

〈論 文〉

CFC11, HCFC123, HCFC141b 풀내에서 낮은 핀관의 비등 열전달특성

김주형* · 곽태희* · 정동수** · 김종보**
(1995년 1월 28일 접수)

Pool Boiling Heat Transfer Characteristics of Low-Fin Tubes in CFC11, HCFC123 and HCFC141b

Joo-Hyung Kim, Tae-Hee Kwak, Dongsoo Jung and Chong-Bo Kim

Key Words : CFC11(냉매11), HCFC123(냉매123), HCFC141b(냉매141b), Bubble Departure Diameter(기포이탈지름), Low-Fin Tube(낮은 핀관), Pool Boiling Heat Transfer(풀 비등 열전달), Heat Transfer Enhancement(열전달향상)

Abstract

Experimental results from nucleate pool boiling heat transfer with various finned tubes in CFC11, HCFC123 and HCFC141b are reported. One plain tube and four low fin tubes of various fin densities were tested in an attempt to find out the optimum fin density in the heat flux range of 10~60 kW/m² at near atmospheric pressure. The results indicated that CFC11 showed the highest heat transfer coefficients. Its alternatives, HCFC123 and HCFC141b, showed 3~5% lower heat transfer coefficients than those of CFC11 at the same heat flux. As the fin density increases, so does the heat transfer surface area. Measured heat transfer coefficients, however, do not necessarily always increase as the fin density increases. This unique phenomenon seems to be caused by the coalescence of the bubbles that prevent the cool liquid from entering into the fin valleys. For all the refrigerants tested, the optimum fin density yielding the highest performance was 28 fins per inch confirming the previous results by other researchers.

기 호 설 명

D_b : 기포이탈지름[m]
 g : 중력가속도[m/s²]
 h : 열전달계수[W/m²°C]
 k : 열전도도[W/mK]
 q : 카트리지 히터에 공급된 열량[W]
 T : 온도[°C]

β : 액체와 기포의 접촉각
 ρ : 밀도[kg/m³]
 σ : 표면장력[N/m]

무차원수

Pr_l : 액체의 Prandtl수

하첨자

그리스문자

sat : 포화상태
 l : 액체상태
 v : 기체상태

*인하대학교 대학원

**정회원, 인하대학교 기계공학과

avg : 평균값

1. 서 론

핵비등 열전달은 열이 발생하는 공정에서 그 공정의 구성요소들이 외부 유체와 열교환을 하는 중요한 방법중의 하나이다. 또한 핵비등 열전달은 일반 단상 열전달보다 훨씬 효과적이기 때문에 현재 열에너지의 효율적 이용을 위해 많이 사용되고 있는 고효율 열교환기에 응용되고 있다. 그러나 비등 열전달계수가 열전달표면 및 열전달유체와의 관계 등에 의해 많은 영향을 받으므로, 지금까지 이 분야에서는 주로 실험적 연구가 많이 진행되어 왔다.

1996년부터는 오존층을 파괴하고 지구온난화를 가속화시키고 있는 CFC들의 생산 및 사용이 전세계적으로 전면 금지된다. 그러므로 이에 대한 대체 냉매들이 시급하게 개발되어야 하며, 지금이야말로 그에 따른 많은 연구가 필요한 시점이다. 이같은 세계적인 추세를 고려하여, 본 연구에서는 지금까지 건물용 냉각기(chiller)의 냉매로 사용되어온 CFC11과 이것의 대체물질로 개발되어온 HCFC123 그리고 이들과 비슷한 증기압을 갖고 있는 HCFC141b의 비등 열전달현상에 대해 조사하려 한다. 현재 냉각기에 사용되는 열교환기에는 열전달 향상을 위해서 낮은 핀관들이 사용되고 있으며, 앞으로 대체냉매가 사용된다더라도 열전달계수 향상을 위해서는 낮은 핀관들이 계속해서 사용될 것이다. 본 연구는 낮은 핀관들의 열전달성능이 각 냉매에 대해 어떻게 변하며 단위길이당 핀수의 최적치가 존재하는가를 실험적으로 규명하는 것을 목적으로 하고 있다.

풀 비등 열전달촉진을 위해서는 다양한 방법들이 제시되었는데, 그 방법중의 하나가 낮은 핀관의 사용이다. Hesse⁽¹⁾는 낮은 핀관들을 사용하여 R12, R113과 R114의 비등 열전달에 대해 연구하였다. 그는 낮은 압력에서 낮은 핀관들이 평균보다 더 좋은 열전달효과를 나타냄을 발견했고, 이것이 핀 사이에서 이탈하는 기포의 크기와 관계가 있음을 발견했다. Rubin 등⁽²⁾은 물과 R113내에서 핀관에 대한 실험을 통해 핀 사이의 임계간격너비(critical gap width)를 포함하는 관계식을 구하였으며, 임계간격너비에 따라 핀의 열전달이 증가하거나 감소하므로 핀 간격에 최적치가 존재함을 밝혀냈다.

Hahne와 Müller⁽³⁾ 등은 원주들레에 핀이 있는 관에 대해 연구하였다. 그들은 낮은 열유속에서는 관다발(tube bundle)의 맨 위쪽에 위치한 핀이 가장 아래 위치한 핀보다 100% 정도 더 높은 열전달계수를 나타내며, 충분히 발달한 핵비등 영역에서는 각각의 비등곡선이 단일곡선으로 수렴한다는 것을 알아내었다. 또한 그들은 핵비등과 대류가 관다발에서의 열전달을 지배하며, 낮은 열유속에서는 대류의 영향이 매우 강하게 작용하며 핵비등은 중요한 역할을 하지 못하는 반면에, 높은 열유속에서는 핵비등이 지배적인 역할을 한다고 주장했다.

Chen 등⁽⁴⁾은 26 fpi(fins per inch)관과 19 fpi관에 대한 비등 열전달실험을 통해, 30 kW/m²의 열유속에서 26 fpi관의 비등 열전달계수가 19 fpi관의 비등 열전달계수보다 약 27% 가량 더 크다고 보고했다. Hahne⁽⁵⁾은 하나의 핀관과 위아래로 놓인 두개의 핀관을 실험하였다. 두개의 핀관중 아래쪽에 위치한 핀관의 열전달계수는 하나의 핀관을 실험했을 때와 비슷한 결과를 보였지만, 위쪽에 위치한 관의 열전달계수는 하나의 핀관에 비해 증가하였다. 그러나 높은 열유속에서는 이러한 증가는 사라지는 것을 관찰하였다.

풀 비등시 핀의 최적형상에 대한 연구들은 Westwater 등⁽⁶⁾에 의해 행해졌으며, 그들은 열전달면에 따라 열전달계수가 변하는 것을 이용하여 핀의 열전도를 수치적으로 분석하였고, 이것을 통해 핀의 최적형상을 연구하였다. 국부적인 열전달계수는 등은 열전달면을 통해서 얻은 값과 같다는 가정하에서 그들은 복잡한 형상의 핀이 단순한 형상(원통형이나 사각형)의 핀에 비해 더 큰 열전달계수 향상을 일으키는 것을 발견했다. 그러나 그들은 실제로 그렇게 복잡한 핀을 가공한다는 것이 거의 불가능함을 보여주었다. Biyikli⁽⁷⁾는 R113을 포함하는 여러 종류의 냉매에 대해 최적화된 사각 핀의 디자인 도표를 제안했다.

본 연구에서는 CFC11과 그 대체냉매인 HCFC123과 HCFC141b 풀내에서 다양한 핀관을 사용하여 핀수와 열전달계수의 상관관계를 실험적으로 살펴보고자 한다. 특히 열전달면에서의 기포이탈현상과 핀관의 열전달계수와의 관계를 알아보고자 한다. 그리고 가장 큰 열전달계수의 향상을 보이는 최적의 핀 밀도에 대해서도 조사하고, 실제적인 열전달 향상과 비등 열전달에 있어서 기초가 되는 자료를 제시하고자 한다.

2. 핵비등 열전달의 기구^(8,9)

플라에서 핵비등 열전달이 진행될 때의 열전달기 구(mechanism)는 Hsu와 Graham⁽¹⁰⁾이 제시한 것 과 같이 Fig.1의 모델에 의해 설명될 수 있다. Hsu와 Graham은 핵비등의 열전달기구에 기포의 요동, 열경계층 제거, 증발 등이 있음을 보여주었다. 이들에 대한 설명은 다음과 같다.

기포의 요동(bubble agitation) : 기포의 성장과 이탈에 의해 야기되는 액체의 움직임은 플라 안의 액체의 자연대류를 변화시켜 강제대류를 만들어 낸다. 이 때 열은 과열화된 액체영역에서 현열(sensible heat)의 형태로 전달된다.

열경계층 제거(thermal boundary layer stripping) : 가열된 표면 근처의 액체 안에서 천이 열전도에 의해 생성된 열경계층은 표면에서 이탈하는 기포의 수력학적 마찰저항(hydrodynamic drag)에 의해 주기적으로 제거된다. 이 때에도 열은 과열화된 액체 영역에서 현열형태로 전달된다.

증발(evaporation) : 기포아래 위치한 미소층(microlayer)에서는 기포를 둘러싸고 있는 과열화된 액

체의 증발에 의해 기포들이 과열된 표면에서 성장한다. 이 때에는 열이 잠열(latent heat)의 형태로 전달된다.

위에서 언급된 모든 핵비등 열전달기구에 있어서 열은 항상 액체의 열경계층을 통해 전달된다. 기포의 생성위치가 서로 멀리 떨어진 낮은 열유속의 경우에는 여전히 단상(single phase) 자연대류가 열전달에 있어서 중요한 역할을 한다. 한편 열유속이 더 증가하면 기포생성이 가속화되며 이 때부터는 자연대류의 영향이 급격히 감소한다. 위의 세 가지 외에도 핵비등의 기구에는 여러 가지 많은 요소들이 포함되어 있으며, 이들은 매우 복잡하게 서로 연결되어 있으나 기본적으로 핵비등 열전달계수는 기포의 수, 발생주기, 크기 등에 의해 크게 영향을 받는다.

핵비등의 두드러진 특징은 가열면 위에 불규칙적으로 위치하고 있는 선점위치(preferential site)에서의 기포생성이다. 핵비등 위치를 활성화시켜주는 표면 과열도가 증가할수록 열유속은 빠르게 증가한다. 표면과열도가 더욱 증가하면 기포들은 서로에게 영향을 미치며 합쳐지기 시작한다. 기포가 합쳐지는 이유는 다음과 같다. 먼저 같은 위치에서 발생된 기포들의 수직적인 상호작용과 근처에서 발생된 기포들 사이에 작용하는 수평적인 상호작용에 의해서 기포들은 합쳐진다. 독립된 기포영역(isolated bubble regime)에서부터의 천이 현상은 기포형상의 변화를 가져오며, 그 결과 가열된 표면 근방에서의 유체의 흐름이 변하며 동시에 핵비등 열전달기구의 변화도 생기게 된다.

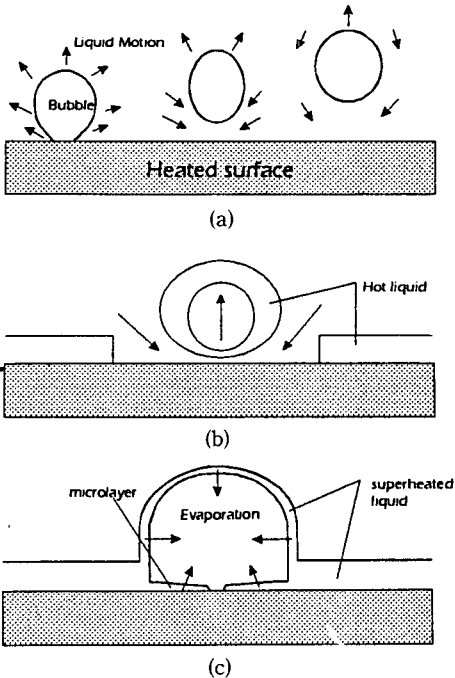


Fig. 1 Nucleate pool boiling mechanism on plain surface

3. CFC11과 그 대체냉매들⁽¹¹⁾

1930년대에 개발된 이후로 CFC(chlorofluorocar-

Table 1 Alternative fluids of CFC11

| HCFCs | HFCs | HFEs |
|-----------|-----------|----------|
| HCFC226ea | | |
| HCFC226da | HFC347ccd | HFE254cb |
| HCFC235ca | HFC338eea | HFE245cb |
| HCFC123 | HFC245fa | HFE245fa |
| HCFC123a | HFC245ca | HFE143 |
| HCFC141b | | |

Table 2 Physical Property Data of CFC11, HCFC123 and HCFC141b

| | CFC11 | HCFC123 | HCFC141b |
|----------------------------|------------------------|----------------------------|----------------------------|
| Chemical formula | CCl_3F | CHCl_2CF_3 | CCl_2FCH_3 |
| MW(kg/kmol) | 137.38 | 152.93 | 116.95 |
| Tc(°C) | 198.0 | 183.79 | 204.2 |
| Pc(kPa) | 4406 | 3674 | 4250 |
| Normal boiling point(°C) | 23.82 | 27.87 | 32.0 |
| Freezing point(°C) | -111.0 | -107.15 | NA |
| Heat of evaporation(kJ/kg) | 181.36 | 170.44 | 222.73 |
| ODP relative to CFC11 | 1.0 | 0.02 | 0.1 |
| GWP relative to CFC11 | 1.0 | 0.024 | 0.126 |
| Flammability | No | No | Yes |

bon)들은 냉동장치 및 단열재 제조에 그리고 세척제 및 의약품으로 널리 사용되어왔다. 그러나 이들의 오존 파괴지수(ozone depletion potential, ODP)와 지구 온난화지수(global warming potential, GWP)는 매우 높기 때문에, 1996년부터는 이들의 사용이 전 세계적으로 전면 금지된다. 따라서 지금은 이들에 대한 대체물질이 절실하게 요구되고 있다. 이같은 상황에서 CFC들의 대체물질로 연구되고 있는 HCFC, HFC 그리고 HFE 등의 사용이 필수 불가결하게 되었으며, 현재 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. Table 1에서 보는 바와 같이, CFC11을 대체할 수 있는 물질에는 여러 가지가 있다. 그러나 그 가운데 실제적으로 실용화되고 있는 대체물질은 HCFC이며, HFC와 HFE 등은 아직 연구단계에 있으므로 실용화되기까지는 많은 연구와 시간이 필요하리라고 생각된다.

HCFC중에서 CFC11을 대체하기 위한 물질로는 HCFC123과 HCFC141b가 가장 적합하며, 그 중에서도 HCFC123은 대체물질 중에서 가장 적절한 것으로 판명되었다. HCFC123도 여전히 2개의 Cl(chlorine)을 포함하고 있으므로 오존층 파괴지수가 0.0은 아니지만, 대기 중에서의 수명이 매우 짧아 오존층 파괴정도가 매우 작다. HCFC123은 0.02의 낮은 오존파괴지수와 0.019의 낮은 지구 온난화지수를 가지고 있다. (CFC11기준 : ODP=1.0, GWP=1.0) HCFC123의 비등점은 CFC11과 매우 비슷하지만 분자량은 CFC11보다 약간 크다. 그러

므로 원심식 냉각기에 있어서, HCFC123은 CFC11을 대체하는 공기역학적 드롭-인(aero-dynamical drop-in : 시스템에서 냉매만을 바꾸어 시스템의 다른 큰 변화없이 작동시키는 것) 대체물질로 여겨지고 있다. HCFC141b의 ODP는 HCFC123보다 조금 더 크며, 이 냉매는 약간의 가연성을 띠고 있다. HCFC123과 HCFC141b의 물성치 및 특징은 Table 2에 주어져 있다. HCFC들은 여전히 오존층을 파괴하는 물질로 밝혀진 Cl을 포함하고 있으므로, 언젠가는 Cl을 전혀 포함하지 않은 HFC와 HFE 등으로 대체되어야 할 것이므로 이들에 대한 지속적인 연구도 필요할 것이다.

4. 실험

4.1 실험장치

CFC-11과 그 대체냉매인 HCFC-123과 HCF-C141b

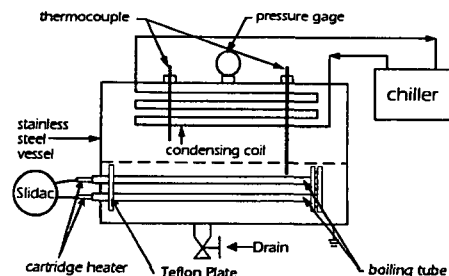


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental facility

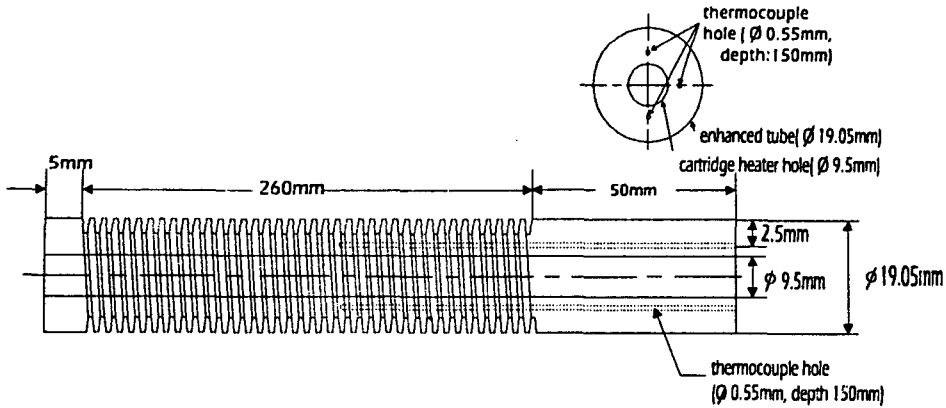


Fig. 3 Fin tube configuration and thermocouple holes

를 작동유체로 사용하는 경우에, 낮은 핀관에서 핵비등 열전달촉진이 어느 정도 발생하는지를 실험적으로 연구하기 위하여 Fig. 2와 같은 실험장치를 제작했다. 본 실험장치는 동일한 조건하에서 평관과 낮은 핀관들을 실험하여 그 결과를 비교할 수 있도록 설계되었다.

비등 발생장치는 스테인레스 스틸로 제작되었고, 크기는 가로, 세로, 높이가 각각 355.6, 120, 228.6 mm이며, 양쪽 끝에는 내부장치를 쉽게 변경할 수 있도록 플랜지가 설치되었다. 또한 실험관을 플랜지에 끼운 뒤 O-ring을 사용하여 냉매가 새어나가지 않도록 하였다. 비등이 일어나는 관과 기포의 거동들을 관찰하기 위해서 실험장치 앞면과 뒷면에 가로, 세로, 높이가 각각 245, 100, 20 mm의 강화유리로 된 사이트 글래스를 설치하였다.

Fig. 3에 있는 것처럼, 각각의 핀의 유효 열전달 길이는 260 mm, 바깥지름은 19 mm이다. 관내에 카트리지 히터가 들어갈 수 있도록 먼저 건드릴(gun drill)을 사용하여 구리봉에 내경 9.5 mm의 구멍을 가공한 뒤 구리봉을 선반에서 가공하여 핀관을 제작하였다. 그 뒤 길이가 260 mm이고 지름이 9.5 mm인 카트리지 히터를 그 안에 밀어 넣음으로써, 관에서 열이 균일하게 발생할 수 있도록 하였다. 또한 균일한 열유속을 내기 위해 관과 카트리지 히터사이의 공간을 열전도도가 우수한 thermal paste로 채워넣었고, 관 끝에서 열이 새어나가지 않도록 하기 위해 단열이 뛰어난 유리솜을 사용하였다.

이번 실험을 위하여 제작된 낮은 핀관들의 구성은 Fig. 4와 같으며 각각의 전열면적은 Table 3에

주어져 있다. 이번에 사용된 핀관들은 핀관 전문 제조 업체의 사양을 참고로 하여 본 연구실에서 직접 선반가공을 통해 제조되었다. 선반가공시 단위 길이당 핀의 숫자가 증가하게 되면 칩의 배출이 어렵기 때문에 핀의 형상이 사다리꼴로 될 수밖에 없었음을 유의하기 바란다.

카트리지 히터를 관내에 밀착시킨 뒤 관의 한쪽 끝을 용접하여 냉매가 관내로 들어가지 못하게 하였고, 전압조정기를 통하여 카트리지 히터에 전기를 공급함으로써 관표면에 균일한 열유속이 발생하도록 했다. 열유속은 전압조정기를 조절함으로써 10 kW/m²에서 60 kW/m²까지 변화시켰다. 카트리지 히터에 공급되는 열량을 측정하기 위해 전압 조정기를 통해 들어온 전기는 디지털 와트미터로 들어간 뒤 카트리지 히터에 공급되었고, 와트미터에서 나온 신호는 측정장비로 들어가서 열량으로 환산되었다.

비등 열전달계수는 열전달 표면의 거칠기에 따라

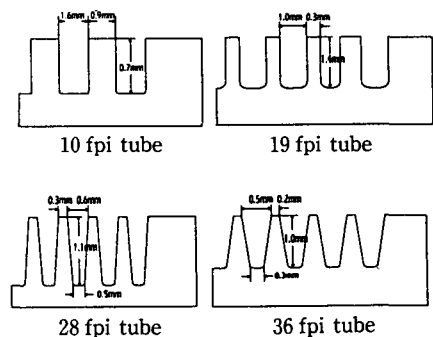


Fig. 4 Specifications of the low-fin tubes tested

Table 3 Specifications of 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) | 22.794×10^{-3} | 43.309×10^{-3} | 47.795×10^{-3} | 51.980×10^{-3} |

Plain tube : $15.519 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

큰 영향을 받게 되므로, 핵비등 실험시 가장 중요한 준비요소 중 하나가 실험관의 표면상태를 고르게 유지하는 것이다. 이것은 동일한 실험조건을 유지하기 위한 것이며, 실험이 진행되면서 표면의 불결계수가 증가하는 것은 어쩔 수 없었다. 이같은 불결계수의 영향은 결과 부분에서 논의될 것이다. 실험관의 표면상태를 동일하게 유지하기 위해 선반에서 700 rpm으로 관을 회전시켜가며 사포(#320)로 표면을 가공하였고, 더 균일한 표면을 얻기 위해 고운 사포(#800)를 사용하여 폴리싱하였다.

표면에서의 열전달계수를 측정하기 위해서는 관의 표면온도를 측정해야 하지만 실제로는 그것이 거의 불가능하므로, Fig. 3에 있는 것처럼 관의 외경에서 2.5 mm 되는 부분에 길이 150 mm, 지름 0.55 mm의 구멍을 방전가공에 의해 뚫고 그 내부에 지름 0.50 mm의 열전대를 넣어서 그 부분의 온도를 측정했다. 관의 중앙단면에서 위, 아래, 옆(각각 90° 간격을 둠)에 열전대를 심어서 원주상의 위치에 따른 열전달계수의 변화를 측정하였다.

비등 열전달계수는 열전달표면으로부터의 액체의 높이에 따라 어느 정도 변하므로, 실험시 열전달표면으로부터 액체의 높이가 일정하도록 냉매의 양을 일정하게 조절하였고, 냉매의 온도를 측정하는 열전대는 냉매에 충분히 잠기게 하였다. 비등 장치내의 압력은 아날로그압력계를 달아서 읽을 수 있도록 했으며, 더욱 정확한 값을 얻기 위해 압력계 외에 절대압력 트랜스듀서를 사용하여 보다 정밀하게 압력을 측정하였다.

열전달면이 가열됨에 따라 냉매는 비등하게 되고 비등장치내의 냉매온도와 압력은 상승하게 된다. 같은 조건에서 각 냉매의 실험치들을 비교하려면 비등장치내의 압력이 일정하게 유지되어야만 하며, 이를 위해 응축코일이 비등장치내 증기부분에 설치되었다. 응축코일 안으로 흐르는 냉각수의 양과 온도를 조절함으로써 용기내의 압력은 원하는

대로 유지될 수 있었다. 이때 사용된 냉각수는 독립적인 등은 냉각기에서 공급되었다.

비등장치내의 액체냉매의 온도는 대기압하에서 각 냉매의 포화온도에 가까운 24°C(CFC11), 27°C(HCFC123)와 31°C(HCFC141b)가 되도록 했다. 응축코일로 들어가는 냉각수를 공급해주는 등은 냉각기의 용량이 조금 부족하여, 실험에 사용된 모든 냉매에 대해 같은 온도에서 비등이 일어나도록 할 수 없었던 것이 본 실험의 단점 중 하나로 판명되었다. 그러나 결과 및 고찰 부분에서 좀더 상세히 논의되겠지만, 이 정도의 온도변화(24~31°C)가 각 냉매의 열전달계수에 미치는 영향은 그리 크지 않은 것으로 밝혀졌다. 비등장치 자체의 온도를 측정하는 2개의 열전대와 대기의 온도를 측정하는 2개의 열전대를 사용하여 비등장치 및 주변의 온도도 측정하였다. 열전달관내의 온도와 유체의 온도를 측정하기 위해 사용된 열전대는 모두 스테인레스 스틸로 싸여있는 T-type이었고, 이들은 ice point reference를 사용하여 영점 보정되었다. 이 때 사용된 ice point reference의 온도오차는 $\pm 0.02 \sim 0.05^\circ\text{C}$ 정도였다. Ice point reference에 들어가는 얼음은 증류수를 얼려서 작게 분쇄된 상태로 만들어 사용했고, 증류수와 얼음이 50:50의 비율로 섞인 혼합액은 열유입을 차단하기 위해 진공보온병에 보존되었다. 실험 중에도 계속해서 ice point reference 자체의 온도를 측정함으로써 0°C 가 유지됨을 확인하였다. 열전대의 측정오차는 최대 0.1°C 였다. 측정장비로는 HP3852A Data Logger가 사용되었고, HPIB Port를 이용하여 그것을 PC와 연결시켜 모든 실험데이터를 저장하고 분석하였다.

4.2 Data Reduction

각각의 표면 열전대가 설치된 위치에서의 핵비등 국부 열전달계수는 다음과 같은 식을 사용하여 계

산되었다.

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

여기서, h , q , A , T_w 와 T_i 는 각각 열전달계수($W/m^2\text{C}$), 카트리지 히터에 공급된 열량(W), 전열면적(m^2), 보정된 표면온도와 액체의 온도($^{\circ}\text{C}$)이다.

위에서 언급된 대로, 관 표면에서의 온도 T_w 는 직접 측정될 수 없으므로 관표면에서 2.5 mm 안쪽에 위치한 부분의 온도를 측정 한 뒤 1차원 정상 상태 열전도식을 사용하여 보정된 T_w 를 계산했고, (식(2) 참조) 그 값을 식(1)에 대입하여 열전달계수를 계산했다.

$$T_w = T - \frac{q}{2\pi L} \left[\frac{\ln(r_o/r_i)}{k_{tube}} \right] \quad (2)$$

여기서, k_{tube} , r_o , r_i , q , L 과 T 는 각각 관의 열전도도($386 W/m$), 관의 외부반경(9.525 mm), 관중심에서 열전대용 홀중심까지의 반지름(8.025 mm), 카트리지 히터에 공급된 열량(W), 카트리지 히터의 길이(260 mm) 그리고 관의 내부에 설치된 열전대에 의해 측정된 온도이다. 열유속에 따라 식(2)의 우측의 두번째 항은 대략 0.04°C 에서 0.25°C 정도가 된다.

위의 식(1)의 전열 면적(A)은 평관과 핀관의 외경을 기준으로 한 면적(nominal area)으로 정했으며, 사용된 관들의 외경이 모두 같으므로 관에 상관없이 동일한 값을 갖는다. 또한 식(1)의 열량(q)은 정도가 0.1% 미만인 디지털 와트미터에 의해 직접 측정된 값이다. 이와 같이 관의 위, 아래, 옆에서 측정된 표면온도와 풀 내의 액체온도를 사용하여 국부 열전달계수를 계산한 뒤, 단면에서의 평균 열전달계수는 양 측면의 열전달계수가 같다는 가정하에서 다음과 같이 계산되었다.

$$h_{ave} = (h_{top} + h_{bottom} + 2 \cdot h_{side}) / 4 \quad (3)$$

측정된 열유속은 디지털 와트미터의 정도 및 계산된 열전달면적에 의해 영향을 받으며, 이것들을 고려한 열유속의 최대오차는 1% 이내였다. 측정된 열전달계수에 가장 큰 영향을 미치는 인자로는 측정된 온도와 열유속의 오차(각각 1% 미만)이다. 이러한 오차를 고려했을 때 열전달계수의 오차는 낮은 열유속($10 \text{ kW/m}^2 \sim 20 \text{ kW/m}^2$)에서는 약 5% 그리고 높은 열유속(30 kW/m^2 이상)에서는 약 3% 정도로 평가되었다. 이처럼 측정오차 자체는

그리 크지 않지만, 같은 조건에서 반복해서 실험을 하여 측정된 열전달계수는 약 5% 범위 안에서 분산되는 추세를 보였다. 그 이유는 매 실험시마다 열전달표면이 가열되면 냉매 자체의 화학적 성분이 표면에 침전되기 때문이며(즉, 표면 불결효과가 생김), 따라서 이 정도의 실험편차는 불가피했다.

5. 결과 및 고찰

본 실험에서는 CFC11과 그 대체냉매인 HCFC123과 HCFC141b 풀 내에서 평관 및 여러 종류의 낮은 핀관을 사용하여 단위길이당 핀수가 열전달계수의 증가에 미치는 영향을 연구했다. 본 실험에서 사용된 낮은 핀관은 각각 10 fpi(fins per inch), 19 fpi, 28 fpi과 36 fpi이다. 본 실험에서 열유속은 10 kW/m^2 에서 60 kW/m^2 까지 변화되었고, 냉매의 온도는 대기압하에서의 각 냉매의 포화온도에 가깝도록 24°C (CFC11), 27°C (HCFC123)와 31°C (HCFC141b)가 되도록 하였다.

측정된 실험결과들을 논의하기에 앞서, 먼저 본 실험장치로 측정된 평관의 핵비등 열전달계수의 신뢰성을 살펴보기 위해 기존의 비등 열전달계수 예측식과 비교해 보는 것이 좋을 것이다. 지금까지 핵비등 분야에는 많은 연구가 진행되었으며, Stephan과 Abdelsalam⁽¹²⁾의 비등 열전달식(식 (4), (5) 참조)이 가장 정확도가 높은 것으로 인정되고 있다. 그들은 CFC계통의 냉매들을 사용하여 측정된 수천 개의 비등 열전달계수를 정리하여 매우 실제적인 경험식을 만들었다. Jung과 Radermacher⁽¹³⁾처럼, 본 연구에서도 그들의 열전달계수 예측 공식을 사용하여 비등 열전달계수를 계산하여 그것을 실제로 측정된 값과 비교함으로써 본 실험의 신뢰성을 간접적으로 확인하였다.

$$h_{sat} = 207 \frac{k_l}{D_b} \left(\frac{q D_b}{T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.518} Pr_l^{0.533} \quad (4)$$

$$D_b = 0.0146 \beta \left[2 \frac{\sigma}{g} (\rho_l - \rho_v) \right]^{0.5} \quad (5)$$

여기서, 접촉각 β 는 그들이 제시한 대로 35° 로 하였다.

위에서 언급되었듯이, 본 실험에서 사용된 등은 냉각기의 용량부족으로 인해 세 냉매 모두 똑 같은 온도에서 실험을 진행할 수가 없었다. 따라서 먼저 온도 변화에 따른 열전달계수의 변화를 살펴보는

것이 필요할 것으로 생각되었고, 이를 위해 각각의 냉매에 대해 Stephan과 Abdelsalam의 식을 사용하여 $24^{\circ}\text{C} \sim 32^{\circ}\text{C}$ 에서 열전달계수를 계산해 보았다. 그 결과 그 정도의 온도범위 내에서는 열전달계수의 최대변화가 4% 이내임이 밝혀졌다. 그러므로 앞으로 제시될 모든 데이터는 유체에 상관없이 대기압하에서(혹은 평균온도인 28°C 에서) 측정된 값으로 여겨져도 무방할 것으로 사료된다.

Fig. 5는 평관에서의 비등 열전달계수를 보여준다. HCFC123을 제외하고는, Stephan과 Abdelsalam의 식을 사용하여 계산된 열전달계수와 이번에 실험으로 측정된 열전달계수가 거의 비슷한 양상을 보이고 있다. HCFC123의 데이터가 Stephan과 Abdelsalam의 경험식으로부터 좀더 많은 편차를 보인 이유는 HCFC123이 신냉매이므로 그들의 경험식이 유도될 때 고려되지 않았기 때문인 것으로 추측된다. 또한 Stephan과 Abdelsalam의 식 자체의 오차범위가 15% 정도이므로, 전반적으로 볼 때 HCFC123을 포함한 본 실험의 연구 결과들이 기존의 다른 연구결과들과 비슷함을 알 수 있었다. 이 사실은 간접적으로나마 본 연구의 측정장치 및 실험치가 신뢰할만함을 보여주는 것이다.

Fig. 5에서 보듯이, 같은 열유속에서의 비등 열전달계수는 냉매에 상관없이 거의 비슷하다. 기포 이탈지름의 계산식인 식(5)를 사용하여 계산된 HCFC123의 기포이탈지름은 CFC11보다 6.3% 정도 작은 것으로 나타났으며, HCFC141b의 기포이탈지름은 CFC11보다 11% 정도 큰 것으로 나타났다. (Table 4 참조) 그러나 식(4)에 나타난 대로, 기포이탈지름 자체가 평관의 열전달계수에 미치는 영향은 그리 크지 않다. 그런 이유때문에, 기포이탈지름이 거의 비슷한(10% 이내) 냉매를 사용했을 때, 같은 열유속에서의 열전달계수는 냉매에 상관없이 비슷한 것으로 추정된다. 이론적 배경에서 이미 언급된 대로, 독립적인 기포영역에서는 열유속의 증가에 따라 기포발생위치와 기포발생 빈도는 증가하지만 기포이탈지름은 거의 일정한 값을 유지

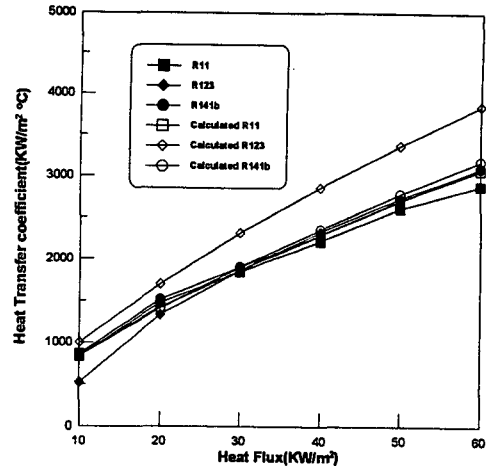


Fig. 5 Heat transfer coefficients for a plain tube

한다. 따라서 Table 4도 기포이탈지름이 열유속에 상관없이 일정한 값을 갖고 있음을 보여준다.

냉매의 종류와 상관없이 같은 열유속에서 비등 열전달계수가 거의 비슷하다는 사실은 열전달측면에서 볼 때, HCFC123과 HCFC141b이 CFC11의 대체냉매로서 적당하다는 것을 다시 한번 뒷받침해 주는 것이다.

Fig. 6은 10 fpi관의 열전달계수를 보여준다. 10 fpi관의 경우에는 세 종류의 작동유체 모두에서 열전달계수가 평관의 열전달계수에 비해 약 2배 정도 증가한다. 이미 앞에서 제시된 대로, (Table 3 참조) 핀수가 늘어나면 핀관의 실제 전열면적이 증가되고 이로 인해 결과적으로 열전달계수가 증가하게 된다. 이번에 측정된 10 fpi관의 열전달계수들은 그런 사실을 확증해 준다.

Fig. 6에서 특이할 만한 것은 낮은 열유속에서 ($10 \sim 30 \text{ kW/m}^2$)는 HCFC123의 열전달계수가 CFC11의 열전달계수보다 오히려 좋다는 사실이다. 그리고 열유속이 증가하여 40 kW/m^2 이상이 되면, HCFC141b의 열전달계수가 CFC11의 열전달계수보다 조금 높게 된다. 열유속이 증가하게 되면 발생된 기포들이 서로 뭉치게 되는데, 아마도

Table 4 Calculated bubble departure diameter(mm)

| Heat flux | Refrigerants | | |
|--|-----------------------------|------------------------------|-------------------------------|
| | R11(24°C) | R123(27°C) | R141b(31°C) |
| $10 \text{ KW/m}^2 \sim 60 \text{ KW/m}^2$ | 0.80 | 0.75 | 0.89 |

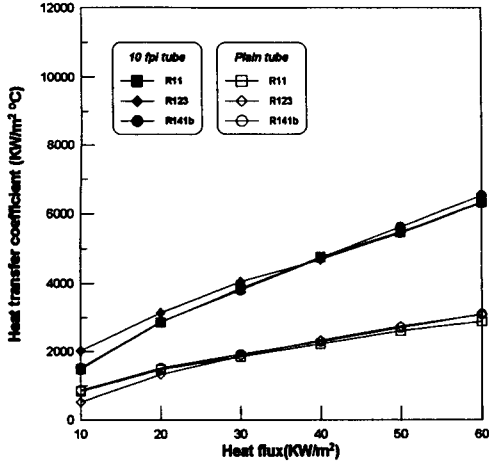


Fig. 6 Heat transfer coefficients for a low-fin tube of 10 fpi

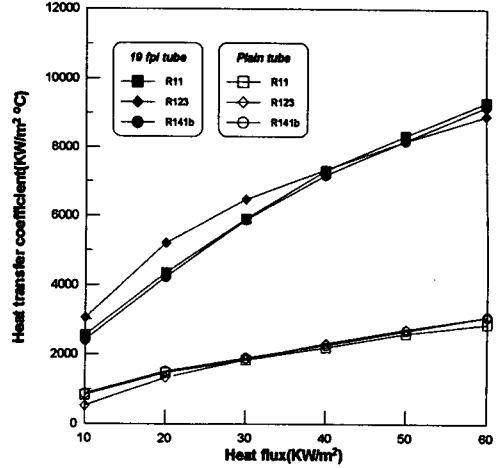


Fig. 7 Heat transfer coefficients for a low-fin tube of 19 fpi

HCFC141b의 경우에는 기포몰침현상과 관계있는 인자들이 열전달에 좀더 유리하게 작용하는 것으로 추정된다.

Fig. 7은 19 fpi관의 열전달계수를 보여준다. 단위길이당 핀수가 더 증가하였으므로, 핀에 의한 실제 전열면적도 이에 비례하여 더욱 증가한다. 따라서 CFC11, HCFC123과 HCFC141b에서 열전달계수들이 모두 평관에 비해 3배 정도 증가하는 것을 관찰할 수 있다. 이것은 10 fpi관의 경우와 마찬가지로, 단위길이당 핀수가 증가하면 실제 전열 면적의 증가로 인해 열전달계수가 증가한다는 것을 보여준다. 이 경우에도 낮은 열유속에서는, HCFC123의 열전달계수가 CFC11의 열전달계수보다 조금 높음을 볼 수 있다.

Fig. 8은 28 fpi관의 열전달계수를 보여주고 있다. 평관에 비해, 열전달계수는 무려 4배정도 증가하며, 같은 열유속에서 19 fpi관에 비해 약 16% 정도의 열전달계수 증가가 관찰되었다. 28 fpi관은 본 실험에서 사용된 핀관들 중에서 가장 높은 열전달계수를 보였고, 이런 결과는 Chen 등(4)의 실험자료와 매우 비슷했다. 낮은 열유속에서는 HCFC123의 열전달계수가 CFC11의 열전달계수와 비슷한 양상을 보였고, 열유속이 높아짐에 따라 HCFC123의 열전달계수는 CFC11의 열전달계수보다 조금 감소하는 경향을 보였다. 특히 열유속이 50~60 kW/m²일 때는, HCFC141b의 열전달계수가 HCFC123의 열전달계수보다 조금 높음을 알 수 있다. 그러나 전체적으로 볼 때, CFC11에서의 열전

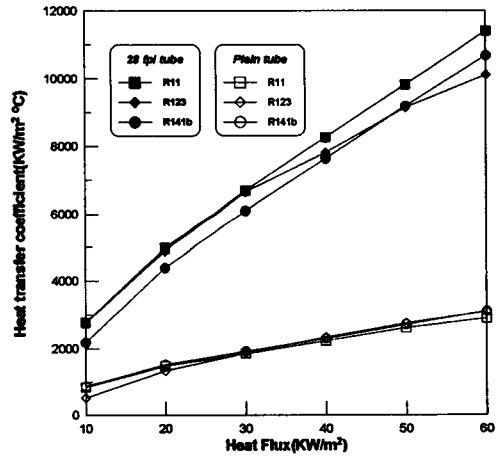


Fig. 8 Heat transfer coefficients for a low-fin tube of 28 fpi

달계수가 가장 높으며 대체냉매에서의 열전달계수는 CFC11의 열전달계수와 거의 비슷한 것으로 나타났다.

Fig. 9는 36 fpi관의 열전달계수를 보여준다. 작동유체에 상관없이, 모든 열유속에 대해 36 fpi관의 열전달계수는 19 fpi관이나 28 fpi관의 열전달계수보다 작으며, 10 fpi관의 열전달계수와 비슷하다. 36 fpi관의 경우, 핀수가 가장 많기 때문에 전열면적이 가장 큼에도 불구하고, 열전달계수가 10 fpi관과 비슷한 이유는 다음과 같다. 평관의 경우에는 열유속이 증가하면 독립적인 기포들은 서로 합쳐져서 기포기동을 이루게 되고, 이렇게 형성된 기포기동

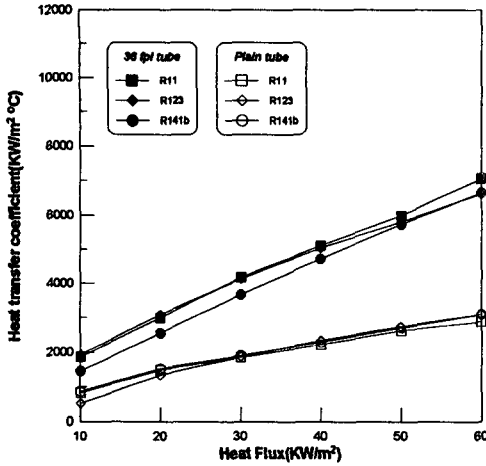


Fig. 9 Heat transfer coefficients for a low-fin tube of 36 fpi

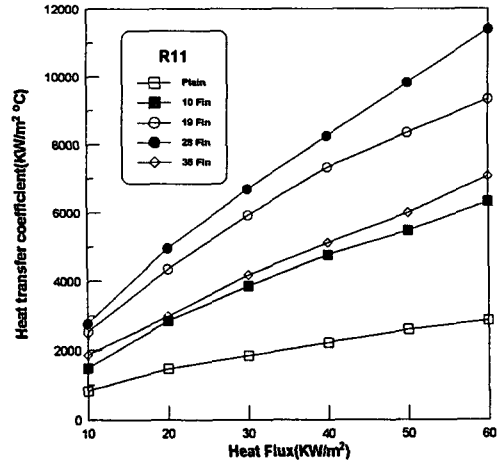


Fig. 10 Heat transfer enhancement with fin tubes in CFC11

들은 주위의 기포기동들과 합쳐져서 조그만 포자형태가 된다. 이러한 포자형태의 기포가 열전달면을 이탈함으로써 열전달면이 냉각된다. 포자가 열전달면을 떠나면, 상대적으로 차가운 액체가 그 자리를 채우고, 다시 기포가 발생하기 때문이다.

그러나 핀관에서의 기포의 이탈은 평균과는 매우 다른 양상을 보인다. 핀간격이 상대적으로 넓은 경우에는 발생한 기포들이 평균에서처럼 열전달면으로부터 자유롭게 이탈할 수 있지만, 핀수가 증가하여 핀간격이 점점 작아지면 발생한 기포들이 주위의 다른 기포들과 합쳐짐으로 핀을 둘러싸게 된다. 이로 인하여 핀과 핀사이에 온도가 낮은 액체의 유입이 어려워지게 되므로, 열전달이 방해될 받게 된다. 이로 인해 열전달면적이 증가함에도 불구하고 열전달계수는 감소하는 경향을 보이게 된다. 특히 핀사이의 간격이 어떤 적정선(약 0.6 mm, Fig. 4 참조)을 넘어서게 되어 핀간의 간격이 더 좁아질수록 이러한 현상은 두드러진다. 그럼에도 불구하고 핀관의 열전달계수가 평균보다 증가하는 이유는 핀가공을 통한 실제 열전달면적의 증가 때문이다. 그러나 핀수가 최적치보다 더 많게 되면 기포가 핀주위에서 자유로이 빠져나가지 못하므로, 자연히 열전달계수의 증가량은 감소하게 될 것이다. 36 fpi관의 경우에 19 fpi관이나 28 fpi관보다 열전달계수 증가가 작게 나타나는 것은 바로 이러한 이유 때문으로 보인다.

실제적으로 가시적인 관찰을 통해서도 그런 것들을 볼 수가 있었다. 19 fpi관과 28 fpi관에서는 열유

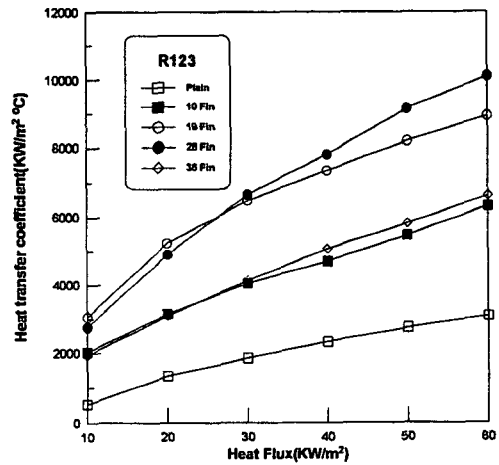


Fig. 11 Heat transfer enhancement with fin tubes in HCFC123

속과 관계없이 기포가 열전달면에서 이탈되어 매우 활발하게 자유표면으로 이동하는 것이 보였는데 반해, 36 fpi관에서는 기포의 이탈이 그리 활발하지 않았다. 또한 다른 핀관에 비해, 36 fpi관의 경우, 기포들이 더 많이 관 주위에 붙어있는 것이 관찰되었다. 이같은 현상은 열유속에 상관없이 핵비동이 발생하기만 하면 관찰되었다. 이러한 것으로 보아 적정 핀수보다 더 많은 핀을 갖고 있는 관의 열전달계수는 평균보다는 높으나 적정 핀수의 핀관보다는 낮을 것으로 추정된다.

Fig. 10은 CFC11내에서 측정된 여러 핀관의 열전달계수 증가경향을 보여준다. 그림에서 볼 수 있

뜻이, 28 fpi관의 열전달계수가 가장 높으며, 36 fpi관의 경우에는 오히려 열전달계수가 19 fpi관보다도 더 낮음을 알 수 있다. Fig. 11 및 12는 각각 HCFC123과 HCFC141b내에서 여러 핀관의 열전달계수의 증가경향을 보여준다. 전반적으로 볼 때, 가장 높은 열전달계수를 보이는 냉매는 CFC11이었지만, 다른 냉매들과의 차이는 그리 크지 않았다. 대체냉매내에서 핀수에 따른 열전달계수의 증가 경향은 CFC11의 경우와 유사하다.

Fig. 13은 열유속이 60 kW/m²일 때, 전열면적과 열전달계수 그리고 핀수와와의 상관관계를 보여주고 있다. 앞에서도 언급되었듯이, 핀수가 증가함에 따라 열전달면적은 증가한다. 그러나 핀수가 증가한

다고 해서 반드시 열전달계수가 증가하는 것은 아니다. 열전달계수는 28 fpi관까지는 계속 증가했지만 36 fpi관에서는 면적이 증가하였음에도 불구하고 열전달계수가 감소하였다. 이 모든 실험결과들을 종합해 볼 때, 건물 냉동기에 사용되는 냉매의 열전달계수는 냉매에 상관없이 단위길이당 핀수가 대략 28 fpi정도일 때 가장 높음을 알 수 있다. 그리고 가장 높은 열전달계수가 발생하는 냉매는 기존의 CFC11이라는 것을 알 수 있었다.

6. 결 론

본 연구에서는 단위길이당 핀수가 핵비등 열전달계수에 미치는 영향을 조사하기 위해, 평균과 4가지의 낮은 핀관을 사용하여 풀 비등 열전달실험을 행했다. 작동 유체로는 CFC11, HCFC123과 HCFC141b를 사용했고, 열유속은 10 kW/m²에서 60 kW/m²까지 변화시켰다. 각각의 냉매온도는 대기압하에서 각 냉매의 포화온도에 가깝게 유지했다. (CFC11은 24°C, HCFC123은 27°C, HCFC141b는 31°C) 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 전반적으로 가장 좋은 열전달계수를 나타낸 냉매는 기존의 CFC11이었다. 대체냉매인 HCFC123과 HCFC141b의 열전달계수는 낮은 열유속에서는 CFC11보다 크거나 비슷하지만, 열유속이 증가하면 CFC11보다 약 3~5% 정도 낮은 결과를 보였다.

(2) 단위길이당 핀수가 증가함에 따라 실제 열전달면적은 증가하였다. 또한 어떤 적정한 핀수를 넘기 전까지는 모든 유체에 대해 핀수가 증가하면서 열전달계수도 증가하였다. 그러나 적정한 핀수를 넘어서게 되면 핀과 핀 사이의 간격이 좁아지며, 이로 인해 표면에서 발생한 기포들이 서로 응집하여 주변의 온도가 낮은 액체의 유입을 방해하게 된다. 그러므로 단위길이당 적정 핀수를 초과하게 되면, 열전달면적의 증가에도 불구하고 열전달계수는 오히려 감소했다. 이같은 독특한 현상은 핀주위에서의 기포의 이탈과 핀사이로의 액체의 유입 그리고 기포이탈지름 등과 관계 있는 것으로 보인다.

(3) CFC11, HCFC123과 HCFC141b 모두에서 28 fpi관은 최대의 열전달계수를 보였다. 이를 토대로 냉동기용 증발기 관의 적정 핀밀도는 28 fpi 정도로 추정할 수 있으며, 이것은 Chen 등⁽⁴⁾의 연구결과와 비슷했다.

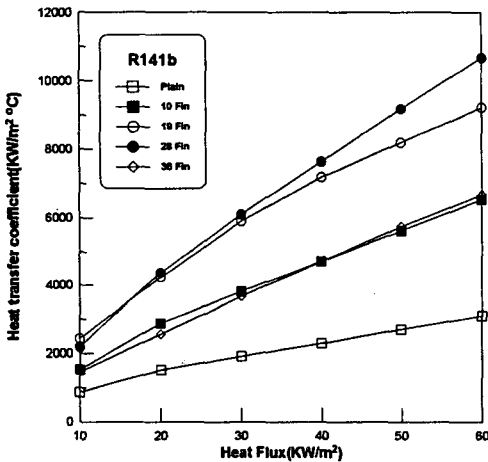


Fig. 12 Heat transfer enhancement with fin tubes in HCFC141b

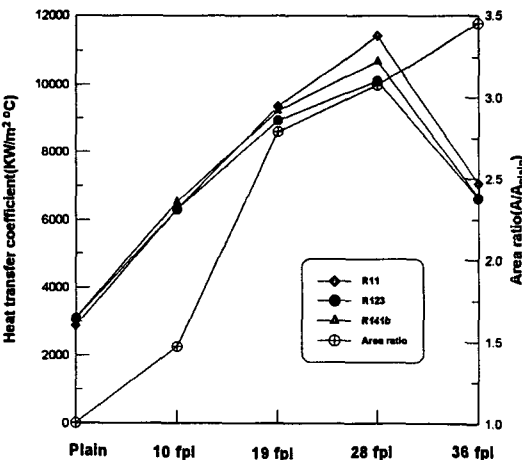


Fig. 13 Actual area ratio and heat transfer enhancement for various fin tubes at 60 kW/m²

후 기

본 연구는 1994년도 한국과학재단 핵심전문연구 지원(과제번호: 941-1000-038-2)에 의해 수행되었으며 이에 대해 관계자 여러분께 감사할 드린다. 또한 아낌없는 지원을 해주신 인하대학교 대학원과 본 실험을 위해 필요한 냉매를 제공하여 주신 울산 화학과 한국 Du-Pont사에게도 감사를 드린다.

참고문헌

- (1) Hesse, G., 1973, "Heat Transfer in Nucleate Boiling Maximum Heat Flux and Transition Boiling," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 16, pp. 1611~1627.
- (2) 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.
- (3) Hahne, E. and Müller, 1983, "Boiling on a Finned Tube and a Finned Tube Bundle," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 26, pp. 849~859.
- (4) Chen, Q., Windisch, R. and Hahne, E., 1989, "Pool Boiling Heat Transfer on Finned Tubes," *Proc. Eurotherm Seminar No. 8, Advances in Pool Boiling Heat Transfer*, Paderborn, FRG, May 11~12, 1989.
- (5) Hahne, E., Qiu-Rong, C. and Windisch, R., 1991, "Pool Boiling Heat Transfer on Finned Tubes-an Experimental and Theoretical Study," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 8, pp. 2071~2079.
- (6) Shih, C.-C. and Westwater, J. W., 1974, "Spheres, Hemispheres and Discs as High-Performance Fins for Boiling Heat Transfer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 17, pp. 125~133.
- (7) Biyikli, S., 1985, "Optimum Use of Longitudinal Fins of Rectangular Profiles in Boiling Liquids," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 968~970.
- (8) Yasunaba, F., 1992, "The Sate of the Art-Nucleate Boiling Mechanism," *Pool and External Flow Boiling, ASME*, pp. 83~97.
- (9) Thome, J. R., 1992, "Mechanisms of Enhanced Nucleate Pool Boiling," *Pool and External Flow Boiling, ASME*, pp. 337~343.
- (10) Hsu, Y. Y. and Graham, R. W., 1976, *Transport Processes in Boiling and Two-Phase System*, Hemisphere, Washington, D. C.
- (11) Devotta, S., Gopichand, S. and Rao Pendyala, V., 1994, "Comparative Assessment of Some HCFCs, HFCs and HFEs as Alternatives to CFC11," *Int. J. Refrig.*, Vol. 17, pp. 32~39.
- (12) Stephan, K. and Abdelsalam, M., 1980, "Heat-Transfer Correlations for Natural Convection Boiling," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 73~87.
- (13) Jung, D. S. and Radermacher, R., 1993, "Prediction of Evaporation Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop of Refrigerant Mixtures in Horizontal Tubes," *Int. J. Refrig.*, Vol. 16, pp. 201~209.