

열전달 촉진관에서 신냉매의 풀비등 열전달계수

박진석, 김종곤, 정동수*, 김영일**

인하대학교 대학원, *인하대학교 기계공학과, **한국과학기술원 열·유동제어 연구센터

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

Jin-Seok Park, Jong-Gon Kim, Dongsoo Jung*, Youngil Kim**

Graduate School of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 405-751, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 405-751, Korea

**Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 130-650, Korea

(Received December 15, 2000; revision received Marc 23, 2001)

ABSTRACT: Pool boiling heat transfer coefficients (HTCs) of HCFC123, HFC134a, HCFC22, HFC407C, HFC410A and HFC32 were measured on a horizontal smooth tube, 26 fpi low fin tube, Turbo-B and Thermoexcel-E enhanced tubes. An experimental apparatus was designed such that all tubes heated by cartridge heaters could be installed at the same time to save the refrigerant. Data were taken in the pool of 7°C with the heat flux decreasing from 80 kW/m² to 5 kW/m². Test results showed that HTCs of pure refrigerants and those of a azeotrope were greatly influenced by reduced pressure. HTCs of HFC407C were 21~25% lower than those of HCFC22 due to mass transfer resistance. For all refrigerants, enhanced tubes with sub-surface and sub-tunnels showed the largest heat transfer enhancement. Especially the largest heat transfer enhancement was obtained for HCFC123 whose reduced pressure is the lowest among all the refrigerants tested. This indicates that either Turbo-B or Thermoexcel-E enhanced tube would be the best choice when used with a low vapor pressure refrigerant.

Key words: Pool boiling heat transfer(풀비등 열전달), Low fin tube(낮은 핀관), Enhanced tube(촉진관), Enhancement ratio(촉진비), Alternative refrigerant(대체냉매)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m²]
 D : 지름 [m]
 fpi : 인치당 핀수
 h : 열전달계수 [W/m² · K]

k : 열전도도 [W/m · K]
 L : 관 길이 [m]
 P : 압력 [kPa]
 q : 열량 [W]
 T : 온도 [K 혹은 °C]

그리스 문자

μ : 점성계수 [Pa · s]
 σ : 표면장력 [N/m]

† Corresponding author

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

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

하첨자

<i>avg</i>	: 평균값
<i>bottom</i>	: 관 아랫면
<i>exp</i>	: 실험값
<i>f</i>	: 포화액체
<i>r</i>	: 환원값
<i>sat</i>	: 포화상태
<i>side</i>	: 관 옆면
<i>th</i>	: 열전대
<i>top</i>	: 관 윗면
<i>v</i>	: 포화기체
<i>wall</i>	: 관 표면

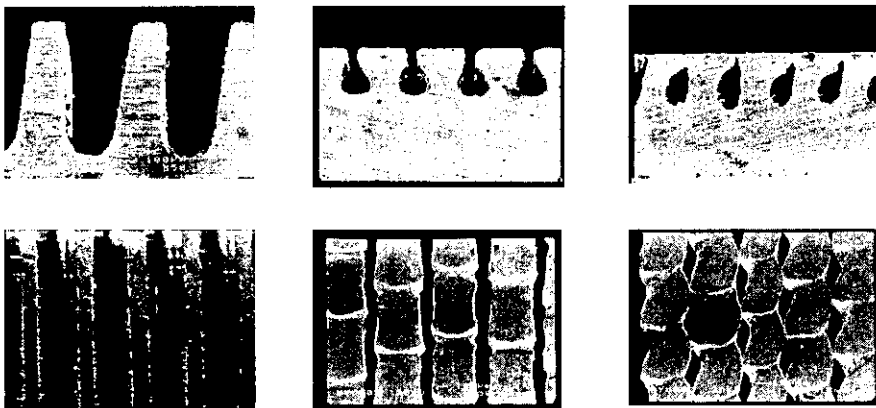
1. 서 론

지난 수십년간 많은 연구자들이 풀비등 현상을 이해하기 위해 이론해석과 실험연구를 계속 수행해 왔다. 그 결과 평관에 대한 연구는 많이 진척되어 풀비등 열전달계수를 예측하기 위한 상관식들이 많이 제시되고 있지만 열전달 촉진관의 경우 표면 형상에 대한 체계적인 이론이 성립되지 않아 여전히 실험에 의존하고 있다. 특히 냉동/공조 분야의 경우 CFC 및 HCFC 등의 기존 냉매들이 지구환경에 유해하다는 발표가 있는 이후 촉진관에 대해 HFC 및 자연냉매의 열전달계수를 알고자 하는 노력이 한참 진행되고 있다.

핵비등 열전달 촉진에 대한 초기 연구는 1931~

1962년 사이에 이루어졌으며 선구적인 연구자로는 Jakob⁽¹⁾이 있다. Jakob⁽¹⁾은 물을 작동유체로 사용하여 모래처리(sandblast)된 표면과 기계로 흠을 낸(machined grooved) 표면에 대한 비등 실험을 통해 열전달계수가 평관에 비해 약 15~300% 정도 증가하는 것을 발견했지만 이러한 성능향상은 몇 시간에서 수일 이내에 사라진다고 하였다. 이러한 감소는 보통 노화효과(aging effect)로 설명되는데 이는 사포 등으로 표면을 거칠게 하여 형성된 동공(cavity)들은 기포를 가두는데 안정적이지 못하고 동공 내부에서 기포가 서서히 감소하기 때문이다. 한편 Griffith and Wallis⁽²⁾는 동공의 기하학적 형상에 대한 연구를 통해 동공 입구의 직경(mouse diameter)은 비등을 처음 발생시키기 위한 과열도를 결정하고 동공의 모양은 비등이 일단 시작되면 그것을 계속 유지하는 데 필요한 안정성을 결정한다고 주장하였다. Kurihari et al.⁽³⁾은 서로 다른 등급의 사포로 표면을 거칠게 만든 동관에 대해 물과 여러 종류의 유기유체로 실험을 한 결과 비등 열전달계수의 증대는 핵비등 사이트의 밀도 증가에 의한 결과라고 주장하였다. 이러한 연구들은 만약 안정적인 핵비등 사이트 밀도가 확보된다면 비등 열전달계수도 증가한다는 가능성을 보여주었고 후에 많은 연구자들이 보다 낮은 평형과열도에서 안정적으로 기포를 형성할 수 있는 인공 동공 제작에 많은 기여를 하였다.

이와 같은 풀비등 촉진 연구들을 통해 냉동/공조기의 만액식 증발기에는 낮은 핀관, Turbo-B,



(a) 26 fpi low fin tube

(b) Turbo-B tube

(c) Thermoexcel-E tube

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

Thermoexcel-E 등의 축진관이 널리 사용되고 있다(Fig. 1 참조).

전조 가공 등을 통해 열전달 면적을 넓힌 낮은 핀관에 대한 초기 연구는 미시간 대학의 Katz와 그 동료들에 의해 폭넓게 수행되었다. 낮은 핀관의 경우 단순히 젖은 표면적의 증가로 인해 열전달계수가 증가하는 것만은 아니다. Myers와 Katz의 연구에 따르면 핀의 젖은 표면적을 고려하여 계산된 열전달계수와 평관의 열전달계수를 비교해 보면 핀관의 열전달계수가 평관에 비해 큰 것으로 나타났는데, 이것은 열전달계수의 증가가 단지 젖은 표면적의 증가로 인한 것만은 아니며 비등과정의 변화도 기인함을 보여주는 것이다.⁽⁴⁾ 이러한 사실은 후에 Hübner and Künstler⁽⁵⁾의 연구에서도 밝혀졌다. 한편 Rubin et al.⁽⁶⁾이 최적의 핀밀도가 작동유체에 따라 다르다는 사실을 밝혀내면서부터 냉매에 따른 최적의 핀밀도를 찾아내는 것도 중요한 연구과제가 되고 있다. Kim et al.,⁽⁷⁾ Song et al.,⁽⁸⁾ 그리고 Saidi et al.⁽⁹⁾ 등은 다양한 핀밀도를 가지고 여러 냉매에 대해서 풀비등 실험을 수행한 결과 최적의 핀밀도가 냉매에 따라 조금씩 차이를 입증하였다.

한편 Benjamin and Westwater⁽¹⁰⁾가 처음으로 재출입 동공(re-entrant cavity)을 제안한 이후로 축진관에 대한 연구도 꾸준히 진행되어 왔다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이 하부 표면을 가진 축진관들은 평관에 비해 젖은 표면적이 넓고 외부 표면에서는 평관에서와 같이 증발이 일어나며 하부 표면에서는 액체막의 증발이 일어나는 특징이 있다. 또한 핀의 밑부분이 서로 연결되어 터널의 형태를 띠기 때문에 기포의 생성과 이탈에 따른 압력변화가 발생하며 이러한 압력변화는 기포의 펌핑작용과 같은 간접효과를 유발하여 열전달 표면에서의 열경계층을 주기적으로 파괴하게 된다. 축진관 제작시 가장 중요한 인자는 좀더 낮은 과열도를 조성하기 위한 동공 입구의 크기이며 하부 표면의 형상 역시 안정적인 기포발생을 위해 세밀하게 고려해야 할 사항이다.

1985년 Wolverine Tube 사는 냉매의 비등에 대해 최적의 채널 형상과 밀도를 갖춘 Turbo-B를 발표했고 1977년 Fujie et al.⁽¹¹⁾은 히다저 Thermoexcel-C 튜브를 변형시킨 Thermoexcel-E 튜브를 발표했다. 이런 발표가 있는 후 Webb and Pais,⁽¹²⁾ Chien and Webb,⁽¹³⁾ Tatara and

Payvar,⁽¹⁴⁾ 그리고 Kim et al.⁽¹⁵⁾ 등 많은 연구자들이 Turbo-B와 Thermoexcel-E, 그리고 그와 유사한 형태의 관에 대해 여러 냉매를 가지고 풀비등 실험을 수행했다.

이러한 연구들로 인해 축진관에서의 성능 향상과 안정성에 대한 이해가 점진적으로 이루어졌지만 지금까지 풀비등 실험에 사용된 냉매들은 주로 오존층 붕괴 같은 환경문제를 일으키는 것들로 국한되어 있어 중장기적으로 쓰일 냉매들의 데이터가 부족한 실정이다. 이에 본 연구에서는 평관, 26 fpi 낮은 핀관, 그리고 Turbo-B, Thermoexcel-E 축진관을 사용하여 CFC를 단기적으로 대체할 수 있는 HCFC123, HCFC22와 장기적으로 대체할 수 있는 HFC134a, HFC32, HFC-407C, HFC410A 등의 풀비등 열전달계수를 조직적으로 측정하여 산업계가 필요로 하는 증발기 설계 기초자료로 제시하고자 한다.

2. 실험과정

2.1 실험장치 및 증발관 제작

Fig. 2는 풀비등 실험온도인 7°C에서 포화압력이 44.5 kPa인 저압냉매 HCFC123에서부터 포화압력이 1,012 kPa인 고압냉매 HFC32 등 다양한 증기압을 지닌 냉매들의 풀비등 열전달계수를 안전하게 측정할 수 있는 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 비등용기와 응축기로 구성되어 있으며 비등용기는 직경 127 mm, 길이 230 mm의 스테인레스 스틸 파이프 및 플랜지를 사용하여 밀폐형으로 제작하였다. 비등이 발생하는 용기 내의 온도 및 압력을 정확하게 측정하기 위해 9개의 열전대와 압력 게이지, 그리고 압력변환계를 설치하였다. 응축기는 내부에 설치된 열교환기로 증발된 냉매증기를 액체로 만든 뒤 중력에 의해 다시 비등용기로 순환되도록 설치하였다.

본 실험의 가장 큰 특징 중 하나는 실험에 사용되는 냉매의 양을 줄이고 실험을 효율적으로 수행하기 위해 실험에 사용된 4개의 증발관을 비등용기에 동시에 장착하도록 용기를 설계했다는 점이다. 이 4개의 증발관은 서로 20 mm의 거리를 유지한 채 용기 내에 설치되며 전원을 증발관 하나에만 연결하여 실험을 수행하기 때문에 비등용기 내에서는 관다발 효과가 전혀 발생하지 않

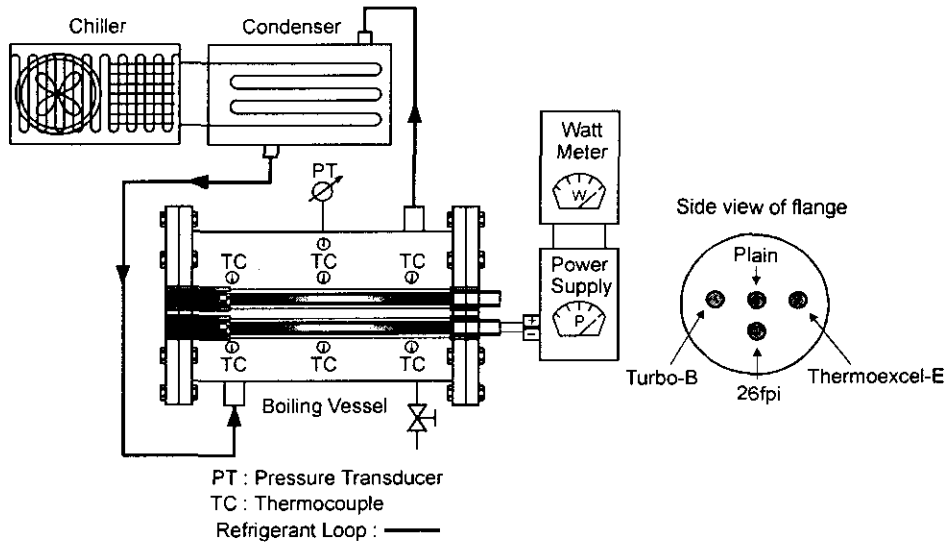


Fig. 2 Schematic diagram of the pool boiling test facility.

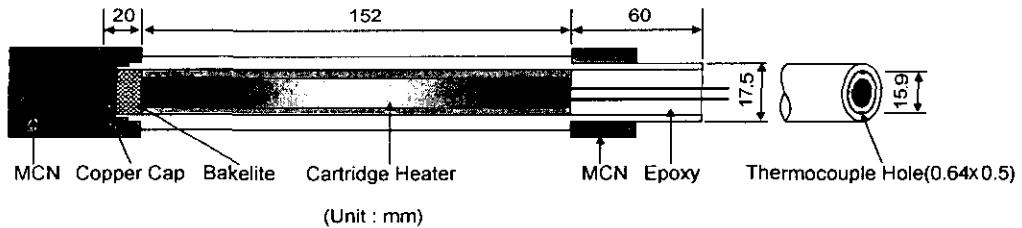


Fig. 3 Cartridge tube specifications.

는다. 즉 본 실험에 사용된 비등 용기는 단일 증발관을 사용하여 비등 실험을 하는 것과 같은 환경을 제공하며 실제로 단일 증발관을 사용하여 얻은 데이터와 거의 동일한 데이터를 얻음을 확인할 수 있었다.

본 연구에서는 카트리지 히터를 증발관에 삽입하여 비등을 발생시키고 열유속을 변화시켰다. 이러한 전기열원 가열방법은 열유속 및 각종 실험조건을 정확하게 조절할 수 있는 장점을 지니고 있다. 증발관의 표면에 직접 열전대를 부착할 수 없기 때문에 본 연구에서는 Fig. 3과 같이 두 개의 동관을 용접하여 열전대를 삽입할 수 있도록 증발관을 제작하였다. 본 실험에 사용된 열전달 촉진관의 상세 제원은 Turbo-B 관의 틈새폭 (gap width)이 0.126 mm이고, Thermoexcel-E 관의 기공 크기(pore size)는 약 0.252 mm이다.

액체 냉매와 접촉하여 비등이 발생하는 표면의 길이는 152 mm이고 증발관의 양끝에는 외부와의

열전달을 차단하기 위해 열전도도가 매우 낮은 MC 나일론(Monomer Cast Nylon, MCN)으로 부싱을 만들어 증발관에 끼웠다. 증발관 제작에 대한 보다 자세한 내용은 Lee et al.⁽¹⁶⁾의 연구를 참조하기 바란다.

2.2 실험방법

비등 실험에서 무엇보다 중요한 것은 비등용기의 밀폐성 확보와 증발온도 유지이다. 본 실험에서는 질소와 냉매로 비등용기를 15기압까지 충전한 뒤에 냉매 누출기로 가스의 누출을 확인하였고 정밀 온도제어 칠러를 사용하여 풀 온도를 7 °C(±0.1)로 유지하였다. 또한 비등 열전달계수가 표면 오염효과의 영향을 크게 받으므로 본 연구에서는 모든 증발관의 표면을 균일하게 유지하며 실험을 수행하였다.⁽¹⁷⁾ 실험방법에 대한 자세한 내용은 Lee et al.⁽¹⁶⁾의 연구를 참조하기 바란다.

2.3 실험결과의 처리 및 신뢰성

열전대가 설치된 증발관의 국부 열전달계수는 식(1)에 의해 계산된다.

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

여기서, h , A , q 는 각각 국부 열전달계수, 핀의 공칭 면적에 해당하는 열전달 면적, 그리고 카트리지 히터로부터 전달되는 열량이다. 실제 증발관 표면의 온도 T_{wall} 은 열전대 삽입 구멍으로부터 1 mm 정도 떨어져 있으므로 식(2)와 같은 1차원 열전도 방정식으로 보정해 줄 수 있다. 열전대의 위치 및 증발관의 제작방법은 Lee et al.⁽¹⁶⁾의 논문을 참조하기 바란다.

$$T_{wall} = T_{th} - \frac{a}{2\pi L} \left[\frac{\ln(D_o/D_{th})}{k} \right] \quad (2)$$

여기서, T_{th} , L , D_o , D_{th} , k 는 각각 열전대로 측정된 온도, 열전달 관의 길이, 관의 직경, 열전대까지의 직경, 증발관의 열전도도이다. 본 실험에서 사용한 증발관은 열전도도가 매우 높은 구리관이므로 보정값 T_{wall} 과 측정값 T_{th} 의 차이가 거의 없어 열전대로 측정된 값을 벽면의 온도로 놓고 열전달계수를 결정했다.

최종적으로 평균 열전달계수는 식(1)을 이용하여 위, 아래, 옆면의 국부 열전달계수를 결정한 뒤 식(3)의 산술평균식을 이용하여 구하였다.

$$h_{avg} = \frac{h_{top} + 2h_{side} + h_{bottom}}{4} \quad (3)$$

본 실험의 측정오차는 Kline and McClintock⁽¹⁸⁾이 제안한 방법을 사용하여 계산하였다. 오차의 원인은 대부분 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 인 열전대에서 비롯되었으며 평관의 경우 벽면 과열도가 낮은 열유속에서는 $\pm 3.8\%$, 높은 열유속에서는 $\pm 1.3\%$ 의 측정오차를 보였다. 그러나 이러한 오차는 낮은 핀관과 축진관의 경우 그 폭이 점차 증가하였다(Table 1 참조). Thermoexcel-E 튜브의 경우 고열유속 구간에서는 약 $\pm 2.0\%$ 의 오차를 보였으나 저열유속 구간에서는 무려 $\pm 10\sim$

Table 1 Uncertainties of the test results

Heat flux (kW/m ²)	Uncertainty (%)			
	Plain	26 fpi	Turbo-B	Thermoexcel-E
5	3.8	3.1	8.3	20.1
10	1.7	3.1	7.9	10.5
20	1.6	2.6	5.4	7.5
30	1.5	3.2	3.3	4.5
40	1.6	2.5	2.9	3.6
50	1.2	2.0	2.3	3.4
60	1.3	1.8	1.8	3.5
70	1.1	0.8	0.5	1.1
80	1.3	1.6	0.9	1.9

20%의 오차를 보였다. 이와 같이 저열유속에서 측정오차가 증가하는 것은 저열유속 구간(5~10 kW/m²)으로 갈수록 벽면 과열도($T_{wall} - T_{sat}$)가 매우 낮아져 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 인 열전대의 불확실성이 증가하기 때문이다. 그러므로 저열유속에서 증발관의 표면온도를 측정할 때는 좀더 신중을 기해 많은 데이터를 취해야 함을 알 수 있다.

3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 평관과 26 fpi 낮은 핀관, 그리고 Turbo-B 및 Thermoexcel-E 축진관에 대해 HCFC123, HFC134a, HCFC22, HFC407C, HFC-410A, HFC32 등 여섯 가지 냉매의 풀비등 열전달 실험을 수행하였다. 모든 실험에서 풀 온도는 7°C 로 고정하였고 데이터는 열유속을 80 kW/m^2 에서 10 kW/m^2 로 10 kW/m^2 씩 낮추어 가며 측정하였고 마지막으로 5 kW/m^2 에서도 데이터를 측정하였다.

3.1 타 연구자의 데이터와 비교

Fig. 4는 본 실험 데이터의 신뢰성을 확인하기 위해 평관을 이용하여 HCFC22, HFC134a에서 측정된 열전달계수를 타 연구자의 실험 데이터와 비교한 것이다. Webb and Pais,⁽¹²⁾ 그리고 Wang⁽¹⁹⁾은 풀의 온도를 4.4°C 로 유지한 채 카트리지 히터로 가열하여 실험을 수행하였으며 Ko et al.⁽²⁰⁾은 풀의 온도를 7°C 로 유지한 채 2차 유체에 의한 가열방법으로 실험을 수행하였다. 그

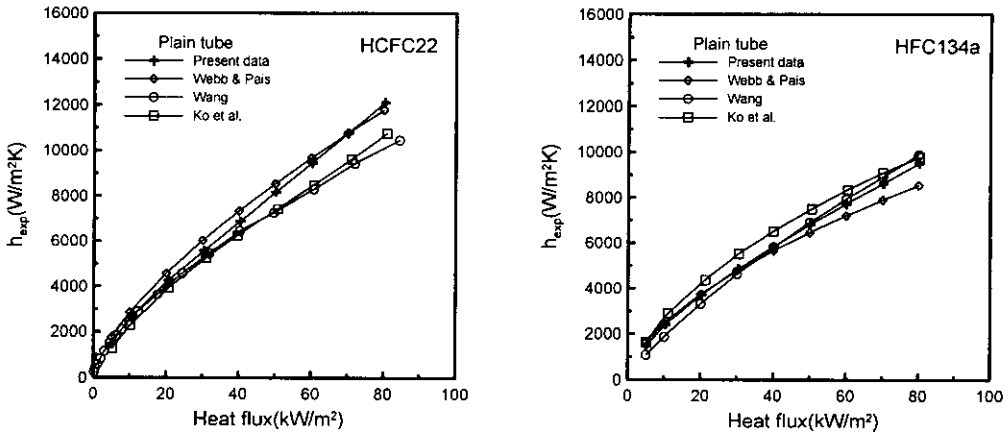


Fig. 4 Comparison of test results with other researchers' data.

럼을 통해 알 수 있듯이 카트리지 히터에 의한 가열방법으로 실험한 본 연구의 열전달계수와 타 연구자의 열전달계수는 전 구간에 걸쳐 $\pm 10\%$ 의 오차를 보였으며 이런 비교를 통해 실험 데이터의 신뢰성을 간접적으로 확인할 수 있었다.

3.2 평관과 촉진관에 대한 열전달계수 비교

Fig. 5~Fig. 10은 여섯 가지 냉매에 대해 열유속을 변화시켜 가며 평관과 26 fpi 낮은 핀관, 그리고 Turbo-B 및 Thermoexcel-E 촉진관에서 측정된 비등 열전달계수를 보여주고 있다.

Table 2는 포화온도 7°C에서 증기압 순으로 나열된 여섯 가지 냉매의 물성치를 보여준다.⁽²¹⁾ 먼저 냉매의 증기압에 따른 평관의 열전달계수를 살

펴보면 동일 열유속에서 HCFC123, HFC134a, HCFC22, HFC32 등 순수냉매의 열전달계수는 증기압에 비례함을 알 수 있다(Table 3 참조). 그러나 HFC407C와 HFC410A 같은 혼합냉매는 순수냉매와는 다른 경향을 나타낸다. 우선 비공비 혼합냉매(Zeotropic mixture)인 HFC407C는 증기압이 HCFC22보다 조금 높지만 온도구배차에 의한 질량전달 저항으로 인해 HCFC22보다 열전달계수가 21~25% 정도 낮게 나타났다. 그리고 공비 혼합냉매(Azeotropic mixture)인 HFC401A는 증기압이 HFC32보다 조금 낮지만 Webb and Pais⁽¹²⁾의 연구에서도 밝혀진 바와 같이 환원압력이 높기 때문에 HFC32에 비해 열전달계수가 17~20% 정도 높게 나타났다.

또한 Fig. 5~Fig. 10에서 보는 바와 같이 26

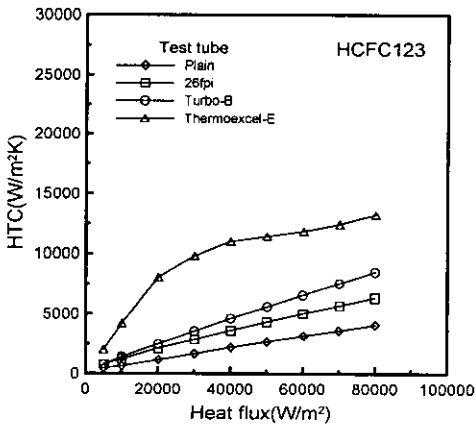


Fig. 5 Boiling HTCs of HCFC123 on various tubes.

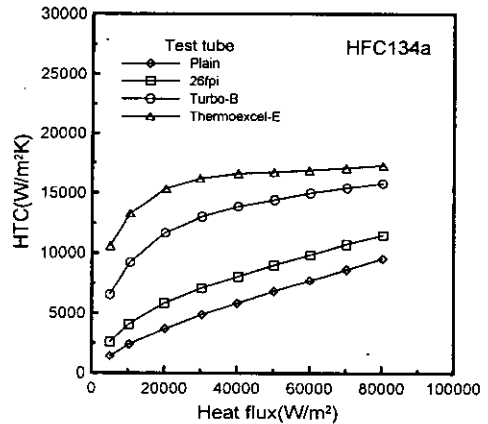


Fig. 6 Boiling HTCs of HFC134a on various tubes.

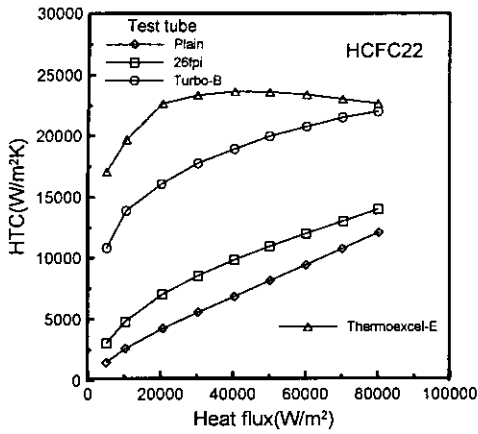


Fig. 7 Boiling HTCs of HCFC22 on various tubes.

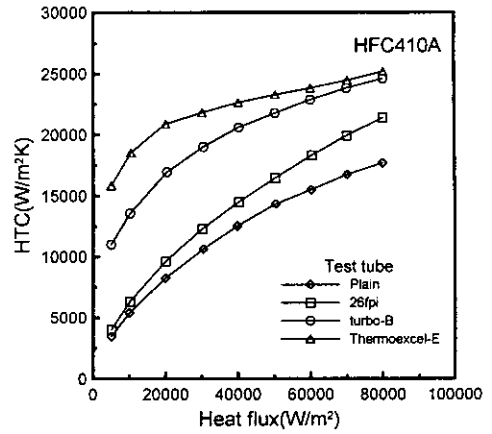


Fig. 9 Boiling HTCs of HFC410A on various tubes.

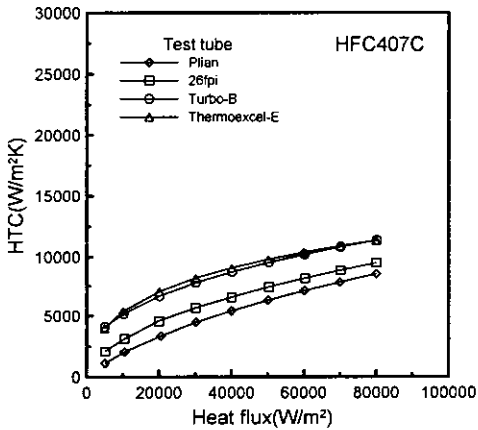


Fig. 8 Boiling HTCs of HFC407C on various tubes.

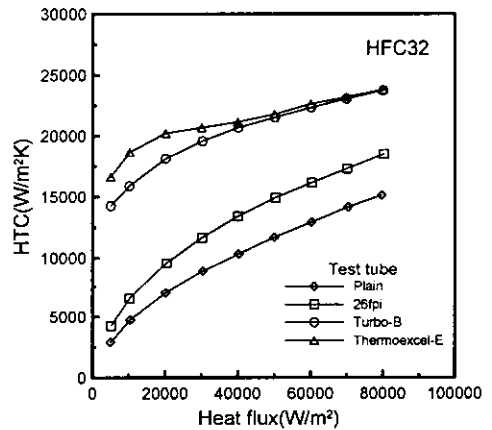


Fig. 10 Boiling HTCs of HFC32 on various tubes.

fpi 낮은 핀관에서 열전달계수는 평관과 비슷하게 환원압력이 큰 냉매일수록 열전달계수가 높았고 평관에 비해 약 1.1~1.8배의 높았다. 이와 같

이 낮은 핀관이 평관에 비해 열전달계수가 향상된 이유를 Gorenflo and Fath⁽²²⁾는 낮은 핀관에서의 성능 증대를 핀 표면에서의 증발과 핀 사이

Table 2 Thermophysical properties of refrigerants at 7°C

Ref.	P_{sat} (kPa)	P_r	T_r	k_f (W/m · K)	k_v (W/m · K)	$\mu_f \times 10^{-6}$ (Pa · s)	$\mu_v \times 10^{-6}$ (Pa · s)	σ (N/m)
HCFC123	44.5	0.0121	0.613	0.08159	0.00814	517.4	10.10	0.0173
HFC134a	374.6	0.0924	0.749	0.08892	0.01213	248.0	11.02	0.0106
HCFC22	621.5	0.1254	0.759	0.09171	0.00991	202.2	11.82	0.0107
HFC407C	708.1	0.1528	0.780	0.09720	0.01193	191.7	12.11	0.0096
HFC410A	992.4	0.2081	0.816	0.10960	0.01250	152.2	12.71	0.0076
HFC32	1012.0	0.1750	0.798	0.14890	0.01251	145.0	11.97	0.0098

Table 3 Heat transfer enhancement ratios of various tubes

Refrigerant		Heat flux (kW/m ²)	HTCs of plain tube (W/m ² K)	Enhancement ratio (h/h_{plain})		
				26 fpi low fin	Turbo-B	Thermoexcel-E
Pure	HCFC123	20	1203	1.74	2.07	6.70
		60	3180	1.58	2.06	3.74
Pure	HFC134a	20	3713	1.57	3.11	4.13
		60	7729	1.28	1.94	2.18
Pure	HCFC22	20	4267	1.65	3.77	5.31
		60	9467	1.27	2.20	2.47
Ternary	HFC407C	20	3380	1.36	1.97	2.08
		60	7097	1.15	1.44	1.46
Binary	HFC410A	20	8244	1.17	2.06	2.53
		60	15487	1.18	1.48	1.54
Pure	HFC32	20	7006	1.37	2.56	2.89
		60	12922	1.25	1.73	1.75

에 흐르는 이상상태의 대류열전달이라는 두 가지 인자로 설명하고 있다.

한편 Turbo-B 및 Thermoexcel-E 촉진관에서 열전달계수도 모든 냉매에 걸쳐 평관에 비해 높은 것으로 나타났다. 환원압력이 가장 낮은 HCFC123에서 촉진관 Thermoexcel-E의 성능 증대는 2.1~6.7배로 가장 높게 나타났는데 그 이유는 환원압력이 0.1 이하에서 촉진관을 사용하면 재출입 구멍에서의 열전달이 매우 활발하기 때문이다. 사실 환원압력은 풀비등에 영향을 미치는 중요한 인자 중 하나로 알려져 있는데⁽²³⁾ 환원압력이 큰 냉매일수록 비등이 일어나는 기포의 크기가 작아지고 환원압력이 작은 냉매일수록 기포의 크기가 커지게 된다. 그러므로 동일 열유속에서 동공의 크기가 약 300 μm 인 촉진관의 경우 환원압력이 가장 작은 HCFC123에서 가장 높은 촉진비를 나타내는 것으로 사료된다. 따라서 대형 건물용 공조기의 만액식 증발기의 경우 열유속이 대개 30 kW/m² 정도이고 증기압이 낮은 냉매를 사용하므로 평관과 26 fpi 낮은 핀관보다는 Turbo-B나 Thermoexcel-E 같은 촉진관을 사용하는 것이 더 효율적이라 할 수 있다.

Fig. 5~Fig. 10에서 한 가지 주목할 점은 열유속이 증가할수록 Thermoexcel-E 튜브의 열전달계수가 소폭으로 증가하거나 어떤 부분에서는 소폭 감소한다는 것이다. 이것은 Thermoexcel-E 튜브의 하부 표면에서 발생한 기포가 표면의 구멍으로 빠르게 이탈하지 못하고 계속 발생하여

차가운 액체 냉매의 접근을 막기 때문에 발생하는 것으로 사료된다. Chien and Webb⁽²⁴⁾은 낮은 열유속에서는 기공의 크기가 작을 경우 열전달계수가 높아지고 높은 열유속에서는 기공의 크기가 커야 채널 내에서의 마름 현상(Dried-up mode)을 억제하여 열전달계수가 계속 증가한다고 했는데 Thermoexcel-E 튜브의 데이터는 이런 주장이 근거가 있음을 보여주는 것이다. 이 사실은 또한 동일 작동유체에서도 열유속의 크기에 따라 촉진관의 성능이 달라질 수 있음을 보여주는 것이다. 그러므로 높은 열유속에서 사용되는 증발관의 경우 기포가 빠르게 이탈할 수 있도록 표면을 가공하는 것이 열전달 성능 증대의 관건이라 할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 비등온도 7°C에서 순수냉매 HCFC123, HFC134a, HCFC22, HFC32, 그리고 혼합냉매 HFC407C, HFC410A 등 증기압이 상이한 6개 냉매에 대해 카트리지 히터에 의한 가열 방법으로 열유속 5~80 kW/m² 범위에서 평관, 26 fpi 낮은 핀관, 그리고 Turbo-B 및 Thermoexcel-E 촉진관의 풀비등 실험을 수행하였다. 실험을 통해 얻은 데이터를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

(1) 평관 사용시 순수냉매 및 공비 혼합냉매 HFC410A의 풀비등 열전달계수는 작동유체의 환

원압력에 큰 영향을 받는 것으로 드러났다. 그러나 비공비 혼합냉매인 HFC407C는 환원압력이 HCFC22보다 높지만 HFC407C를 구성하는 냉매의 증기압 차이로 인해 발생하는 질량전달저항으로 말미암아 HCFC22보다 21~25% 정도 낮은 열전달계수를 나타냈다.

(2) 모든 냉매에 대해 하부 표면의 효과를 이용한 축진관의 열전달계수가 가장 높았으며, 특히 Thermoexcel-E 튜브의 성능이 뛰어났다.

(3) 축진관에 대해 환원압력이 낮은 저압냉매인 HCFC123를 사용하여 실험을 수행한 결과 열전달촉진 효과가 증고압 냉매에 비해 월등히 증가하는 것을 볼 수 있었다. 이로써 증기압이 낮은 냉매를 작동유체로 사용하는 열교환기에서는 하부 표면을 갖는 축진관을 사용하는 것이 매우 효율적임을 알 수 있었다.

(4) 증기압이 높은 냉매의 경우 열유속이 증가할수록 Thermoexcel-E 튜브의 열전달 증대 효과가 소폭 감소하는 경향을 보이는데 이것은 축진관 하부 표면에서 발생된 기포가 신속히 이탈하지 못해 하부 표면에 마름 현상을 유발하는 것으로 사료된다. 따라서 산업체에서는 열교환기 내 열유속에 적합한 축진관을 선택해야 최적의 열전달 촉진 효과를 가져올 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정 연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였고 이에 감사를 드립니다.

참고문헌

- Jakob, M., 1949, Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York, pp. 636-638.
- Griffith, P. and Wallis, J. D., 1960, The Role of Surface Conditions in Nucleate Boiling, Chemical Eng. Prog. Symp. Series, Vol. 56, No. 49, pp. 49-63.
- Kurihari, H. M. and Myers, J. E., 1960, Effects of Superheat and Roughness on the Boiling Coefficients, AIChE J., Vol. 6, No. 1, pp. 83-91.
- Thome, T. R., 1990, Enhanced Boiling Heat Transfer, Hemisphere Publishing Cor., New York, pp. 36-39.
- Hübner, P. and Künstler, W., 1997, Pool Boiling Heat Transfer at Finned Tubes: Influence of Surface Roughness and Shape of the Fins, Int. J. Refrig., Vol. 20, No. 8, pp. 575-582.
- 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.
- Kim, J. H., Kwak, T. H., Jung, D. S. and Kim, C. B., 1995, Pool Boiling Heat Transfer Characteristics of Low-Fin Tubes in CFC11, HCFC123 and HCFC141b, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 19, No. 9, pp. 2316-2327.
- 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.
- Saidi, M. H., Ohadi, M. and Souhar, M., 1999, Enhanced Pool Boiling of R123 Refrigerant on Two Selected Tubes, Applied Thermal Engineering, Vol. 19, pp. 885-895.
- 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.
- Fujie, K., Nakayama, W., Kuwahara, H. and Kakizaki, K., 1977, Heat Transfer Wall for Boiling Liquids, U. S. Patent 4,060,125, November 29.
- 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 35(8), pp. 1893-1904.
- Chien, L. H. and Webb, R. L., 1998, A Parametric Study of Nucleate Boiling on

- Structured Surfaces, Part I: Effect of Tunnel Dimensions, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 1042-1047.
14. Tatara, 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.
 15. Kim, N. H. and Choi, K. K., 2000, Nucleate Pool Boiling on Structured Enhanced Tubes having Pores with Connecting Gaps, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 17-28.
 16. Lee, J. K., Ko, Y. H., Song, K. H., Jung, D. S. and Kim, C. B., 1998, Pool Boiling Heat Transfer Coefficients of Alternative Refrigerants in Enhanced Tubes, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B*, Vol. 22, No. 7, pp. 980-991.
 17. Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat transfer*, John Wiley & Sons. Inc., New York, pp. 293-294.
 18. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments, *Mechanical Engineer*, Vol. 75, pp. 3-8.
 19. Wang, C. C., 1996, Pool Boiling of R-22, R-124 and R-134a in a Plain Tube, *Int. J. Heat Mass Transfer* 40(7), pp. 1657-1666.
 20. Ko, Y. H., Kim, J. G., Song, K. H., Jung, D. S. and Kim, Y. I., 2000, Pool Boiling Heat Transfer Correlation for Pure Refrigerants, *Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 12, No. 10, pp. 941-949.
 21. 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.
 22. Gorenflo, D. and Fath, W., 1987, Pool Boiling Heat Transfer on the Outside of Finned Tubes at High Saturation Pressures, *Proc. 17th Int. Congr. Refrig.*, pp. 955-960.
 23. Thome, T. R., 1990, *Enhanced Boiling Heat Transfer*, Hemisphere Publishing Cor., New York, pp. 117-122.
 24. Chien, L. H. and Webb, R. L., 1998, A Parametric Study of Nucleate Boiling on Structured Surfaces, Part II: Effect of Pore diameter and Pore Pitch, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 1049-1054.