

평활관과 낮은 핀관에서 R245fa의 풀 비등 열전달계수

박 기 정, 이 요 한, 임 병 덕, 정 동 수*†

인하대학교 기계공학과 대학원, *인하대학교 기계공학과

Pool Boiling Heat Transfer Coefficient of R245fa on the Plain Tube and the Low Fin Tube

Ki-Jung Park, Yohan Lee, Byeongdeok Lim, Dongsoo Jung*†

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

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

(Received December 10, 2009; revision received January 20, 2011)

ABSTRACT: In this work, pool boiling heat transfer coefficients(HTCs) of R22, R123, R134a, and R245fa are measured on both horizontal plain and 26 fpi low fin tubes. The pool boiling temperature is maintained at 7°C and heat flux is varied from 80 kW/m² to 10 kW/m² with an interval of 10 kW/m². Wall temperatures are measured directly by thermocouples inserted through holes of 0.5 mm diameter. Test results show that HTCs of high vapor pressure refrigerants are usually higher than those of low pressure fluids in both plain and low fin tubes. On a plain tube, HTCs of R245fa are 23.3% higher than those of R123 while on a 26 fpi low fin tube, HTCs of R245fa are 46.3% higher than those of R123. The fin effect is more prominent with low vapor pressure refrigerants than with high vapor pressure ones due to a sweeping effect.

Key words: Pool boiling heat transfer coefficients(풀 비등 열전달계수), Low fin tube(낮은 핀관), R245fa(냉매 245fa), Evaporator(증발기), Chiller(칠러)

기 호 설 명

그 리 스 문 자

exp : 실험치
f : 포화액체상태
g : 포화기체상태
Low fin : 낮은 핀관
plain : 평활관
pre : 예측치
sat : 포화상태
th : 열전대
w : 열전달 외표면

σ : 표면장력 [N/m]
 μ : 점성계수 [Pa · s]

1. 서 론

지난 수십 년 동안 CFC는 뛰어난 화학적 열역학적 특성으로 다양한 냉동기에서 폭넓게 사용되어왔다. 그러나 1974년 Molina와 Rowland가 처음으로 CFC가 오존층을 파괴한다고 제안한 후 많은 연구가 진행되었고 급기야 1987년 CFC 폐기에 관한 몬트리올 의정서가 체결되었다.^(1,2) 선진국의 경우 몬트리올 의정서에 따라 1996년부터 오존층 파괴 물질 대신 HFC나 자연냉매 같은 친 환경적인 냉매의

† Corresponding author

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

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

사용을 고려해 왔다. 한편, 최근 오존층파괴와 더불어 지구 환경문제의 또 다른 쟁점은 지구 온난화 현상이다. 지구 온난화 현상을 일으키는 원인에는 이산화탄소와 메탄 그리고 냉매로 쓰이는 불화탄소 등이 있다. 지구 온난화에는 온실 가스가 직접 대기 중으로 나와 온난화를 일으키는 직접 효과가 있고 시스템에 공급하는 에너지를 공급하기 위해 발전소에서 화석연료를 연소하는 과정에서 생성되는 이산화탄소로 인한 간접 효과가 있다. 직접 효과를 줄이기 위해서는 시스템에서 냉매가 누설되는 것을 막는 것이 중요하다. 그러나 냉동/공조기 같은 에너지 변환 기기에서는 실제로 간접 효과가 직접 효과에 비해 훨씬 더 크다(약 20배 정도). 따라서 이를 줄이기 위해서는 열전달계수가 높은 냉매를 사용하여 열교환기 효율을 증대시킴으로써 냉동 시스템의 전체 효율을 증대시키는 것이 지구 온난화 현상을 줄이는 적극적인 방법이다.

최근 들어 경제가 발전되고 삶의 질이 향상되면서 많은 사람들이 쾌적한 실내 환경을 요구하게 되어 냉동/공조기에 대한 수요가 급격하게 증가했고 특히 여름철에는 건물의 냉방용으로 대규모 터보 냉동기가 많이 쓰이고 있다. 일반적으로 건물 공조를 위한 칠러에 주로 사용되는 만액식 증발기에는 낮은 핀관과 같은 열전달 촉진관이 광범위하게 사용되고 있으며⁽³⁾ 따라서 전조 가공 등을 통해 열전달 면적을 넓힌 낮은 핀관에 대한 연구가 꾸준히 진행되고 있다. Rubin et al.⁽⁴⁾은 유체에 따라 최적의 핀 밀도가 달라진다는 사실을 밝혀냈고 이후로 냉매에 따른 최적의 핀 밀도를 찾아내는 연구가 진행되었다. Song et al.⁽⁵⁾은 다양한 밀도의 낮은 핀관에 대해 순수 냉매와 혼합냉매의 풀 비등 열전달계수를 측정하는 연구를 수행하여 최적의 핀 밀도가 존재함을 실험을 통해 증명하였다. 그 이후에 수행된 연구에서는 최적의 핀 밀도로 드러난 26 fpi 낮은 핀관을 사용하여 다양한 냉매의 풀 비등 실험이 수행되었다. Jung et al.⁽⁶⁾은 26 fpi 낮은 핀관을 이용해 R22, R134a, R125, R32 등의 일반 냉매와 가연성 냉매인 탄화수소계 냉매의 풀 비등 열전달계수를 측정하였다.

또한 원심식 터보 냉동기의 만액식 증발기에는 저압냉매인 CFC11이 비교적 광범위하게 사용되었으나 오존층 파괴 물질로 판명됨에 따라 현재는 대체 냉매 R123과 R134a가 사용되고 있다. 하지만 R123은 오존층 파괴를 일으키는 HCFC이므로 장기적인

대체냉매가 될 수 없고 또한 R134a의 경우 오존층 붕괴는 일으키지 않으나 작동 압력이 R11이나 R123에 비해 매우 높아서 시스템을 작게 만들 수 있는 장점이 있으나 기존 장비와 제조 공정을 모두 바꾸어야 하고 에너지 효율도 R123에 비해 약간 낮으며 직간접 지구 온난화 효과가 상대적으로 높다는 단점을 가지고 있다. 이런 이유로 작동 압력이 R123과 비슷하면서 지구온난화지수(GWP)도 낮고 에너지 효율도 높은 환경 친화적인 냉매를 사용하는 터보 냉동기 시스템 개발이 필요하다.

최근 미국의 냉매 제조업체에서 저압용 냉매로 R245fa를 개발한 이래 이 냉매에 대해 꾸준한 연구가 이루어져 오고 있다. R245fa는 R134a와 비교할 때 오존층 파괴지수(ODP)는 0으로 같지만 지구온난화지수는 약 30% 정도 낮으며 대기 중 수명도 약 50% 정도 짧아서 환경적인 측면에서 R123과 R134a의 대체 냉매로 유력하다. 이러한 우수성으로 인해 미국과 일본에서는 R245fa를 이용한 제품이 개발되고 있다. 그러나 신냉매 적용 기술의 경우 국내는 외국 선진국에 비해 기술적인 부분이 미흡하고 또 냉동기와 관련된 공개적인 실험 데이터 역시 부족한 형편이다.

R245fa에 관한 연구는 1995년부터 꾸준히 이어져 오고 있다. Johnson⁽⁷⁾은 발포제의 대체물질로 R245fa를 제시하면서 이 냉매가 에너지 절약 차원에서 효과가 있음을 밝혔다. 또한 원심식 칠러의 R11이나 R123을 대체하기 위한 R245fa의 열안정성에 대한 연구도 진행되었다.⁽⁸⁾ 그러나 증발기 설계를 위한 풀 비등 열전달의 경우 R245fa에 대해서는 아직 체계적으로 열전달계수에 대한 연구가 이루어지지 않아 신뢰성 있는 풀 비등 열전달계수가 거의 없는 실정이다.

이에 본 연구에서는 평활관과 26 fpi 낮은 핀관을 이용하여 R22, R123, R134a, 그리고 R123의 대체냉매의 일종인 R245fa에 대한 풀 비등 실험을 통해 R245fa가 R123의 대체냉매로서의 열전달 특성을 고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치 및 실험과정

Fig. 1은 상온에서 다양한 증기압을 갖는 냉매들의 풀 비등 열전달계수를 안전하게 측정할 수 있는

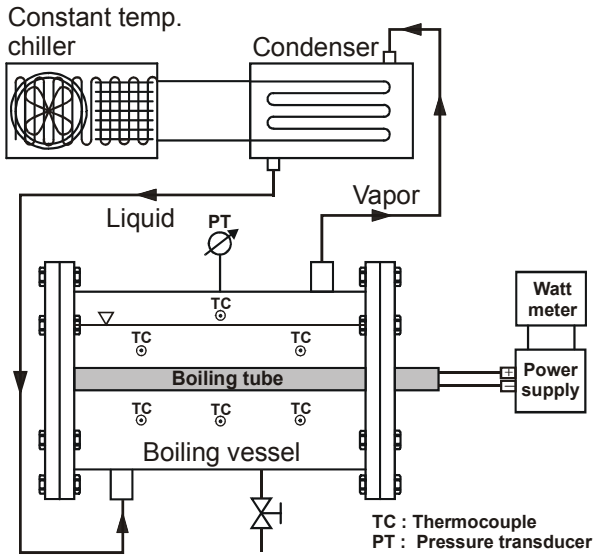


Fig. 1 Schematic diagram of the pool boiling test facility.

실험장치의 개략도를 나타낸 것이고 Fig. 2는 비등이 일어나는 열전달 시험부이다.

실험 장치는 크게 냉매순환부와 응축기로 나뉜다. 비등 장치는 직경 127 mm, 길이 230 mm의 스테인리스 스틸 파이프 및 플랜지를 사용하여 밀폐형으로 제작하였다. 비등이 발생하는 장치 내의 온도를 정확하게 측정하기 위해 9개의 열전대를 설치하였다. 이 중 8개는 장치 안에 균일하게 설치하여서 액체 냉매의 온도를 정확하게 측정하였고, 나머지 하나는 장치의 윗부분에 설치하여 증기 냉매의 온도를 측정하였다. 또한 냉매의 과냉 여부를 확인하기 위해 압력을 정확하게 측정할 수 있는 압력 변환계를 설

치하였다. 응축기는 내부에 설치된 열교환기로 증발된 냉매증기를 액체로 만든 뒤 중력에 의해 다시 비등 실험장치로 순환되도록 하였다. 본 연구에서 사용한 실험 장치는 Jung et al.⁽⁶⁾이 사용한 것과 동일하므로 본 논문에서는 실험 장치에 대해서 간단하게 설명하였으며 관심이 있는 독자는 Jung et al.⁽⁶⁾의 논문을 참고 하기 바란다.

본 연구에서는 열유속 및 각종 실험조건의 정확한 조절을 위해 카트리지 히터를 사용한 전기적인 열원을 이용하였다. 증발관의 표면에 직접 열전대를 부착할 수 없기 때문에 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 두 개의 동관을 용접하여 열전대를 삽입할 수 있도록 증발관을 제작하였다. 액체 냉매와 접촉하여 비등이 발생하는 표면의 길이는 152 mm이고 증발관의 양 끝에는 외부와의 열전달을 차단하기 위해 열전도도가 매우 낮은 MC 나일론(Monomer Cast Nylon, MCN)으로 부싱을 만들어 맞추었다. Table 1은 본 연구에서 사용한 평관과 26 fpi 낮은 핀관의 제원을 나타낸 것이다.

Table 1 Specification of testing tubes

Tube	Plain	26 fpi
Do(mm)	19.05	18.77
Di(mm)	16.30	15.00
Fins/inch	-	26
Fin height(mm)	-	1.21
Gap(or pore) size(mm)	-	0.58

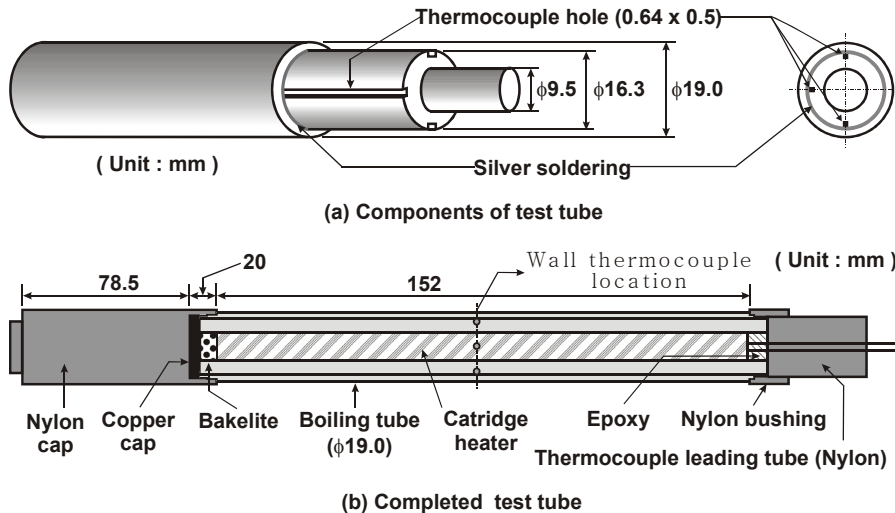


Fig. 2 Cartridge tube specifications.

2.2 실험방법

비등 실험에서 무엇보다 중요한 것은 비등 장치의 밀폐성 확보와 증발온도 유지이다. 본 실험에서는 냉매와 질소로 비등 장치를 20기압까지 충전한 뒤에 할로젠 디텍터로 가스의 누출을 확인하였다. 누설 부위가 없음이 확인되면 진공펌프를 약 두 시간 동안 구동하여 비등 장치 내부의 압력이 충분히 진공에 가까운지 확인한 뒤 실험할 냉매를 충전하였다. 충전이 다 된 후 0.1℃ 제어가 가능한 칠러를 사용하여 냉매가 풀 안에서 7℃로 유지되게 하고, 카트리지 히터를 조절하여 열유속 80 kW/m²에서 한 시간 이상 가열하여 관 표면의 가스와 불순물을 충분히 제거 시킨 후, 열유속 80 kW/m²에서부터 실험을 수행하였다. 정상상태에서 풀 비등 열전달계수를 측정 한 다음 열유속을 10 kW/m²씩 감소시키면서 10 kW/m²까지 열전달계수를 측정하였다.

실험이 끝난 후 사용한 냉매를 빈 용기에 회수하고 증발관과 비등 장치를 분해해 아세톤을 이용해 불순물을 깨끗이 닦아 내고 다시 결합하여 다른 냉매를 충전해 실험하였다. 특히 비등 열전달계수가 표면 불결 효과에 의해 크게 영향을 받으므로 증발관 표면을 균일하게 유지하여 실험하는 것이 그 무엇보다 중요하다. 이에 본 실험에서는 냉매를 교체할 때 마다 증발관 표면을 아세톤으로 세척하여 항상 깨끗한 표면을 유지하였다.

2.3 실험데이터의 처리

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

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

여기서 h , A , Q , T_w , T_{sat} 는 각각 국부 열전달계수 (W/m²K), 열전달 면적(m²), 카트리지 히터에 공급된 열량(W), 증발관 표면온도(℃), 그리고 냉매의 포화온도(℃)이다. 실제 열전달 관 외벽온도 T_w 는 열전대 삽입구멍으로부터 1 mm 정도 떨어져 있으므로 식(2)와 같은 1차원 열전도 방정식으로 보정해 줄 수 있다.

$$T_w = T_{th} - \frac{Q}{2\pi L} \left[\frac{\ln(D_w/D_{th})}{k} \right] \quad (2)$$

여기서 T_w , L , D_w , D_{th} , k 는 각각 열전대로 측정된 관 내벽온도(℃), 증발관의 길이(m), 관의 직경(m), 열전대 부착점까지의 관 직경(m), 증발관의 열전도도(W/m·K)이다. 본 실험에서 사용된 열전달관의 재질은 열전도도가 높은 동관으로 열전도 방정식으로부터 구한 관 외벽온도 T_w 와 열전대 부착점의 관 내벽온도 T_{th} 의 차이가 거의 없으므로 측정된 온도를 실제 열전달 관의 외벽면온도라고 가정하였다.

본 실험에서 데이터들 불확실성은 Kline and McClinton⁽⁹⁾이 제안한 계산방법을 사용하였다. 불확실성의 원인은 대부분 정밀도 ±0.1℃인 열전대에서 비롯된 것이며 벽면과열도가 낮은 저열유속 구간에서는 ±4.3%, 벽면과열도가 큰 고열유속 구간에서는 ±2.7% 정도의 실험오차를 보여 실험이 매우 정확하게 수행되었다고 할 수 있다. 또한, 실험의 재현율은 5% 이내로 매우 우수하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 R22, R123, R134a, 그리고 R123의 대체 냉매인 R245fa를 사용하여 평활관과 26 fpi 낮은 핀관에서의 풀 비등 열전달 실험을 수행하였다. 모든 실험에서 풀 온도는 7℃로 유지하고, 열유속을 80 kW/m²에서 10 kW/m²까지 10 kW/m²씩 감소시키면서 데이터를 측정하였다. Table 2는 본 연구에서 데이터를 구한 4개의 냉매에 대해 REFPROP 8.0⁽¹⁰⁾을 이용하여 구한 물성치를 나타낸 것이고, Table 3은 평활관과 낮은 핀관에서 취한 각 냉매의 열전달계수(W/m²K)이다.

3.1 실험 데이터 비교

실험 장치 및 방법의 신뢰성을 확인하기 위해 R22로 실험을 수행하였다. Fig. 3은 본 연구에서 구한 R22 데이터와 Cooper⁽¹¹⁾와 Stephan and Abdelsalam⁽¹²⁾의 상관식을 비교한 결과를 나타낸 것이다. Cooper⁽¹¹⁾의 상관식은 실험 데이터보다 평균 4.1% 정도 높게 예측하였고, Stephan and Abdelsalam⁽¹²⁾의 상관식은 실험 데이터를 평균 30.9% 정도 낮게 평가하였다. Stephan and Abdelsalam⁽¹²⁾의 상관식이 비교적 큰 오차를 보이는 이유는 Stephan and Abdelsalam⁽¹²⁾의 상관식은 풀비등으로서 방정식에 포함된 변수 및 물성치가 다르기 때문인 것으로 사료

Table 2 Some properties of tested refrigerants at 7°C

Refrigerant	P_{sat} (kPa)	P_r	T_r	k_f	k_g	μ_f	μ_g	σ (N/m)
				(W/m · K)		$\times 10^{-6}$ (Pa · s)		
R22	622	0.1245	0.7586	0.0916	0.00989	200.1	11.67	0.01066
R134a	375	0.0923	0.7486	0.0889	0.01213	243.9	10.99	0.01056
R245fa	72	0.0198	0.6558	0.0937	0.01173	518.2	9.66	0.01635
R123	45	0.0122	0.6132	0.0816	0.00814	517.4	10.10	0.01733

Table 3 Measured heat transfer coefficients of various refrigerants

Tube	Refrigerant	Heat flux(kW/m ²)							
		10	20	30	40	50	60	70	80
Plain tube	R22	3267	4952	6216	7373	8400	9473	10433	11353
	R134a	2430	3762	4905	5897	6885	7786	8679	9507
	R245fa	841	1559	2268	2910	3531	4085	4593	5082
	R123	631	1193	1707	2232	2737	3238	3727	4208
26fpi low fin tube	R22	4434	6513	8130	9484	10609	11649	12514	13274
	R134a	3991	5770	6953	7990	8928	9857	10761	11567
	R245fa	2263	3927	5507	6884	8202	9419	10603	11691
	R123	1501	2521	3623	4670	5655	6598	7610	8532

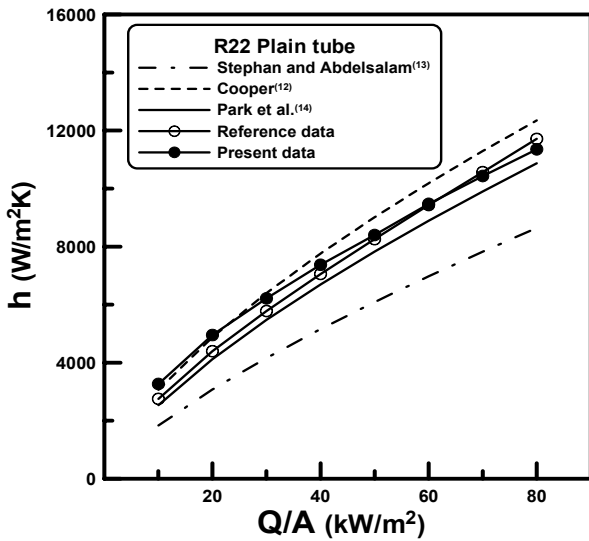


Fig. 3 Comparison of R22 data with Stephan and Abdelsalam,⁽¹²⁾ Cooper,⁽¹¹⁾ Park et al.⁽¹³⁾'s correlations.

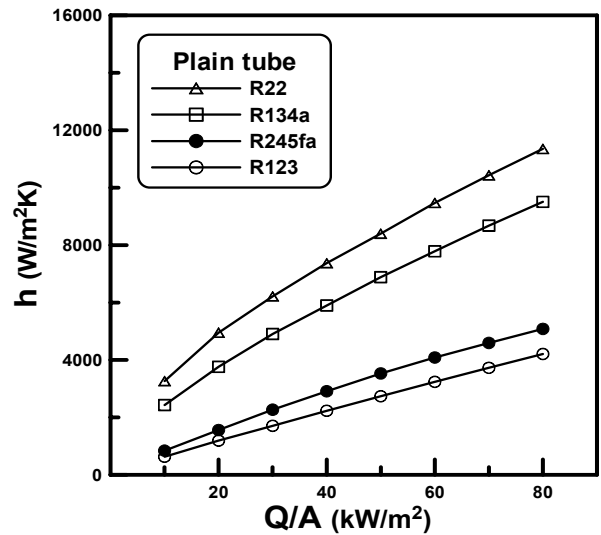


Fig. 4 HTC's of tested refrigerants on plain tube at pool temperature of 7°C.

된다. 본 연구실에서는 지난 10년 동안 평활관에서 다양한 냉매의 풀 비등 열전달계수를 측정하는 실험을 꾸준히 진행하여 왔고 그 결과 Park et al.⁽¹³⁾은 일반 불화탄소 계열 냉매와 탄화수소계 냉매의 풀 비등 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식을 개발하였다. Park et al.⁽¹³⁾의 상관식은 본 실험에서 취한

R22 데이터를 평균 10.3% 정도 낮게 예측하였으나 이 오차는 Park et al.⁽¹³⁾ 상관식의 오차 범위 안에 드는 것이다. 또한 실험데이터는 본 연구실에서 수행한 과거의 Jung et al.⁽⁶⁾의 R22실험 데이터와 비교했을 때 5% 이내에서 일치하였다. 이와 같은 비교를 통해 실험 장치 및 방법의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

3.2 평활관에서의 열전달계수 비교

Fig. 4는 평활관에서 열유속에 따른 순수냉매들의 풀 비등 열전달계수를 나타낸 것이다.

순수 냉매의 열전달계수는 일반적으로 증기압이 높은 냉매일수록 증가하는 경향을 보였다. 저압냉매인 R123과 그 대체냉매인 R245fa의 풀 비등 열전달계수를 비교해 보면 R245fa가 R123에 비해 열유속 전 영역에서 평균 28.3% 정도 높게 나타났다.

Fig. 5는 본 연구실에서 다양한 냉매들의 데이터를 기초로 하여 개발된 풀 비등 열전달계수 예측식인 Park et al.⁽¹³⁾의 상관식과 실험 결과를 비교한 것이다. Park et al.⁽¹³⁾의 상관식은 신냉매인 R245fa를 포함한 네 종류 냉매의 실험 결과를 절대 평균 오차 9.2% 이내에서 잘 예측하고 있다.

3.3 26 fpi 낮은 핀관에서의 열전달계수 비교

Fig. 6은 26 fpi 낮은 핀관에서 열유속 변화에 따른 순수냉매들의 열전달계수를 나타낸 것이다. 26 fpi 낮은 핀관에서도 평활관과 같이 높은 증기압 순서대로 열전달계수가 증가하는 것을 알 수 있다. R123의 대체냉매인 R245fa와의 열전달계수를 비교해 보면 R245fa가 실험을 수행한 열유속 전 범위에서 평균 46.3% 정도 높게 나타났다. 이것은 낮은 핀관을 사용하면 액체 냉매와의 접촉 면적이 증가해 증발효과를 상승시키며 동시에 냉매가 비등할 때에

핀과 핀 사이가 마치 기포의 안내 길과 같은 역할을 하고 그 결과 기포를 강제로 이동시키면서 지나가는 듯한 현상-‘sweeping 현상’-이 생겨 열전달계수가 크게 증가 한다고 사료된다.⁽¹⁴⁾

Fig. 7은 평활관에 대한 낮은 핀관의 비등 열전달계수 촉진비를 열유속의 함수로 나타낸 것이다. 저압냉매인 R123과 R245fa가 중압 냉매인 R22나 R134a에 비해 열전달계수 촉진비가 높음을 알 수 있다. 이는 저압 냉매에서 비등이 일어날 때, 핵 비등보다는 증발 대류현상에 의한 열전달이 지배적이기 때문이

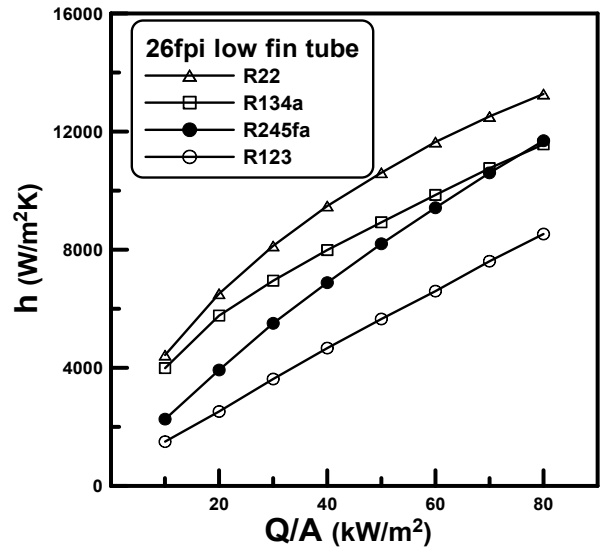


Fig. 6 HTC's of tested refrigerants on 26 fpi low fin tube at pool temperature of 7°C.

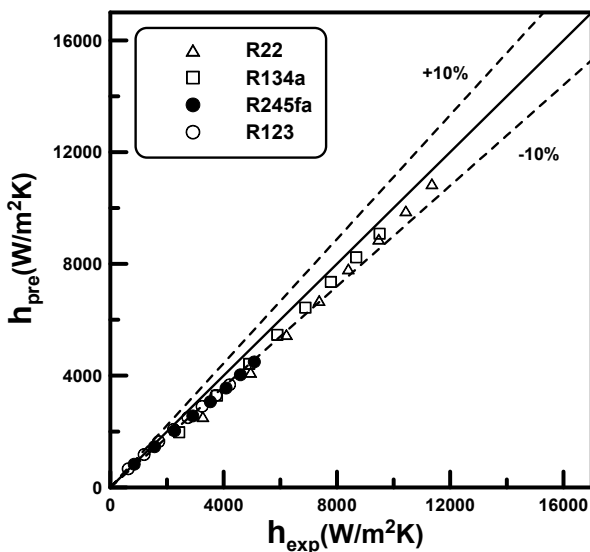


Fig. 5 Comparison of pure fluids data with Park et al.⁽¹³⁾'s correlation.

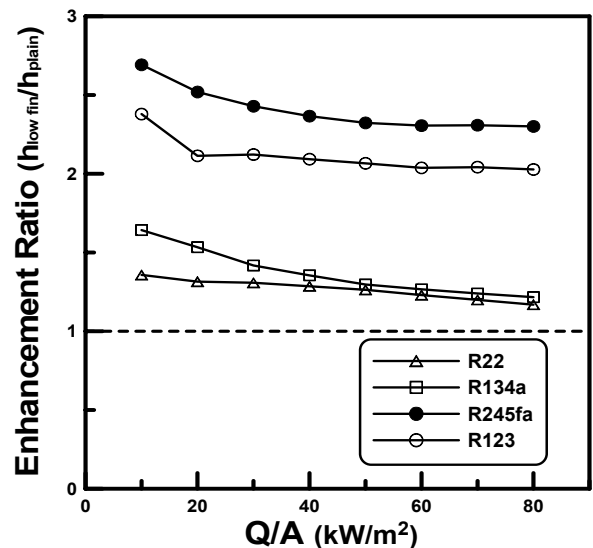


Fig. 7 Heat transfer enhancement ratio of tested refrigerants.

다. 따라서 앞에서 언급한 핀과 핀 사이의 'sweeping 효과'가 저압냉매에서 더 크게 나타나게 된다. 그러므로 저압 냉매를 낮은 핀관에 적용하면 핀과 핀 사이에서 기포의 움직임이 상대적으로 더 빨라지게 되고 이로 인해 주변의 액체 냉매가 활발히 교체되어 비등 열전달계수가 급격히 향상된다.⁽⁵⁾

또한 Fig. 7에서 알 수 있듯이 낮은 핀관을 이용할 때 R123보다 R245fa의 열전달 촉진 효과가 더 큼을 알 수 있다. 따라서 열전달계수 향상 측면에서 R245fa는 R123을 대체 할 수 있는 것으로 생각되며, 또한 낮은 핀관에서의 열전달 촉진 효과 역시 R123보다 더 클 것으로 예상된다. 또한 R245fa는 R123과 비슷한 압력을 가지므로 시스템의 수정이 적을 것으로 사료된다. 결론적으로 환경적 측면과 열전달 측면에서 살펴볼 때 R245fa는 R123의 대체냉매로 적절할 것으로 예상되나 설비 수정 측면으로는 연구가 더 필요할 것으로 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 비등 온도 7°C에서 순수냉매 R22, R123, R134a 그리고 R245fa 냉매에 대해 카트리지가열 방법으로 열유속 10~80 kW/m² 범위에서 평활관과 26 fpi 낮은 핀관의 풀 비등 실험을 수행하였고 실험을 통해 얻은 데이터를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 평활관과 낮은 핀관 둘 다 모든 냉매에서 냉매의 증기압이 높은 냉매일수록 열전달계수가 증가하는 일반적인 경향을 나타내었다.

(2) R123의 대체냉매로 제시된 R245fa의 풀 비등 열전달계수는 평활관과 26 fpi 낮은 핀관에서 각각 평균 28.3%, 46.3% 정도 높게 나타났다.

(3) 평활관에서 모든 냉매의 실험 결과는 선행 연구에서 개발된 Park et al.⁽¹³⁾의 상관식과 비교했을 때 절대 평균 오차 9.2% 이내에서 일치하였다.

(4) 낮은 핀관을 사용할 때 열전달 촉진비는 중압 냉매인 R22와 R134a보다 저압냉매인 R123과 R245fa에서 더 큰 것으로 나타났는데 이는 증기압이 낮은 냉매가 증기압이 큰 냉매보다 'sweeping 효과'가 더 크기 때문이다.

(5) 평활관의 풀 비등 열전달 측면에서 R245fa는 R123을 대체 가능하다고 사료되며 또한 낮은 핀관에서도 열전달 촉진 효과가 R123보다 더 클 것으로 예상된다.

후 기

본 연구는 한국연구재단의 중견 연구자 지원 사업 (No. 2010-0007233)을 통한 교육과학기술부의 연구비 지원에 의해 이루어졌습니다.

참고문헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, Stratospheric sink for chlorofluoromethanes : chlorine atom catalyzed destruction of ozones, Nature, Vol. 249, pp. 810-812.
2. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, 1989, Final Act, United Nations Environment Programme.
3. Webb, R. L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley and Sons Inc., New York, pp. 311-372.
4. Rubin, I. R., Roizen, L. I., Dul'kin, I. N. and Yudina, L. A., 1979, Heat transfer in the boiling of a liquid on horizontal pipes with annular fins, High Temperature, Vol. 17, No. 3, pp. 475-480.
5. Song, K. H., Lee, J. K., Jung, D. S. and Kim, C. B., 1998, Pool boiling heat transfer coefficients of alternative refrigerants on low fin tube, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 4, pp. 411-422.
6. Jung, D. S., Kim, Y. G., Ko, Y. H. and Song, K. H., 2003, Nucleate boiling heat transfer coefficients of pure halogenated refrigerants, Int. J. of Refrigeration, Vol. 26, pp. 240-248.
7. Johnson, R. W., 2004, The effect of blowing agent choice on energy use and global warming impact of a refrigerator, Int. J. of Refrigeration, Vol. 27, pp. 794-799.
8. Angelino, G. and Invernizzi, C. C., 2003, Experimental investigation on the thermal stability of some new zero ODP refrigerants, Int. J. of Refrigeration, Vol. 26, pp. 51-58.
9. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, Mechanical Engineer, Vol. 75, pp. 3-8.

10. Lemmon, E. W., Huber, M. L. and McLinden, M. O., 2007, NIST Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties, REFPROP OP version 8.0.
11. Cooper, M. G., 1982, Correlations for nucleate boiling—formulation using reduced properties, *Physico Chemical Hydrodynamics*, Vol. 3, No. 2, pp. 89–111.
12. Stephan, K. and Abdelsalam, M., 1980, Heat transfer correlations for natural convection boiling, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 73–87.
13. Park, K. J., Baek, I. C. and Jung, D. S., 2006, Development of pool boiling heat transfer correlation for hydrocarbon refrigerants, *Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 18, No. 3, pp. 247–253.
14. Marto, P. J., Wanniarachchi, A. S. and Pulido, R. J., 1985, Augmenting the nucleate pool boiling characteristics of Gewa-T finned tubes in R-113, *Augmentation of heat transfer in energy systems*, Vol. HTD52, pp. 67–73.