

수평관에서 R245fa의 응축 열전달계수

심 윤 보, 박 기 정, 정 동 수^{*}, 김 종 성^{**}

인하대학교 대학원 기계공학과, ^{*}인하대학교 기계공학과, ^{**}(주)화인텍 센추리

Condensation Heat Transfer Coefficients of R245fa on a Plain Tube

Yun-Bo Shim, Ki-Jung Park, Dongsoo Jung^{*}, Jong-Seong Kim^{**}

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

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

^{**}Finetec Century Corp., Tangjung-myun, Asan-shi, Chungnam, Korea

(Received March 27, 2007; revision received July 6, 2007)

ABSTRACT: In this study, condensation heat transfer coefficients (HTCs) of R22, R134a, R245fa and R123 are measured on a horizontal plain tube. All data are taken at the vapor temperature of 39°C with a wall subcooling temperature 3-8°C. Test results show the HTCs of newly developed alternative low vapor pressure refrigerant, R245fa, on a plain tube are 9.5% higher than those of R123 while they are 3.3% and 5.6% lower than those of R134a and R22 respectively. Nusselt's prediction equation for a plain tube underpredicts the data by 13.7% for all refrigerants while a modified equation yielded 5.9% deviation against all data. From the view point of environmental safety and condensation heat transfer, R245fa is a long term good candidate to replace R123 used in centrifugal chillers.

Key words: Condensation heat transfer(응축 열전달), Heat transfer coefficients(HTCs, 열전달 계수), R245fa(냉매 R245fa), Ozone layer depletion(오존층 붕괴)

기 호 설 명

A : 전열면적[m²]
 C : 비열[kJ/kg · K]
 D : 관 직경[m]
 g : 중력가속도[m/s²]
 h : 열전달계수[W/m² · K]
 h_{fg} : 증발잠열[kJ/kg]
 k : 열전도도[W/m · K]
 L : 실험관 길이[m]
 P : 압력[kPa]
 Q : 열전달률[W]

r : 반경[m]
 T : 온도[K]
 ΔT : 벽면 과냉도[K]

그리스 문자

ρ : 밀도[kg/m³]
 μ : 점도[μ Pa · s]

하첨자

exp : 실험값
 f : 포화액체
 g : 포화기체
modified Nusselt

[†] Corresponding author

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

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

	: modified Nusselt 방정식
<i>Nusselt</i>	: Nusselt 방정식
<i>p</i>	: 정압
<i>sat</i>	: 포화상태
<i>t</i>	: 열전대
<i>tube</i>	: 관
<i>wall</i>	: 벽면

1. 서 론

냉동/공조기의 작동유체로 널리 사용되어 오던 염화불화탄소(CFC)가 성층권 내의 오존층을 붕괴시켜 인류의 건강을 위협하며 생태계를 파괴하는 것으로 밝혀지면서 1987년에 몬트리올 의정서가 제안되어 이 물질들에 대한 국제적 규제가 시작되었다.⁽¹⁾ 그 후 CFC를 대체하기 위해 몇몇 수소화염화불화탄소(HCFC)와 수소화불화탄소(HFC)가 개발되었지만 HCFC 역시 오존층을 파괴하는 염소를 포함하고 있어 장기적 대체냉매로서는 부적절하다. 따라서 장기적 관점에서 냉동/공조기의 작동유체는 HFC 및 자연냉매 계열로 전환될 것으로 보인다. 또한 기후 변화와 관련된 1997년의 교토 의정서는 지구온난화를 인류의 생존을 위협하는 중요한 문제로 부각시켰고 HFC를 포함하는 불화탄소들이 온난화에 미치므로 이것들을 규제 가스 목록에 넣어 가능한 한 신냉매인 HFC의 사용도 규제하는 방안을 제안하였다.⁽²⁾ 이런 상황에서 여러 가지 국제적 환경규제에 효과적으로 대응하며 생산성을 높이기 위해서는 오존층 붕괴를 일으키지 않고 온난화를 완화시킬 수 있는 냉매가 시급히 필요하다.^(3,4)

경제가 발전되고 삶의 질이 향상되면서 많은 사람들이 쾌적한 실내 환경을 요구하게 되었고 그 결과 이제 대규모의 상업용 빌딩에서는 여름철에 중앙 집중식 냉방이 이루어지고 있다. 소형 빌딩과는 달리 대형 빌딩의 공기조화에는 터보냉동기로 알려진 원심식 대형 공조기(칠러)가 많이 사용되고 있다. 국내에서는 흡수식 냉방에 의한 건물 공조가 많이 이루어지고 있으나 근본적으로 흡수식은 원심식 압축기를 이용하는 방식에 비해 시스템의 열효율이 낮아 지구 온난화 완화에 도움이 되지 못하므로 미국과 같은 선진국에서는 건물의 냉방을 위해 대부분 원심식 공조기를 사용하고 있다.

과거에는 원심식 터보 냉동기에 R11이 사용되었으나 오존층 붕괴 문제가 대두된 이후 R123과 R134a 시스템이 개발되어 현재 상용화되고 있다. R123을 사용하는 시스템은 일단 에너지 효율이 높고 기존의 R11 시스템과 작동 압력이 비슷하다는 장점이 있어 근 10여 년 동안 많이 출하되었지만 근본적으로 R123이 오존층 붕괴를 일으키는 HCFC이므로 장기적 대체물이 될 수 없다는 단점이 있다. 반면에 R134a의 경우 작동 압력이 R123이나 R11보다 월등히 시스템을 작게 만들 수 있다는 장점이 있지만 동시에 기존에 사용하던 장비와 제조 공정 등을 모두 바꾸어야 하고 또 에너지 효율도 R123 시스템보다 낮으며 직간접 지구온난화 효과가 상대적으로 높다는 단점을 가지고 있다. 이런 이유로 인해 가능하면 작동 압력이 R123과 비슷하면서 지구온난화지수(GWP)도 낮고 에너지 효율도 높은 환경 친화적인 냉매를 사용하는 원심식 공조기 시스템의 개발이 필요하다.

이런 상황 속에서 미국의 냉매 제조업체인 Honeywell 사는 R123과 R134a를 대체할 수 있는 저압용 냉매로 R245fa를 개발하였다. R245fa는 R134a와 비교할 때 오존층 파괴지수(ODP)는 0.0으로 같지만 지구온난화지수는 약 30% 정도 작으며 대기 중 수명도 약 50% 정도 짧아서 환경적인 측면에서 R123과 R134a의 대체 냉매로 유력하다.⁽⁵⁾ 이러한 우수성 때문에 일본의 원심식 냉동기 제조업체인 Ebara 사에서는 R245fa를 적용한 터보냉동기를 이미 개발하여 판매 중에 있고⁽⁶⁾ 미국에서도 몇몇 회사들이 제품 개발에 힘쓰고 있다. 그러나 신냉매 적용 기술의 경우 국내 기업들은 외국의 선진 기업들에 비해 기술적인 부분이 미흡하고 또 냉동기 관련 공개적인 실험 데이터 역시 부족한 형편이다.

R245fa를 대체 냉매로 사용하기 위한 연구는 1995년부터 꾸준히 이루어져 오고 있다. Johnson⁽⁷⁾은 발포제의 대체물질로 R245fa를 제시하며 ODP가 0이고 에너지 절약 차원에도 큰 효과가 있음을 밝혔다. 또한 원심식 칠러의 R11이나 R123을 대체하기 위한 R245fa의 열안정성에 대한 연구도 진행되었다.⁽⁸⁾

R245fa를 적용한 원심식 냉동기를 개발하기 위해서는 응축기 설계의 기초 자료라 할 수 있는 외부 응축 열전달계수가 필요하다. 그러나 지금까지 수행된 외부 응축 열전달 연구를 종합해 보면

연구자들이 대부분 수증기, n-펜탄, n-부탄, CFC-11, CFC-113 등의 작동 유체를 독립적으로 사용하거나 몇 가지 냉매와 수증기 등의 유체를 함께 사용하여 열전달 성능을 평가하였음을 알 수 있다. 평관의 경우 Nusselt⁽⁹⁾는 응축액 유동이 층류라는 가정 하에서 처음으로 이론식을 개발하였고 그 이후의 이론식들은 대부분 이 식의 형태를 유지하면서 상수 등을 수정해서 실험치를 예측하도록 했다. Nguyen and Orozco⁽¹⁰⁾는 R113을 작동 유체로 해서 실험을 하여 냉각수 입구 온도가 낮을수록 열전달량은 증가하는 반면 응축 액막의 두께가 증가하여 열전달계수가 감소함을 발견하였고, Cheng and Tao⁽¹¹⁾와 Yilbas and Altuntop⁽¹²⁾는 각각 HFC152a와 HCFC21을 작동유체로 해서 실험한 결과 실험치들이 Nusselt⁽⁹⁾의 이론식과 비교해서 15% 이내에서 일치함을 보였다. 최근에 Jung et al.⁽¹³⁾ 및 Hwang et al.⁽¹⁴⁾은 CFC11, CFC12 및 HCFC22와 이것들의 대체냉매들에 대한 외부 응축 열전달계수를 측정하고 비교 평가하였다. 또한 Jung et al.^(15,16)은 가연성 냉매인 R1270, R290, R600a, R600, RE170, R32의 외부 응축 열전달 계수와 HFC 계열 2원 혼합냉매의 외부 응축 열전달 계수를 측정하였다.

위의 문헌 조사에서 알 수 있듯이 R245fa에 대한 외부 응축 열전달계수는 지금까지 전혀 공개적으로 알려지지 않았다. 따라서 관련 업체들이 R245fa를 적용하는 친환경 고효율 원심식 칠러의 응축기를 적합하게 설계하기 위해서는 R245fa에 대한 응축 열전달계수들이 필요하다. 이에 본 연구에서는 평관에서 기존에 사용되던 R22, R134a, R123과 새로운 대체 냉매인 R245fa의 외부 응축 열전달계수를 측정하여 이 냉매의 응축 열전달 특성을 살펴보고자 한다.

2. 실험

2.1 실험장치

관에서의 응축 열전달계수를 측정하기 위해 Fig. 1과 같이 실험 장치를 설치하였다. 본 실험 장치는 냉매 순환회로, 주실험부 냉각수 순환회로, 보조 열교환기 냉각수 순환회로 세 부분으로 나누어 구성하였으며, HP3852A 데이터 수목장치를 사용하여 계측 및 측정을 하였다.

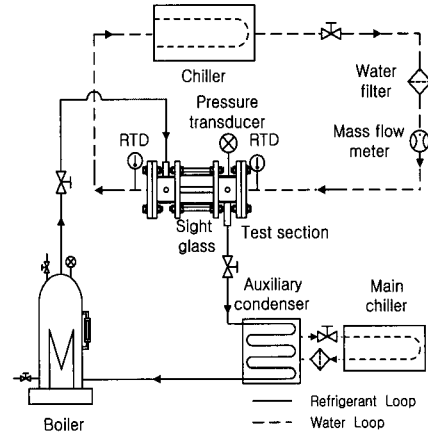


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

냉매 순환회로에서 실험장치 하단의 보일러는 액체 상태의 냉매를 가열하여 증기를 발생시키고, 여기서 발생한 포화증기는 주실험부로 들어간다. 포화증기는 실험관 내부의 냉각수와 대향류로 흐르며 응축한다.

또한, 응축액과 응축되지 않은 증기는 주실험부 아래의 보조 열교환기에서 완전히 응축하여, 다시 보일러로 들어간다. 주실험부 냉각수 순환회로의 구성은 실험관내에 일정한 온도의 냉각수가 흐르도록 온도편차가 0.2℃인 3.4kW급 칠러를 사용하였다. 보조 열교환기 냉각수 순환회로의 구성은 냉각수가 일정한 온도를 가지도록 온도편차가 0.2℃인 10kW급 칠러를 사용하였고, 10kW급 판형 열교환기를 설치하였다. 보일러에는 냉매를 포화증기로 만들기 위하여 3.5kW 용량의 전기히터를 설치하였다. 냉매 액의 수위를 확인할 수 있도록 강화유리를 사용하여 수위계를 설치하였고, 스테인리스 스틸 재질로 제작하였다. 또한, 보일러의 입구와 출구에는 열전대를 사용하여 냉매의 온도를 측정하였고, 출구에 압력계를 설치하여 압력의 이상 유무를 확인하였다. 주실험부 내의 포화증기 온도는 5개의 T-type 열전대를 길이 방향으로 설치하여 측정하였고, 압력은 정밀도가 ±0.2%인 압력 변환계를 설치하여 0.2kPa의 정밀도를 갖는 압력 보정계로 보정한 후 측정하였다.

Fig. 2는 본 실험에서 사용한 평관의 구조와

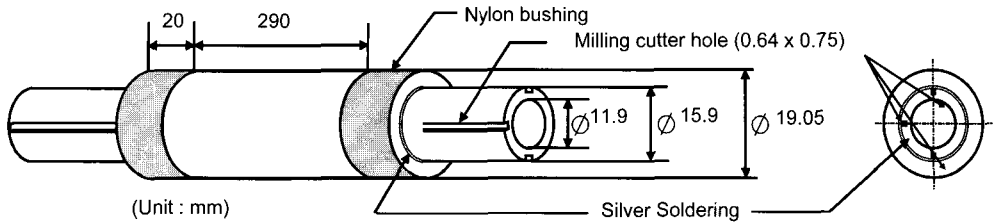


Fig. 2 Detailed description of test tube.

크기 등을 보여 준다. 열전달계수를 측정하려면 열전달 관의 표면을 측정해야 하지만 튜브 표면에 직접 열전대를 붙이면 표면의 조건이 크게 달라져 열전달계수에 큰 영향을 미치게 된다. 이에 본 연구에서는 관 표면으로부터 약 1 mm 정도 떨어진 곳에서 직접온도를 측정하였다. 이를 위해 먼저 외경이 15.9 mm, 두께가 2 mm인 매끈한 동관 표면에 두께가 0.64 mm인 밀링 커터로 상부 하부 측면부 세 곳에 90° 간격으로 길이 방향으로 관 전체에 홈을 냈다. 그 뒤 밀링 가공한 이 동관을 실험관에 꼭 끼게 삽입하고 홈에다 스테인리스 스틸 철사를 삽입한 뒤 은납으로 두 관을 용접하였다. 그 뒤 철사를 빼내면 실험관에서 약 1 mm 떨어진 곳에 직경 0.5 mm의 열전대가 들어갈 수 있는 홈이 생기게 된다. 두 개의 관인 은납으로 확실하게 용접되지 않으면 열전달계수가 크게 달라지므로 여러 번의 실험을 거쳐 여러 부분의 단면을 잘라 내어 두 관이 모든 부위에서 확실히 용접된 것을 확인하고 실험관으로 사용하였다.

본 실험에서는 R22, R134a, R245fa, 그리고 R123을 작동 유체로 사용하여 39 °C에서 열전달계수를 측정하였다. Table 1은 포화온도 39 °C에서 냉매들의 물성치를 보여 주며 이것들은 모두 NIST REFPROP 6.0⁽¹⁷⁾ 프로그램을 사용하여 구하였다. R245fa의 물성치들을 살펴보면 R123과 비교해 39 °C에서의 포화압력은 비슷하나 응축잠열의 경우 10% 정도 높고 열전도도 또한 5% 정도 높은 것으로 나타났다. 외부응축 열전달계수가 응축잠열과 액체의 열전도도의 영향을 많이 받기 때문에 R245fa의 외부응축 열전달성능은 R123보다 우수할 것으로 예상된다.⁽⁹⁾

2.2 실험데이터의 처리

열전대가 설치된 열전달 표면에서의 열전달계

수는 식(1)에 의해서 결정된다.

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

여기서 h , A , Q , T_{sat} , T_{wall} 는 각각 열전달계수 ($W/m^2\cdot C$), 열전달 면적(m^2), 전열량(W), 증기온도(C), 그리고 관의 벽면 온도(C)이다. 실제 열전달 관의 벽면온도 T_{wall} 은 열전대 삽입구멍으로부터 1 mm정도 떨어져 있으므로 식(2)와 같은 1차원 열전도 방정식으로 보정해 줄 수 있다.

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

여기서 T_t , L , r , r_t , k_{tube} 는 각각 열전대로 측정된 온도(C), 열전달 관의 길이(m), 관의 반경(m), 관중심으로 부터 열전대까지 거리(m), 응축관의 열전도도($W/m \cdot K$)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 벽면온도라고 가정하였다.

본 실험에서 발생하는 실험오차를 계산하기 위해서 Kline and McClintock⁽¹⁸⁾이 제안한 방법을 사용하였다. 외부응축 열전달계수를 측정하기 위해서는 냉각수 유량, 냉각수의 온도차, 냉각수의 정압비열, 벽면과 냉각도, 전열관 면적에 대한 계측이 필요하고, 이것으로 인해 측정오차가 발생된다. 열전달계수 측정 오차는 1.8~5.5% 정도로 나타났다. 실험결과에 의하면 벽면과냉각도가 커질수록 냉각수 온도차 및 벽면과냉각도 측정오차가 작아지므로, 열전달계수 측정오차는 작아지는 것으로 정리할 수 있다. 또한, 실험의 재현율은

5% 이내로 매우 우수하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 R22, R134a, R123과 새로운 대체냉매인 R245fa를 작동 유체로 사용하여 평관에서 냉매의 증기온도를 39°C로 유지시킨 채 벽면 과냉도를 3~8°C로 변화시켜가며 응축열전달 계수를 측정하였다.

3.1 평관에서의 실험

먼저 실험 데이터의 신뢰성을 확인하기 위해 R22와 R134a의 실험을 수행하였다. Fig. 3은 Yoo et al.⁽¹⁹⁾이 취한 R22와 R134a 데이터와 본 실험에서 취한 R22와 R134a 데이터를 비교하여 나타내었다. Yoo et al.⁽¹⁹⁾의 데이터와 본 실험의 데이터의 오차는 R22와 R134a가 각각 3%, 6%로 오차 범위 안에서 일치하였다. 이 같은 비교를 통해 본 실험 데이터의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

Fig. 4는 R22, R134a, R123 그리고 R245fa의 평관에서의 외부 응축 열전달계수를 비교해서 보여 준다. 모든 냉매들의 데이터를 종합해 보면 외부 응축 열전달계수는 유체의 포화 증기압이 높을 수록 높은 것으로 나타났으며 벽면 과냉도가 증가할수록 열전달계수가 감소하는 전형적인 결과를 보였다. 이는 벽면 과냉도가 증가함에 따라 응축 액막 두께가 증가하여 액막이 열전달을 방해하기 때문에 열전달계수가 감소하기 때문으로 사료된다.

R245fa의 열전달계수는 R123에 비해 9.5% 정도 높았지만 R134a와 R22에 비해서는 각각 3.3%, 5.6% 정도 낮았다. Nusselt⁽⁹⁾의 상관식에서 살펴볼 수 있듯이 외부 응축 열전달계수는 응축잠열

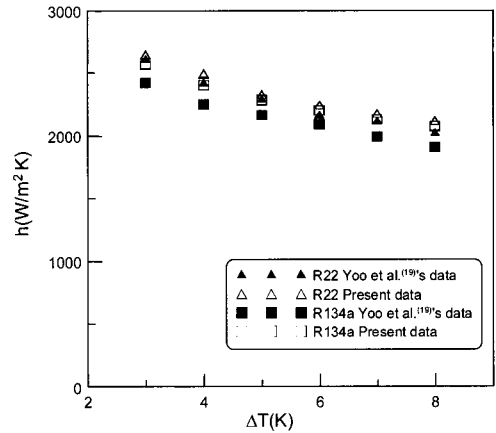


Fig. 3 Comparison of R22 and R134a with Yoo et al.⁽¹⁹⁾'s data.

과 열전도도에 비례하고 점도에 반비례한다. Table 1에서 확인할 수 있듯이 R245fa는 R123과 포화 증기압은 비슷하지만 응축잠열과 열전도도 각각 10%, 5% 정도 높고 점도가 7% 정도 낮다. 따라서 물성치만을 고려했을 때 R245fa의 열전달계수는 R123보다 클 것으로 예상된다. 또한 R22와 R134a의 물성치를 살펴보면 R245fa와 비교해 이 냉매들의 응축잠열은 10% 정도 작지만 점도가 2배 정도 작아 열전달 계수가 R245fa에 비해 높게 나올 것으로 예측할 수 있고 Fig. 4는 그 결과를 잘 반영하고 있다.

현재 원심식 냉동기에는 R123을 대체해 R134a를 사용하고 있지만 R134a는 압력이 높고 온난화지수가 크기 때문에 설비 측면에서나 환경적 측면에서 장기적으로 대체해야 할 필요가 있다. 따라서 기존의 R123과 비슷한 압력을 가지면서 환경적인 측면과 열전달 성능 면에서 R123보다 뛰어난 R245fa가 원심식 칠러의 대체냉매로 적절할 것으로 예상된다.

Table 1 Saturation properties of tested refrigerants at 39°C

Refrigerant	P_{sat} (kPa)	ρ_f (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	C_{pf} (kJ/kg · K)	h_{fg} (kJ/kg)	k_f (W/m · K)	μ_f (μPa · s)
R22	1497	1133	64.47	1.332	167.76	0.077	141.1
R134a	990	1151	48.68	1.493	164.07	0.075	165.6
R245fa	244	1300	13.64	1.401	182.39	0.077	334.4
R123	149	1427	9.33	1.037	165.39	0.073	356.3

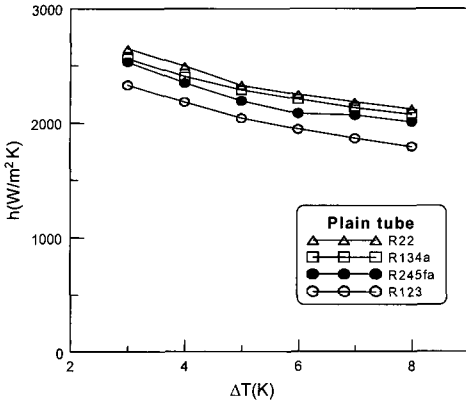


Fig. 4 Condensation HTCs as a function wall subcooling on a plain tube.

3.2 순수냉매의 상관식과의 비교

Fig. 5는 평관에서 취한 R22, R134a, R123 그리고 신냉매인 R245fa의 실험 결과와 Nusselt⁽⁹⁾의 상관식을 비교해서 보여 준다. 식(3)은 Nusselt⁽⁹⁾의 상관식을 나타내었다. Nusselt⁽⁹⁾의 상관식은 응축액막을 층류로 가정하여 개발된 식으로 액막 레이놀즈 수가 3200이하에서 응축 열전달계수를 잘 예측하는 것으로 알려져 있다.⁽²⁰⁾ R22에서는 식(3)으로 계산한 열전달계수가 실험치에 비해 평균 12.2% 낮았고, R134a에서는 평균 15.3% 낮았다. R123에서는 예측치가 실험치에 비해 평균 11.4%가 낮았으며, R123의 대체냉매인 R245fa에서는 평균 16.0% 낮은 것으로 나타났다. Nusselt⁽⁹⁾의 상관식에서는 응축액막을 층류로 가정했지만 실제의 경우에는 액막 레이놀즈수가 아주 낮을 때에도 액막의 표면에 파형이 형성되어 액막의 평균 두께가 감소되고 이에 따라 액막 내에서 대류를 촉진하기 때문에 이 같은 차이가 발생한 것으로 보인다. 이처럼 실험치가 예측치보다 크게 나타나는 현상은 Kim et al.⁽²¹⁾, Wanniarachchi et al.⁽²²⁾, Marto et al.⁽²³⁾ 등의 연구에서도 동일하게 나타난 바 있다.

$$h_{Nusselt} = 0.725 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)gk_f^3h_{fg}}{\mu_f\Delta TD} \right]^{1/4} \quad (3)$$

본 연구실에서는 평관에서 다양한 냉매의 외부 응축 열전달계수를 측정하는 실험을 꾸준히 진행

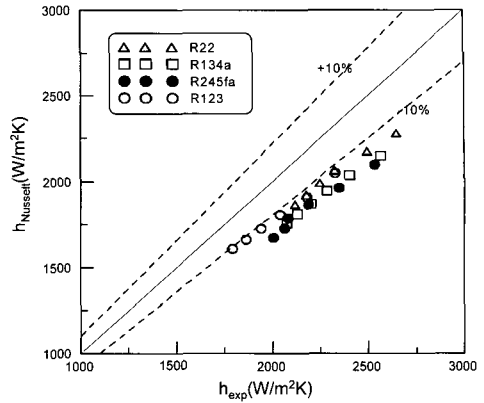


Fig. 5 Comparison of the present data with Nusselt's equation.

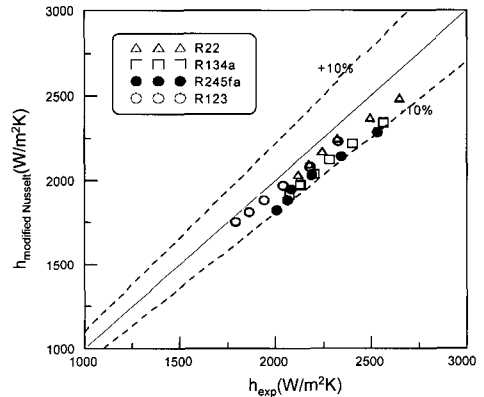


Fig. 6 Comparison of the present data with a modified Nusselt's equation.

하여 왔다. 본 연구의 선행 연구에서 Jung et al.⁽¹⁵⁾은 CFC, HCFC, HFC, 탄화수소 등 현재 냉동/공조 산업계에서 고려할 수 있는 11종류 냉매의 열전달계수를 취하였고 그 데이터를 바탕으로 Nusselt 상관식에서 상수를 변경하여 산업체에서 응축기를 설계할 때 쉽게 열전달계수를 예측할 수 있는 예측 식(4)를 제시했다.

$$h_{modified\ Nusselt} = 0.79 \left[\frac{\rho_f(\rho_f - \rho_g)gk_f^3h_{fg}}{\mu_f\Delta TD} \right]^{1/4} \quad (4)$$

식(4)는 응축 액막의 표면에서 국부적으로 난류가 발생한다는 점을 고려하여 Nusselt⁽⁹⁾의 상관식의 상수를 9% 상향 조정된 것으로 이 식을 사용한 경우 Fig. 6에 나타난 것처럼 평균 6%

이내에서 이번에 사용한 냉매들의 외부 응축 열전달계수를 정확하게 예측할 수 있었다.

4. 결 론

본 연구에서는 R22, R134a, R123과 새로운 대체냉매인 R245fa를 작동유체로 사용하여 평관에서 냉매의 증기온도를 39℃로 유지시킨 채 벽면 과냉도를 3~8℃로 변화시켜가며 외부 응축열전달 계수를 측정하였고 이를 바탕으로 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 네 가지 냉매들을 비교했을 때 포화 증기압이 높을수록 응축 열전달계수는 높은 것으로 나타났다고 모든 냉매에 대해 벽면 과냉도가 증가할수록 열전달계수가 감소하는 전형적인 결과가 나타났다.

(2) 평관에서 R245fa의 열전달계수는 R123에 비해 평균 9.5% 높았지만 R134a와 R22에 비해 각각 3.3%, 5.6% 정도 낮았다.

(3) 모든 냉매에 대해서 실험치와 Nusselt의 상관식을 비교한 결과 실험치와 예측치와 13.7% 정도의 오차를 보였다. 다른 냉매들의 데이터들에 근간을 둔 수정된 예측식과 본 실험에서 측정된 데이터를 비교한 결과 수정된 예측식은 6% 오차 범위 내에서 실험치를 잘 예측하는 것으로 나타났다.

(4) 이런 결과를 종합하면 R245fa는 R123과 비슷한 압력을 가지면서 환경적인 측면과 응축 열전달 성능 면에서 R123보다 좋은 친환경 대체냉매로 보인다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 2006 청정생산기술개발사업(주관기관: 화인텍 센추리)의 연구비 지원으로 이루어졌으며 관계자들에게 감사한다.

참고문헌

- Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, 1989, Final Act, United Nations Environment Programme.
- Global Environmental Change Report, 1997, A brief analysis of the Kyoto protocol, Vol. IX, No. 24, December.
- Marto, P. J. and Nunn, R. H., 1981, Power condenser heat transfer technology, Hemisphere Washington, pp. 287-372.
- Bergles, A. E., 1985, Techniques to augment heat transfer, Handbook of heat transfer application, McGraw-Hill, New York, Ch. 3.
- Calm, J. M. and Hourahan, G. C., 2001, Refrigerant data summary, Engineered Systems, Vol. 18, No. 11, pp. 74-88.
- Furuta, T., 2006, Development of centrifugal refrigeration machine with R245fa, The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology 2006, Session 7.
- Johnson, R. W., 2004, The effect of blowing agent choice on energy use and global warming impact of a refrigerator, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 794-799.
- Angelino, G. and Invernizzi, C. C., 2003, Experimental investigation on the thermal stability of some new zero ODP refrigerants, International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp. 51-58.
- Nusselt, W., 1916, Die oberflächenkondensation des wasserdampfes, Z. Ver. Deut. Ing., Vol. 60, p. 541.
- Nguyen, T. N. and Orozco, J. A., 1994, Condensation of R-113 on enhanced surfaces, ASHRAE Transaction, Vol. 100, No. 1, pp. 736-743.
- Cheng, B. and Tao, W. Q., 1994, Experimental study of R-152a film condensation on single horizontal smooth tube and enhanced tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 116, pp. 266-270.
- Yilbas, B. S. and Altuntop, N., 1990, Condensing heat transfer of freon-21 on plain horizontal tubes, Indian Journal of Technology, Vol. 28, pp. 100-106.
- 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,

- pp. 548-557.
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. 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, pp. 314-317.
 16. Jung, D. S., Chae, S. N., Bae, D. S. and Yoo, G. S., 2005, Condensation heat transfer coefficients of binary HFC mixtures on low fin and Turbo-C tubes, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 212-217.
 17. 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.
 18. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineer, Vol. 75, pp. 3-8.
 19. Yoo, G. S., Hwang, J. H., Park, K. J. and Jung, D. S., 2005, External condensation heat transfer coefficients of R22 alternative refrigerants and R134a according to the saturated vapor temperature change on a smooth tube, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 8, pp. 729-735.
 20. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, Convective boiling and condensation, 3rd ed., Clarendon Press, Oxford, pp. 449-453.
 21. Kim, N. H., Jung, I. K. and Kim, K. H., 1995, An experimental study on condensation heat transfer of low-finned tubes, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 7, No. 2, pp. 298-309.
 22. Wanniarachchi, A. S., Marto, P. J. and Rose, J. W., 1986, Film condensation of steam on horizontal finned tubes: Effect of fin spacing, Journal of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 960-966.
 23. Marto, P. J., Zebrowski, D., Wanniarachchi, A. S. and Rose, J. W., 1990, An experimental study of R-113 film condensation on horizontal integral-fin tubes, Journal of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 758-767.