축열전달계수를 측정하고 응축열전달 측면에서 대체냉매로서의 적합성을 평가하였으며 Honda et al.⁽¹⁵⁾은 HFC134/HCFC123을 작동유체로 하여 서로 다른 핀 형상을 갖는 네 종류의 낮은 핀관에 대한 실험을 수행하였다.

위에서 살펴본 바와 같이 열전달 촉진관을 사용하여 지금까지 수행된 외부 응축열전달 연구는 대부분 오존층 붕괴로 인해 전면 폐기되어야 하는 CFC 계열의 냉매에 대한 것이고 과도기적 대체냉매인 HCFC나 HFC 계열 냉매들에 대한 연구는 최근에 몇몇 연구자에 의해 수행되었지만 아직도 데이터가 많이 부족한 상태이다. 특히 비공비 혼합냉매의 경우에는 더욱 더 실험 데이터가 필요한 실정이다.

이에 본 연구에서는 26 fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관에서 2원 비공비 혼합냉매인 HFC32/HFC152a의 질량 조성비를 바꾸어가며 응축열전달계수를 측정하려 한다. 또한 실험결과를 바탕으로 열전달 촉진관에서 비공비 혼합냉매의 응축열전달 특성 및 열전달 촉진효과가 어떻게 변화하는가를 살펴보고 이를 평가하려 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험 장치이다. 실험

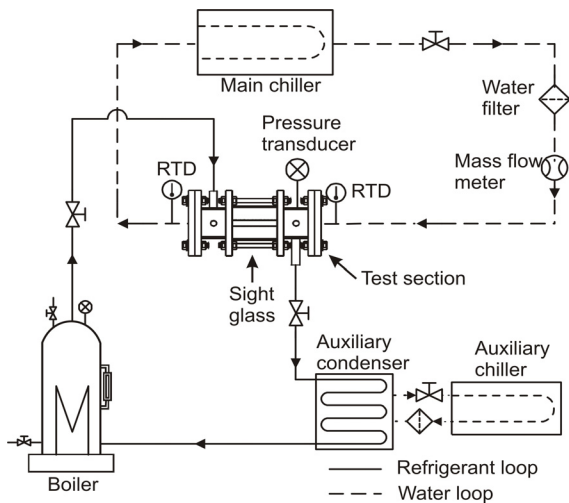


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

장치와 실험용 튜브의 제원, 튜브 제작방법, 실험방법 등이 Jung et al.⁽¹⁶⁾의 연구에서 사용한 것과 동일하므로 여기에서는 간단하게 실험장치의 개략도와 실험용 튜브의 제원만 소개하려 한다. 자세한 내용은 Jung et al.⁽¹⁶⁾의 논문을 참조하기 바란다.

냉매 순환회로는 실험장치 하단에 설치된 보일러에서 액체 상태의 냉매를 가열하여 증기를 발생시키고 여기서 발생된 포화증기는 주시험부로 유입된다. 이 포화증기는 응축관 내부를 흐르는 냉각수와 대향류로 열교환을 하여 응축되고 응축되지 않은 증기는 보조 열교환기에서 과냉되어 다시 보일러로 들어간다. 주시험부 냉각수 순환회로는 실험관내에 일정한 온도의 냉각수가 흐르도록 온도편차가 0.2℃인 3.4 kW급 칠러를 사용하였다. 보조 열교환기 냉각수 순환회로는 냉각수가 일정한 온도를 가지도록 정밀 항온 칠러를 사

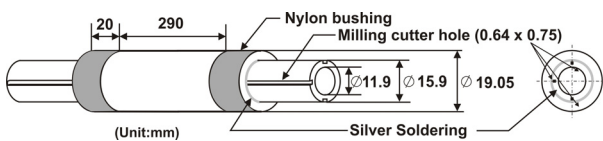


Fig. 2 Detailed description of test tube.

Table 1 Specifications of the 26 fpi low fin tube and Turbo-C tube

Tube type	Outside diameter (mm)	Fin height (mm)	Fin thickness		Fins/m
			at tip (mm)	at base (mm)	
Low-fin	18.9	1.21	0.25	0.58	1,024
Turbo-C	18.9	0.76	0.25	0.35	1,654

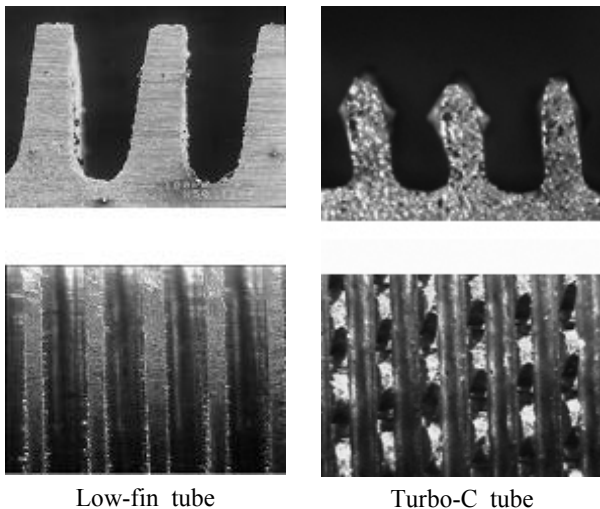


Fig. 3 Cross sections and surfaces of 26 fpi low fin tube and Turbo-C tube.

용하였고, 보조 열교환기를 설치하였다. 보일러에는 냉매를 포화증기로 만들기 위하여 3.5 kW 용량의 전기히터를 설치하였다. 또한 보일러의 입구와 출구에는 T-type 열전대를 사용하여 냉매의 온도를 측정하였고, 출구에 압력계를 설치하여 압력의 이상 유무를 확인하였다. 주시험부 내의 포화증기 온도는 5개의 T-type 열전대를 길이 방향으로 설치하여 측정하였고, 압력은 정밀도가 ±0.2%인 압력 변환계를 설치하고 0.2 kPa의 정밀도를 갖는 압력 보정계로 보정한 후 측정하였다.

또한 본 실험에서 수행되었던 응축 전열관의 형상은 Fig. 2에서 나타내었다. 외부 응축열전달계수를 측정하려면 열전달 튜브의 표면온도를 측정해야 하는데 튜브 표면에 직접 열전대를 붙이면 표면의 조건이 크게 달라져 열전달계수에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 관 표면에서 약 1 mm 떨어진 곳에서 열전대를 삽입하여 직접 표면 온도를 측정하였다.

본 연구에서는 26 fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관을 사용하여 열전달계수를 측정하였다. Table 1은 26 fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 촉진관의 제원을 보여 주고 Fig. 3은 이들의 단면과 표면 형상을 보여 준다.

2.2 실험방법 및 조건

본 연구에서는 HFC32/HFC152a를 작동유체로 하여 포화증기와 벽면의 온도차로 인한 관 외측의 응축열전달계수를 측정하였다. 포화증기의 온도는 39℃로 일정하게 유지하였으며, 벽면 과냉도를 3~8 K로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 다른 실험 조건들은 Table 2에 나타내었다.

실험 장치의 기밀도를 확인하기 위해 냉매와 질소를 25기압까지 충전한 뒤 냉매 누출검사기로 누출 여부를 확인하였다. 진공펌프를 수 시간 가동시켜 실험장치를 진공상태로 만든 후 실험할 냉매를 보일러 내에 충전시켰으며, 냉매 충전 시 보일러 내에 공기가 유입되지 않도록 주의를 기울였다. 그 뒤 전기히터를 이용하여 냉매에 3 kW의 열량을 공급하였고, 주시험부 냉각수 순환회로와 보조 열교환기 냉각수 순환회로를 가동시켰으며 실험 조건에 맞는 온도가 유지되도록

Table 2 Experimental condition

Test refrigerants	HFC32, HFC152a, HFC32/HFC152a
Sat. vapor temp.	39℃
Flow rate(coolant)	60 g/s
Wall subcooling	3 K~8 K (at intervals of 1 K)
Heat flux	3 kW
Heat transfer area	0.017356 m ²

냉각수 유량과 온도를 조절하였다. 실험 시 주실험부 내에 불응축 가스가 존재하면 응축이 일어나는 기/액 경계면에 불응축 가스가 누적되어 부분압력이 높아지며, 그 결과 응축 액막에 의한 열 저항뿐만 아니라 경계층에서의 열 저항이 증가되어 열전달계수는 감소하게 된다. 이를 위해 정상상태 이후에 증기를 여러 차례 밖으로 배출시켜 열전대로 측정된 증기 온도와 측정압력으로부터 환산한 포화온도를 서로 비교하여 그 온도차가 0.1℃ 이내에서 일치할 경우에 응축열전달계수를 취하였다.

2.3 실험 데이터의 처리

열전대가 설치된 열전달 표면에서의 열전달계수는 식(1)에 의해서 결정된다.

$$h = \frac{Q/A}{(T_{sat} - T_{wall})} \quad (1)$$

여기서 h , A , Q , T_{sat} , T_{wall} 은 각각 열전달계수(W/m²·K), 열전달 면적(m²), 열량(W), 냉매의 포화온도(℃), 그리고 관의 벽면 온도(℃)이다. 실제 열전달 관의 표면온도 T_{wall} 은 열전대 삽입구멍으로부터 1 mm 정도 떨어져 있으므로 식(2)과 같은 1차원 열전도 방정식으로 보정해 줄 수 있다.

$$T_{wall} = T_t + \frac{Q}{2\pi L} \left[\frac{\ln(r_{wall}/r_t)}{k_{tube}} \right] \quad (2)$$

여기서 T_t , L , r_{wall} , r_t , k_{tube} 는 각각 열전대로 측정된 온도(℃), 열전달 관의 길이(m), 관의 반경(m), 관 중심으로부터 열전대까지 거리(m), 응축관의 열전도도(W/m·K)이다. 본 실험에서 사용된 열전달 관의 재질은 열전도도가 높은 구리로 열전도 방정식으로부터 구한 T_{wall} 과 열전대로부터 측정된 T_t 의 차이가 거의 없으므로 열전대에서 측정된 온도를 실제 열전달 관의 벽면 온도라고 가정하였다.

본 실험에서 발생하는 실험오차를 계산하기 위해서 Kline and McClintock⁽¹⁷⁾이 제안한 방법을 사용하였다. 외부 응축열전달계수를 측정하기 위해서는 냉각수 유량, 냉각수의 온도차, 냉각수의 정압비열, 벽면 과냉도, 전열관 면적에 대한 계측이 필요하고, 이것으로 인해 측정오차가 발생된다. 열전달계수 측정 오차는 2.7~4.1% 정도로 나타났다. 실험결과에 의하면 벽면 과냉도가 커질수록 냉각수 온도차 및 벽면 과냉도 측정오차가 작아지므로, 열전달계수 측정오차는 작아지는 것으로 정리할 수 있다. 또한, 실험의 재현율은 5% 이내로 나타났다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 실험데이터의 신뢰성

먼저 실험 데이터의 신뢰성을 확인하기 위해 HFC134a의 실험을 수행하였다. Fig. 4는 Jung et al.⁽¹⁶⁾이 취한 HFC134a 데이터와 본 실험에서 취한 HFC134a 데이터를 비교하여 나타내었다. Jung et al.⁽¹⁶⁾의 데이터와 본 실험의 데이터의 오차는 HFC134a가 3%로 오차 범위 안에서 일치하였다. 이 같은 비교를 통해 본 실험 데이터의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

3.2 응축 전열관에 따른 열전달계수 비교

Fig. 5~Fig. 7은 HFC32/HFC152a 혼합냉매를 사용하여 평관 및 26 fpi 낮은 핀관 그리고 Turbo-C 축진관에서 벽면 과냉도를 변화시키면서 측정된 응축열전달계수를 조성의 함수로 나타낸 것이다. 평관에서 측정된 응축열전달계수는 질량분율로 가중치를 주어 계산한 이상적인 값(Fig. 5의 점선)보다 HFC32의 조성이 0.3, 0.5, 0.7인 경우 각각 31.2~45.7%, 37.5~49.7%, 33.5~44.3% 낮게 나타났다. 또한 26 fpi 낮은 핀관에서 측정된 응축 열전달 계수는 이상적인 값(Fig. 6의 점선)보다 각각 67.6~70.7%, 67.0~72.3%, 59.0~67.6% 낮게 나타났으며, Turbo-C 축진관의 경우는 이상적인 값(Fig. 7의 점선)보다 각각 76.2~80.1%, 70.4~79.8%, 53.0~72.1% 낮게 나타났다. 이는 Kim et al.⁽¹⁸⁾의 연구결과와 같이 혼합냉매의 경우 열전달 축진관에서의 응축열전달계수는 평관의 열전달계수와 마찬가지로 질량전달저항으로 인해 이상적인 값보다 작음을 알 수 있다. 또한 축진관의 열전달계수 감소폭이 평관의 감소폭보다 더 크다는 것을 알 수 있다.

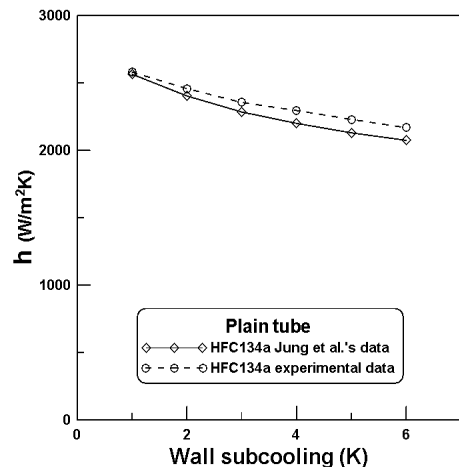


Fig. 4 Comparison of experimental data against Jung et al.'s data.⁽¹⁶⁾

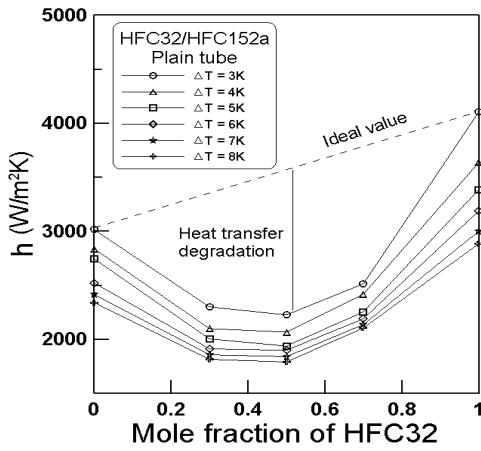


Fig. 5 Condensation HTCs of HFC32/HFC152a on a plain tube.

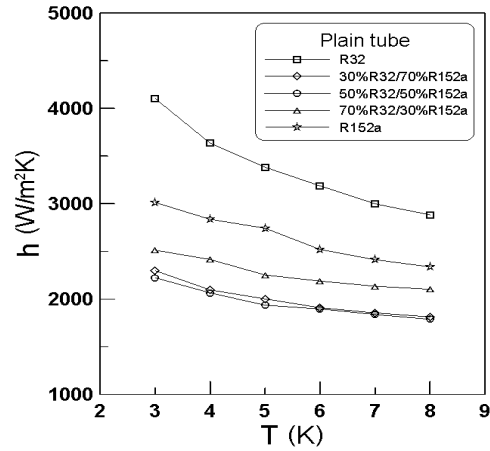


Fig. 8 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a plain tube.

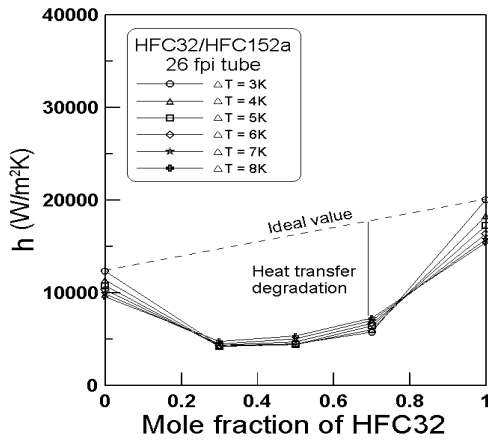


Fig. 6 Condensation HTCs of HFC32/HFC152a on a 26 fpi tube.

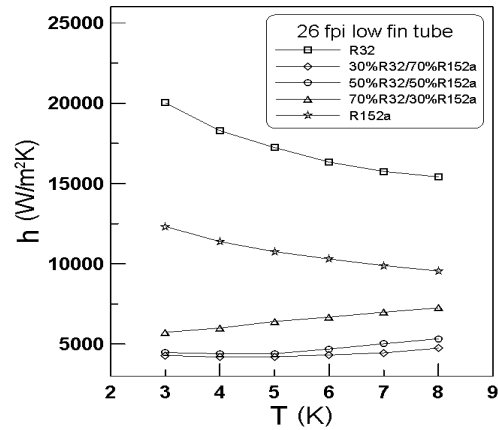


Fig. 9 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a Turbo-C tube.

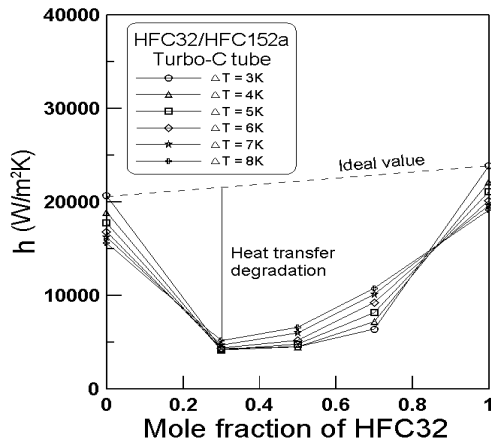


Fig. 7 Condensation HTCs of HFC32/HFC152a on a Turbo-C tube.

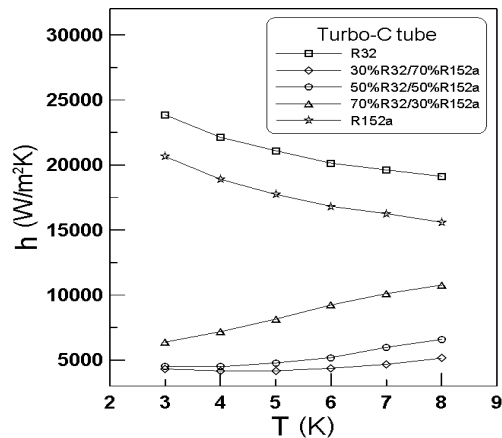


Fig. 10 Condensation HTCs as a function of wall subcooling on a 26 fpi low-fin tube.

Fig. 8~Fig. 10은 HFC32/HFC152a 혼합냉매를 사용하여 벽면 과냉도를 변화시키면서 취한 평관 및 26 fpi 낮은 핀관 그리고 Turbo-C 축진관의 열전달계수를 보여준다. 이 그래프에서 알 수 있듯이 실험을 수행한 대부분의 혼합냉매의 조성에서 벽면 과냉도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하는 열전달 역전현상이 나타났다. 일반적으로 순수냉매를 사용하여 평관에서 실험을 수행하면 벽면 과냉도가 증가함에 따라 열전달계수가 감소하는 것이 일반적이다.⁽¹⁴⁾ 그러나 혼합냉매의 경우에는 Kim et al.⁽¹⁸⁾의 실험결과가 보여주듯이 평관에서도 벽면 과냉도가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하는 역전현상이 나타났다. 이는 벽면 과냉도가 증가하여 벽면온도가 낮아지게 되면 혼합매체로 인한 확산증기막이 얇게 되어 열전달 촉진효과가 증가하기 때문인 것으로 사료된다.

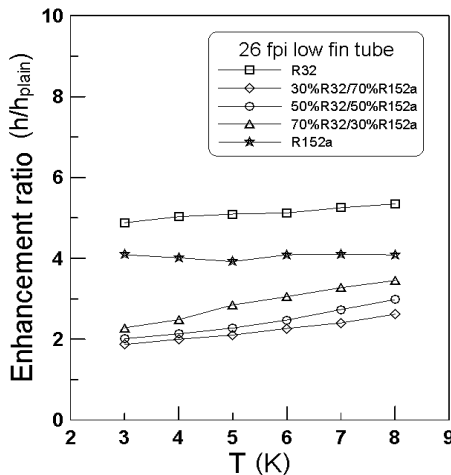


Fig. 11 Heat transfer enhancement ratio of a 26 fpi low fin tube for refrigerants.

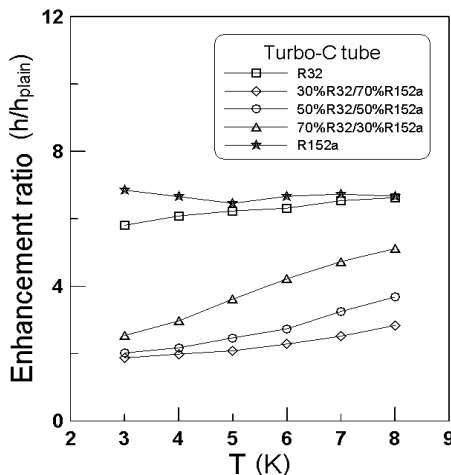


Fig. 12 Heat transfer enhancement ratio of a Turbo-C tube for refrigerants.

3.3 열전달 축진관의 성능

열전달 축진관에서의 응축 열전달 성능을 알아보기 위하여 26 fpi 낮은 핀관과 Turbo-C 축진관의 열전달 촉진비(enhancement ratio)를 Fig. 11과 Fig. 12에 나타냈다. 열전달 촉진비는 평관의 열전달계수를 기준으로 열전달 축진관의 열전달계수에 대한 비율을 나타낸 정도로 열전달 향상에 대한 척도이다. HFC32/HFC152a 혼합냉매의 경우 열전달 촉진비는 HFC32의 조성이 0.3, 0.5, 0.7일 때 26 fpi 낮은 핀관을 사용하면 각각 1.87~2.62, 2.01~2.98, 2.28~3.45로 나타났으며, Turbo-C 축진관을 사용하면 동일한 조성에서 각각 1.87~2.84, 2.02~3.68, 2.54~5.12로 나타났다.

Fig. 11과 Fig. 12를 통해 알 수 있듯이 비공비 혼합냉매의 경우 열전달 축진관을 사용하면 순수냉매를 사용하는 경우보다 열전달 촉진효과가 현저하게 낮음을 알 수 있다. 이것은 냉동/공조기에 비공비 혼합냉매를 적용할 때 확산증기막의 영향을 최소화하지 않으면 만족할만한 성능을 얻기 어렵다는 것을 의미한다.

4. 결론

본 연구에서는 포화증기 온도를 39°C로 유지하고 벽면 과열도를 3~8 K로 변화시키면서 HFC32/HFC152a 혼합냉매의 조성비에 따른 외부 응축열전달계수를 평관, 낮은 핀관 그리고 Turbo-C 축진관을 사용하여 측정하였고 그 결과를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 비공비 혼합냉매의 경우 열전달 축진관의 응축열전달계수는 질량비에 따라 가중치를 주어 계산한 이상적인 값보다 크게 낮은 것으로 나타났다. HFC32/HFC152a 혼합냉매의 경우 열전달계수 감소폭이 평관에서 31.2~49.7%, 26 fpi 낮은 핀관에서 59.0~72.3% 그리고 Turbo-C 축진관에서 53.0~80.1%로 나타났다.
- (2) HFC32/HFC152a 혼합냉매를 사용할 경우 열전달계수가 감소하는 현상은 평관뿐만 아니라 열전달 축진관에서도 나타났으며 축진관에서의 열전달계수 감소폭이 평관보다 더 크게 나타났다.
- (3) 순수냉매와는 다르게 HFC32/HFC152a 비공비 혼합냉매의 경우에는 벽면 과냉도가 증가함에 따라 대부분의 조성에서 열전달계수가 증가하는 열전달 역전이 나타났다.
- (4) 실험을 수행한 평관 및 축진관에서 순수냉매보다 HFC32/HFC152a 비공비 혼합냉매의 열전달 촉진비가 낮은 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 해양수산부가 지원하는 “해양심층수의 에너지 이용기술 개발” 성과 중 일부이며, 지원에 감사드립니다.

References

1. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1989, United Nations Environment Programme.
2. Beatty, K. O. and Katz, D. L. V., 1948, Condensation of vapors on outside of finned tubes, American Institute of Chemical Engineers, New York, Vol. 44, No. 1, pp. 55-70.
3. Nusselt, W., 1916, Die oberflächenkondensation des wasserdampfes, Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, Vol. 60, pp. 541-546.
4. Yau, K. K., Cooper, J. R., and Rose, J. W., 1989, Effect of fin spacing on the performance of horizontal integral fin condenser tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 107, No. 2, pp. 377-383.
5. Rudy, T. M. and Webb, R. L., 1985, An analytical model to predict condensate retention on horizontal integral-fin tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 107, No. 2, pp. 361-368.
6. Sukhatme, S. P., Jagadish, B. S., and Prabhakaran, P., 1990, Film condensation of R-11 vapor on single horizontal enhanced condenser tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 112, No. 1, pp. 229-234.
7. Kim, N. H., Jung, I. K., and Kim, K. H., 1995, An experimental study on the condensation heat transfer of low-finned tubes, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 7, No. 2, pp. 298-309.
8. Kumar, R., Gupta, A., and Vishvakarma, S., 2005, Condensation of R-134a vapour over single horizontal integral-fin tubes : effect of fin height, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 3, pp. 428-435.
9. Webb, R. L. and Murawski, C. G., 1990, Row effective for R-11 condensation on enhanced tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 112, No. 3, pp. 768-776.
10. Jung, D. S., Chae, S. N., Bae, D. S., and Oho, S. J., 2004, Condensation heat transfer coefficients of flammable refrigerants, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 3, pp. 314-317.
11. Hijikata, K., Mori, Y., Himeno, N., Inagawa, M., and Takahashi, K., 1986, Free convective filmwise condensation of a binary mixture of vapors, Proceedings, 8th Heat Transfer Conference, Vol. 4, pp. 1621-1626.
12. Signe, J. C., Bontemps, A., and Marvillet, Ch., 1996, Condensation of freon binary mixture outside a bundle of tubes, Proceedings, 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference, pp. 1193-1197.
13. Gabrieli, C. and Vamling, L., 1997, Replacement of R22 in tube-and-shell condensers : experiments and simulations, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, No. 3, pp. 165-178.
14. Hwang, S. M., Kim, K. K., Jung, D. S., 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. Honda, H., Takamatsu, H., and Takata, N., 1999, Experimental measurements for condensation of downward-flowing R123/R134a in a staggered bundle of horizontal low-finned tubes with four fin geometries, International Journal of Refrigeration, Vol. 22, No. 8, pp. 615-624.
16. Jung, D. S., Kim, C. B., Cho, S. J. and Song, K. H., 1999, Condensation heat transfer coefficients of enhanced tubes with alternative refrigerants for CFC11 and CFC12, International Journal of Refrigeration, Vol. 22, No. 7, pp. 548-557.
17. Klines, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.
18. Kim, K. K., Seo, K. T., and Jung, D. S., 2000, Condensation heat transfer coefficients of binary refrigerant mixtures on a horizontal smooth tube, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 12, pp. 1049-1057.