

낮은 핀관에서 대체냉매의 풀비등 열전달계수

Pool boiling heat transfer coefficients of alternative refrigerants on low fin tubes

송길홍*, 이준강*, 정동수**, 김종보**
K. H. Song, J. K. Lee, D. S. Jung, C. B. Kim

Key words : Boiling heat transfer coefficient(비등 열전달계수), Low fin tubes(낮은 핀관), Alternative refrigerants(대체냉매), Refrigerant mixture(혼합냉매)

Abstract

In this study, experiments were carried out to provide nucleate pool boiling heat transfer data for a plain tube and 4 different low fin tubes employing 2 refrigerant mixtures of R410A, R407C, and 12 pure fluids. Low fin tubes were machined on a 19.05mm nominal outside diameter copper block according to the manufacturer's low fin tube specifications. Cartridge heaters were used to generate uniform heat flux on the tubes. For all refrigerants, heat flux varied from 10kW/m² to 80kW/m². It is found that heat transfer coefficients(HTCs) of high vapor pressure refrigerants are usually higher than those of low pressure fluids. On the other hand, the fin effect was more prominent with low pressure refrigerants than with high pressure ones. Optimum fin density as well as the increase in heat transfer coefficient with the increase in fin density were found to be strongly fluid dependent. HTCs of R123, a low pressure alternative refrigerant, were similar to those of R11 while HTCs of R134a, an intermediate pressure alternative refrigerant, were roughly 20% higher than those of R12. Finally, HTCs of R32, R125, R143a, and R410A were all higher than those of R22 by 30~50%.

기호 설명

A : 열전달 면적(m²)
D : 기포이탈 지름(m)
h : 열전달 계수(W/m²K)

P : 압력(kPa)
q : 히터로 유입되는 열량(W)
T : 온도(°C)

하첨자

* 인하대학교 대학원
** 정회원, 인하대학교 기계공학과

b : 기포
exp : 실험값

pre : 계산값
 r : 환원 물성치
 sat : 포화상태
 th : 열전대
 w : 튜브벽면

그리스문자

σ : 표면장력(N/m)

1. 서 론

염화불화탄소(CFCs)는 열역학적 특성, 안정성, 유효열용량의 호환성 등이 좋기 때문에 지난 반세기 동안 냉동/공조산업계에서 널리 사용되어 왔다. 그러나 이러한 높은 안정성이 오히려 대기 중에서의 분해를 방해하고 염화불화탄소내의 염소가 오존과 반응하여 오존층을 붕괴한다는 사실이 알려지면서⁽¹⁾ 오존층보호 문제가 전세계적으로 큰 이슈가 되었다. 또한 세계 여러 곳에서 나타나는 이상 기후와 생태계 파괴가 염화불화탄소 등을 포함하는 온실효과가스에 의한 것임이 밝혀지면서 지구온난화 역시 심각한 환경문제로 대두되고 있다. 이로 인해 오존층을 보호하기 위한 조처들이 1987년의 몬트리얼 의정서⁽²⁾를 시작으로 강구되었고 여러 차례의 개정 및 보완 작업을 거쳐 강력히 추진되고 있으며, 1996년부터 선진국에서는 CFC의 생산 및 사용이 전면 폐기된 상태이다. 한편 한국은 개도국으로 분류되어 10년간의 유예기간을 갖게 되었지만 경제의 수출의존도가 높은 점을 고려할 때 선진국의 CFC 전폐를 의식하지 않을 수 없다. 따라서 의정서에서 협의된 여러 가지 상황에 부응하여 기존의 CFC 냉매들을 환경친화적인 냉매들로 전환해야함은 물론 사용량을 절감해야 하고 동시에 지구온난화를 완화시키기 위해 에너지 효율증대도 고려해야만 한다.

산업체나 빌딩의 대형 공조기에 쓰이는 열교환기 중에서 가장 대표적인 것은 열전달효과가 큰 비등 현상을 이용한 헬-튜브 타입의 만액식 증발기(flooded evaporator)이다. 대부분의 만액식 증발기의 경우에는 열전달 향상을 위해 낮은 핀관(low fin tube)과 '핀의 밑부분이 끝부분보다 면적이 넓은

표면'(subsurface)을 이용한 '재출입홈'(reentrance cavity) 형태의 열전달 촉진관(enhanced tube)을 사용하고 있다. 이러한 가공열관을 사용하면 비등 열전달계수가 동일 열유속에서 최고 10~20배까지 동일 벽면과열도에서 100배까지 증대하는 것으로 알려져 있으며, 이에 낮은 핀관과 촉진관에 대한 연구가 오래 전부터 진행되어 왔다. Hesse⁽³⁾는 R12, R113, R114의 비등현상을 연구하여 낮은 핀관의 열전달 상승효과가 이탈하는 기포의 크기와 관계있음을 발견하였고, Rubin⁽⁴⁾ 등이 유체에 따라 최적의 핀 밀도가 달라진다는 사실을 밝혀내면서부터 각 냉매에 따른 최적의 핀 밀도를 찾아내는 것도 중요한 연구과제가 되고 있다. 김주형 등⁽⁵⁾은 여러 가지 핀밀도의 낮은 핀관을 사용하여 R11, R123, R141b에 대한 풀비등 실험을 수행했고, 역시 최적의 핀밀도가 존재함을 입증했다.

지금까지 수행되어온 낮은 핀관을 이용한 비등 실험은 대부분 증기압이 낮은 냉매들과 환경문제로 전면 폐기될 냉매들에만 국한되어 있고, 대체냉매로 부각되고 있는 순수냉매와 이들로 구성된 혼합냉매에 관한 비등현상의 연구는 미흡한 상태이다. 이에 본 연구에서는 이같은 평관 및 낮은 핀관을 사용하여 대체냉매의 비등 열전달계수를 측정하고 대체냉매를 사용하는 만액식 증발기의 설계 데이터를 제공하고자 한다. 또한 지금까지 사용되어 왔던 대표적인 냉매들을 증기압에 따라 분류하고 각 냉매에 대한 대체냉매의 비등 열전달계수를 비교 검토함으로써 열전달 측면에서 대체냉매로서의 가능성 및 효과 등을 살펴보려 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에서는 지금까지 원심식 냉동기의 냉매로 사용되어온 낮은 증기압의 R11과 그 대체냉매인 R123, R141b, 그리고 자동차 에어컨 및 가정용 냉장고 및 원심식 냉동기 등에 사용되어온 중간 증기압의 R12와 그 대체냉매인 R124, R142b, R134a, R152a, 그리고 가정용 에어컨과 원심식 냉동기 및 스크루 냉동기 등에 널리 사용되어온 높은 증기압의 R22와 그 대체냉매인 R32, R125,

R143a와 비공비 3원 혼합냉매인 R407C(23%R32/25%R125/52%R134a) 그리고 근공비 2원 혼합냉매인 R410A(50%R32/50%R125) 등 총 14가지의 냉매에 대한 비등 열전달계수를 측정 비교하려 한다. 또한 평관 및 낮은 핀관에서의 이들의 성능을 살펴보려 한다.

이같은 연구 목표를 달성하기 위해 본 연구에서는 Fig.1과 같은 실험 장치를 제작하였다. 실험에 필요한 냉매의 양과 전열관을 교체하는데 드는 시간을 줄이기 위해 주 시험부는 1개의 평관과 4개의 낮은 핀관으로 구성된 다발 형식으로 제작하였고, 한번 냉매를 충전한 뒤 평관 및 4개의 낮은 핀관을 하나 하나 차례로 사용하여 열전달계수를 측정하였다. 또한 측정 오차를 줄이기 위해 표면의 온도를 측정하는 열전대들은 모든 관에 대해 항상 동일한 것을 사용하였다. 비등이 일어나는 비등용기와 비

등시 발생한 증기가 응축되는 응축기를 따로 만들어 설치하였다. 또한 응축기를 통하여 냉매 증기가 외부 칠러에 의한 냉각수에 응축되어 비등용기로 순환하도록 설계하였다. 용기들은 모두 스테인레스 스틸로 제작하였고 용기의 옆 부분은 플랜지로 만들어 장치를 쉽게 변경할 수 있도록 했고, 플랜지와 열전달 튜브사이에는 O-ring을 끼워 냉매가 누출되지 않도록 하였다.

본 실험에서 사용한 낮은 핀관은 모두 전문 핀관제조업체의 사양을 참고로 하여 선반 가공으로 제조하였으며, 이들의 핀 형상은 Fig.2와 같고 각각의 제원은 Table 1에 있다.

Fig.3은 실험에 사용된 열전달관의 제원을 자세히 보여준다. 유효 열전달 길이, 즉 카트리지 히터에 의해 열을 받는 전열부의 길이는 152.4mm이고 공칭외경은 19.05mm이다. 열전달관 내로 카트리지 히터를 삽입하여 균일한 열유속을 내도록 하기 위해 건드릴을 사용하여 구리 봉에 내경 9.5mm의 구멍을 가공하였고, 길이 152.4mm, 외경 9.5mm인 카트리지 히터를 핀관 내로 삽입시켰다. 또한 관의 횡방향으로 균일한 열유속을 내도록 하기 위해 관과 카트리지 히터 사이의 공간은 열전도도가 우수한 thermal paste로 채웠고, 관 끝부분에서 열이 새어나가지 않도록 하기 위해 단열성능이 뛰어난 베이크라이트를 삽입한 뒤 에폭시로 고정하였다. 또한 축방향의 열전달을 최소화하기 위해 구리 관의 왼쪽 끝은 약 15mm, 오른쪽 끝은 8mm로 홈을 내었다.

한편 관의 상하좌우의 벽면의 온도를 측정하기 위

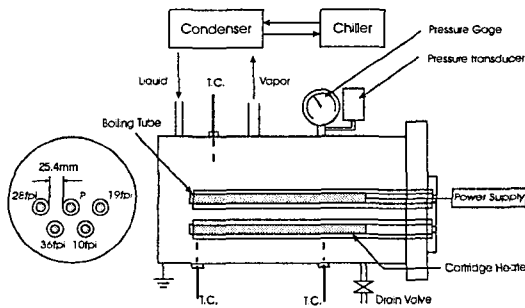


Fig.1 Schematic diagram of the experimental apparatus

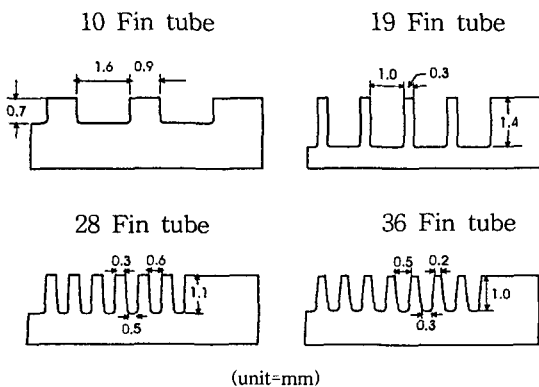


Fig.2 Fin shapes of various low fin tubes

Table 1 Specifications of various low fin tubes

Fin tube	10 fpi	19 fpi	28 fpi	36 fpi
Fins per inch	10	19	28	36
Fin height(mm)	0.7	1.4	1.1	1.0
Actual area(m ²)	13.185 × 10 ⁻³	25.052 × 10 ⁻³	27.647 × 10 ⁻³	30.068 × 10 ⁻³
Actual area /Plain area	1.47	2.79	3.07	3.35

(The heat transfer area of the plain tube is 8.977 × 10⁻³ m²)

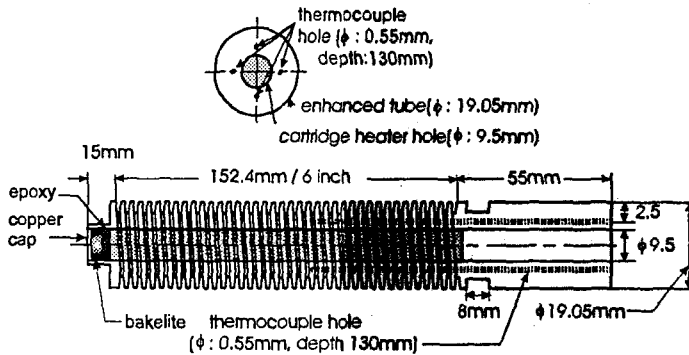


Fig.3 Fin tube specifications

해 Fig.3에서 볼 수 있듯이 방전 가공으로 관의 표면에서 횡방향으로 2.5mm되는 부분에 길이 130mm, 지름 0.55mm의 구멍을 뚫어 그 내부에 외경이 0.5mm인 열전대를 삽입할 수 있도록 하였다.

동일한 조건에서 각 냉매의 열전달계수를 비교하려면 증발기 내의 증발 온도를 일정하게 유지해야 하며, 이를 위해 응축기 내에 응축 코일을 설치하고 냉각수의 온도를 조절하여 증발기 내의 증발 온도를 일정하게 유지하였다. 증발기 내 액체 냉매의 증발 온도는 가능한 한 4°C로 유지하려 했으며, 열전달계수가 낮거나 증기압이 낮은 냉매의 경우에는 냉각수의 온도를 조절하는 외부 칠러의 용량이 높지 않은 점을 고려하여 증발 온도를 15°C나 25°C로 유지하였다. 또한 R152a 및 R142b와 같이 4°C에서 전체 열유속에 대한 데이터를 취할 수 없는 경우에도 동일한 온도를 유지하기 위해 15°C나 25°C에서 데이터를 취했다.

표면 및 액체의 온도를 측정하기 위한 열전대로는 표면이 스테인레스 스틸로 싸여있는 T-type 열전대를 사용했으며, 사용에 앞서 온도보정장치를 이용하여 정밀하게 보정하였다. 또한 용기내 냉매의 증기압을 측정하기 위해 정밀 압력 변환기를 사용했다.

2.2 실험방법

(1) 증발기 내를 질소와 냉매로 약 12기압까지 충전한 뒤 할로젠 디텍터로 가스의 누출 여부를 실험하고 문제가 없는 경우 진공 펌프를 약 60분간 구동한 뒤 실험할 냉매를 상위 튜브에서 약 10cm

가량 차 오르도록 충전한다.

(2) 열유속을 10kW/m²에서 80kW/m²로 10kW/m²씩 증가시키며, 각 열유속에서 냉각수의 온도를 조절하여 냉매온도를 일정하게 유지하면서 정상상태가 되면 데이터를 측정한다.

(3) 평관의 데이터를 취한 후 사용했던 열전대를 빼서 다음에 실험할 튜브에 삽입하여 (2)와 동일한 방법으로 비등 열전달계수를 구한다.

(4) 실험이 끝난 냉매는 빈 용기에 회수하고, 비등장치를 완전히 분해하여 핀의 표면과 증발기 내부의 불순물을 아세톤으로 닦아내고, 장치를 다시 재결합한다.

(5) 냉매를 바꾸어서 (1)~(4)의 과정을 반복한다.

2.3 열전달계수 결정

각각의 튜브에 대해 열전대가 설치된 위치에서의 국부 열전달계수는 식 (1)에 의해 계산했다.

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

여기에서 h , q , A 는 각각 국부 열전달계수(W/m²K), 카트리지 히터에 공급된 열량(W), 그리고 공칭 외경에 기초한 평관 및 낮은 핀관의 전열면적(m²)을 나타낸다. 위에서 언급했듯이, 실험에서 측정된 표면온도는 관의 실제 표면에서 2.5mm 밑에 위치한 부분의 온도이므로, 방정식 (1)에서 사용할 관 표면의 실제 온도, T_w 는 Hahne⁽⁶⁾과 Kadhum⁽⁷⁾이 제안한 전도방정식을 사용하여 보정하였다. 열전달관의 재질이 모두 구리이므로, 측정된 표면온도와 계산한 표면온도와의 차이는 0.2°C 미만으로 무시해

도 될 수준이었다.

이렇게 관의 상하좌우에서 국부 열전달계수를 결정 한 뒤 식 (2)을 사용하여 평균 열전달계수를 구하였다.

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

카트리지 히터에 공급되는 전력을 측정하기 위해 오차 0.1%의 오차를 갖은 정밀 측정 장치를 사용했고, ±0.05℃미만의 정도를 갖는 온도보정장치를 이용하여 열전대를 보정했기 때문에 열전달계수의 오차는 7% 이내로 평가되었고 여러 번의 반복실험을 통하여 이를 확인할 수 있었다.

2.4 기타사항

본 실험에서처럼 관다발 형태로 열전달계수를 측정할 경우 관의 설치 위치에 따라 그리고 주변에 다른 관이 있으므로 인해 열전달계수가 변할 가능성이 있으므로, 이같은 효과가 있는가를 살펴보는 것이 무엇보다도 중요하다. 이에 관다발의 가운데에 평관을 하나만 넣고 실험을 한 뒤 다른 관들을 넣고 평관의 위치를 변화시켜 가면서 열전달계수를 측정하였다. 그 결과 비등 열전달계수의 편차는 5% 미만으로 나타났고, 이것은 실험 오차의 한계 안에 드는 것이었다. 따라서 관과 관 사이의 간격을 25mm 이상으로 유지하면 플비등 열전달계수가 변하지 않음을 확인할 수 있었다.

한편 식 (1)에 있는 T_w 는 관의 길이 방향의 한 지점에서 측정된 온도이므로 데이터의 신뢰성을 높이기 위해 이 온도가 관의 길이 방향에 따라 크게 변하지 않음을 확인할 필요가 있다. 다시 말해 열전달계수가 관의 길이 방향으로 얼마만큼 일정한가를 살펴보는 것이 필요하다. 이를 위해 동일한 조건에서 벽온도를 재는 열전대의 위치를 관의 길이 방향으로 움직이면서 5~6개의 데이터를 측정해 보았다. 그 결과 대부분의 열유속에서 관의 길이 방향에 따른 열전달계수의 변화는 관의 끝부분을 제외하고는 대개 10% 미만이었으며, 이들의 길이 방향 평균치는 열전대를 중간에 놓고 측정한 데이터와 5% 이내에서 잘 맞았다. 하지만 본 실험에서처럼 히터를 사용하는 경우에는 끝부분에서의 열

손실을 최소화하는 작업이 매우 어렵다는 것을 알 수 있었다. 따라서 히터를 사용하는 경우에는 가능한 한 관의 길이를 길게 하고 열전대를 중간에 놓고 측정해야만 신뢰할만한 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있었다.

끝으로 셀-튜브 형태의 증발기에 사용되는 열전달관의 성능은 시간이 지남에 따라 불결효과(Fouling) 등에 의해 저하되며, 핀관보다 평관에서 fouling의 영향이 큰 것으로 알려져 있다.⁽⁸⁾ 본 실험에서는 핀관 및 평관 모두 제작초기에 공기 중에 충분히 노출시키고 냉매 교체 시마다 튜브의 표면을 아세톤으로 세척해 불결효과나 표면 상태 등이 일정하게 유지되도록 했다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 근공비 2원 혼합냉매인 R410A, 비공비 3원 혼합냉매인 R407C와 12가지 순수 냉매에 대해 평관 및 4개의 낮은 핀관에서의 플비등 열전달 실험을 수행하였다. R12, R22, R32, R124, R125, R134a, R410A는 4℃에서 R142b, R407C는 15℃에서 그리고 R11, R123, R141b, R152a는 25℃의 풀 온도에서 열유속을 10kW/m²에서 80kW/m²로 증가시켜가면서 열전달계수를 측정하였고, 결과에서는 낮은 핀관을 사용한 경우의 효과와 대체냉매의 특성에 대해 집중적으로 보고하고 논의하려 한다.

3.1 낮은 핀관의 효과

Fig.4~Fig.7은 R123, R134a, R22, R410A 등 대표적인 네 가지 냉매에 대해 평관과 낮은 핀관에서의 비등 열전달계수를 보여준다.

위의 그림들을 통해 냉매에 상관없이 핀의 밀도가 증가할수록 열전달계수가 증가함을 알 수 있다. Gorenflo와 Fath⁽⁹⁾는 낮은 핀관의 성능 증대가 전 열면적의 증가로 인한 핀 표면에서 냉매의 증발상승효과와 핀 사이에 흐르는 2상(2-phase) 상태의 대류열전달 증대효과와 두 가지 인자에 의한 것이라고 설명한 바 있다. 즉 낮은 핀관을 사용하면 액체 냉매와의 접촉면적이 증가해 증발효과를 상승시키며 동시에 냉매의 비등시 핀과 핀 사이가 마치 기포의 안내 길과 같은 역할을 하며 그 결과 핀의

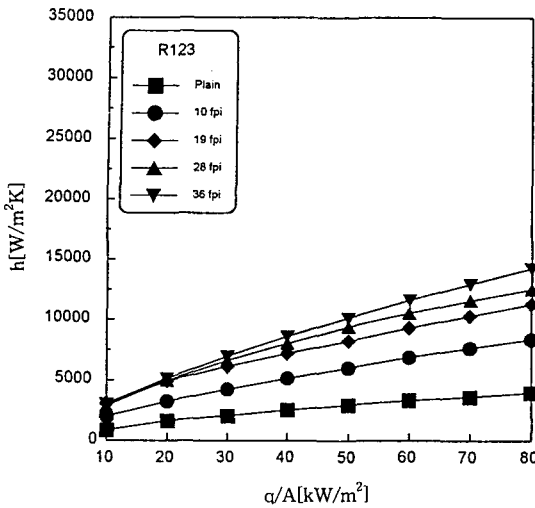


Fig.4 Boiling heat transfer coefficients of R123

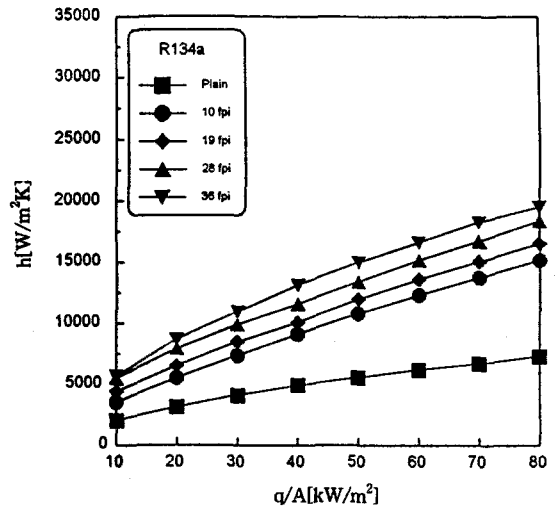


Fig.5 Boiling heat transfer coefficients of R134a

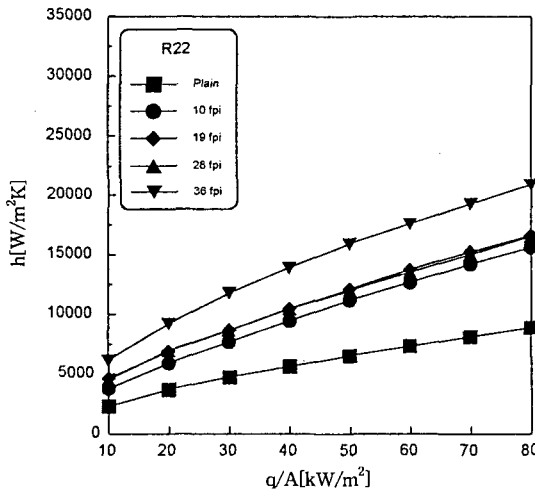


Fig.6 Boiling heat transfer coefficients of R22

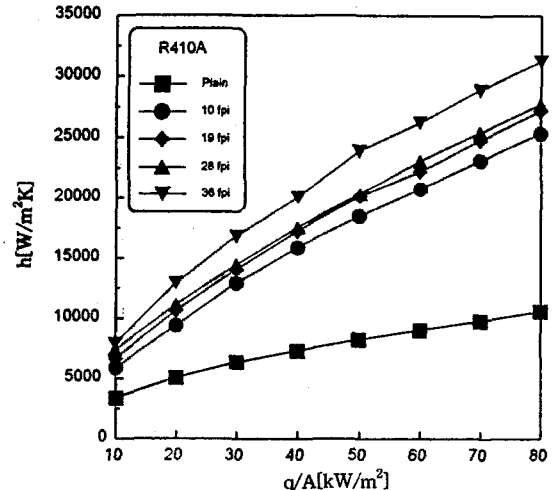


Fig.7 Boiling heat transfer coefficients of R410A

밀도가 증가할수록 기포의 전도와 속도가 증가하여 강제류로 쓸고 지나가는 듯한 현상('sweeping 현상')이 극대화되어 열전달계수가 증가하게 된다.⁽¹⁰⁾

이번에 실험한 냉매 중 R11, R12, R123, R141b, R142b 등 저압의 냉매에서는 낮은 핀관의 밀도의 증가에 따른 효과가 상당히 큰 것으로 나타났으며 그 이유는 다음과 같이 설명될 수 있다. 증기압이 낮아서 기포의 밀도가 낮은 저압의 냉매들은 주로 관성이 지배하는 영역에서 기포가 성장하며 따라서 이들이 비등할 때에는 증발 현상보다는 대류

현상에 의한 열전달이 지배적이다. 따라서 저압 냉매의 경우에는 관의 밀도가 증가할수록 기포의 동요가 심화되고 이로 인해 주변의 액체 냉매가 활발히 교체되어 비등 열전달계수가 급격히 향상하게 된다.

만액식증발기를 포함한 대부분의 냉동/공조기의 증발기는 40kW/m² 전후의 열유속에서 가동되기 때문에 이 정도의 열유속에서 낮은 핀관의 성능이 어느 정도 향상되는 가를 살펴보는 것이 중요하다. Table 2는 각 냉매에 대해 열유속 40kW/m²에서

평관에 대한 낮은 핀관의 비등 열전달계수의 비를 보여준다.

비등 열전달계수가 높은 냉매는 R32, R125, R143a, R410A, R152a 등이었는데 이 냉매들 모두 Table 3에서 볼 수 있듯이 환산압력(reduced pressure)이 R22보다 높음을 알 수 있다. 그러나 유일하게도 R407C는 증발압력과 환산압력이 R22보다 높지만 각 핀에 대한 비등 열전달계수가 R22에 비해 18%~40% 낮은 수치를 보였으며 이에 대한 이유는 뒤에서 밝힐 것이다.

Table 2에서 특이할만한 점은 모든 냉매에 대해 핀의 밀도가 증가함에 따라 열전달계수가 비례적으로 증가하지 않는다는 것이다. R22의 경우에는 모든 열유속에서 19fpi의 열전달계수가 28fpi의 열전달계수보다 높았고, R32의 경우에 낮은 열유속에서는 28fpi의 열전달계수가 19fpi에 비해 높았고 높은 열유속에서는 19fpi의 열전달계수가 28fpi보다 높았다. 또한 R125, R143a, R407C 등의 경우에는 10fpi, 19fpi, 28fpi 등의 비등 열전달계수가 10% 이내에서 서로 비슷한 값을 나타내어 낮

은 핀관의 효과를 크게 기대할 수 없었다. 특히 R22의 대체냉매로 거론되는 R407C는 낮은 핀관에 의한 효율이 가장 낮은 것으로 나타났다. 이처럼 핀의 효과가 낮은 냉매들은 대부분 고압의 냉매들인데 이는 기포 이탈시 부력과 표면장력의 평형방정식⁽¹¹⁾ 및 여러 학자들이 제안한 기포이탈지를 상관식⁽¹²⁾을 통해 알 수 있듯이 고압냉매의 경우 표면장력이 작고 기포이탈지를 또한 작아져 표면에서 충분히 'sweeping' 효과를 얻을 수 없기 때문에 사료된다. 그러나 'sweeping' 효과를 증대시키기 위해 핀의 간격을 너무 세밀하게 해서는 안된다. 핀의 간격이 발생하는 기포의 지름보다 작게 되면 오히려 기포의 성장과 이탈을 방해하는 기포막을 생성하여⁽¹³⁾ 액체 냉매의 접근을 막아 오히려 열전달을 방해하는 요소가 되기 때문이다. 위의 결과를 바탕으로 낮은 핀관의 최적 핀 밀도는 각 냉매에 따라 다르며, 현재로서는 실험을 통해 이를 구명해 낼 수밖에 없음을 알 수 있다.

또한 단일 튜브의 실험결과만으로 증발기 설계에 기여할만한 최적의 핀 밀도를 찾는 데는 다소의

Table 2 Enhancement of pool boiling heat transfer coefficients of low fin tubes at $q/A=40kW/m^2$

	Ref.	HTC of plain tube (W/m ² K)	HTC ratio			
			10fpi/plain	19fpi/plain	28fpi/plain	36fpi/plain
Low vapor pressure	R11 ^(****)	2,137	2.47	3.35	3.37	4.12
	R123 ^(****)	2,493	2.05	2.87	3.21	3.45
	R141b ^(****)	2,072	2.28	3.47	3.58	3.50
Intermediate vapor pressure	R12 ^(*)	3,576	2.26	2.49	2.54	3.21
	R134a ^(*)	4,924	1.91	2.04	2.35	2.67
	R152a ^(****)	7,082	1.57	1.83	1.97	2.23
	R124 ^(*)	3,838	1.80	2.16	2.32	2.87
High vapor pressure	R142b ^(****)	3,422	2.16	2.55	2.74	3.61
	R22 ^(*)	5,601	1.68	1.86	1.86	2.48
	R32 ^(*)	7,835	1.86	2.03	2.02	2.65
	R125 ^(*)	7,661	1.77	1.87	1.96	2.22
	R143a ^(*)	7,116	1.79	1.98	1.96	2.31
	R407C ^(**)	4,934	1.36	1.53	1.57	1.67
R410A ^(*)	7,287	2.18	2.36	2.41	2.75	

(*) : T_{sat}=4℃, (**) : T_{sat}=15℃, (****) : T_{sat}=25℃

무리가 있다. Danilova와 Dyundin⁽¹⁴⁾의 실험에서도 입증되었듯이 단일 튜브에서 최적의 핀밀도가 실제 산업체에서 쓰이는 관다발에서는 15%이상 감소할 수 있고 관다발 내 튜브의 열전달계수는 단일 튜브에서와는 달리 위쪽으로 올라갈수록 높아지는데 이같은 관다발효과^(15,16)도 무시할 수 없기 때문이다. 따라서 새롭게 부각되는 대체냉매들에 대해서 단일 튜브 외에도 관다발에 대한 실험과 연구가 계속적으로 이루어져야만 할 것이다.

3.2 평관의 실험치와 상관식의 비교

Fig.8과 Fig.9는 각각 냉매의 물성치에 중점을 둔 Stephan과 Abdelsalam⁽¹⁷⁾의 상관식과 환산압력에 역점을 둔 Cooper⁽¹⁸⁾의 상관식을 통해 예측한 결과와 혼합냉매를 제외한 순수냉매의 평관의 결과를 비교 분석한 것이다.

위 그림을 보면 Cooper의 상관식이 Stephan과 Abdelsalam의 상관식보다 본 실험의 결과와 잘 일치함을 알 수가 있다. 특히 R22, R32, R134a, R143a, R152a 등 대부분 고압의 냉매들에서 Cooper의 상관식은 10%이내의 정확도를 보인 반면 Stephan과 Abdelsalam의 상관식은 50%이상 낮게 예측을 하였고 저압의 냉매를 포함한 전 냉매에 걸쳐서도 평균오차 $\pm 7.7\%$ 인 Cooper의 상관식이 평균오차 $\pm 19.7\%$ 인 Stephan과 Abdelsalam의 상관식보다 우수함을 알 수가 있었다. 이러한 사실

을 Webb과 Pais⁽¹⁹⁾에 의해서도 입증된 바 있다.

3.3 대체냉매의 열전달계수 평가

본 연구의 목표 중 하나는 냉매의 증기압을 세 분류로 나누어 각 냉매의 특성과 비등 열전달계수를 서로 비교하여 기존의 냉매를 대체할 수 있는 냉매들을 평가하는 것이다. Table 3은 증기압에 따라 냉매를 세 그룹으로 분류하여 REFPROP 4.0⁽²⁰⁾에 의해 구한 각각의 물성치를 보여준다.

3.3.1 저압냉매

Table 4는 열유속 40kW/m^2 에서 평관 및 낮은 핀관에서 기존의 R11을 기준으로 하여 그 대체냉매인 R123 및 R141b의 비등 열전달계수를 비교한 결과를 보여준다. 평관 및 낮은 핀관 모두에 대해 R123과 R141b는 비등 열전달계수와 물성치가 R11과 비슷하여 문제없이 R11을 대체할 수 있을 것으로 보이나 R123은 오존분괴지수(ODP)가 R11의 2%로 낮고 가연성은 B1그룹에 속해 안전하며 독성 또한 비교적 낮아 사용에 문제가 없지만 R141b는 ODP가 R11의 10%로 다소 높고 가연성을 띠고 있으므로 장기적인 관점에서 R11의 대체냉매로는 적당하지 않을 것으로 판단된다.

3.3.2 중압냉매

Table 5는 열유속 40kW/m^2 에서 평관 및 낮은 핀관에서 기존의 R12를 기준으로 하여 그 대체냉매인 R134a 및 R124의 비등 열전달계수를 비교

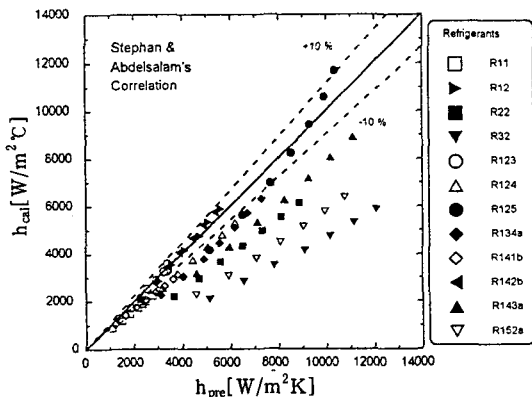


Fig.8 Comparison of experimental data on plain tube with Stephan & Abdelsalam's correlation

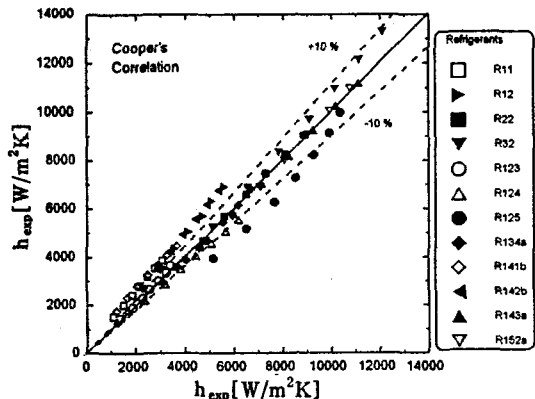


Fig.9 Comparison of experimental data on plain tube with Cooper's correlation

Table 3 Some properties of tested refrigerants

	Ref.	T_{sat}	P_{sat}	σ	P_r	T_r	D_b	ODP	GWP	ASHRAE Std 34 safety group
		(°C)	(kPa)	(N/m)			$\times 10^{-4}$ (m)		100year	
Low vapor pressure	R11	25	106.2	0.018	0.024	0.633	7.99	1.00	4,000	A1
	R123	25	91.9	0.016	0.025	0.653	7.57	0.02	93	B1
	R141b	25	78.6	0.018	0.019	0.625	8.74	0.10	630	-
Intermediate vapor pressure	R12	4	350.0	0.011	0.085	0.720	6.61	0.90	8,500	A1
	R134a	4	337.1	0.012	0.082	0.740	6.94	0.00	1,300	A1
	R152a	25	595.7	0.01	0.132	0.772	7.78	0.00	140	A2
	R124	4	188.5	0.012	0.052	0.700	6.84	0.03	480	A1p
High vapor pressure	R142b	15	245.5	0.013	0.060	0.702	7.81	0.07	2,000	A2
	R22	4	565.9	0.011	0.113	0.750	6.99	0.05	1,700	A1
	R32	4	923.6	0.011	0.157	0.788	7.43	0.00	580	A2
	R125	4	760.6	0.007	0.212	0.817	5.28	0.00	3,200	A1p
	R143a	4	701.6	0.007	0.185	0.800	6.28	0.00	4,400	A2r
	R407C	15	890.1	0.009	0.187	0.799	6.69	0.00	1,370	A1/A1r
R410A	4	905.2	0.011	0.156	0.789	7.01	0.00	1,370	A1/A1r	

Table 4 Pool boiling heat transfer coefficients of low vapor pressure refrigerants at 25°C, $q/A=40kW/m^2$

Tube	HTC ratio	
	R123/R11	R141b/R11
plain	1.17	0.97
10fpi	0.97	0.90
19fpi	1.00	1.00
28fpi	1.01	0.93
36fpi	0.98	0.82

Table 5 Pool boiling heat transfer coefficients of intermediate vapor pressure refrigerants at 4°C, $q/A=40kW/m^2$

Tube	HTC ratio	
	R134a/R12	R124/R12
plain	1.38	1.07
10fpi	1.17	0.86
19fpi	1.13	0.93
28fpi	1.27	0.98
36fpi	1.18	0.99

한 결과를 보여준다. R124는 비등 열전달계수가 R12에 비해 낮고 ODP를 가진 HCFC라는 관점에서 장기적 대체냉매로는 적당치 않다고 판단된다. 그러나 R134a는 전 튜브에 걸쳐 비등 열전달계수가 R12에 비해 15~30%의 증가를 보였고 HFC로서 환경친화적이며 독성 또한 거의 없는 안전한 냉매로 검증되어 대체냉매로서 손색이 없을 것으

로 예상된다.

한편 R152a와 R142b의 경우에는 응축기의 냉각수를 냉각시키는 외부 칠러의 용량 부족으로 증발온도를 4°C로 맞출 수가 없었고 하는 수 없이 각각 25°C와 15°C에서 데이터를 취하였다. 이 온도에서의 환산압력(reduced pressure)과 4°C에서의 환산압력간에는 각각 50%와 30%의 차이가 있기 때문

에 이들 냉매의 경우에는 R12와 정확한 비교를 할 수가 없었다. 왜냐하면 비등 열전달계수가 환산압력에 비례하여 증가하기 때문이다. 위 사실은 R11의 실험을 통해서도 확인할 수 있었다. R11에 대해 증발온도 25℃를 기준으로 실험했을 때와 10℃를 기준으로 실험했을 때, 증발온도가 낮아짐에 따라 환산압력은 57%로 감소하게 되고 전 튜브에 걸쳐서 비등 열전달계수가 14~28%까지 감소하였다. 따라서 R12의 대체냉매로서 R152a와 R142b는 증발온도차이로 인한 환산압력의 변화와 그에 따른 비등 열전달계수 변화를 고려하여 일단 비교 대상에서 제외시켰다.

3.3.3 고압냉매

Table 6은 열유속 40kW/m²에서 평관 및 낮은 핀관에서 기존의 R22를 기준으로 하여 그 대체냉매인 R32, R125, R143a, R410A의 비등 열전달계수를 비교한 결과를 보여준다.

비교한 모든 냉매의 비등 열전달계수가 R22에 비해 월등히 높았지만, 이들의 증기압이 R22에 비해 30~60%까지 높기 때문에 장비의 교체 없이 R22를 그대로 대체하기에는 어려울 것으로 추측된다. 한편 이들은 모두 HFC 냉매이므로 오존층 붕괴를 일으키지 않고 독성도 없는 것으로 밝혀져 장기적으로 유용한 대체물임을 알 수 있다. 현재 R22의 장기적 대체물로 거론되고 있는 R410A의 경우에는 전 튜브에 대해 R22와 비교하여 평균 50%정도 높은 열전달계수를 갖고 있는 것으로 밝혀져 그 장래가 밝다고 할 수 있다.

한편 R22의 대체냉매로 부각되어온 R407C의 경

우에는 외부 칠러의 용량부족으로 증발온도를 15℃로 맞출 수밖에 없었다. 이 경우에 증발온도를 4℃로 맞추었을 때보다 환산압력이 높으나, 그럼에도 불구하고 이 온도에서의 비등 열전달계수가 R22에 비해 약 20~40% 낮은 것으로 측정되었다. 만일 증발온도 4℃에서 R407C의 비등 열전달계수를 구하면 환산압력이 약 50% 감소하게 되므로 증발온도 4℃의 R22에 비해 비등 열전달계수가 40% 정도 낮을 것으로 예상된다. 실제로 본 실험에서 R407C의 환산압력을 27% 감소시키자 비등 열전달계수가 15~20% 정도 감소하는 것을 볼 수 있었다. 따라서 R407C를 고압 칠러에 적용하려면 전기장 등을 사용하여 열전달 성능을 획기적으로 증대시킬 수 있는 방안이 강구되어야만 할 것이다. 또한 비공비 혼합냉매의 경우 물질전달저항으로 인한 열전달계수의 감소 현상을 올바르게 규명하기 위해 비공비 혼합냉매의 조성을 변화시켜가며 체계적인 연구를 진행하는 것이 필요할 것으로 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 12가지의 순수냉매와 2가지의 혼합냉매에 대해 평관 및 4개의 낮은 핀관에서의 풀 비등 열전달 실험을 수행하였다. R12, R22, R32, R124, R125, R134a, R410A는 4℃에서 R142b, R407C는 15℃에서 그리고 R11, R123, R141b, R152a는 25℃의 풀 온도에서 열유속을 10kW/m²에서 80kW/m²로 증가시켜가면서 열전달계수를 측정하였고, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 고압냉매의 비등 열전달계수가 저압냉매에 비해 높은 것으로 측정되었지만 낮은 핀관을 사용할 때의 효과는 고압냉매보다는 저압의 냉매에서 더욱 큰 것으로 밝혀졌다.

2) 낮은 핀관의 최적 핀밀도는 냉매에 따라 달랐으며, 핀관의 밀도가 증가함에 따른 열전달계수의 증가 역시 냉매마다 다르게 나타났다.

3) 열전달계수 측면에서 볼 때 저압냉매 R11의 대체냉매로는 R123이 가장 적합하며 중압냉매 R12의 대체냉매로는 R134a가 적당한 것으로 판명되었다.

4) 고압냉매 R22를 대체할 수 있을 것으로 예

Table 6 Pool boiling heat transfer coefficients of high vapor pressure refrigerants at 4℃, $q/A=40\text{kW/m}^2$

Tube	HTC ratio			
	R32/R22	R125/R22	R143a/R22	R410A/R22
plain	1.34	1.37	1.27	1.30
10fpi	1.54	1.44	1.35	1.68
19fpi	1.52	1.37	1.35	1.65
28fpi	1.52	1.44	1.34	1.69
36fpi	1.50	1.22	1.19	1.44

상되는 순수 냉매의 비등 열전달계수는 모두 R22에 비해 높았지만 증기압 또한 R22에 비해 상당히 높아 장비의 교체 없이는 R22 대체가 불가능할 것으로 예상된다.

5) R22의 대체냉매로 발표된 혼합냉매 중 R410A는 비등 열전달계수가 R22에 비해 50% 정도 높았지만 증기압이 높다는 단점이 있고 R407C는 증기압은 비슷하지만 비등 열전달계수가 40% 정도 낮아 적용시 열교환기의 성능을 대폭 증가시켜야 할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 교육부의 기계공학 학술연구조성비 지원으로 수행되었으며(과제번호 : ME96-F-07), 이에 관계자 여러분에게 감사를 드린다. 또한 냉매를 제공해준 울산화학과 Du Pont Korea, Lucky Allied Signal, 그리고 낮은 핀관 제작에 도움을 준 성형금속과 비등 열전달 장치 제작에 도움을 준 (주) 제이오에 감사를 드리며, 끝으로 인하대학교와 대학원에 감사를 드린다.

참 고 문 헌

1. Molina, M. J. and Rowland, F. S., 1974, "Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozone", Nature, Vol. 249, pp. 810~812.
2. UNEP, 1987, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone layer, Final Act.
3. Hesse, G., 1973, "Heat transfer in nucleate boiling maximum heat flux and transition boiling", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 16, pp. 1611~1627.
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. 김주형, 광대희, 정동수, 김종보, 1995, "CFC11, HCFC123, HCFC141b 풀 내에서 낮은 핀관의 비등 열전달 특성", 대한기계학회논문집, 제19권, 제9호, pp. 2316~2327.
6. Hahne, E., Qiu-Rong, C. and Windisch, R., 1991, "Pool boiling heat transfer on finned tubes-an experimental and theoretical study", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 2071~2079.
7. Kadhum, A. -A. and Varshney, B. S., 1994, "Boiling heat transfer of acetone and water mixtures on plain and integral-fin tube geometries", ASHRAE Trans., pp. 653~662.
8. Webb, R. L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley & Sons. Inc., New York, pp. 293~294.
9. Gorenflo, D., and Fath, W., 1987, "Pool boiling heat transfer on the outside of finned tubes at high saturation pressure", Proc. 17th Int. Congr. Refrig., pp. 955~960.
10. 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.
11. Webb, R. L., 1994, Principles of enhanced heat transfer, John Wiley & Sons. Inc., New York, pp. 340~341.
12. Carey, V. P., 1994, Liquid-vapor phase-change phenomena, Hemisphere Publishing Cor., New York, pp. 207.
13. Thome, T. R., 1990, Enhanced boiling heat transfer, Hemisphere Publishing Cor., New York, pp. 98~101.
14. Danilova, G. and Dyundin, V. A., 1972, "Heat transfer with freon 12 and 22 boiling at bundles of finned tubes", Heat Transfer Sov. Res. Vol. 4, No. 4, pp. 48~54.

15. Cornwell, K. and Schuller, R. B., 1982, "A study of boiling outside a tube bundle using high speed photography", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, pp. 683~690.
16. Cornwell, K., 1989, "The influence of bubbly flow on boiling from a tube in a bundle", *Advanced in Pool Boiling Heat Transfer*, pp. 177~183.
17. Stephan, K. and Abdelsalam, M., 1980, "Heat transfer correlations for natural convection boiling", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 73~87.
18. Cooper, M. G., 1984, "Saturation nucleate, pool boiling-a simple correlation", *Int. Chem. Engng Symp. Ser. Vol. 86*, pp. 785~792.
19. 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.
20. Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G. and Huber, M., 1993, "NIST Thermodynamic property of refrigerants and refrigerant mixtures database(REFPROP)", National Institute of Standards and Technology.