

열전달 촉진관에서 탄화수소계 냉매의 풀비등 열전달계수

박 기 정, 정 동 수*

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과

Pool Boiling Heat Transfer Coefficients of Hydrocarbon Refrigerants on Various Enhanced Tubes

Ki-Jung Park, Dongsoo Jung*

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

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

(Received March 29, 2006; revision received November 8, 2006)

ABSTRACT: In this work, pool boiling heat transfer coefficients (HTCs) of five hydrocarbon refrigerants of propylene, propane, isobutane, butane and dimethylether (DME) were measured at the liquid temperature of 7°C on a 26 fpi low fin tube, Turbo-B, and Thermoexcel-E tubes. All data were taken from 80 to 10 kW/m² in the decreasing order of heat flux. The data of hydrocarbon refrigerants showed a typical trend that nucleate boiling HTCs obtained on enhanced tubes also increase with the vapor pressure. Fluids with lower reduced pressure such as DME, isobutane, and butane took more advantage of the heat transfer enhancement mechanism of enhanced tubes than those enhancement ratios of 2.3~9.4 among the tubes tested due to its sub-channels and re-entrant cavities.

Key words: Pool boiling(풀비등), Heat transfer coefficient(열전달계수), Hydrocarbon refrigerant(탄화수소계 냉매), Enhanced tube(촉진관), Enhancement ratio(촉진비)

기 호 설 명

하첨자

- A : 관표면적 [m²]
- D : 직경 [m]
- h : 열전달계수 [W/m²K]
- k : 열전도도 [W/mK]
- L : 튜브길이 [m]
- Q : 열량 [W]
- T : 온도 [K 혹은 °C]

- sat : 포화상태
- th : 열전대
- w : 열전달 표면

1. 서 론

CFC로 널리 알려진 염화불화탄소(chlorofluoro carbons)들은 열역학적, 화학적 성질이 우수하고 안정성이 높기 때문에 지난 반세기 동안 냉동공조 분야를 비롯해서 전자제품세정, 단열재 합성, 에어로솔 등 우리의 일상생활과 밀접한 관계를 맺고 있는 여러 분야에서 독점적으로 사용되어 왔다. 그러나 1970년대 중반에 CFC들이 대기권에

† Corresponding author

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

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

서 분해되지 않은 채 오랜 기간 체류하여 지구의 오존층을 붕괴한다는 사실이 알려지자 1987년에 미국을 포함한 23개 선진국은 지구의 보호막인 성층권의 오존층을 붕괴시키는 염화불화탄소들의 생산, 무역, 사용을 규제하기 위한 몬트리올의정서에 조인을 했다.^(1,2) 그후로부터 지난 10년간 미국을 비롯한 여러 선진국들은 CFC들을 대체하기 위한 새로운 물질들을 개발해 왔다. 앞으로 CFC의 유망한 대체냉매라고 할 수 있는 탄화수소계 냉매들은 오존층 파괴지수가 0이고 지구온난화 지수가 3 이하로 매우 낮으므로 환경친화적이다. 또한 열역학적 성질 및 수송 계수들을 비교해 보면 탄화수소계 냉매들은 HFC 및 HCFC계 냉매에 비해 잠열이 크고 증기밀도 및 액체의 점성이 현저히 낮아서 우수한 열역학 및 열전달 성능을 제공한다.⁽³⁾

그러나 과거 10여년 동안 탄화수소계 냉매는 안전성 문제로 인해 일반적인 냉동/공조기에서의 사용이 금지되어 왔다. 탄화수소를 냉매로 사용하는데 가장 큰 문제점은 가연성이지만 기존의 공조/냉동기들의 대부분이 밀폐식 압축기를 채용하고 있으므로 누출 가능성이 적고 또한 가연성에 대비한 설계를 한다면 위험성을 감소시킬 수 있을 것으로 판단된다. 현재 유럽에서는 Isobutane을 냉장고에 적용하여 판매하고 있으며, 일본, 한국, 인도, 중국 등도 이런 추세를 따라가고 있다. 또한 유럽에서는 가정용 에어컨이나 히트펌프, 그리고 자판기에 Propane과 Propylene을 적용한 제품이 널리 홍보되고 판매되고 있다.⁽³⁻⁵⁾ Jung et al.⁽⁶⁾은 DME는 우수한 열역학적 성능을 보여주고 있는 CFC12의 대체냉매로 유용함을 보여주었다. DME 역시 가연성이 있지만 열역학적 성질이 좋고 성

능도 우수한 것으로 알려져 있다.

일반적인 왕복동식 냉동/공조기에서 만액식 증발기에는 낮은 핀관, Turbo-B, Thermoexcel-E 등의 축진관이 널리 사용되고 있다.⁽⁷⁾ 전조가공 등을 통해 열전달면적을 넓힌 낮은 핀관에 대한 초기 연구는 미시간 대학의 Katz와 그 동료들에 의해 폭넓게 수행되었다. 또한 Benjamin and Westwater⁽⁸⁾가 처음으로 재출입 동공(re-entrant cavity)을 제안한 이후로 축진관에 대한 연구도 꾸준히 진행되어 왔다. 1985년 Wolverine Tube사는 냉매의 비등에 대해 최적의 채널 형상과 밀도를 갖춘 Turbo-B를 발표했고, 1977년 Fujie et al.⁽⁹⁾은 히다지의 Thermoexcel-C 튜브를 변형시킨 Thermoexcel-E 튜브를 발표했다. 그후 Webb and Pais,⁽¹⁰⁾ Tatara and Payvar,⁽¹¹⁾ 그리고 Park et al.⁽¹²⁾ 등 많은 연구자는 Turbo-B와 Thermoexcel-E, 그리고 그와 유사한 형태의 관에 대해 여러 할로카본 계열 냉매를 가지고 풀비등 실험을 수행하였다. Fig. 1은 각 축진관의 표면형상을 보여준다.

이러한 연구들로 인해 축진관에서의 성능 향상과 안전성에 대한 이해가 점진적으로 이루어졌지만, 실험을 수행한 냉매들이 주로 할로카본 계열 냉매이고 Thermoexcel-E 튜브에 대한 실험 데이터가 매우 부족한 실정이다. 또한 전 세계적으로 자연냉매에 대한 관심이 증가하고 있는 추세임에도 불구하고, 신뢰성 있는 데이터는 부족한 실정이며, 특히 풀비등의 경우는 아직 체계적으로 열전달계수를 측정하지 않았다. 따라서 냉동산업에서는 증발기 설계를 위해 이러한 데이터들이 필요할 것이다.

이에 본 연구에서는 26 fpi 낮은 핀관, 그리고

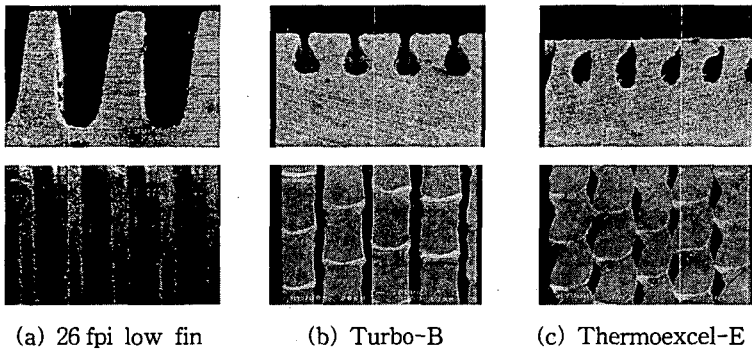


Fig. 1 Side and top views of 26 fpi low fin and enhanced tubes (50 times magnified).

Turbo-B, Thermoexcel-E 촉진관을 사용하여 순수 탄화수소계 냉매인 Propylene, Propane, Isobutane, Butane과 DME에 대한 실험을 수행하여 풀비등 열전달계수를 측정하여 산업계가 필요로 하는 증발기 설계 기초자료로 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치 및 실험과정

Fig. 2는 상온에서 다양한 증기압을 갖는 냉매들의 풀비등 열전달계수를 안전하게 측정할 수 있는 실험장치의 개략도를, 그리고, Fig. 3은 비등이 일어나는 열전달 튜브를 나타낸다. 실험장치는 크게 냉매순환부와 열원부로 나뉘어진다. 냉매순환부는 열전달 튜브가 담겨 있는 비등용기와 응축기로 구성된다. 비등용기는 직경 127 mm, 길이 230 mm의 스테인리스 스틸 파이프 및 플랜지를

사용하여 밀폐형으로 제작했으며, 냉매충전시 액면의 위치를 확인하기 위해서 고압용 유리로 된 가시창을 설치하였다. 비등이 발생하는 용기 내의 온도 및 압력을 정확하게 측정하기 위해 9개의 열전대와 압력 게이지, 그리고 압력 변환계를 설치하였다. 응축기는 내부에 설치된 열교환기로 증발된 냉매증기를 액체로 만든 뒤 증력에 의해 다시 비등용기로 순환되도록 설치하였다.

본 실험에서는 열유속 및 각종 실험조건을 정확한 조절을 위해 카트리지 히터를 사용한 전기적인 열원을 이용하여 실험을 수행하였다. 모든 실험에서 풀 온도는 7°C로 고정하였고, 데이터는 열유속을 80 kW/m²에서 10 kW/m²씩 낮추어 가며 측정하였다. 실험장치와 실험과정에 대한 자세한 내용은 Jung et al.⁽¹³⁾의 연구에 나타나 있다.

2.2 실험데이터의 처리

열전대가 설치된 열전달 튜브의 국부 열전달계수는 식(1)에 의해 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), 열전달면적(m²), 2차 유체인 물이 냉매로 전달한 열량(W), 증발관 표면온도, 그리고 냉매의 포화온도이다. 실제 열전달 튜브의 표면온도 T_w 는 열전대 삽입구멍으로부터 1 mm 정도 떨어져 있으므로 식(2)와 같은 1차원 열전도방정식으로 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_{th} , L , D_w , D_{th} , k 는 각각 열전대로 측

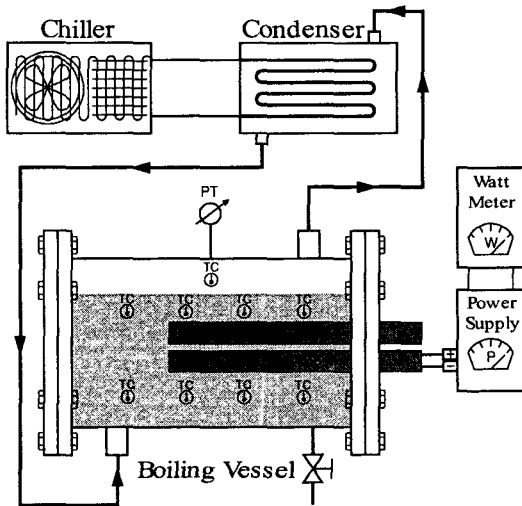


Fig. 2 Schematic diagram of the pool boiling test facility.

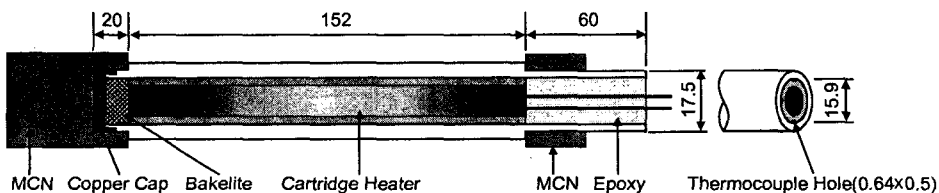


Fig. 3 Cartridge tube specifications (Unit: mm).

정한 온도(°C), 열전달 관의 길이(m), 관의 직경(m), 열전대까지의 직경(m), 증발관의 열전도도(W/m·K)이다. 본 실험에서 사용된 열전달 튜브의 재질은 열전도도가 높은 구리로 열전도 방정식으로부터 구한 T_w 와 열전대로부터 측정된 T_{th} 의 차이가 거의 없고, 그 값은 열전달계수를 결정하는데 큰 영향을 주지 않으므로 열전대에서 측정된 온도를 실제 열전달 튜브의 벽면온도라고 가정하였다.

본 실험에서 발생하는 실험오차를 계산하기 위해서 Kline and McClintock⁽¹⁴⁾이 제안한 방법을 사용하였다. 오차의 원인은 대부분 정밀도 ± 0.1 °C인 열전대에서 비롯된 것이다. 이러한 오차는 낮은 핀관과 축진관으로 갈수록 점차 증가하여 Thermoexcel-E 튜브의 경우 고열유속 구간에서는 약 $\pm 3.9\%$ 정도의 오차를 보였으나, 저열유속 구간에서는 $\pm 17.3\%$ 의 오차를 나타내었다. 이러한 경향은 축진관의 경우 저열유속 구간에서는 식(1)에 나타나 있는 벽면과열도, $(T_w - T_{sat})$ 가 매우 작아 열전대의 정밀도인 ± 0.1 °C와 비슷한 값을 가지기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 실험의 재현율은 5% 이내로 매우 우수하였다.

3. 실험결과 및 고찰

Figs. 4~6은 26 fpi 낮은 핀관과 Turbo-B, Ther-

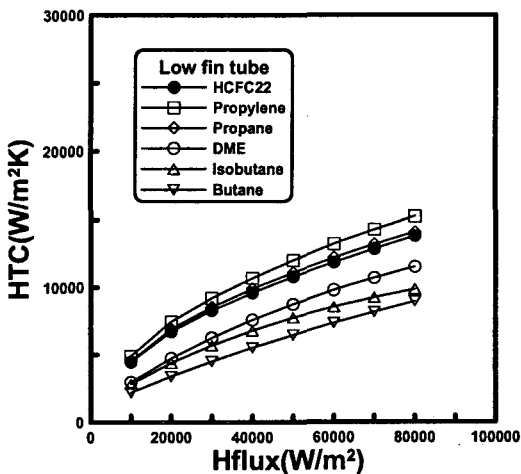


Fig. 4 Nucleate boiling HTCs of hydrocarbon refrigerants on a low fin tube at liquid temperature of 7°C.

moexcel-E 축진관에서 열유속에 따른 각 냉매의 열전달계수를 나타낸다. HCFC22 냉매의 열전달계수는 Park et al.⁽¹²⁾이 수행한 실험 데이터를 기준냉매로 정하여 Figs. 4~6에 포함시켰다. Table 1은 각 관에 대한 각 냉매의 열전달계수를 나타내었다. 또한, Table 2는 본 연구에서 수행된 5개의 냉매의 물성치를 REFPROP 6.0⁽¹⁵⁾에 의해 구한 값을 나타낸다.

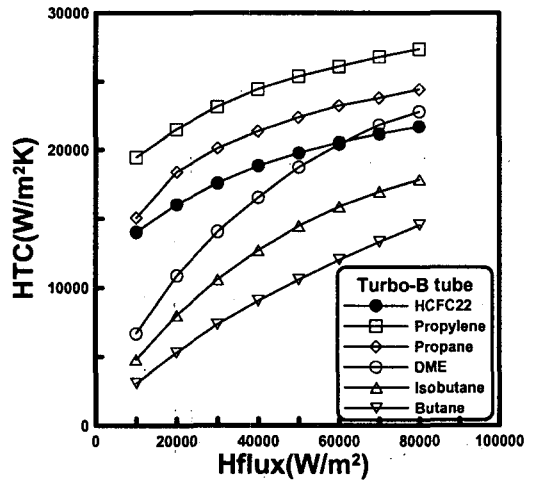


Fig. 5 Nucleate boiling HTCs of hydrocarbon refrigerants on a Turbo-B tube at liquid temperature of 7°C.

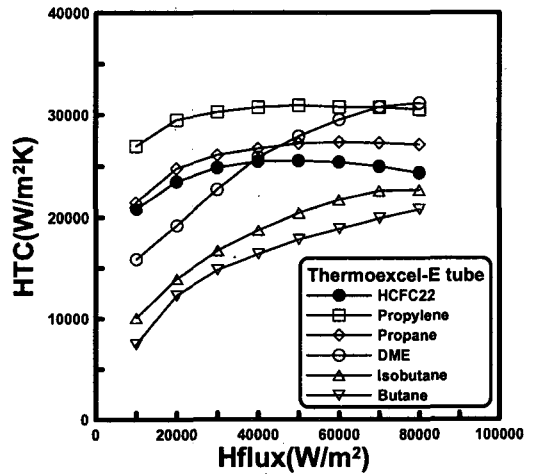


Fig. 6 Nucleate boiling HTCs of hydrocarbon refrigerants on a Thermoexcel-E tube at liquid temperature of 7°C.

Table 1 Measured heat transfer coefficients of various hydrocarbon refrigerants

Tube	Refrigerant	Heat flux (kW/m ²)							
		10	20	30	40	50	60	70	80
Low fin	HCFC22	4479	6724	8310	9624	10798	11866	12859	13803
	Propylene	4913	7449	9220	10700	12024	13219	14282	15288
	Propane	4552	6894	8544	9917	11104	12223	13182	14095
	DME	2988	4747	6266	7597	8772	9804	10704	11535
	Isobutane	2851	4406	5696	6795	7763	8563	9263	9873
	Butane	2204	3410	4518	5542	6471	7357	8180	8989
Turbo-B	HCFC22	15036	16053	17595	18851	19775	20562	21175	21713
	Propylene	19474	21521	23175	24462	25389	26105	26813	27382
	Propane	15065	18406	20127	21368	22391	23253	23816	24432
	DME	6683	10884	14080	16568	18747	20427	21840	22819
	Isobutane	4797	8010	10603	12733	14481	15899	16992	17852
	Butane	3067	5305	7343	9066	10592	12042	13348	14556
Thermoexcel-E	HCFC22	20838	23546	24881	25474	25535	25405	25001	24390
	Propylene	26967	29505	30292	30741	30931	30764	30750	30528
	Propane	21523	24787	26067	26704	27201	27345	27260	27088
	DME	15892	19234	22791	25871	27888	29522	30773	31164
	Isobutane	10059	13935	16747	18752	20458	21765	22650	22732
	Butane	7448	12310	14820	16406	17811	18881	19935	20805

Table 2 Some properties of tested refrigerants at 7°C

Refrigerant	P_{sat} (kPa)	P_r	T_r	h_{fg} (kJ/kg)	k_f (W/m ² ·K)	k_g (W/m ² ·K)	$\mu_f \times 10^{-6}$ (Pa·s)	$\mu_g \times 10^{-6}$ (Pa·s)	σ (N/m)
HCFC22	622	0.1245	0.7586	199.2	0.0917	0.00991	202.2	11.82	0.01066
Propylene	718	0.1539	0.7663	366.8	0.1197	0.01553	124.0	7.286	0.00900
Propane	584	0.1375	0.7575	364.4	0.1019	0.01664	117.4	8.041	0.00923
DME	336	0.0626	0.7002	423.1	0.1512	0.01518	208.2	7.817	0.01338
Isobutane	199	0.0548	0.6869	348.8	0.1036	0.01446	184.1	7.175	0.01220
Butane	134	0.0353	0.6589	378.9	0.1140	0.01447	189.0	7.102	0.01397

일반적으로 촉진관에서 가연성 냉매의 열전달 계수는 증기압이 커짐에 따라 증가하는 경향을 가진다.⁽¹⁶⁾ 특히, 이러한 경향은 Fig. 4에 나타낸 것과 같이 낮은 핀관에서의 결과에서 명확하게 확인할 수 있다. 즉, 주어진 열유속에서 증기압이 증가함에 따라 열전달계수는 순차적으로 증가하는 경향을 보인다. 낮은 핀관의 경우 하부터널(sub-channels)과 재출입 동공(re-entrant cavities) 등을 가지고 있지 않고 단지 비등이 일어나는 표면적이 확장되는 특성만을 가지고 있다. 따라서 본 연구의 열유속 범위에서 수행한 비등 열

전달 현상은 평관의 경향과 큰 차이가 없다.⁽¹⁷⁾ 이러한 결과에서 주어진 크기의 동공이 활성화되기 위해 요구되는 벽면 과열도는 더 작아지게 되고 또한, 촉진관에서 포화압력이 증가할수록 열전달 계수가 증가하는 핵비등 이론을 확인할 수 있다.

그러나, DME의 경우 Turbo-B와 Thermoexcel-E 촉진관에서 예외적인 현상을 보인다. 낮은 열유속에서는 증기압과 관련하여 낮은 핀관에서의 결과와 같은 경향을 보인다. 그러나 Fig. 5와 Fig. 6에서 확인할 수 있듯이 열유속이 40~50 kW/m² 이상의 높은 열유속에서는 낮은 증기압을

가지는 DME의 열전달계수가 높은 증기압을 가지는 HCFC22와 Propane의 열전달계수보다 높게 나타났다. 열유속 $70\sim 80\text{ kW/m}^2$ 에서 Thermoexcel-E 축진관에서의 DME의 열전달계수는 가장 높은 증기압을 가지는 Propylene의 열전달계수와 비슷한 결과를 나타냈다.

DME가 위와 같이 특이한 결과를 보이는 첫 번째 주된 이유는 DME뿐만 아니라 낮은 증기압력을 가진 Isobutane이나 Butane에도 적용되는 환원압력 효과에 기인한다. Thome⁽¹⁸⁾은 높은 환원압력을 가지는 냉매의 경우, 비등이 촉진되는 표면에서의 상대적인 장점으로 기포가 생성되기 시작하는 동공의 크기가 핵비등에 요구되는 벽면과 열도의 감소로 인해 이미 활성화되어 있기 때문에 더 작아진다는 것을 보였다.

그러므로 Thermoexcel-E 축진관의 하부터널과 재출입 동공에 의한 열전달 향상 메카니즘은 터널 내부에 존재하는 얇은 액체 필름의 증발과 터널 외부에서 기포의 성장과 이탈에 의해서 발생하는 기포 활성화에 의한 대류인데 높은 열유속의 높은 환원압력에서는 낮은 열유속에서보다 많은 기포가 성장·이탈하게 되므로, 터널 외부에

서 터널 내부로의 액체의 유입이 어렵게 되어 기포발생에 방해될 받게 된다. 따라서 하부터널과 재출입 동공에 의한 열전달 향상 메카니즘은 효과적이지 못함을 알 수 있다. Fig. 6은 이러한 결과를 잘 보여준다. HCFC22, Propylene, Propane, 등과 같은 냉매는 $0.11\sim 0.154$ 의 환원압력을 가지고, $10\sim 40\text{ kW/m}^2$ 의 낮은 열유속에서 열전달계수는 14%까지 증가한다. 그리고 열유속이 더 증가함에 따라 열전달계수가 일정하거나 심지어 약간 감소하기도 한다. 이는 차가운 액체는 높은 열유속에서 표면에서 발생하는 기포의 결합력 때문에 표면에 효과적으로 닿지 못하기 때문이다. 그러나 DME, Isobutane, 그리고 Butane의 환원압력이 $0.035\sim 0.063$ 로 상대적으로 낮아 열전달계수가 10 kW/m^2 에서 80 kW/m^2 까지 계속해서 증가하게 된다. 이러한 결과는 낮은 환원압력을 가진 유체는 열유속이 증가함에 따른 열전달 향상 메카니즘에 유리하다는 것을 명확하게 보여준다. 이와 유사한 현상은 본 연구의 선행연구인 HFC 냉매의 결과에서도 확인할 수 있다.⁽¹²⁾

Turbo-B와 Thermoexcel-E 축진관에서 DME의 열전달계수가 빠르게 증가하는 두 번째 이유는

Table 3 Enhancement ratio of various hydrocarbon refrigerants

Tube	Refrigerant	Heat flux (kW/m^2)							
		10	20	30	40	50	60	70	80
Low fin	HCFC22	1.6	1.5	1.4	1.4	1.3	1.3	1.2	1.2
	Propylene	1.5	1.5	1.4	1.4	1.3	1.3	1.2	1.2
	Propane	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.3	1.2	1.2
	DME	1.8	1.6	1.6	1.6	1.6	1.5	1.5	1.4
	Isobutane	2.2	1.9	1.8	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4
	Butane	2.4	2.0	1.9	1.8	1.7	1.7	1.6	1.6
Turbo-B	HCFC22	5.1	3.7	3.0	2.7	2.4	2.2	2.0	1.9
	Propylene	6.1	4.3	3.6	3.1	2.8	2.6	2.3	2.1
	Propane	5.6	4.2	3.4	3.0	2.6	2.4	2.2	2.0
	DME	3.9	3.8	3.7	3.6	3.4	3.2	3.0	2.8
	Isobutane	3.6	3.5	3.4	3.3	3.1	3.0	2.8	2.6
	Butane	3.4	3.1	3.0	2.9	2.8	2.7	2.6	2.6
Thermoexcel-E	HCFC22	7.6	5.4	4.3	3.6	3.1	2.7	2.4	2.1
	Propylene	8.4	5.9	4.7	3.9	3.4	3.0	2.7	2.4
	Propane	7.9	5.6	4.4	3.7	3.2	2.8	2.5	2.2
	DME	9.4	6.6	6.0	5.6	5.1	4.6	4.2	3.8
	Isobutane	7.6	6.1	5.4	4.9	4.4	4.1	3.7	3.3
	Butane	8.1	7.2	6.1	5.3	4.7	4.3	3.9	3.7

DME의 높은 열전도도이다. 실제로, DME의 열전도도는 본 연구에서 실험한 냉매들과 비교해 48%까지 높다. 이러한 높은 열전도도는 Turbo-B와 Thermoexcel-E 촉진관의 하부터널과 재출입 동공에서 특별하게 기포발생을 증가시킬 것으로 보인다. 또한 열전달계수는 열유속이 커짐에 따라 다른 냉매와 비교해 급격하게 증가하는 것을 알 수 있다.

열전달 촉진비는 같은 열유속에서 촉진관의 열전달계수를 평관의 열전달계수로 나눈 값을 의미한다. Table 3은 각 냉매의 열전달 촉진비를 나타낸다. 실험에 사용된 모든 냉매와 촉진관에서 열전달 촉진비는 낮은 열유속에서 가장 높은 값을 갖고 열유속이 증가함에 따라 감소하는 경향을 보인다. 이것은 Turbo-B와 Thermoexcel-E 촉진관의 열전달 특성이 Fig. 1에서 보는 바와 같이, Turbo-B 촉진관은 하부터널과 공간(gap)으로 구성되어 있는 반면, Thermoexcel-E 촉진관은 하부터널과 표면 세공(surface pore)으로 구성되어 있는 기하학적인 표면 형상의 차이로 인해 열전달 촉진 메카니즘에 다소 차이를 보이지만 다양한 관의 표면 형상이 높은 열유속보다 낮은 열유속에서 기포가 생성되기 시작하는 동공을 더 활성화시킬 수 있다.⁽¹²⁾ 이것은 일반적으로 열유속이 40 kW/m^2 보다 작은 냉동기에 Turbo-B, Thermoexcel-E 촉진관을 적용하는 것이 유리함을 알 수 있다. 낮은 편관, 그리고 Turbo-B, Thermoexcel-E 촉진관의 열전달 촉진비는 각각 1.2~2.4, 2.0~6.1, 2.2~9.4이다. 낮은 열유속에서 탄화수소계 냉매의 열전달 촉진비는 선행연구에서 수행된 HFC 냉매의 결과보다 최대 40%까지 높게 나타났다. 그러나 높은 열유속에서의 열전달 촉진비는 선행연구에서 수행된 HFC 냉매의 결과와 비슷했다.⁽¹²⁾ 다시 말해, 이는 낮은 열유속에서 작동하는 냉동기에서 탄화수소계 냉매가 촉진관을 적용한 효과를 더 얻어 낼 수 있음을 암시한다. 마지막으로 하부터널과 재출입 동공에 기인하는 Thermoexcel-E 촉진관이 다른 촉진관보다 높은 열전달 촉진비를 보임을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 비등온도 7°C 에서 순수 탄화수소계 냉매인 Propylene, Propane, Isobutane, Butane

과 DME에 대해 열유속 $10\sim 80 \text{ kW/m}^2$ 의 범위에서 26 fpi 낮은 편관, 그리고 Turbo-B, Thermoexcel-E 촉진관에서의 풀비등 열전달 실험을 수행하여 열전달계수를 측정하였다. 본 실험을 통해 얻은 데이터를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

(1) 열전달 촉진관에서 탄화수소계 냉매에 대한 결과는 증기압이 증가함에 따라 풀비등 열전달계수가 증가하는 일반적인 경향을 보였다.

(2) 높은 열유속에서 DME, Isobutane, 그리고 Butane과 같이 낮은 환원압력을 가진 냉매는 Propylene이나 Propane과 같이 높은 환원압력을 가진 냉매보다 열전달 향상 메카니즘에 있어 더 유리하다.

(3) 마지막으로, 하부터널과 재출입 동공에 기인하는 Thermoexcel-E 촉진관이 다른 촉진관보다 열전달 촉진비가 2.3~9.4로 가장 높게 나타났다.

후 기

본 연구를 위해 지원해 주신 인하대학교와 인하대학교 대학원에 감사드립니다.

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. Kruse, H., 1996, The state of the art of the hydrocarbon technology in household refrigeration, *Proc. of the Int. Conferences on Ozone Protection Technologies*, Washington, DC, pp. 179-188.
4. Jung, D., Kim, C., Song, K. and Park, B., 2000, Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 23, No. 7, pp. 517-527.
5. Camporese, R., 1997, Experimental evaluation of refrigerant mixtures as substitute for CFC12 and R502, *Int. J. Refrigeration*,

- Vol. 20, No. 1, pp. 22-31.
6. Jung, D., Park, B. and Lee, H., 1999, Evaluation of supplementary/retrofit refrigerants for automobile air-conditioners charged with CFC12, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 22, No. 7, pp. 558-568.
 7. Webb, R. J., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley & Sons Inc., New York, pp. 311-372.
 8. Benjamin, J. E. and Westwater, J. W., 1961, Bubble growth in nucleate boiling of a binary mixture, *Int. Development in Heat Transfer*, ASME, New York, pp. 212-218.
 9. Fujie, K., Nakyama, H., Kuwahara, H. and Kakizaki, K., 1977, Heat transfer wall for boiling liquids, US Patent, 4,060,125, November 29.
 10. Webb, R. L. and Pais, C., 1992, Nucleate pool boiling data for five refrigerants on plain, integral-fin and enhanced tube geometries, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 8, pp. 1893-1904.
 11. Tataru, R. A. and Payvar, P., 2000, Pool boiling of pure R134a from a single Turbo-BII-HP tube, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2233-2236.
 12. Park, J. S., Kim, J. G., Jung, D. and Kim, Y. I., 2001, Pool boiling heat transfer coefficients of new refrigerants on various enhanced tubes, *Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 13, No. 8, pp. 710-719.
 13. Jung, D., Kim, Y., Ko, Y. and Song, K., 2003, Nucleate boiling heat transfer coefficients of pure halogenated refrigerants, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 26, No. 2, pp. 240-248.
 14. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mechanical Engineer*, Vol. 75, pp. 3-8.
 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. Rohsenow, W. M., Hartnett, E. N. and Ganic, E. N., 1985, *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 12-22.
 17. Park, K. J., Baek, I. C. and Jung, D., 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.
 18. Thome, J. R., 1990, *Enhanced Boiling Heat Transfer*, Hemisphere, New York, pp. 28-151.